

Wärmeübergang bei der Kondensation an horizontalen Rohren mit Mikrostrifrippen

zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Sonja Sieber
aus Rotenburg an der Fulda

30. April 2008

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energie- und Verfahrenstechnik der Universität Paderborn. Danken möchte ich daher

meinem Betreuer und Gutachter Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Span, der mir großartige Unterstützung und Diskussionspartner war,

Herrn apl.-Prof. Dr.-Ing. Reiner Numrich für die Begutachtung der Arbeit,

der Universität Paderborn, dass sie mir die Promotion ermöglichte,

allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für vielfache Hilfestellung, gute Zusammenarbeit und manchen Tip,

den studentischen Hilfskräften Zhao Wei, Zhang Aiyun, Sun Yanfei, Shi Xiaoyan, Su Qiang und Wang Xiaoxia, die mir experimentelle Daten sowie Zeichnungen lieferten, mir damit einen Teil der Arbeit abnahmen und vielfach Anregungen brachten.

Gleichzeitig möchte ich an dieser Stelle den Menschen danken, die mir die Motivation, die Möglichkeiten und den Rückhalt für diese Arbeit gaben, insbesondere

Hannu und Jonas für ihre Liebe und ihr Lachen,

meinen Eltern, die dies alles möglich machten,

Olga als Kollegin und vor allem Freundin, die mich immer wieder aufbaute,

Falko für seine Freundschaft und verlässliche Hilfsbereitschaft.

Danke!

Inhaltsverzeichnis

1	Motivation und Ziele	1
2	Stand der Forschung	5
2.1	Experimentelle Untersuchungen	5
2.2	Theoretische Modelle	8
2.3	Wärmeübergang an rauen Oberflächen	14
3	Versuchsaufbau	17
3.1	Versuchsbehälter	19
3.2	Versuchsrohre	21
3.2.1	Fertigung von Thermoelementkanälen in der Rohrwand	22
3.2.2	Aufbringen der Mikrostruktur	24
3.3	Mikrostrukturen	26
3.4	Kühlkreislauf	29
3.5	Messtechnik	29
3.5.1	Temperaturen	29
3.5.2	Massenströme	31
3.6	Versuchsstoff	32
3.7	Regelung und Sicherheitstechnik	33
4	Versuchsdurchführung und -auswertung	35
4.1	Versuchsvorbereitung	35
4.2	Ermittlung von Wandtemperaturverläufen	36
4.3	Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten	38
4.4	Ermittlung der Messunsicherheit	39

5	Ergebnisse und Diskussion	45
5.1	Mittlere Wandtemperatur	45
5.2	Wärmeübergang am Glattrohr	49
5.3	Wärmeübergang an Mikrostruktur-Rohren	53
5.3.1	Mikrostruktur-Rohr 1	53
5.3.2	Mikrostruktur-Rohr 2	54
5.3.3	Mikrostruktur-Rohr 3	55
5.3.4	Mikrostruktur-Rohr 4	57
5.3.5	Diskussion	58
6	Modellierung des Wärmeübergangs	65
6.1	Theoretische Modelle	65
6.1.1	Grundmodell	65
6.1.2	δ -Modell	68
6.1.3	r-Modell	71
6.2	Vergleich experimenteller und theoretischer Werte	75
7	Zusammenfassung	81
8	Symbolverzeichnis	85
	Literaturverzeichnis	89
	Anhang	92
A	Messdaten	93
B	Kalibrierung der Thermoelemente	105
C	Stoffdaten R141b	107
D	Abschätzung der Messunsicherheit	111
D.1	Allgemeines	111
D.2	Komponenten der Messunsicherheit	111
D.3	Liste aller Komponenten der Messunsicherheit	120

1 Motivation und Ziele

Kondensatoren als Bestandteile von Prozessketten

Kondensatoren sind Bestandteile von Prozessketten der Energie- und Verfahrenstechnik. In großen Stückzahlen kommen sie auch als Komponenten in fertigen Produkten wie Kühlschränken, Brennwertheizkesseln u.ä. vor. Ihre Hauptaufgabe ist die Übertragung von Energie in Form von Wärme zwischen zwei Medien bzw. die Veränderung des Phasenzustands eines dampfförmigen Mediums.

Unter den häufigsten Kondensatoren sind Rohrbündelapparate mit horizontal angeordneten Rohren. Hierbei kann der Dampf bzw. das Kondensat entweder in den Rohren oder mantelseitig strömen. In dieser Arbeit werden Kondensatoren betrachtet, bei denen der Dampf mantelseitig strömt, während das Kühlmedium durch die Rohre fließt, Bild 1.1. Der Dampf tritt auf der Oberseite des Mantels ein und kondensiert an den Rohren, wobei das Kondensat auf der Oberfläche der Rohre zumeist einen geschlossenen Film bildet. Es tropft an den Rohrreihen herunter, wird im unteren Teil des Kondensators abgeleitet und tritt meist leicht unterkühlt aus dem Kondensator aus.

Rohrbündelkondensatoren reagieren besonders empfindlich auf geringe Anteile von nicht kondensierenden Gasen (Inertgasen) im Dampf, wodurch der übertragene Wärmestrom bei gleicher Temperaturdifferenz um bis zu 80% sinken kann. Bei der Konstruktion müssen daher Maßnahmen getroffen werden, um Inertgase an bestimmten Stellen akkumulieren und ableiten zu können. Bei Verwendung von fluorierten Kohlenwasserstoffen als Kältemittel in Kühlkreisläufen treten vergleichsweise niedrige Wärmeübergangskoeffizienten auf, weshalb hier häufig eine Verbesserung des Wärmeübergangs durch konstruktive Maßnahmen angestrebt wird.

Erhöhung der Effizienz von Kondensatoren durch Kühlflächendesign

Die Effizienz eines Kondensators hängt von verschiedenen Faktoren ab. So bestimmt

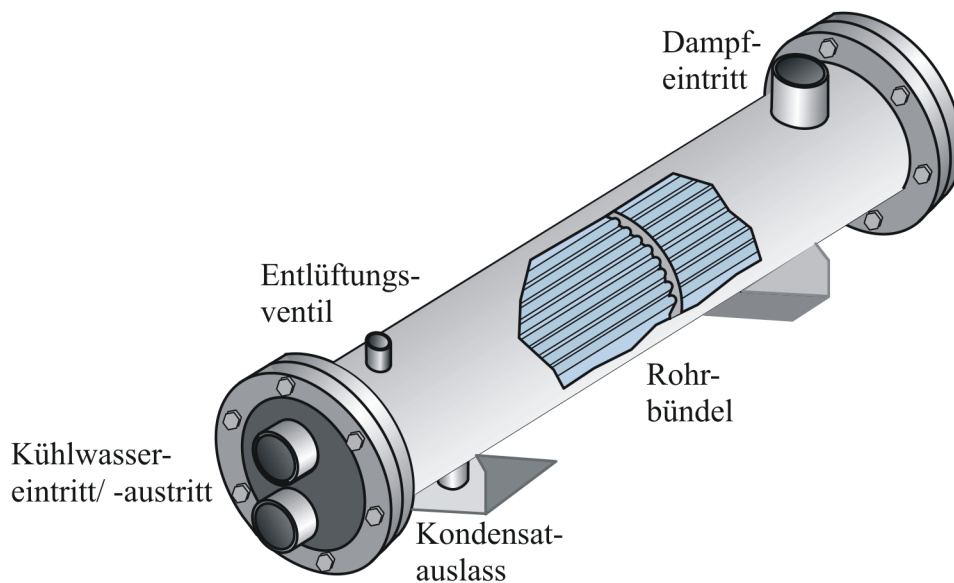


Bild 1.1: Schema eines Rohrbündelkondensators

der Druckverlust der strömenden Medien die Pumpenleistung und damit die Betriebskosten, der Wärmeübergangskoeffizient und die anliegenden Temperaturdifferenzen beeinflussen maßgeblich die Größe der Wärmeübertragungsfläche und damit auch Platz- und Materialbedarf. Daher lassen sich Kondensatoren unterschiedlicher Bauart schwer miteinander vergleichen. Bei gleicher Konstruktion, z.B. beim Vergleich von Rohrbündelkondensatoren, dient als Kennzahl meistens der Wärmedurchgangskoeffizient. Dieser wird über der treibenden Temperaturdifferenz, manchmal auch über dem Druckverlust aufgetragen.

Bei der Filmkondensation von reinen Dämpfen ist der Wärmeübergangskoeffizient eine inverse Funktion der Kondensatfilmdicke. Maßnahmen zur Intensivierung des Wärmeübergangs müssen daher auf eine Verringerung der Kondensatfilmdicke zielen. Eine weitreichende Möglichkeit zur Verbesserung des Wärmeübergangs besteht daher darin, die Oberflächeneigenschaften von Kondensat und Kühlfläche zu verändern, so dass die Benetzung der Oberfläche und damit die Filmbildung des Kondensats unterbunden werden. Die Tropfenkondensation, bei der das Kondensat von der Oberfläche

abrollt, ist jedoch technisch schwer realisierbar, so dass die Filmkondensation den praktischen Normalfall darstellt.

Als Möglichkeit zur Verbesserung der Filmkondensation bieten sich Drainagemaßnahmen an, die ein schnelleres Abfließen des Kondensatfilms ermöglichen. Hierbei spielen Kapillareffekte eine große Rolle, was zur Entwicklung von Rohren mit Rippenprofilen führte. Das Design entsprechender Kühlflächen wurde seit den 70er Jahren intensiv weiterentwickelt. Weit verbreitet sind Kreisrippen sowie Sägezahnprofile, die mechanisch durch Ziehen oder Walzen hergestellt werden.

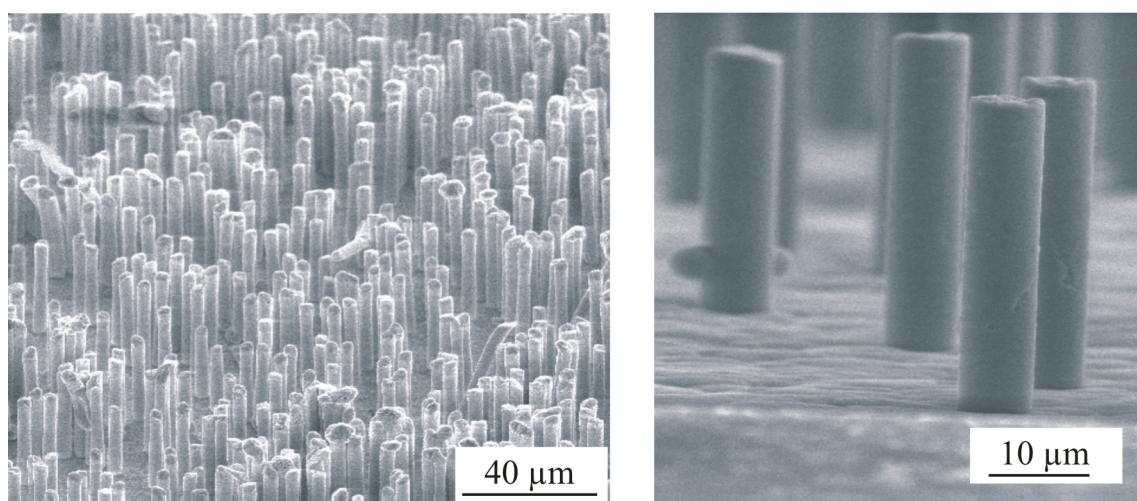


Bild 1.2: REM-Aufnahmen von Mikrostrukturen; mit freundlicher Genehmigung der SDK-Technik, Quedlinburg

Nach einem von unserem Projektpartner ¹ entwickelten Verfahren lassen sich Rippenstrukturen auch durch Galvanoformung generieren, wodurch wesentlich kleinere Abmessungen sowie bisher nicht realisierbare Rippenformen möglich geworden sind, Bild 1.2. Die neuartigen Strukturen zeichnen sich durch eine wesentlich größere Oberfläche sowie stärkere Kapillarkräfte aus. Die Fertigung der Struktur erfolgt unter Zuhilfenahme der Ionenstrahlolithographie durch ein elektrolytisches Verfahren. Die Kupferstrukturen werden dabei innerhalb einer Matrix auf dem Grundrohr abgeschieden. Die aus einer Polymer-Folie bestehende Matrix wird später in einem Ätzprozess entfernt.

Aufgrund der Geometrie der Struktur werden gute Kondensationseigenschaften und eine Verbesserung des Wärmeübergangs erwartet. Ziel des Vorhabens ist die Bestäti-

¹SDK-Technik GmbH, Quedlinburg

gung bzw. Quantifizierung dieser Effekte durch Experimente sowie die Optimierung der Mikrostruktur hinsichtlich der Kondensationskinetik. Variabel sind dabei die geometrischen Parameter der Mikrostruktur (Höhe, Durchmesser sowie Anzahl der Strukturelemente (SE)), die allerdings durch das Herstellungsverfahren begrenzt sind. Die vorliegende Arbeit beantwortet die Fragen:

- *Welche physikalischen Mechanismen beeinflussen den Kondensatablauf und damit den Wärmeübergang bei der Kondensation an den untersuchten Mikrostrukturen?*
- *Inwieweit lässt sich durch die untersuchten Mikrostrukturen der Wärmeübergang intensivieren?*
- *Wie muss eine optimierte Mikrostruktur aussehen, die einen möglichst hohen Wärmeübergangskoeffizienten hat?*
- *Lassen sich die theoretischen Modelle für die Vorhersage des Wärmeübergangs an Integralrippenrohren auf die hier untersuchten Mikrostrukturen übertragen?*

2 Stand der Forschung

Die Intensivierung des Wärmeübergangs bei der Kondensation ist seit langem Gegenstand der Forschung. Kann der Wärmeübergangskoeffizient durch Maßnahmen der Oberflächengestaltung vergrößert werden, so vergrößert sich bei einem vorhandenen Apparat der übertragene Wärmestrom bei gleichen Temperaturdifferenzen; beim Design neuer Kondensatoren kann bei vorgegebenem Wärmestrom die Wärmeübertragungsfläche verkleinert werden, was Materialbedarf und Druckverluste verringert. Dies gilt insbesondere für fluorierte Kohlenwasserstoffe und andere Fluide, die eine niedrige spezifische Wärmeleitfähigkeit besitzen.

Zahlreiche Arbeiten befassen sich sowohl experimentell als auch theoretisch mit dem Wärmeübergang an spezifisch gestalteten Kondensationsflächen. Zunächst soll ein kurzer Überblick über die aktuellen experimentellen Forschungen gegeben werden, um die eigenen Ergebnisse später einordnen zu können. Anschließend werden theoretische Modelle zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten skizziert. Die meisten Modelle beziehen sich auf Integralrippen, in neuerer Zeit wurden auch Ansätze publiziert, die sich auf andere Rippenformen beziehen. Ein Modell für Stifrippen ist jedoch noch nicht bekannt.

2.1 Experimentelle Untersuchungen

Untersuchungen an feingerippten Integralrippenrohren stammen zum größten Teil aus den 80er und 90er Jahren. Nachdem erkannt worden war, dass die Oberflächenspannung einen großen Einfluss auf die Kondensatfilmstärke bzw. den Wärmeübergang hat, wurden systematisch Experimente bei unterschiedlichen Rippenzahlen (Anzahl der Rippen pro Meter Lauflänge) und Rippenhöhen durchgeführt. Als Versuchsfluide wurden verschiedene Fluor(chlor)kohlenwasserstoffe (FKW) mit unterschiedlichen Oberflächenspannungen sowie Wasserdampf verwendet, was einen Vergleich der Ergebnisse er-

schwert. So ist die optimale Rippenzahl stark von der Oberflächenspannung des Versuchsfluids abhängig. Für die Kondensation von Wasserdampf bedarf es Rohre mit kleineren Rippenzahlen als für die Kondensation von organischen Kältemitteln. Im Sinne einer besseren Vergleichbarkeit werden daher in der vorliegenden Arbeit hauptsächlich Ergebnisse von Messungen mit FKW-Kältemitteln vorgestellt.

Rudy und Webb [1] und Webb et al. [2] publizierten Wärmeübergangskoeffizienten für vier Kupferrohre mit 748, 1024 und 1378 Rippen pro Meter. Die Rippenhöhe betrug 0,8 bis 1,3 mm, als Kältemittel wurde R11 verwendet. Die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten lagen zwischen $6000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und $25.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bezogen auf die Hüllfläche des Rohres, wobei die höchsten Werte für das Rohr mit der größten Rippenzahl bei der kleinsten Dampf-Wand-Temperaturdifferenz gelten. Im Vergleich zum Glattrohr war der Wärmeübergangskoeffizient um den Faktor 5 bis 10 größer (Vergleichsangaben beziehen sich immer auf dieselbe Dampf-Wand-Temperaturdifferenz).

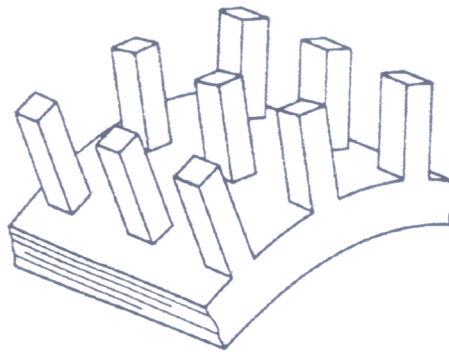


Bild 2.1: Stiftrippen, wie von Webb et al. [3] und Briggs [4] untersucht; bei [3] waren die Rippen z.T. versetzt angeordnet

Webb et al. [3] untersuchten auch eine Oberfläche mit Stiftrippen. Diese wiesen ca. 3fach höhere Wärmeübergangskoeffizienten als die glatte Oberfläche auf. Im Widerspruch zu späteren Untersuchungen [4] von Briggs, Bild 2.1, waren die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten jedoch niedriger als bei Integralrippen derselben Höhe und Breite. Ursache hierfür war vermutlich die versetzte Anordnung der Stifte, die den Kondensatablauf behinderte.

Honda und Nozu [5] stellten für Kupferrohre mit Rippenzahlen zwischen 1000 und 2000 Rippen pro Meter eigene Daten mit dem Kältemittel R113 sowie mit Methanol vor. Die Rippenhöhe betrug 0,9 bis 1,5 mm. Der Intensivierungsfaktor für R113 betrug

5 bis 9 bezogen auf die Hüllfläche des Rohres. Als Intensivierungsfaktor wird i.A. der Quotient der Wärmeübergangskoeffizienten von Rippenrohr und Glattrohr bei gleicher Temperaturdifferenz bezeichnet.

In neueren Untersuchungen treten die Rippenform sowie weitere Aspekte (Kondensation von Gemischen, z.B. [6, 7], oder die Kondensation an Rohrbündeln, z.B. [8, 9]) in den Vordergrund. Neben Integralrippenrohren unterschiedlicher Profilformen wurden auch sogenannte dreidimensionale Rippenformen untersucht. Cheng und Tao [10] vermaßen den Wärmeübergang an Rippen mit Sägezahnprofil. Als Versuchsstoffe wurden hierbei R12 sowie R152a verwandt. Die Sägezahnprofile wiesen höhere oder ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten wie Integralrippen auf.

Kumar et al. [11, 12] bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten für herkömmliche Integralrippenrohre sowie für Rohre mit „durchbrochenen“ Rippen. Von diesen SIFT (Spine Integral Fin Tubes) wurden drei unterschiedliche Varianten untersucht: Ein Rohr mit rundum durchbrochenen Rippen, sowie zwei Rohre, deren Rippen entweder nur auf der Ober- oder nur auf der Unterseite des Rohres unterbrochen waren. Als Versuchsstoff wurden R11 und R134a verwendet. Die Rippenzahl betrug für das Kältemittel R11 1417 Rippen pro Meter, für R134a 1560 Rippen pro Meter bei einer Rippenhöhe von 0,7 mm. Im Vergleich zu den herkömmlichen Integralrippen war der Wärmeübergangskoeffizient bei durchbrochenen Rippen ca. 20% höher, Bild 2.2, der Intensivierungsfaktor betrug ca. 6 bei Temperaturdifferenzen zwischen 4 und 10 K. Kumar et al. vermuteten, dass die durchbrochenen Rippen insbesondere die Drainage des Kondensats auf der Unterseite des Rohres verbessern. Das Rohr mit durchbrochenen Rippen auf der Unterseite hatte einen deutlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten als das Rohr mit durchbrochenen Rippen auf der Oberseite.

Briggs [4] stellte eine deutliche Verbesserung des Wärmeübergangs bei Verwendung von Stiftrippen anstelle von Integralrippen fest. Seine Messungen mit R113 an sechs unterschiedlichen Stiftrippenrohren zeigen, dass eine Intensivierung des Wärmeübergangs um den Faktor 3 bis 10 im Vergleich zum Glattrohr möglich ist. Das beste von ihm vermessene Rohr besaß Stiftrippen der Breite/Länge 0,5 mm und Höhe 1,6 mm, wobei der Rippenabstand gleich der Rippenbreite war. Die Stiftrippen wurden durch Aufbringen von Nuten oder Kerben auf ein dickwandiges Kupferrohr hergestellt.

Weitere untersuchte Rippenformen sind das GEWA C+-Rohr mit seinen zusätzlichen Ausstülpungen an den Rippenflanken, wodurch der Wärmeübergang um ca. 30 % ver-

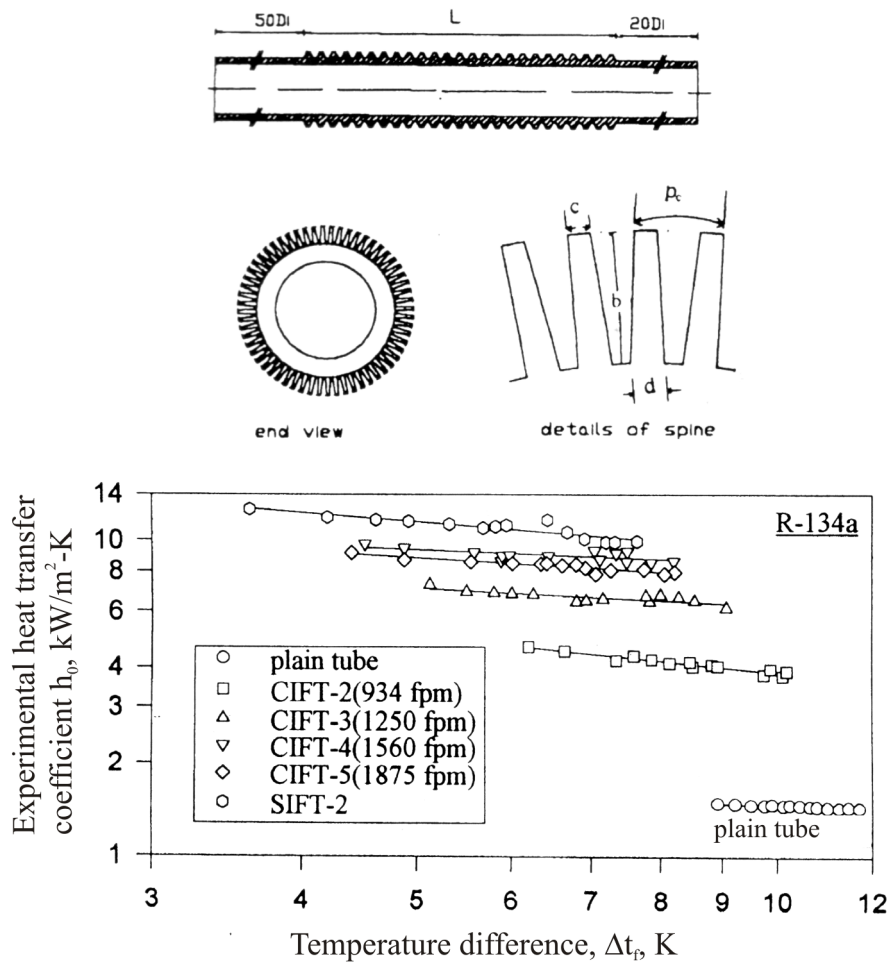


Bild 2.2: Experimentelle Ergebnisse von Kumar et al. [11]; CIFT (Circular integral fin tube): Integralrippenrohr, SIFT (Spine integral fin tube): Stifrippenrohr

bessert wird [13], sowie ein Rohr mit „Kapillarstruktur“. Hierzu ermittelte Mitrovic [6] Intensivierungsfaktoren bis zu 6 bei Temperaturdifferenzen von 4 bis 6 K bezogen auf die Fläche des Basisrohres.

2.2 Theoretische Modelle

Zur Modellierung des Wärmeübergangs bei der Kondensation an Rippenrohren ist bereits ein Übersichtsartikel von Marto [14] aus dem Jahr 1988 vorhanden. Der Schwerpunkt der Darstellung soll daher auf später erschienenen Publikationen liegen, von de-

nen die meisten die Krümmung der Kondensatoberfläche bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigen.

Das erste Modell für die Filmkondensation an einem horizontalen Rippenrohr erstellten Beatty und Katz [15]. Sie ermittelten zusätzlich zum Kondensatablauf am Umfang des Rohres den Abfluss des Kondensats von den senkrechten Rippenflanken, Bild 2.3. Beide Beiträge können mit Hilfe der Theorie von Nusselt für das horizontale Rohr bzw. für das senkrechte Rohr berechnet werden. Der Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich dann zu

$$\alpha_{BK} = \eta_R \alpha_R \frac{A_R}{A} + \alpha_U \frac{A_U}{A} \quad (2.1)$$

wobei η_R den Rippenwirkungsgrad darstellt, A_R und A_U die Fläche der Rippen bzw. zwischen den Rippen und α_R bzw. α_U die Wärmeübergangskoeffizienten für die entsprechenden Flächen. Außerdem gilt:

$$A = \eta_R A_R + A_U . \quad (2.2)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient bezieht sich auf die effektive Oberfläche, was im Vergleich mit späteren Publikationen unüblich ist und zu niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten führt.

Die Wärmeübergangskoeffizienten α_R und α_U ergeben sich nach Nusselt [16] zu

$$\alpha_U = 0,728 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K}{\Delta T \mu D_0} \right)^{1/4} \quad (2.3)$$

für das horizontale und

$$\alpha_R = 0,943 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K}{\Delta T \mu L} \right)^{1/4} \quad (2.4)$$

für ein senkrechtes Rohr. Aus Gln. (2.1) bis (2.4) ergibt sich

$$\alpha_{BK} = 0,689 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K}{\Delta T \mu} \right)^{1/4} \left(\frac{A_U}{A} \frac{1}{D_0^{1/4}} + 1,3 \frac{\eta_R A_R}{A} \frac{1}{L^{1/4}} \right) \quad (2.5)$$

mit einer charakteristischen Länge L

$$L = \pi (D_r^2 - D_0^2) / 4D_r \quad (2.6)$$

wobei D_r den Durchmesser des Hüllrohres und D_0 den des Grundrohres darstellen.

Die Konstante (0,689 anstelle von 0,728) wurde hierbei an experimentelle Werte angepasst. Das Modell nach Beatty und Katz zeigt eine gute Übereinstimmung mit Experimenten bei Kältemitteln mit niedriger Oberflächenspannung. Bei Kältemitteln mit hoher Oberflächenspannung sowie Wasserdampf treten jedoch Effekte auf, die das Modell nicht erfasst.

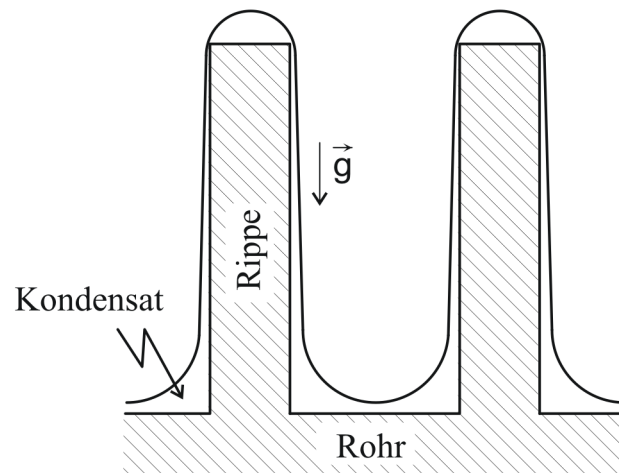


Bild 2.3: Kondensatablauf von den Rippenflanken und am Umfang, Modell nach Beatty und Katz [15]

Gregorig [17] erkannte, dass die Oberflächenspannung auf der gekrümmten Kondensatfilmoberfläche einen Druckgradienten induziert, der vielfach größer sein kann als die durch Schwerkraft induzierte Wirkung. Dieser Druckgradient treibt das Fluid von den Rippenstippen in die Rippenzwischenräume, so dass sich an den Rippenflanken nur ein sehr dünner Kondensatfilm ausbildet. Auf der Oberseite eines Rippenrohres bewirkt die Oberflächenspannung eine Drainage des Kondensats und damit eine Verbesserung des Wärmeübergangs. Auf der Unterseite eines Rippenrohres hingegen werden die Rippen durch das Kondensat z.T. geflutet (Kondensatretention), Bild 2.4, was den Wärmeübergang verschlechtert.

Die Änderung des Druckes über die Weglänge s ist nach Gregorig [17] definiert durch

$$\frac{dp}{ds} = \frac{d}{ds} \left(\frac{\sigma}{r} \right) \quad (2.7)$$

wobei σ die Oberflächenspannung und r den Krümmungsradius der Kondensatfilmoberfläche darstellen.

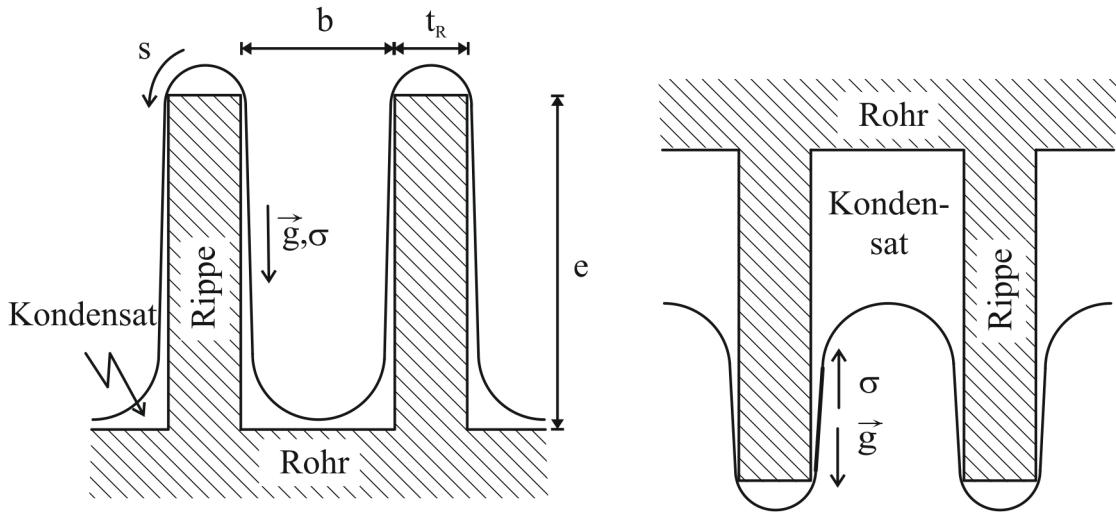


Bild 2.4: Wirkung der Oberflächenspannung auf Ober- und Unterseite eines Rippenrohres

Webb et al. [3] ersetzen in Gl. (2.4) den Gravitationsterm durch Gl. (2.7) und erhielten unter Annahme eines konstanten Druckgradienten

$$\alpha_R = 0,943 \left(\frac{\lambda^3 \rho \Delta h_K}{\mu \Delta T} \right)^{1/4} \cdot \left[\frac{2\sigma}{e^2} \left(\frac{1}{t_R} + \frac{1}{b} \right) \right]^{1/4} \quad (2.8)$$

mit der Rippenhöhe e , dem Rippenabstand b und der Rippendicke t_R , Bild 2.4. Rudy und Webb [1] berücksichtigten außerdem, dass auf dem gefluteten Teil des Rohres der Wärmeübergang stark reduziert ist. Der Flutungswinkel φ_F , Bild 2.5, berechnet sich nach [18] aus

$$\varphi_F = \arccos \left(1 - \frac{4\sigma}{D_r b \rho g} \right) \quad (2.9)$$

mit D_r als dem Durchmesser des Hüllrohres.

Bei Vernachlässigung des Wärmeübergangs am gefluteten Teil des Rohres ergibt sich für den Wärmeübergangskoeffizienten nach Rudy und Webb

$$\alpha_{RW} = \left(\eta_R \alpha_R \frac{A_R}{A_r} + \alpha_U \frac{A_U}{A_r} \right) \cdot \left(1 - \frac{\varphi_F}{\pi} \right) . \quad (2.10)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient bezieht sich hierbei auf die Hüllfläche des Rohres.

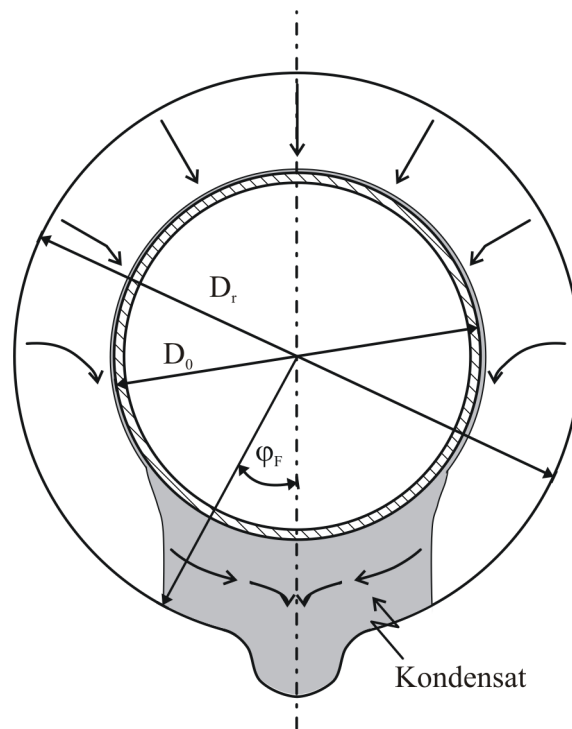


Bild 2.5: Querschnitt eines Rippenrohres mit gefluteter Unterseite, nach [18]

Der Nachteil des von Rudy und Webb vorgeschlagenen Modells liegt darin, dass ein linearer Druckgradient angenommen und die tatsächliche Krümmung des Kondensatfilms nicht berücksichtigt wird. Somit wird auch der Einfluss unterschiedlicher Rippengeometrien nicht erfasst. Eine allgemeine Lösung für den Wärmeübergangskoeffizienten bei sich ändernder Krümmung der Kondensatfilmoberfläche stellte Adamek [19] vor. Mit der Kondensatfilmdicke

$$\delta^4 = \frac{-4\lambda\mu\Delta T}{\sigma\rho\Delta h_K} \left[\frac{d(1/r)}{ds} \right]^{-4/3} \int_0^s \left[\frac{d(1/r)}{ds} \right]^{1/3} ds \quad (2.11)$$

ergibt sich

$$\frac{\alpha_R S_m}{\lambda} = \int_0^{S_m} \frac{ds}{\delta} \quad (2.12)$$

Wenn die Krümmung des Kondensatfilms bekannt ist, können somit die Kondensatfilmdicke und der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Adamek [19] defi-

nierte eine Familie von Oberflächenprofilen, deren Krümmung entlang der Wegstrecke s durch

$$\frac{1}{r} = \frac{\theta_m}{S_m} \frac{\xi + 1}{\xi} \left[1 - \left(\frac{s}{S_m} \right)^\xi \right] \quad (-1 \leq \xi < \infty) \quad (2.13)$$

gegeben ist und für die sich die oben angegebenen Integrale lösen lassen. Für den Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich dann

$$\frac{\alpha_R S_m}{\lambda} = 2,149 \left[\frac{\sigma \Delta h_K \theta_m S_m}{v \lambda \Delta T} \frac{\xi - 1}{(\xi + 2)^3} \right]^{1/4}. \quad (2.14)$$

Die Parameter S_m , θ_m und ξ müssen entsprechend dem Rippenprofil definiert werden. ξ ist hierbei ein Formfaktor, der um so kleiner ist je steiler das Rippenprofil wird.

Webb et al. [2] nutzten das von Adamek hergeleitete Modell und berücksichtigten gleichzeitig den Kondensatablauf von den Rippen für den Wärmeübergang im Wellental sowie den Wärmeübergang in den gefluteten Bereichen. Adamek und Webb [20] entwickelten daraus ein Modell, das auf weitere Rippenformen anwendbar ist. Der Ansatz für die Kondensatfilmkrümmung ist diskontinuierlich, d.h. es werden Abschnitte auf der Rippe definiert, für die die Krümmung konstant oder eine lineare Funktion der Wegstrecke ist. Demnach beschränkt sich die Wirkung der Oberflächenspannung nur auf den kleinen Bereich an der Rippen Spitze bzw. am Rippenfuß, während das Kondensat an der Rippenflanke durch die Schwerkraft abgeleitet wird. Kedzierski und Webb [21] entwickelten eine weitere Familie von Rippenprofilen, die den praktisch herstellbaren ähnlicher sein soll als die von Adamek [19] beschriebenen. Die Gleichung der Krümmung lautet

$$r = C_1 + C_2 \exp(Z\theta) + C_3 \theta \quad (2.15)$$

wobei die Konstanten Funktionen des Formfaktors Z sowie des Winkels θ_m sind.

Honda und Nozu [5] wählten einen kontinuierlichen Ansatz für die Filmkrümmung als Basis für ein numerisches Verfahren. Sie bestimmen die lokale Filmdicke δ aus der Beziehung

$$\frac{1}{3v} \frac{d}{dx} \left\{ \left(\rho g_x - \sigma \frac{d\kappa}{dx} \right) \delta^3 \right\} = \frac{\lambda \Delta T}{\delta \Delta h_K} \quad (2.16)$$

die sowohl die Oberflächenspannungskräfte als auch die Gravitation berücksichtigt.

Wie im vorigen Abschnitt dargestellt, berücksichtigen bisherige Modelle zur Kondensation an strukturierten Rohren sowohl Gravitations- als auch Oberflächenspannungskräfte, die Kondensatretention auf der Unterseite des Rohres, die durch die Rippenform bedingte Änderung der Kondensatfilmdicke sowie die Temperaturverteilung in den Rippen. Diese Modelle, insbesondere das von Honda und Nozu [5] sowie das von Webb et al. [2], liefern gut mit Experimenten übereinstimmende Werte für unterschiedliche Kältemittel sowie Rippengeometrien. Allerdings ist ihre Anwendung bisher auf Integralrippen beschränkt. Andere Rippenformen wurden bisher theoretisch nur von Belghazi et al. [13] behandelt. Wie Adamek und Webb [20] wählten auch Belghazi et al. einen Ansatz, der die Rippe in einzelne Zonen unterteilt, die analytisch getrennt voneinander behandelt werden. Ein allgemeiner Ansatz für andere Rippengeometrien als Integralrippen fehlt in der Literatur.

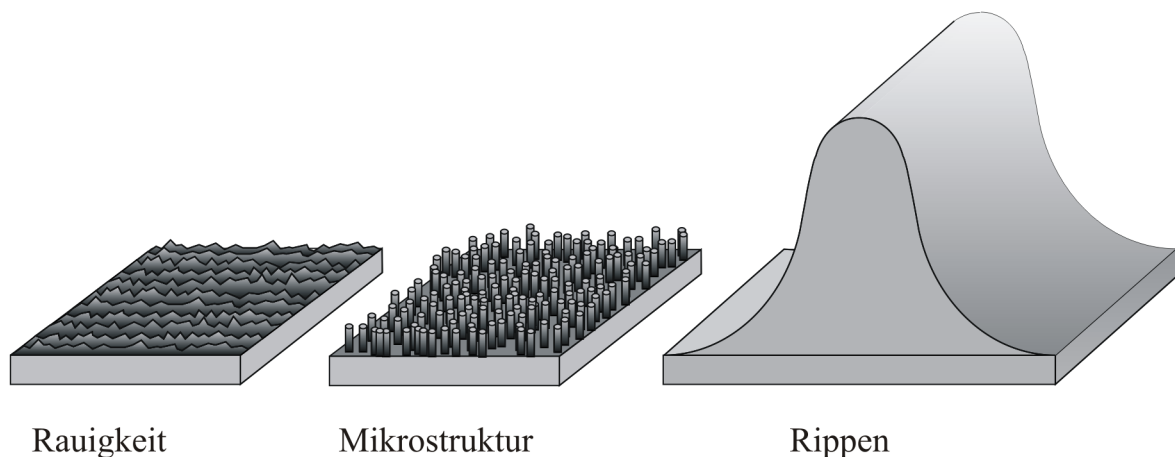


Bild 2.6: Vergleich einer Mikrostruktur mit bisher verwendeten Rippenformen und der Oberflächenrauigkeit eines Kupferrohres

2.3 Wärmeübergang an rauen Oberflächen

Die hier untersuchten Mikrostrukturen unterscheiden sich nicht nur durch die Rippenform, sondern auch durch ihre Abmessungen deutlich von den bisher verwandten Integralrippen. Während diese meist Abmessungen in der Größenordnung von 1 mm (Rippenhöhe) aufwiesen, ist die Mikrostruktur maximal $80 \mu\text{m}$ hoch. Ihre Eigenschaften

liegen somit zwischen denen von Rippen einerseits und rauen Oberflächen andererseits, Bild 2.6. Untersuchungen zur Kondensation an rauen Oberflächen liegen in der Literatur bisher kaum vor. Lilienblum [22] maß die Kondensatfilmdicke an einer senkrechten Platte in Abhängigkeit von der Rauigkeit der Oberfläche, bestimmte jedoch keine Wärmeübergangskoeffizienten. Er beschrieb, dass sowohl die mittlere Filmdicke wie auch die Welligkeit des Kondensatfilms mit steigender Rauigkeit zunahmen. Während eine größere Kondensatfilmdicke einen kleineren Wärmeübergangskoeffizienten bedingt, wird durch die Welligkeit des Films der Wärmeübergang verbessert, so dass sich also aus den Untersuchungen kein Rückschluss auf einen schlechteren oder besseren Wärmeübergang ziehen lässt. Yun et al. [23] untersuchten den Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang, allerdings sind die experimentellen Daten spärlich. Bei Dampf-Wand-Temperaturdifferenzen unter 2 K beobachteten sie für ein Edelstahlrohr mit einer Oberflächenrauigkeit von 15 μm eine Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten um ca. 40% im Vergleich zu einem theoretisch glatten Kupferrohr. Die Differenz der Wärmeübergangskoeffizienten war um so größer, je kleiner das Verhältnis von Kondensatfilmdicke zur Rauigkeit war. Bei Temperaturdifferenzen größer 2 K waren die Wärmeübergangskoeffizienten gleich.

3 Versuchsaufbau

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation wurde ein geschlossener Verdampfungs-Kondensations-Kreislauf verwendet, in dem einzelne strukturierte Rohre vermessen wurden.

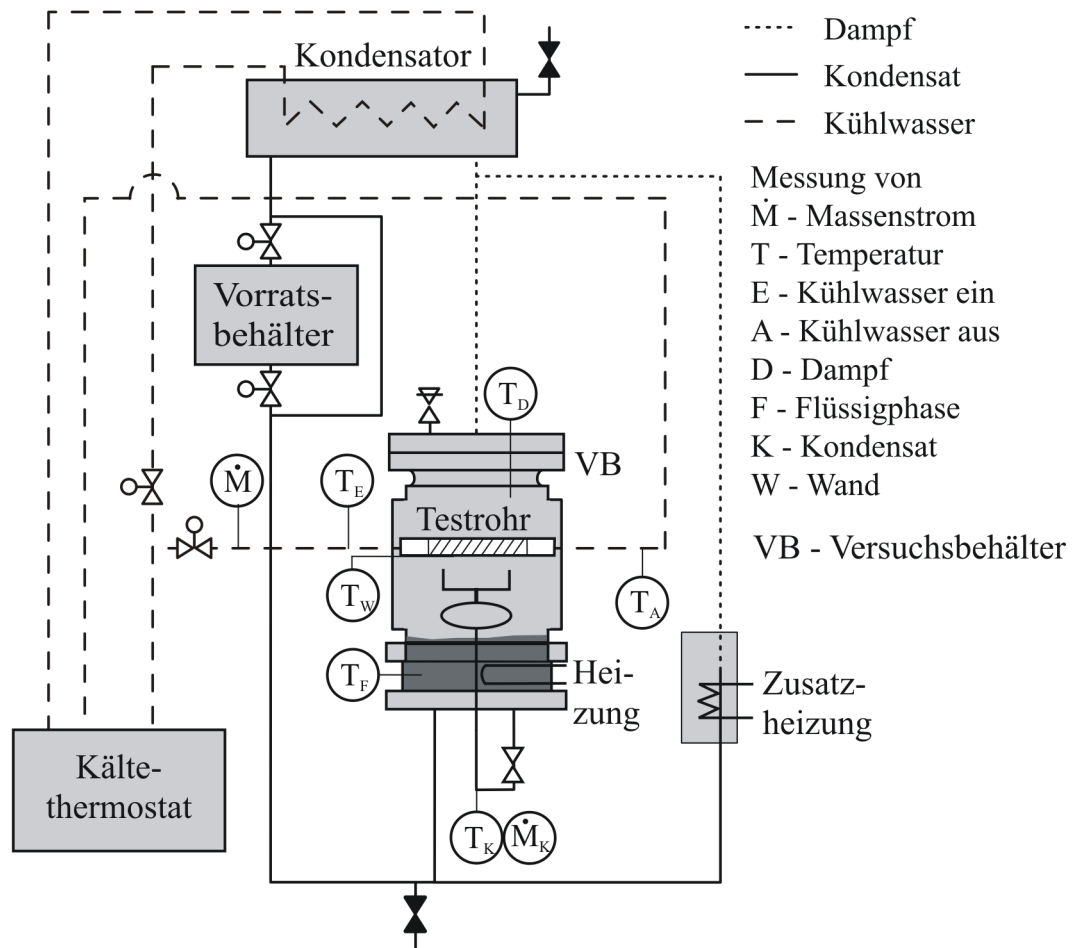


Bild 3.1: Schema der Versuchsanlage

Bild 3.1 zeigt das Schema der Versuchsanlage. Kernkomponente ist der Versuchsbehälter, der zugleich als Verdampfer und Kondensator dient. Der Versuchsstoff wird im unteren Teil des Behälters mit Hilfe von Heizelementen verdampft. Um höhere Betriebsdrücke zu erreichen kann außerdem die Zusatzheizung (360 W) zugeschaltet werden. Sie dient dann ebenfalls als Verdampfer, wobei ihr von unten flüssiger Versuchsstoff aus dem Versuchsbehälter zugeführt wird.

Während der Aufheizphase steigt der Dampf vom Versuchsbehälter in den Kondensator und wird dort verflüssigt. Der Versuchsbehälter sowie die oberen Anlagenteile werden dabei von dem heißen Dampf durchströmt und auf Gleichgewichtstemperatur gebracht. Das Kondensat wird vom Kondensator durch den Vorratsbehälter oder an ihm vorbei in den Versuchsbehälter zurückgeleitet. Während der Messungen wird der Kondensator nicht gekühlt, da sonst unterkühltes Kondensat in den Versuchsbehälter zurückfließen und das Phasengleichgewicht stören würde. Der aufsteigende Dampf wird dann nur am Versuchsrohr verflüssigt. Das Kondensat tropft von diesem in das Flüssigdepot zurück oder wird in einer Sammelvorrichtung aufgefangen, die ebenfalls in den Versuchsbehälter entleert. Versuchsrohr und Kondensator (beim Aufheizvorgang) werden über einen Kältethermostaten mit Kühlfluid versorgt.

Für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten müssen die Temperaturen in Dampf, Flüssigkeit und Kondensat, die Wandtemperatur am Versuchsrohr sowie der Kondensatstrom bestimmt werden. Weiterhin werden Temperaturen am Kühlwasserein- und -austritt sowie der Kühlwasserstrom gemessen.

Die vom Kältemittel durchströmten Teile der Anlage wurden aus legiertem Stahlguss (Versuchsbehälter, Werkstoff: 1.4408) und Edelstahl gefertigt [24], für den Kühlkreislauf wurden Kupferrohre verwendet. Die Dichtungen sind entweder metallische Schneidringdichtungen oder O-Ring-Dichtungen aus NBR. Die Anlage wurde mit Steinwolle der Dicke 30 mm (Rohrleitungen) bzw. 60 mm (Behälter) isoliert. Zur optischen Beobachtung gibt es am Versuchsbehälter zwei Sichtfenster sowie eines am Vorratsbehälter. Zum Austreiben von Inertgasen dient ein in der Mitte des Kondensators angebrachtes Nadelventil. Die Anlage wurde auf 25 bar Innendruck getestet.

Im Folgenden werden die genannten Einzelkomponenten sowie die Mess- und Regelungstechnik detailliert beschrieben. Für weitere Informationen zur Versuchsanlage sei auf [6, 24] verwiesen.

3.1 Versuchsbehälter

Der Versuchsbehälter, Bild 3.2, mit den Abmessungen $\varnothing 300$ mm x 515 mm ist zweiteilig aufgebaut. Der untere Teil besteht aus einem Zwischenring mit zwei Flanschen, in dem drei Heizelemente mit einer Gesamtleistung von max. 1400 W untergebracht sind. Das Kältemittel steht in diesem unteren Bereich ca. 130 mm hoch bis knapp unterhalb der Kondensatsammelvorrichtung. Das Flüssigkeitsvolumen im gesamten unteren Anlagenteil beträgt ca. 4-5 l. Dem Versuchsbehälter werden von unten separat Kondensat aus dem Kondensator sowie aus der Kondensatsammelvorrichtung zugeleitet.

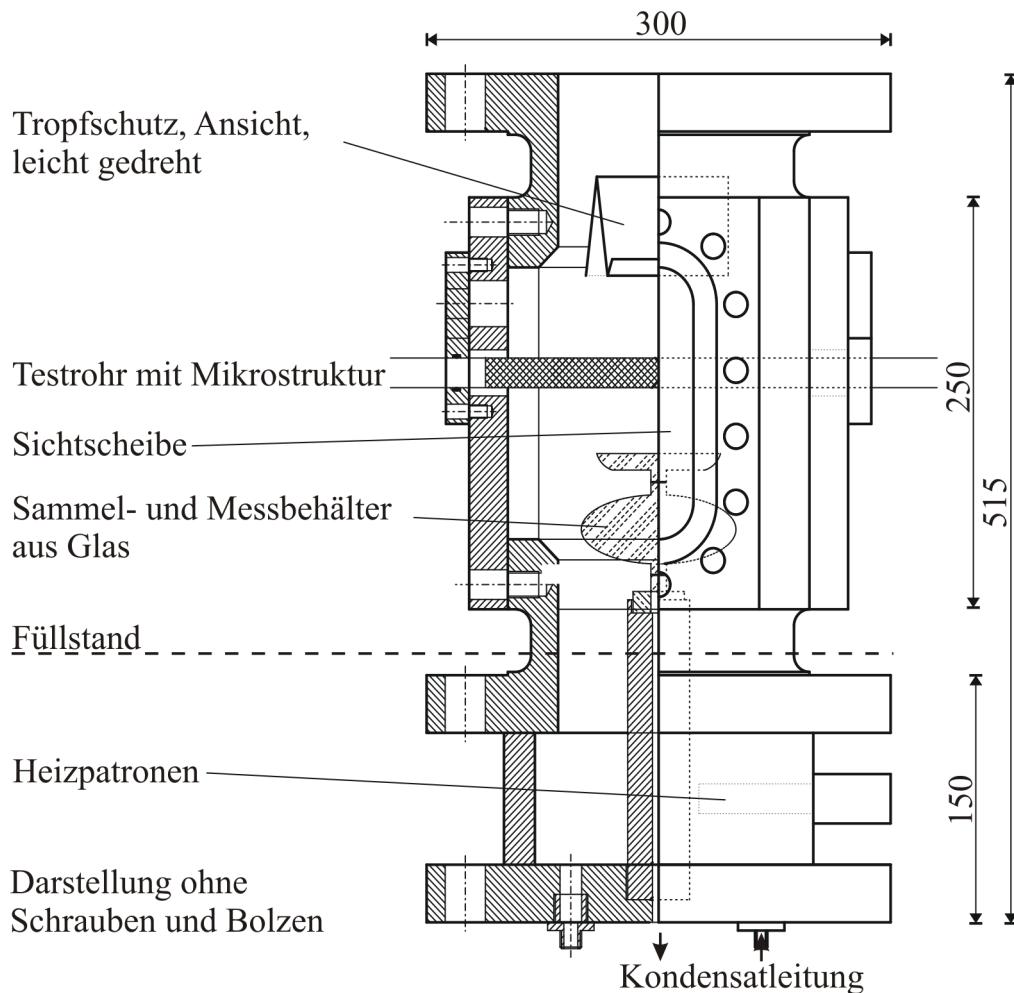


Bild 3.2: Versuchsbehälter mit Versuchsrohr

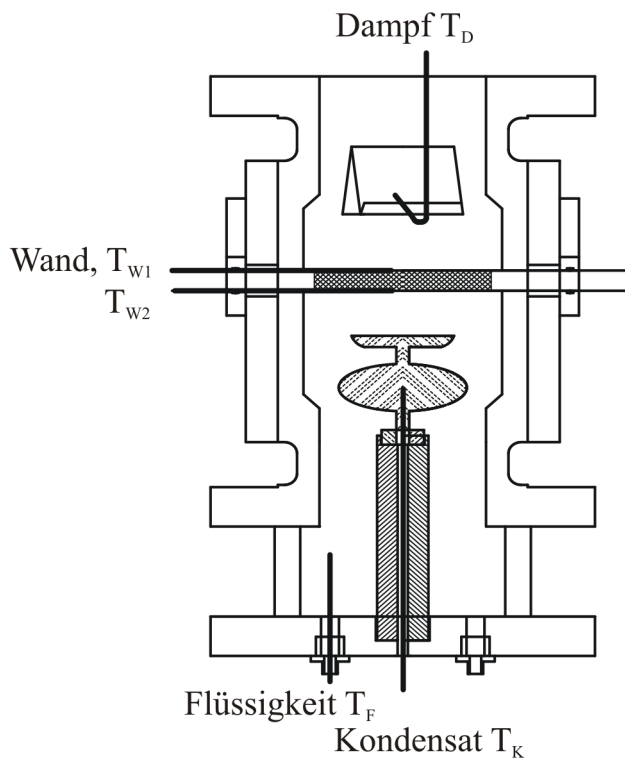


Bild 3.3: Lage der Thermoelemente im Versuchsbehälter

Der obere aus Stahlguss gefertigte Teil bildet den Dampfraum mit einem Volumen von ca. 4,5 l, in dem das Versuchsrohr waagrecht angeordnet ist. Es ist auf einer Länge von 245 mm dem kondensierenden Dampf ausgesetzt. Über dem Versuchsrohr ist ein gekantetes Blech als Tropfschutz gegen Kondensat aus der Dampfleitung angebracht.

Unterhalb des Versuchsrohres befindet sich die Kondensatsammelvorrichtung. Sie besteht aus einer 80 mm langen Wanne zum Auffangen des Kondensats sowie dem darunter liegenden elliptischen Behälter zur Messung des Kondensatstroms. An den Stützen unterhalb des Behälters sowie zwischen Wanne und Behälter sind Füllstandsmarkierungen angebracht, die ein Volumen von 195,5 ml [24] innerhalb des Behälters einschließen. Die Kondensatsammelvorrichtung wurde aus Borosilikatglas (mundgeblasen) gefertigt. Sie wird mit Hilfe eines Teflonrings, der auf den Stützen geschoben wird und gleichzeitig als Abdichtung dient, in einen im Behälterboden befestigten Ständer eingeschraubt. Die Kondensatleitung ($\varnothing 6$ mm) kann mit Hilfe eines Ventils geschlossen werden, um das Kondensat anzustauen.

Vorn und hinten am Versuchsbehälter sind zwei Sichtscheiben in Höhe des Versuchsrohres eingebaut, die die Beobachtung des Kondensationsvorganges ermöglichen. Die Schaugläser bestehen aus Natronkalk-Glas der Dicke 19 mm [24]. Als Dichtungen für Schaugläser und Außenflansche wurden Graphitflachdichtungen aus Sigraflex Standard verwendet.

Die Lage der Thermoelemente im Behälter ist in Bild 3.3 dargestellt. Das Thermoelement für die Flüssigkeit ist vom Boden her ca. 100 mm weit eingeführt, so dass sich der Sensor oberhalb der Heizelemente befindet. Das Dampfthermoelement befindet sich unter dem Tropfschutz. Es ist am ca. 2 cm langen Ende aufwärts gebogen, damit sich kein Kondensat am Sensor sammeln kann. Die Kondensattemperatur wird im Kondensatsammelbehälter gemessen. Das Thermoelement muss vor dem Ventil eingeführt werden und wird bei Messung des Kondensatmassenstroms geflutet.

Weiterhin sind im Versuchsrohr zwei Thermoelemente zur Messung der Außenwandtemperatur des Versuchsrohres eingebaut. Ihre Lage und Positionierung werden im nächsten Abschnitt beschrieben.

3.2 Versuchsrohre

Grundmaterial für die Versuchsrohre waren Kupferrohre der Abmessungen $\varnothing 18$ mm x 2 mm x 450 mm. In die Außenwand dieser Kupferrohre wurden zunächst Kanäle für je zwei 0,5 mm dicke Thermoelemente zur Messung der Wandtemperatur eingearbeitet. Das Verfahren wurde bereits von Mitrovic entwickelt [6]. Die Thermoelemente treten außerhalb des Versuchsbehälters aus dem Rohr aus und werden gerade weitergeführt, Bild 3.4, linkes und mittleres Detail. In einem zweiten Schritt wurde auf einer Länge von 225 mm die Mikrostruktur auf das Rohr aufgebracht. Beide Schritte werden in den nächsten Abschnitten detailliert beschrieben.

Bei den so gefertigten Versuchsrohren liegen die Thermoelemente 0,3 mm bis 0,6 mm unter der Außenoberfläche des Rohres, daher ist eine Korrektur der Wandtemperatur unter Beachtung der Wärmeleitfähigkeit der Kupferwand bei den Messungen anzubringen. Die Thermoelemente sind innerhalb der Kanäle verschiebbar; um die Positionierung zu erleichtern, wurde an den Spitzen ein Ziehdraht angelötet, Bild 3.4, rechtes Detail. Eine auf jedem Versuchsrohr aufgebrachte Skala dient zum Ablesen der Längenverschiebung. Die Thermoelemente erhalten eine kleine Markierung, die die

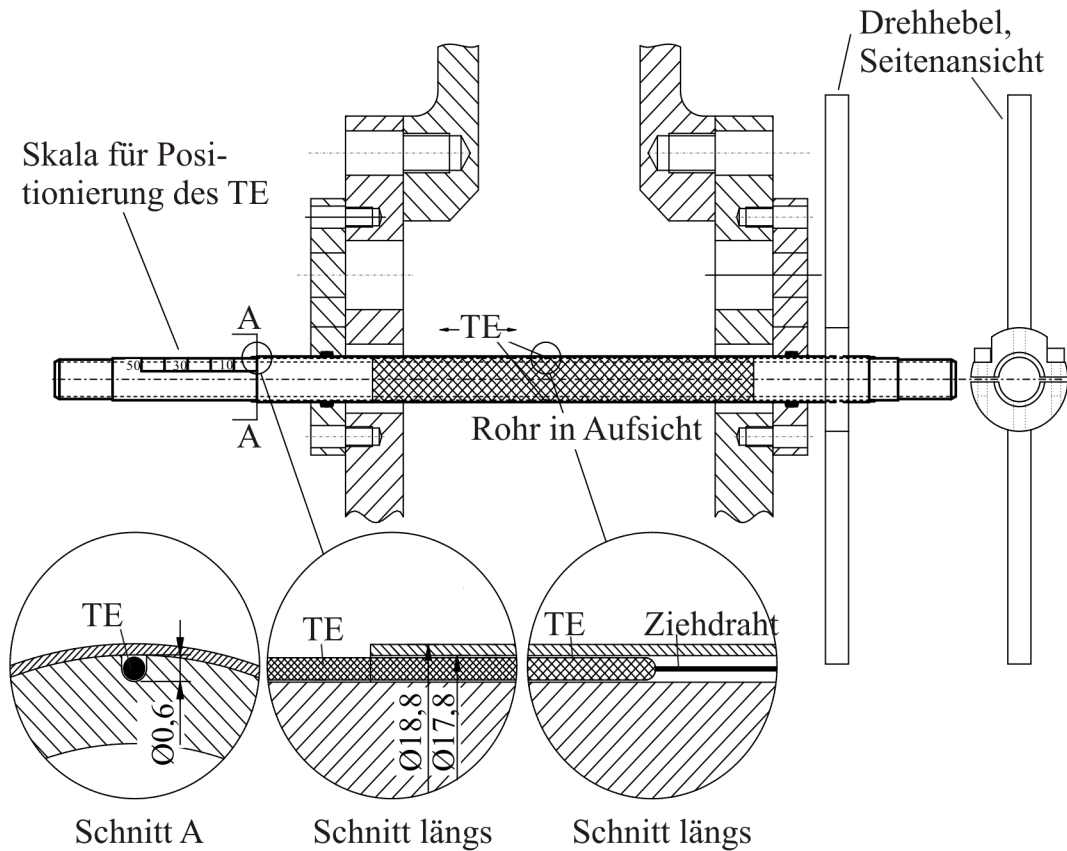


Bild 3.4: Versuchsrohr im Versuchsbehälter

Position angibt. Auf diese Weise kann der Temperaturverlauf in horizontaler Richtung bestimmt werden.

Das Versuchsrohr ist außerdem im Versuchsbehälter waagrecht drehbar angeordnet. Dazu wird ein Hebel am Rohr festgeklemmt, das Rohr dreht sich in den Dichtungsringen der äußersten Flansche. Die Bestimmung von Temperaturverläufen in horizontaler und Umfangsrichtung erlaubt eine sehr genaue Mittelung der Rohrwandtemperatur.

3.2.1 Fertigung von Thermolementkanälen in der Rohrwand

Als Ausgangsmaterial wurden Rohre aus Cu-SE (desoxidiert) mit den Abmaßen $\varnothing 18$ mm x 2 mm x 500 mm verwandt. Da die meisten Rohre eine leichte Krümmung aufweisen, die beim Fräsen der Nuten zu einer unterschiedlichen Nuttiefe führen würde, wurden

die Rohre zunächst auf $\varnothing 17,8$ mm abgedreht, um eine in Längsrichtung ungekrümmte Außenfläche zu schaffen.

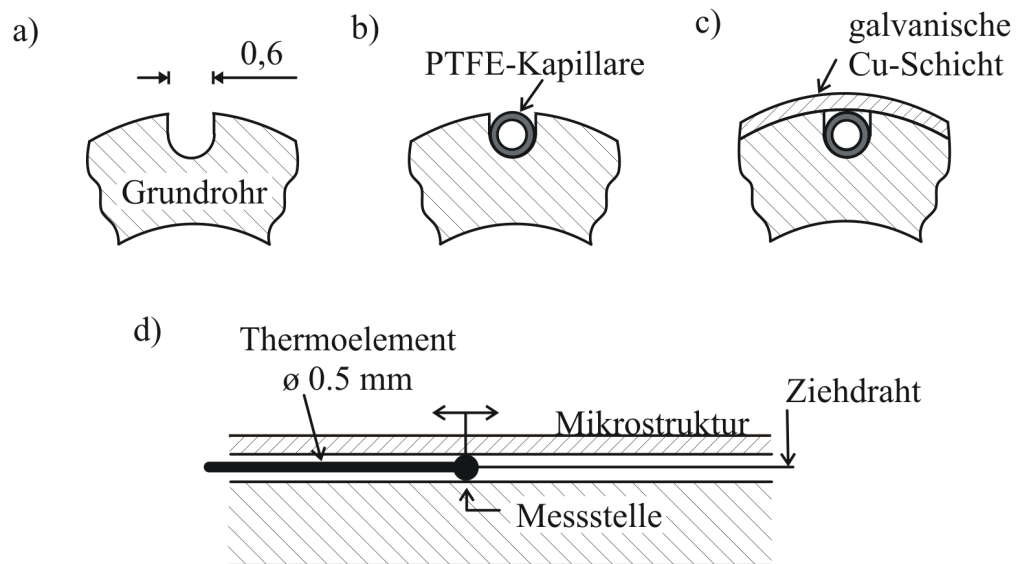


Bild 3.5: Fertigung von Kanälen in der Rohrwand zur Aufnahme der Thermoelemente

In das so vorbereitete Rohr wurden auf der Außenseite zwei Nuten von 0,6 mm Tiefe und gleicher Breite gefräst, in die PTFE-Kapillaren mit einem Durchmesser von 0,6 mm eingelegt wurden, Bild 3.5 a) und b). Anschließend wurde durch elektrolytische Abscheidung von Kupfer auf dem Rohr eine wenige mm dicke Kupferschicht generiert¹. Auf diese Weise wurden die Kanäle geschlossen, Bild 3.5 c). Nach Entfernen der Kapillaren aus der Rohrwand blieb ein Kanal von 0,6 mm Durchmesser zurück. Zuletzt wurden die Rohre ein zweites Mal überdreht, um eine glatte Fläche für das Aufbringen der Mikrostruktur zu schaffen und die Enden den Anschlussstücken anzupassen. Der Außendurchmesser des Rohrmittelstückes beträgt $\varnothing 18,8$ mm, nach den Enden verjüngt sich das Rohr auf einen Durchmesser von 16 mm. Die Thermoelemente werden nach Montage des Rohres in der Versuchsanlage in die fertigen Kanäle eingezogen, wie in

¹Die elektrolytische Abscheidung wurde von unserem Projektpartner SDK-Technik GmbH, Quedlinburg, vorgenommen.

Bild 3.5 d) veranschaulicht. Sie treten außerhalb des Versuchsbehälters aus der Rohrwand aus.

3.2.2 Aufbringen der Mikrostruktur

Vor dem Auftragen der Mikrostruktur wurde die Homogenität der Galvano-Schicht sowie die Dichtheit der Thermoelement-Kanäle kontrolliert. Fehlstellen in dieser Schicht hätten zu Fehlern bei der Temperaturmessung und Kältemittelaustritt aus der Anlage geführt, weshalb in einer speziellen Testapparatur ein Drucktest (Überdruck auf der Außenseite des Rohres, Umgebungsdruck in den Thermoelement-Kanälen) bis 20 bar durchgeführt wurde.

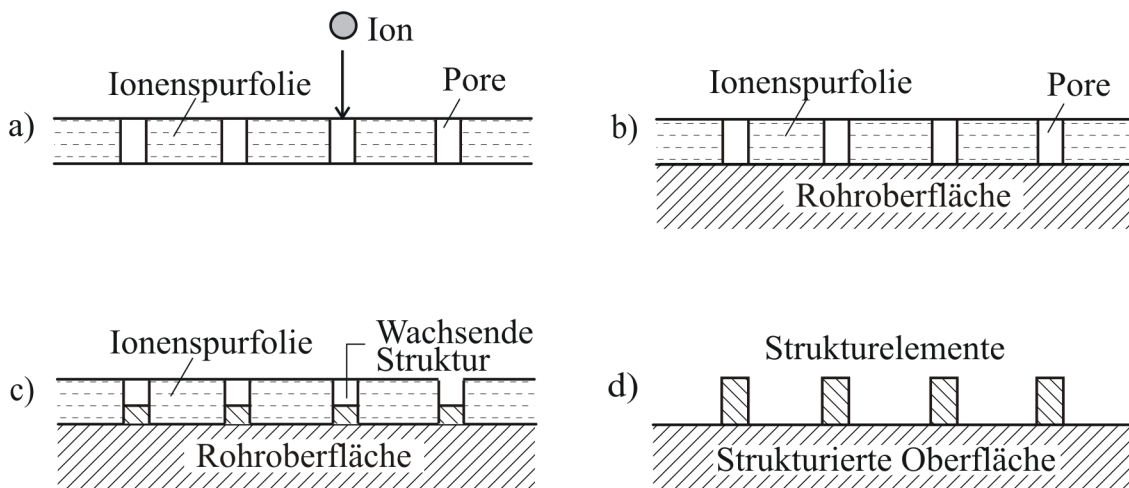


Bild 3.6: Aufbringen von Mikrostrukturen auf das Versuchsrohr (nach [25])

Die Mikrostruktur wurde im letzten Arbeitsgang auf einem Längenabschnitt von 225 mm im mittleren Rohrbereich bei unserem Projektpartner, SDK-Technik GmbH, Quedlinburg, generiert. Dazu wurde zunächst eine Lochmatrix auf der Basis einer Polymerfolie mit Hilfe der Ionenstrahlolithographie erzeugt, deren Poren entsprechend dem Durchmesser der Stiftruppen in einem Ätzprozess aufgeweitet wurden, Bild 3.6 a). Foliendicke sowie Dichte und Durchmesser der Poren bestimmten die geometrischen Abmessungen der Mikrostruktur. Die Matrix wurde in ca. 2 cm breiten Streifen um das Versuchsrohr gewickelt, das in ein Galvanobad getaucht wurde. Das Kupferrohr diente hierbei als Elektrode, so dass sich auf seiner Außenfläche, wo sie nicht von der Polymerfolie verdeckt war, Kupfer ablagerte, Bild 3.6 b) und c). Nach Entfernen der Matrix

blieben die Stiftruppen auf dem Rohr zurück, Bild 3.6 d). Mit der Ionenstrahlolithographie waren Folien bis max. 80 μm bearbeitbar, der Porendurchmesser konnte zwischen 5 μm und 20 μm variiert werden. Die Strukturelementdichte (SE-Dichte, Zahl der Strukturelemente pro Fläche) konnte zwischen 10^8 und $2 \cdot 10^{10}$ Strukturelemente pro Quadratmeter variiert werden. Für weitere Details sei auf die Offenlegungsschriften [25, 26] verwiesen.

3.3 Mikrostrukturen

In den hier dokumentierten Experimenten wurden vier unterschiedliche Mikrostrukturen vermessen, deren Eigenschaften in Tab. 3.1 zusammengefasst sind.

Tabelle 3.1: Untersuchte Mikrostrukturen

Struktur Nr.	Folie Nr.	SE-Dichte SE/m^2	SE-Höhe μm	SE- \varnothing μm	Oberflächenfaktor A_{Rx}/A_{GR}
1	A403	$1,3 \cdot 10^{10}$	50	3,9	9,0
2	A424	$5 \cdot 10^8$	50	6,5	1,5
3	A424	$5 \cdot 10^8$	80	6,5	1,8
4	A422	$5 \cdot 10^9$	80	5,6	8,0

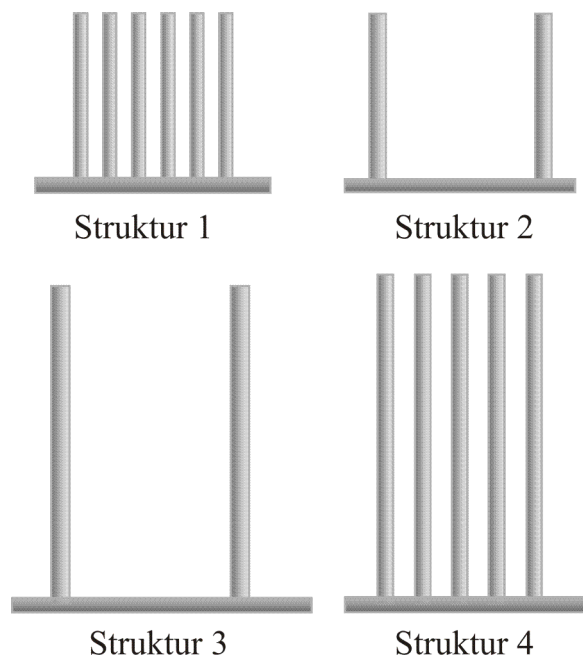


Bild 3.7: Massstablicher Vergleich der vier untersuchten Mikrostrukturen

Die Angaben zur Höhe der Strukturelemente (SE) sind Mittelwerte, wobei die Streuung mit zunehmender SE-Dichte zunimmt. Die Bilder 3.8 und 3.9 zeigen Rasterelektronenmikroskop-Aufnahmen der untersuchten Strukturen. Die Strukturen 2 und 3 wur-

den mit der selben Lochmatrix erstellt, wobei sich die Wachstumszeiten unterscheiden: Versuchsrohr 3 wurde deutlich länger im Galvanobad belassen, daher ist die SE-Höhe größer. Einige Strukturelemente wuchsen bei dieser Struktur sogar über die Matrixfolie hinaus, daher die „Stecknadelköpfe“, wie sie in Bild 3.9 links zu sehen sind. Einen massstäblichen Vergleich aller vier untersuchten Strukturen zeigt Bild 3.7.

Die Strukturen 1 und 4 sind um mindestens eine Größenordnung dichter als die vorher beschriebenen, weshalb der Unterschied in der SE-Höhe auf dem REM-Bild schlecht erkennbar ist. Die Bilder zeigen auch, dass die Strukturelemente z.T. sehr unregelmäßig verteilt sind, was sicherlich bei der Kondensation dazu führt, dass das Kondensat in den breiteren Kanälen schneller abströmt als auf dicht mit SE bewachsenen Flächen.

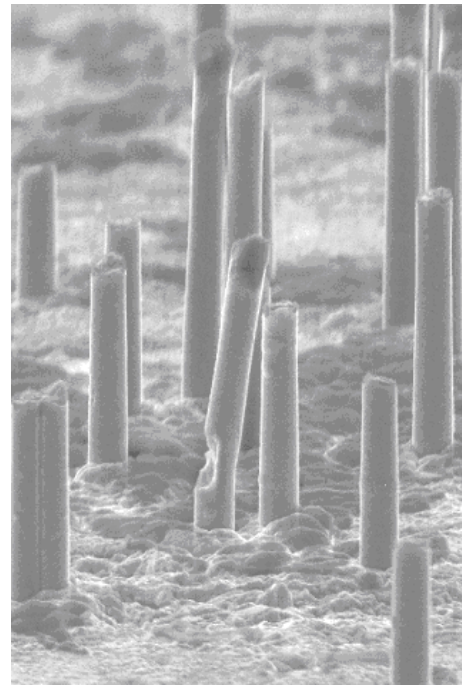
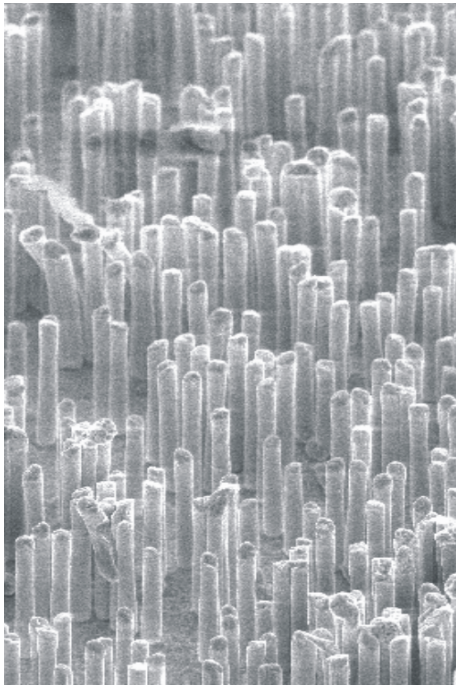


Bild 3.8: REM-Aufnahmen von Mikrostruktur 1(l) und 2(r); Maßstab variiert

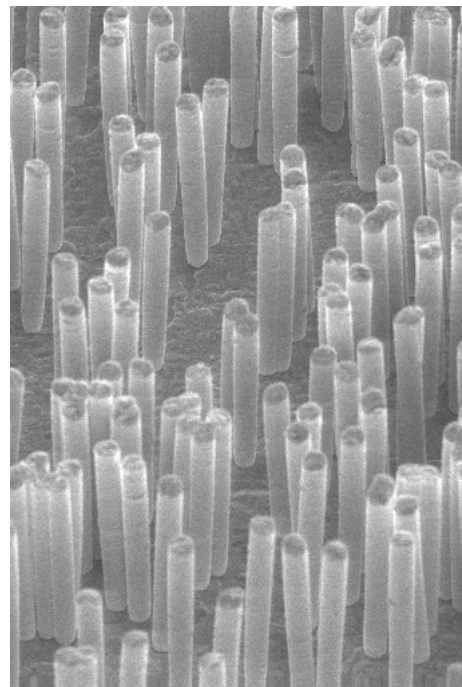
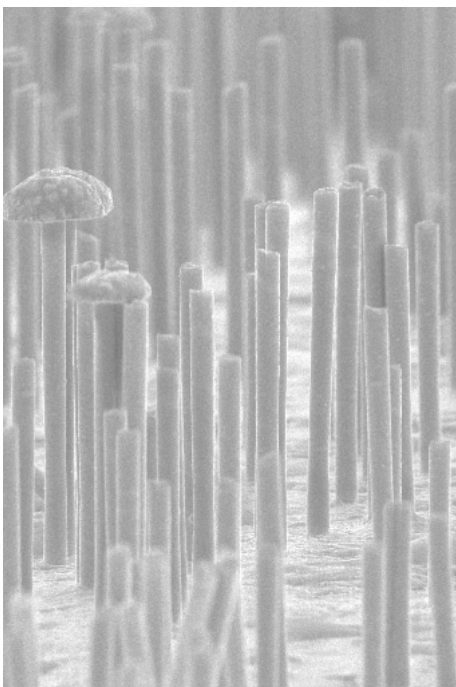


Bild 3.9: REM-Aufnahmen von Mikrostruktur 3(l) und 4(r); Maßstab variiert

3.4 Kühlkreislauf

Zur Kühlung des Versuchsrohres und des Kondensators wird ein Kältethermostat Haake Phoenix P2 (CT50-W) mit einem Kältebad aus Ethylenglykol und Wasser (Mischungsverhältnis ca. 1:2) verwendet. Die Temperaturkonstanz des Thermostaten gibt der Hersteller mit $\pm 0,1$ K an. Das Kühlfluid wird durch das Versuchsrohr und den diesem parallel geschalteten Kondensator geführt, wobei zwei Ventile zur Regelung der Massenströme dienen, Bild 3.1. Um reproduzierbare Versuchsbedingungen zu erhalten, werden der Massenstrom und die Temperaturen des Kühlfluids im Ein- und Auslauf des Versuchsrohrs gemessen. Da die Thermoelemente aus konstruktiven Gründen ca. 1 m vor bzw. 30 cm hinter dem Versuchsrohr angebracht sind und die Einlaufstrecke wegen der Führung der Wandthermoelemente nicht isoliert werden konnte, sind die ermittelten Temperaturen jedoch zu ungenau, um eine Wärmebilanz erstellen zu können. Die Werte gehen daher nicht in die Berechnung ein.

3.5 Messtechnik

3.5.1 Temperaturen

Zur experimentellen Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten müssen die Temperaturen von Dampf, Rohrwand und Kondensat bekannt sein. Daneben werden die Temperaturen der siedenden Flüssigkeit zur Überprüfung des Phasengleichgewichts, sowie die Temperaturen am Kühlwasserein- und -austritt gemessen.

Die Temperaturen der fluiden Phasen werden mit Thermoelementen vom Durchmesser 1,5 mm, die Rohrwandtemperaturen mit Thermoelementen vom Durchmesser 0,5 mm bestimmt. Alle verwendeten Thermoelemente sind vom Typ K (Fa. Rössel GmbH Co. KG) mit der Genauigkeitsklasse 1 nach DIN IEC 584, entsprechend $\pm 1,5^\circ\text{C}$ im Bereich von 0°C bis 375°C . Um geringere Messunsicherheiten zu erzielen, wurden die Thermoelemente kalibriert. Die Thermoleitungen gehen in einen isothermen Block, von wo aus Verlängerungen aus Kupfer an die Anschlussklemmen der Messauswertung führen. Der isotherme Block besteht aus einem gegen die Umgebung mit 20 mm Armaflex isolierten Kupferkern mit Aussparungen für Lemo-Stecker, die Thermo- und Kupferleitung verbinden. Zur Auswertung der Thermosignale wird ein modulares Sys-

tem „Netpac“ (Fa. Acurex) mit einer Einsteckkarte für 10 Thermoelemente verwendet. Die Messunsicherheit der Auswerteeinheit beträgt nach Herstellerangaben $\pm 0,006$ mV, entsprechend ca. $\pm 0,15$ K im Messbereich 0...55 mV.

Um absolute Temperaturen zu erhalten, wird außerdem eine Vergleichsstelle benötigt. Das hierzu verwendete Eisbad, mit dem eine konstante Vergleichstemperatur von 273,15 K bereitgestellt wird, besteht aus einem Dewar-Gefäß mit den Abmessungen $\varnothing 80$ mm x 500 mm, das zu 2/3 mit Eis aus destilliertem Wasser und zu 1/3 mit destilliertem Wasser befüllt wird. Das Bad wird jeweils nach vier Tagen erneuert.

Kalibrierung der Thermoelemente

Die Wandthermoelemente wurden im Wasserbad eines Thermostaten (Haake N8/C41, Temperaturkonstanz 0,01 K lt. Hersteller) kalibriert, alle anderen Thermoelemente mussten in der Versuchsanlage kalibriert werden, da ein Ausbau während der Versuchsreihen zu aufwändig bzw. im Falle des gebogenen Dampfthermoelements nicht möglich war. Eine Kontrolle erfolgte jeweils nach einem halben Jahr.

Die Wandthermoelemente wurden mit einem Arbeitsnormal-Thermometer zu einem Bündel zusammengefasst und mindestens 20 cm tief in das Thermobad eingetaucht. Ein weiteres Thermoelement tauchte 30 cm tief in die Vergleichsstelle. Das Arbeitsnormal, ein Pt100 der Fa. Klasmeier, weist eine Messunsicherheit von $\pm 0,01$ K im Bereich von 235 K bis 429 K auf. Die Signalauswertung erfolgt über ein Digitalmultimeter 3458A der Fa. Agilent mit einer Messunsicherheit $< 0,01$ K im verwendeten Messbereich.

Der Temperaturbereich von 273 K bis 353 K wurde in 10 K-Schritten vermessen, indem jeweils die Spannung an den Thermoelementen sowie die Referenztemperatur T_R über das Arbeitsnormal festgestellt wurden. Die Abweichung der gemessenen Spannung U_{exp} von der nach DIN-Norm ermittelten Spannung U_{Norm} für T_R wird in einer Kalibrierkurve dargestellt und durch ein Polynom zweiter Ordnung angenähert,

$$U_{exp} - U_{Norm}(T) = A T^2 + B T + C . \quad (3.1)$$

Zur Berechnung der Normspannung wurde eine hochgenaue Gleichung [27] verwendet. Da die Normspannung eine Funktion der tatsächlichen Temperatur ist, muss diese iterativ ermittelt werden.

Die Kalibrierung der nicht ausbaubaren Thermoelemente konnte nur in einer isothermen Versuchsanlage durchgeführt werden, was selbst bei kleinen Versuchsanlagen auf-

grund der Umgebungseinflüsse nicht leicht zu bewerkstelligen ist. Trotz aufwändiger Maßnahmen war dabei die Messunsicherheit deutlich größer als bei der Kalibrierung im Wasserbad.

Um Isothermie in der Versuchsanlage zu erzielen, wurde das Versuchsrohr vom Kühlkreislauf entkoppelt und die aus dem Versuchsbehälter herausragenden Enden mit Rohrschalen aus 30 mm Steinwolle isoliert. Der Versuchsbehälter selber ist, wie bereits oben beschrieben, vollständig mit 60 mm dicker Steinwolle isoliert, zur Kalibrierung wurden auch die Sichtfenster verschlossen. Der Kondensator ist ebenfalls gut isoliert, jedoch wird durch das Kühlwasser ein Wärmestrom in die Anlage eingebracht. Um diesen so klein wie möglich zu halten, wurde die Kühlwassertemperatur auf die gewünschte Anlagentemperatur angehoben.

Die Anlage wurde langsam innerhalb mehrerer Stunden auf die gewünschte Temperatur im Bereich zwischen 313 K und 353 K aufgeheizt. Eine halbe Stunden nach Erreichen des Sollwerts wurden die Thermospannungen ermittelt und wie oben beschrieben ausgewertet. Als Referenzthermoelement diente dabei eines der Wandthermoelemente. Weitere Details der Kalibrierung sowie eine vollständige Fehlerbetrachtung finden sich in Anhang B sowie in Kapitel 4.4.

3.5.2 Massenströme

Das am Rohr gebildete Kondensat wird auf einer Länge von 76 mm in der Sammelschale aufgefangen, Bild 3.2, und im darunterliegenden Messbehälter volumetrisch erfasst. Dazu sind in der Zu- und Ableitung des Messbehälters Füllstandsmarken angebracht, die ein Volumen von 195,5 ml definieren. Zum Auffangen des Kondensats wird die Kondensatleitung geschlossen. Die Zeitnahme beginnt, wenn der Flüssigkeitspegel die unterste Füllstandsmarke erreicht, und endet bei Erreichen der oberen Marke. So sind Messunsicherheiten, die durch die Benetzung bzw. den Füllstand in der Kondensatleitung hervorgerufen würden, ausgeschlossen. Lediglich Volumenausdehnung und Benetzung des Glasbehälters tragen zur Messunsicherheit bei.

Der Massenstrom des Kondensats \dot{m} ergibt sich aus der Beziehung

$$\dot{m} = \frac{V \cdot \rho(T_K)}{t} \quad (3.2)$$

worin V das Messvolumen des Glasbehälters, ρ die Kondensatdichte bei ermittelter Temperatur T_K und t die Zeitspanne bezeichnen.

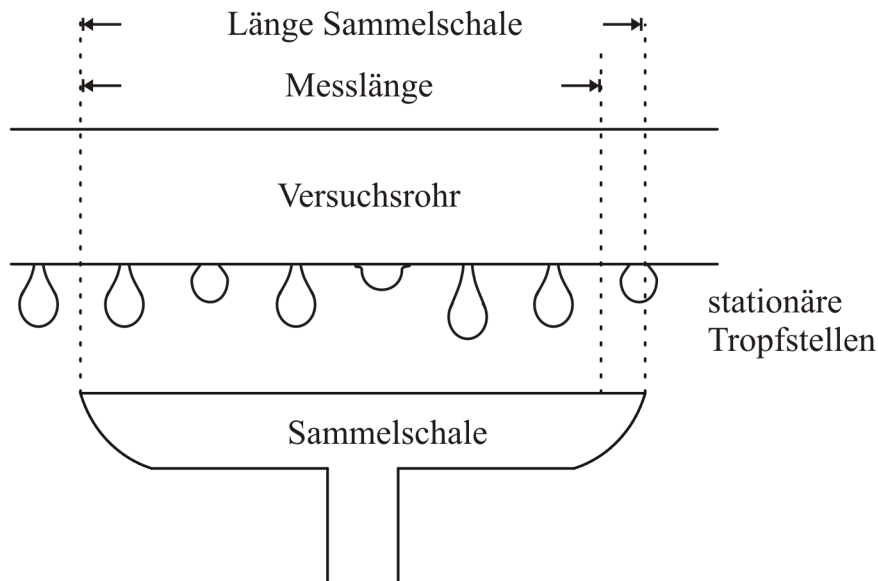


Bild 3.10: Messlänge bei regelmäßiger Anordnung der Tropfstellen am Versuchsrohr

Der ermittelte Massenstrom bezieht sich auf einen Abschnitt des Versuchsrohres, der oberhalb der Sammelschale liegt. Die Messlänge (Länge, die in die Berechnung der wärmeübertragenden Oberfläche eingeht) kann jedoch auch kleiner als die Länge der Sammelschale sein, wenn die Abtropfstellen des Kondensats am Rohr regelmäßig angeordnet und stationär sind, Bild 3.10. Daher muss während der Messung der Abstand und die Lage der Tropfstellen am Rohr beobachtet und ggf. eine Korrektur der Messlänge vorgenommen werden.

Die Erfassung des Massenstroms auf der Kühlfluidseite erfolgt überschlägig mit einem Rotameter (6 l/min bis 28 l/min, Messunsicherheit $\pm 10\%$). Diese Größe geht nicht in die Berechnungen ein.

3.6 Versuchsstoff

Als Versuchsstoff wird das Kältemittel R141b verwendet, das z.Zt. hauptsächlich als Treibgas in Bauschäumen eingesetzt wird, dessen Eigenschaften aber ähnlich dem Kältemittel R11 sind. Die benötigten Stoffdaten werden der REFPROP-Datenbank (Ver-

sion 7.1, 2004, unter Verwendung der Fundamentalgleichung nach [28]) entnommen und im Bereich von 303 K bis 373 K durch Regressionskurven angenähert, Anhang C. R141b verdampft im Temperaturbereich von 308 K bis 373 K bei Drücken von $1 \cdot 10^5$ bis $6,8 \cdot 10^5$ Pa.

3.7 Regelung und Sicherheitstechnik

Die Leistung der Heizungen im Versuchsbehälter und im Zusatzverdampfer wird separat mit Hilfe zweier Mikroprozessorregler (Jumo dtron) geregelt. Als Sollwert wird die Oberflächentemperatur der Heizelemente eingestellt, die 5 bis 10 K oberhalb der Dampf­temperatur liegt und mit Hilfe zweier Thermo­elemente erfasst wird. Zusätzlich kann auch eine manuelle Leistungseinstellung über zwei Potentiometer erfolgen, z.B. während der Messung von Temperaturverläufen, um Schwankungen der Dampf­temperatur zu minimieren. In anderen Fällen dienen die Potentiometer als Leistungs­begrenzer, um kritische Wärmestromdichten an den Heizelementen bei Ausfall des Reglers zu verhindern.

Die Einstellung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand erfolgt durch Einstellen der Kühlwassertemperatur am Thermostaten.

Als Sicherheitseinrichtungen dienen ein Überdruckventil am Versuchsbehälter, das bei 20 bar auslöst, sowie die selbstabschaltende Alarmwert­einstellung der Regler. Der Alarmwert wurde auf 120°C entsprechend einem Sättigungsdruck von $10 \cdot 10^5$ Pa eingestellt, was deutlich unterhalb der Zersetzungstemperatur von R141b ($>200^\circ\text{C}$) sowie dem maximalen Betriebsdruck der Anlage liegt.

4 Versuchsdurchführung und -auswertung

4.1 Versuchsvorbereitung

Zunächst wurde die Anlage mit Hilfe einer Vakuumpumpe Vacuubrand RD-4 auf einen Druck von < 1 hPa evakuiert. Der Versuchsstoff R141b wurde in dampfförmigem Zustand in die Anlage eingefüllt und im Kondensator verflüssigt, das Füllvolumen betrug 4 bis 5 l (flüssig). Vor den Versuchen wurde die Anlage 2 bis 3 Stunden lang vorgeheizt, wobei der entstehende Dampf wiederum im Kondensator bei kleiner Temperaturdifferenz verflüssigt wurde. Durch die Zirkulation des heißen Dampfes erwärmte sich die gesamte Anlage, insbesondere die Rohrleitungen und der massive Körper des Versuchsbehälters, auf Versuchstemperatur. Zudem sammelten sich etwa noch vorhandene Inertgase im Kondensator im oberen Teil der Anlage und konnten über ein Ventil ausgeblasen werden.

Zur Einstellung des Versuchszustands wurde zunächst der Kühlkreislauf des Kondensators geschlossen, der des Versuchsrohres geöffnet. Der Kühlwasserstrom im Versuchsrohr betrug zwischen 10 und 20 l/min. Die Kühlwassertemperatur wurde entsprechend der gewünschten Temperaturdifferenz am Thermostaten eingestellt. Die Dampftemperatur ließ sich nicht exakt einstellen, da als Sollwert die Oberflächentemperatur der Heizelemente gemessen wurde, die etwas über der Dampftemperatur liegt. Die Heizleistung bzw. Heiztemperatur musste daher manuell korrigiert werden, bis die gewünschte Dampftemperatur erreicht war. Die Abweichung zwischen Soll- und Istwert betrug bei allen Messungen höchstens $\pm 0,5$ K.

Die Einstellung des Phasengleichgewichts wurde durch Vergleich der Temperaturen in Dampf und Flüssigkeit überprüft, wobei die größte erlaubte Differenz 0,2 K betrug.

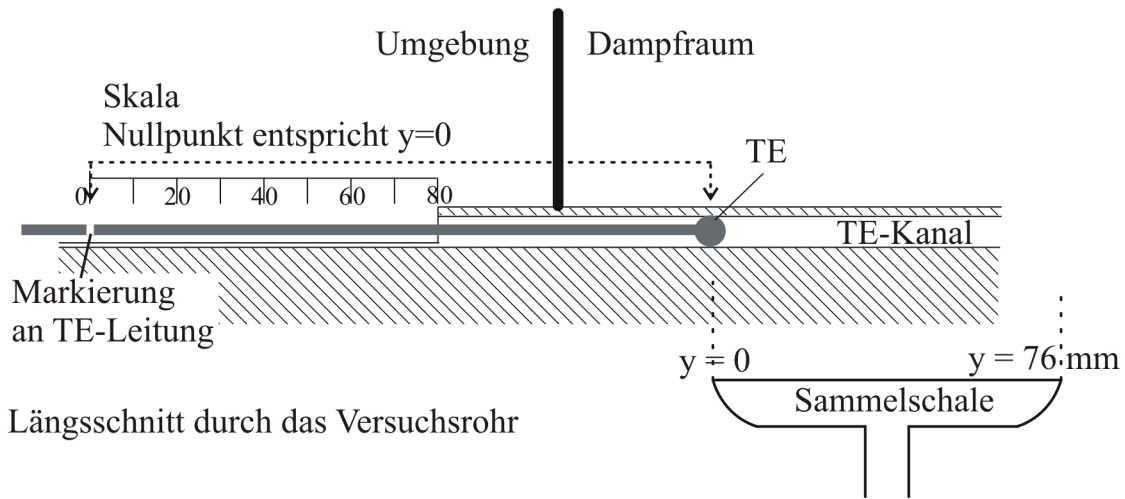


Bild 4.1: Ermittlung des horizontalen Verlaufs der Wandtemperatur am Versuchsrohr

Der Anlagenzustand wurde als stationär angesehen, wenn sich die Dampftemperatur im Verlauf einer Messung um weniger als $\pm 0,5\text{ K}$ änderte.

4.2 Ermittlung von Wandtemperaturverläufen

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten muss die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohrwand bekannt sein. Entgegen der Annahme von Nusselt [16] kann dabei nicht von einer konstanten Wandtemperatur über das Versuchsrohr ausgegangen werden. Bedingt durch das Anwachsen des Kondensatfilms nimmt die Wandtemperatur am Umfang von oben nach unten hin ab. Gleichzeitig steigt durch die Erwärmung des Kühlwassers die Temperatur in horizontaler Richtung an. Daher müsste für jede Messung des Wärmeübergangskoeffizienten eine große Zahl von Messungen der Wandtemperatur durchgeführt werden. Statt dieses enormen Versuchsaufwands wurde der Temperaturverlauf am Versuchsrohr mehrfach unter verschiedenen Versuchsbedingungen exakt vermessen und der Punkt bestimmt, an dem die mittlere Wandtemperatur gemessen werden kann. In späteren Messungen wurde das Thermoelement dann an dieser Stelle positioniert.

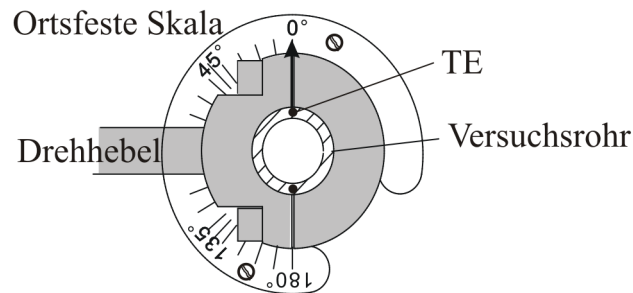


Bild 4.2: Ermittlung des Umfangsverlaufs der Wandtemperatur am Versuchsrohr

Temperaturverläufe in horizontaler Richtung wurden an zwei Versuchsrohren bestimmt. Das Thermoelement wird dazu in der Rohrwand verschoben, Bild 4.1. Die y -Koordinate wird mit Hilfe einer Markierung auf der Thermoelementleitung sowie einer auf dem Versuchsrohr angebrachten Längenskala ermittelt. Die Temperaturen wurden im Abstand von 5 mm entlang des Rohres gemessen, wobei jeweils der Mittelwert aus 20 Einzelmessungen gebildet wurde. Zwischen den Messpunkten wurden entsprechende Pausen eingehalten, um sicherzugehen, dass sich das thermische Gleichgewicht nach Verschieben des Thermoelements wieder einstellt.

Der Temperaturverlauf am Umfang wurde für jedes Versuchsrohr bei sechs unterschiedlichen Versuchseinstellungen (drei beim Glattrohr) ermittelt. Zur Einstellung des Drehwinkels ist am Versuchsrohr eine Markierung sowie am Versuchsbehälter eine Winkelskala angebracht, Bild 4.2. Die Positionierung der Thermoelemente ist mit einer Unsicherheit von ± 1 mm (horizontal) bzw. $\pm 3^\circ$ behaftet. Die Temperaturen am Umfang wurden in der Mitte des Testrohres ($y = 38$ mm) im Abstand von 10° bis 20° aufgenommen. Da in jedem Versuchsrohr zwei gegenüberliegende Thermoelemente integriert sind, benötigt man für ein vollständiges Profil nur eine halbe Drehung des Versuchrohres. Es wurde jeweils der Mittelwert aus 20 Einzelmessungen gebildet.

Die mittlere Umfangstemperatur T_{mU} ist das arithmetische Mittel der Temperaturen aus den 16 Messpunkten am Umfang. Das Umfangsverlauf lässt sich mit einer Sinuskurve der Form

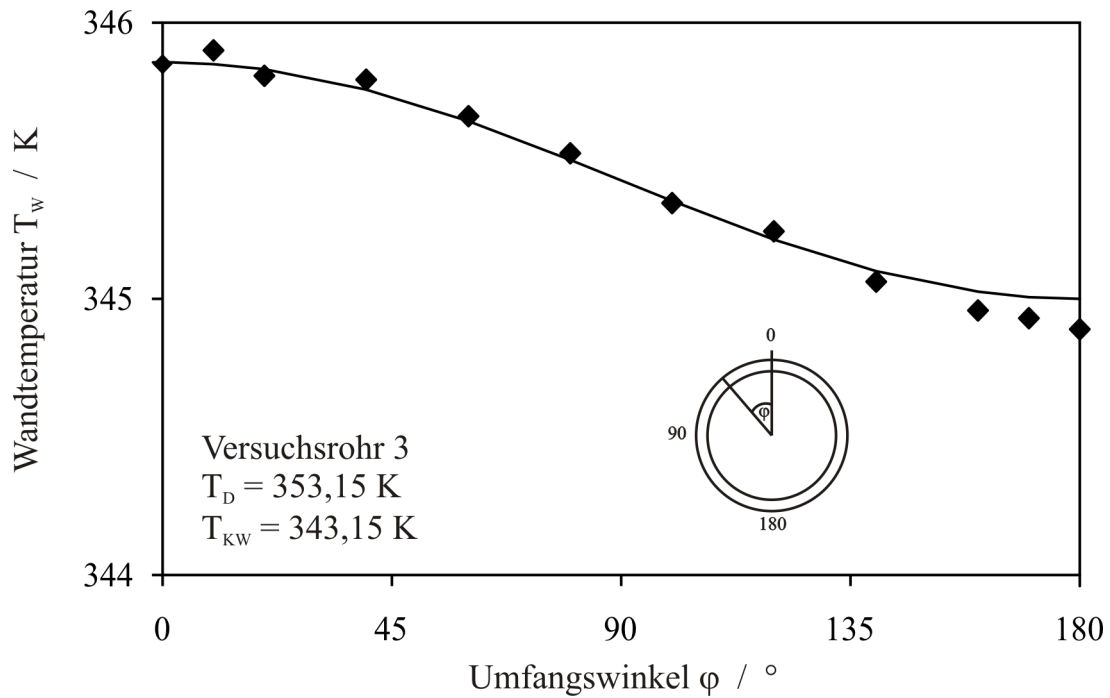


Bild 4.3: Temperaturverlauf am Umfang des Versuchsrohres

$$T_w = A + B \cos(\varphi) \quad (4.1)$$

beschreiben, wobei die Abweichung zwischen Verlauf und Kurve im unteren Teil des Rohres aufgrund der Tropfenbildung größer ist als in der oberen Hälfte, Bild 4.3. Der Winkel des Mittelwerts ist gleich

$$\varphi_m = \arccos\left(\frac{T_{mU} - A}{B}\right). \quad (4.2)$$

4.3 Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

Wärmeübergangskoeffizienten wurden bei Dampftemperaturen von 313 K, 323 K, 333 K und 353 K bestimmt. Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser wurde dabei am Thermostaten von 5 K bis 40 K variiert, woraus sich Wand-Dampf-Temperaturdifferenzen zwischen 2 K und 25 K ergaben. Zunächst wurde die Anlage auf die gewünschte Dampftemperatur aufgeheizt. Nach Erreichen des Sollwerts wurde die

Kondensatstrommessung gestartet. Gleichzeitig wurden die Temperaturen im Abstand von 60 s aufgenommen. Wenn die Dampftemperatur während einer Messung um mehr als 1 K schwankte, wurde die Messung als ungültig verworfen, ebenso wenn die Differenz zwischen Dampf- und Flüssigkeitemperatur 0,5 K überstieg. Während der Messung wurde das Kondensatströmungsmuster beobachtet. Das Kondensat strömte entweder in Tropfen oder als unterbrochene Strahlen vom Rohr ab. Da jedoch die Tropfstellen nicht stationär waren, sondern im Laufe der Messung am Versuchsrohr entlangwanderten, wurde keine Korrektur der Messlänge vorgenommen.

Mit Hilfe der ermittelten Temperaturen und des Kondensatstroms wird zunächst der Wärmestrom \dot{Q} ,

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot (\Delta h_K + c_p \cdot (T_D - T_K)) \quad (4.3)$$

vom Dampf an das Kühlfluid berechnet.

Der Wärmestrom \dot{Q} ist mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α durch

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} \quad (4.4)$$

verknüpft, wobei

$$\Delta T = T_D - T_{Wm} . \quad (4.5)$$

Die mittlere Wandtemperatur T_{Wm} ergibt sich aus den aufgenommenen Temperaturverläufen am Umfang bzw. in Längsrichtung.

Die Bezugsfläche für den Wärmeübergangskoeffizienten beträgt für das Glattrohr

$$A_{GR} = \pi \cdot D_0 \cdot L = \pi \cdot 0,0184 \text{ m} \cdot 0,076 \text{ m} = 0,00439 \text{ m}^2 \quad (4.6)$$

und für alle strukturierten Rohre

$$A_{Rx} = \pi \cdot D_0 \cdot L = \pi \cdot 0,0188 \text{ m} \cdot 0,076 \text{ m} = 0,00449 \text{ m}^2 . \quad (4.7)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient bezieht sich damit auf die Fläche des Grundrohrs.

4.4 Ermittlung der Messunsicherheit

Zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten wird eine Vielzahl von Eingangsgrößen benötigt, deren Werte Unsicherheiten aufweisen, die im Rahmen der Bewertung

der Ergebnisse zu bestimmen sind. In Tab. 4.4 sind die wichtigsten Fehlerquellen aufgeführt. Ihre Abschätzung erfolgt nach Maßgabe des GUM (Guide to the Expression of Uncertainty, deutsche Übersetzung [29]). Details zur Bestimmung der einzelnen Messunsicherheiten finden sich in Anhang D. Danach beträgt die relative Messunsicherheit für den Wärmestrom 1,5%, für die Wärmeübertragungsfläche 1,5% sowie für die Temperaturdifferenz 8% (bei $\Delta T = 2$ K) bis 0,5% (bei $\Delta T = 25$ K). Diese Angaben sind mit dem Faktor 2 zu multiplizieren, um ein Vertrauensniveau von 95% zu erhalten.

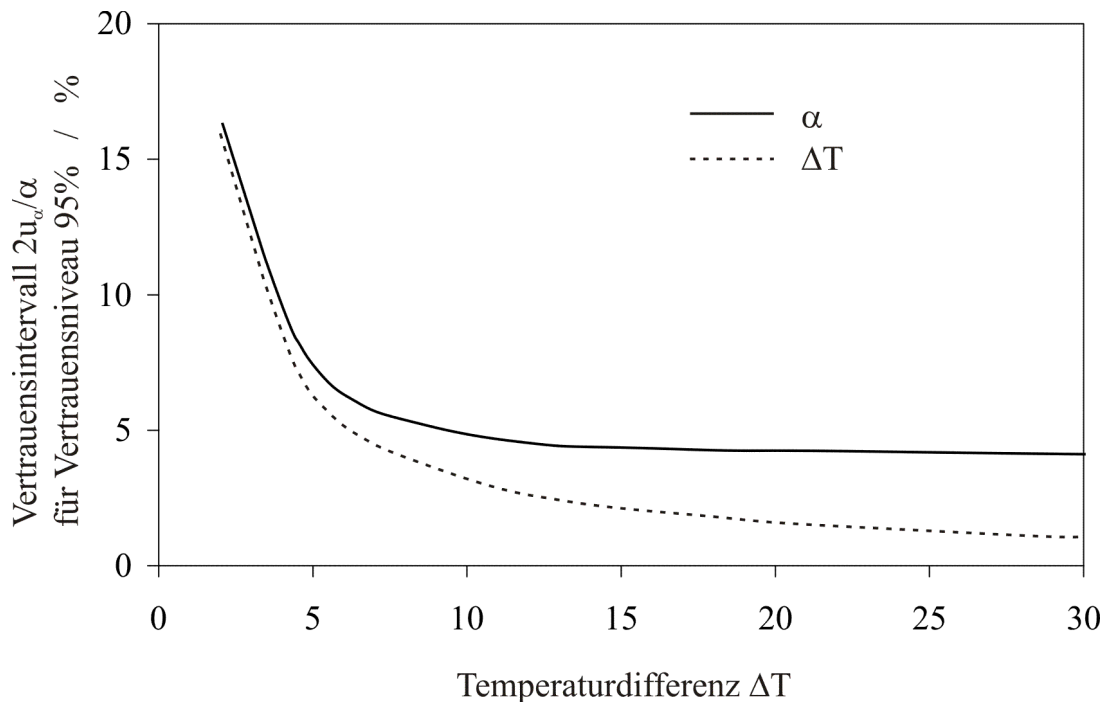


Bild 4.4: Vertrauensintervall (95%) für den Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Dampf-Wand-Temperaturdifferenz

Entsprechend Gleichung 4.4 ergibt sich für die relative Unsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Temperaturdifferenz von 2 K

$$\frac{u_\alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{u_Q}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{u_A}{A}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} = 8\% . \quad (4.8)$$

Die relative Unsicherheit nimmt mit der Temperaturdifferenz ab, so dass sich für $\Delta T = 25$ K

$$\frac{u_\alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{u_Q}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{u_A}{A}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} = 2\% \quad (4.9)$$

ergibt. Bei Annahme eines Vertrauensniveaus von 95 % beträgt das Vertrauensintervall des gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten damit 16 % bei der kleinsten und 4 % bei der größten Temperaturdifferenz.

Bild 4.4 stellt das Vertrauensintervall über der Temperaturdifferenz dar. Es wird deutlich, dass bei kleinen Temperaturdifferenzen $u_{\Delta T}$ dominiert, bei großen Temperaturdifferenzen dominieren u_Q und u_A .

Tabelle 4.1: Liste aller berücksichtigten Beiträge zur Messunsicherheit

Symbol	Bezeichnung (Unsicherheit bei/durch...)
u_{KW}	Kalibrierung des Wandthermoelements
	... setzt sich zusammen aus
u_{Pt}	Arbeitsnormal
u_{EB}	Verschiebung der Temperatur des Eisbads
u_{Th}	Temperaturvarianz im Thermostaten
u_{MA}	Messauswertung Netpac
u_A	Alterung der Thermoelemente
u_{KD}	Kalibrierung der anderen Thermoelemente
	... setzt sich zusammen aus
u_{Ref}	Referenzthermoelement
u_{MA}	Messauswertung Netpac
u_{EB}	Verschiebung der Temperatur des Eisbads
u_{Iso}	Nichtisothermie in der Versuchsanlage
u_A	Alterung der Thermoelemente
$u_{\Delta T}$	Messung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand
	... setzt sich zusammen aus
u_{Kal}	Kalibrierung der Thermoelemente
u_{MA}	Messauswertung Netpac
u_{PH}	Horizontale Positionierung des Wandthermoelements im Versuchsrohr
u_{PU}	Positionierung am Umfang des Wandthermoelements im Versuchsrohr
u_L	Wärmeleitung in der Kupferwand*

Forts. Tab. 4.1: Liste aller berücksichtigten Beiträge zur Messunsicherheit

Symbol	Bezeichnung (Unsicherheit bei/durch...)
u_V	Messung des Volumenstroms
	... setzt sich zusammen aus
u_{ZN}	Zeitnahme
u_{Vol}	Ermittlung des Volumens des Messbehälters
u_{FH}	Flüssigkeitshaftung an der Wand des Messbehälters
u_{GA}	Wärmeausdehnung des Gefäßes
u_Q	Berechnung des Wärmestroms
	... setzt sich zusammen aus
u_V	s.o.
u_ρ	Stoffdaten: Dichte
$u_{\Delta h_K}$	Stoffdaten: Kondensationsenthalpie
u_{KU}	Kondensatunterkühlung
u_A	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche
	... setzt sich zusammen aus
u_D	Ermittlung Basisdurchmesser
u_L	Ermittlung Messlänge
*: wird durch Korrekturterm berücksichtigt	

5 Ergebnisse und Diskussion

5.1 Mittlere Wandtemperatur

Die Wandtemperatur der Versuchsrohre steigt längs des Kühlwasserstromes in Abhängigkeit von der Dampf-Kühlwasser-Temperaturdifferenz um 0,1 bis 0,5 K an. Ermittelt wurden diese Werte am Glattrohr, sie gelten jedoch für alle MS-Rohre, da bei steigendem Wärmestrom auch der Durchfluss des Kühlwassers angepasst wurde. Die maximale Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasseraustritt und -eintritt betrug für alle Rohre 1 K. Der Verlauf der Wandtemperatur im Bereich der Messstrecke kann durch eine Gerade angenähert werden, Bild 5.1, da die Temperaturdifferenz klein ist und die Messstrecke hinreichend weit vom Kühlwassereintritt in die Versuchskammer entfernt liegt. Die mittlere Wandtemperatur kann daher in der Mitte der Messstrecke bei $y = 38$ mm bestimmt werden. Dort wurde das Thermoelement bei allen weiteren Messungen positioniert.

Bild 5.2 zeigt beispielhaft zwei Verläufe der Temperatur am Umfang für unterschiedliche Dampf-Kühlwasser-Temperaturdifferenzen. Von diesen Temperaturverläufen wurden je sechs pro Mikrostrukturrohr und drei für das Glattrohr aufgenommen, und zwar bei Dampftemperaturen von 313 K, 333 K und 353 K und Temperaturdifferenzen von jeweils 10 K und 40 K.

Der experimentell ermittelte Verlauf der Wandtemperatur ist der von Memory und Rose [30] angenommenen Kosinusfunktion sehr ähnlich, wohingegen die theoretische Kurve von Bromley et al. [31] deutlich zu niedrige Wandtemperaturen ergibt, Bild 5.3. Die experimentellen Werte sind im unteren Rohrbereich niedriger als von Memory und Rose [30] angenommen, weil sich aufgrund der Tropfenbildung der Kondensatfilm dort verdickt. Tatsächlich treten auf der Rohrunterseite große Schwankungen der Filmdicke auf, da der Kondensatabfluss durch Tropfenbildung und -ablösung ständig gestört wird.

Die in Bild 5.3 dargestellten experimentellen Werte sind Mittelwerte aus jeweils 20 Messungen.

Das Mittel der Wandtemperatur am Umfang liegt bei fast allen Messreihen unterhalb der Rohrmittelachse, Bild 5.2. Es wurden Winkel zwischen 89° und 118° ermittelt, Tab. 5.1, wobei kein systematischer Einfluss der Temperaturdifferenz oder der Oberflächenstruktur festzustellen war. Für die Wärmeübergangsmessungen wurde daher der Mittelwert aller Messreihen gewählt, was einem Winkel von $\varphi_m = 98^\circ$ entspricht. Bromley et al. [31] hatten durch theoretische Betrachtungen einen Winkel für das Mittel von 110° erhalten.

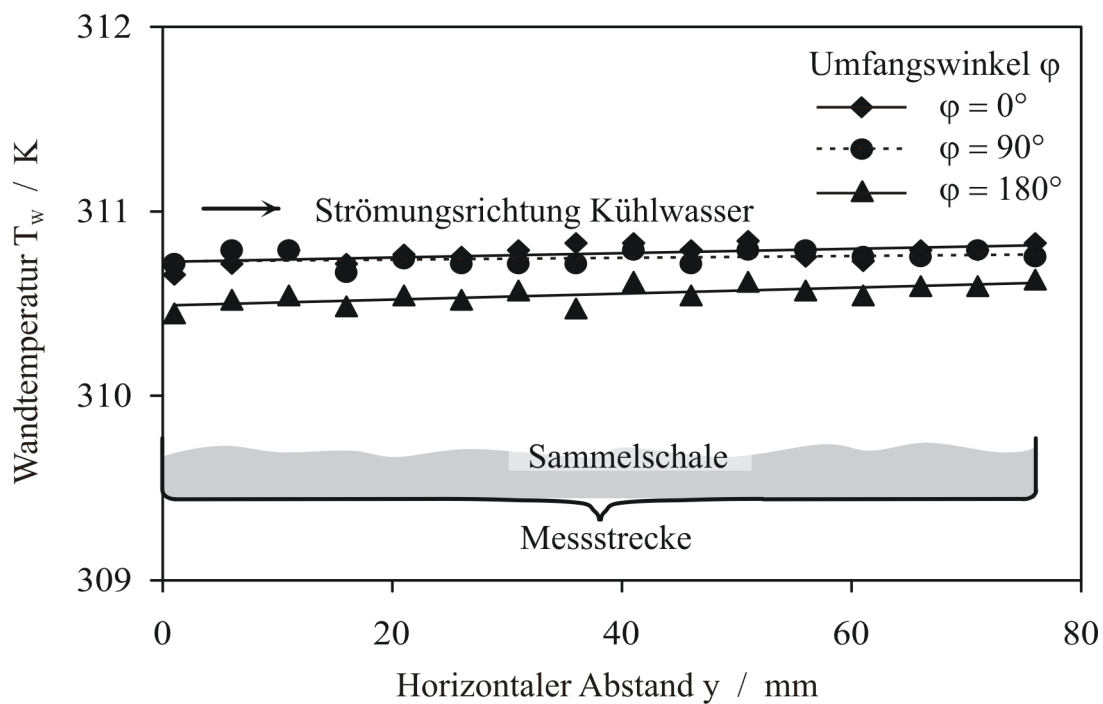


Bild 5.1: Typische Verläufe der Rohrwandtemperatur in horizontaler Richtung

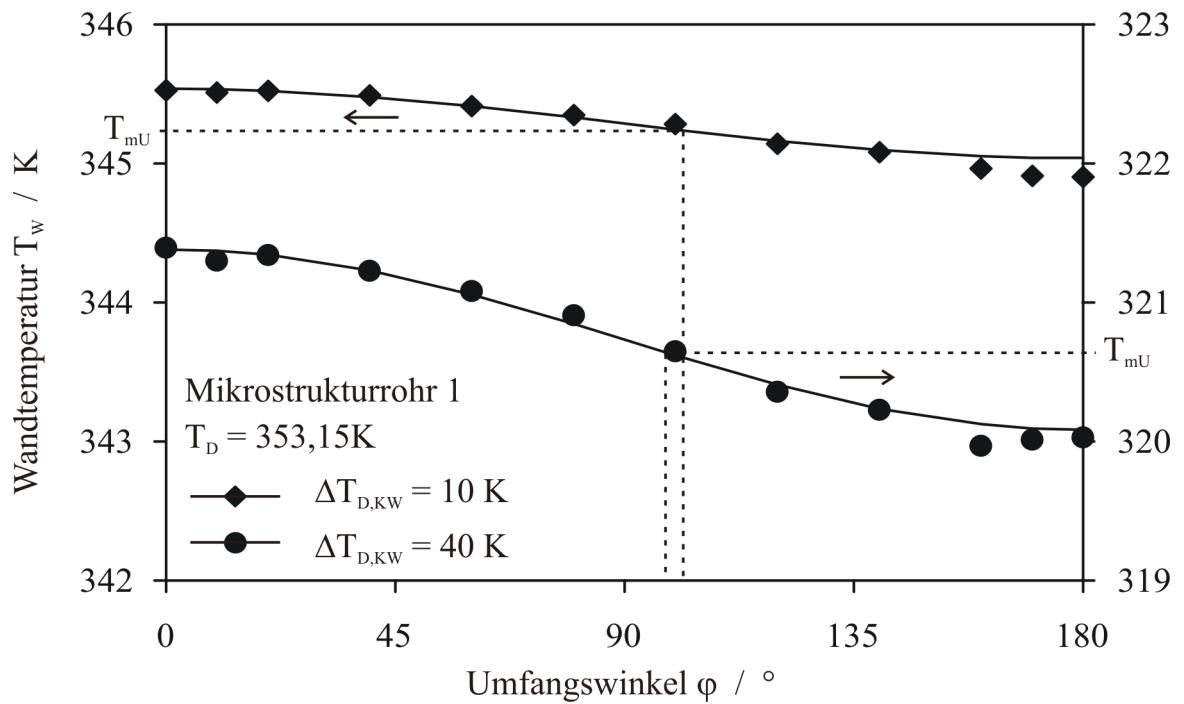


Bild 5.2: Typische Verläufe der Rohrwandtemperatur in Umfangsrichtung

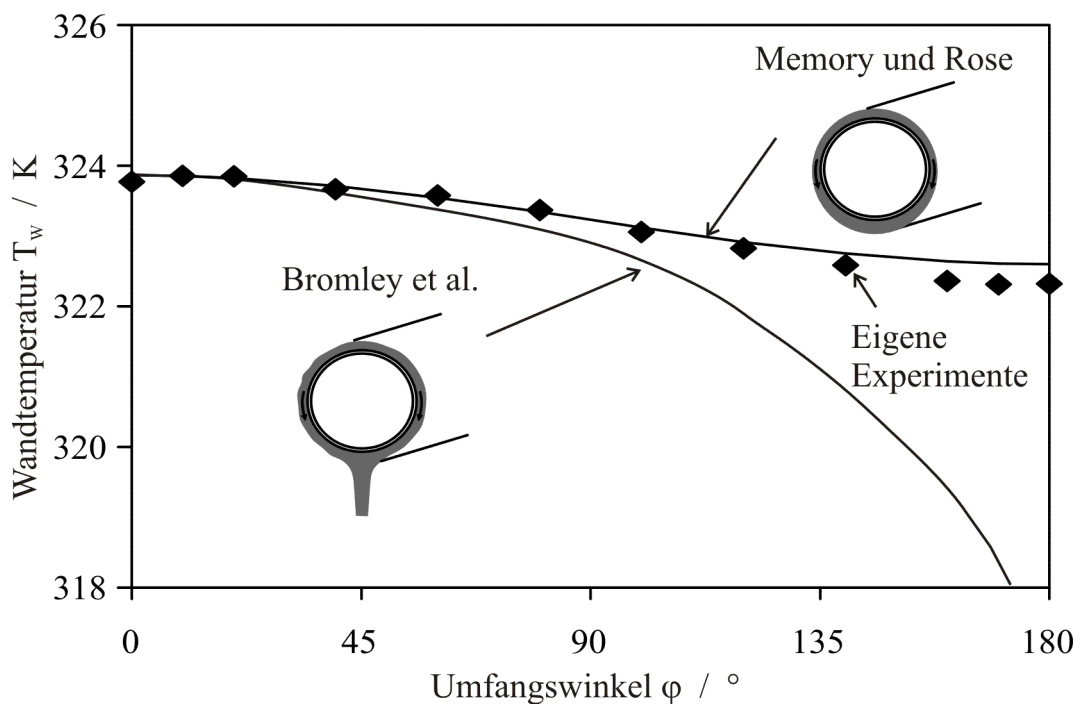
Bild 5.3: Theoretischer und gemessener Verlauf der Rohrwandtemperatur, experimentelle Daten für MS-Rohr 2, $T_D = 353,13\text{K}$, $\Delta T = 40\text{K}$

Tabelle 5.1: Mittelwertwinkel φ_m für alle Temperaturverläufe am Umfang

Verlauf Nr.	T_D K	T_{KW} K	T_{mU} K	φ_m °
GR-1	323	293	303,7	96
GR-2	323	313	315,9	97
GR-3	313	293	300,9	103
MS1-1	353	313	320,7	92
MS1-2	353	343	345,3	98
MS1-3	333	293	305,8	101
MS1-4	333	323	326,4	93
MS1-5	313	293	301,6	93
MS1-6	313	303	307,6	95
MS2-1	353	313	323,2	95
MS2-2	353	343	345,3	*
MS2-3	333	293	305,5	95
MS2-4	333	323	325,9	92
MS2-5	313	273	290,7	97
MS2-6	313	303	307,0	115
MS3-1	353	313	323,4	89
MS3-2	353	343	345,4	93
MS3-3	333	293	307,1	95
MS3-4	333	323	327,0	98
MS3-5	313	273	290,7	96
MS3-6	313	303	307,2	97
MS4-1	353	313	322,0	98
MS4-2	353	343	344,6	99
MS4-3	333	293	304,2	105
MS4-4	333	323	325,0	107
MS4-5	313	273	288,3	90
MS4-6	313	303	305,6	118

T_D = Dampftemperatur

T_{KW} = Kühlwassertemperatur

T_{mU} = mittlere Temperatur am Umfang

* Kein Sinusprofil

5.2 Wärmeübergang am Glattrohr

Die Bilder 5.4 bis 5.7 zeigen die experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das Glattrohr bei unterschiedlichen Dampftemperaturen $T_D = 313 \text{ K}$, 323 K , 333 K , 353 K im Vergleich zu den nach der Gleichung von Bromley et al. [31]

$$\alpha_{GR} = 0,728 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K \left(1 + 0,4 \frac{\Delta T c_p}{\Delta h_K} \right)^2}{\Delta T \mu D_0} \right)^{1/4} \quad (5.1)$$

bestimmten theoretischen Werten. Hierbei wird - im Gegensatz zu der Gleichung von Nusselt [16] - die Unterkühlung des Kondensats berücksichtigt. Die maximale Abweichung der gemessenen von den theoretischen Werten beträgt für alle Dampftemperaturen 5%. Die Abweichungen liegen innerhalb des Intervalls der geschätzten Messunsicherheit (Anhang D), daher ist anzunehmen, dass die wichtigsten Unsicherheitsquellen in der Unsicherheitsbetrachtung erfasst wurden und andere Faktoren vernachlässigt werden können. Die Messungen zeigen auch, dass Inertgase nahezu vollständig aus der Anlage entfernt werden konnten, da bereits bei kleinen Anteilen nichtkondensierbarer Bestandteile der Wärmeübergangskoeffizient aufgrund der Akkumulation dieser in der Nähe der Kühlfläche deutlich absinken würde.

Die nach der Nußeltschen Wasserhauttheorie ermittelte Beziehung für das waagerechte Rohr

$$\alpha_U = 0,728 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K}{\Delta T \mu D_0} \right)^{1/4} \quad (5.2)$$

kann mit Hilfe der Energiebilanz für das gebildete Kondensat

$$\dot{m} \Delta h_K = \alpha \Delta T D_0 \pi L \quad (5.3)$$

in eine dimensionslose Form überführt werden,

$$Nu_K = 1,522 Re_K^{-1/3}. \quad (5.4)$$

Hierbei sind

$$Nu_K = \frac{\alpha_U}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} \quad (5.5)$$

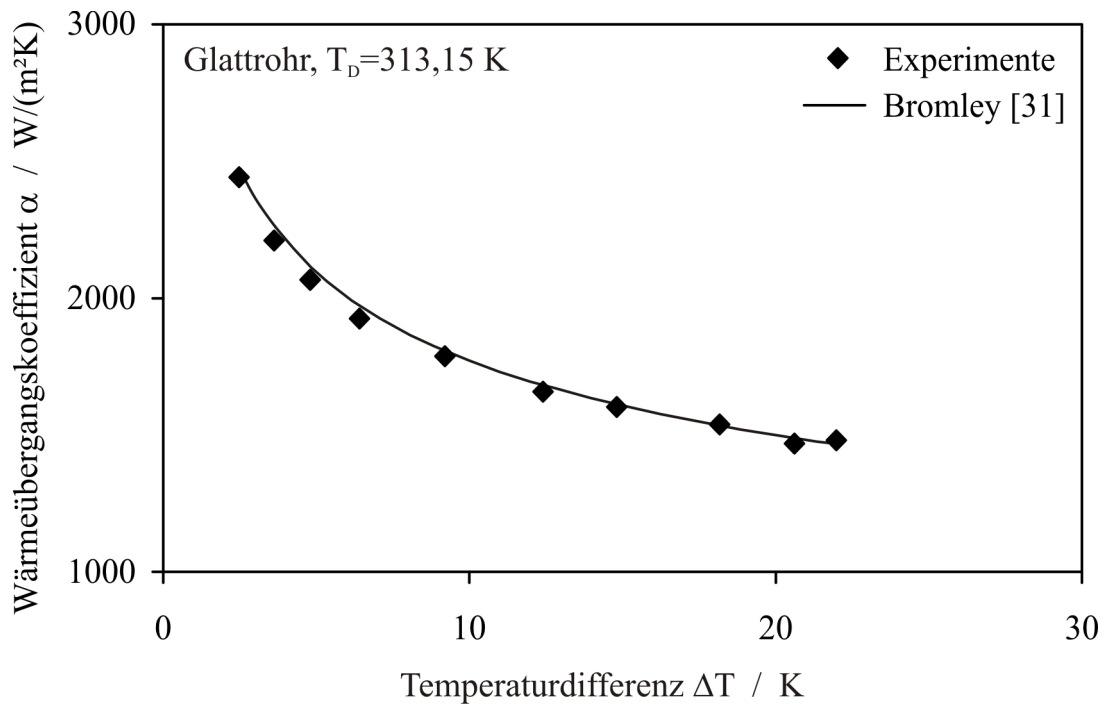


Bild 5.4: Vergleich der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das Glattrohr mit Gl. 5.1, $T_D = 313,15 \text{ K}$

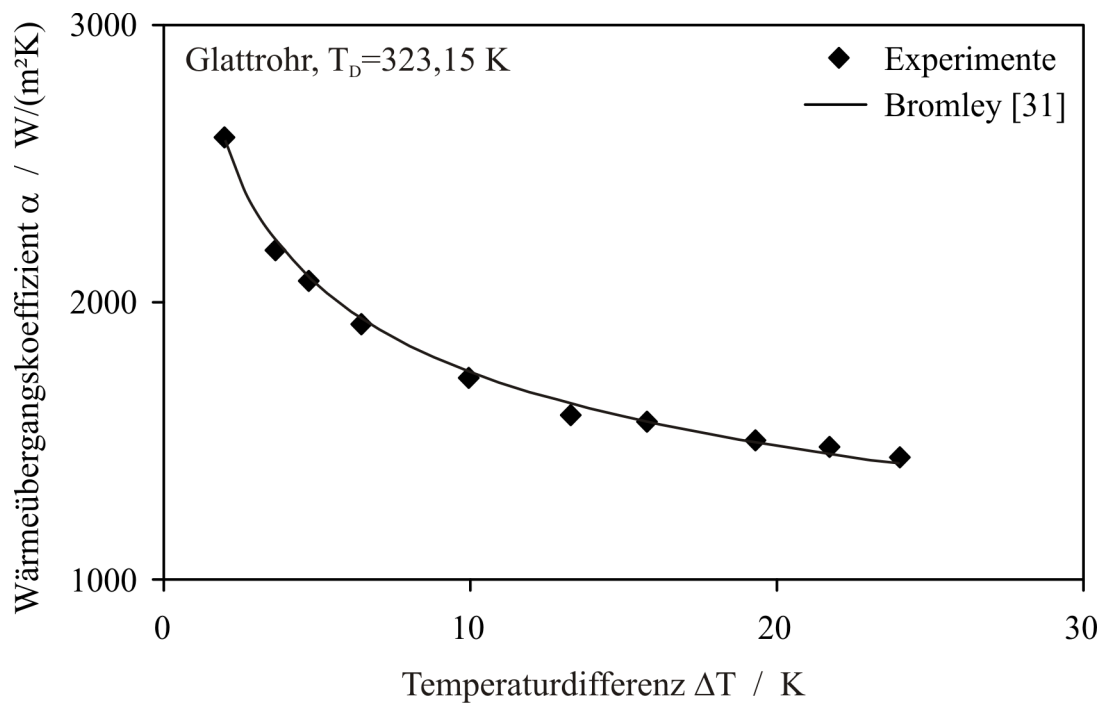


Bild 5.5: Vergleich der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das Glattrohr mit Gl. 5.1, $T_D = 323,15 \text{ K}$

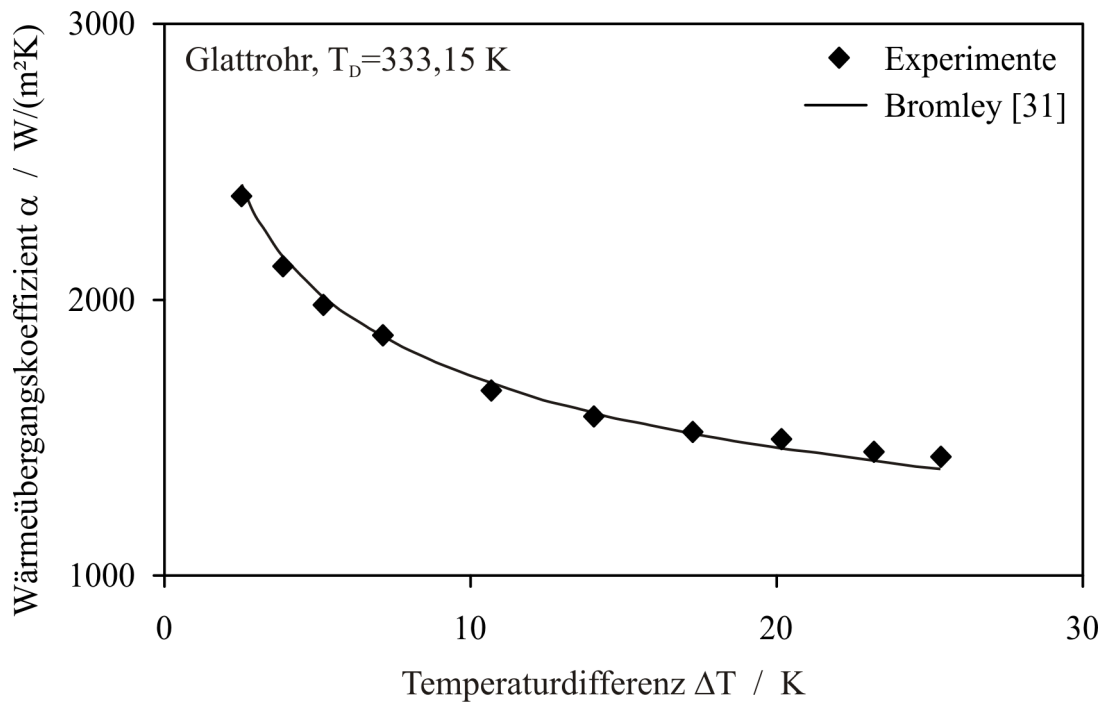


Bild 5.6: Vergleich der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das Glattrohr mit Gl. 5.1, $T_D = 333,15$ K

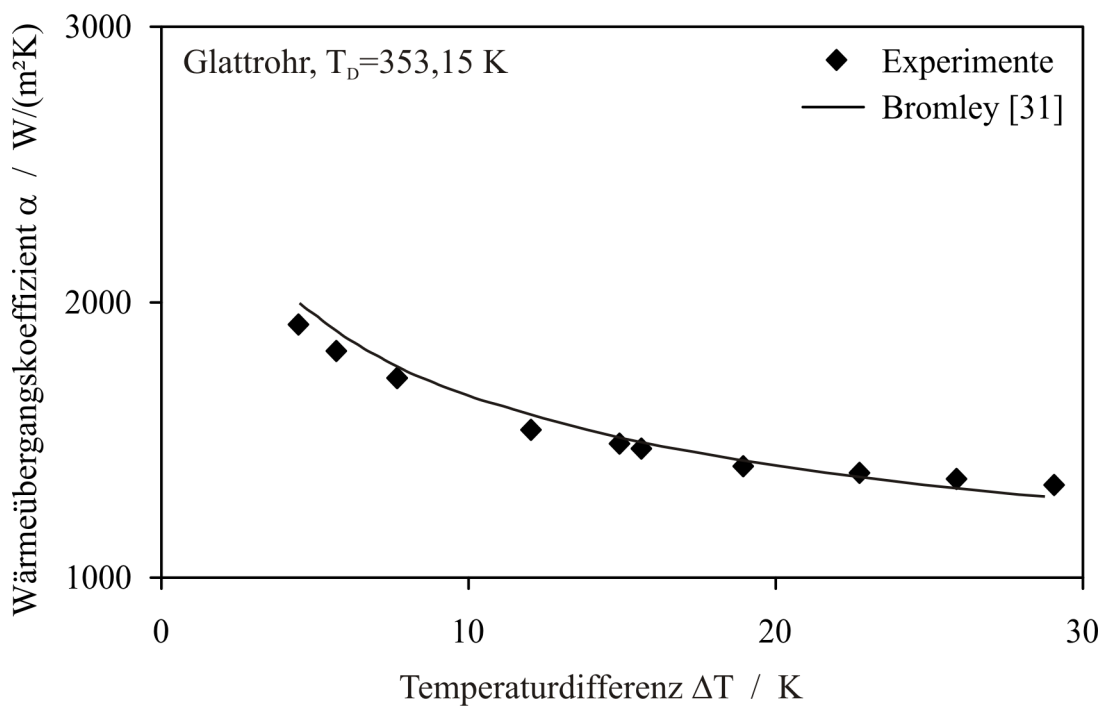


Bild 5.7: Vergleich der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das Glattrohr mit Gl. 5.1, $T_D = 353,15$ K

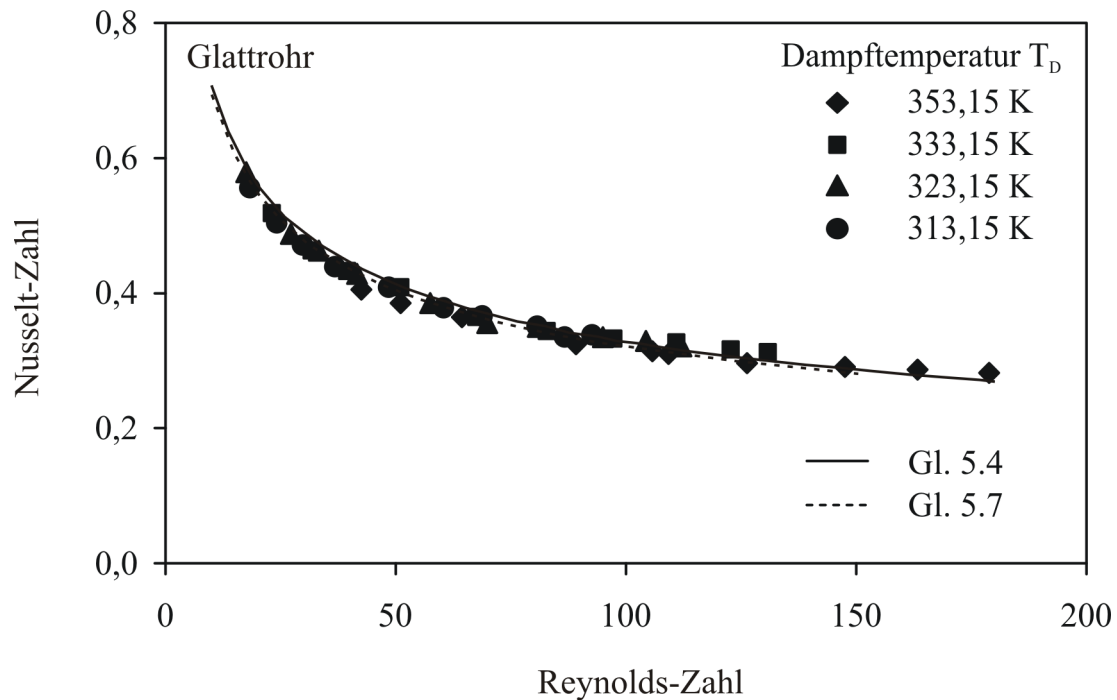


Bild 5.8: Kondensat-Nusselt- über Kondensat-Reynolds-Zahl für das Glattrohr, $T^* = T/T_C = 0,65 \dots 0,74$

und

$$Re_K = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (5.6)$$

die Nußelt-Zahl für die Kondensation bzw. die Kondensat-Reynolds-Zahl. Die Kondensatunterkühlung wird vernachlässigt, da der Anteil der sensiblen Wärme am gesamten Wärmestrom nur 1 bis 2 % beträgt. Die experimentellen Daten stimmen gut mit der Kurve nach Gl. 5.4 überein, Bild 5.8. Die experimentellen Daten lassen sich durch eine modifizierte Kurve

$$Nu_K = 1,488 Re_K^{-1/3}, \quad (5.7)$$

am besten wiedergeben. Aus Gl. 5.7 ergibt sich

$$\alpha_{GR,f} = 0,721 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_K}{\Delta T \mu D_0} \right)^{1/4} \quad (5.8)$$

als angepasste Gleichung für das Glattrohr.

5.3 Wärmeübergang an Mikrostruktur-Rohren

5.3.1 Mikrostruktur-Rohr 1

Das erste untersuchte Rohr hat eine hohe SE-Dichte ($1,3 \cdot 10^{10}$ SE/m²) bei relativ niedriger SE-Höhe (50 μ m), s. auch Tab. 3.1. Bild 5.9 stellt den Intensivierungsfaktor dar, der die Erhöhung des Wärmeübergangs im Vergleich zu einer glatten Oberfläche angibt. Für Rohr 1 lässt sich keine signifikante Erhöhung feststellen, die ermittelten Werte liegen zwischen 0,92 und 1,11 und damit innerhalb der Messunsicherheit. Für niedrige Temperaturdifferenzen zeigt sich jedoch eine leichte Tendenz hin zu größeren Wärmeübergangskoeffizienten, die durch die Messungen an anderen Rohren sowie die theoretischen Betrachtungen bestätigt wird. Der größte ermittelte Wärmeübergangskoeffizient für Rohr 1 betrug 2950 W/(m²K) bei einer Temperaturdifferenz von 1,4 K.

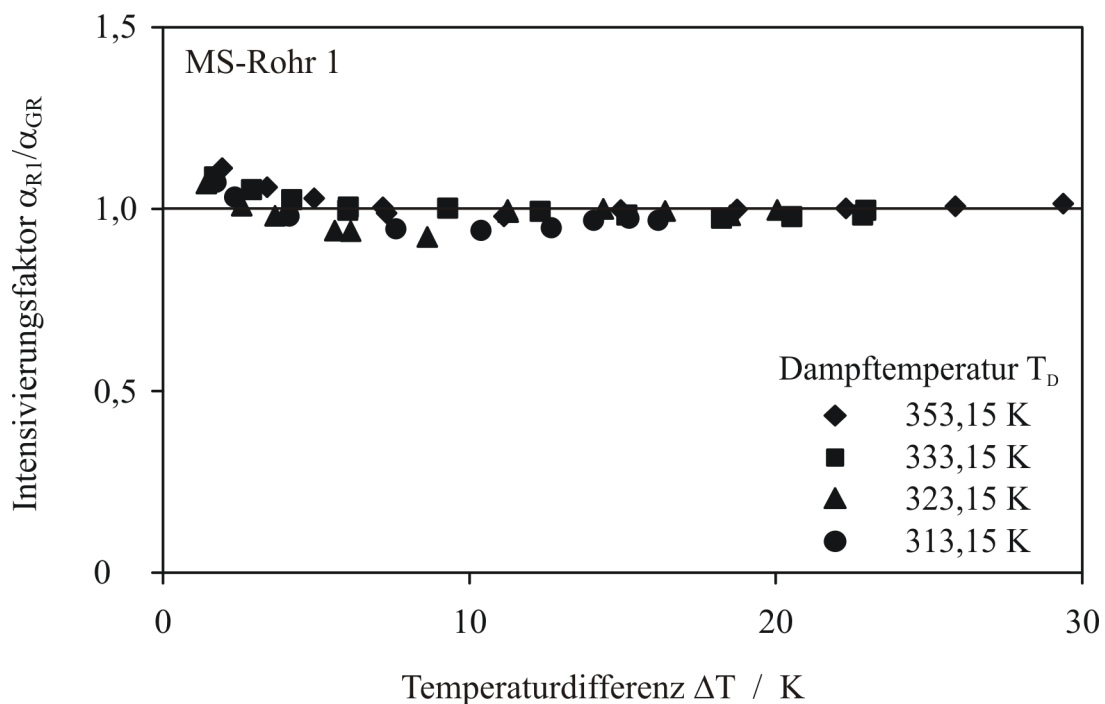


Bild 5.9: Intensivierungsfaktor für Mikrostruktur-Rohr 1

5.3.2 Mikrostruktur-Rohr 2

Mikrostruktur-Rohr 2 unterscheidet sich von Rohr 1 durch die geringere Dichte der aufgetragenen Strukturelemente ($5 \cdot 10^8$ SE/m²), wobei deren Höhe (50 μ m) gleich ist. Trotz dadurch bedingter geringerer Oberfläche wurden bei dieser Struktur deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt, Bild 5.10. Der Intensivierungsfaktor beträgt 1,32 bis 1,35 bei der jeweils niedrigsten Temperaturdifferenz. Er nimmt mit steigender Temperaturdifferenz ab, so dass bei einer Temperaturdifferenz von ungefähr 15 K der Wärmeübergangskoeffizient des MS-Rohrs 2 gleich dem des Glattrohrs ist. Der Intensivierungsfaktor nimmt mit steigender Dampftemperatur geringfügig zu. Im Nu-Re-Diagramm, Bild 5.11, sind die Werte daher deutlich breiter gestreut als beim Glattrohr. Die Nusselt-Zahl für Rohr 2 steigt zu kleineren Temperaturdifferenzen hin steiler an als beim Glattrohr.

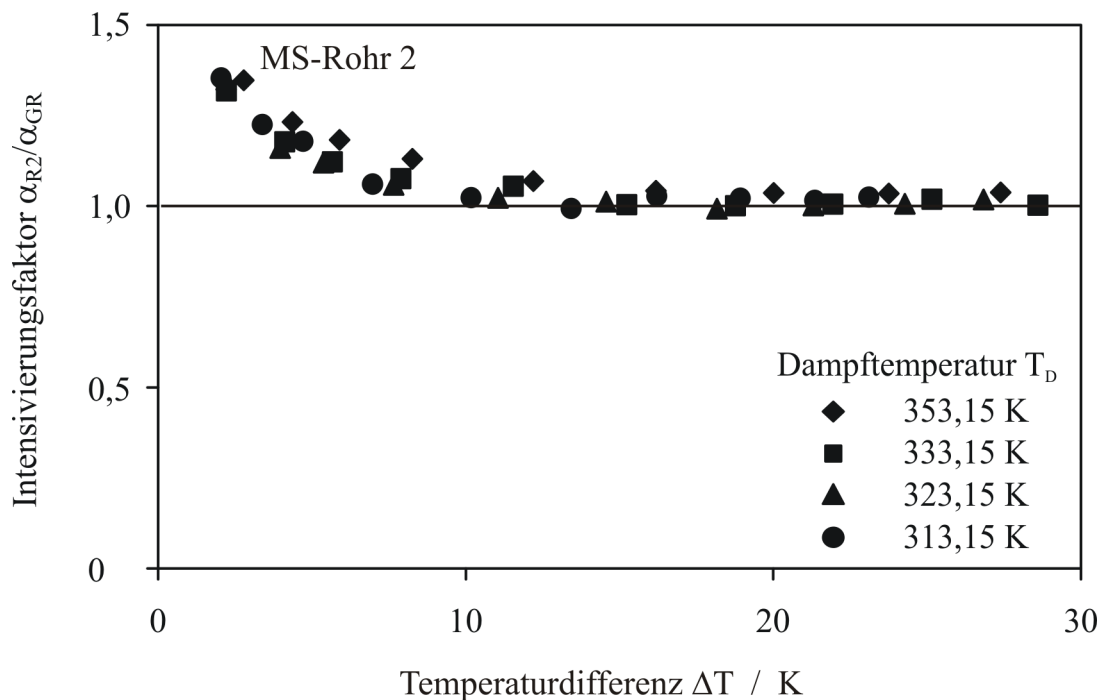


Bild 5.10: Intensivierungsfaktor für Mikrostruktur-Rohr 2

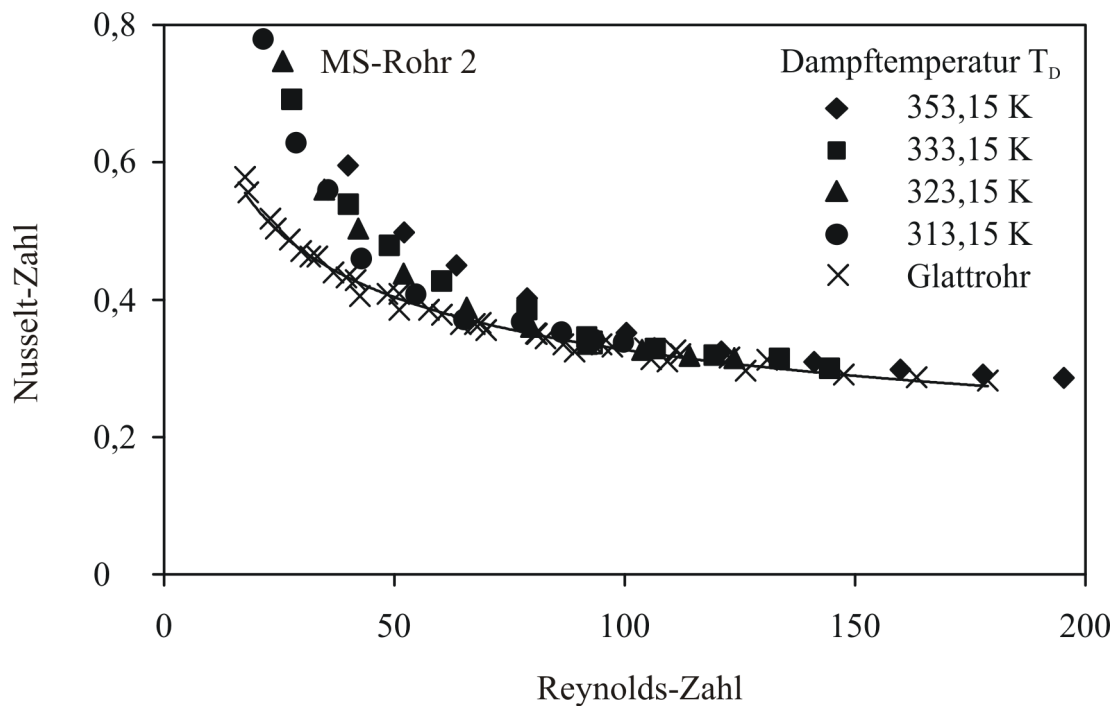


Bild 5.11: Kondensat-Nusselt-Zahl über Kondensat-Reynolds-Zahl für Mikrostruktur-Rohr 2

5.3.3 Mikrostruktur-Rohr 3

Mikrostruktur-Rohr 3 zeichnet sich durch eine geringe SE-Dichte ($5 \cdot 10^8$ SE/m², wie Rohr 2) bei einer SE-Höhe von 80 μ m aus, s. auch Tab. 3.1. Bei dieser Struktur wurden die höchsten Intensivierungsfaktoren aller Rohre erzielt. Sie liegen zwischen 1,19 und 2,46, Bild 5.12. Der höchste Wärmeübergangskoeffizient von 7100 W/(m²K) wurde bei der niedrigsten Temperaturdifferenz gemessen. Rohr 3 ist jedoch auch bei Temperaturdifferenzen von 20 K noch 20% effektiver als ein Glattrohr.

Bei Temperaturdifferenzen < 5 K ist der Intensivierungsfaktor größer als der Oberflächenfaktor (1,8, Tab. 3.1), was darauf hindeutet, dass hier die Strukturelementflächen für den Wärmeübergang dominierend sind. Für eine treibende Temperaturdifferenz von ca. 5 K sind Oberflächenfaktor und Intensivierungsfaktor gleich. Der Intensivierungsfaktor nimmt mit steigender Dampftemperatur zu, ebenso wie die Nusselt-Zahl, Bild 5.13. Bei gleicher Reynolds-Zahl ergibt sich hier für die höchste Dampftemperatur auch die größte Nußelt-Zahl.

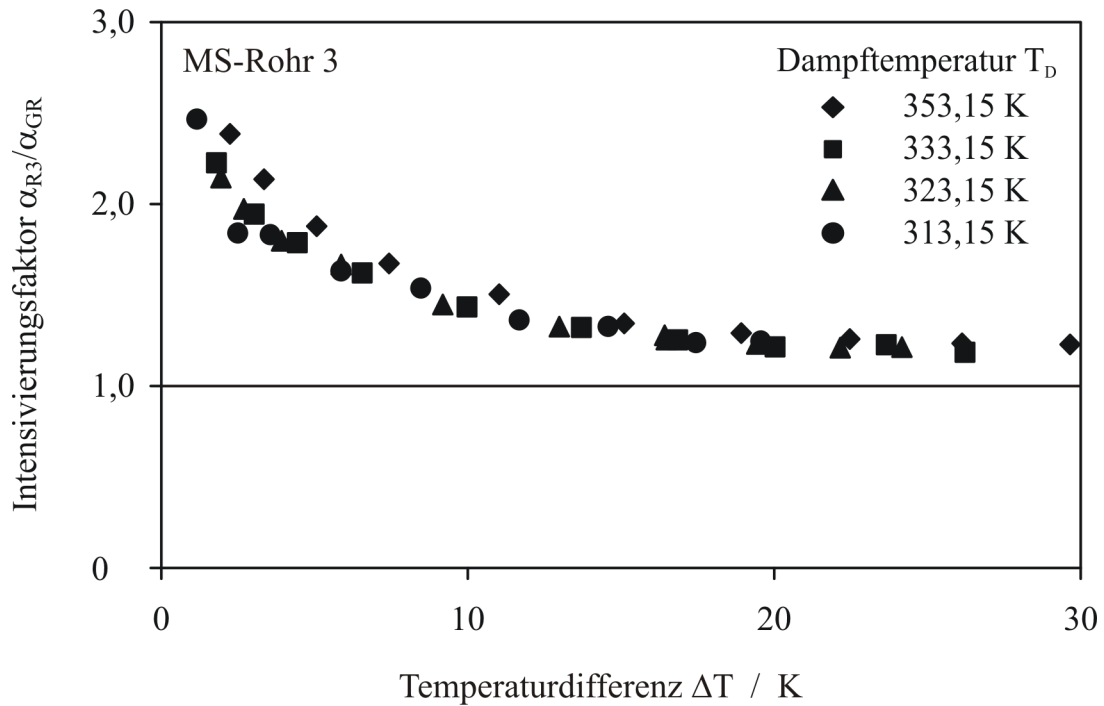


Bild 5.12: Intensivierungsfaktor für Mikrostruktur-Rohr 3

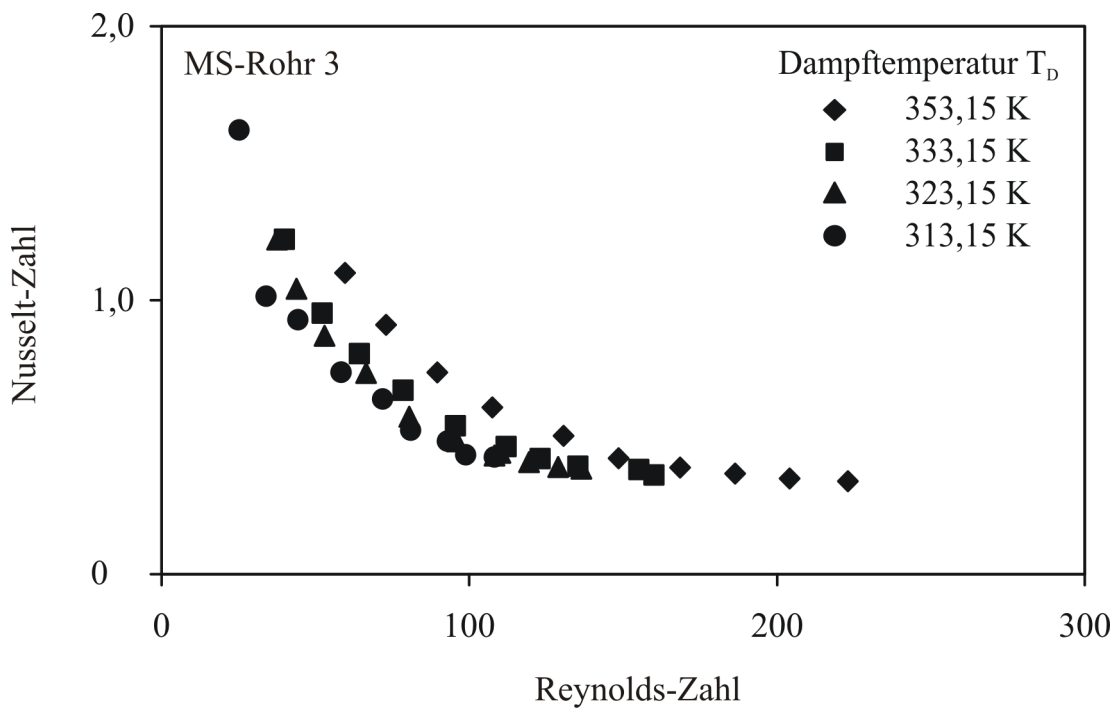


Bild 5.13: Kondensat-Nusselt-Zahl über Kondensat-Reynolds-Zahl für Mikrostruktur-Rohr 3

5.3.4 Mikrostruktur-Rohr 4

Da durch die Vergrößerung der SE-Höhe bei Mikrostruktur-Rohr 3 der Wärmeübergang deutlich verbessert werden konnte, wurde diese Höhe bei MS-Rohr 4 beibehalten und nur die SE-Dichte variiert. Es wurde eine SE-Dichte bei Rohr 4 von $5 \cdot 10^9$ SE/m² gewählt, was einem Oberflächenfaktor von 8 entspricht. Trotz dieser größeren Oberfläche im Vergleich zu Rohr 3 wurde jedoch keine Verbesserung des Wärmeübergangs festgestellt. Bei Temperaturdifferenzen zwischen 5 und 20 K ist der Intensivierungsfaktor sogar <1 , Bild 5.14, d.h. der Wärmeübergangskoeffizient ist kleiner als beim Glattrohr. Die SE-Dichte hat also im untersuchten Bereich einen negativen Einfluss auf den Wärmeübergang, da trotz steigendem Oberflächenfaktor der Wärmeübergangskoeffizient abnimmt. Wahrscheinlich ist, dass die ungeordneten Strukturelemente den Kondensatabfluss behindern, was zu erhöhtem Reibungsdruckverlust und damit einem Anwachsen der Kondensatfilmdicke führt. Da der Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Kondensatfilmdicke abnimmt, ist α bei Rohr 4 z.T. kleiner als beim Glattrohr.

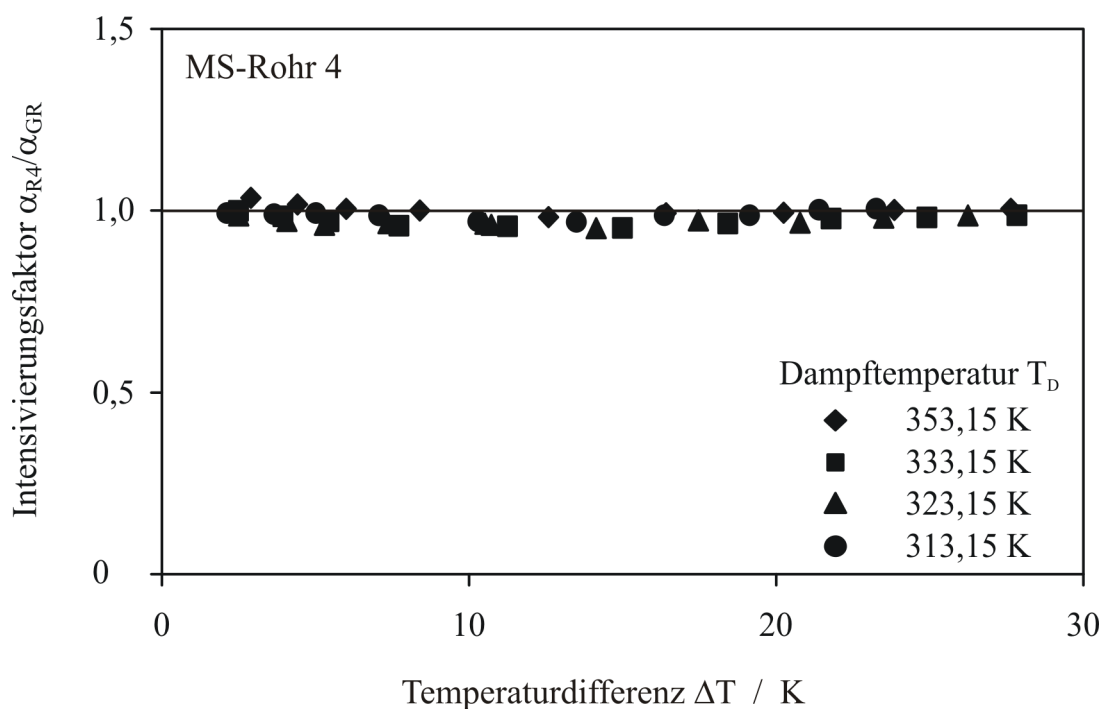


Bild 5.14: Intensivierungsfaktor für Mikrostruktur-Rohr 4

5.3.5 Diskussion

Einen Vergleich aller Mikrostrukturrohre bei einer Dampftemperatur von 333,15 K zeigt Bild 5.15. Den höchsten Intensivierungsfaktor weist MS-Rohr 3 auf. Der Wärmeübergangskoeffizient ist bei einer Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand von 2 K ungefähr doppelt so groß wie beim Glattrohr bei derselben Temperaturdifferenz. Der Intensivierungsfaktor nimmt jedoch ebenso wie der Wärmeübergangskoeffizient bei allen Rohren mit zunehmender Temperaturdifferenz schnell ab. Das Rohr 2 weist einen um maximal 32% verbesserten Wärmeübergang auf und ist damit deutlich weniger leistungsfähig als Rohr 3. Ab einer Temperaturdifferenz von 15 K ist keine Verbesserung des Wärmeübergangs im Vergleich zum Glattrohr mehr festzustellen. Bei MS-Rohr 1 und 4 tritt keine signifikante Verbesserung des Wärmeübergangs auf. Für die anderen untersuchten Dampftemperaturen ergeben sich im Vergleich ähnliche Intensivierungsfaktoren wie in Bild 5.15, auf eine Darstellung wird daher verzichtet. Die Intensivierungsfaktoren der einzelnen Rohre werden mit steigender Dampftemperatur etwas größer (ΔT konstant).

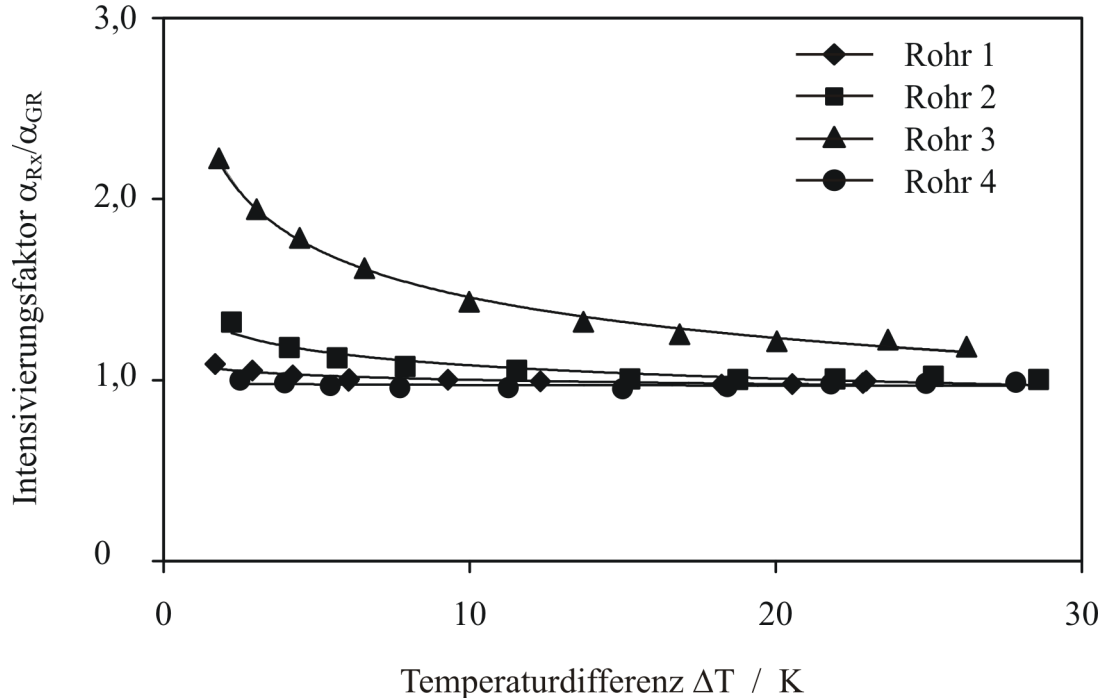


Bild 5.15: Vergleich der Intensivierungsfaktoren aller untersuchten Mikrostruktur-Rohre, $T_D = 333,15$ K

Trotz der nominell neunfach bzw. achtfach größeren Oberfläche (s. auch Tab. 3.1) der Mikrostruktur 1 bzw. 4 wurde bei diesen Mikrostrukturen keine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten festgestellt. Die Messergebnisse deuten im Gegenteil darauf hin, dass durch die hohe SE-Dichte der Ablauf des Kondensatfilms behindert wird, da der Intensivierungsfaktor z.T. kleiner als 1 ist. Die hohe SE-Dichte sowie die unregelmäßige Anordnung der Strukturelemente bewirken offensichtlich einen zusätzlichen Reibungsdruckabfall im Kondensatfilm und damit eine Verringerung der Fließgeschwindigkeit. Diese bedingt weiterhin eine Zunahme der Kondensatfilmdicke entsprechend der Beziehung

$$\delta = \frac{\dot{m}_K}{\rho u L} \quad (5.9)$$

bei gleichem Massenstrom, wodurch der Intensivierungsfaktor sogar kleiner als 1 werden kann, der Wärmeübergangskoeffizient also kleiner als der des Glattrohrs ist. Ähnliche Beobachtungen zur Kondensatfilmdicke wurden auch von Lilienblum [22] für raue Oberflächen beschrieben.

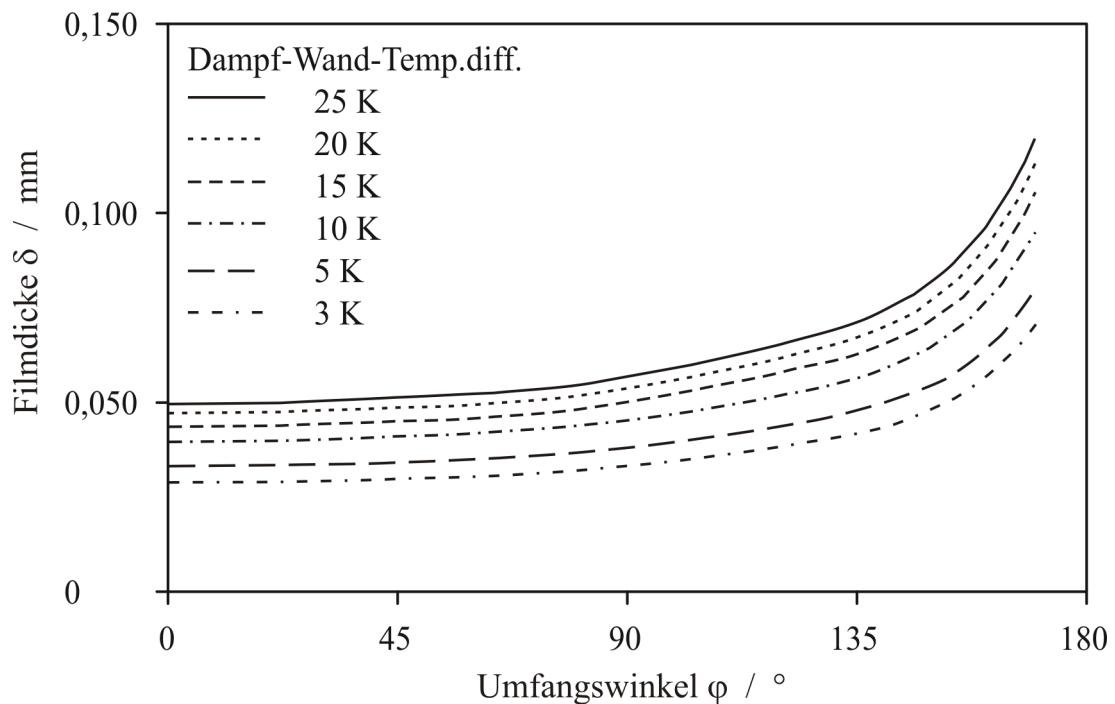


Bild 5.16: Kondensatfilmdicken am Glattrohr für R141b, $T_D = 333,15$ K

Die Mikrostrukturen 2 und 3 weisen eine deutlich geringere SE-Dichte auf als die beiden vorher genannten Mikrostrukturen. Dadurch kann das Kondensat besser abflie-

ßen und der Reibungsdruckabfall entspricht ungefähr dem bei einem glatten Rohr. Der Intensivierungsfaktor von Rohr 2 ist größer als 1, jedoch kleiner als der Oberflächenfaktor, der das Verhältnis von Mikrostruktur- zu glatter Oberfläche angibt. Die Erklärung dafür ergibt sich beim Betrachten der Kondensatfilmdicke an einem Glattrohr, wie sie bereits von Nusselt theoretisch ermittelt wurde.

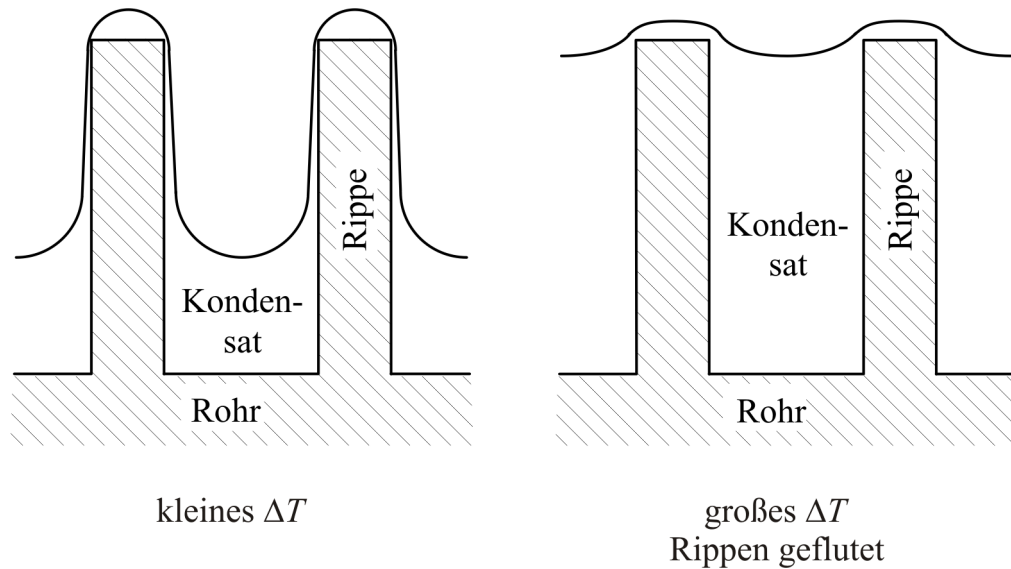


Bild 5.17: Kondensatfilm bei kleinem und großem ΔT , Fluten der Struktur

Bild 5.16 zeigt, dass der Kondensatfilm an einem Glattrohr der gegebenen Größe abhängig von der Temperaturdifferenz und dem Umfangswinkel 30 bis $>100 \mu\text{m}$ dick ist, was in der Größenordnung der Höhe der SE-Elemente entspricht. Bei großen Temperaturdifferenzen oder niedrigen SE-Höhen ragt somit nur der obere Teil der Strukturelemente aus dem abfließenden Kondensatfilm heraus, auf der Unterseite des Rohres sind die Strukturen z.T. vollständig vom Kondensatfilm überspült (geflutet), Bild 5.17.¹ Hier zeigt sich ein deutlicher Unterschied zu Makrorippen, bei denen die Dicke des Kondensatfilms im Verhältnis zur Rippenhöhe vernachlässigbar ist.

Der von dem abfließenden Kondensatfilm bedeckte Teil der Strukturelemente trägt kaum zum Wärmeübergang bei, daher ist die effektive (für den Wärmeübergang wirk-

¹Zur Erläuterung: Auch der obere Teil der nicht gefluteten Strukturelemente ist von einem Kondensatfilm überzogen, der jedoch aufgrund der Wirkung der Oberflächenspannungskräfte sehr dünn ist. Im Gegensatz dazu ist der abfließende Kondensatfilm dicker als $10 \mu\text{m}$ und bedeckt damit den unteren Teil der Strukturelemente.

same) Oberfläche deutlich kleiner als die tatsächliche. Wie die Experimente zeigen, bewirkt eine Vergrößerung der Oberfläche nicht unbedingt eine Verbesserung des Wärmeübergangs. Sinnvoller ist daher die Angabe eines „effektiven Oberflächenfaktors“

$$O_{ef} = \frac{A_{ef}}{A_0} \quad (5.10)$$

der das Verhältnis aus effektiver Oberfläche

$$A_{ef} = A_0 \cdot [1 + ((e - \delta) \cdot \pi d \cdot \rho_{SE})] \quad (5.11)$$

zur Fläche des Grundrohrs darstellt.

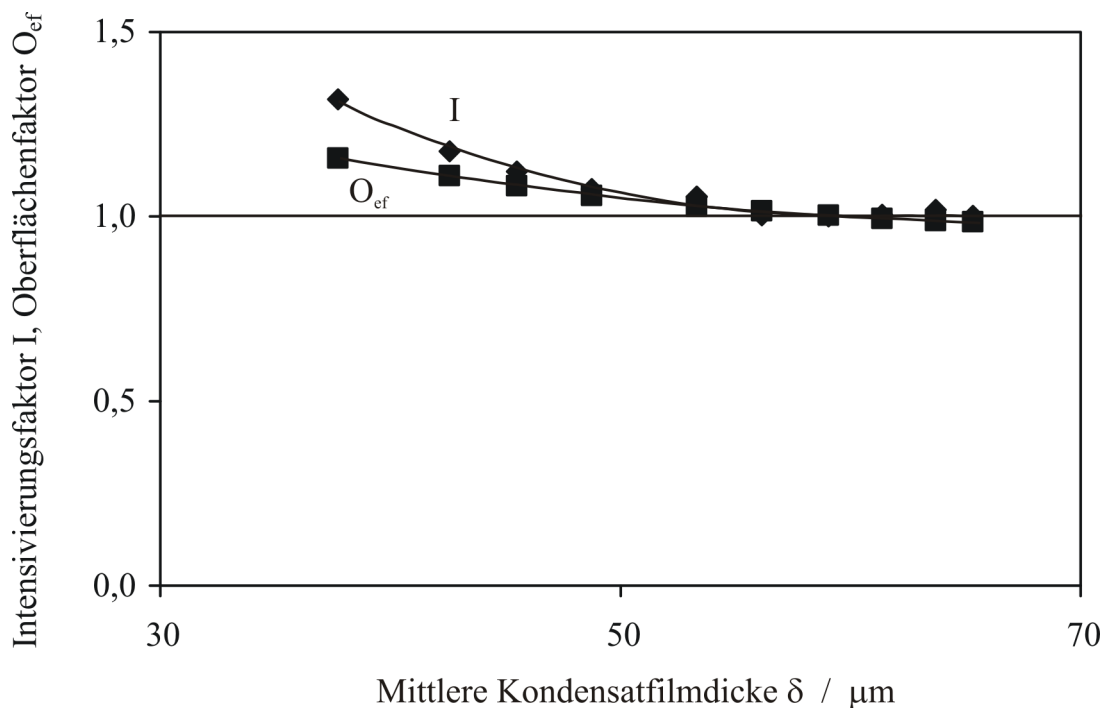


Bild 5.18: Vergleich effektiver Oberflächenfaktor und Intensivierungsfaktor für Rohr 2 bei $T_D = 333,15 \text{ K}$

Der effektive Oberflächenfaktor ist abhängig von der Dicke des Kondensatfilms δ , die sich unter Vernachlässigung der Reibungskräfte durch die Strukturelemente aus dem experimentell ermittelten Massenstrom berechnen lässt. Bilder 5.18 und 5.20 zeigen den aus der effektiven Oberfläche ermittelten Oberflächenfaktor im Vergleich zum Intensivierungsfaktor I. Der Oberflächenfaktor ist bei beiden Rohren kleiner oder gleich dem Intensivierungsfaktor, was auf das Wirken von Oberflächenspannungskräften hindeutet. Der Unterschied verringert sich mit steigender Temperaturdifferenz, weil die

Strukturen durch die steigende Kondensatfilmdicke unwirksam werden und auch die Kapillarkräfte, die ja von der Krümmung der Oberfläche abhängig sind, abnehmen. Bei einer Temperaturdifferenz von 15 K beträgt die mittlere Kondensatfilmdicke $50 \mu\text{m}$, was der Höhe der Mikrostruktur 2 entspricht. Die Struktur ist auf dem größten Teil der Rohroberfläche geflutet. Vollständig geflutet ist sie jedoch erst ab einer mittleren Kondensatfilmdicke von $64 \mu\text{m}$, weshalb sowohl der Oberflächenfaktor als auch der Intensivierungsfaktor an dieser Stelle 1 betragen, Bild 5.18.

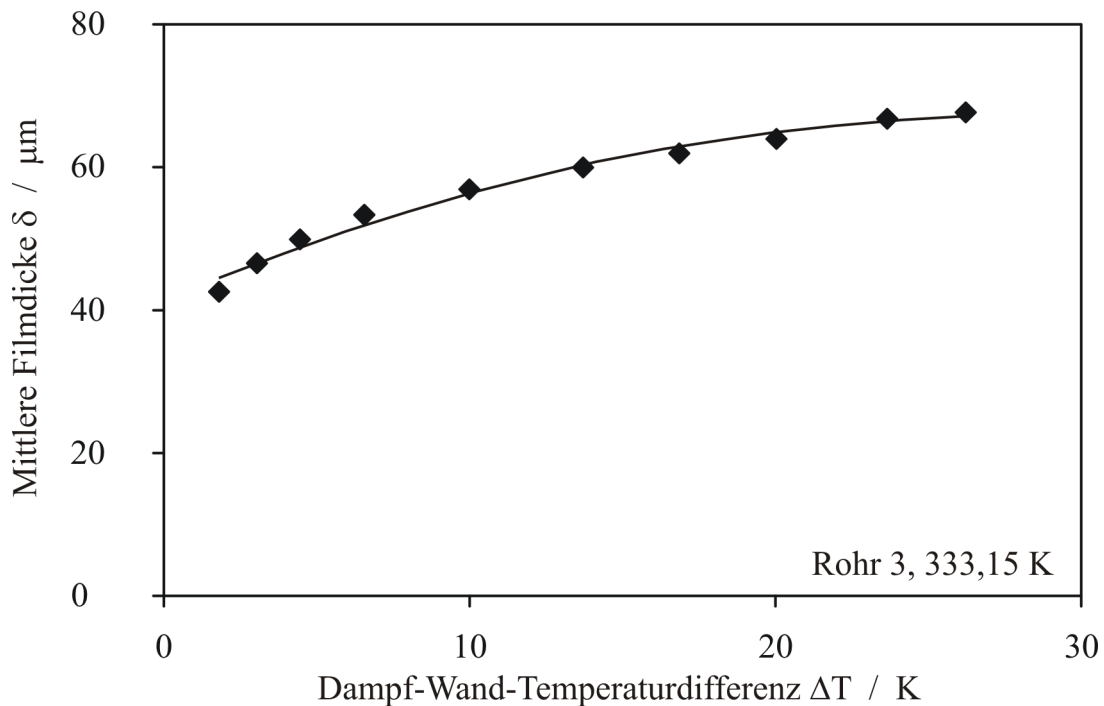


Bild 5.19: Mittlere Kondensatfilmdicke am Versuchsrohr 3

Im Gegensatz zu Struktur 2 bleibt Struktur 3 auch bei größeren Temperaturdifferenzen wirksam, da die Höhe der Strukturelemente größer als die mittlere Kondensatfilmdicke ist. Bei einer Temperaturdifferenz von 26 K beträgt diese $68 \mu\text{m}$ (bei vernachlässigbarem Reibungswiderstand an den SE), Bild 5.19.

Aufgrund der geringen Dicke der Kondensatschicht auf den SE-Spitzen sowie von Kapillareffekten ist der Intensivierungsfaktor deutlich größer als das Oberflächenverhältnis, Bild 5.20. Daher wurden bei Struktur 3 die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt.

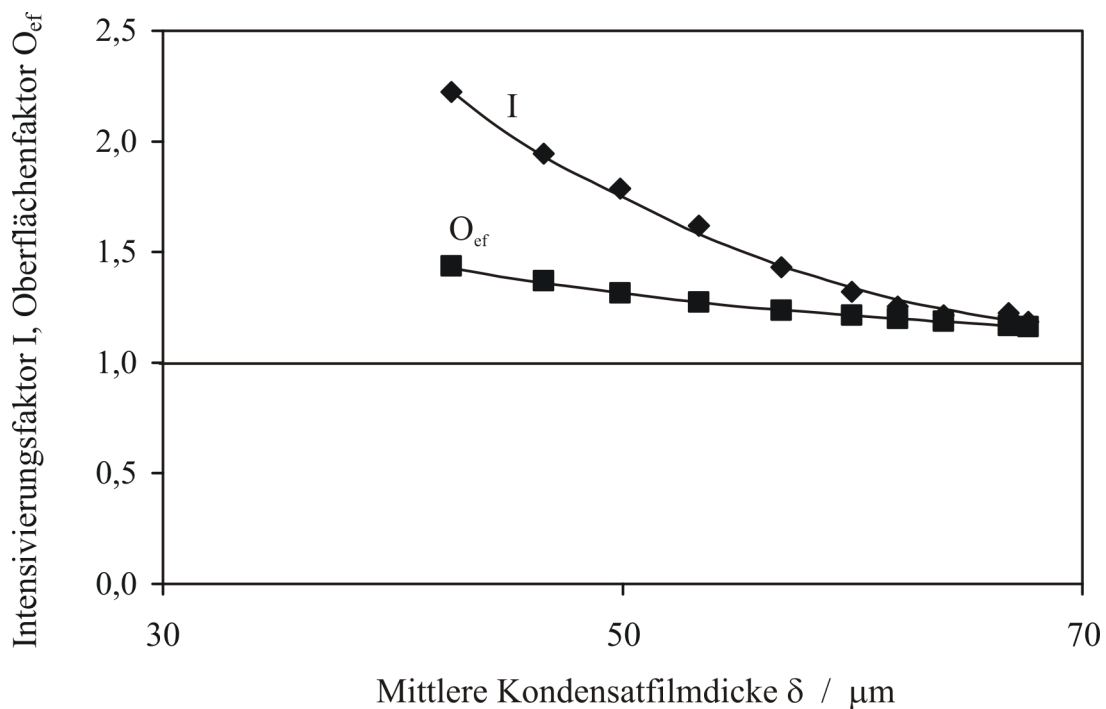


Bild 5.20: Vergleich effektiver Oberflächenfaktor und Intensivierungsfaktor für Rohr 3 bei $T_D = 333,15$ K

Im Vergleich mit den in Kapitel 2 beschriebenen Integralrippenrohren liegen die bisher erzielten Intensivierungsfaktoren für die untersuchten Mikrostrukturrohre im mittleren Bereich. Einige Autoren [2, 5, 12] berichten über deutlich größere Intensivierungsfaktoren. Die Experimente zeigen, dass das größte Problem bei Verwendung der Mikrostrukturen das Fluten der Strukturelemente ist. Dieser Effekt kann zum einen bei geringen SE-Höhen auftreten, wie bei Versuchsrohr 2 beobachtet. Weiterhin tritt Fluten auch bei hohen SE-Dichten auf, weil der Reibungswiderstand und damit die Kondensatfilmdicke erhöht werden. Daher wurde der beste Wärmeübergang bei einer Struktur mit niedriger SE-Dichte, aber großer SE-Höhe nachgewiesen. Es ist anzunehmen, dass durch höhere Strukturelemente der Wärmeübergang noch verbessert werden kann. Weitere experimentelle Untersuchungen in dieser Richtung waren jedoch nicht möglich, da aus fertigungstechnischen Gründen die maximale Strukturhöhe zur Zeit $80 \mu\text{m}$ beträgt.

6 Modellierung des Wärmeübergangs

Die Experimente zeigen, dass einige der untersuchten Mikrostrukturen den Kondensatablauf und damit den Wärmeübergang verbesserten. Es wurde jedoch auch deutlich, dass eine weitere Optimierung der geometrischen Parameter notwendig ist, um noch höhere Wärmeübergangskoeffizienten zu erreichen und mit bereits auf dem Markt erhältlichen Hochleistungsrippenrohren konkurrieren zu können. Die theoretische Betrachtung der Kondensation an Mikrostiftruppen ermöglicht das Verständnis der bei der Kondensation wirksamen physikalischen Effekte und ihrer Bedeutung und gibt somit Hinweise, wie eine weitere Optimierung erfolgen kann. Dadurch kann der zukünftige experimentelle Aufwand reduziert und die weitere Entwicklung beschleunigt werden. In den folgenden Abschnitten wird daher ein Modell entwickelt, mit dem der Wärmeübergang an Mikrostiftruppen beschrieben werden kann. Als Ausgangspunkt bietet sich das Modell von Webb et al. [2, 3] bzw. Rudy und Webb [1] an, da im Gegensatz zum Modell von Honda und Nozu [5] die Lösung hier analytisch erfolgt.

6.1 Theoretische Modelle

6.1.1 Grundmodell

Die theoretischen Grundlagen der Modelle von Webb et al. [2, 3] bzw. Rudy und Webb [1] wurden bereits in Kapitel 2 beschrieben, daher sollen an dieser Stelle weniger die physikalischen Effekte als der Berechnungsweg dargestellt werden. Da die Modelle speziell für Integralrippen entwickelt wurden, mussten bereits für das Grundmodell einige Anpassungen vorgenommen werden, z.B. indem geometrische Parameter wie der Rippenabstand neu definiert wurden.

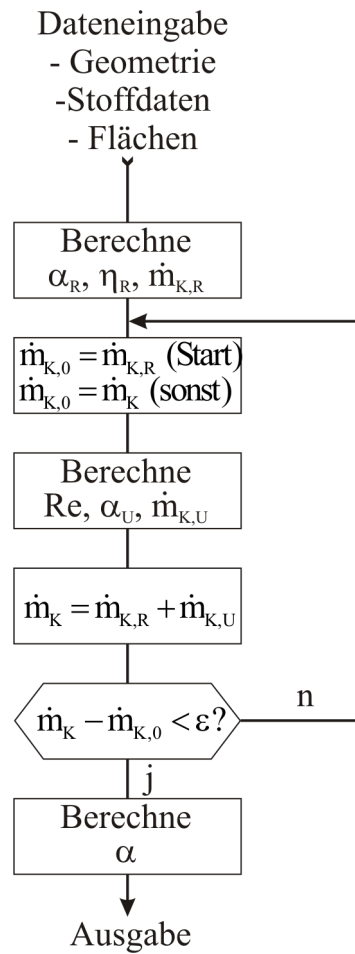


Bild 6.1: Berechnungsschema für das Grundmodell

Die Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf die Grundfläche des Rohres A_0 lautet

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A_0 \cdot \Delta T} = \eta_R \alpha_R \frac{A_R}{A_0} + \alpha_U \frac{A_U}{A_0}. \quad (6.1)$$

Der Rippenwirkungsgrad ist bei den untersuchten Mikrostrukturen zu beachten. Er wird mit Hilfe einer vereinfachten Lösung der Wärmeleitungsgleichung berechnet:

$$\eta_R = \frac{\tanh(m \cdot e)}{m \cdot e} \quad (6.2)$$

wobei

$$m = \sqrt{\frac{4 \alpha_R}{\lambda_{Cu} d}} \quad (6.3)$$

mit λ_{Cu} als der Wärmeleitfähigkeit der Kupferrippe, d als dem Durchmesser der Strukturelemente und e als der SE-Höhe. Da η_R nur von der Geometrie des Strukturelements sowie dem Wärmeübergangskoeffizienten abhängt, kann er nach Bestimmung von α_R direkt berechnet werden.

Der Wärmeübergangskoeffizient an den Rippenflanken α_R berechnet sich nach Webb et al. [3] zu

$$\alpha_R = 0,943 \left(\frac{\lambda^3 \rho \Delta h_K}{\mu \Delta T} \right)^{1/4} \cdot \left[\frac{2\sigma}{e^2} \left(\frac{1}{t_R} + \frac{1}{b} \right) \right]^{1/4}. \quad (6.4)$$

Die geometrischen Größen wurden für das Modell angepasst, indem die Rippendicke t_R durch den Durchmesser d der Strukturelemente und der mittlere Abstand zwischen den Rippen b durch

$$b = \sqrt{\frac{1}{\rho_{SE} \cdot \sin(\pi/3)}} \quad (6.5)$$

ersetzt wurden.

Die Berechnung von α_U erfolgt entsprechend der Methode von Webb et al. [2] iterativ, wobei

$$\alpha_U = 1,514 \left(\frac{\mu^2}{\lambda^3 \rho^2 g} \cdot Re \right)^{-1/3} \quad (6.6)$$

und

$$Re = \frac{4\dot{m}_K}{\mu L}. \quad (6.7)$$

Zunächst wird der Kondensatmassenstrom an den Rippenflanken $\dot{m}_{K,R}$ berechnet und dieser in Gl. 6.7 eingesetzt. Aus Gl. 6.6 erhält man daraufhin den Wärmeübergangskoeffizienten am Umfang des Rohres und mit diesem den Kondensatmassenstrom, der sich am Umfang des Rohres bildet, durch

$$\dot{m}_{K,U} = \frac{\alpha_U A_U \Delta T}{\Delta h_K}. \quad (6.8)$$

Der gesamte Kondensatmassenstrom ergibt sich aus

$$\dot{m}_K = \dot{m}_{K,U} + \dot{m}_{K,R} \quad (6.9)$$

wobei der zweite Term meistens überwiegt. Mit dem neu ermittelten Gesamtmassenstrom \dot{m}_K wird die Berechnung wiederholt, bis \dot{m}_K konvergiert. Den genauen Berechnungsweg zeigt das Berechnungsschema in Bild 6.1.

Das hier beschriebene Grundmodell nach Webb et al. [2] berücksichtigt die Oberflächenspannungskräfte, die sich durch die Krümmung des Kondensatfilms bilden, sowie die Ableitung des von den Rippen abfließenden Kondensats am Rohrumfang. Es berücksichtigt nicht die Kondensatretention, wie sie auch von Integralrippenrohren her bekannt ist. Ein Grund dafür ist die fehlende Kräftebilanz für den Kondensatfilm bei der besonderen Geometrie der untersuchten Mikrostrukturen. Der Flutungswinkel wird daher gleich Null gesetzt, weshalb sich Gl. 2.10 zu Gl. 6.1 vereinfacht. Das Modell ist daher nur auf Mikrostrukturen mit niedrigen SE-Dichten (MS 2 und 3) anwendbar.

6.1.2 δ -Modell

Das zuvor beschriebene Grundmodell wird erweitert, indem die Dicke des Kondensatfilms für den Wärmeübergang an den Rippenflanken berücksichtigt wird. Die Kondensatfilmdicke an einer bestimmten Stelle am Umfang des Rohres lässt sich aus dem Kondensatmassenstrom an dieser Stelle durch

$$\delta = \left(\frac{\dot{m}_K \cdot 3\mu}{\rho^2 \cdot g \cdot L \cdot \sin \varphi} \right)^{1/3} \quad (6.10)$$

berechnen. Für das Glattrohr gilt nach Nusselt

$$\delta_{GR} = \psi \cdot \left(\frac{3 \cdot \mu \cdot \lambda \cdot \Delta T \cdot D_{GR}}{2 \cdot \Delta h_K \cdot \rho^2 \cdot g} \right)^{1/4} \quad (6.11)$$

wobei

$$\psi = \left[\frac{1}{\sin^{4/3} \varphi} \left(\frac{4}{3} \int \sin^{1/3} \varphi d\varphi \right) \right]^{1/4} \quad (6.12)$$

eine nur numerisch darstellbare Funktion ist.

Bereits in Bild 5.16 wurde gezeigt, dass beim Glattrohr die Filmdicke je nach treibender Temperaturdifferenz zwischen 30 und 100 μm beträgt. Da die untersuchten Mikrostrukturen 50 bis 80 μm hoch sind, ist der untere Teil der Strukturelemente immer in den abfließenden Kondensatfilm eingetaucht. Bei großen Temperaturdifferenzen kann die Dicke des abfließenden Kondensatfilms die Höhe der Strukturelemente sogar übersteigen, d.h. die Strukturelemente sind geflutet. Weil der untere eingetauchte Teil der

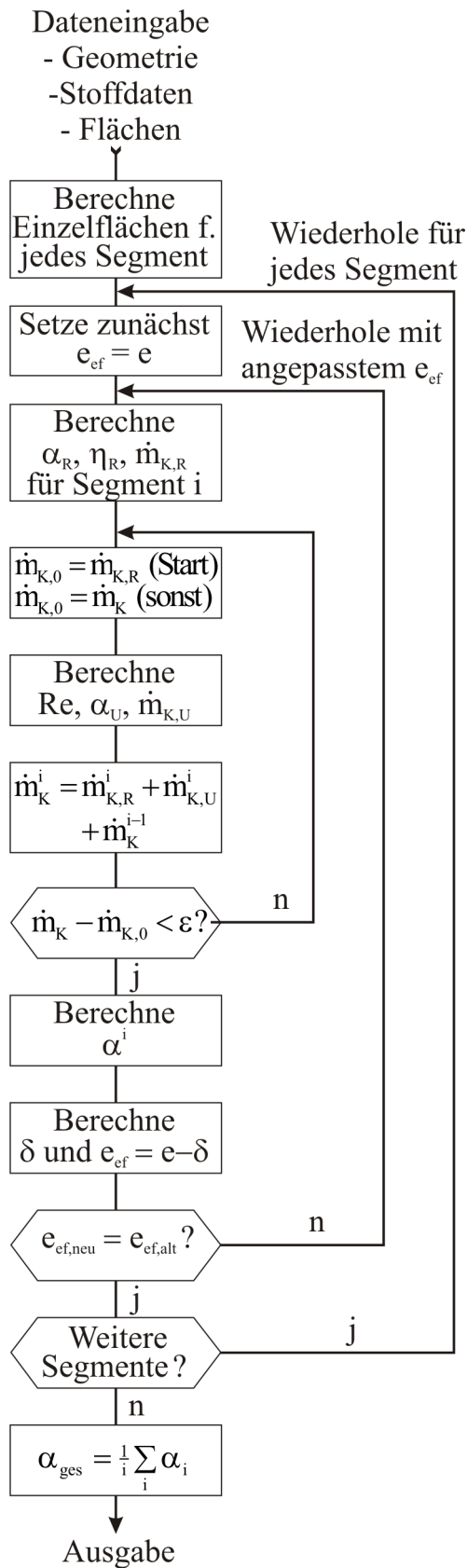


Bild 6.2: Berechnungsschema für δ -Modell

SE kaum zum Wärmeübergang beiträgt, wird die Höhe des oberen, aus dem abfließenden Kondensatfilm herausragenden Teils der SE, als effektive Höhe e_{ef} definiert. Da e_{ef} abhängig vom Kondensatmassenstrom ist, muss sie iterativ ermittelt werden. Das Berechnungsschema, Bild 6.2, zeigt die Reihenfolge der dazu notwendigen Rechenschritte.

Die Kondensatfilmdicke und somit die effektive Strukturelement-Höhe variieren über den Umfang des Rohres, weil der Kondensatmassenstrom zunimmt. Daher muss die Berechnung segmentweise durchgeführt werden. Für unsere Modellrechnung wurde das Rohr in acht gleich große Segmente eingeteilt; die Rippenfläche und Grundrohrfläche müssen dementsprechend anteilig berechnet werden. Die Ermittlung von α_R , η_R und $\dot{m}_{K,R}$ erfolgt wie im Grundmodell beschrieben, jedoch wird statt der tatsächlichen SE-Höhe e die effektive SE-Höhe e_{ef} verwandt. Der Kondensatmassenstrom am Umfang wird entsprechend Gleichung 6.6 berechnet. Da α_U jedoch nur für einen Teil des Rohres ermittelt wird, muss Gleichung 6.6 entsprechend modifiziert werden, also

$$\alpha_U = X \left(\frac{\mu^2}{\lambda^3 \rho^2 g} \cdot Re \right)^{-1/3} \quad (6.13)$$

mit

$$X = 1,1006 \cdot \frac{1}{d\varphi} \left(\int_{\varphi_a}^{\varphi_e} \frac{1}{\psi} d\varphi \right)^{4/3}. \quad (6.14)$$

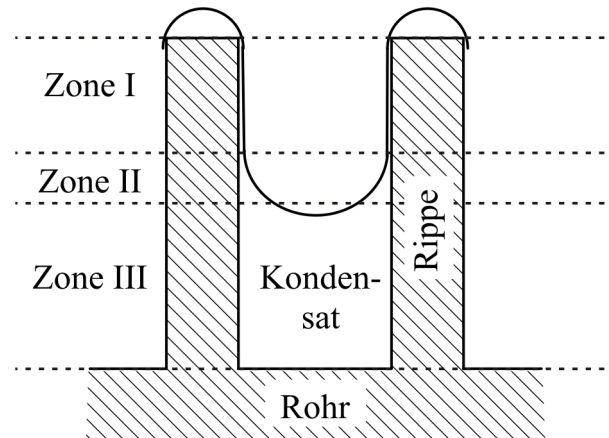
Hierbei sind φ_a und φ_e der Anfangs- bzw. Endwinkel des Segments. Zur Erläuterung von X bzw. ψ s. Gl. 6.12 bzw. Nusselt [16].

Der gesamte Kondensatmassenstrom im Segment i ergibt sich aus dem Massenstrom des vorhergehenden Segments und den Massenströmen von den Rippenflanken bzw. vom Rohrumfang:

$$\dot{m}_K^i = \dot{m}_K^{i-1} + \dot{m}_{K,R}^i + \dot{m}_{K,U}^i. \quad (6.15)$$

Aus dem Kondensatmassenstrom kann schließlich die Kondensatfilmdicke für das entsprechende Segment ebenfalls nach Nusselt [16] durch

$$\delta(\varphi_m) = \left(\frac{\int_0^{\varphi_m} \frac{1}{\psi} d\varphi}{\int_0^{\varphi_e} \frac{1}{\psi} d\varphi} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K(\varphi_e) \cdot 3\mu}{\rho^2 g L \sin \varphi} \right)^{1/3} \quad (6.16)$$

Bild 6.3: Horizontale Unterteilung der Strukturelemente im r -Modell

ermittelt werden, wobei \dot{m}_K der Kondensatmassenstrom beim Winkel φ_e , also am Ende des Segments ist, während die Kondensatfilmdicke für die Mitte des Segments bestimmt wird. Schließlich ergibt

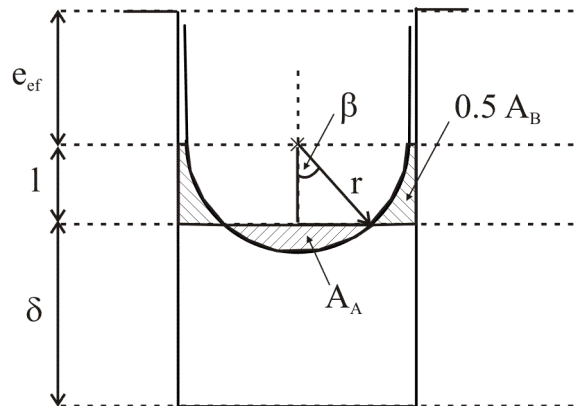
$$e_{ef} = e - \delta \quad (6.17)$$

die effektive Strukturelementhöhe. Stimmt die berechnete effektive SE-Höhe nicht mit der zu Beginn der Rechnung angenommenen überein, muss mit einer neuen Annahme für e_{ef} die Rechnung wiederholt werden.

6.1.3 r -Modell

Das vorhergehende Modell teilt die Strukturelemente vertikal in zwei Zonen ein. Im oberen Teil der Strukturelemente ist der Wärmeübergang aufgrund der hervorragenden Kondensatdrainage sehr gut, im unteren Teil ist er wegen der Bedeckung durch den abfließenden Kondensatfilm schlecht. Die Oberfläche des abfließenden Kondensatfilms ist aufgrund der Kapillarwirkung zwischen den Strukturelementen aber gekrümmt, weshalb eine weitere Zone berücksichtigt werden muss, in der die Kondensatfilmdicke entsprechend des Krümmungsradius der Oberfläche ansteigt, Bild 6.3 Zone II.

Während der Wärmeübergang im unteren Bereich (Zone III) vernachlässigt wird, muss für Zone II ein reduzierter Wärmeübergangskoeffizient entsprechend der ansteigenden Kondensatfilmdicke berücksichtigt werden. Außerdem muss die effektive Höhe der Strukturelemente korrigiert werden. Während e_{ef} im δ -Modell durch $e - \delta$ gegeben

Bild 6.4: Bestimmung der Höhe der Zone II für das r -Modell

war, verkleinert sich e_{ef} im r -Modell um die Länge l , Bild 6.4. Sie gibt den Abstand des Krümmungsmittelpunkts von der Linie der mittleren Kondensatfilmdicke δ an. Für Zone I gilt also statt Gl. 6.17

$$e_{ef} = e - \delta - l \quad (6.18)$$

wobei die Länge l geometrisch über den Krümmungsdurchmesser r sowie den Winkel β zu ermitteln ist, der angibt, wie tief der Krümmungshalbkreis unterhalb der Linie der mittleren Kondensatfilmdicke δ liegt. Dabei wird von einem konstanten Kondensatstrom ausgegangen. β und damit l sind über einen Vergleich der Flächen bzw. Volumina A_A und A_B über- und unterhalb dieser Linie zu bestimmen. Für die Mikrostrukturen wurde der Flächenvergleich gewählt, wobei als Krümmungsradius der halbe mittlere Abstand der Strukturelemente $b/2 = r$ gewählt wurde. Aus

$$\begin{aligned} A_A &= A_B \\ r^2(\beta - \cos \beta \sin \beta) &= r^2(2 \cos \beta - 1/2\pi + \beta - \cos \beta \sin \beta) \\ \cos \beta &= 1/4\pi \end{aligned} \quad (6.19)$$

ergibt sich $\beta = 38^\circ$. Der Winkel β ist für alle SE-Dichten somit gleich, die Höhe l ist nur vom Abstand der Strukturelemente $b = 2r$ abhängig. Der Krümmungsradius beträgt für Mikrostrukturen 2 und 3 $24 \mu\text{m}$, für Mikrostruktur 4 $7,5 \mu\text{m}$ und für Mikrostruktur 1 $4,5 \mu\text{m}$.

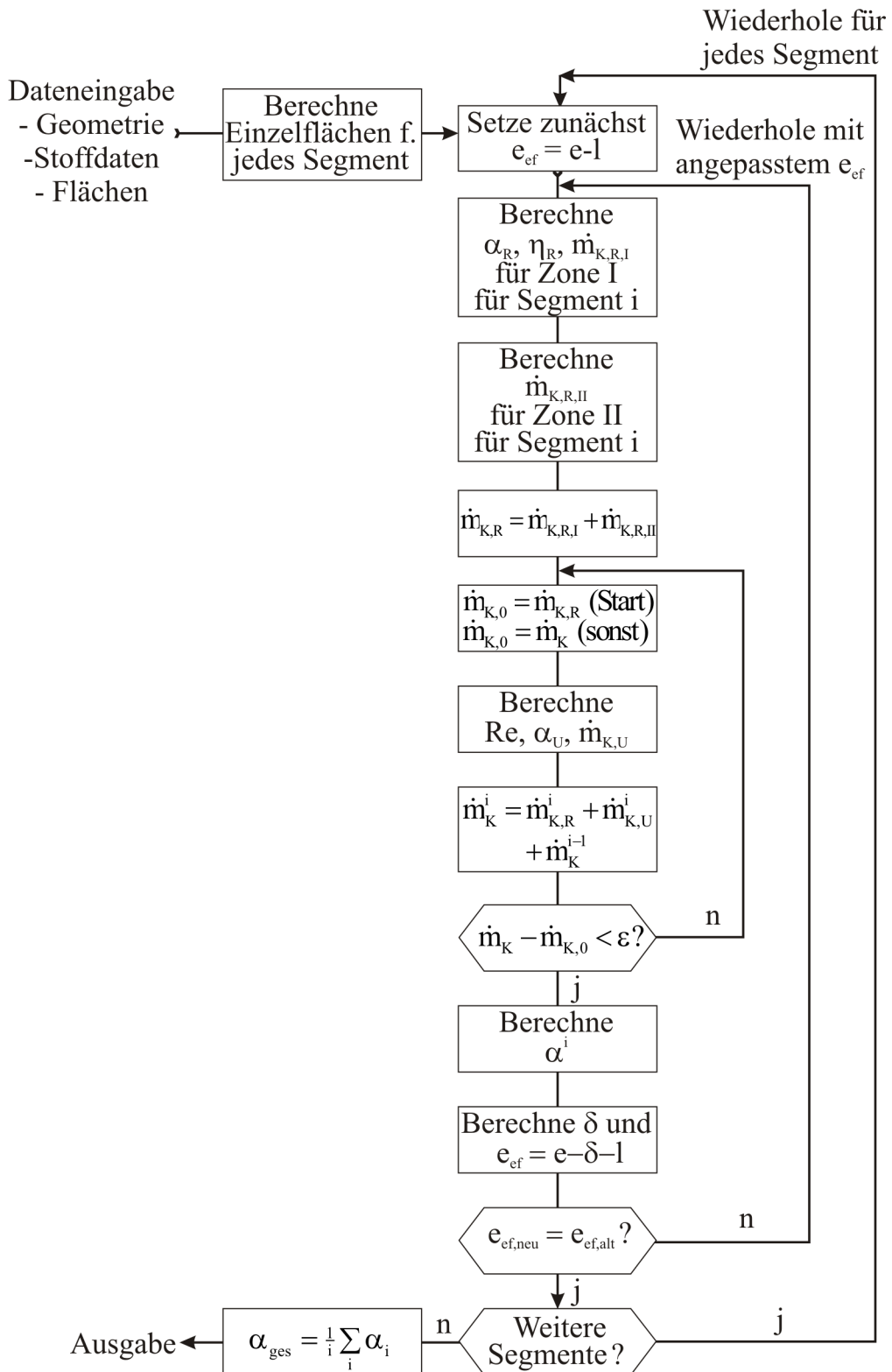


Bild 6.5: Berechnungsschema für das r-Modell

Daraus ergibt sich

$$l = r \cdot \cos \beta = 19 \mu\text{m} \text{ für MS 2 und 3,}$$

$$l = r \cdot \cos \beta = 6 \mu\text{m} \text{ für MS 4 und}$$

$$l = r \cdot \cos \beta = 3,5 \mu\text{m} \text{ für MS 1.}$$

Für Zone II kann ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden, da der Verlauf der Kondensatfilmdicke bei gegebenem Krümmungsradius bekannt ist. Das Berechnungsschema für das r -Modell ist in Bild 6.5 gezeigt.

6.2 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte

Mit den oben dargestellten Modellen wurden für die untersuchten Mikrostrukturen Wärmeübergangskoeffizienten für das Kältemittel R141b berechnet. Es wurden die Stoffwerte für eine Dampftemperatur von 333,15 K verwendet, die Oberflächenspannung bei dieser Temperatur beträgt $\sigma = 0,014$ N/m. Die Wärmeübergangskoeffizienten beziehen sich auf die Grundrohrfläche. Zunächst werden die Ergebnisse für Mikrostrukturen mit niedrigen SE-Dichten vorgestellt (MS-Rohr 2 und MS-Rohr 3).

Wie erwartet liefert das Grundmodell viel zu hohe Wärmeübergangskoeffizienten, Bilder 6.6 und 6.7. Diese sind auf die starken Oberflächenspannungskräfte sowie die zu groß geschätzte SE-Oberfläche zurückzuführen. Die experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten werden bis zu 30fach überschätzt.

Bei Berücksichtigung der Dicke des ablaufenden Kondensatfilms am Umfang des Rohres, wie im δ -Modell geschehen, ergeben sich deutlich niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten als beim Grundmodell, Bild 6.8 und 6.9. Die Abweichungen zwischen theoretischen und experimentell bestimmten Werten nehmen mit steigender Temperaturdifferenz ab. Für Mikrostruktur 2 sind bei kleinen Temperaturdifferenzen die vorhergesagten Werte 50 bis 100 % größer als die experimentellen, ab einer Temperaturdifferenz von 20 K sind die vorhergesagten Werte ca. 10 % kleiner. Für Mikrostruktur 3 sind die theoretischen Werte um den Faktor 4 für kleine und Faktor 2 für große Temperaturdifferenzen größer als die experimentellen Werte.

Das r -Modell schließlich ergibt die beste Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Für Mikrostruktur 2 ergeben sich für alle Temperaturdifferenzen bis zu 20 % niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten, Bild 6.8. Für Mikrostruktur 3 ergeben sich bei kleinen Temperaturdifferenzen bis 10 K 50 bis 130 % höhere Wärmeübergangskoeffizienten, bei größeren Temperaturdifferenzen betrug der Unterschied nur noch 20 %, Bild 6.9. Bei genauerer Betrachtung zeigt sich, dass Zone I mit einer Fläche von max. 6 % der gesamten Rippenfläche sehr klein im Vergleich zu Zone II und Zone III ist. Dennoch beträgt der Beitrag dieser Zone zum gesamten Wärmeübergangskoeffizienten bis zu 76 %, Bild 6.10.

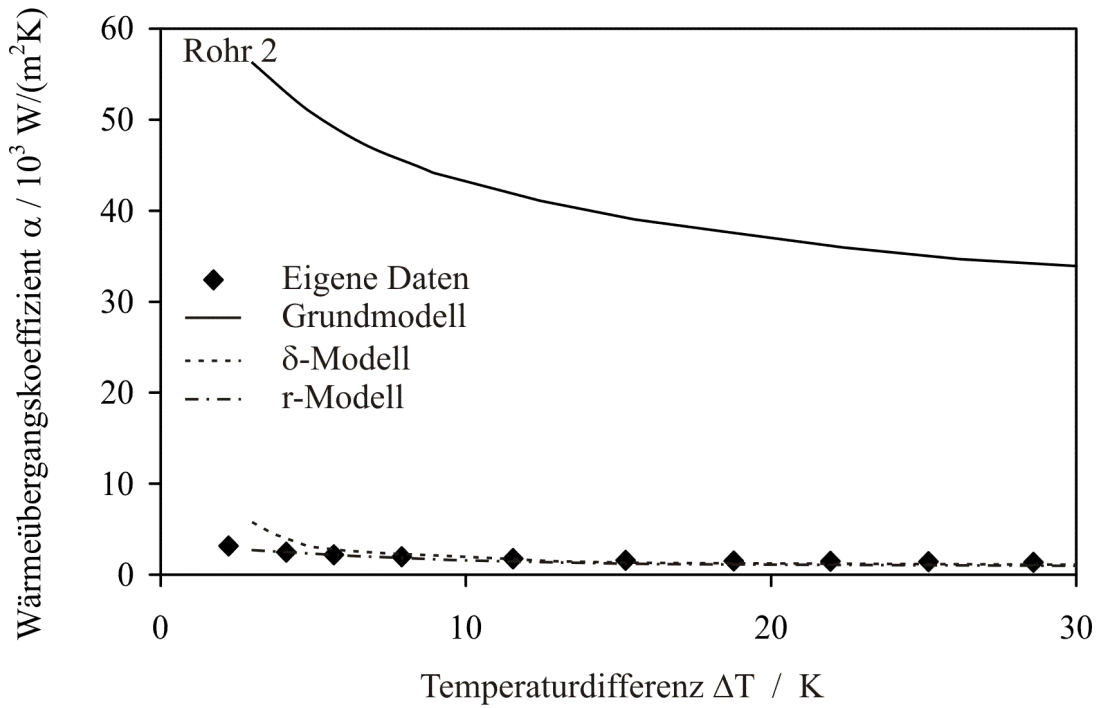


Bild 6.6: Wärmeübergangskoeffizienten der drei Modelle für Mikrostruktur 2, $T_D = 333,15$ K

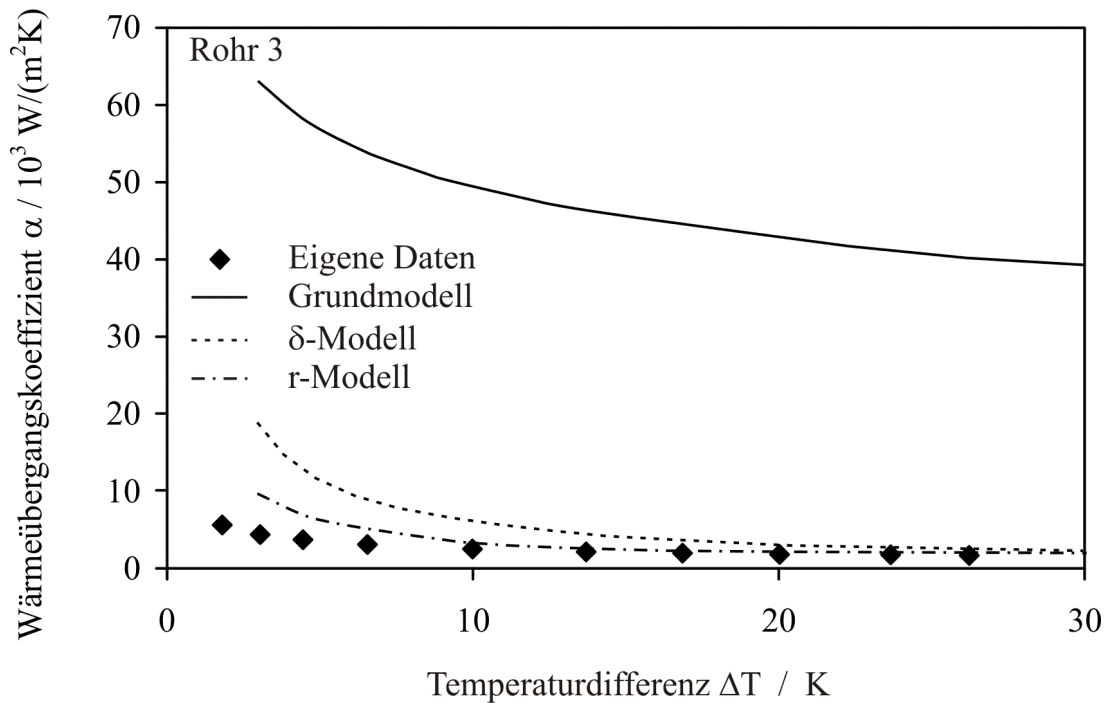


Bild 6.7: Wärmeübergangskoeffizienten der drei Modelle für MS 3, $T_D = 333,15$ K

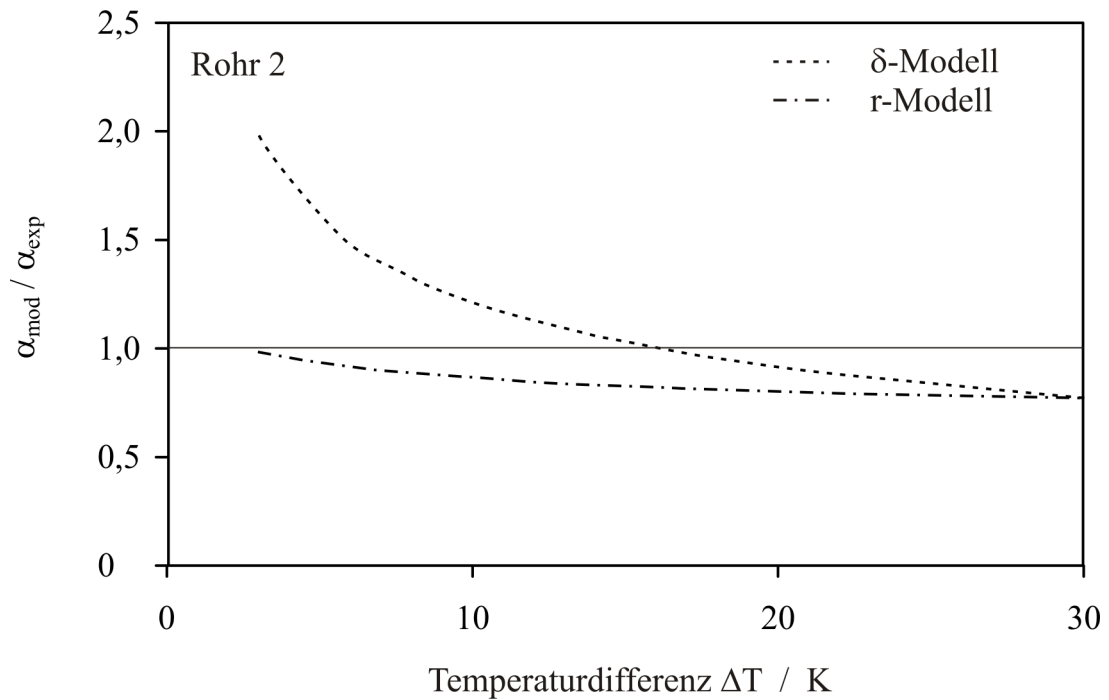


Bild 6.8: Verhältnis von theoretisch zu experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für Mikrostruktur 2

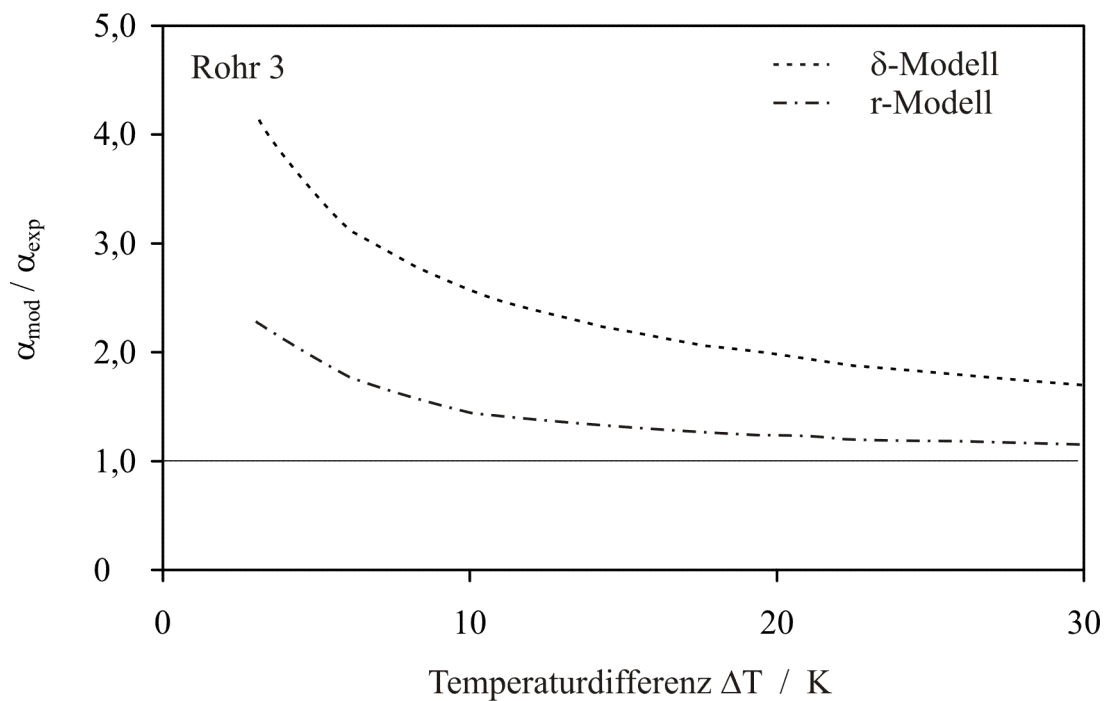


Bild 6.9: Verhältnis von theoretisch zu experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für Mikrostruktur 3

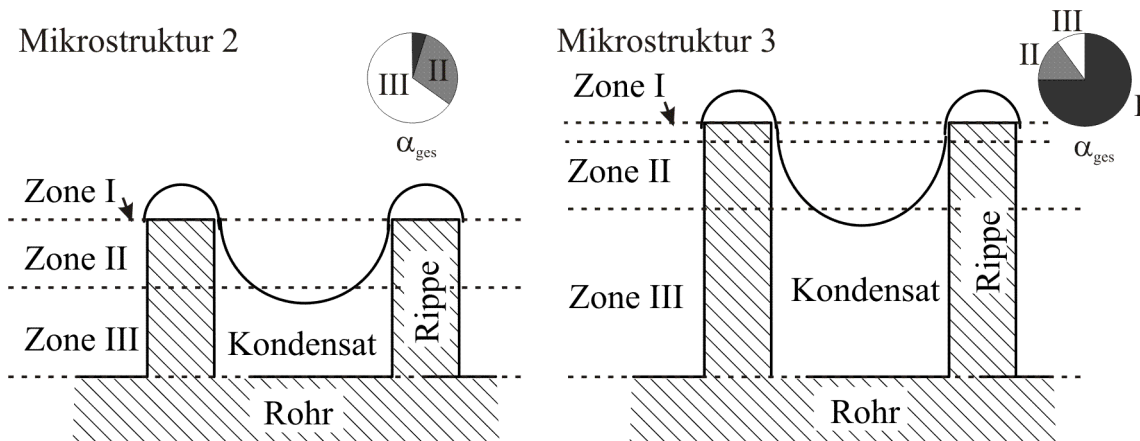


Bild 6.10: Zoneneinteilung und Beitrag zum gesamten Wärmeübergang für Mikrostrukturen 2 und 3 (Beispielwerte)

In Bild 6.11 und 6.12 sind die Ergebnisse für MS-Rohr 1 und 4 dargestellt. Wie bereits im vorigen Kapitel angedeutet, liefern die Modelle für Strukturen mit hohen SE-Dichten schlechtere Ergebnisse, da die Oberflächenspannung hier den Ablauf des Kondensatfilms behindert, was im Modell nicht berücksichtigt wird. Die Wärmeübergangskoeffizienten für die Rohre 1 und 4 werden insbesondere bei kleinen Temperaturdifferenzen deutlich überschätzt (bis zu 10-fach beim δ -Modell und bis zu 8-fach beim r -Modell). Bei höheren Temperaturdifferenzen gibt das r -Modell die Werte für MS-Rohr 1 ungefähr wieder. Das liegt jedoch daran, dass der Wärmeübergang in Zone III bei diesen Bedingungen überwiegt und die Mikrostrukturen damit keinen großen Einfluss auf den Wärmeübergang haben.

Die Ergebnisse der Modellierung zeigen, dass die bei der Kondensation an Mikrostrukturen auftretenden Besonderheiten in den bislang vorhandenen Modellen, die für herkömmliche Integralrippen entwickelt wurden, nicht erfasst sind und diese daher nicht auf Mikrostrukturen anwendbar sind. Durch die Berücksichtigung der Kondensatfilmdicke für die effektive Strukturelement-Höhe sowie des reduzierten Wärmeübergangs in der Übergangzone (II) zwischen Rippenflanke und abfließendem Kondensatfilm können die experimentellen Ergebnisse jedoch gut nachgebildet werden. Größere Abweichungen zwischen Modell und Experiment ergaben sich allerdings für die Mikrostruktur 3 bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen 2 und 10 K. In diesem Bereich ist der Flächenanteil der Zone I besonders groß, was darauf schließen lässt, dass die Wärmeübergangskoeffizienten in Zone I deutlich überschätzt werden. Tatsächlich werden hier

aufgrund der geringen Ablaufhöhe des Films (wenige Mikrometer) und der dadurch bedingten geringen Filmdicken Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich 10^5 ermittelt, wie sie sonst nur bei der Tropfenkondensation anzutreffen sind.

Wie am Beispiel von Mikrostrukturen 1 und 4 gezeigt, gelten die Modelle nur für Strukturen mit niedrigen SE-Dichten, bei denen der Strömungswiderstand durch die Strukturelemente vernachlässigt werden kann.

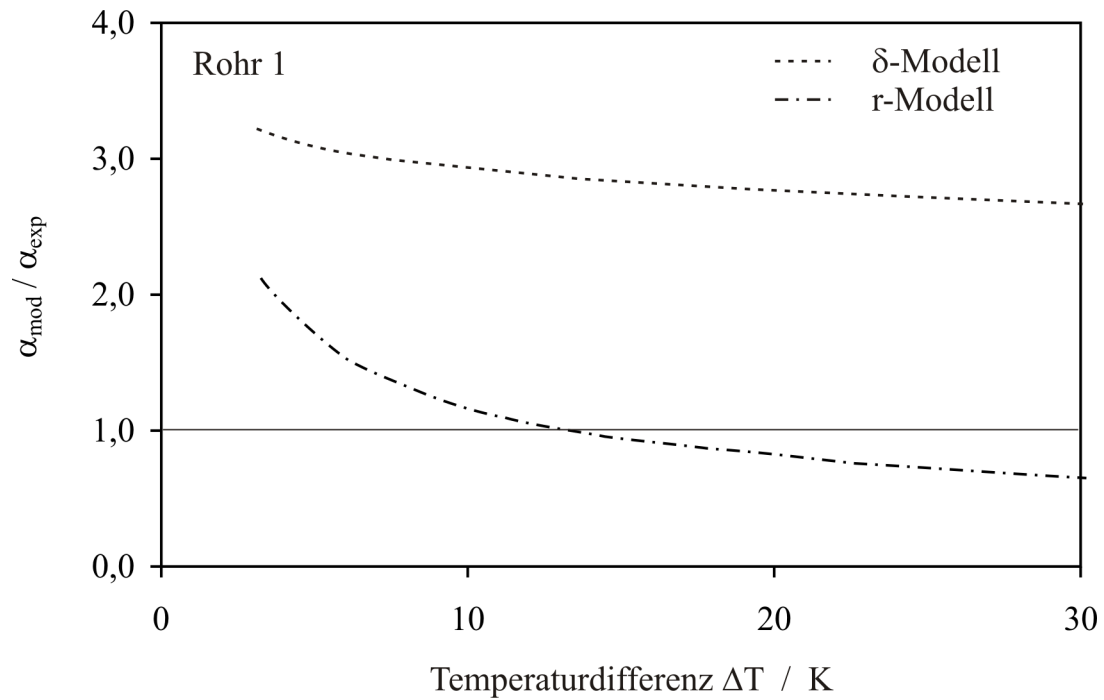


Bild 6.11: Verhältnis von theoretisch zu experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für Mikrostruktur 1

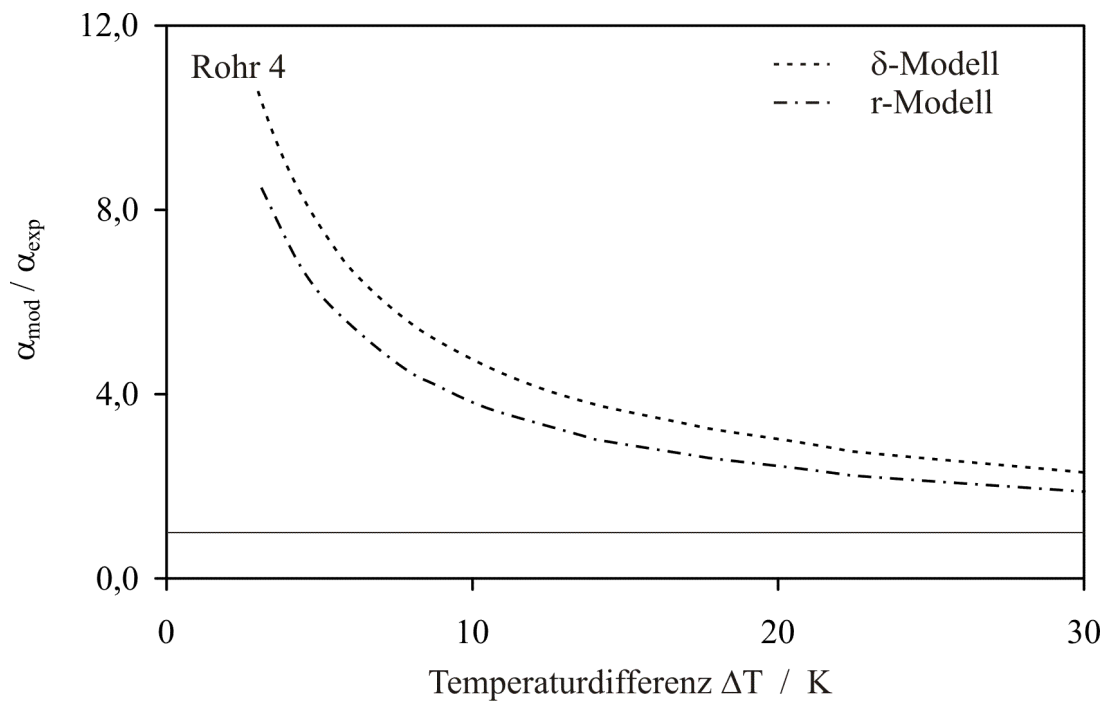


Bild 6.12: Verhältnis von theoretisch zu experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für Mikrostruktur 4

7 Zusammenfassung

Zur Intensivierung des Wärmeübergangs in Kondensatoren werden häufig Rohre verwendet, die auf der Außenseite mit Oberflächenstrukturen versehen sind. Neben Integralrippen als der häufigsten Form kommen zunehmend auch andere Oberflächen zum Einsatz, deren Herstellung zwar aufwändiger ist, die aber höhere Wärmeübergangskoeffizienten aufweisen und damit die Effizienz der Kondensatoren verbessern können.

In der vorliegenden Arbeit wird die Kondensation an Rohren untersucht, die auf der Außenseite sog. Mikrostrukturen tragen. Diese sind zylinderförmige aufrecht stehende Kupferstifte mit einer maximalen Höhe von $80\ \mu\text{m}$ und einem Durchmesser von bis zu $20\ \mu\text{m}$, die unregelmäßig auf der Grundfläche, einem Kupferrohr, angeordnet sind. Die Strukturelemente werden durch galvanische Ablagerung von Kupfer in einer Polymermatrix generiert. Bei diesem Prozess lassen sich die Abmessungen sowie die Dichte der Strukturelemente über die Prozessbedingungen sehr genau steuern.

Die Messung des kondensationsseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei vier unterschiedlichen Mikrostrukturrohren belegt, dass durch die Mikrostruktur der Wärmeübergang intensiviert wird, d.h. der Wärmeübergangskoeffizient bezogen auf dieselbe Grundfläche größer ist als beim Glattrohr. Es wurden Intensivierungsfaktoren (Verhältnis von Wärmeübergangskoeffizient am Mikrostruktur-Rohr zu Wärmeübergangskoeffizient am Glattrohr) bis 2,46 gemessen. Von den vier untersuchten Rohren weist jedoch nur eines diese Effizienzsteigerung auf, die anderen liegen deutlich darunter (Intensivierungsfaktor max. 1,35). Das zeigt, dass die geometrischen Abmessungen der Mikrostrukturen einen starken Einfluss auf deren Effektivität haben.

Am effizientesten war eine Mikrostruktur, deren Höhe $80\ \mu\text{m}$ bei einem Durchmesser der Strukturelemente von $6,5\ \mu\text{m}$ und einer Dichte von $5 \cdot 10^8$ Strukturelementen pro Quadratmeter betrug. Bei einer Mikrostruktur gleicher Dichte, aber mit einer Strukturelement-Höhe von $50\ \mu\text{m}$ war der Wärmeübergangskoeffizient im Vergleich zur glatten Oberfläche zwar größer, im Vergleich zur optimalen Struktur jedoch deut-

lich geringer, was besonders bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Dampf und Rohrwand deutlich wurde. Bei Strukturen mit größerer Dichte konnte keine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten festgestellt werden. Strukturen mit höheren Strukturelementen konnten aufgrund fertigungstechnischer Beschränkungen nicht untersucht werden, es ist jedoch anzunehmen, dass durch Vergrößerung der Höhe bei gleicher Dichte sowie gleichem Höhen-Durchmesser-Verhältnis eine weitere Verbesserung des kondensationsseitigen Wärmeübergangs erreichbar ist.

Die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten durch die Mikrostruktur ist zum einen auf die vergrößerte Oberfläche, zum anderen auf starke Kapillarkräfte zurückzuführen. Letztere bewirken, dass das Kondensat von den Strukturelementen abgeleitet wird. Dem entgegen stehen höhere Reibungskräfte durch die als Strömungshindernisse wirkenden Strukturelemente sowie die Verringerung der effektiven Rippenhöhe durch den Kondensatfilm. Erstere führen bei den dichteren Mikrostrukturen zu einem Anwachsen der Kondensatfilmdicke und zum Fluten der Strukturelemente, wodurch diese ihre Wirkung verlieren. Bei zu niedriger SE-Höhe (Rohr 2: $50\ \mu\text{m}$) ist der größte Teil der wärmeübertragenden Oberfläche vom Kondensatfilm bedeckt und trägt damit kaum mehr zum Wärmeübergang bei. Der Kondensatfilm ist dabei umso dicker je größer die Dampf-Wand-Temperaturdifferenz, so dass der Intensivierungsfaktor bei allen Strukturen mit steigender Temperaturdifferenz rasch abnimmt.

Die Experimente zeigen, dass Mikrostrukturen zur Intensivierung des Wärmeübergangs bei der Kondensation geeignet sind, wenn die Strukturparameter auf das kondensierende Fluid und die angelegte Temperaturdifferenz hin optimiert werden. Die Wirksamkeit der Strukturen findet jedoch im „Mikrobereich“ ihre Grenzen, die hauptsächlich durch die Dicke des Kondensatfilms bestimmt sind. Ist die SE-Höhe ähnlich oder gleich der Dicke des entstehenden Kondensatfilms, so sind die Mikrostrukturen quasi wirkungslos und tragen nicht zur Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten bei.

Die Optimierung der Mikrostrukturen wird erleichtert durch die theoretische Modellierung des Wärmeübergangskoeffizienten. Dazu wurde das Modell von Webb et al. [2, 3] bzw. Rudy und Webb [1] für Integralrippen erweitert, indem die Kondensatfilmdicke bei der Ermittlung der effektiven Strukturelement-Höhe berücksichtigt wurde sowie ein reduzierter Wärmeübergang in einer Übergangszone zwischen Rippenflanke und abfließendem Kondensatfilm angenommen wurde. Das Modell vernachlässigt

den zusätzlichen Strömungswiderstand durch die Strukturelemente, daher werden die experimentellen Ergebnisse der Versuchsrohre mit hohen SE-Dichten (Versuchsrohre 1 und 4) schlecht wiedergegeben. Für Versuchsrohre mit niedrigen SE-Dichten (Versuchsrohre 2 und 3) hingegen stimmen die theoretisch ermittelten Werte gut mit den Experimenten überein. So wichen die mit dem erweiterten Modell für Mikrostruktur 2 ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten um maximal 20 % von den experimentellen Werten ab. Für Mikrostruktur 3 ergeben sich bei kleinen Temperaturdifferenzen bis 10 K 50 bis 130 % höhere Wärmeübergangskoeffizienten, bei größeren Temperaturdifferenzen betrug der Unterschied nur noch 20 %.

8 Symbolverzeichnis

A, B, C	-	Konstanten in versch. Gleichungen
A	m^2	Wärmeübertragungsfläche
b	m	Abstand zwischen den Rippen
c_p	J/(kgK)	Spez. Wärmekapazität
D	m	Durchmesser
d	m	Durchmesser des SE
e	m	Rippenhöhe, Höhe der SE
g	$m/(s^2)$	Erdbeschleunigung
Δh_K	J/kg	Kondensationsenthalpie
I	-	Intensivierungsfaktor
l	m	s. Gl. 6.18
L	m	Messlänge, charakteristische Länge
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
O	-	Oberflächenfaktor
p	Pa	Druck
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r	m	Krümmungsradius
s	m	Weglänge entlang des Rippenprofils
S_m	-	Umfangsweg des Rippenprofils
t	s	Zeit
t_R	m	Rippenbreite
T	K	Temperatur
ΔT	K	(ohne Index) Dampf-Wand-Temperaturdifferenz
u	m/s	Geschwindigkeit
U	V	Thermoelement-Spannung
V	m^3	Volumen

\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
X	-	s. Gl. 6.14
y	m	Koordinate längs der Rohrachse
Z	-	Formfaktor
α	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	(mittlerer) Wärmeübergangskoeffizient
β	$^\circ$	Winkel, s. Gl. 6.19
Γ	$\text{kg}/(\text{sm})$	Massenstromdichte
δ	m	Kondensatfilmdicke
η_R	-	Rippenwirkungsgrad
θ	-	Anpassungsparameter in Gl. 2.13 und 2.15
κ	m^{-1}	Krümmung
λ	$\text{W}/(\text{m K})$	Wärmeleitfähigkeit
μ	Pa s	dynamische Viskosität
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ξ	-	Anpassungsparameter in Gl. 2.13
ρ	$\text{kg}/(\text{m}^3)$	Dichte
ρ_{SE}	m^{-1}	Strukturelement-Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung
φ	$^\circ$	Winkel am Umfang des Versuchsrohres
φ_F	rad	Flutungswinkel
ψ	-	s. Gl. 6.12

Tiefgestellte Indizes

0	Grundrohr
a	Anfang des Segments
BK	nach Beatty und Katz [15]
Cu	Kupfer
D	Dampf
e	Ende des Segments
ef	effektiv
exp	experimentell
f	angepasst

<i>F</i>	Flüssige Phase
<i>GR</i>	Glattrohr
<i>K</i>	Kondensat
<i>KW</i>	Kühlwasser
<i>m</i>	Mittel oder nach Modell
<i>mU</i>	Mittel am Umfang
<i>Norm</i>	nach Norm
<i>r</i>	Hüllrohr
<i>R</i>	Rippe
<i>RW</i>	nach Rudy und Webb [1]
<i>Rx</i>	Mikrostruktur-Rohr Nr. x
<i>U</i>	am Umfang
<i>W</i>	Rohrwand
<i>x</i>	in x-Richtung

Dimensionslose Kennzahlen

Nu_K	$Nu_K = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$	Kondensat-Nusselt-Zahl
Re_K	$Re_K = \frac{4\Gamma}{\mu}$	Kondensat-Reynolds-Zahl

Literaturverzeichnis

- [1] RUDY, T.M. ; WEBB, R.L.: Theoretical model for condensation on horizontal, integral-fin tubes. In: *AIChE Symp. Ser.* 79 (1983), Nr. 225, S. 11–18
- [2] WEBB, R.L. ; RUDY, T.M. ; KEDZIERSKI, M.A.: Prediction of the condensation coefficient on horizontal integral-fin tubes. In: *ASME J. Heat Transfer* 107 (1985), S. 369–376
- [3] WEBB, R.L. ; KESWANI, S.T. ; RUDY, T.M.: Investigation of surface tension and gravity effects. In: *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., München 1982* Bd. 5, 1982, S. 175–180
- [4] BRIGGS, A.: Condensation of refrigerant on threedimensional pin-fin tubes. In: *Progress in Transport Phenomena, 13th Int. Symp., Victoria*, Elsevier, 2002, S. 689–693
- [5] HONDA, H. ; NOZU, S.: A prediction method for heat transfer during film condensation on horizontal low integral-fin tubes. In: *ASME J. Heat Transfer* 109 (1987), S. 218–225
- [6] MITROVIC, J.: Condensation of pure refrigerants R12, R134a and their mixtures on a horizontal tube with capillary structure. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 64 (1999), S. 345–359
- [7] JUNG, D. ; KIM, C.B. ; HWANG, S.M. ; KIM, K.K.: Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes. In: *Int. J. Refrigeration* 26 (2003), S. 485–491

- [8] HONDA, H. ; UCHIMA, B. ; NOZU, S. ; NAKATA, H. ; TORIGOE, E.: Film condensation of R-113 on in-line bundles of horizontal finned tubes. In: *ASME J. Heat Transfer* 113 (1991), S. 479–486
- [9] HONDA, H. ; TAKATA, N. ; TAKAMATSU, H. ; KIM, J.S. ; USAMI, K.: Condensation of downward-flowing HFC134a in a staggered bundle of horizontal finned tubes: effect of fin geometry. In: *Int. J. Refrigeration* 25 (2002), S. 3–10
- [10] CHENG, B. ; TAO, W.Q.: Experimental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes. In: *J. Heat Transfer* 116 (1994), S. 266–270
- [11] KUMAR, R. ; VARMA, H.K. ; MOHANTY, B. ; AGRAWAL, K.H.: Prediction of heat transfer coefficient during condensation of water and R-134a on single horizontal integral-fin tubes. In: *Int. J. Refrigeration* 25 (2002), S. 111–126
- [12] 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. In: *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002), S. 201–211
- [13] BELGHAZI, M. ; BONTEMPS, A. ; MARVILLET, C.: Condensation heat transfer on enhanced surface tubes: experimental results and predictive theory. In: *ASME J. Heat Transfer* 124 (2002), S. 754–761
- [14] MARTO, P.J.: An evaluation of film condensation on horizontal integral-fin tubes. In: *ASME J. Heat Transfer* 110 (1988), S. 1287–1305
- [15] BEATTY, K.O. ; KATZ, D.L.: Condensation of vapors on outside of finned tubes. In: *Chem. Eng. Progress* 44 (1948), S. 55–70
- [16] NUSSELT, W.: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. In: *Zeitschrift VDI* 60 (1916), S. 541–546 und 569–575
- [17] GREGORIG, R.: Hautkondensation an feingewellten Oberflächen bei Berücksichtigung der Oberflächenspannungen. In: *Z. Angew. Math. Phys.* 5 (1954), S. 36–49
- [18] RUDY, T.M. ; WEBB, R.L.: An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes. In: *ASME J. Heat Transfer* 107 (1985), S. 361–368

- [19] ADAMEK, T.: Bestimmung der Kondensationsgrößen auf feingewellten Oberflächen zur Auslegung optimaler Wandprofile. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 15 (1981), S. 255–270
- [20] ADAMEK, T. ; WEBB, R.L.: Prediction of film condensation on horizontal integral fin tubes. In: *Int. J. Heat Mass Transfer* 33 (1990), Nr. 8, S. 1721–1735
- [21] KEDZIERSKI, M.A. ; WEBB, R.L.: Practical fin shapes for surface-tension-drained condensation. In: *J. Heat Transfer* 112 (1990), S. 479–485
- [22] LILIENBLUM, W.: Der Einfluß der Wandrauhigkeit auf die Filmdicke und Wellenhöhe beim Rieselfilm. In: *Wiss. Zeitschr. der TH Otto von Guericke Magdeburg* 16 (1972), S. 737–741
- [23] YUN, R. ; HEO, J. ; KIM, Y.: Effects of surface roughness and tube materials on the filmwise condensation heat transfer coefficient at low heat transfer rates. In: *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer* 33 (2006), S. 445–450
- [24] HUFENDIEK, K.: *Ergänzung und Erprobung einer Versuchsanlage zur Kondensation von Dampfgemischen*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 1995
- [25] SDK-TECHNIK GMBH (ANMELDER) ; GOLLAN, D. ; MITROVIC, J. ; SCHULZ, A. ; PIETSCH, H. (Erfinder). *Schutzrecht DE 10159860 A, DE 20011059860 20011206, Wärmeübertragungsfläche mit einer aufgalvanisierten Mikrostruktur von Vorsprüngen, Pr.: DE 20011059860 20011206. 24.07.2003*
- [26] SDK-TECHNIK GMBH (ANMELDER) ; SCHULZ, A. ; NIKOLAEVITSCH, A.G. ; RÖSLER, H. (Erfinder). *Schutzrecht DE 10333877 A, DE 20031033877 20030725, Kühlvorrichtung, insbesondere zur Kühlung von Bauelementen der Leistungselektronik mittels eines Wärmeübertragungskreislaufes, Pr.: DE 20031033877 20030725. 24.02.2005*
- [27] KÖRTVÉLYESSY, L. v.: *Thermoelement-Praxis*. 2. Ausgabe. Vulkan-Verlag, 1987
- [28] LEMMON, E.W. ; SPAN, R.: Short fundamental equations of state for 20 industrial fluids. In: *J. Chem. Eng. Data* 51 (2006), S. 785–850

- [29] DIN – DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.): *Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen - Deutsche Übersetzung des Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*. 1. Auflage. Beuth, Berlin, 1995
- [30] MEMORY, S.B. ; ROSE, J.W.: Free convection laminar film condensation on a horizontal tube with variable wall temperature. In: *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (1991), S. 2775–2778
- [31] BROMLEY, L.A. ; BRODKEY, R.S. ; FISHMAN, N.: Heat transfer in condensation. In: *Ind. Eng. Chem.* 44 (1952), S. 2962–2969

Anhang A

Messdaten

Tabelle A.1: Glattrohr, 313,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
313,7	314,0	311,3	1,2	26,5	2,5	4,4	2442	
313,6	313,9	310,0	1,6	35,2	3,6	4,4	2210	
313,5	313,7	308,7	2,0	43,5	4,8	4,4	2067	
313,1	313,3	306,6	2,4	54,3	6,4	4,4	1926	
312,7	313,0	303,5	3,2	72,3	9,2	4,4	1788	
313,1	313,3	300,7	4,0	90,4	12,4	4,4	1659	
312,7	312,8	297,8	4,6	104,2	14,8	4,4	1602	
313,0	313,2	294,8	5,3	122,8	18,2	4,4	1538	
312,9	312,9	292,2	5,7	133,0	20,6	4,4	1469	
312,7	312,8	290,7	6,2	143,0	22,0	4,4	1481	

Tabelle A.2: Glattrohr, 323,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
322,9	323,1	320,9	1,0	22,6	2,0	4,4	2595	
323,5	323,7	319,8	1,6	35,1	3,6	4,4	2189	
323,2	323,4	318,4	2,0	43,1	4,7	4,4	2077	
322,8	323,0	316,4	2,5	54,4	6,4	4,4	1920	
323,2	323,4	313,2	3,4	75,5	9,9	4,4	1728	
323,0	323,2	309,7	4,2	92,9	13,3	4,4	1593	
322,7	322,9	307,0	4,9	108,6	15,8	4,4	1568	
323,6	323,6	304,3	5,7	127,4	19,3	4,4	1503	
323,4	323,4	301,7	6,2	141,0	21,7	4,4	1479	
323,7	323,6	299,6	6,7	152,0	24,0	4,4	1440	

Tabelle A.3: Glattrohr, 333,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
333,4	333,4	330,8	1,2	26,2	2,5	4,4	2374	
333,4	333,5	329,5	1,7	36,1	3,9	4,4	2122	
333,3	333,4	328,1	2,1	45,2	5,2	4,4	1980	
333,3	333,3	326,2	2,8	58,7	7,1	4,4	1870	
333,3	333,4	322,7	3,6	78,3	10,7	4,4	1670	
333,2	333,2	319,2	4,5	97,1	14,0	4,4	1576	
333,1	333,2	315,9	5,3	115,3	17,3	4,4	1520	
333,2	333,2	313,1	6,0	132,4	20,2	4,4	1495	
333,3	333,3	310,1	6,6	147,4	23,2	4,4	1448	
332,7	332,6	307,3	7,1	159,4	25,4	4,4	1430	

Tabelle A.4: Glattrohr, 353,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
353,3	353,3	348,8	1,9	37,7	4,5	4,4	1920	
352,9	352,9	347,2	2,3	45,7	5,7	4,4	1823	
352,6	352,5	344,9	2,9	58,2	7,7	4,4	1726	
353,0	352,9	340,9	4,0	81,2	12,0	4,4	1537	
352,8	352,9	337,9	4,7	97,3	14,9	4,4	1486	
352,8	352,8	337,2	4,9	100,8	15,6	4,4	1468	
353,4	353,4	334,4	5,6	116,9	18,9	4,4	1405	
353,5	353,5	330,8	6,5	137,8	22,7	4,4	1380	
353,3	353,2	327,4	7,2	154,5	25,9	4,4	1359	
353,4	353,3	324,3	7,9	170,6	29,1	4,4	1336	

Tabelle A.5: Mikrostruktur-Rohr 1, 313,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
313,5	313,5	311,7	1,0	21,9	1,7	4,5	2813	1,07
314,3	314,4	312,0	1,2	26,6	2,3	4,5	2527	1,03
313,1	313,1	309,0	1,8	38,9	4,1	4,5	2108	0,98
313,2	313,2	305,6	2,7	60,3	7,6	4,5	1764	0,94
313,6	313,7	303,2	3,4	76,2	10,4	4,5	1634	0,94
313,8	313,8	301,1	4,0	89,5	12,7	4,5	1573	0,95
313,3	313,3	299,2	4,4	99,2	14,1	4,5	1570	0,97
313,2	313,2	298,0	4,6	105,9	15,2	4,5	1552	0,97
313,2	313,2	297,1	4,8	110,3	16,2	4,5	1520	0,97

Tabelle A.6: Mikrostruktur-Rohr 1, 323,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
323,3	323,3	321,9	0,9	18,7	1,4	4,5	2948	1,07
323,3	323,4	320,7	1,3	27,9	2,6	4,5	2418	1,01
323,1	323,2	319,5	1,6	35,5	3,7	4,5	2168	0,98
323,3	323,4	317,7	2,2	47,3	5,6	4,5	1878	0,94
323,2	323,2	317,1	2,3	50,5	6,1	4,5	1838	0,94
323,3	323,3	314,6	2,9	64,6	8,6	4,5	1667	0,92
323,3	323,2	312,0	3,9	85,1	11,3	4,5	1682	0,99
323,3	323,3	312,1	3,9	85,5	11,2	4,5	1695	1,00
323,3	323,2	308,9	4,6	103,4	14,4	4,5	1603	1,00
323,2	323,2	306,8	5,1	113,8	16,4	4,5	1546	0,99
323,1	323,2	304,6	5,5	123,4	18,5	4,5	1485	0,98
323,2	323,1	303,1	5,9	133,1	20,0	4,5	1479	1,00

Tabelle A.7: Mikrostruktur-Rohr 1, 333,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
333,5	333,5	331,8	1,0	21,1	1,7	4,5	2773	1,09
333,4	333,4	330,5	1,5	31,1	2,9	4,5	2384	1,05
333,4	333,4	329,2	1,9	40,5	4,2	4,5	2140	1,03
333,2	333,2	327,1	2,4	52,0	6,0	4,5	1921	1,00
333,3	333,3	327,3	2,5	52,6	6,1	4,5	1937	1,00
333,3	333,3	324,0	3,4	73,3	9,3	4,5	1758	1,00
333,1	333,2	320,8	4,2	90,6	12,3	4,5	1640	0,99
333,0	332,9	317,8	4,8	105,4	15,1	4,5	1550	0,98
333,4	333,4	315,2	5,5	120,8	18,2	4,5	1475	0,97
333,0	332,9	312,4	6,0	133,0	20,5	4,5	1443	0,98
333,3	333,3	310,5	6,5	145,2	22,8	4,5	1416	0,98
333,4	333,3	310,4	6,6	147,7	22,9	4,5	1435	1,00

Tabelle A.8: Mikrostruktur-Rohr 1, 353,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
353,2	353,2	351,3	1,1	21,7	1,9	4,5	2507	1,11
353,2	353,2	349,8	1,6	32,6	3,4	4,5	2132	1,06
353,2	353,1	348,3	2,1	42,6	4,9	4,5	1924	1,03
353,2	353,2	345,9	2,8	56,0	7,3	4,5	1708	0,99
353,2	353,1	346,0	2,8	56,1	7,2	4,5	1741	1,00
353,2	353,1	342,0	3,8	77,7	11,1	4,5	1556	0,98
353,2	353,2	338,2	4,8	100,2	14,9	4,5	1494	1,00
353,2	353,2	334,5	5,8	120,3	18,7	4,5	1430	1,00
353,2	353,1	330,9	6,6	138,7	22,3	4,5	1386	1,00
353,2	353,2	327,4	7,4	157,1	25,9	4,5	1354	1,01
353,3	353,3	324,0	8,1	175,2	29,4	4,5	1328	1,02

Tabelle A.9: Mikrostruktur-Rohr 2, 313,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
313,2	313,3	311,1	1,4	31,4	2,0	4,5	3418	1,35
313,3	313,4	309,9	1,9	41,9	3,4	4,5	2755	1,23
313,4	313,5	308,6	2,3	52,0	4,7	4,5	2453	1,18
313,2	313,6	306,2	2,8	63,3	7,0	4,5	2018	1,06
312,9	313,1	302,7	3,6	81,5	10,2	4,5	1786	1,02
312,9	312,9	299,4	4,3	98,1	13,4	4,5	1626	0,99
313,2	313,3	297,0	5,1	117,3	16,2	4,5	1612	1,03
313,2	313,3	294,2	5,7	131,3	18,9	4,5	1546	1,02
313,0	313,1	291,7	6,2	143,3	21,3	4,5	1496	1,02
313,0	313,1	289,9	6,6	153,7	23,1	4,5	1481	1,02

Tabelle A.10: Mikrostruktur-Rohr 2, 323,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
323,0	323,1	320,8	1,5	33,2	2,2	4,5	3351	1,35
323,5	323,6	319,5	2,1	44,8	4,0	4,5	2513	1,16
323,5	323,6	318,1	2,5	54,6	5,4	4,5	2258	1,12
323,5	323,6	315,8	3,1	67,6	7,7	4,5	1965	1,06
323,2	323,3	312,2	3,9	86,5	11,1	4,5	1744	1,02
323,3	323,4	308,7	4,7	105,8	14,6	4,5	1618	1,01
323,5	323,5	305,3	5,5	122,9	18,2	4,5	1506	0,99
323,4	323,4	302,1	6,2	140,2	21,3	4,5	1466	1,00
323,3	323,4	299,0	6,8	155,4	24,3	4,5	1427	1,01
323,2	323,2	296,4	7,4	170,1	26,8	4,5	1412	1,02

Tabelle A.11: Mikrostruktur-Rohr 2, 333,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
332,8	332,8	330,6	1,5	31,6	2,2	4,5	3165	1,32
333,3	333,3	329,2	2,2	45,7	4,1	4,5	2470	1,18
333,5	333,5	327,8	2,6	55,9	5,7	4,5	2195	1,12
333,5	333,5	325,6	3,2	69,3	7,9	4,5	1955	1,07
333,5	333,5	322,0	4,2	91,5	11,5	4,5	1764	1,05
333,2	333,3	318,0	5,0	108,1	15,2	4,5	1580	1,00
333,1	333,2	314,4	5,8	126,9	18,8	4,5	1506	1,00
332,8	332,9	310,9	6,5	143,9	21,9	4,5	1460	1,00
332,8	332,9	307,7	7,2	162,3	25,2	4,5	1437	1,02
333,2	333,2	304,6	7,8	176,5	28,6	4,5	1374	1,00

Tabelle A.12: Mikrostruktur-Rohr 2, 353,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
353,3	353,3	350,5	1,8	35,2	2,8	4,5	2822	1,35
353,3	353,3	349,0	2,3	46,2	4,4	4,5	2361	1,23
353,3	353,3	347,4	2,8	56,5	5,9	4,5	2133	1,18
353,3	353,2	345,0	3,5	70,7	8,3	4,5	1906	1,13
353,2	353,1	341,0	4,5	91,3	12,2	4,5	1668	1,07
353,1	353,1	336,9	5,4	111,5	16,2	4,5	1536	1,04
353,1	353,1	333,1	6,3	131,5	20,0	4,5	1464	1,04
353,0	353,0	329,3	7,1	150,7	23,8	4,5	1413	1,04
353,0	353,0	325,6	7,9	169,4	27,4	4,5	1378	1,04
353,0	353,0	322,1	8,7	188,1	30,9	4,5	1356	1,05

Tabelle A.13: Mikrostruktur-Rohr 3, 313,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	W/(m^2K)	
312,6	312,9	311,5	1,7	36,8	1,2	4,5	7099	2,46
312,8	312,9	310,3	2,3	49,8	2,5	4,5	4440	1,84
313,0	313,2	309,4	2,9	65,0	3,6	4,5	4069	1,83
313,7	313,9	307,9	3,8	85,2	5,9	4,5	3233	1,63
313,1	313,3	304,7	4,7	106,4	8,5	4,5	2801	1,54
313,1	313,2	301,4	5,4	121,0	11,7	4,5	2306	1,36
313,3	313,3	298,7	6,1	139,6	14,6	4,5	2132	1,33
313,3	313,3	295,8	6,5	149,6	17,4	4,5	1911	1,24
313,4	313,4	293,8	7,1	164,5	19,6	4,5	1872	1,25

Tabelle A.14: Mikrostruktur-Rohr 3, 323,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	W/(m^2K)	
323,7	323,7	321,7	2,2	48,1	2,0	4,5	5484	2,15
322,9	322,9	320,2	2,6	56,6	2,7	4,5	4674	1,97
322,9	322,9	319,0	3,2	68,7	3,9	4,5	3902	1,80
322,9	322,9	317,1	4,0	86,7	5,9	4,5	3297	1,67
322,8	322,8	313,6	4,8	106,2	9,2	4,5	2576	1,45
323,3	323,4	310,3	5,7	127,0	13,0	4,5	2179	1,33
323,6	323,6	307,1	6,4	144,0	16,5	4,5	1947	1,25
323,6	323,6	307,2	6,5	146,5	16,4	4,5	1986	1,28
323,5	323,5	304,1	7,1	160,4	19,4	4,5	1840	1,23
323,4	323,4	301,2	7,7	174,6	22,2	4,5	1756	1,21
322,8	322,8	298,6	8,2	187,1	24,2	4,5	1725	1,21

Tabelle A.15: Mikrostruktur-Rohr 3, 333,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
333,1	333,2	331,3	2,2	45,3	1,8	4,5	5594	2,22
333,1	333,2	330,0	2,8	59,6	3,0	4,5	4358	1,94
333,1	333,2	328,7	3,5	73,6	4,4	4,5	3684	1,79
333,2	333,2	326,6	4,2	90,3	6,6	4,5	3068	1,62
333,1	333,2	323,1	5,2	110,9	10,0	4,5	2475	1,43
333,4	333,5	319,6	6,0	131,0	13,7	4,5	2129	1,32
332,9	332,9	316,0	6,7	146,0	16,9	4,5	1930	1,25
332,9	332,9	312,9	7,3	162,0	20,0	4,5	1802	1,21
333,6	333,5	309,9	8,3	186,0	23,7	4,5	1751	1,22
332,8	332,9	306,6	8,7	195,1	26,2	4,5	1657	1,19

Tabelle A.16: Mikrostruktur-Rohr 3, 353,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
353,4	353,3	351,1	2,6	52,5	2,2	4,5	5217	2,39
353,0	353,0	349,6	3,2	64,8	3,3	4,5	4313	2,14
353,3	353,3	348,2	4,0	79,5	5,1	4,5	3489	1,88
353,4	353,4	345,9	4,8	96,1	7,4	4,5	2883	1,67
353,1	353,0	342,0	5,8	118,5	11,0	4,5	2395	1,50
353,2	353,1	338,1	6,6	136,2	15,1	4,5	2009	1,34
353,0	352,9	334,1	7,5	156,8	18,9	4,5	1846	1,29
352,9	352,8	330,5	8,3	175,3	22,5	4,5	1738	1,26
352,9	352,9	326,8	9,1	194,1	26,1	4,5	1655	1,24
353,2	353,2	323,5	9,9	213,6	29,6	4,5	1605	1,23

Tabelle A.17: Mikrostruktur-Rohr 4, 313,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
313,1	313,2	311,0	1,1	23,6	2,1	4,5	2486	0,99
313,5	313,6	309,8	1,6	36,0	3,7	4,5	2188	0,99
313,5	313,6	308,5	2,1	46,0	5,0	4,5	2040	0,99
313,6	313,7	306,5	2,7	59,5	7,1	4,5	1875	0,99
313,4	313,5	303,1	3,5	78,1	10,3	4,5	1689	0,97
313,4	313,5	299,9	4,2	96,0	13,5	4,5	1584	0,97
313,4	313,5	297,0	5,0	113,4	16,4	4,5	1544	0,99
313,4	313,4	294,2	5,6	127,9	19,1	4,5	1489	0,99
313,4	313,4	292,0	6,1	141,7	21,4	4,5	1475	1,00
313,3	313,3	290,0	6,5	151,4	23,3	4,5	1450	1,00

Tabelle A.18: Mikrostruktur-Rohr 4, 323,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
323,2	323,5	320,7	1,2	26,7	2,5	4,5	2381	0,99
323,5	323,7	319,4	1,8	38,2	4,1	4,5	2093	0,97
323,2	323,4	317,9	2,1	46,2	5,3	4,5	1947	0,96
323,2	323,3	315,8	2,7	59,7	7,4	4,5	1809	0,97
322,8	323,0	312,3	3,6	78,4	10,5	4,5	1662	0,96
323,1	323,2	312,3	3,6	79,5	10,7	4,5	1650	0,96
323,0	323,1	308,9	4,4	97,2	14,1	4,5	1532	0,95
323,0	323,1	305,5	5,2	116,8	17,5	4,5	1490	0,97
323,2	323,3	302,4	5,9	132,6	20,8	4,5	1422	0,97
323,2	323,3	299,7	6,5	147,8	23,5	4,5	1401	0,98
323,2	323,2	296,9	7,1	162,0	26,2	4,5	1376	0,99

Tabelle A.19: Mikrostruktur-Rohr 4, 333,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
333,1	333,2	330,6	1,2	26,2	2,5	4,5	2338	1,00
333,1	333,2	329,1	1,7	37,0	4,0	4,5	2084	0,98
333,1	333,2	327,7	2,2	46,8	5,4	4,5	1914	0,97
333,2	333,3	325,5	2,8	60,7	7,7	4,5	1751	0,96
332,9	333,0	321,7	3,8	81,4	11,3	4,5	1611	0,96
333,0	333,1	318,0	4,6	101,2	15,0	4,5	1504	0,95
333,0	333,1	314,6	5,5	120,4	18,4	4,5	1456	0,96
333,1	333,2	311,3	6,3	139,3	21,8	4,5	1424	0,98
333,1	333,1	308,2	6,9	155,1	24,9	4,5	1387	0,98
333,1	333,2	305,3	7,5	170,3	27,8	4,5	1363	0,99

Tabelle A.20: Mikrostruktur-Rohr 4, 353,15 K

T_D	T_F	T_W	\dot{m}_K	\dot{Q}	ΔT	A	α	I
K	K	K	10^{-4}kg/s	W	K	10^{-3}m^2	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
353,2	353,3	350,3	1,4	28,0	2,9	4,5	2150	1,03
353,2	353,3	348,8	1,9	38,6	4,4	4,5	1944	1,02
353,2	353,3	347,2	2,4	48,6	6,0	4,5	1807	1,01
353,2	353,2	344,8	3,1	63,4	8,4	4,5	1681	1,00
353,4	353,5	340,8	4,2	86,0	12,6	4,5	1522	0,98
353,4	353,4	336,9	5,2	107,5	16,4	4,5	1458	0,99
353,3	353,4	333,1	6,1	127,4	20,2	4,5	1403	1,00
353,3	353,3	329,4	6,9	146,3	23,8	4,5	1367	1,00
353,4	353,4	325,7	7,7	165,1	27,6	4,5	1331	1,00
353,1	353,2	322,1	8,4	182,3	31,0	4,5	1310	1,01

Anhang B

Kalibrierung der Thermoelemente

Gleichung der Kalibrierkurve: $U_{TE} = U_{Norm} + AT^2 + BT + C$ T in °C, U in mV

Thermoelement	A	B	C
Dampf	$+3,93 \cdot 10^{-7}$	$-5,93 \cdot 10^{-5}$	$-1,78 \cdot 10^{-2}$
Flüssigphase	$+5,26 \cdot 10^{-6}$	$-8,56 \cdot 10^{-4}$	$+9,4 \cdot 10^{-3}$
Kondensat	$+6,72 \cdot 10^{-6}$	$-7,24 \cdot 10^{-4}$	$-5,7 \cdot 10^{-3}$
Rohrwand 1	$+1,84 \cdot 10^{-6}$	$-6,33 \cdot 10^{-5}$	$-1,61 \cdot 10^{-2}$
Rohrwand 2	$+6,38 \cdot 10^{-7}$	$-5,86 \cdot 10^{-6}$	$-1,27 \cdot 10^{-2}$

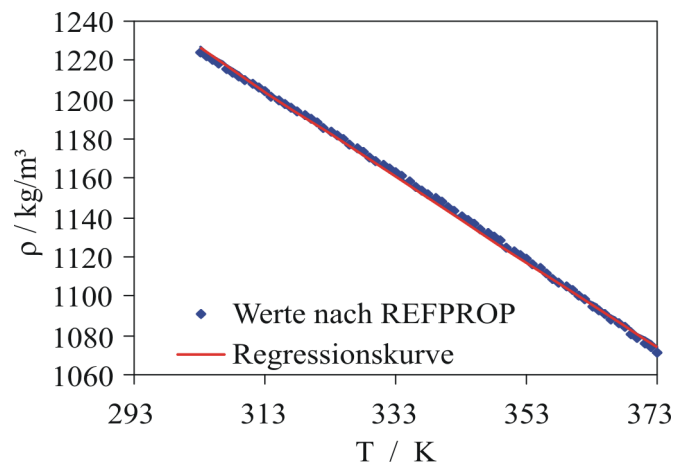
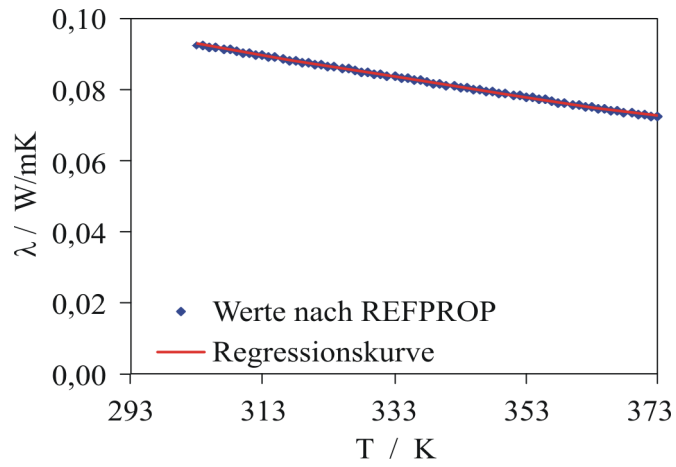
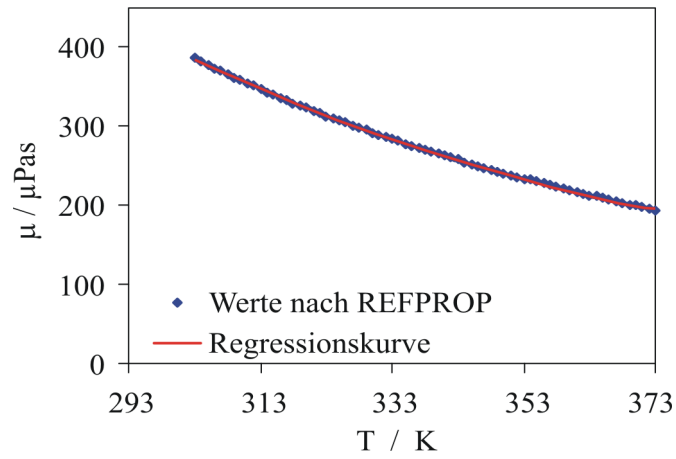
Anhang C

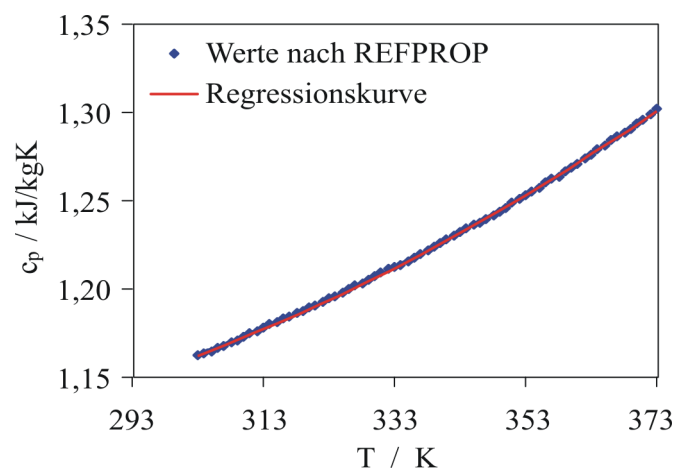
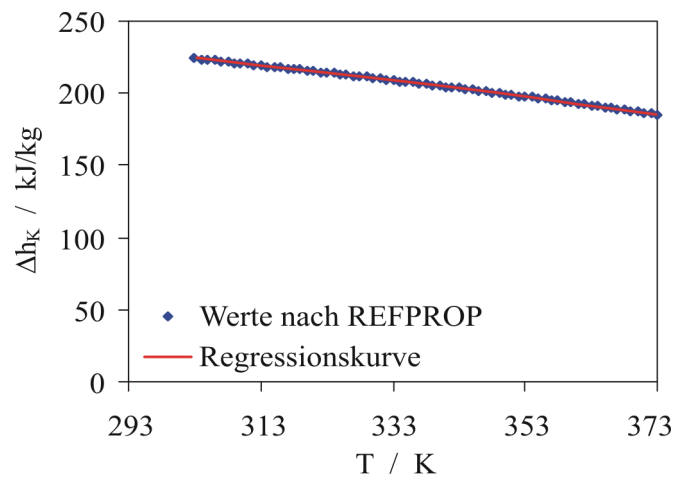
Stoffdaten R141b

Stoffdaten gelten für die Flüssigkeit im Sättigungszustand. Die Näherungskurven wurden an Stoffdaten der REFPROP-Datenbank angepasst. Sie gelten für den Bereich von 303 K bis 373 K. Die benötigten Stoffdaten werden der REFPROP-Datenbank (Version 7.1, 2004, unter Verwendung der Fundamentalgleichung nach [28]) entnommen.

Allg. Regressionsgleichung: $\Phi = AT^2 + BT + C$ T in °C, Φ s. Tabelle

Parameter	Einheit	A	B	C
Dyn. Viskosität μ	μPas	$+1,61 \cdot 10^{-2}$	-4,79	+513,89
Spez. Wärmeleitfähigkeit λ	W/(Km)	0	$-2,90 \cdot 10^{-4}$	+0,1011
Dichte ρ	kg/m ³	0	-2,17	+1292
Kond.enthalpie Δh_K	kJ/kg	$-1,40 \cdot 10^{-3}$	-0,38	+236,4
Spez. Wärmekapazität c_p	kJ/(kgK)	$+8,11 \cdot 10^{-6}$	$+9,18 \cdot 10^{-4}$	+1,128





Anhang D

Abschätzung der Messunsicherheit

D.1 Allgemeines

Die Ermittlung der Messunsicherheit erfolgt nach den Maßgaben des GUM (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement) bzw. der vom DIN herausgegebenen Übersetzung desselben [29]. Die Komponenten der Messunsicherheit werden dabei mit Hilfe statistischer Methoden (Methode A) ermittelt oder auf andere Art (z.B. auf der Basis von Angaben der Gerätehersteller, Methode B) geschätzt. Statistisch ermittelte Unsicherheiten werden durch Standardabweichungen s_i ausgedrückt, geschätzte durch u_i . Letztere können jedoch wie Standardabweichungen behandelt werden. Die kombinierte Messunsicherheit des Verfahrens erhält man durch die übliche Methode zur Kombination von Varianzen, allgemein auch als Fehlerfortpflanzungsgesetz bekannt. Die ermittelte Unsicherheit ist eine statistische Größe mit der Bedeutung einer Standardabweichung, kein „Maximalfehler“.

D.2 Komponenten der Messunsicherheit

Messunsicherheit des Arbeitsnormals

Als Arbeits-Normalthermometer wurde ein Pt100 des Herstellers Isotech verwendet. Die Angaben zu Kalibrierung und Messunsicherheit des Temperaturnormals stammen vom DKD-Prüflabor Klasmeier, Fulda. Aus der Angabe der erweiterten Messunsicherheit mit dem Faktor $k = 2$ von 0,01 K ergibt sich eine Standardunsicherheit von 0,005 K.

Hierzu muss die Unsicherheit des zur Signalauswertung verwendeten Digitalmultimeters (Agilent 3458A) addiert werden. Für einen Zeitraum von 2 Jahren nach der Kalibrierung beträgt diese 15 ppm des Anzeigewerts plus 1 ppm des Bereichswertes im Messbereich 1 k Ω , insgesamt also 0,003 Ω . Dies entspricht einer Temperaturabweichung von weniger als 0,01 K im für die Untersuchungen relevanten Messbereich von 273 K bis 373 K. Obwohl die technischen Spezifikationen keine expliziten Angaben dazu enthalten, wird davon ausgegangen, dass der Fehler auf der Basis einer Standardnormalverteilung mit einem Vertrauensniveau von 95 % (entspricht Faktor 2) ermittelt wurde. Als Unsicherheit des Arbeitsnormals ergibt sich also

$$u_{Pt} = \sqrt{(0,005 \text{ K})^2 + (0,005 \text{ K})^2} = 0,007 \text{ K} .$$

Verschiebung der Temperatur des Eisbads

Die Temperatur des Eisbads wird mit 273,15 K angenommen, die tatsächliche Temperatur weicht davon jedoch um einige Zentikelvin ab. Ursache hierfür können Spuren von gelösten Elementen im destillierten Wasser, Verunreinigungen des Behälters sowie Wärmeleitungseffekte nach außen bzw. in der Eis-Wasser-Mischung sein. Die Temperatur des Eisbads wurde daher mit dem Arbeits-Normalthermometer (Messunsicherheit $u_{Pt} = 0,007 \text{ K}$, s. auch Abschnitt Arbeitsnormal) über mehrere Tage aufgezeichnet.

Obwohl die Temperaturänderungen eigentlich systematischer Natur sind, da die Temperatur mit der Zeit immer ansteigt, werden sie doch als statistisch betrachtet insofern, als der Vorgang bei jedem neuen Ansetzen des Eisbads unterschiedlich sein kann. Eine Korrektur der Messgröße wird als nicht notwendig erachtet, da die Unsicherheit im Vergleich mit anderen relativ klein ist. Die ermittelte Unsicherheit geht jedoch in die kombinierte Messunsicherheit der Kalibrierung und damit des Wärmeübergangskoeffizienten ein. Es wurden binnen 96 h 497 Messwerte im Abstand von ca. 10 Minuten aufgezeichnet; einige Unterbrechungen waren durch andere Messungen bedingt. Die Messungen begannen eine Stunde nach Ansetzen des Eisbads. Der Kurvenverlauf ist in Diagramm D.1 zu sehen. Die kombinierte Messunsicherheit der Eisbadtemperatur ergibt sich aus der statistischen Unsicherheit plus der Unsicherheit des Arbeitsnormals.

Die statistische Unsicherheit wird als Standardabweichung ausgedrückt und beträgt

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_n (x_i - \bar{x})^2} = 0,03 \text{ K}$$

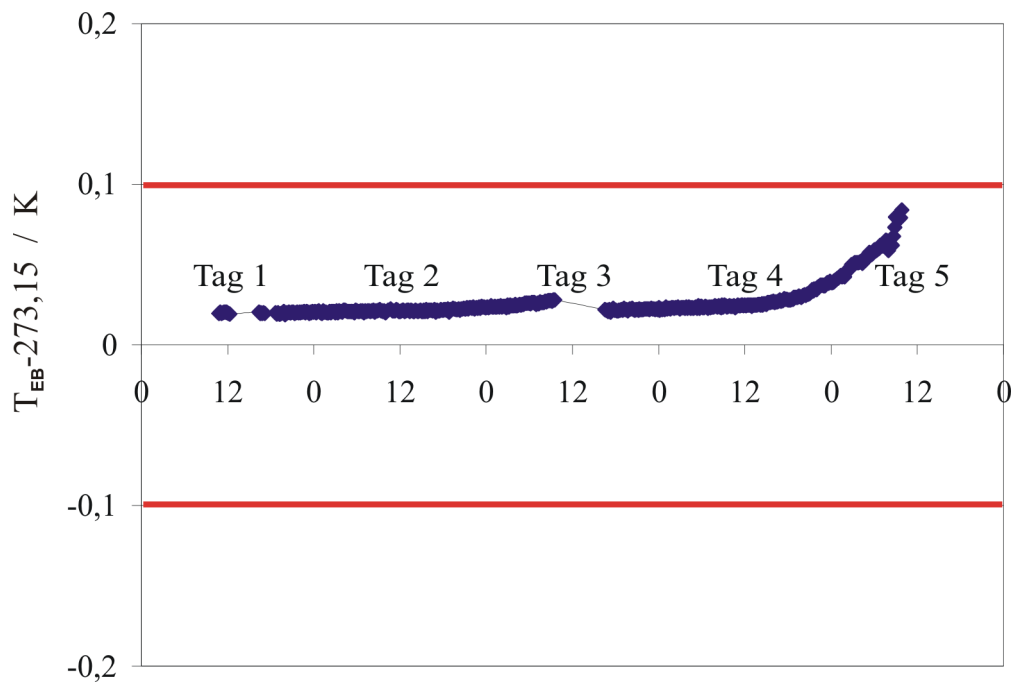


Bild D.1: Messwerte der Temperatur des Eisbads, ermittelt mit dem Arbeitsnormal

wobei n die Anzahl der Messungen und x der Erwartungswert $E(T)$ ($= 273,15$ K) ist.

Die kombinierte Messunsicherheit beträgt dann

$$u_{EB} = \sqrt{(0,03 \text{ K})^2 + (0,007 \text{ K})^2} = 0,031 \text{ K} .$$

Messunsicherheit durch Temperaturvarianz im Thermostaten

Die Wandthermoelemente wurden im Wasserbad eines Thermostaten (Haake N8/C41) kalibriert. Der Hersteller gibt an, dass die Schwankung der Badtemperatur max. $\pm 0,005$ K beträgt. Da keine weiteren Angaben vorliegen, wird angenommen, dass diese Angabe die Schranken einer Rechteckwahrscheinlichkeitsverteilung darstellen. Damit ergibt sich eine Standardabweichung durch die Temperaturvarianz von

$$u_{Th} = a/\sqrt{3} = 0,003 \text{ K} .$$

Auch wenn diese Angabe nur auf wenigen Informationen beruht, kann doch davon ausgegangen werden, dass die Unsicherheit sehr klein ist, weil alle Thermosensoren zu einem Bündel zusammengefasst wurden und die Ablesung zeitlich fast synchron erfolgte.

Messunsicherheit der Messauswertung Netpac

Zur Auswertung der Thermosignale wurde ein modulares System Netpac (Fa. Acurex) mit einer Einsteckkarte für 10 Thermoelemente verwendet. Die Messunsicherheit der Auswerteeinheit beträgt nach Herstellerangaben $\pm 0,006$ mV, entsprechend ca. $\pm 0,15$ K im Messbereich 0...55 mV. Leider sind auch hier keine zusätzlichen Angaben zu Art und Ermittlung der angegebenen Unsicherheit vorhanden. Geht man davon aus, dass hier Schranken für eine Rechteckverteilung (ungünstigste Verteilung) angegeben wurden und der Fehler zudem zufälliger Natur sind, ergibt sich

$$u_{MA} = a/\sqrt{3} = 0,087 \text{ K} .$$

Messunsicherheit durch Alterung der Thermoelemente

Es ist zu erwarten, dass nach längerem Gebrauch der Thermoelemente sich deren Stoffeigenschaften ändern und damit eine Drift der Kalibrierkurve eintritt. Diesem wurde entgegengewirkt, indem ca. jedes halbe Jahr eine Rekalibrierung durchgeführt wurde. Die in der Zwischenzeit durchgeführten Messungen (besonders gegen Ende des halben Jahres hin) weisen zusätzliche Messunsicherheiten auf, die nicht quantifizierbar, jedoch wahrscheinlich sehr klein sind. Aus diesem Grund werden sie als vernachlässigbar angesehen.

Kombinierte Messunsicherheit bei der Kalibrierung des Wandthermoelements

Im Gegensatz zur linearen Regression stehen für die Berechnung der Unsicherheiten der Koeffizienten bei der quadratischen Regression keine Gleichungen zur Verfügung. Daher wird angenommen, dass die Unsicherheit der Kalibrierkurve nicht größer sein kann als die Unsicherheit eines einzelnen Kalibrierpunktes, sofern die Kalibrierkurve nicht über die Messpunkte hinausgezogen wird. Zudem wird angenommen, dass die Funktion $U(T)$ in einem kleinen Bereich um den Messwert als linear angesehen werden kann. Der Temperaturkoeffizient α beträgt $0,042$ mV/K im Messbereich von 273 bis 353 K, die Unsicherheit von α ist vernachlässigbar. Damit können alle Messunsicherheiten sowohl als Spannungs- wie auch als Temperaturwerte angegeben werden.

Die kombinierte Messunsicherheit für eine einzelne Messung berechnet sich aus den oben ermittelten Unsicherheiten zu

$$u_{KW}(1 \text{ Messung}) = \sqrt{u_{Pt}^2 + u_{EB}^2 + u_{Th}^2 + 2u_{MA}^2} = 0,13 \text{ K} .$$

Die Unsicherheit der Messauswertung geht hierbei zweifach ein, da sowohl das Wandthermoelement als auch das Eisbadthermoelement separat ausgelesen werden. Alle Messgrößen werden als unkorreliert angenommen. Für einen Kalibrierpunkt wird ein Mittelwert aus je fünf Messungen gebildet, daher ist

$$u_{KW} = u_{KW}(1 \text{ Messung})/\sqrt{5} = 0,06 \text{ K} .$$

Den größten Beitrag zur Messunsicherheit leistet dabei die Messauswertung.

Messunsicherheit des Referenzthermoelements

Als Referenzthermoelement wurde eines der vorher kalibrierten Wandthermoelemente verwendet. Dementsprechend ist die Messunsicherheit gleich der im vorigen Kapitel ermittelten kombinierten Messunsicherheit u_{KW} .

$$u_{Ref} = u_{KW} = 0,06 \text{ K} .$$

Nichtisothermie in der Versuchsanlage

Im Vergleich zur Kalibrierung im Thermostaten treten bei der Kalibrierung in der Versuchsanlage deutlich höhere Unsicherheiten auf. Zum einen sind die Thermoelemente nicht mehr örtlich zusammengefasst, sondern befinden sich an unterschiedlichen Stellen im Versuchsbehälter, zum anderen werden durch Wärmeleitung nach außen Temperaturgradienten erzeugt, die zu den Rändern des Versuchsbehälters hin besonders stark sind.

Es wurden verschiedene Maßnahmen ergriffen, um die Temperaturschwankungen in der Anlage so klein wie möglich zu halten, Kap. 3.5.1. Für die Kalibrierung wurde das Versuchsrohr vom Kühlkreislauf entkoppelt und die aus dem Versuchsbehälter herausragenden Enden mit Steinwolle (30 mm) isoliert. Der Versuchsbehälter ist, wie bereits beschrieben, vollständig mit 60 mm dicken Lagen aus Steinwolle isoliert, zur Kalibrierung wurden auch die Sichtfenster mit Rockwool verschlossen. Die Anlage wurde über mehrere Stunden vorgeheizt.

Die Kalibrierung wurde zweimal durchgeführt, wobei beim ersten Mal die Dampftemperatur von 363 K bis auf 313 K in 10 K-Schritten abgesenkt wurde, beim zweiten Mal wurde der Versuchsablauf umgekehrt. Der maximale Unterschied zwischen beiden Kalibrierkurven betrug für das Dampfthermoelement 0,002 mV, für das Thermoelement im Sumpf 0,008 mV und für das Thermoelement im Kondensatsammelbehälter 0,009 mV (entsprechend ΔT von 0,05 K, 0,19 K und 0,21 K). Daher scheint es angebracht, eine Unsicherheit von 0,3 K für Temperaturschwankungen in der Anlage anzunehmen.

Kombinierte Messunsicherheit bei der Kalibrierung der anderen Thermoelemente

Die kombinierte Messunsicherheit für eine einzelne Messung berechnet sich aus den oben ermittelten Unsicherheiten zu

$$u_{KD}(1 \text{ Messung}) = \sqrt{u_{KW}^2 + u_{EB}^2 + u_{Iso}^2 + 2u_{MA}^2} = 0,33 \text{ K} .$$

Für einen Kalibrierpunkt wird ein Mittelwert aus je fünf Messungen gebildet, daher ist

$$u_{KD} = u_{KD}(1 \text{ Messung})/\sqrt{5} = 0,15 \text{ K} .$$

Den größten Beitrag zur Messunsicherheit leistet dabei die Temperaturschwankung in der Anlage. Diese Schwankungen sind zeitlich gesehen relativ langsam, so dass die berechnete Frage besteht, ob sie durch eine Mittelwertbildung ausgeglichen werden können. Wahrscheinlicher ist, dass der Fehler auch bei mehrmaliger Messung bestehen bleibt und daher die Abschätzung eher von der größten Unsicherheit ausgehen muss. Den weiteren Betrachtungen wird daher ein Fehler für die Kalibrierung von 0,3 K zugrundegelegt.

$$u_{Kal} = 0,3 \text{ K} .$$

Messunsicherheit durch Einbau sowie Positionierung des Wandthermoelements

Das Wandthermoelement ist in einen Kanal unterhalb der Außenwand des Rohres untergebracht. Die gemessene Temperatur entspricht daher nicht der Temperatur auf der Außenseite der Rohrwand. Es besteht eine kleine Temperaturdifferenz aufgrund des Tem-

peraturgefälles in der Rohrwand von der Außenseite bis zur Stelle des Thermoelement-Kanals. Die Temperaturdifferenz innerhalb des Thermoelement-Kanals wird als vernachlässigbar angesehen, da das Metall des Thermoelement-Mantels aufgrund der etwas erhöhten Dicke des Schweißpunktes (für den Ziehdraht) an der Kupferwand anliegt und so die Wärmeleitung von Metall zu Metall garantiert ist.

Die Dicke der Rohrwand zwischen Kanal und Außenseite ist aufgrund der Konstruktion des Rohres bekannt, daher kann der Temperaturgradient durch Leitung im Kupfer bestimmt werden. Er wurde bei der Berechnung der Wandtemperatur als Korrekturterm berücksichtigt. Die Kupferschicht ist entsprechend der Masstoleranzen bei der Fertigung 0,3 bis 0,5 mm stark, beim Glattrohr nur 0,2 mm. Der Fehler wird bei der Auswertung durch folgende Korrektur berücksichtigt:

$$T_W = T_{W,exp} + \frac{\dot{Q} \cdot \delta}{A \cdot \lambda}$$

wobei δ die Dicke der Kupferschicht über dem Thermoelement darstellt. Der Term ist bei großen Temperaturdifferenzen am größten und beträgt dann bis zu 0,05 K. Er wird bereits bei der Auswertung der Messergebnisse berücksichtigt und geht daher nicht in die Unsicherheit ein.

Die am Versuchsrohr sowie am Behälter angebrachten Hilfsmittel erlauben eine Bestimmung der Lage der Spitze des Thermoelements auf ± 1 mm in horizontaler und $\pm 3^\circ$ in Umfangsrichtung. Bei der Bestimmung der Temperaturprofile in Längsrichtung betrug der Temperaturanstieg maximal 1 K auf 80 mm, in Umfangsrichtung betrug die größte Temperaturdifferenz 2 K. Geht man von einer Normalverteilung und 95 % Wahrscheinlichkeit aus (2σ), so beträgt die Messunsicherheit in horizontaler Richtung

$$u_{PH} = \frac{1 \text{ mm} \cdot 1 \text{ K}}{80 \text{ mm} \cdot 2} = 0,007 \text{ K}$$

$$u_{PU} = \frac{3^\circ \cdot 2 \text{ K}}{180^\circ \cdot 2} = 0,017 \text{ K} .$$

Unsicherheit der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand

Als Unsicherheit für ΔT ergibt sich aus den obigen Ausführungen:

$$u_{\Delta T}(1\text{Messung}) = \sqrt{u_{Kal}^2 + u_{PH}^2 + u_{PU}^2 + 2u_{MA}^2} = 0,32 \text{ K} .$$

Während der Messung des Kondensatmassenstroms wurden die Temperaturen mehrfach bestimmt, wobei mindestens 4 Einzelmessungen durchgeführt wurden. Daher ist

$$u_{\Delta T} = u_{\Delta T}(1\text{Messung})/\sqrt{4} = 0,16 \text{ K}.$$

Der größte Beitrag dazu stammt aus der Kalibrierung der Thermoelemente, weiterhin stellt die Messauswertung einen großen Unsicherheitsfaktor dar, der jedoch durch Mehrfachmessung und Mittelung verringert werden kann. In den Experimenten wurden Temperaturdifferenzen zwischen 2 K und 25 K gemessen, daher beträgt die relative Messunsicherheit 8 % bis 0,5 %.

Unsicherheiten bei der Messung des Volumenstroms

In den Kondensatstrom gehen das Messvolumen sowie die Zeitspanne ein. Eine Genauigkeitsangabe für das Messvolumen von 195,5 ml ist nicht vorhanden. Die Bestimmung erfolgt üblicherweise mit Hilfe eines geeichten Messzylinders, so dass hier von einer relativen Unsicherheit von $\pm 1\%$ ausgegangen werden kann. Der Zeitfehler wird mit ± 2 s angesetzt. Da die kürzeste Messzeit 4 Minuten betrug, beträgt die relative Unsicherheit für die Zeitmessung höchstens $\pm 1\%$. Bei der längsten Messzeit von 30 Minuten beträgt die Messunsicherheit $\pm 0,2\%$. Die Wärmeausdehnung des Gefäßes wird als vernachlässigbar angesehen, ebenso Flüssigkeitshaftung an den Wänden des Gefäßes. Für den Kondensatstrom ergibt sich daher eine relative Unsicherheit von

$$\frac{u_V}{\dot{V}} = \sqrt{\left(\frac{u_{ZN}}{t}\right)^2 + \left(\frac{u_{Vol}}{V}\right)^2} = 1,4\%.$$

Unsicherheiten bei der Berechnung des Wärmestroms

In Gl. 4.3 gehen neben dem Kondensatmassenstrom weiterhin die Stoffwerte Δh_K , ρ_K und c_p ein. Die Stoffdaten wurden der Stoffdatenbank REFPROP (REFPROP 7.1 (2004)) entnommen. Sie basieren auf Gleichungen von Lemmon und Span [28]. Als relative Unsicherheiten sind für Dichte und Kondensationsenthalpie 0,2% und für spez. Wärmekapazität 2% angegeben. Für die Berechnung in Excel wurden die Stoffdaten durch Polynome zweiter Ordnung angenähert. Die Unsicherheit durch die Regression beträgt im Temperaturbereich zwischen 313 K und 353 K 0,2%. Für ρ und Δh_K wurden daher Unsicherheiten von $\pm 0,4\%$ angenommen. Die Unsicherheit des zweiten Terms

(Kondensatunterkühlung) wurde vernachlässigt, da der Term einen Anteil von maximal 10 % am Gesamtwärmestrom hat.

Die kombinierte Messunsicherheit für den Wärmestrom beträgt

$$\frac{u_Q}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{u_V}{\dot{V}}\right)^2 + \left(\frac{u_\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta h_K}}{\Delta h_K}\right)^2} = 1,5\% .$$

Unsicherheit bei der Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Als Wärmeübertragungsfläche ist die Fläche eines Glattrohrs definiert, das denselben Durchmesser wie das Mikrostrukturrohr (ohne Mikrostruktur) besitzt.

Als Mess- bzw. Fertigungsunsicherheit wird $\pm 0,2$ mm für den Durchmesser sowie ± 1 mm für die Länge angenommen. Daraus ergibt sich eine Unsicherheit von $\pm 1,5\%$. Da das Kondensatströmungsmuster während der Messungen nicht stabil war, wird auf eine Korrektur der Messlänge verzichtet und die Unsicherheit als vernachlässigbar angesehen, siehe auch Kapitel 4.3.

Kombinierte Messunsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten

Entsprechend Gleichung 4.4 ergibt sich für die Unsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten

$$\frac{u_\alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{u_Q}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{u_A}{A}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} .$$

Die relative Unsicherheit für die Fläche A ist für jede Messung konstant. Die relative Unsicherheit für den Wärmestrom nimmt mit dem Wärmestrom zu (Messzeit wird kleiner), die für die Temperaturdifferenz nimmt mit steigender Temperaturdifferenz ab. Die größte Unsicherheit für eine Messung beträgt

$$\left(\frac{u_\alpha}{\alpha}\right)_{max} = \sqrt{0,015^2 + 0,015^2 + 0,08^2} = 0,08 \text{ (8\%)}$$

für die kleinste Temperaturdifferenz von 2 K. Die ermittelte Unsicherheit ist mit dem Faktor 2 zu multiplizieren, um das Vertrauensintervall bei einem Vertrauensniveau von 95% zu erhalten. In Abschnitt 4.4 ist der Verlauf von $2 \cdot u_\alpha / \alpha$ über der Dampf-Wand-Temperaturdifferenz dargestellt.

D.3 Liste aller Komponenten der Messunsicherheit

Symbol	Bezeichnung (Unsicherheit bei/durch...)	Größe
u_{KW}	Kalibrierung des Wandthermoelements, MM*	0,06 K
$u_{KW,E}$	Kalibrierung des Wandthermoelements, EM**	0,13 K
	... setzt sich zusammen aus	
u_{Pt}	Arbeitsnormal	0,007 K
u_{EB}	Verschiebung der Temperatur des Eisbads	0,031 K
u_{Th}	Temperaturvarianz im Thermostaten	0,003 K
u_{MA}	Messauswertung Netpac	0,087 K
u_A	Alterung der Thermoelemente	vernachl.
u_{KD}	Kalibrierung andere Thermoelemente, MM*	0,15 K
$u_{KD,E}$	Kalibrierung andere Thermoelemente, EM**	0,33 K
	... setzt sich zusammen aus	
u_{Ref}	Referenzthermoelement	0,06 K
u_{MA}	Messauswertung Netpac	0,087 K
u_{EB}	Verschiebung der Temperatur des Eisbads	0,04 K
u_{Iso}	Nichtisothermie in der Versuchsanlage	0,3 K
$u_{\Delta T}$	Messung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand, MM*	0,16 K
$u_{\Delta T,E}$	Messung der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand, EM**	0,32 K
	... setzt sich zusammen aus	
u_{Kal}	Kalibrierung der Thermoelemente	0,3 K
u_{MA}	Messauswertung Netpac	0,087 K
u_{PH}	Horizontale Positionierung des Wandthermoelements	0,007 K
u_{PU}	Positionierung am Umfang des Wandthermoelements	0,017 K
u_L	Wärmeleitung in der Kupferwand	Korr.term

Forts.: Liste aller Komponenten der Messunsicherheit

Symbol	Bezeichnung (Unsicherheit bei/durch...)	Größe
$\frac{u_V}{V}$	Messung des Volumenstroms	1,4%
... setzt sich zusammen aus		
$\frac{u_{ZN}}{t}$	Zeitnahme	1%
$\frac{u_{Vol}}{V}$	Ermittlung des Volumens des Messbehälters	1%
u_{FH}	Flüssigkeitshaftung an der Wand des Messbehälters	vernachl.
u_{GA}	Wärmeausdehnung des Gefäßes	vernachl.
$\frac{u_Q}{\dot{Q}}$	Berechnung des Wärmestroms	1,5%
... setzt sich zusammen aus		
$\frac{u_V}{V}$	s.o.	1,4%
$\frac{u_\rho}{\rho}$	Stoffdaten: Dichte	0,4%
$\frac{u_{\Delta h_K}}{\Delta h_K}$	Stoffdaten: Kondensationsenthalpie	0,4%
u_{KU}	Kondensatunterkühlung	vernachl.
$\frac{u_A}{A}$	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche	1,5%
... setzt sich zusammen aus		
$\frac{u_D}{D_0}$	Ermittlung Basisdurchmesser	<1%
$\frac{u_L}{L}$	Ermittlung Messlänge	1,3%
$\frac{u_\alpha}{\alpha}$	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	
	für $\Delta T = 2K$	8%
	für $\Delta T = 25K$	2%
... setzt sich zusammen aus		
$\frac{u_Q}{\dot{Q}}$	s.o.	1,5%
$\frac{u_A}{A}$	s.o.	1,5%
$\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}$	s.o.	0,5 ... 8%

* = Mehrfachmessung, ** = Einzelmessung

Die Messunsicherheit hat die Bedeutung einer Standardabweichung, d.h. sie muss mit einem Faktor entsprechend dem angestrebten Vertrauensniveau multipliziert werden.

