

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Energiesysteme

Behältersieden von wässriger Lithiumbromidlösung

Untersuchung zur Entwicklung kompakter Absorptionskältemaschinen

M.Sc. Elise Estiot

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr. -Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ. -Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D. (CCNY)

Prüfer der Dissertation:

1. Univ. -Prof. Dr. -Ing. habil. Hartmut Spliethoff
2. Univ. -Prof. Dr. -Ing. habil. Felix Ziegler,
Technische Universität Berlin

Die Dissertation wurde am 24.09.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 01.04.2009 angenommen.

Behältersieden von wässriger Lithiumbromidlösung

Untersuchung zur Entwicklung kompakter Absorptionskältemaschinen

Absorptionskälteanlagen mit dem Stoffpaar Wasser/LiBr können mit Niedertemperaturwärme angetrieben werden und erlauben bei der Gebäudeklimatisierung eine Primärenergieeinsparung gegenüber Kompressionskälteanlagen. Derzeit werden Kleinanlagen mit Kälteleistung bis zu 20 kW entwickelt. Im Hinblick auf eine Reduzierung des Bauvolumens dieser Anlagen wird der Einsatz eines überfluteten Austreibers untersucht, bei dem das Kältemittel Wasser durch subatmosphärisches Behältersieden aus der wässrigen Lithiumbromidlösung desorbiert wird. Es wurden Siederversuche unter typischen Betriebsbedingungen an einem Glatt- und einem Rippenrohrbündelwärmetauscher durchgeführt und der Einfluss der Bündelgeometrie und verschiedener Füllhöhen des Siedebehälters analysiert. Die Erkenntnisse über den Siedeprozess bestätigen die Praxistauglichkeit des überfluteten Austreiberkonzepts und bilden die Basis für die Optimierung von kompakten Absorptionskälteanlagen.

Stichwörter: Absorptionskälteanlage, Arbeitsstoffpaar Wasser/LiBr, überfluteter Austreiber, Behältersieden, subatmosphärisch, Rippenrohr, Rohrbündel, Wärme- und Stoffübertragung, kompakt.

Pool boiling of aqueous lithium bromide solution

Investigation for the development of compact absorption chillers

Absorption chillers using the working pair water/LiBr are in demand for residential cooling since they allow for a primary energy saving. Currently, small chillers driven by low temperature heat with cooling capacity up to 20 kW are developed. The aim is to reduce the dimensions of these appliances. For this purpose, the potential of a flooded generator is presented. The heat transfer during desorption of the refrigerant water from the boiling aqueous lithium bromide solution under subatmospheric pressure has been investigated experimentally. The impact of the bundle geometry and of the liquid column above the boiling tubes has been analysed for a plain and a finned tube bundle heat exchanger. As a result, the potential of the flooded generator concept for application in compact absorption units is confirmed. The gained detailed information about the boiling process is useful for the optimization of flooded generator heat exchangers.

Keywords: absorption chiller, water/LiBr, flooded generator, pool boiling, subatmospheric, finned tube, tube bundle, heat and mass transfer, compact.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinen Dank all denen aussprechen, die mich während der Promotion unterstützt haben.

An erster Stelle richtet sich mein Dank an Herrn Dr. Klaus Kwanka, der ohne Zögern die nötigen Schritte bei der Fakultät einleitete, um mich als Doktorvater betreuen zu können. Sein Interesse an der Absorptionstechnik zeigte er von Anfang an. Leider konnte er das Promotionsverfahren nicht bis zum Ende erleben, sein Tod im Juli 2006 hat mich und die Mitarbeiter des Lehrstuhls für Energiesysteme sehr getroffen. Mein Dank geht deshalb auch an meinen zweiten Doktorvater Herrn Prof. Hartmut Spliethoff, der die akademische Betreuung dieser Arbeit spontan übernommen hat. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen sowie sein unkomplizierter aber verlässlicher Umgang mit den Doktoranden habe ich zu schätzen gewusst.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Ziegler bedanken, der trotz seines vollen Terminkalenders die Zeit fand, das Amt des Zweitprüfers und die damit verbundenen Verpflichtungen und Anstrengungen auf sich zu nehmen. Herrn Prof. Wolfgang Polifke bin ich dankbar für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Mein besonderer Dank gilt weiterhin meinem Gruppenleiter Herrn Prof. Christian Schweigler für die gute und interessante Zusammenarbeit am ZAE Bayern. Von der vertrauensvollen Vergabe des Projekts, das erst durch seinen großen Einsatz beim Akquirieren starten konnte, bis zum Korrekturlesen waren die fruchtbaren Fachgespräche und die wertvollen Anregungen sehr hilfreich und haben maßgebend zum Inhalt dieser Arbeit beigetragen.

Die Auslegung und den Aufbau der Versuchsanlage verdanke ich zum großen Teil Mario Harm. Stefan Natzer danke ich herzlich für die treue Begleitung beim Projekt „KubALiBr“, insbesondere für seine Geduld bei der Durchführung der Versuche und für die undankbaren Wärmetauscherwechsel an der Apparatur. Sein steter Einsatz im Labor ebenso wie seine Ideen haben sehr zum Vorankommen des Projekts beigetragen. Bei Martin Helm bedanke ich mich ebenfalls für seine Hilfsbereitschaft bei den letzten Messungen am Austreiber und für die konstruktiven Gespräche rund um den Anlagen- und Wärmetauscherbau.

Allen anderen Mitarbeitern des ZAE Bayerns danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre: besonders meinem ehemaligen Kollegen Christoph Kren, mit dem ich die ersten Diskussionen über Behälter-sieden führen konnte und der auf alle meine Fragen eine passende Antwort hatte. Schade, dass ich von Deinem Wissen nur zu kurz profitieren konnte! Danke auch an meinen langjährigen Zimmergenossen Stefan Plura, mit dem ich mich oft über das Doktorandenleben austauschen konnte.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinem privaten Umfeld bedanken. Eure Liebe und Freundschaft hat mir in der schwierigen Endphase sehr viel Kraft und Mut gegeben, immer weiter zu machen. Dies hat nicht unwesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Ich danke von ganzem Herzen meinen Eltern und Geschwistern, die mich in allen Belangen und trotz der geographischen Entfernung immer unterstützt haben. Merci à vous ! Ganz herzlichen Dank auch an meine Freunde für die zahlreichen Ablenkungsversuche und die immer noch währende Freundschaft trotz der Dauerausrede des letzten Jahres („Sorry, ich muss schreiben...“). An letzter Stelle danke ich ganz besonders Anke, die mich mehr als einmal wieder aufgerichtet und motiviert hat und unglaublich viel Geduld und Verständnis aufbrachte. Sie gab mir nicht nur Rückhalt, sondern darüber hinaus auch gute Ideen und konstruktive Kritik in den vielen Gesprächen über meine Promotion. À charge de revanche !

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Thermisch angetriebene Kälteanlagen	2
1.2.1	Ökologisches Potenzial am Beispiel solar thermischer Kälteanlagen	2
1.2.2	Verwendete Sorptionsverfahren	4
1.2.3	Aktuelle Entwicklung der Absorptionskältetechnik	5
1.3	Aufgabenstellung und Methodik	8
1.3.1	Entwicklung von kompakten Absorber- und Austreiberkomponenten	8
1.3.2	Vorgehensweise	8
1.3.3	Inhalt der vorliegenden Arbeit	10
2	Anwendung des Behältersiedens in der Absorptionskältetechnik	13
2.1	Grundlagen der Absorptionskältetechnik	13
2.1.1	Funktionsprinzip des einstufigen Absorptionskältekreislaufs	13
2.1.2	Typische Auslegungsbedingungen	16
2.2	Stand der Apparatechnik von Absorptionskälteanlagen	18
2.2.1	Herkömmliche Wärmetauscher von Wasser/LiBr-Großanlagen	18
2.2.2	Wärmetauscher kompakter Wasser/LiBr-Anlagen	19
2.3	Konzept eines überfluteten Austreibers	25
2.3.1	Verfahrenstechnischer Aufwand	25
2.3.2	Thermodynamische Rahmenbedingungen	27
2.3.3	Wärmeübergang	29
2.3.4	Reale Einsatzbedingungen	30
3	Diskussion empirischer Modelle des Behältersiedens	33
3.1	Siederegime beim Behältersieden	34
3.2	Korrelationen des Blasensiedens	35
3.2.1	Typische Berechnungsmodelle des Blasensiedens	35
3.2.2	Blasensieden von Wasser an einem glatten Einzelrohr	38
3.2.3	Blasensieden von wässriger Lithiumbromidlösung	45
3.2.4	Blasensieden am berippten Einzelrohr	48
3.3	Korrelationen des konvektiven Siedens	59
3.3.1	Glattes Einzelrohr	60
3.3.2	Beripptes Einzelrohr	60
3.4	Umrechnungsverfahren zwischen Einzelrohr und Rohrbündel	61
3.5	Korrelationen der Rieselfilmverdampfung	64

3.5.1	Glattes Einzelrohr	64
3.5.2	Beripptes Einzelrohr	66
4	Versuche und Auswertung	69
4.1	Experimenteller Aufbau	69
4.1.1	Versuchsanlage	69
4.1.2	Austreiberkomponente	75
4.2	Versuchsdurchführung	78
4.2.1	Variation der Flüssigkeit	78
4.2.2	Definition und Variation der Austreiberkonfigurationen	80
4.3	Auswerteverfahren	81
4.3.1	Verwendete Methode	81
4.3.2	Integrale Betrachtung, 1/	83
4.3.3	Lokale Betrachtung, 2/	86
4.3.4	Darstellung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten	92
5	Experimentelle Ergebnisse	95
5.1	Allgemeine Darstellung der Messergebnisse	95
5.1.1	Ergebnisse der Versuchsserien	95
5.1.2	Unterteilung in Siederegime	101
5.1.3	Wärmeübergangskorrelation und treibende Temperaturdifferenz	107
5.2	Analyse des Blasensiedens im subatmosphärischen Druckbereich	113
5.2.1	Sieden von Wasser	115
5.2.2	Sieden von LiBr-Lösung	123
5.3	Vergleich zwischen Glatt- und Rippenrohr	137
5.3.1	Leistungsumsatz pro Wärmetauscherfläche	137
5.3.2	Leistungsumsatz pro Wärmetauschervolumen	142
5.3.3	Vergleich mit experimentellen Daten der Literatur	144
5.4	Einfluss des Bündeleffekts	146
5.4.1	Definition und Darstellung des Bündeleffekts	146
5.4.2	Sieden von Wasser	149
5.4.3	Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel	153
5.4.4	Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel	157
5.5	Einfluss berieselter Rohrlagen	161
5.5.1	Mechanismen der Wärmeübertragung	161
5.5.2	Definition und Darstellung des Riese effekts	162
5.5.3	Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel	163
5.5.4	Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel	165
5.6	Bewertung der Ergebnisse für die praktische Anwendung	169
5.6.1	Vergleich zwischen Behältersieden und Rieselfilmdesorption	169
5.6.2	Günstigste Betriebsweise	171
6	Zusammenfassung und Ausblick	179

	Inhalt
Anhang	189
A Grundlagen und Stand des Wissens des Behältersiedens	191
B Versuchsanlage	241
C Das Wilson-Plot Experiment	243
D Fehlerrechnung und -analyse	255
Literatur	269

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
abs	Abstand	m
b	Wärmeindringzahl, -koeffizient	$\sqrt{(kW \cdot s)/(m^2 \cdot K)}$
C	Koeffizient der Wand und Flüssigkeit in Siedekorrelationen	$kW/(m^2 \cdot K)$
C_F	Koeffizient der Flüssigkeit in Siedekorrelationen	$kW/(m^2 \cdot K)$
c_p	spezifische Wärmekapazität	$J/(kg \cdot K)$
C_W	Koeffizient der Wand in Siedekorrelationen	$kW/(m^2 \cdot K)$
$C_{W_{Ra}}$	Koeffizient der Wandrauhigkeit in Siedekorrelationen	$kW/(m^2 \cdot K)$
d	Durchmesser	m
D_b	Dampfabweißdurchmesser	m
f_b	Blasenfrequenz	Hz
g	Gravitationskonstante	m/s^2
H	Höhe einer senkrechten berieselten Wand	m
h	Höhe	m
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$kW/(m^2 \cdot K)$
L	Länge	m
\dot{M}	Massenstrom	kg/s
M	Molarmasse	g/mol
m	Exponent des Druckes in Siedekorrelationen	
n	Exponent der Wärmestromdichte in Siedekorrelationen	
nR	Anzahl der Rohre eines Rohrbündels	
p	Druck	$mbar$
$p^* = \frac{p}{p_{krit}}$	reduzierter Druck	
p_{krit}	kritischer Druck	$mbar$
\dot{Q}	Leistung, Wärmestrom	kW
\dot{q}	Wärmestromdichte, Flächenbelastung	kW/m^2
\dot{q}_{krit}	kritische Wärmestromdichte	kW/m^2

Nomenklatur

r	Blasenradius	m
R_a	Rauhigkeit	μm
$R_p = \frac{R_a}{0,4}$	Glättungstiefe	μm
R_W	Wärmewiderstand der Rohrwand	K/kW
r_{krit}	kritischer Blasenradius	m
S	Wandstärke	m
T	Temperatur, interne Prozesstemperatur	$^{\circ}\text{C}$
t	Temperatur des externen Wärmeträgers	$^{\circ}\text{C}$
t_b	Blasenwachstumszeit	s
t_h	horizontale Rohrteilung	m
t_v	vertikale Rohrteilung	m
t_w	Wartezeit	s
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
w	Geschwindigkeit	m/s
x	Lösungskonzentration	Gew.-% LiBr

Dimensionslose Kennzahlen

Gr	Grashof-Zahl	$\text{Gr} = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T_{sat}$
Ja	Jakob-Zahl	$\text{Ja} = \frac{\rho' \cdot c_p' \cdot \Delta T_{sat}}{\rho'' \cdot \Delta h_v}$
Ja*	modifizierte Jakob-Zahl	$\text{Ja}^* = \frac{\rho' \cdot c_p' \cdot T_{sat}}{\rho'' \cdot \Delta h_v}$
Nu	Nusselt-Zahl	$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$
Pr	Prandtl-Zahl	$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$
Re	Reynolds-Zahl	$\text{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d_{hyd}}{\mu}$

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
β	Wärmeausdehnungskoeffizient	K^{-1}
Δh_v	spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
ΔT_{log}	logarithmische Temperaturdifferenz	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_{sat}	Wandübertemperatur	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
δ	Filmdicke	m
Γ	Berieselungsstärke pro Rohrlänge	$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
φ	Flächenvergrößerungsfaktor	

η	gesamte Flächeneffizienz	
η_R	Rippenwirkungsgrad	
Λ	charakteristische Länge (Fallfilmverdampfung)	m
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m · K)
μ	dynamische Viskosität	kg/(m · s)
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ϑ	Randwinkel	°
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Oberflächenspannung	N/m

Indizes

0	Normierungsbedingung des Blasensiedens
0, 1, 2	Druck- bzw. Temperaturniveau des Absorptionkälteprozesses
'	flüssige Phase
"	dampfförmige Phase
~	Mittelwert der lokale Zustände im Rohrbündel
<i>a</i>	Außenseite
<i>atm</i>	Atmosphärendruck
<i>aus</i>	Austritt
<i>berippt</i>	des Rippenrohrs
<i>BS</i>	Blasensieden
<i>D</i>	Dampf
<i>eB</i>	Blasensieden am Einzelrohr
<i>ein</i>	Eintritt
<i>eK</i>	einphasige Konvektion am Einzelrohr
<i>ext</i>	extern
<i>Film</i>	Rieselfilm
<i>FV</i>	Fallfilmverdampfung
<i>F</i>	Flüssigkeit
<i>glatt</i>	des Glattrohrs
<i>Glattrohr</i>	Oberfläche eines Glattrohrs
<i>Grund</i>	glatte Oberfläche eines Rippenrohrs
<i>H_w</i>	Heißwasser
<i>i</i>	Innenseite

Nomenklatur

$[i]$	Laufindiz entlang der Rohrlänge
$[j]$	Laufindiz für die Rohrlage eines Rohrbündels
k	Versuch k innerhalb einer Versuchsreihe
$krit$	kritisch
L	interne Sorptionslösung
MAX	maximal
MIN	minimal
R	Rippen
$Rippen$	Rippenoberfläche eines Rippenrohrs
$Rohr$	bezogen auf die Kernrohroberfläche
sat	Sättigungszustand
u	untere Rohrreihe eines Rohrbündels
W	Wand
WL	Wärmeleitung

Abkürzungen

[4RR-2Hw]	4 überflutete Rohrlagen mit 2 beheizten Rohrlagen
[4RR-4Hw]	4 überflutete Rohrlagen mit 4 beheizten Rohrlagen
[2RR-4Hw]	2 überflutete Rohrlagen mit 4 beheizten Rohrlagen
A	Absorber
COP	Leistungszahl, engl. Coefficient Of Performance
eff	effektiv
hyd	hydraulisch
lam	laminar
turb	turbulent
FEM	Finite Elemente Methode
G	Generator, Austreiber
H ₂ O	Wasser
K	Kondensator
KMP	Kältemittelpumpe
LiBr	wässrige Lithiumbromidlösung
LP	Lösungspumpe
LWT	Lösungswärmetauscher
ONB, onb	Beginn des Blasensiedens, engl. Onset of Nucleate Boiling
V	Verdampfer

Kapitel 1

Einleitung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit besteht in der theoretischen und experimentellen Untersuchung der Wärmeübertragungsphänomene beim Behältersieden von wässriger Lithiumbromidlösung an horizontalen Rohrbündelwärmetauschern. Die am Bayerischen Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern) durchgeführte Untersuchung solcher Wärmetauscher als überfluteter Austreiber einer Absorptionskälteanlage soll der Weiterentwicklung von kompakten Anlagen für den Einsatz in der Gebäudeklimatisierung dienen.

1.1 Problemstellung

Im letzten Jahrzehnt ist der Klimatisierungsbedarf in Gebäuden stetig gestiegen. In Wohngebieten liegt dies hauptsächlich an der besseren Wärmedämmung, im Büro- und Gewerbegebäude sorgen architektonische Trends wie Vollverglasung und die vermehrte Techniknutzung durch PC's, Server und Drucker für hohe äußere und innere Lasten im Sommer. In Deutschland werden nach einer Studie des DKV¹ [DKV, 2002] gegenwärtig ca. 22% des Gesamtenergiebedarfs der technischen Kälteerzeugung von rund 77 000 gigaWh/a (davon ca. 66 000 GWh/a Strom und ca. 11 000 GWh/a nichtelektrischer Energie) zur Klimatisierung von Gebäuden – in erster Linie von Bürogebäuden – eingesetzt. Dies entspricht 3% des gesamten Stromverbrauchs und 1,3% des gesamten Primärenergieverbrauchs in Deutschland. Mit rund 170 Mio. m² gekühlter Gebäudefläche im Jahr 2003 [EECCAC, 2003] ist die Klimatisierung in Deutschland im Vergleich zu anderen europäischen Ländern mit gemäßigtem Klima (Frankreich, Großbritannien) oder zu anderen Weltregionen, wie Südostasien, die USA oder Japan, die jeweils 50%, 20% bzw. 12,5% Marktanteil haben, noch sehr unterentwickelt ([Clausen, 2007], [JRACIA, 2005]). Dies gilt insbesondere für den Wohnbereich. Zum Beispiel liegt momentan der Ausstattungsgrad von Klimageräten in deutschen Privathaushalten bei ca. 1,4% [Schlomann u. a., 2004], was angesichts der großen Wirtschaftskraft Deutschlands erstaunlich gering ist [Rolles, 2004]. Für die Zukunft ist daher insbesondere in Deutschland mit einem stark wachsenden Bedarf zu rechnen. Aufgrund absehbarer klimatischer Veränderungen sowie der allgemein steigenden

¹ Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V

Komfortansprüche wird der Raumklimatisierungsbedarf in Deutschland mit etwa 10 bis 15 % pro Jahr weiter zunehmen [ASUE, 2000]. Dies stellt gegenüber dem erwarteten Wachstum des Markts für Raumklimasysteme von jährlich ca. 4 % weltweit [Der Klimamacher, 2004] bzw. ca. 7 % für Europa [EERAC, 1999] eine noch dynamischere Entwicklung dar. Damit ist auch ein starker Anstieg des Energiebedarfs in Deutschland zum Betrieb von Klimageräten zu erwarten.

Im gewerblichen Bereich werden in Gebäuden konventioneller Bautechnik überwiegend herkömmliche, meist elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschinen in Verbindung mit entsprechender raumlufttechnischer Anlage zur Raumklimatisierung eingesetzt. Neben dem nachteiligen Einfluss der verwendeten Sicherheitskältemittel (FCKW) bzw. Ersatzkältemittel (FKW) der Kompressionskältemaschinen auf das Erdklima (Zerstörung der Ozonschicht, Treibhauspotenzial) weisen diese Anlagen einen hohen Stromverbrauch auf. Der stark wachsende Klimatisierungsmarkt wird aufgrund der dominierenden elektrischen Anlagentechnik zu steigendem Stromverbrauch insbesondere im Sommer führen. In Zeiten ständig steigender Energiekosten wächst daher das Interesse an thermisch getriebenen Kälteprozessen, die Niedertemperaturwärme ($< 90^\circ\text{C}$), wie z.B. Fernwärme oder Abwärme, als Antriebswärme für die Klimatisierung nutzen. Hier stellen auch insbesondere solarthermische Kälteanlagen, d.h. Anlagen, die in Verbindung mit Solarkollektoren mittels Solarwärme angetrieben werden, eine attraktive Alternative zur konventionellen Kälteerzeugung dar.

1.2 Thermisch angetriebene Kälteanlagen

1.2.1 Ökologisches Potenzial am Beispiel solar thermischer Kälteanlagen

Die solare Kühlung ist besonders von Interesse angesichts der zeitlichen Überlappung von solarem Einstrahlungsangebot und Klimatisierungsbedarf, welche sowohl saisonal als auch im Tagesverlauf nahezu in Übereinstimmung steigen und fallen (siehe z.B. [Marko u. Braun, 1997]). Dadurch kann bei der solaren Kühlung, anders als bei der solaren Heizung, weitgehend auf die aufwendige Speicherung solar erzeugter Wärme verzichtet werden.

In mehrfacher Hinsicht bringt die solare Kühlung ökologische Vorteile mit sich. Orientiert man sich an den Prognosen der EECCAC², so ist in Deutschland für das Jahr 2020 mit einer klimatisierten Fläche von $3,8\text{ m}^2/\text{Einwohner}$ zu rechnen und somit von einem Energieverbrauch von über 7 400 GWh für stationäre Klimageräte mit Kälteleistung $> 12\text{ kW}$ auszugehen [EECCAC, 2003]. Dies würde zu einer Erhöhung des Stromverbrauchs bis 2020 von rund 15 % führen. Damit stiegen auch die Emissionen zur Bereitstellung des Stroms in Großkraftwerken, die fossile Energieträger als Brennstoff verwenden, auf fast 2,6 Mio. Tonnen Kohlendioxid. Inwieweit die

² Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners

solare Kälteerzeugung dazu beitragen kann, diesen beträchtlichen Strombedarf für die Klimatisierung von Gebäuden zu senken und somit den CO₂-Ausstoß zu reduzieren, hängt von der weiteren Entwicklung des Solarmarkts ab. Da dabei neben dem technologischen Fortschritt und einem zunehmenden Umweltbewusstsein auch öffentliche Fördermaßnahmen oder politische Vorgaben (siehe z.B. Art.9 der EU-Richtlinie [EPuR, 2002] zur regelmäßigen Inspektion von Klimaanlageanlagen in Gebäuden) eine entscheidende Rolle spielen, ist diese Entwicklung relativ schwer abschätzbar. Wenn aber die ESTTP³ [ESTTP, 2006] mit der Vision richtig liegt, bis 2030 immerhin 50 % des Bedarfs an Niedertemperatur-Heizung und -Kühlung solar bereitzustellen, dann müsste für 2020 ein Etappenziel von minimal 5 % bis mindestens 20 % erreicht werden. Auf dieser Basis würde die solare Klimatisierung rund 6 % bis 24 % des für 2020 geschätzten Klimatisierungsvolumens ausmachen [Henzelmann u. a., 2007].

Selbst wenn die Umweltrelevanz solarer Kühlung damit direkt deutlich wird, müssen noch die Randbedingungen stimmen, um die Aussicht einer erheblichen Primärenergieeinsparung zu erfüllen. Energetische Vorteile für die thermische Kälteerzeugung bestehen überall dort, wo sie als Erweiterung bestehender solarthermischer Systeme installiert werden kann, welche hauptsächlich der Brauchwassererwärmung dienen aber auch zunehmend zur Heizungsunterstützung herangezogen werden. Man spricht dabei von solar unterstützter Klimatisierung, deren Ziel die Steigerung des Energieertrags thermischer Solaranlagen durch eine ganzjährige Nutzung und somit die Erhöhung der Primärenergieeinsparung ist. Ein günstiger Primärenergieverbrauch ergibt sich auch, wenn zur Deckung der Spitzenlast eine zweite Wärmequelle mit ausreichender Kapazität zum Antrieb der Kälteanlage zur Verfügung steht (z.B. Abwärme, Fernwärme, Nahwärme aus Biomasse-Anlagen, etc.) bzw. wenn die solarthermische Kälteanlage in Kombination mit konventionellen Kühlsystemen betrieben wird (bivalenter Betrieb). Wenn dies nicht der Fall ist, kann nur bei ausreichend hohen solaren Deckungsraten ein ökologischer Vorteil gegenüber klassischen Systemen mit Kompressionstechnik erreicht werden. Primärenergetische Analysen zeigen, dass bei Verwendung einer einstufigen Absorptionskälteanlage ein solarer Deckungsgrad in Höhe von etwa 50 % erforderlich ist, um eine Energieersparnis gegenüber einer konventionellen Kälteerzeugung mit modernen Kompressionskältemaschinen zu erzielen ([Henning, 2005], [Plura u. Schweigler, 2006]). Angaben zu realen solaren Deckungsbeiträgen sind leider noch rar, für einige Projekte in Deutschland liegen dennoch Informationen über den Jahresverlauf vor, die solare Deckungsbeiträge von rund 60 % dokumentieren (z.B. [BINE-Informationssdienst, 2004], [Hindenburg, 2006]). Unabhängig vom realisierten Solarertrag wird das Primärenergiesparpotenzial generell auf 40 bis 60 % für gut ausgelegte Kaltwassersysteme und auf 20 bis 50 % für die offenen Systeme der Klimatisierung mittels Sorptionstechnik geschätzt⁴ [Henning, 2007].

³ European Solar Thermal Technology Platform

⁴ Die verschiedenen Systeme werden in Kürze vorgestellt.

Zusammen mit der Primärenergieeinsparung kann mit der solaren Klimatisierung eine Entlastung der elektrischen Energieversorgung erzielt werden, die insbesondere während der Sommermonate in Folge des ständig steigenden Kühlbedarfs extreme Spitzenlasten zu befriedigen hat. In [EERAC, 1999] wird für die Länder der Europäischen Union bis 2020 gegenüber 1996 mit einer Vervierfachung der Spitzenstromlast im Sommer auf über 40 GW zum Betrieb der Kälteerzeugung gerechnet. In Deutschland wird durch den zunehmenden Einsatz von Klimaanlage eine 10-fache Zunahme des Leistungsbedarfs von 0,24 auf 2,5 GW für denselben Zeitraum erwartet. Die solare Klimatisierung könnte dazu beitragen, den erforderlichen Ausbau der Kapazität des öffentlichen Stromnetzes zu dämpfen.

1.2.2 Verwendete Sorptionsverfahren

Sorptionskälteanlagen werden mit Wärmeenergie angetrieben und leisten eine Wärmetransformation, d.h. eine Verschiebung von Wärme zwischen unterschiedlichen Temperaturniveaus. Zur Klassifizierung der verschiedenen Verfahren wird im Wesentlichen nach der Art des Kälteerzeugungsprozesses zwischen geschlossenen und offenen Systemen und nach der Art der dabei verwendeten Sorptionstechnik zwischen Ab- und Adsorptionsverfahren unterschieden.

Unter Sorption versteht man die reversible Aufnahme eines Kältemittels (Sorbat) in einem zweiten Stoff (Sorbens) wobei Wärme freigesetzt wird. Im Falle der Feststoffsorption, Adsorption genannt, handelt es sich hierbei um die Anlagerung des Kältemittels an der Oberfläche einer hochporösen Substanz. Bei der Flüssigsorption, Absorption genannt, wird dagegen das Kältemittel in einem flüssigen Lösungsmittel eingelagert. Grundlage für die Funktion des Sorptionskälteprozesses ist die Dampfdruckerniedrigung des Kältemittels bei Phasenkontakt mit dem Sorptionsmittel. Diese Verschiebung der Dampfdruckkurve des im Gemisch an- bzw. eingelagerten Kältemittels gegenüber derjenigen des reinen Kältemittels wird ausgenutzt, um das Kältemittel beim jeweiligen Sorptionsverfahren zu komprimieren. Durch diese thermische Verdichtung entfällt die bei den konventionellen Kompressionskältemaschinen benötigte mechanische Energie als treibende Kraft für den Kälteprozess. Stattdessen dient Wärme, die beispielsweise mittels Solarkollektoren bereitgestellt wird, dem Antrieb des Systems. Mit dieser Wärmezufuhr wird der verwendete Arbeitsstoff durch Desorption des Kältemittels aus dem Sorptionsmittel regeneriert.

Die Sorption an festen wie auch an flüssigen Sorptionsmitteln kann sowohl in geschlossenen als auch in offenen Kälteprozessen erfolgen. Geschlossene Kältemaschinen (Absorption- sowie Adsorptionskältemaschinen) werden in der Regel zur Kaltwasserbereitstellung eingesetzt. Sie erzeugen ähnlich wie bei herkömmlichen Kompressionskälteanlagen – d.h. durch Verdampfung des Kältemittels – Kaltwasser, mit dem die Raumluft gekühlt wird oder Sekundärkühlsysteme wie Kühldecken durchströmt werden. Neben der Temperatur der gekühlten Luft stellt aber auch die Feuchte der Raumluft einen wichtigen Parameter zur Aufrechterhaltung eines

behaglichen Raumklimas dar. Darauf basieren die offenen Systeme, so genannte sorptionsgestützte Klimatisierungssysteme (SGK, engl. DEC für Desiccant and Evaporative Cooling), die zur direkten Luftkonditionierung eingesetzt werden. In einer offenen Prozessführung wird hier die Außenluft eines raumlufttechnischen Gerätes direkt als Kälteträger verwendet, d.h. ohne Zwischenschaltung eines externen Kältekreislaufes (Kaltwasserkreis), wie dies bei den geschlossenen Systemen der Fall ist. Die Kälteerzeugung bei offenen Anlagen erfolgt in zwei aufeinander folgenden Prozessschritten. Zuerst wird die Raumzuluft durch Ab- bzw. Adsorption entfeuchtet und anschließend wird durch Verdunstungskühlung der Luft sensible Wärme entzogen.

Geschlossene Absorptionskältemaschinen, die Wasser als Kältemittel in Verbindung mit wässriger Lithiumbromidlösung als flüssiges Sorptionsmittel verwenden, sind Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

1.2.3 Aktuelle Entwicklung der Absorptionskältetechnik

Absorptionskälteanlagen stellen die am weitesten verbreiteten thermisch angetriebenen Kälteanlagen dar. In den meisten Fällen kommen einstufige Absorptionskältemaschinen mit Kälteleistungen um 200-1000 kW zum Einsatz [BINE-Informationdienst, 2004]. Diese verwenden als Stoffpaar vorwiegend Ammoniak/Wasser oder Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung. Sie finden ihre Hauptanwendung zur Abwärmenutzung, d.h. sie werden über einen Heißwasserkreislauf mit Abwärme von Blockheizkraftwerken oder Fernwärme angetrieben, oder unter Einsatz von fossilen Brennstoffen wie Gas oder Öl direktbefeuert. Für diesen Leistungsbereich von einigen hundert kW sind derartige Absorptionskaltwassersätze technisch ausgereift und seit Jahrzehnten kommerziell erhältlich⁵.

Im Hinblick auf Anwendungen zur solaren Klimatisierung oder zur Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung zielen aktuelle Entwicklungen in erster Linie auf Kleinanlagen mit Leistungen von bis zu 20 kW. Im Gegensatz zu den großen Anlagen, die in Hotels, Büro- und Geschäftsbauten eingesetzt werden, gab es für kleine Anwendungen im Wohnbereich, insbesondere bei Ein- und Mehrfamilienhäusern, lange Jahre kaum marktverfügbare Anlagen. Hier hat sich die Situation in den vergangenen Jahren geändert und es wurden große Fortschritte gemacht. Derzeit werden an verschiedenen Stellen entsprechende kompakte Kälteanlagen entwickelt, die für Antriebstemperaturen unter 90 °C ausgelegt sind.

Obwohl Adsorptionskältemaschinen in der Regel geringere Antriebstemperaturen benötigen, sind Absorptionskältemaschinen bei den kompakten Ausführungen am weitesten verbreitet, da sie höhere Kältezahlen erreichen. Außerdem weisen diese aufgrund der höheren Wärmedurchgangswerte bei der flüssigen Ab- und Desorption im Vergleich zur festen Ad- und Desorption

⁵ Die meisten Hersteller befinden sich in den USA und in Asien (Japan, Korea, China, Indien) [ASUE, 2000].

deutlich niedrigere Abmessungen und somit Gewicht auf. Daraus ergeben sich geringere Investitionskosten, was einen erheblichen Vorteil im Hinblick auf die angestrebte Serienproduktion darstellt.

Zum heutigen Zeitpunkt sind vier verschiedene Typen von kleinen Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschinen mit Kälteleistungen bis zu 50 kW erhältlich. Die erste Anlage im diesem Leistungsbereich lieferte die Firma *Yazaki*, die schon in den siebziger Jahren bis Anfang der neunziger Jahre im Kontext eines japanischen Förderprogramms Kleinanlagen in einem Leistungsbereich von 5 bis 10 kW für das solare Kühlen produzierte [Kimura, 2004]. Aufgrund fehlender Nachfrage wurde die Fertigung allerdings für ca. zehn Jahre eingestellt, obwohl die damals vornehmlich zur solaren Klimatisierung eingesetzten Anlagen einen zuverlässigen und unproblematischen Betrieb aufwiesen ([Sheridan, 1970], [Li u. Sumathy, 2001], [Sumathy u. a., 2002]). Für eine höhere Kälteleistung von 35 kW bietet die Firma *Yazaki* heutzutage immer noch die seriengefertigte Absorptionskältemaschine *WFC-10* an, die hauptsächlich in Frankreich und Spanien ([Izquierdo u. Tinaut, 1985], [Holter, 2005], [Le Denn u. a., 2005], [Salgado Mangual u. a., 2006], [ADEME, 2007]) aber auch in Deutschland ([Albers, 2003]) im Rahmen von Forschungsprojekten zum Einsatz kommt. Mit dieser Anlage konnten mit Abstand die bisher umfangreichsten Betriebserfahrungen zur solaren Kühlung gesammelt werden. Nachdem über einen längeren Zeitraum keine Anlagen im Leistungsbereich um 10 kW verfügbar waren, treten seit 2000 zwei Anbieter im deutschsprachigen Raum mit Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschinen von 10 bzw. 15 kW auf. Die Firma *Energieanlagenbau GmbH Westenfeld (EAW)* in Thüringen bietet die Anlage *WEGRACAL SE 15* mit 15 kW Kälteleistung an. Diese Anlage wurde im Rahmen einer Kooperation mit dem Institut für Luft- und Kältetechnik GmbH in Dresden entwickelt und wird seit 2003 in Serie gefertigt und vertrieben [Safarik, 2006]. In enger Konkurrenz mit dieser Anlage steht mit einer Kälteleistung von 10 kW die „*Phönix*“-Anlage, die vom ZAE Bayern in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität Berlin im Auftrag der *Phönix SonnenWärme AG* entwickelt wird. Seit 2003 wurden einige Prototypen im Rahmen von Feldtests an verschiedenen europäischen Standorten erfolgreich zur Bürokühlung eingesetzt ([Schweigler u. a., 2002], [Kühn u. a., 2005], [Petersen, 2006]). Die Markteinführung dieser Absorptionskälteanlage steht kurz bevor. Für einen noch kleineren Leistungsbereich wird seit einigen Jahren in Spanien eine weitere Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschine entwickelt und in Feldtests analysiert ([Gorritxategi u. a., 2005], [Egilegor u. a., 2006]). Diese Anlage wurde im Jahr 2000 von der Firma *Rotartica* in Zusammenarbeit mit dem spanischen Forschungszentrum Ikerlan unter dem Produktionsnamen *Solar 45V* mit 4,5 kW Kälteleistung auf den Markt gebracht. Das ist bisher die einzige kommerziell erhältliche Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlage, die diesen Leistungsbereich mit zufriedenstellenden Leistungszahlen vertritt.

Die genannten Absorptionskälteanlagen befinden sich meistens noch in der Entwicklungs- bzw. der Pilot- und Demonstrationsphase. Derzeit wird noch an der Steigerung der Leistungsfähigkeit, dabei insbesondere der Verbesserung des Teillastverhaltens der Kleinanlagen, gearbeitet.

Diese müssen ein hohes Verhältnis von erzeugter Kälteleistung zur eingesetzten Antriebswärme bei gleichzeitig geringen und zeitlich variablen Antriebstemperaturen aufweisen. Hinsichtlich der Weiterentwicklung solcher Kältemaschinen gelten als technologische Herausforderungen vor allem die Reduzierung der Baugröße und des Gewichts der Maschinen. Der Schwerpunkt der künftigen Forschungs- und Entwicklungsarbeit wird dadurch im Bereich der Komponentenentwicklung liegen. Nicht zuletzt müssen die kompakten Kältemaschinen neben der hohen technischen Zuverlässigkeit eine bessere Wirtschaftlichkeit unter Beweis stellen, um die Serienreife und eine erfolgreiche Markteinführung zu erreichen. Wirtschaftlichkeitsstudien ([[Henning, 2004](#)], [[Eicker, 2006](#)]) haben ergeben, dass die Planungs- und Investitionskosten für mittelgroße bis große solare Kühlanlagen um den Faktor 2 bis 2,5 höher liegen als für konventionelle Kühlanlagen. Unter Berücksichtigung der Einsparung von Energiekosten durch geringeren Stromverbrauch blieben immer noch Mehrkosten zwischen 5 und 20 % bestehen. Es wird daher geschätzt, dass die Investitionskosten noch um etwa 40 % sinken müssen, um bei der heutigen Energiesituation eine Amortisation zu erreichen [[IKZ-Fachplaner, 2006](#)]. Bei kleinen Anlagen fallen Mehrkosten noch deutlicher ins Gewicht. Nach einer Befragung rechnen die verschiedenen Unternehmen damit, dass der Gesamtpreis für kleine Anlagen sogar auf ein Drittel des heutigen Preises reduziert werden muss, damit die Anlagen zu einem konkurrenzfähigen Preis angeboten werden können, der höchstens 10 bis 15 % über dem Preis für konventionelle Kühlsysteme liegt [[Henzelmann u. a., 2007](#)].

Damit wird ersichtlich, dass die in jüngster Zeit angestrebte Anwendung von Absorptionskälteanlagen mit Leistungen bis etwa 20 kW in erster Linie wegen wirtschaftlicher Schwierigkeiten scheitert. Eine kostengünstige Herstellung von Absorptionskälteanlagen in diesem Leistungsbereich in großen Stückzahlen erfordert vor allem neue Konzepte für die Hauptkomponentenwärmetauscher der Anlage, die den Großteil der Investitionskosten ausmachen. Dies liefert die Motivation für die am ZAE Bayern in den letzten Jahren begonnene Entwicklungsarbeit, deren Zielsetzung die Dimensionierung und die Untersuchung kompakter Wärmetauschermodule für den Einsatz in Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung mit dem Stoffsystem Wasser/LiBr ist. Ausschlaggebend ist das Potenzial der neuartigen Wärmetauschermodule zur Verringerung des erforderlichen Anlagenvolumens und -gewichts.

1.3 Aufgabenstellung und Methodik

1.3.1 Entwicklung von kompakten Absorber- und Austreiberkomponenten

Die vorliegende Arbeit entstand am ZAE Bayern im Rahmen eines Forschungsprojektes „Entwicklung von kompakten Wärmetauschereinheiten für Absorptionskälteanlagen und -wärmepumpen kleiner Leistung“⁶. Im Laufe dieses Projektes wurden für zwei der vier Hauptkomponenten einer Absorptionskältemaschine, nämlich für den Absorber und den Austreiber, neue Lösungsansätze für kompakte Wärmetauscher entwickelt. Dabei wurde in enger Zusammenarbeit mit geeigneten Herstellerfirmen eine Serie von Versuchswärmetauschern angefertigt und deren Leistungsfähigkeit mit Hilfe eines eigens dafür konzipierten Versuchsstandes – einer einstufigen 10 kW-Absorptionskältemaschine – experimentell untersucht.

Als neuartige Absorberwärmetauscher wurden abweichend von den herkömmlichen horizontalen Rohrbündeln kompakte Wärmetauschermodule als Rieselfilmapparate erprobt: vier Exemplare speziell ausgelegter Lamellenwärmetauscher sowie ein modifizierter Plattenwärmetauscher. Der Einsatz solcher Wärmetauschergeometrien bietet durch die Vergrößerung der arbeitsmittelseitigen Wärmetauscherfläche die Option einer deutlichen Steigerung des Leistungsumsatzes bei gleichem Bauvolumen.

Beim Austreiber wurden abweichend von der für Niedertemperaturanwendungen üblichen Ausführung als Rieselfilmapparat überflutete Austreiberwärmetauscher zur Reduzierung des Wärmetauschervolumens erprobt.

Diese Arbeit bezieht sich ausschließlich auf den Austreiber⁷. Das Ziel dabei besteht darin, das Potenzial des Konzepts eines überfluteten Austreibers für die Anwendung in kompakten Absorptionskältemaschinen theoretisch zu diskutieren und experimentell zu untersuchen. Dabei stehen die nachfolgend aufgeführten Schwerpunkte im Mittelpunkt.

1.3.2 Vorgehensweise

Einsatz eines überfluteten Austreibers zum Behältersieden

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten überfluteten Austreiber, auch Pool-Austreiber genannt, wurde die Wärmetauscherbauart der konventionellen horizontalen Rohrbündelwärmetauscher, die typischerweise als Rieselfilmapparate eingesetzt werden, beibehalten. Eine Stei-

⁶ Das Forschungsprojekt „Entwicklung von kompakten Wärmetauschereinheiten für Absorptionskälteanlagen und -wärmepumpen kleiner Leistung“ wurde mit Fördermitteln der Bayerischen Forschungstiftung (Förderkennzeichen: AZ 622/04) sowie durch Projektbeiträge der folgenden Wärmetauscherhersteller unterstützt: Hans Güntner GmbH (Fürstenfeldbruck), GEA-WTT GmbH (Nobitz-Wilchwitz) und Wieland-Werke AG (Ulm). Das Projekt endete am 30.11.2006 nach einer Laufzeit von 2 Jahren und 2 Monaten.

⁷ Das Konzept, die thermo-hydraulische Auslegung sowie die Ergebnisse der im Laufe des Forschungsprojekts durchgeführten Untersuchung des Absorbers sind in [Estiot u. a., 2006a, b, 2005, 2007] zusammengefasst.

gerung der Leistungsdichte im Vergleich zum Rieselfilm-Austreiber ist demzufolge nicht durch die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsfläche sondern durch die Veränderung der physikalischen Wärmeübertragungsmechanismen zu erwarten. Bei der konventionellen Ausführung eines berieselten Austreibers erfolgt die Wärmeübertragung hauptsächlich durch Wärmeleitung durch den laminaren Flüssigkeitsfilm, eventuell verstärkt durch Konvektion. Dagegen kommt es beim Sieden mit gefluteter Wärmetauscherfläche, auch Behältersieden genannt, zur Blasenbildung, falls genügend hohe treibende Temperaturdifferenzen für eine ausreichende Überhitzung der Lösung zur Verfügung stehen. Unter diesen Bedingungen steigt der Wärmeübergangskoeffizient mit der Wärmestromdichte stark an. Die Dampfblasen, die bevorzugt an so genannten Keimstellen auf der Oberfläche der Wärmetauscherrohre entstehen, rufen beim Aufsteigen eine turbulente Strömung im Siedebehälter hervor. Beim Behältersieden sind aufgrund der Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte und der Zweiphasenströmung im Flüssigkeitsbehälter deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als beim Austreiben an der Rieselfilmoberfläche zu erwarten. Mit der durchgeführten experimentellen Untersuchung des Behältersiedens sollten die Einsatzmöglichkeiten überfluteter Austreiber festgestellt werden.

Verwendung von Rippenrohren

Entscheidend für die Wärmeübertragung beim Behältersieden ist die Struktur der verwendeten Wärmeübertragungsoberfläche. Bekannt ist dabei der Vorteil von Rippenrohren gegenüber Glattrohren. Rippenrohre weisen eine vergleichsweise höhere Keimstellendichte der Oberfläche auf und lassen beim überfluteten Sieden durch eine verstärkte Blasenbildung höhere lokale Wärmeübergangskoeffizienten erwarten. Aus diesem Grund trägt bei der Verwendung von Rippenrohren nicht nur der Effekt einer gegenüber Glattrohren vergrößerten Wärmeübertragungsfläche zur Verbesserung der Wärmeübertragung bei sondern auch die lokale Intensivierung der Wärmeübertragung selbst. Dies kann entweder zur Reduzierung der Wärmetauschergröße oder zur Verringerung der erforderlichen Antriebstemperatur des Absorptionskreislaufs genutzt werden. In diesem Zusammenhang wurden bei der vorliegenden Untersuchung des Austreibers je ein Rohrbündel mit glatter (Glattrohrbündel) und ein Rohrbündel mit berippter Oberfläche (Rippenrohrbündel) verwendet, um die Auswirkung von Rippen auf den Leistungsumsatz des überfluteten Apparates experimentell zu ermitteln.

Einfluss der Flüssigkeitssäule und Bündeleffekt

Ein maßgebliches Kriterium für die Effizienz des Behältersiedens beim überfluteten Austreiber ist der Einfluss des hydrostatischen Drucks. Dieser ist durch die Höhe des über der Wärmetauscherfläche liegenden Flüssigkeitsspiegels gegeben. In Absorptionskälteanlagen mit der Arbeitsmittelmischung Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung werden Austreiben und Kondensieren im Hochdruckbehälter bei einem Absolutdruck von etwa 60 mbar betrieben. Bei diesen prozesstechnischen Rahmenbedingungen ist die hydrostatisch bedingte Druckerhöhung innerhalb der Flüssigkeit selbst bei einer relativ geringeren Flüssigkeitsüberdeckung der Wärmetauscherfläche

nicht zu vernachlässigen. Demzufolge tritt im Volumen des Siedebehälters eine Erhöhung der Sättigungstemperatur der siedenden Flüssigkeit auf. Somit stehen unterhalb des Flüssigkeitsspiegels geringere treibende Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung zur Verfügung als an der Flüssigkeitsoberfläche. Aufgrund der abnehmenden treibenden Temperaturdifferenz verschlechtert sich lokal der Wärmeübergang mit zunehmender Flüssigkeitsüberdeckung. Als gegenläufiger Effekt zur hydrostatischen Höhe kommt aber die Bündelverstärkung – so genannter Bündeleffekt – in Betracht. Je mehr Rohre untereinander angebracht werden desto größer wird die Wirkung der innerhalb des überfluteten Rohrbündels erzeugten Konvektionsströmung. Damit ist eine stärkere Durchmischung der Flüssigkeit im Behälter und schließlich eine Verbesserung der Wärmeübertragung zu erwarten. Der Einfluss der Flüssigkeitsüberdeckung auf die Wärmeübertragung wurde bei der Konzeption und bei der experimentellen Untersuchung des Austreiberwärmetauschers besonders berücksichtigt. Sowohl beim glatten als auch beim berippten Rohrbündel wurde der eingesetzte Wärmetauscher mit verschiedenen Füllhöhen des Pools betrieben, um den kombinierten Einfluss der hydrostatischen Höhe und des Bündeleffekts zu erfassen.

1.3.3 Inhalt der vorliegenden Arbeit

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit war die theoretische und experimentelle Untersuchung des Behältersiedens am Austreiber einer Absorptionskältemaschine. Es sollte überprüft werden, ob das überflutete Austreiberkonzept zur Steigerung der Kompaktheit von Absorptionskältemaschinen praxistauglich ist. Dies erforderte wiederum ein besseres Verständnis der grundlegenden Vorgänge der Wärme- und Stoffübertragung beim Behältersieden.

Die Arbeit ist folgendermaßen aufgebaut:

In **Kapitel 2** findet sich eine Übersicht über das Konzept des überfluteten Austreibers, dessen Eignung für Niedertemperaturanwendungen überprüft werden sollte. Nach einer kurzen Darstellung der grundlegenden Funktion einer Absorptionskältemaschine wird dabei der Stand der Technik typischer Austreiberkomponente in kommerziell erhältlichen Absorptionkälteanlagen kleiner Leistung vorgestellt. Daran anschließend werden anhand des einstufigen Absorptionskältekreislaufs die grundlegenden Unterschiede zwischen Rieselfilm- und überfluteten Austreibern aufgezeigt und die thermo-hydraulischen Rahmenbedingungen beim Einsatz eines überfluteten Austreibers diskutiert.

In **Kapitel 3** folgt eine Analyse der in der Literatur beschriebenen halb-empirischen Berechnungsmodelle, die der praktischen Auslegung von Wärmetauschern dienen. Die vorliegenden Auslegungsbedingungen des im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Austreibers unterscheiden sich jedoch stark von den typischen Einsatzbedingungen überfluteter Verdampfer in der Kälte- und Klimatechnik. Dadurch werden nur die Korrelationen der Literatur dargestellt, die für

den vorliegenden Anwendungsfall des Behältersiedens mit dem Stoffpaar $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ im subatmosphärischen Druckbereich relevant sind. Unter Anwendung dieser Korrelationen werden die zu erwartenden Wärmeübergangswerte in Abhängigkeit von der untersuchten Austreiberkonfiguration (glatte oder berippte Oberfläche, überflutete oder berieselte Wärmetauscherfläche) abgeschätzt.

Im **Kapitel 4** wird nach einer kurzen Beschreibung der für die vorliegende Untersuchung aufgebauten Versuchsanlage auf die Durchführung und die Auswertung der Siedeexperimente am Austreiberwärmetauscher eingegangen. Dabei werden die im Kapitel 3 gewonnenen Erkenntnisse über den Einfluss der Betriebsparameter beim Behältersieden verwendet. Aus den globalen Messungen am Austreiberwärmetauscher werden hiermit Werte der lokalen Wärmestromdichte sowie der dabei wirksamen treibenden Temperaturdifferenzen und Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe der vorgestellten empirischen Korrelationen ermittelt.

Das **Kapitel 5** befasst sich mit der Analyse der Messergebnisse der Untersuchungen am überfluteten Austreiberwärmetauscher sowie der Interpretation der dabei auftretenden Wärmeübertragungsphänomene und dynamischen Transportvorgänge. Für ein besseres Verständnis ist die Kenntnis der Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung beim Behältersieden erforderlich. Im Anhang A findet sich deshalb eine ausführliche Beschreibung des aktuellen Stands des Wissens über Behältersieden. Diese bildet die Grundlage für die Diskussion der Ergebnisse, welche anhand der auf lokaler Ebene erhaltenen Wärmeübergangswerte stattfindet. Darin wird zunächst das Siedeverhalten von Wasser und von wässriger Lithiumbromidlösung am Glattrohrwärmetauscher gegenübergestellt. Die experimentellen Daten dieser Arbeit werden dabei mit entsprechenden Daten der Literatur verglichen. Somit wird eine Beurteilung der eigenen Messungen sowie der bestehenden Berechnungsmethoden zur Auslegung von überfluteten Austreibern ermöglicht. Im weiteren Verlauf werden die Ergebnisse der verschiedenen untersuchten Austreiberkonfigurationen verglichen. Die Analyse konzentriert sich dabei auf zwei Punkte: Zum einen auf die Steigerung der Effizienz des Behältersiedens bei der Verwendung von einem Rippenrohrbündel anstatt eines Glattrohrbündels. Zum anderen auf die Auswirkung der hydrostatischen Höhe und des Bündeleffekts beim Behältersieden in Abhängigkeit von der vorhandenen Flüssigkeitsüberdeckung des Austreiberwärmetauschers. Abschließend werden die untersuchten Austreiberkonfigurationen auf der Basis integraler Wärmeübergangskoeffizienten und integraler treibender Temperaturdifferenzen im Hinblick auf eine Optimierung des Kälteanlagenbetriebs bewertet.

Kapitel 2

Anwendung des Behältersiedens in der Absorptionskältetechnik

In diesem Kapitel wird zunächst kurz auf das Funktionsprinzip und die Komponenten von einstufigen Absorptionskälteanlagen eingegangen. Wie eingangs erwähnt, werden die Hauptkomponentenwärmetauscher dieser Anlagen überwiegend als Rieselfilm-Apparate betrieben. Im Hinblick auf eine Reduzierung des Bauvolumens dieser Hauptkomponenten und somit der gesamten Kälteanlage kommt bei dem Austreiberwärmetauscher eine überflutete Ausführung in Frage. Im weiteren Verlauf des Kapitels wird ein Überblick über den Stand der Apparatechnik hinsichtlich der Wärmetauscherbauart und -ausführungen der Austreiberkomponente gegeben. Die Darstellung des Stands der Technik orientiert sich an den Absorptionskältemaschinen kleiner Leistung ($< 20 \text{ kW}$), die derzeit auf dem Markt verfügbar sind. Zuletzt werden anhand der durch die Anwendung in Absorptionskältemaschinen gegebenen Randbedingungen die Vor- und Nachteile der einen oder anderen Austreiberausführung diskutiert. Dabei werden die Kriterien dargestellt, die bei der Auswahl und Auslegung des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten überfluteten Austreibers zu berücksichtigen sind, um eine kompakte Bauform und gleichzeitig eine optimale Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Antriebswärme zu erreichen.

2.1 Grundlagen der Absorptionskältetechnik

2.1.1 Funktionsprinzip des einstufigen Absorptionskältekreislaufs

Grundprinzip des Absorptions- im Vergleich zum Kompressionskälteprozess

Das gegenwärtig dominierende Verfahren zur Kälteerzeugung ist der so genannte Kaltdampfprozess, der in Anlehnung an den reversiblen Carnot-Prozess im Zweiphasen-Gebiet stattfindet. Grundlage der Kälteerzeugung bildet die Verdampfung eines Stoffes unterhalb der angestrebten Nutzungstemperatur. Dies erfordert eine bestimmte Wärmemenge (Verdampfungsenthalpie), die dem zu kühlenden Medium entzogen wird.

Beim vorwiegend eingesetzten Kompressions-Kälteerdampfprozess wird das Kältemittel (auch als Arbeitsmittel bezeichnet) bei niedrigem Druck p_0 und niedriger Temperatur T_0 durch Wärmezufuhr verdampft und anschließend unter Wärmeabfuhr bei einem höheren Druck p_1 und entsprechend höherer Temperatur T_1 kondensiert. Voraussetzung dafür ist eine mechanische Kompression des Kältemittels vom Druck p_0 auf das höhere Druckniveau p_1 . Das kondensierte Kältemittel strömt schließlich wieder zurück zum Verdampfer. Dort beginnt der Kältekreislauf von neuem. Der Temperaturhub der Kältemaschine, d.h. der Abstand zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, wird durch die Dampfdruckkurve des Kältemittels bestimmt. Bei der Absorptionskältemaschine erfolgt wie bei der Kompressionskältemaschine die Kälteerzeugung durch Verdampfen eines flüssigen Kältemittels. Die dazu benötigte Verdampfungswärme wird im allgemeinen einem externen Kältekreislauf (Kaltwasserkreis) entzogen, der dadurch auf die für die Kühlzwecke benötigte Temperatur gebracht wird. Im Gegensatz zur Kompressionskältemaschine erfolgt bei der Absorptionskältemaschine der Druckhub zwischen Verdampfer und Kondensator nicht durch einen mechanischen Verdichter sondern durch eine „thermische Kompression“, die innerhalb eines zusätzlichen Lösungskreislaufs stattfindet. Dazu wird der aus dem Verdampfer austretende Kältemitteldampf in einem flüssigen Zweistoffgemisch aus Kälte- und Absorptionsmittel (auch Arbeitsmittellösung genannt, im Folgenden auch als Lösung bezeichnet) beim Druck p_0 und der Temperatur T_1 unter Wärmeabgabe aufgenommen und durch Wärmezufuhr beim Druck p_1 und der Temperatur T_2 wieder freigesetzt. Wie im Abschnitt 1.2 schon beschrieben, beruht die Funktion des thermischen Verdichters einer Absorptionskältemaschine auf der Dampfdruckerniedrigung bzw. Siedepunkterhöhung. Während der Dampfdruck eines Reinstoffes nur eine Funktion der Temperatur ist, kommt bei Gemischen die Konzentration des Lösungsmittels als zusätzlicher Parameter hinzu. Demzufolge besitzt die Lösung bei gleichem Kältemitteldampfdruck wie das reine Kältemittel eine höhere Siedetemperatur ($T_1 > T_0$ bei p_0 bzw. $T_2 > T_1$ bei p_1). Die Stoffeigenschaften des Kälte-/Absorptionsmittellösungsgemischs bestimmen somit den Temperaturhub der Absorptionskälteanlage.

In der Praxis haben sich für die Kälteerzeugung die Arbeitsstoffpaare Ammoniak/Wasser und Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung mit jeweils dem leicht siedenden Kältemittel Ammoniak bzw. Wasser durchgesetzt [ASHRAE, 2005]. Beide Arbeitsstoffpaare sind aus verschiedenen Gründen nur bedingt einsetzbar. Das Stoffgemisch Ammoniak/Wasser, ursprünglich in Absorptionskältemaschinen eingesetzt, wird aufgrund der Verwendung von Ammoniak als Kältemittel vor allem zur Kälteerzeugung bei tiefen Temperaturen bis zu etwa -60 °C genutzt. Durch die Verwendung von Wasser als Kältemittel beim Stoffgemisch Wasser/LiBr ist wegen des Gefrierpunktes des Wassers von 0 °C der Einsatz nur oberhalb dieser Temperatur möglich. Demzufolge wird dieses Stoffpaar bevorzugt zur Kälteerzeugung in der Klimatechnik verwendet. Die vorliegende Arbeit bezieht sich ausschließlich auf das Stoffsystem Wasser/LiBr. Die folgende Beschreibung der Komponenten einer Absorptionskälteanlage und deren Funktion innerhalb des Kältekreislaufs gilt demzufolge nur für Kälteanlagen, die dieses Stoffpaar verwenden.

Komponenten- und Funktionsbeschreibung

Wie bei den Kompressionskältemaschinen befinden sich im Kältekreislauf einer Absorptionskältemaschine die Hauptkomponenten Verdampfer (**V**) und Kondensator (**K**). Zur Realisierung des beschriebenen Prozesskreislaufs kommen noch die zwei zusätzlichen Hauptkomponenten Absorber (**A**) und Generator (**G**) – auch Austreiber genannt – zur Ab- und Desorption des Kältemittels im Lösungskreislauf dazu. Die vier Hauptkomponenten sind im Prozessschema in der Abbildung 2.1 eingezeichnet. Ihre Anordnung bezüglich der Temperatur- (Abszisse) bzw. Druckachse (Ordinate), gibt qualitativ die bei dem jeweiligen Prozessschritt herrschenden internen Prozessparameter wieder. Eine quantitative Darstellung des Absorptionskältekreislaufs im p,T -Diagramm folgt in 2.1.2. In Abbildung 2.1 sind außerdem die externen Wärmequellen bzw. -senken schematisch dargestellt. Die Wärmezufuhr am Verdampfer, die der Nutzkälte entspricht, die Wärmezufuhr am Generator, die der Antriebswärme entspricht, sowie die Wärmeabfuhr am Absorber und Kondensator, d.h. die Abwärme des Prozesses, erfolgen über drei Wasserkreisläufe: Kalt-, Heiß- und Kühlwasserkreis.

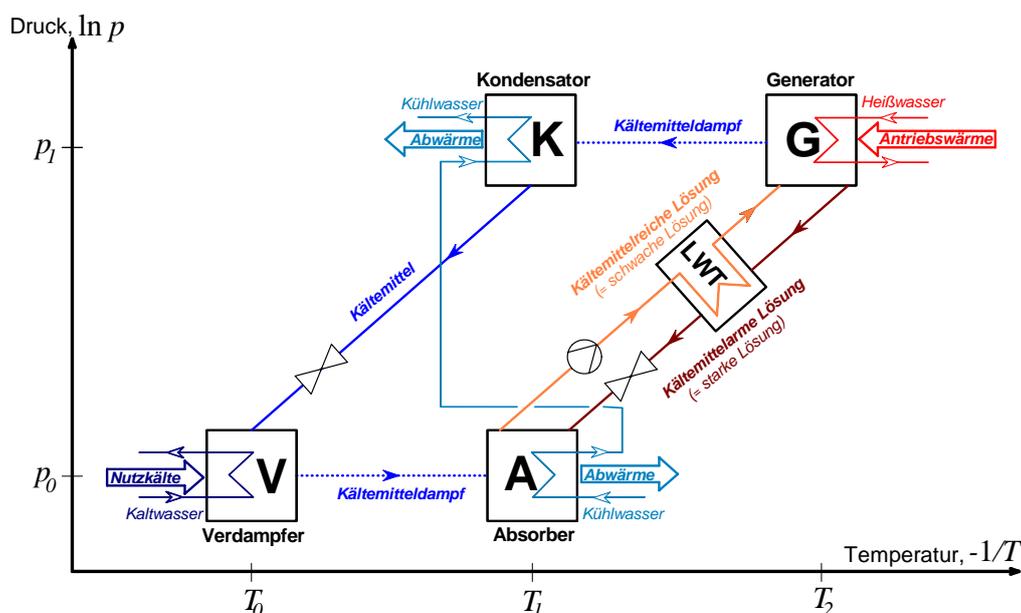


Abbildung 2.1: Prozessschema eines einstufigen Absorptionskältekreislaufs.

Der Lösungskreislauf des gesamten Prozesses funktioniert nach dem folgenden Prozessablauf: Im Idealfall finden Verdampfung des Kältemittels und Absorption des somit erzeugten Kältemitteldampfs von der Lösung bei gleichem Druck p_0 statt. Bei der Absorption wird die Absorptionswärme, die aus der Kondensationswärme des Wasserdampfs zuzüglich der Lösungswärme der Salzlösung besteht, freigesetzt und vom externen Kühlwasserkreis abtransportiert. Nach der Aufnahme vom Kältemitteldampf bei der im Absorber herrschenden Gleichgewichtstemperatur der Lösung (T_1), liegt diese bereits verdünnt vor, weswegen sie dann als „schwache Lösung“ bezeichnet wird. Aus dem Absorberaustritt wird die schwache Lösung mit Hilfe einer Lösungspumpe zum Generatoreintritt auf das höhere Druckniveau (p_1) gefördert. Dort wird das

Kältemittel Wasser wieder regeneriert, d.h. in einem Siedevorgang aus der kältemittelreichen Lösung bei der dort herrschenden Gleichgewichtstemperatur der Lösung (T_2) ausgetrieben. Die dafür benötigte Wärme, die aus Verdampfungswärme und Lösungswärme besteht, wird vom externen Heißwasserkreis zur Verfügung gestellt. Der im Generator ausgetriebene Kältemitteldampf, der im Vergleich zu seinem Sättigungszustand beim entsprechenden Druckniveau p_1 überhitzt ist, strömt zum Kondensator. Die im Generator zurückbleibende Lösung ist durch das Verdampfen eines Teil des Kältemittels bereits aufkonzentriert und wird deswegen „starke Lösung“ genannt. Diese fließt über ein Expansionsventil zurück zum Absorber, womit sich der Lösungskreislauf schließt. Durch diese Drosselung wird im Lösungskreislauf analog zum Kältemittelkreislauf der Druckunterschied zwischen Hoch- und Niederdruckteil aufrechterhalten. Im Lösungskreislauf befindet sich ein Gegenstromwärmetauscher, der der Wärmerückgewinnung zwischen dem kalten kältemittelreichen und dem warmen kältemittelarmen Lösungsstrom dient. Dieser so genannte Lösungswärmetauscher (**LWT**) ermöglicht durch Verminderung der Wärmeverluste eine Steigerung des energetischen Nutzen der Absorptionskältemaschine.

Das Verhältnis von Nutzkälte zu aufgewendeter Antriebswärme wird als Kältezahl oder COP (engl. coefficient of performance) definiert. Einstufige Absorptionskälteanlagen, die zur Raumklimatisierung eingesetzt werden, erreichen bei Verwendung der flüssigen Arbeitsmittelmischung Wasser/Lithiumbromid Kältezahlen um etwa 0,7.

2.1.2 Typische Auslegungsbedingungen

Um die thermischen Randbedingungen eines Absorptionskreisprozess im Hinblick auf eine bestimmte Anwendung zu betrachten, wird das gewählte Arbeitsstoffpaar im so genannten Lösungsfeld dargestellt. Dieses zeigt die Zustände des Kältemittels und der Arbeitsmittellösung, beschrieben durch Druck und Temperatur in Abhängigkeit von der Zusammensetzung des Gemisches. Als zweckmäßige Darstellung der Stoffeigenschaften des Stoffsystems hat sich die so genannte Raoult'sche Darstellung bewährt, auch als Van-t'Hoff-Diagramm bezeichnet. Diese basiert auf einer $\ln(p)$ über $-1/T$ -Auftragung, in der sich in Anlehnung an das Clausius-Clapeyron'sche-Gesetz Geraden für den Verlauf der Dampfdruckkurven des reinen Kältemittels bzw. der Lösung bei einer bestimmten Lösungskonzentration x ergeben. Die Geradensteigung dieser Isosteren ist eine Funktion der Umwandlungsenthalpie, d.h. der Verdampfungsenthalpie gegebenenfalls zuzüglich der Lösungsenthalpie. Als Alternative dazu kann die so genannte Dühring'sche Darstellung verwendet werden. Hier wird die Taupunktstemperatur des Kältemittels als Funktion der Gleichgewichtstemperatur der Lösung bei vorgegebener Lösungskonzentration dargestellt. Auch in diesem Fall erhält man Geraden für die Isosteren der Sorptionslösung. Die Geradensteigung ist nach [McNelly, 1978] eine Funktion der Dühringskoeffizienten, welche von der Zusammensetzung der Lösung abhängen und experimentell bestimmt werden können (siehe z.B. [Feuerecker, 1994]).

2.1 — Grundlagen der Absorptionskältetechnik

In der Abbildung 2.2 wird das Lösungsfeld des Arbeitsstoffpaares Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung für eine typische Niedertemperaturanwendung im Dühring-Diagramm gezeigt, wobei dieses um eine zweite Ordinatenachse erweitert wurde. Neben der Taupunkttemperatur des Kältemittels auf der linken Ordinate kann demzufolge zusätzlich der Dampfdruck des Kältemitteldampfes als Funktion der Gleichgewichtstemperatur der Lösung auf der rechten Ordinate abgelesen werden. Die Konzentration der Lösung ist als Massenanteil des Lösungsmittels Lithiumbromid an der Gesamtmasse definiert, somit bedeutet $x = 0\%$ reines Kältemittel und $x = 100\%$ reines Sorptionsmittel. Im Lösungsfeld wird ersichtlich, dass die Siedetemperatur der Lösung von der Zusammensetzung des Gemischs abhängt und sich zwischen den Siedepunkten der jeweiligen reinen Stoffe bewegt. Da das Kältemittel Wasser einen höheren Dampfdruck bzw. eine niedrigere Siedetemperatur als das Sorptionsmittel aufweist, wandern die Isosteren mit zunehmender Konzentration des Salzes nach rechts.

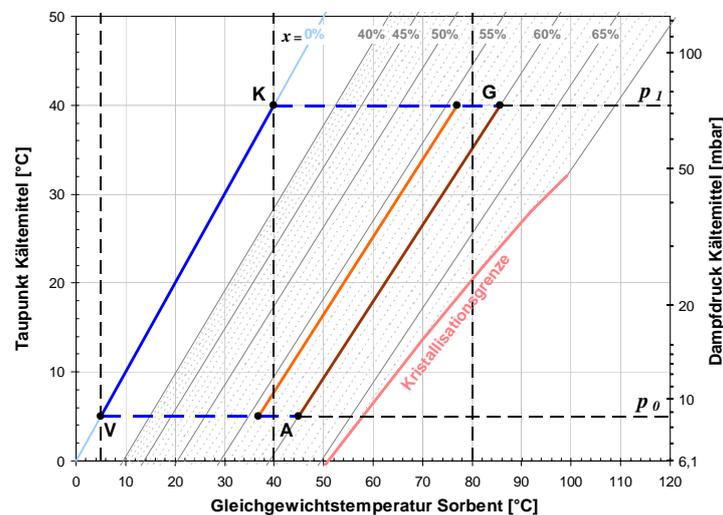


Abbildung 2.2: Lösungsfeld des Stoffpaares $H_2O/LiBr$ für eine typische Niedertemperaturanwendung in einer erweiterten Dühring'sche Darstellung.

Die Stoffeigenschaften der verwendeten Arbeitsmittelmischung sind entscheidend für die externen Betriebsparameter, bei denen ein Absorptionskreislauf betrieben werden kann. Im Fall einer Wasser/LiBr-Lösung legt der Gefrierpunkt des Kältemittels Wasser die untere Grenze für das erreichbare Temperaturniveau der Kälteerzeugung fest. Der maximal mögliche externe Temperaturhub des Kältekreislaufs zwischen dem niedrigeren Temperaturniveau (Wärmeaufnahme am Verdampfer **V**) und dem mittleren Temperaturniveau (Wärmeabgabe am Absorber **A**) wird von der Kristallisationsgrenze der wässrigen LiBr-Salzlösung bei hohen Salzkonzentrationen begrenzt. Diesen erhält man aus der Differenz zwischen den internen Prozesstemperaturen im Absorber/Kondensator und im Verdampfer abzüglich der jeweiligen treibenden Temperaturdifferenzen, die bei den vorliegenden Wärmedurchgangswerten für die Ankopplung der jeweiligen Wärmetauscher an die externen Wärmeträger benötigt werden. Aus der Steigung der Isosteren im Lösungsfeld ergibt sich bei der gegebenen Abwärmtemperatur die nötige

Temperaturdifferenz zwischen Austreiber (= Generator **G**) und Absorber (**A**) und somit die Prozesstemperatur im Austreiber (**G**) des Sorptionskreislaufs. Diese interne Prozesstemperatur des Austreibers zuzüglich der treibenden Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung vom Wärmeträger auf den internen Prozess ergibt schließlich die benötigte Temperatur zum Antrieb des Sorptionskreislaufs. Diese Darstellung liefert somit alle internen Prozessparameter (Druck, Temperatur, Konzentration) in Abhängigkeit von den je nach Einsatzfall gegebenen Temperaturen der externen Wärmequellen und Senken.

Um einen sicheren Betrieb der Anlage sicherzustellen, sollte die interne Prozesstemperatur des Verdampfers nicht 3°C unterschreiten. Bei üblichen Verdampfertemperaturen um 5°C ist ein externer Temperaturhub von etwa 30 K möglich. Dabei stellt sich im Kondensator eine Kondensationstemperatur von etwa 40°C ein. Um einen ausreichend großen Abstand von der Kristallisationsgrenze einzuhalten, sollte die LiBr-Lösung am Absorbereintritt bzw. am Austreiberaustritt eine maximale Konzentration von 63 % aufweisen. Bei einer typischen Auslegung wird der Lösungskreislauf bei Lösungskonzentrationen von etwa 60 % betrieben. Damit ergibt sich am Absorbereintritt eine Gleichgewichtstemperatur der Lösung von etwa 45°C und am Austreiberaustritt von etwa 85°C , so dass für den Betrieb des Absorptionskreislaufes Antriebswärme bei Temperaturen um 100°C oder höher benötigt wird.

2.2 Stand der Apparatechnik von Absorptionskälteanlagen

2.2.1 Herkömmliche Wärmetauscher von Wasser/LiBr-Großanlagen

Wie bereits erläutert, stellen die Hauptkomponenten Verdampfer, Absorber, Kondensator und Austreiber die wichtigsten Bestandteile einer Absorptionskältemaschine dar. Diese sind paarweise im Hochdruck- bzw. Niederdruck-Behälter installiert und werden typischerweise als Rohrbündelwärmetauscher in horizontaler Bauart ausgeführt, die als Rieselfilmapparate betrieben werden. Die Rohraußenseite wird mit dem flüssigen Kältemittel Wasser (Verdampfer, Kondensator) oder mit der wässrigen Lithiumbromidlösung (Absorber, Generator) beaufschlagt. Auf der Rohrinneenseite strömt der jeweilige Wärmeträger Heiß-, Kühl- oder Kaltwasser. Die abgeschlossenen Behälter dienen der Aufrechterhaltung des für die Funktion des Kälteanlagenprozesses erforderlichen Betriebsdruckes. Entsprechend der Verwendung von Wasser als Kältemittel arbeiten Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlagen im Unterdruck, so dass eindringende Luft die Funktion und Lebensdauer der Anlagen erheblich beeinträchtigt.

Für die Kälteerzeugung im gewerblichen Bereich (Büro, Verwaltung, Dienstleistung) haben sich Absorptionskältemaschinen in Form von Standard-Kaltwassersätzen mit einigen hundert kW Kälteleistung auf dem Markt etabliert. Bei diesen Standardanlagen erfolgt die Abdichtung der geraden Wärmetauscherrohre der Rohrbündel durch Einwalzen, Löten oder Verschweißen mit

den stirnseitigen Rohrplatten des Vakuumbehälters. Die Zuführung und Umlenkung des Wärmeträgers wird durch Wasserkästen bewerkstelligt. Trotz höchster Aufmerksamkeit auf eine optimale Ausführung der Rohraufweitung besteht die Gefahr, dass an den Kontaktpunkten zwischen den zahlreichen Wärmetauscherrohren und der Stirnplatte Undichtigkeiten auftreten. Die Anwendung dieser konventionellen Wärmetauscherbauart ist mit einem hohen Aufwand hinsichtlich Verarbeitung und Material verbunden und birgt zudem Risiken im Hinblick auf die Betriebssicherheit, Qualität und Zuverlässigkeit der Anlage. Speziell bei Anlagen kleiner Leistung kann dies zu einer Verkürzung der Wartungsintervalle und demzufolge zu inakzeptablen Betriebskosten führen.

2.2.2 Wärmetauscher kompakter Wasser/LiBr-Anlagen

Die Bereitstellung der Kälte im kleinen Leistungsbereich, z.B. zur Raumklimatisierung privater Haushalte bei denen der Kältebedarf in der Regel keine 20 kW überschreitet, verlangt einige Anpassungen insbesondere der Behälter und Wärmetauscher der dafür eingesetzten Anlagen. Neben den gegebenen Anforderungen einer verbesserten Vakuumdichtigkeit und eines geringen Montageaufwands der gesamten Absorptionskälteanlage sollen neue Wärmetauscherkonzepte zur Reduzierung der Abmessungen und des Gewichts der Anlage entwickelt werden. Ansätze für technische Lösungen stellen dabei Wärmetauscher dar, die entweder durch ihre spezielle Bauform oder durch verbesserte Stoff- und Wärmeübertragungseigenschaften die Anfertigung von Anlagen mit sehr kompaktem Bauvolumen ermöglichen. Auf der Basis der Absorptionskälteanlagen mit Kälteleistung ≤ 35 kW, die mit dem Stoffpaar Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung arbeiten und im heutigen Zeitpunkt erhältlich sind, wird im folgenden einen Überblick über die unterschiedlichen Bauarten der jeweils verwendeten Hauptkomponentenwärmetauscher gegeben. Diese Anlagen, die schon im Abschnitt 1.2 auf Seite 5) genannt wurden, verwenden Wärmetauscher, die auf unterschiedlichen Rohrgeometrien basieren.

Kompakte Bauformen

Konzepte für kompakte Wärmetauscher in Absorptionskälteanlagen wurden in jüngerer Vergangenheit von Garimella in [Garimella, 1999] entworfen. Mit Hilfe einer modularen Wärmetauscherbauform bei der die Anzahl der Rohrreihen, der Rohrabstände und der Passzahl variiert werden konnte, zeigte der Autor dass eine Kälteleistung von 10 kW mittels einer extrem kompakten Bauart erzielt werden kann. Dies ist für jede Hauptkomponente einer Absorptionskälteanlage (bzw. -wärmepumpe) mit flüssigen binären Gemischen anwendbar. Bei der experimentellen Umsetzung beschränkte sich Garimella jedoch nur auf die Sorptionsmittelmischung Ammoniak/Wasser. Ähnliche Konzepte sind später in [Shitara u. a., 2001] publiziert worden, wurden jedoch nicht in realen Anlagen umgesetzt. Der gleichen Zielsetzung folgend wurde am ZAE Bayern in Zusammenarbeit mit der TU Berlin die Entwicklung der Phönix-Anlage mit 10 kW Kälteleistung (Abb. 2.3) durchgeführt. Dabei wurde im Hinblick auf eine Reduzierung

des Bauvolumens auf eine optimale Auslegung der Rohrpassé und eine optimierte Führung der Kälte-/Wärmeträger durch die geraden Rohrbündelwärmetauscher geachtet. Trotzdem wurde bei dieser Entwicklung die prinzipielle Bauform der Wärmetauscher von Großkaltwassersätzen beibehalten. Die Hauptkomponentenwärmetauscher der Phönix-Anlage ähneln den typischen liegenden Rohrbündeln bei denen jedes einzelne Rohr durch die Behälterwand durchgeführt wird. Selbst wenn die Anforderung einer geringen Wärmetauschergröße erfolgreich umgesetzt wurde, besitzt die kompakte Anlage immer noch dicke stirnseitige Behälterabschlüsse (so genannte Rohrplatten) zur Einwalzung der geraden Wärmetauscherrohre.



Abbildung 2.3: Phönix-Anlage mit 10kW Kälteleistung. Kooperation Fa. Phonix Sonnenwarme, ZAE Bayern und TU Berlin.

Bei den restlichen Wasser/LiBr-Anlagen in dieser Leistungsklasse wurde die herkömmliche Wärmetauscherbauart der Standardanlagen durch Wärmetauschermodule ersetzt, welche von den Behältern hermetisch umschlossen sind. Diese Bauweise ermöglicht zum einen eine schwächere Dimensionierung der Behälterwände der Kälteanlage. Zudem ergibt sich eine geringere Beanspruchung des Behälters in Folge thermischer Dehnung des Wärmetauschermaterials, da der Wärmetauscher nicht fest in der Behälterwand eingespannt wird. Dies erlaubt also eine Reduzierung der Materialkosten und des Anlagengewichts, sowie eine Verbesserung der Funktion der Wärmetauscher, da die Störungen des Kälteanlagenprozesses auf Grund von Undichtigkeiten der Vakuumbehälter verringert werden können. Beispiele hierfür bilden die kommerziell erhältlichen Anlagen der Firma EAW, Rotartica und Yazaki.

Die Anlage WEGRACAL SE15 der Firma EAW (Abb. 2.4) verfügt über zwei zylindrische Behälter mit innenliegenden Rohrschlangen, die durch eine patentierte Ausführung ein kompaktes Bauvolumen aufweisen. Alle vier Hauptkomponenten werden als Rieselfilm-Apparat betrieben.

2.2 — Stand der Apparatechnik von Absorptionskälteanlagen



Abbildung 2.4: WEGRACAL SE 15 mit 15kW Kälteleistung. Kooperation Fa. EAW, ILK Dresden.

Optimierte Wärmeübertragung

Bei den zwei restlichen Anlagen wurden im Hinblick auf eine weitere Reduzierung des Bauvolumens zusätzliche Anstrengungen bezüglich der Wärme- und Stoffübertragung unternommen. Ebenso wie die Anlage WEGRACAL der Firma EAW (Abb. 2.4) besitzt die Anlage Solar045v der Firma Rotartica (Abb. 2.5, unten links) vier gewickelte Rohrschlangen, die von der Lithiumbromidlösung berieselt werden. Allerdings sind bei der Anlage Solar045v die Hauptwärmetauscher in einem einzigen rotierenden Behälter integriert (Abb. 2.5, oben rechts), welcher in zwei Druckkammern unterteilt ist.

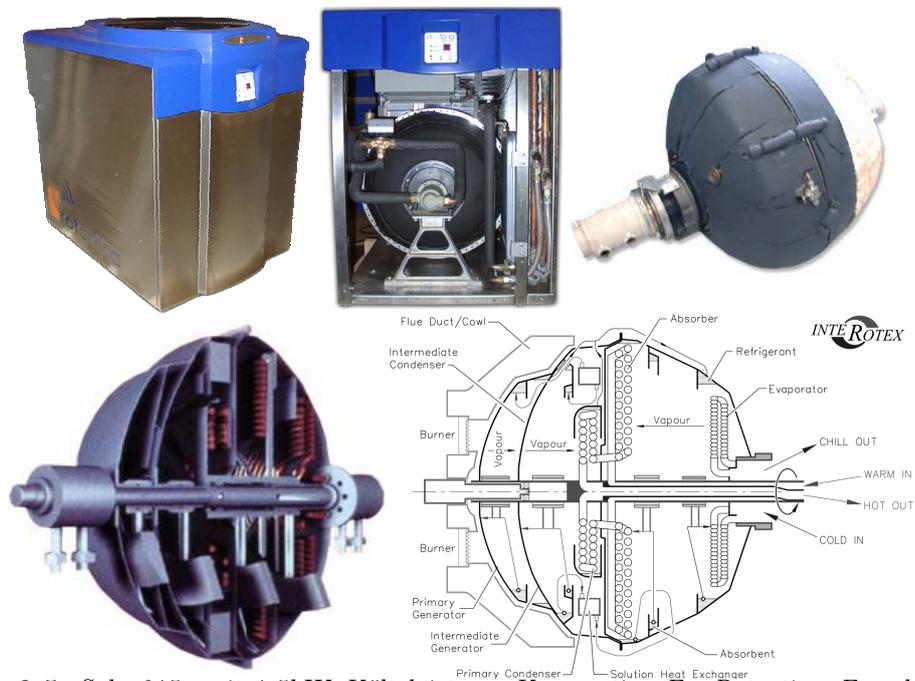


Abbildung 2.5: Solar045v mit 4,5kW Kälteleistung. Kooperation Fa. Rotartica, Forschungszentrum Ikerlan (Spanien). Besonderheit: Rotierende Hauptwärmetauscher.

Die Anlage verwendet eine Technologie der Prozessintensivierung, die sonst hauptsächlich in der Chemie-Industrie ihre Anwendung findet. Das Grundprinzip basiert auf der Beschleunigung von Prozessen durch Drehbewegung. Versetzt man ein System in Rotation, so bewirkt die dabei entstehende Zentrifugalkraft eine Intensivierung der innerhalb des Systems stattfindenden Wärme- und Transportprozesse [Stankiewicz, 2007; Stankiewicz u. Moulinj, 2003]. Gerade bei Prozessen wie die Absorption, die einen Kontakt zwischen Dampf und Flüssigkeit erfordern, wird dadurch eine effizientere Wärme- und Stoffübertragung erreicht, die eine kompakte Ausführung der Wärmetauscher erlaubt. Dies ist bei der Darstellung der geöffneten Anlage an der unteren linken Ecke der Abbildung 2.5 ersichtlich. Hier ist zu erkennen, dass die Hauptkomponenten der Anlage Solar045v im Vergleich zu denjenigen der Phönix-Anlage (Abb. 2.3) bzw. der Anlage WEGRACAL (Abb. 2.4) einen deutlich geringen Teil des Behältervolumens ausmachen. Das Konzept einer rotierenden Absorptionskältemaschine bringt zusätzliche Vorteile für den Betrieb der Absorptionskältemaschine mit sich. Hier besteht das Pumpensystem aus so genannten Pitot-Pumpen, die an den Kammern angeschlossen sind. Diese hydraulischen Pumpen nützen die kinetische Energie der rotierenden Arbeitsmittellösung für eine Druckerhöhung. Diese Pumpenarbeit erfolgt in konventionellen Kälteanlagen durch mechanische, meistens elektrisch betriebene Lösungspumpen. Der Vorteil der hydraulischen Pumpen liegt in der Abwesenheit von bewegten Teilen für den Pumpenvorgang, so dass ein Verschleiß nahezu ausgeschlossen ist. Dadurch lässt sich die Aufrechterhaltung des Vakuums vereinfachen. Dies hat positive Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit, da der Investitions- und Wartungsaufwand dadurch reduziert werden kann.

Ausgangspunkt der speziellen Ausführung der Anlage Solar045v von Rotartica ist der „Rotex-Prototype“ von Ramshaw und Winnington, die das Rotationskonzept auf den Absorptionskältekreislauf angewandt haben und seine Praxistauglichkeit schon 1989 mit der Entwicklung einer einstufigen Absorptionskältemaschine mit Wasser/LiBr nachgewiesen haben ([Ramshaw, 1993; Ramshaw u. Winnington, 1989; Winnington, 1995] und [Aoune u. Ramshaw, 1999]). Mittlerweile wird das Konzept auch in zweistufigen Absorptionskältemaschinen eingesetzt (siehe die schematische Querschnittsdarstellung der InteRotex-Maschine aus [Lorton u. a., 1999] und [Gilchrist u. a., 2002] in der Abbildung 2.5, unten rechts).

Die Kälteanlage WFC10 der Firma Yazaki (Abb. 2.6) besteht aus einem zylindrischen Behälter auf niedrigem Druckniveau, der vom Verdampfer und Absorber ausgefüllt ist. Für beide Wärmetauscher wurden wie bei der Anlage WEGRACAL berieselte Rohrschlangen verwendet. Neben den zwei berieselten Wärmetauschern auf niedrigem Druckniveau beinhaltet die Anlage für das höhere Druckniveau noch eine Rohrschlange als Kondensator und eine Blasenpumpe als Austreiber. Letztere unterscheidet sich somit von den gebräuchlichen Ausführungen des Austreiberwärmetauschers, die im folgenden Abschnitt 2.3 näher beschrieben werden, nämlich als Rieselfilm- oder als überfluteter Apparat. Die Blasenpumpe der Yazaki WFC10 besteht aus senkrecht stehenden Siederohren, die innen von der siedenden LiBr-Lösung durchströmt

2.2 — Stand der Apparatechnik von Absorptionskälteanlagen

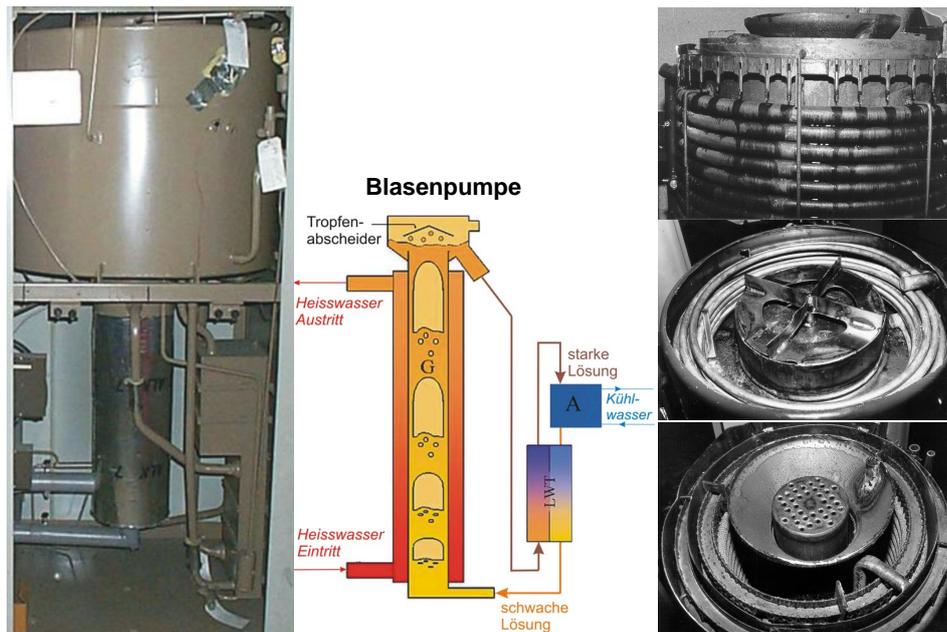


Abbildung 2.6: WFC10 mit 35kW Kälteleistung. Fa. Yazaki (Japan). Besonderheit: Blasenpumpe.

und außen vom Heißwasser beheizt werden. Diese Ausführung des Austreiberwärmetauschers wirkt als Thermosyphondesorber und übernimmt demnach sowohl das Ausreiben des Wasserdampfs aus der Sorptionslösung als auch die erforderliche Pumpenarbeit, um die mit Kältemittel angereicherte Lithiumbromidlösung vom Absorber in den Desorber zu fördern, bevor sie dort wieder regeneriert wird. Die Blasenpumpe funktioniert nach dem folgenden Prinzip: Die Lithiumbromidlösung, die anfangs in den Siederohren ruht, wird extern vom Heißwasser bis zur Siedetemperatur erwärmt und beginnt somit zu sieden. Die dabei entstehenden Wasserdampfblasen bilden Dampfkolben, die fast den gesamten inneren Rohrquerschnitt der senkrechten Rohre einnehmen. Die Dampfkolben, die eine deutlich geringere Dichte als die Flüssigkeit aufweisen, steigen durch den Auftrieb nach oben. Außerdem ist die mittlere Dichte der Flüssig-Dampf-Säule im Siederrohr kleiner als diejenige der rein flüssigen Säule im Zulaufrohr. Die hydrostatische Druckänderung, hervorgerufen durch diese Dichtedifferenz, bewirkt, dass sich ein Flüssigkeitsstrom in Bewegung setzt, so dass auch die Lithiumbromidlösung nach oben gefördert wird. Aufgrund der Strömungsverhältnisse, die sich innerhalb der Siederohre bilden, wird dieser Vorgang als Strömungssieden bezeichnet¹. Der in den aufsteigenden Dampfblasen ausgetriebene Kältemitteldampf strömt durch den Tropfenabscheider und gelangt separiert von der Salzlösung in den Kondensator. Die zurückbleibende starke Lösung fließt unter dem Einfluss der Schwerkraft vom Dampfabscheider über den Lösungswärmetauscher zurück zum Absorber. Hier wird die aufkonzentrierte Arbeitsmittellösung durch Absorption des Wasserdampfes aus dem Verdampfer wieder verdünnt und gelangt nach Vorwärmung im Lösungswärmetauscher erneut in den Austreiber. Der Austreiber wird also gleichzeitig auch als „thermisch getriebene“

¹ Die Wärmeübertragungsformen, die beim Strömungssieden auftreten unterscheiden sich von den charakteristischen Wärmeübertragungsformen des Behältersiedens (siehe Abschnitt 3.1, S. 34).

Lösungsmittelpumpe verwendet und ersetzt somit die mechanische Lösungsmittelpumpe, die in der Regel in Absorptionskälteanlagen eingesetzt wird. Über den Pumpeneffekt hinaus sorgt die Zweiphasenströmung in den Siederohren für hohe Wärmeübergangskoeffizienten beim Desorptionsvorgang, so dass eine entsprechend kompakte Bauweise des Austreibers möglich ist. Dies ermöglicht zudem Gewicht- und Kosteneinsparung. Allerdings hängt das Förderverhalten der Blasenpumpe zum einen vom Druckunterschied zwischen Verdampfer und Kondensator und zum anderen von den internen und externen Eintrittstemperaturen in die Blasenpumpe ab. Da sich diese Prozessgrößen je nach Teillastzustand ändern, ist eine zuverlässige Pumpenfunktion nicht immer gewährleistet. Diese Absorptionskältemaschine weist demzufolge ein weniger stabiles Teillastverhalten als andere auf. Außerdem sind in der Anlage sonst keine mechanische Umwälzpumpen z.B. für das Kältemittel innerhalb des Verdampfers vorhanden. Damit ist nicht sichergestellt, dass die Verdampferrohrschlange in allen Teillastzuständen gleichmäßig benetzt ist, was zu einem Rückgang der nutzbaren Kälteleistung führt.

Die in dieser Arbeit verwendete Absorptionskälteanlage, die am ZAE Bayern im Rahmen des Projekts „Entwicklung von kompakten Wärmetauschereinheiten für Absorptionskälteanlagen und -wärmepumpen kleiner Leistung“ aufgebaut wurde (siehe Abschnitt 1.3.1), beruht auf dem gleichen Prinzip wie die Anlagen WEGRACAL SE15, Solar045v und WFC10. Demnach verfügt die Versuchsanlage über zwei hermetische Vakuumbehälter, die getrennte Wärmetauschermodule umschließen. Der Verdampfer und der Kondensatorwärmetauscher dieser Anlage wurden als vorgefertigte Multipass-Rohrbündelwärmetauscher ausgeführt, was angesichts der Vakuuntauglichkeit eine Verbesserung gegenüber den herkömmlichen horizontalen Rohrbündeln großer Anlagen darstellt. Wie im Abschnitt 1.3.1 schon erwähnt, wurde beim Absorber im Hinblick auf eine Volumeneinsparung die Form des Wärmetauschers stark verändert. Abweichend von den Rohrgeometrien, welche nach der bereits dargestellten Übersicht verbreitet sind, wurden hier Lamellenwärmetauscher (Abb. 2.7, zwei Bilder links) sowie ein Plattenpaket (Abb. 2.7, zwei Bilder rechts) eingeführt.



Abbildung 2.7: Als Absorber in der Versuchsanlage eingesetzte Lamellen- und Plattenwärmetauscher.

Durch zahlreiche Betriebsmessungen konnte das Potenzial der verwendeten Absorberbauformen bestätigt werden. Hierzu wurde neben dem flächenbezogenen Wärmedurchgangswert auch

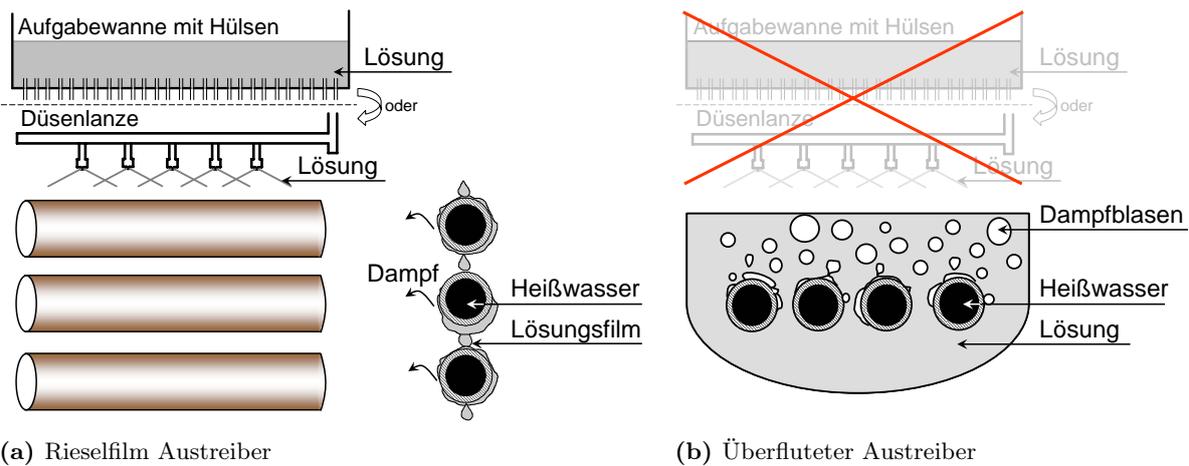
ein volumenbezogener Wärmedurchgangswert als Maßzahl für die Bewertung der Effizienz der Wärmetauscher herangezogen. Bei den vier eingesetzten Lamellenabsorbieren konnte mit volumenbezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten über $150 \text{ kW}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ eine Steigerung des volumenbezogenen Leistungsumsatzes im Vergleich zu einem kompakten Glattrohrwärmetauscher um mehr als 100 % erzielt werden. Dies war in guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Modellierung, die zur Dimensionierung der Versuchswärmetauscher unter Berücksichtigung entscheidender Kriterien, wie die Qualität der Benetzung durch Lösungsmittel oder den Druckverlust in der Kältemitteldampfströmung, durchgeführt wurde. Der modifizierte Plattenwärmetauscher erreichte als Absorber einen volumenbezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten um $90 \text{ kW}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$. Im Vergleich zum glatten Rohrbündelwärmetauscher bedeutete dies eine Reduzierung des Bauvolumens um 40 %. Hier blieb die nachgewiesene Volumeneinsparung hinter den theoretischen Vorhersagen zurück. Die vermutlich unzureichende Benetzung der strukturierten Wärmetauscherplatten stellte sich als Ursache für dieses Ergebnis heraus. Das Konzept, die thermo-hydraulische Auslegung sowie die Ergebnisse der Erprobung der kompakten Absorberwärmetauscher sind in [Estiot u. a., 2006a, b, 2005, 2007] zusammengefasst.

Beim Austreiber wurde als Lösungsansatz im Hinblick auf eine kompakte Bauweise eine Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten angestrebt. Zu diesem Zweck wurde auf eine ähnliche Art und Weise wie bei der Anlage WFC10 der Firma Yazaki die Ausführung des Austreiberwärmetauschers verändert und dieser als überfluteter Wärmetauscher ausgeführt. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des überfluteten Austreibers werden im Kapitel 5 diskutiert. Im folgenden wird näher auf das Konzept des überfluteten Austreibers für einen Einsatz in Absorptionskältemaschinen kleiner Leistung eingegangen.

2.3 Konzept eines überfluteten Austreibers

2.3.1 Verfahrenstechnischer Aufwand

Wie bereits erwähnt, haben sich Rieselfilmwärmetauscher als gängigste Ausführung für die Hauptwärmetauscher von Absorptionskältemaschinen etabliert. Eines der ausschlaggebenden Kriterien beim Konzept eines Rieselfilmaustreibers, dessen Prinzip in der Abbildung 2.8a schematisch dargestellt ist, ist die Qualität der Benetzung. Sind die Rohre nicht vollständig von der Arbeitsmittellösung benetzt, verliert der Wärmetauscher an wirksamer Wärmübertragungsfläche, was zur Verringerung der umgesetzten Leistung führt. Um eine ausreichende Benetzung der Fläche durch Berieselung zu erzielen, darf jedoch die dafür auf die Rohre zu verteilende Lösungsmenge nicht beliebig gesteigert werden. Im vorliegenden Anwendungsfall einer Absorptionskältemaschine würde dies zu höheren Kreislaufverlusten vor allem im Lösungswärmetauscher und daraus folgend zum Rückgang des Wärmeverhältnisses der gesamten Absorptionskälteanlage führen (u.a. [Alefeld, 1983], [Riesch, 1991], [Ziegler, 1997], [Schweigler, 1999]).



(a) Rieselfilm Austreiber

(b) Überfluteter Austreiber

Abbildung 2.8: Verfahrensprinzip der zwei möglichen Ausführungen des Austreiberwärmetauschers einer Absorptionskältemaschine.

Um eine ausreichende Benetzung zu gewährleisten, wird die Lösung beim Rieselfilmwärmetauscher durch eine oft aufwändige Einrichtung, die Lösungsaufgabe, auf die Rohre aufgegeben. Bisher verwendete Flüssigkeitsverteilungssysteme in Kälteanlagen mit konventionellen Rohrbündeln basieren auf Tröpfelaufgaben ([Armbruster u. Mitrovic, 1995], [Hu u. Jacobi, 1996], [Killion u. Garimella, 2003]) oder Sprühdüsen ([Dalian Sanyo Refrigeration Co. Ltd.], [Century Corp.], [Thermax Inc.], [Trane], [York International Corp.]). Bei ersterem Lösungsaufgabesystem, bestehend aus einer Aufgabewanne in deren Boden feine Kapillarröhrchen eingesteckt sind [Harm u. a., 2004], erfordert eine zufriedenstellende Benetzung eine hohe Anzahl von Abtropfstellen und führt somit zu einem hohen Herstelleraufwand. Zudem sind bei dieser Bauform die Wanne sowie die Kapillarröhrchen äußerst exakt zu positionieren, um ein Auftreffen der Tropfen auf die Wärmetauscherrohre sicherzustellen. Dies stellt zusätzliche Anforderungen an den Apparatebau. Als Alternative zur Tröpfelaufgabe werden Düsen zur Berieselung von Wärmetauschern in Absorptionskältemaschinen eingesetzt [Pelz, 2001]. Problematisch hierbei ist der erforderliche Vordruck zur Erzielung des gewünschten Sprühbildes. Durch die Düsen entsteht ein relativ hoher Druckverlust von einigen hundert Millibar. Dies ist bei der Auswahl und Dimensionierung der eingesetzten Kältemittel- und Lösungsmittelpumpen zu berücksichtigen. Somit beeinflusst auch der Einsatz eines Düsenverteilungssystems die Konzeption und Ausrüstung der Absorptionskältemaschine. Zudem können bei beiden Verteilungssystemen aufgrund der kleinen Dimensionen der Verteilröhrchen oder -düsen, die für ein gleichmäßiges Beaufschlagen des Wärmetauschers eingesetzt werden, Verstopfungsprobleme auftreten.

Im Gegensatz zum Rieselfilmapparat befindet sich der Austreiberwärmetauscher bei einer überfluteten Ausführung in einem mit Arbeitsmittellösung gefüllten Flüssigkeitssumpf (engl.: Pool), weswegen er oft als Pool-Austreiber bezeichnet wird. Dies zeigt die Abbildung 2.8b. Da die Lösung direkt in das Flüssigkeitsvolumen in dem sich der Wärmetauscher befindet gefördert wird, werden keine speziellen Einbauten für die Zuführung und Verteilung benötigt. Auf diese Weise

entfällt der ansonsten bei der Lösungsaufgabe entstehende Druckverlust im Lösungskreislauf. Dies ermöglicht im Vergleich zum Einsatz von Fallfilm-Ausführungen einen geringeren Druckhub für die Förderung der Lösung durch die Lösungspumpe in den Austreiber und wirkt sich somit positiv auf den Hilfsenergiebedarf und die Betriebskosten der Kälteanlage aus.

2.3.2 Thermodynamische Rahmenbedingungen

Einen grundsätzlichen Aspekt der Austreiberbauformen stellt die mögliche Auskühlung des antreibenden Heißwassers und die dafür vorzusehende Wärmetauscherfläche dar. Beim überfluteten Austreiber liegen aufgrund eines grundlegenden verfahrenstechnischen Unterschieds zum berieselten Austreiber andere thermodynamische Verhältnisse vor. Dadurch sind bei der Auslegung der jeweiligen Austreiberbauformen unterschiedliche Temperaturniveaus und somit Temperaturgefälle zu berücksichtigen. Die Abbildung 2.9 stellt einen qualitativen Vergleich der jeweils für die Wärmeübertragung wirksamen Temperaturen dar.

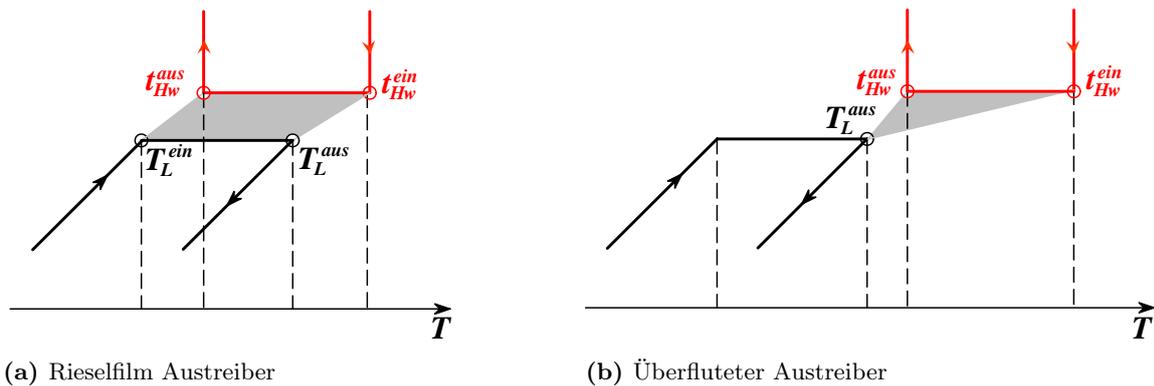


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung der treibenden Temperaturdifferenz des Austreibers.

Im Fall des Rieselfilmapparates (Abbildung 2.9a) kann ein Gegenstromwärmetausch zwischen dem externen Wärmeträger und der Arbeitsmittellösung realisiert werden. Das Heißwasser, das von unten nach oben durch die Wärmetauscherrohre strömt, stellt die zur Fallfilmdesorption benötigte Wärme bereit und kühlt sich dementsprechend von t_{Hw}^{ein} herunter zu t_{Hw}^{aus} ab. Die schwache Lithiumbromidlösung (Temperatur T_L^{ein}), die über die Lösungsaufgabe oben auf den Wärmetauscher aufgegeben wird, fließt als Fallfilm von der obersten zur untersten Rohrlage des Rohrbündels. Infolge des Austreibens des Kältemittels Wassers aus der Lösung, konzentriert sich diese beim Herabrieseln auf, so dass die interne Prozesstemperatur von T_L^{ein} auf T_L^{aus} steigt. Auf diese Weise können Rieselfilmwärmetauscher für geringe treibende Temperaturdifferenzen ausgelegt werden. Dies ist besonders von Vorteil wenn möglichst niedrige Antriebstemperaturen genutzt werden sollen, da gegebenenfalls sogar ein Überlappen der externen ($t_{Hw}^{ein} - t_{Hw}^{aus}$) und internen Temperaturspreizung ($T_L^{ein} - T_L^{aus}$) und damit eine Abkühlung des antreibenden Wassers unterhalb der Austrittstemperatur der Lösung erreicht werden kann.

Im Gegensatz zum Rieselfilmaustreiber stellt ein überfluteter Austreiber keine Gegenstromführung dar. Das antreibende Heißwasser, das durch die Wärmetauscherrohre strömt und den Flüssigkeitssumpf Wärme zuführt, kann sich minimal nur bis zur Siedetemperatur der sich dort befindenden Lösung abkühlen. Hier wird die aus dem Absorberaustritt über den Lösungswärmetauscher kommende schwache Lösung (Temperatur T_L^{ein}) dem Flüssigkeitsvolumen direkt zugespeist. Im Verhältnis zum Füllvolumen ist die nachgespeiste Strommenge so gering, dass sich die verdünnte Lösung beim Eintritt in den Austreibersumpf sofort mit der dort siedenden und dadurch aufkonzentrierten Lösung (Temperatur T_L^{aus}) vermischt. Aufgrund dieser schnellen Beimischung im Sumpf kann das niedrigere Temperaturniveau der einströmenden Lösung T_L^{ein} nicht für die Einkopplung der Antriebswärme genutzt werden. Für die Wärmeübertragung ist daher allein die Temperatur der starken Lösung am Generatöraustritt T_L^{aus} als interne Bezugstemperatur anzusehen (siehe Abbildung 2.9b). Im Vergleich zur Ausführung als Filmapparat bedeutet dies eine Erhöhung der prozessinternen Bezugstemperatur, die sich nur durch eine entsprechende Erhöhung der externen Heißwassertemperatur kompensieren lässt. Beim überfluteten Austreiber werden demzufolge höhere Antriebstemperaturen als beim Rieselfilmaustreiber benötigt, um wieder die gleiche treibende Temperaturdifferenz zu erreichen.

Wie der externe Wärmeträger Wasser stellt auch die interne Sorptionslösung in guter Näherung einen konstanten Kapazitätsmassenstrom² dar. Bleibt außerdem der Wärmedurchgangskoeffizient k im Wärmetauscher konstant, kann analog zum Flüssig/Flüssig-Wärmetauscher die Wärmeübertragung am Austreiber durch eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{log} beschrieben werden. Unabhängig von der gewählten Ausführung des Wärmetauschers erhält man den Leistungsumsatz \dot{Q} durch: $\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{log}$. Die Temperaturdifferenz wird je nach Ausführung folgendermaßen bestimmt:

$$\Delta T_{log} |_{\text{Rieselfilm}} = \frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus}) - (t_{Hw}^{aus} - T_L^{ein})}{\ln \left[\frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus})}{(t_{Hw}^{aus} - T_L^{ein})} \right]}; \quad \Delta T_{log} |_{\text{Pool}} = \frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus}) - (t_{Hw}^{aus} - T_L^{aus})}{\ln \left[\frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus})}{(t_{Hw}^{aus} - T_L^{aus})} \right]}$$

Angesichts der Verwendung von Solarwärme ist ein Anstieg der Heißwassertemperatur möglichst zu vermeiden, da mit höheren Betriebstemperaturen des Solarsystems der solare Ertrag sinkt. Dies müsste durch eine Vergrößerung des Systems oder den Einsatz aufwendigerer Anlagentechnik ausgeglichen werden, wodurch sich in jedem Fall die Kosten des solaren Kühlsystems erhöhen würden. Bei der Ausführung als überfluteter Apparat sollte daher die Antriebstemperatur t_{Hw}^{ein} im Vergleich zum Rieselfilm-Apparat unverändert bleiben. Im Hinblick auf eine kompakte Bauweise des Austreiberwärmetauschers kann in diesem Fall eine Reduzierung der benötigten Wärmetauscherfläche nur erzielt werden, wenn beim überfluteten Austreiben eine Steigerung der Wärme- und Stoffübertragung gegenüber der Rieselfilmdesorption erreicht wird und so der nachteilige Effekt der Verringerung der nutzbaren treibenden Temperaturdifferenz wettgemacht werden kann.

² Der Kapazitätsmassenstrom stellt das Produkt aus Massenstrom und spezifischer Wärmekapazität dar.

2.3.3 Wärmeübergang

Einen wesentlichen Unterschied zwischen den beiden Ausführungen stellen die Mechanismen des Wärme- und Stoffaustauschs und die daraus folgenden Wärmeübergangskoeffizienten dar.

Bei der gängigsten Ausführung eines Rieselfilmaustreibers erfolgt die Wärmeübertragung durch Verdampfung an der überhitzten Filmoberfläche. Man spricht hierbei von Oberflächensieden. Der Wärmeübergangskoeffizient wird in diesem Fall hauptsächlich durch Wärmeleitung durch den Flüssigkeitsfilm bestimmt. Letzterer ist aufgrund der niedrigen Reynolds-Zahlen zum einen³ und der dünnen Filmdicken zum anderen laminar, woraus sich nur geringe Wärmeübergangskoeffizienten ergeben. Gelegentlich wird die Wärmeübertragung durch Konvektion verstärkt, wenn durch eine hohe Aufgabemenge oder aufgrund von Auftropfeffekten zusätzliche Turbulenzen im Film erzeugt werden.

Im überfluteten Zustand verspricht das Auftreten des Blasensiedens deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als beim Oberflächensieden des Rieselfilmaustreibers. Dies setzt jedoch eine ausreichende treibende Temperaturdifferenz bzw. genügend hohe Antriebstemperaturen voraus, da zur Ausbildung von stabilen Dampfblasen eine Mindestüberhitzung der Lösung gegenüber ihrem Gleichgewichtszustand erforderlich ist (siehe Kapitel A.2.1). Aus der Abhängigkeit der Blasenbildung und der Wärmestromdichte von der anliegenden Übertemperatur der Heizfläche ergibt sich beim Behältersieden ein starker Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit der treibenden Temperaturdifferenz. Im Gegensatz dazu ist eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Flächenbelastung bei der Rieselfilmdesorption nicht zu erwarten. Beim Sieden mit gefluteter Wärmetauscherfläche wirken außerdem die aufsteigenden Kältemitteldampfblasen, die bei den niedrigen Dampfdrücken große Blasendurchmesser aufweisen, positiv auf die Strömungsverhältnisse im Flüssigkeitssumpf. Die entstehende turbulente Zweiphasenströmung ist direkt am Stoff- und Wärmetransport beteiligt und bewirkt ebenfalls eine Erhöhung des Wärmeübergangs. Gleichzeitig tritt beim Behältersieden der negative Einfluss der hydrostatischen Höhe des Flüssigkeitssumpfes auf, welche im Fall des hier verwendeten Arbeitsmittelgemisches Wasser/LiBr lokal zu einer beträchtlichen Erhöhung der für das Blasensieden benötigten Übertemperatur führt. Daraus folgen wieder lokal niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten. Dies sollte bei der Auslegung des überfluteten Austreibers berücksichtigt werden.

Eine grundlegende Beschreibung der physikalischen Vorgänge der Wärmeübertragung beim Blasensieden sowie eine Diskussion der wichtigen Parameter, die den Wärmeübergang beeinflussen, findet sich im Anhang A. Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten, die angesichts der vorliegenden Anwendung zu erwarten sind, werden im nächsten Kapitel 3 anhand empirischer Berechnungsmodelle angegeben.

³ Nach [Hoffmann, 1998] sind für die Desorption aus einem Fallfilm Reynolds-Zahlen unter 125 zu erwarten.

2.3.4 Reale Einsatzbedingungen

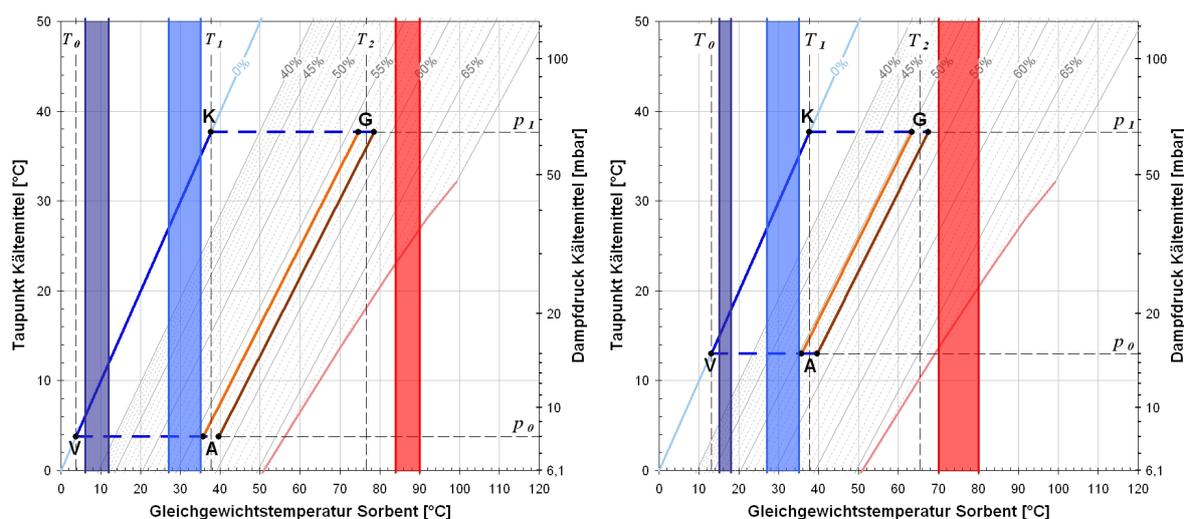
Die Klimatisierung von Gebäuden mit hohem Kühlbedarf (Kälteleistung von einigen hundert kW) im gewerblichen Bereich erfolgt in der Regel über zentrale Klimatechnik mit kontrollierter Lüftung. Für die Kälteerzeugung in diesem Leistungsbereich haben sich Absorptionskaltwassersätze in Verbindung mit zentralen Lüftungsanlagen durchgesetzt. Bei diesen Klimatisierungssystemen übernimmt die Absorptionskälteanlage die Bereitstellung des Kaltwassers, welches zur Kühlung bzw. Entfeuchtung der Außenluft dient.

Die solare Klimatisierung von Gebäuden kleiner und mittlerer Größe mit geringem Kühlbedarf, wie z.B. kleine Wohneinheiten oder kleine Gewerbegebäude, findet dagegen nicht über Lüftungs- oder Klimazentralen statt. Vielmehr wird Kaltwasser über ein Kaltwassernetz in die einzelnen Räume geleitet. Für eine derartige dezentrale Raumklimatisierung werden hauptsächlich zwei unterschiedliche Verfahren verwendet. Entweder werden sensible und latente Lasten des Raums durch Kühlung und Entfeuchtung der Umgebungsluft mittels Kühlkonvektoren oder Gebläsekonvektoren (so genannten „Fan-Coils“) abgeführt oder die sensible Kühllast des Raums wird durch Flächenkühlungssysteme – also Kühldecken, Fußbodenkühlung, Wandflächen mit integrierten Kapillarrohrmatten oder eine aktivierte Bauteilkühlung – abgeführt. Je nach Verfahren sind dafür unterschiedliche Vor- und Rücklauftemperatur des an dem Klimagerät angeschlossenen Kaltwasserkreislaufs erforderlich.

Im ersten Fall wird die Raumluft durch Umluftkühlgeräte gleichzeitig gekühlt und entfeuchtet. Um einen Teil des Wasserdampfs der zu kühlenden Raumluft kondensieren zu können und dabei die Temperatur sowie die absolute Feuchte zu senken, muss die Kaltwassertemperatur unter dem Taupunkt der Raumluft liegen. Typischerweise beträgt die Vor- und Rücklauftemperatur im Kaltwasserkreis 12/6 °C. Im zweiten Fall, d.h. bei einer Flächenkühlung, durchströmt kaltes Wasser so genannte thermoaktive Bauteile. Neben der Absenkung der Temperatur der Raumluft besteht hierbei ein wesentlicher Teil des Kühleffekts im Strahlungsaustausch mit der Kühlfläche. Die Vorlauftemperatur des Kaltwassers zu den Kühlflächen beträgt typischerweise 15 oder 16 °C. Tiefere Vorlauftemperaturen sind zur Vermeidung von Tauwasserbildung nicht möglich. Bei Unterschreitung des Taupunkts der Luft käme es dabei zum Niederschlag der in der Luft gebundenen Feuchte, so dass Wassertröpfchen sich an der Kühlfläche absetzen würden. Soll eine Absorptionskältemaschine zur Raumklimatisierung eingesetzt und diese mit solarer Wärme betrieben werden, so sollte die Antriebstemperatur der Kältemaschine auf maximal 90 °C begrenzt werden.

Die Abbildung 2.10 zeigt die typischen Randbedingungen des gesamten Absorptionsprozesses, welche sich aus den zwei Anwendungen der solaren Klimatisierung mit Entfeuchtung (links, Abb. 2.10a) und zum Betrieb einer Flächenkühlung (rechts, Abb. 2.10b) ergeben. Dazu wird der Sorptionskältekreislauf und seine Anbindung an die externen Wärmequellen bzw. -senken wieder in das im Abschnitt 2.1.1 eingeführte Lösungsfeld des Arbeitsmittelstoffpaares Wasser/LiBr eingetragen.

2.3 — Konzept eines überfluteten Austreibers



(a) Entfeuchtung.

(b) Flächenkühlung.

Abbildung 2.10: Lösungsfeld des Stoffpaares Wasser/Lithiumbromid für typische Anwendung der Raumklimatisierung.

Durch die je nach Einsatzfall gegebenen Kaltwassertemperaturen, nämlich $12/6\text{ °C}$ in Abbildung 2.10a und $18\text{--}15\text{ °C}$ in Abbildung 2.10b ergibt sich eine interne Verdampfertemperatur von etwa 4 °C bzw. 13 °C . Somit liegt das niedrige Druckniveau bei 8 bzw. 15 mbar . Aus der Erhöhung der Kaltwassertemperatur von $12/6\text{ °C}$ auf $18/15\text{ °C}$ bei gleichbleibender Kühlwassertemperatur, typischerweise 35 °C für die Wärmeabgabe am Kondensator, folgt eine deutliche Reduzierung der Prozesstemperatur im Austreiber des Sorptionskreislaufs.

Aus der Abbildung 2.10a wird ersichtlich, dass der Einsatz eines überfluteten Austreibers in einer Absorptionskälteanlage, die in Verbindung mit dezentralen Umluftgeräten und mit entsprechend niedriger Kaltwassertemperatur verwendet wird, keine aussichtsreiche Lösung darstellt. Mit einer internen Prozesstemperatur von etwa 80 °C im Austreiber würden bei einer Niedertemperaturanwendung und somit einer auf maximal 90 °C beschränkten Antriebstemperatur zu geringe treibende Temperaturdifferenzen für die Ausbildung von Blasensieden zur Verfügung stehen. Für solar getriebene Absorptionskältemaschinen, die zur Temperatur- und Feuchtigkeitskontrolle eines Raums zum Einsatz kommen, ist daher nur ein Austreiberwärmetauscher in Rieselfilmausführung möglich.

Für Anlagen dagegen, die ihre Anwendung als Flächenkühlung bzw. Bauteilaktivierung finden (siehe Abbildung 2.10b), ist der Einsatz eines Pool Austreibers vielversprechend. Durch die wesentlich höhere Kaltwassertemperatur und die dementsprechend niedrigere interne Austreibertemperatur von etwa 65 °C könnte bereits eine Antriebstemperatur von 80 °C ausreichen, um eine genügend hohe treibende Temperaturdifferenz von ca. 10 K am Austreiberwärmetauscher bereitzustellen. Damit könnten durch das Blasensieden im Pool höhere Wärmeübergangskoeffizienten als beim Rieselfilmapparat erreicht werden und somit eine Reduzierung der Wärmetauschergröße möglich werden.

Aus den bereits genannten Gründen wird deutlich, dass der Einsatz des Behältersiedens in Form eines überfluteten Austreibers in einer Absorptionskältemaschine vor allem auf Klimatisierungssysteme mit Flächenkühlung ausgerichtet ist, beispielsweise für raumseitige Komponenten wie Kühldecken oder Fußbodenkühlung. Hier könnte trotz Nutzung von Niedertemperaturwärme eine Einsparung der Wärmetauscherfläche des Austreibers durch eine gegenüber der Rieselfilm-Austreibung effizientere Wärmeübertragung des Blasensiedens erzielt werden. Gerade für solarthermisch angetriebene Absorptionskältemaschinen im kleinen Leistungsbereich stellt dies eine vielversprechende Alternative dar, um die Anlagengröße und das Anlagengewicht zu senken. Im Vergleich zur Klimaanlage mit gleichzeitiger Luftkühlung und -entfeuchtung, bei der der Austreiber der Absorptionskältemaschine als Rieselfilmapparat betrieben wird, könnte dadurch zusätzlich auf die speziellen Einbauten zur Berieselung der Austreiberfläche durch Sorptionslösung verzichtet werden.

Um das Konzept eines Pool-Austreibers jedoch umsetzen zu können, muss neben den verfahrenstechnischen Überlegungen noch eine genauere thermodynamische Auslegung durchgeführt werden. Für den vorliegenden Anwendungsfall des Siedens einer binären $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -Mischung im Unterdruckbereich sind leider nur wenige theoretische Voraussagen bzw. experimentelle Daten über die zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten vorhanden, was das Design des überfluteten Austreibers für den Einsatz in Absorptionskältemaschinen schwierig macht. Im nächsten Kapitel werden die wenigen verfügbaren Modellgleichungen vorgestellt, die für die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten unter den gegebenen Rahmenbedingungen relevant sind. Unter Anwendung dieser Gleichungen werden die Größenordnung und die Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von Versuchsparametern (Betriebsbedingungen, Geometrie der Siederohre, etc) dargestellt.

Kapitel 3

Diskussion empirischer Modelle des Behältersiedens

In diesem Kapitel werden halb-empirische Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeübergangs beim Behältersieden vorgestellt und diskutiert. Das Behältersieden bezeichnet den Wärmeaustausch von einer Heizfläche an ein umgebendes Fluid, das in einem großen Flüssigkeitsraum bei freier Strömung siedet. Die typische Anwendung des Behältersiedens stellen Verdampferkessel dar, die nach der in der Verfahrenstechnik üblichen Bauart als überflutete Rohrbündel ausgeführt werden. Wie anfangs dieses Kapitels kurz beschrieben wird, lässt sich das Behältersieden in unterschiedliche Siedebereiche einteilen. Bei niedriger Wärmestromdichte bzw. kleinem Temperaturgefälle tritt konvektives Sieden ohne Blasenbildung an der Heizfläche auf, während bei höherer Wärmestromdichte Blasensieden stattfindet. Von großem technischem Nutzen ist der Bereich des Blasensiedens, da hier hohe Wärmeströme bei nur geringen Wandüberhitzungen übertragen werden können. Im Folgenden wird demzufolge hauptsächlich auf Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs beim Regime des Blasensiedens eingegangen. Dabei werden Korrelationen dargestellt, die angesichts der vorliegenden Untersuchung am Austreiberwärmetauscher einer Absorptionskältemaschine für das Blasensieden im subatmosphärischen Druckbereich von wässriger Lithiumbromidlösung am glatten oder berippten Rohr relevant sind. Da die Bestimmung des Wärmeübergangs von Gemischen auf der Basis des Wärmeübergangs der jeweiligen reinen Stoffe erfolgt, werden zuvor Korrelationen für Wasser diskutiert. Daran anschließend werden Korrelationen für das konvektive Sieden vorgestellt. Am Ende des Kapitels werden Modelle zur Bestimmung des Wärmeübergangs in Rohrbündeln sowie bei der Rieselfilmdesorption erläutert. Diese sind jeweils für die Untersuchung des Austreiberwärmetauschers unter Variation der Füllhöhe des Flüssigkeitsvolumens (siehe Abschnitt 4.2.2) relevant.

Im Gegensatz zu den im Anhang A zusammengestellten Modellvorstellungen, die zum besseren Verständnis der Wärmeübertragungsmechanismen beim Blasensieden dienen, sollen die Korrelationen dieses Kapitels keine grundlegenden physikalischen Erkenntnisse über den Siedeprozess liefern, sondern Berechnungsmethode zur Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten mit einer bestimmten angestrebten Genauigkeit. Sie werden später sowohl als Grundlage für die reine praktikable Auslegung des Austreiberwärmetauschers der Absorptionskältemaschine (siehe Abschnitt 4.1.2) als auch zur lokalen Auswertung der Messdaten dieser Arbeit verwendet (siehe Abschnitt 4.3.3).

3.1 Siederegime beim Behältersieden

Die Wärmeübertragung bei freier Konvektion von einer Heizfläche an eine umgebende Flüssigkeit beim Sättigungszustand kann nach [Nukijama, 1934] in mehrere Siederegime unterteilt werden, die nach verschiedenen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden. Daraus folgt die bekannte Siedekurve, die in der Abbildung 3.1 dargestellt ist.

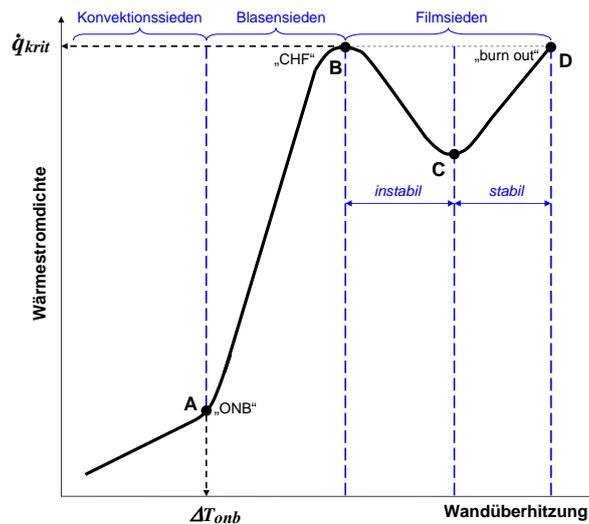


Abbildung 3.1: Verlauf der Wärmestromdichte als Funktion der Übertemperatur bei der Verdampfung einer reinen Flüssigkeit nach [Nukijama, 1934]

Bei moderater Überhitzung wird die Wärme nur durch Konvektion übertragen, so dass sich bis Punkt A ein annähernd linearer Zusammenhang feststellen lässt. In diesem Bereich der freien Konvektion erwärmen sich die unmittelbar an der beheizten Fläche liegenden Schichten der Flüssigkeit. Wegen der Dichteabnahme strömt die erwärmte Flüssigkeit nach oben und wird durch Flüssigkeit aus den unteren Schichten ersetzt, welche sich nun auch erwärmt. Durch den Umlauf der Flüssigkeit im Behälter entsteht eine konvektive Wärmeübertragung ohne Phasenübergang. Nach einer gewissen Zeit erreicht die Flüssigkeit an der Heizfläche eine Temperatur, die oberhalb der Siedetemperatur der Flüssigkeit beim Behälterdruck liegt. An dem Punkt A, der in der Literatur als der Beginn des Blasensiedens (engl. Onset of Nucleate Boiling, ONB) bezeichnet wird, fängt die Flüssigkeit an zu verdampfen. Die Wärmestromdichte nimmt sehr viel stärker mit der Übertemperatur zu als für die freie Konvektion ohne Blasenbildung. Dieser starke Anstieg der Wärmestromdichte mit der Übertemperatur kennzeichnet den Wärmeübergang beim Blasensieden (A-B). Hier bilden sich Dampfblasen an kleinen Unebenheiten der Heizwandoberfläche, auch aktiven Keimstellen genannt, und wachsen so lange, bis sie schließlich abreißen und aufsteigen. Anfangs kondensieren die Dampfblasen in der noch etwas kälteren Flüssigkeit wieder, bis sie bei steigender Wärmestromdichte die Flüssigkeitsoberfläche erreichen. Durch das instationäre Nachströmen von kälterer Flüssigkeit zur Heizfläche beim Ablösevorgang und

die zunehmende Verwirbelung der Flüssigkeit beim Dampfblasenaufstieg, wird die Entstehung eines geschlossenen Dampffilms an der Heizwand verhindert. Da kein Film gebildet wird, ist kein Rückgang des Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten. Vielmehr wird die Wärmeübertragung aufgrund der verstärkten Zirkulation noch durch Konvektion gefördert, so dass hohe Wärmestromdichten erreicht werden. Bei weiter ansteigender Heizflächentemperatur werden immer mehr Keimstellen aktiv, d.h. immer mehr Heizwandbereiche in die Blasenbildung miteinbezogen. Allerdings lässt sich die Wärmestromdichte so nicht beliebig steigern sondern es wird schließlich ein Zustand erreicht (Punkt B), bei dem die Oberfläche so stark mit Dampfblasen bedeckt ist, dass eine weitere Steigerung der Wärmestromdichte zu keiner Erhöhung der Wärmeübertragung mehr führt. Die damit gekennzeichnete maximale Wärmestromdichte ist die so genannte kritische Wärmestromdichte des Blasensiedens (engl. critical heat flux, CHF). Hier führt die Überschreitung der kritischen Heizflächenbelastung zur raschen Ausbildung eines stabilen, thermisch isolierenden Dampffilmes zwischen Fluid und Heizwand, was einen raschen Anstieg der Heizflächentemperatur bis zum Erreichen eines neuen stabilen Betriebspunktes (Punkt D) auf der Filmsiedekurve zur Folge hat. Man spricht bei diesem Szenario (d.h. beim direkten Übergang B-D) auch vom „burn-out“ des Systems, da der Schmelzpunkt der Heizfläche bei diesem Vorgang häufig überschritten und folglich der Wärmetauscher zerstört wird. Wenn die Wärmestromdichte jedoch unterhalb der kritischen Wärmestromdichte bleibt, beginnen die an der Heizfläche gebildeten Dampfblasen sich so zu vergrößern, bis sie zu einem zusammenhängenden Dampffilm entlang der Heizfläche zusammenfließen. Dies bezeichnet den Übergang zwischen Blasenverdampfung und Filmverdampfung (B-C). Dieser Übergangsbereich wird auch instabiles Filmsieden genannt, da die Heizfläche nur intermittierend benetzt ist. Verliert die Flüssigkeit den unmittelbaren Kontakt mit der Heizfläche, so wird die Wärme nicht mehr an die flüssige, sondern an die dampfförmige Phase, mit einer entsprechend geringeren Wärmeleitfähigkeit, übertragen. Dadurch fällt in diesem Bereich der Wärmeübergangskoeffizient trotz der weiteren Vergrößerung der Temperaturdifferenz sehr schnell ab. Erst nach dem Überschreiten des Leidenfrostpunktes (C), der das lokale Minimum der Wärmestromdichte bezeichnet, bildet sich ein geschlossener, stabiler Dampffilm aus und der Wärmeübergangskoeffizient steigt wieder an. In diesem Bereich des stabilen Filmsiedens (C-D) wird die Wärme nur durch Dampfkonvektion und Wärmestrahlung übertragen.

3.2 Korrelationen des Blasensiedens

3.2.1 Typische Berechnungsmodelle des Blasensiedens

Wie im Anhang A ausführlich beschrieben, umfasst der Siedeprozess an einer Heizfläche die Entstehung und das Wachstum bis zur Ablösung einer Dampfblase, sowie die daran folgende Bewegung dieser entlang der überhitzten Grenzschicht. Der Siedevorgang ist somit durch

einen gleichzeitigen Wärme-, Stoff- und Impulstransport gekennzeichnet und außerdem mit einer Phasenänderung verbunden. Da diese Vorgänge sehr komplex und alle instationär sind, liegt noch keine zusammenfassende Theorie vor, die es erlauben würde, den Wärmeübergang beim Blasensieden mit der für technische Anwendungen notwendigen Genauigkeit vorauszurechnen. Für praktische Rechnungen wird bei dem heutigen Stand des Wissens auf empirische oder halb-empirische Ansätze zurückgegriffen.

Um eine Gleichung mit möglichst weitem Anwendungsbereich zu entwickeln ist es zweckmäßig, die für den Wärmeübergang maßgeblichen Eigenschaften zu dimensionslosen Größen zusammenzufassen. Deswegen basiert die erste Gruppe von brauchbaren Korrelationen auf einem durch Regressionsanalyse aufgestellten Zusammenhang zwischen der Nusselt-Zahl und weiteren dimensionslosen Kennzahlen. Diese stellen einen Satz von Variablen wie Stoffwerten, Systemparametern oder geometrischen Eingaben dar und beschreiben in der Regel die für den Siedevorgang wichtigen Einflussgrößen (Keimstellengröße, Blasenwachstumsrate und -abreißdurchmesser, Wandüberhitzung,...). Eine der wohl bekanntesten Korrelation hierfür ist die von [Rohsenow, 1952]. Andere Beispiele findet man z.B. in [Forster u. Zuber, 1955], [Kutateladze, 1963], [Stephan u. Preußer, 1979] oder [Stephan u. Abdelsalam, 1980]. Nun lässt sich der Wärmeübergang beim Blasensieden mittels dieser Korrelationen nur schwierig berechnen. Dies liegt einerseits an der Vielzahl an erforderlichen Parametern, die meistens auf nicht genügend genau bekannten physikalischen Eigenschaften basieren. Von Nachteil sind auch die beträchtlichen systematischen Unsicherheiten, die auf die Oberflächenbeschaffenheit zurückzuführen sind. Die dimensionslosen Gleichungen lassen sich aber für begrenzte Anwendungsbereiche gut mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen durch einfachere Gleichungen wiedergeben.

Dies führt zu der zweiten Gruppe von empirischen Wärmeübertragungskorrelationen, bei welcher es sich empfiehlt, die Hauptgruppen von technisch relevanten Parametern zu trennen. Dazu zählen die Betriebsbedingungen Wärmestromdichte \dot{q} und Druck p , die Flüssigkeits- und Wand-eigenschaften, besonders diejenigen, die die Benetzung der Heizfläche durch die siedende Flüssigkeit beeinflussen. Eine Diskussion anhand von Ergebnissen experimenteller Untersuchungen bzw. analytischer Modellvorstellungen der jeweiligen Auswirkungen dieser Parametergruppen auf die Mechanismen der Wärmeübertragung beim Blasensieden liegt im Anhang A vor. Für Berechnungszwecke lassen sich die daraus ablesbaren komplexen Verhältnissen mit Hilfe einfacher Potenzansätze zusammenfassen. Dies wird häufig in der folgenden Form ausgedrückt. Dabei bezeichnet α der Wärmeübergangskoeffizient, \dot{q} die Wärmestromdichte, p^* der reduzierter Druck und C ein Faktor, der den Einfluss der Wand und der Flüssigkeit berücksichtigt:

$$\alpha = C \cdot F(p^*) \cdot \dot{q}^n \tag{3.1}$$

Diese Korrelationen beruhen auf dem ursprünglichen Vorschlag von [Borishanskii, 1969]. Andere derartige Ansätze können unter anderem in [Ishibashi u. Nishikawa, 1969], [Slipcevic, 1973], [Collier u. Thome, 1994] entnommen werden. Sie werden bevorzugt verwendet, da sie auf einer einfachen Weise integrale Wärmeübergangskoeffizienten liefern. Sie weisen jedoch den Nachteil

auf, dass sie nicht allgemein gültig sind, sondern nur in bestimmten Bereichen von Systemparametern und Stoffen mittels Messwerten validiert wurden und deswegen nur auf spezielle Fluide sowie auf Eigenschaften einer bestimmten Heizfläche bzw. -geometrie zugeschnitten sind. Nach den meisten Untersuchungen der Literatur gelten sie in der Regel in der Nähe des Atmosphärendrucks und für Stoffe, die in vier Gruppen eingeteilt werden können: Kohlenwasserstoffe, tiefsiedende Fluide, Kältemittel und Wasser. Außerhalb des experimentell gesicherten Gültigkeitsbereichs sind Abweichungen der damit erhaltenen Vorhersagen mit gemessenen Werten bis zum einen Faktor 2 nicht selten.

Aus den zahlreichen experimentellen Untersuchungen zur Beschreibung des Wärmeübergangs beim Blasensieden konnten signifikante Abhängigkeiten der in der Gleichung (3.1) gegebenen Parameter gewonnen werden.

Einfluss der Betriebsbedingungen Druck und Wärmestromdichte

Von großer Bedeutung ist die exponentiale Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte \dot{q} . Der Exponent n , der auf die Dichte der Keimstellen zurückzuführen ist, hängt von der Oberflächeneigenschaften der Heizfläche ab und ist deswegen schwer abzuschätzen. Für typische technische Oberflächen sind Exponenten n zwischen 0,6 und 0,8 zu erwarten. Was den Einfluss des Drucks betrifft, findet man in den Korrelationen statt dem absoluten Druck den reduzierten Druck p^* , welcher beim Bezug des absoluten Drucks auf den kritischen Druck erhalten wird: $p^* = p/p_{krit}$. Damit gehen die Stoffeigenschaften des Fluids in die Berechnung ein. Insofern man im Niederdruckbereich bleibt, zeigt der Wärmeübergangskoeffizient einen konstanten Anstieg mit dem reduzierten Druck. Dabei gilt in der Regel $\alpha \propto p^{*[0,2 \dots 0,3]}$. Der Einfluss des Siededruckes hängt aber sehr von der Geometrie der Heizfläche ab.

Einfluss der Flüssigkeit und der Heizfläche

Der Einfluss der Stoffeigenschaften der siedenden Flüssigkeit ist bisher unklar, da keine systematische Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmeleitfähigkeit, der Oberflächenspannung, der Viskosität oder anderen Stoffeigenschaften sichtbar ist und dies, trotz des breiten Spektrums an Werten, die diese Stoffdaten unter allen eingesetzten Flüssigkeiten annehmen können. Aus diesem Grund unterscheiden sich die verfügbaren Korrelationen der Literatur erheblich hinsichtlich der Einflussgrößen und Exponenten, die zur Beschreibung des Einflusses der Flüssigkeit verwendet werden. Selbst wenn die Korrelationen der Literatur in dieser Hinsicht analytische Unterschiede zeigen, geben sie trotzdem häufig ähnliche numerische Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten [Cooper, 1984].

Der Einfluss der Heizfläche war lange Zeit nur durch die Oberflächenrauigkeit R_a definiert, obwohl seit langem bekannt war, dass andere Parameter wie das Material, die Form, die Benetzungsfähigkeit, etc ebenfalls eine wichtige Rolle beim Sieden spielen. Bezüglich des Einflusses des Materials auf den Wärmeübergang liegen in der Literatur teilweise sehr widersprüchliche Beurteilungen vor. Außerdem lassen sich die Auswirkungen einer Änderung der Form, des Materials bzw. des Oberflächenzustandes der Heizfläche auf den Wärmeübergangskoeffizienten

nur schwer trennen, da sich diese Parameter gegenseitig beeinflussen. Diese Aspekte sind im Anhang A beschrieben (siehe vor allem Abschnitt A.2.4, S. 206) und stellen einige der Gründe dar, warum unter den verfügbaren Korrelationen nach Gl. (3.1) ebenfalls keine einheitliche Form des Faktors C angesichts der Wandeigenschaften zu erkennen ist. Trotzdem wird dabei oft zwischen den Auswirkungen des Wandmaterials und der Wandrauigkeit unterschieden. Dadurch lässt sich der Koeffizient C zur Beschreibung der Interaktion zwischen Heizwand und siedender Flüssigkeit noch wie folgt unterteilen:

$$C = C_{W_{Ra}} \cdot C_W \cdot C_F \quad (3.2)$$

3.2.2 Blasensieden von Wasser an einem glatten Einzelrohr

Wasser stellt die Flüssigkeit dar, die am meisten untersucht wurde. Unter den zahlreichen halb-empirischen Korrelationen stimmen die beobachteten Effekte der Wärmestromdichte \dot{q} bzw. des reduzierten Druckes p^* auf den Wärmeübergangskoeffizienten gut überein. Was die physikalischen Eigenschaften der Heizfläche und deren Oberflächenbeschaffenheit betrifft, werden die wichtigen Einflussparameter in den verfügbaren Literaturdaten selten erwähnt, so dass deren Einfluss auf die Wärmeübertragung häufig nicht nachvollziehbar ist. Unter den empirischen Berechnungsmethoden der Form (3.1), die auf dem Modellansatz von [Borishanskii, 1969] basieren, sind insbesondere die Korrelationen von [Gorenflo, 2002] und [Cooper, 1984] für die vorliegende Untersuchung von Relevanz, da sie einen weiten Druckbereich umfassen. Beide Korrelationen wurden anhand einer Vielzahl von experimentellen Ergebnissen aus Untersuchungen mit unterschiedlichen Fluiden aufgestellt und können somit für zahlreiche Fluide verwendet werden. Sie werden in Kürze angesichts der speziellen Anwendung mit Wasser dargestellt. In [Gorenflo, 2002] wurden für Wasser insgesamt 13 Datensätzen analysiert, davon waren drei Quellen mit Messdaten für den reduzierten Druckbereich $10^{-4} \leq p^* \leq 10^{-3}$ (entspricht ca. 20 mbar $\leq p \leq$ 200 mbar). In [Cooper, 1984] wurden insgesamt 12 Datensätzen für Wasser analysiert, sieben davon decken den Druckbereich ab einem minimalen reduzierten Druck von $p^* = 10^{-4}$ ab. Somit ist gewährleistet, dass beide Formulierungen für die vorliegende Anwendung, d.h. das im subatmosphärischen Druckbereich (50 bis 100 mbar) stattfindende Blasensieden, gelten.

a) Korrelationsgleichung von [Gorenflo, 2002]

Die im VDI-Wärmeatlas von Gorenflo bereitgestellte Korrelation basiert auf der Annahme, dass der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0) |_{\text{H}_2\text{O}}$, der unter Referenzbedingungen p_0 und \dot{q}_0 gemessen wurde, auf beliebige Betriebsbedingungen p und \dot{q} unter Verwendung einfacher Abhängigkeiten extrapoliert werden kann. Der resultierende Wärmeübergangskoeffizient $\alpha(p^*, \dot{q}) |_{\text{H}_2\text{O}}$

lässt sich mit Hilfe der folgenden Beziehung beschreiben:

$$\frac{\alpha(p^*, \dot{q})|_{\text{H}_2\text{O}}}{\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{F(p^*)}{F(p_0^*)} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{N(p^*)} \cdot \left(\frac{Ra}{Ra_0}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right)^{1/2} \quad (3.3)$$

Darin stellen \dot{q}/\dot{q}_0 die normierte Wärmestromdichte, $F(p^*)/F(p_0^*)$ eine Funktion des normierten reduzierten Siededruckes p^*/p_0^* , Ra/Ra_0 die normierte Rauigkeit und b/b_0 die normierte Wärmeindringzahl dar.

Der Normierungswert $\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}$ ist auf einen einzelnen funktionsfähigen Zustand zurückzuführen. Letzterer wird so ausgewählt, dass er die häufiger untersuchten Betriebsbedingungen bzw. Systemparameter industrieller Siedeprozesse darstellt. Auf dieser Basis wurde ein normierter reduzierter Druck p_0^* von 0,1 angenommen, welcher bei den meisten technisch interessierenden Flüssigkeiten dem üblichen Einsatzbereich von 2 bis 6 bar entspricht. Für die Wärmestromdichte wurde im gesamten interessierenden Bereich ein Mittelwert von 20 kW/m^2 als Normierungswert angenommen. Als Material wurde Kupfer ausgewählt, da die in der Literatur vorliegenden Messdaten überwiegend an horizontalen Einzelkupferrohren gewonnen wurden. Zur Charakterisierung des Normierungsmaterials Kupfer wurde den nach DIN EN ISO 4287 definierten arithmetischen Mittenrauhwert Ra_0 von $0,4 \mu\text{m}$ und die Wärmeindringzahl b_0 von $35,35 \sqrt{(\text{kW} \cdot \text{s})/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}$ herangezogen. Letztere berücksichtigt den Einfluss thermophysikalischer Wandeigenschaften wie Wärmeleitfähigkeit λ , Dichte ρ und spezifische Wärmekapazität c_p . Dabei gilt: $b = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c_p}$. Unter den gegebenen Referenzbedingungen ergibt sich für Wasser ein Normierungswert $\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}$ von $5,6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ¹.

Einfluss der Betriebsbedingungen Druck und Wärmestromdichte

Die Umrechnung des Normierungswerts auf einen anderen Siededruck ist mit der im Faktor $\frac{F(p^*)}{F(p_0^*)}$ enthaltenen relativen Druckabhängigkeit durchzuführen. Dabei entspricht $F(p^*)$ der folgenden Gleichung:

$$F(p^*) = 1,73 \cdot p^{0,27} + \left(6,1 + \frac{0,68}{1 - p^{*2}}\right) \cdot p^{*2} \quad (3.4)$$

In (3.4) ist das erste Glied, welches eine konstante Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmendem Druck darstellt, insbesondere für den Niederdruckbereich maßgebend. Dagegen bestimmt das zweite Glied den starken Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmendem Druck in der Nähe des kritischen Drucks. Im Vergleich zu organischen und tiefsiedenden Kältemitteln ergibt sich für Wasser bei Drücken weit unterhalb des kritischen Druckes eine etwas stärkere Druckabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten anhand Gl. (3.4)².

¹ Generell ist der Bezugswärmeübergangskoeffizient α_0 für die meistens verwendeten Stoffe (u.a. Kältemittel, Kohlenwasserstoffe, Alkohole, Wasser, Kryogene), bei den zahlreichen Ergebnisse aus Untersuchungen an horizontalen Einzelrohren vorliegen, tabelliert. Falls keine experimentellen Daten vorhanden sind, kann α_0 z.B. nach [Stephan u. Preußer, 1979], [Stephan u. Abdelsalam, 1980] oder [Leiner, 1994] berechnet werden.

² Der kritische Druck von Wasser (220,64 bar) liegt um einen Faktor 5 über denjenigen der meist verwendeten organischen Kältemittel, so dass der Normierungsdruck $p_0^* = 0,1$ bei Wasser einem sehr hohen absoluten

Die Umrechnung des Normierungswerts α_0 auf eine andere Wärmestromdichte erfolgt nach [Gorenflo, 2002] mittels des Faktors $\left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{N(p^*)}$. Bei den in [Gorenflo, 2002] analysierten Messdaten nimmt der Exponent n aus Gleichung (3.1) und damit die Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Wärmestromdichte mit wachsendem Siededruck gleichförmig ab. Für Wasser zeigt allerdings der Exponent n im Vergleich zu anderen Stoffen eine schwächere Abhängigkeit vom Siededruck, die mit der folgenden Formel beschrieben wird:

$$N(p^*) = 0,9 - 0,3 \cdot p^{*0,15} \tag{3.5}$$

Einfluss der Flüssigkeit und der Heizfläche

Neben den Betriebsbedingungen Druck und Wärmestromdichte beeinflussen auch die Heizwand und die siedende Flüssigkeit den Wärmeübergang beim Blasensieden. Der Beitrag der Heizwand ist nach [Gorenflo, 2002] durch die folgende Proportionalitätsbeziehung gegeben:

$$C_{W_{Ra}} \cdot C_W = \left(\frac{Ra}{Ra_0}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right)^{0,5}$$

Darin berücksichtigt der erste Term den Einfluss der Rauigkeit für gleich bearbeitete Heizflächen bei Siededrücken nahe dem Atmosphärendruck, während der zweite Term den Einfluss des Materials beschreibt, welcher vor allem auf die instationäre Wärmeleitung in unmittelbarer Nähe einer aktiven Blasenkeimstelle zurückzuführen ist. Für die unter den mechanisch bearbeiteten Metalloberflächen häufig verwendeten Materialien sind die in der Tabelle 3.1 aufgelisteten Werte für die verschiedenen Wandeigenschaften in Gleichung (3.3) anzusetzen, wenn sonst keine gemessene Werte vorliegen.

Schließlich ist der Einfluss der Stoffeigenschaften der Flüssigkeit auf den Wärmeübergang bereits im empirischen Normierungswert α_0 erfasst. Damit stellt das Verhältnis $\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0) / \dot{q}_0^{N(p^*)}$ den in Gleichung (3.2) enthaltenen Koeffizienten C_F dar.

Material	Kupfer	Edelstahl AISI 304	Schwarzstahl St 35,8
Rauhigkeit Ra in [μm]	0,4	0,8	5
Wärmeeindringzahl b in [$\sqrt{(\text{kW} \cdot \text{s})}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]	35,35	7,73	13,4
Heizflächenterm $\left(\frac{Ra}{Ra_0}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right)^{0,5}$	1	0,51	0,86

Tabelle 3.1: Materialeigenschaften der Heizfläche

Siededruck von über 20 bar entspricht. Der vorliegende Anwendungsfall des Blasensiedens am überfluteten Austreiberwärmetauscher einer Absorptionskältemaschine findet jedoch im subatmosphärischen Druckbereich statt. Daraufhin könnte die Übertragung des Normierungswerts α_0 auf den zu ermittelnden Wärmeübergangskoeffizienten mittels der Gleichung (3.4) zu einer ungenauen Abschätzung führen. Wie schon auf Seite 38 erwähnt, wurde allerdings die Beziehung (3.4) auf der Basis von experimentellen Daten entwickelt, die für Wasser bis zu einem minimalen Siededruck von ca. 20 mbar herab reichten. Damit wurde experimentell gesichert, dass die Gleichung (3.4) und somit (3.3) im Hinblick auf die Auslegung des Austreiberwärmetauschers verwendet werden dürfen.

b) Korrelationsgleichung von [Cooper, 1984]

Eine andere wichtige halb-empirische Korrelation für das Blasensieden stellt die etwas einfachere Formulierung von [Cooper, 1984] dar. Hier wurde anhand zahlreicher experimenteller Daten sowie theoretischer Korrelationen der Einfluss verschiedener physikalischer Parameter auf den Wärmeübergang analysiert. Das Ergebnis wurde in die folgende Gleichung zusammengefasst:

$$\alpha(p^*, \dot{q}) |_{\text{H}_2\text{O}} = C_E \cdot 55 \cdot p^{*0,12-0,2 \log_{10}(R_p/\mu\text{m})} \cdot (-\log_{10} p^*)^{-0,55} \cdot \dot{q}^{2/3} \cdot \left(\frac{M}{\text{g/mol}}\right)^{-0,5} \quad (3.6)$$

Darin bezeichnet M die Molarmasse in g/mol und R_p die Glättungstiefe in μm . Diese frühere Form der Rauigkeit wurde seitdem neu definiert. Heute empfiehlt es sich stattdessen den arithmetischen Mittenrauhwert R_a , der z.B. in der Korrelation von Gorenflo (Gl. (3.3)) enthalten ist, zu verwenden. Auf der Basis von vergleichbaren Untersuchungen an Metalloberflächen, die auf unterschiedliche Weise mechanisch bearbeitet wurden, lässt sich der Zusammenhang zwischen R_p in der alten Definition und R_a in der neuen Definition näherungsweise durch $R_p = R_a/0,4$ beschreiben.

Einfluss der Betriebsbedingungen Druck und Wärmestromdichte

In der Korrelation (3.6) von Cooper bestimmt der folgende Ausdruck den Einfluss des Drucks:

$$F(p^*) = p^{*0,12} \cdot (-\log_{10} p^*)^{-0,55}$$

Die darin enthaltenen Faktoren stellen die konkurrierenden Effekte des Siededruckes auf den Wärmeübergangskoeffizienten je nach Druckbereich dar, nämlich mit $p^{*0,12}$ den konstanten Aufstieg von α mit dem reduzierten Druck im Niederdruckbereich und mit $(-\log_{10} p^*)^{-0,55}$ den schärferen Anstieg von α mit dem reduzierten Druck für Drücke in der Nähe des kritischen Punktes ($p^* = 0,1 \dots 1$).

Aus den zahlreichen Messungen mit siedendem Wasser, die in [Cooper, 1984] betrachtet wurden, war generell keine konsistente Aussage über eine eventuelle Abhängigkeit des Exponenten n in Gleichung (3.1) vom Druck zu treffen. Aus diesem Grund wurde in der Korrelation (3.6) von Cooper im Widerspruch zu der Korrelation (3.3) von Gorenflo ein konstanter Exponent $n = 2/3$ zur Beschreibung des Einflusses der Wärmestromdichte angenommen.

Einfluss der Flüssigkeit und der Heizfläche

Unter Berücksichtigung, dass die für den Siedevorgang maßgebenden thermophysikalischen Eigenschaften der meisten verwendeten Flüssigkeiten mit der Molarmasse zusammenhängen³, wurde in [Cooper, 1984] eine einfache Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Molarmasse M vorgezogen. Somit ergibt sich aus Gleichung (3.6) der folgende Faktor zur Ermittlung des Einflusses der Flüssigkeit auf den Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden. Die

³ In [Cooper, 1984] sind die folgenden Proportionalitätsbeziehungen gegeben: $\rho'' \propto M$, $\lambda' \propto M^{-1/2}$, $\mu' \propto M^{2/3}$, $c_p' \propto M^{-3/4}$, $\Delta h_v \propto M^{-1}$, wobei ' die flüssige Phase und '' die dampfförmige Phase der Flüssigkeit bezeichnen.

Proportionalitätskonstante $55 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ wurde hierbei durch Analyse einer breiten Datenbank aus Untersuchungen mit Wasser ermittelt: $C_F = 55 \cdot M^{-0,5}$

Was den Einfluss der Heizfläche betrifft, werden in Gleichung (3.6) drei unterschiedliche Parameter berücksichtigt, um diesen zu bestimmen. Zunächst wird mit dem Koeffizienten C_E der kombinierte Effekt der Form und des Materials der Heizfläche und durch die Glättungstiefe R_p im Exponent des Siededrucks der Einfluss der Oberflächenstruktur der Heizfläche berücksichtigt. Um die jeweiligen Einflüsse zu charakterisieren wurde in [Cooper, 1984] eine Vielzahl an experimentellen Daten analysiert. Daraus geht hervor, dass Wärmeübergangswerte, die beim Blasensieden am Rohr erzielt wurden, um einen Faktor von etwa 1,7 höher lagen als diejenigen, die an einer ebenen Platte erzielt wurden. Aus den vorliegenden Daten konnte aber keine zuverlässige Einschätzung der Auswirkung des Materials auf die Wärmeübergangskoeffizienten extrapoliert werden. Zu nennen sind hier Vergleichsmessungen in der selben Versuchsanordnung, bei denen kein relevanter Unterschied der Wärmeübergangswerte infolge eines Wechsels zwischen Kupferplatte und Edelstahlrohr beobachtet wurde, als würde der Wechsel zwischen Platte und Rohr die Auswirkungen des Wechsels zwischen Kupfer und Edelstahl wettmachen. Aus den meisten Datensätzen zeigte sich jedoch eine schwache Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmeleitfähigkeit λ . Daraufhin nahm Cooper an, dass Rohre mit hoher Wärmeleitfähigkeit wie Kupfer bessere Wärmeübergangskoeffizienten als andere Heizflächen aufweisen. Dies führte zu der folgenden Definition:

$$\begin{aligned} C_E &= 1,7 \quad \text{für Kupferflächen} \\ C_E &= 1 \quad \text{für andere Flächen} \end{aligned}$$

Der Faktor C_E in der Korrelation (3.6) von Cooper entspricht somit dem Faktor C_W in Gleichung (3.2). An dieser Stelle ist anzumerken, dass der gleichbedeutende Faktor $C_W = (b/b_0)^{1/2}$ in der Korrelation von Gorenflo nur den Einfluss des Wandmaterials und nicht der Form der Heizfläche berücksichtigt. Dies liegt daran, dass die zur Aufstellung der Korrelation von Gorenflo betrachteten Messdaten keine markanten geometriebedingten Unterschiede hinsichtlich des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen horizontalen Einzelrohren und ebenen Platten aufwiesen. Als dritter Einflussparameter zur Beschreibung der Wirkung der Heizfläche kommt in der Korrelation von Cooper die in dem Exponent des Siededrucks enthaltene Glättungstiefe R_p in Betracht. Damit ergibt sich durch Analogiebildung zur Gleichung (3.2) der folgende Faktor für den Einfluss der Rauigkeit auf den Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden:

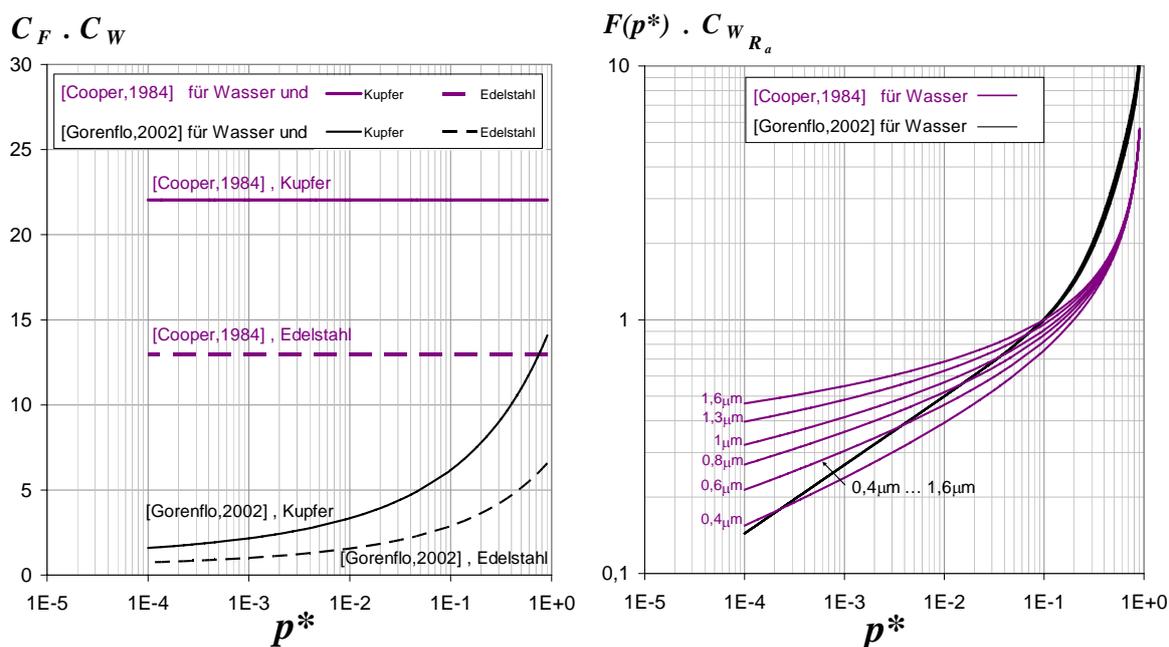
$$C_{W_{R_a}} = p^{*-0,2 \log_{10}(R_a/0,4)}$$

Diese Beziehung wurde anhand Messdaten in einem Glättungstiefenbereich von $R_p = 0,022 \mu\text{m}$ bis $R_p = 4,3 \mu\text{m}$ entwickelt und gilt somit ausschließlich für genormte Rauigkeiten R_a von bis zu $1,72 \mu\text{m}$. Mit der obigen Beziehung wird ersichtlich, dass der Einfluss der Rauigkeit auf den

3.2 — Korrelationen des Blasensiedens

Wärmeübergangskoeffizienten je nach vorliegendem Siededruck variiert⁴. Insbesondere ist bei niedrigen Drücken nach dieser Beziehung einen starken Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten. Dies steht im Widerspruch zu der Korrelation von Gorenflo, aus der hervorgeht, dass Rauigkeit und Druck getrennte Wirkungen auf den Wärmeübergangskoeffizienten haben. Damit ergeben sich für raue Oberflächen und kleine Drücke erheblich höhere Wärmeübergangskoeffizienten nach Cooper als nach Gorenflo.

Um die Unterschiede zwischen den Korrelationen von [Gorenflo, 2002] und von [Cooper, 1984] zu verdeutlichen, wird in Abbildung 3.2 eine Gegenüberstellung der aus den jeweiligen Korrelationen ablesbaren Einflüsse wichtiger Systemparameter auf die Wärmeübergangskoeffizienten gezeigt. Zunächst werden in der Abbildung 3.2a die Unterschiede bezüglich des Einflusses der Flüssigkeits- und Wandeigenschaften wie Material und Form dargestellt, während in der Abbildung 3.2b die unterschiedliche Einflüsse der Rauigkeit im Zusammenhang mit dem Druck hervorgehoben werden. Fasst man die Abbildungen 3.2a und 3.2b zusammen, so erhält man die in der Abbildung 3.3 dargestellten Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion des reduzierten Drucks. Für den Vergleich wurde hier eine Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 ausgewählt.



(a) Interaktion zwischen siedender Flüssigkeit und Heizfläche (Form, Material).

(b) Kombiniertes Einfluss der Rauigkeit (Eingaben in μm) und des Siededruckes.

Abbildung 3.2: Einfluss technisch relevanter Parameter auf den Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden von Wasser an einem Einzelrohr aus Kupfer bzw. Edelstahl nach den Korrelationen von [Gorenflo, 2002] und von [Cooper, 1984].

⁴ Die Druckabhängigkeit des auf den Wärmeübergang wirkenden Effekts der Rauigkeit wurde schon in der früheren Arbeit von [Nishikawa u. a., 1982] auf der Basis eines breiten Datensatzes aus Japan nachgewiesen.

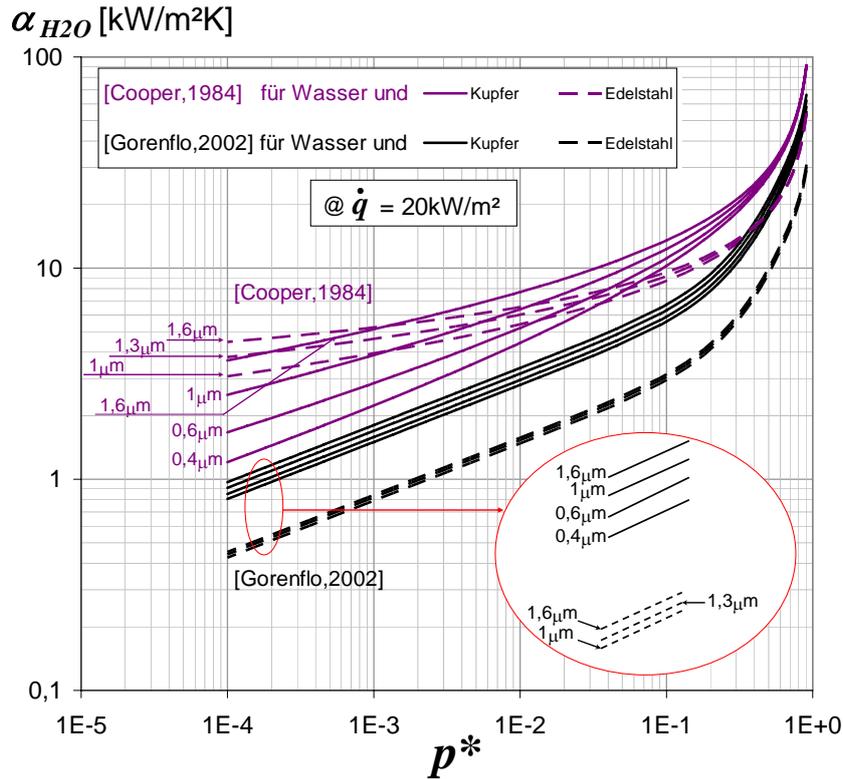


Abbildung 3.3: Wärmeübergangskoeffizient beim Sieden von Wasser an einem Einzelrohr aus Kupfer oder Edelstahl als Funktion des reduzierten Siededruckes nach der Korrelationen von [Gorenflo, 2002] und [Cooper, 1984]. Die Eingaben in μm stellen verschiedenen Rauigkeiten des Materials dar.

Mit der Abbildung 3.3 ist deutlich zu erkennen, dass die Korrelation von [Cooper, 1984] generell höhere Wärmeübergangskoeffizienten für das Sieden von Wasser als die Formulierung von [Gorenflo, 2002] voraussagt. Wie bereits erwähnt, treten die größten Diskrepanzen bei niedrigen Drücken und für hohe Rauigkeiten der Heizfläche auf. Bei Kupferflächen führt dies z.B. zu Abweichungen von bis zu einem Faktor 4 zwischen den nach Gleichung (3.3) und nach Gleichung (3.6) berechneten Wärmeübergangskoeffizienten. Cooper weist nach seiner umfangreichen Analyse darauf hin, dass die Abweichungen zwischen allen Autoren, die das Sieden von Wasser unter ähnlichen Versuchsbedingungen – nämlich bei gleicher Wärmestromdichte, gleichem Siededruck und gleicher Geometrie der Heizfläche – untersucht haben, zwischen -30% und $+40\%$ des arithmetischen Mittelwertes liegen, was einem Variationsfaktor von ca. 2 entspricht. Diese Streuung zwischen den Messdaten, die in diesem Fall nur auf unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten und deren Wechselwirkungen mit dem siedendem Wasser zurückzuführen ist, ist beträchtlich. Mit der Zielsetzung vergleichbare Ergebnisse zu erzielen, ist vor Jahren die Standardapparatur zum Sieden eingeführt worden [Gorenflo u. a., 1982]. Sie soll ermöglichen, eine umfassende Anzahl genauer Messungen an ein- und derselben bestimmten Heizfläche unter reproduzierbaren Nebenbedingungen durchzuführen und somit die dabei entstehenden Unsicherheiten herabzusetzen. Vom Interesse dabei ist insbesondere die Untersuchung des Einflusses des Siededruckes auf den Wärmeübergang in einem weiten Druck- und Temperaturbereich und ohne Störeinflüsse von außen.

3.2.3 Blasensieden von wässriger Lithiumbromidlösung

a) Typische Berechnungsmethode für das Sieden von Zwei- oder Mehrstoffsystemen

Modellaufbau

Grundlage der vorhandenen Rechenmodelle der Literatur für das Sieden von Gemischen aus flüchtigen Bestandteilen bilden gleichartige Modelle, die ursprünglich für reine Flüssigkeiten entwickelt wurden. Durch eine entsprechende Anpassung wird auf der Basis der Wärmeübergangskoeffizienten der Einzelkomponenten des Gemischs der vergleichsweise geringere Wärmeübergangskoeffizient des Mehrkomponentengemisches abgeleitet. Die Anpassung besteht dabei nicht nur darin, die Stoffdaten des Einkomponentensystems durch diejenigen des Gemisches zu ersetzen. Wie schon im Abschnitt [A.3](#) beschrieben, liegt dies daran, dass die Veränderung der Zusammensetzung des Gemisches während des Blasensiedeprozesses zusätzliche Komplikationen mit sich bringt. Um den Einfluss gemischspezifischer Effekte auf die Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten beim Gemisch zu erfassen, wird daher ein zusätzlicher Korrekturfaktor eingeführt. In den meisten verfügbaren Rechenmethoden für Gemische besteht dieser Verminderungsfaktor aus verschiedenen thermodynamischen Größen, die sowohl für den Wärmeaustausch als auch für den Stofftransport maßgebend sind. Darin findet man als wichtigen Parameter die Differenz der Konzentrationen der leichtersiedenden Komponente in der Dampf- und Flüssigkeitsphase, da im Laufe früherer Untersuchungen eindeutiger erkannt wurde, dass das besondere Verhalten siedender Zweistoffgemische weitgehend mit diesem Parameter korreliert (siehe dazu Abschnitt [A.3.6](#), S. [223](#)). Derartige Korrelationsgleichungen zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von binären oder ternären Flüssigkeitsgemischen wurden unter anderem in [[Körner, 1969](#)], [[Schlünder, 1982](#)], [[Thome, 1983](#)] und [[Fujita u. Tsutsui, 1994, 2004](#)] zusammengestellt.

Modell der Mikrofilmverdampfung für niedrige Siededrucke

Für das Blasensieden bei relativ niedrigen Siededrucken liegen Korrelationen vor, die sich auf einen ursprünglichen Vorschlag über die Theorie der Mikrofilmverdampfung beziehen, [[Stephan u. Körner, 1969](#)] und [[Stephan u. Preußner, 1979](#)]. Behandelt werden hier die Wärmeübertragungsmechanismen an dem dünnen, nicht verdampfenden Flüssigkeitsfilm zwischen Dampfblase und Heizwand. Es wird dabei davon ausgegangen, dass die Hauptursache für die Verschlechterung des Wärmeübergangs in der Siedepunktserhöhung infolge des in der Mikroschicht erzeugten Konzentrationsgradienten liegt. In diesen Modellen wird demnach die Erhöhung der Siedetemperatur der wandnahen Flüssigkeit gegenüber der des ausgedehnten Flüssigkeitsvolumens als Maß für die Verminderung des Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen. Andere gemischspezifische Effekte werden in diesen halb-empirischen Berechnungsmethoden nicht berücksichtigt, da sie nach Stephan von untergeordneter Bedeutung für den Wärmeübergang sind ([[Kern u. Stephan, 2003a, b](#)], siehe auch Abschnitt [A.3.2](#)). Darunter zählen die Transport-

mechanismen Diffusion und Marangoni-Konvektion und die Auswirkungen der veränderten Blasenbildung bzw. des veränderten Blasenwachstums, sowie die während des Siedevorgangs auftretende Veränderung der thermophysikalischen Eigenschaften mit der Zusammensetzung des Gemischs.

Anwendung des Modells für Gemische mit nicht flüchtigen Bestandteilen

Die genannten Korrelationen sind vor allem für oft eingesetzte Gemische (z.B. organische Kältemittel oder tiefsiedende Lösungen) zu verwenden, da die Eigenschaften dieser wohldefiniert sind. Für komplexere Mischungen oder selten verwendete Gemische ist damit jedoch keine gültige Vorhersage des Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten. Um in diesem Fall die Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten des Gemischs gegenüber dem der reinen Komponenten abzuschätzen, empfiehlt es sich eine anwendungsbezogene Analyse der Wärme- und Stofftransportmechanismen beim Siedeprozess durchzuführen. Im vorliegenden Anwendungsfall des Siedens von wässriger Lithiumbromidlösung sind diese Berechnungsmethoden im Wesentlichen wegen der verschwindenden Flüchtigkeit der Salzkomponente Lithiumbromid ebenfalls nicht anwendbar. An dieser Stelle ist anzumerken, dass besonders diese Eigenschaft die aufwändige Analyse der physikalischen Phänomene des Siedevorgangs erleichtern sollte. Hinweise in der Literatur zu diesem Thema finden sich in [Wadekar u. a., 1997]. Hier wurde eine Modifikation des allgemeinen – und bereits vorgestellten – Modells der Mikrofilmverdampfung von Stephan durchgeführt, mit der Zielsetzung dieses an den speziellen Fall eines Gemisches mit nichtflüchtiger Komponente anzupassen. Zur Überprüfung der Relevanz des modifizierten Modells wurden die damit berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit Messdaten für das Blasensieden wässriger Natriumchlorid-Lösungen verglichen. Konsistente Ergebnisse ergaben sich dabei nur, wenn die für die Berechnung erforderlichen Wärmeübergangswerte für das Sieden von reinem Wasser mit guter Genauigkeit experimentell bestimmt wurden. Wenn stattdessen Wärmeübergangswerte für Wasser verwendet wurden, die anhand halb-empirischer Korrelationen berechnet wurden (z.B. (3.3) nach Gorenflo oder (3.6) nach Cooper, siehe Abschnitt 3.2.2), stimmten die mit dem Modell von Wadekar berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit den experimentellen Messwerten der wässrigen Salzlösungen nicht überein. Dies widerlegt die Gültigkeit solcher Modelle zur Auslegung des Austreiberwärmetauschers.

b) Verfügbare Korrelationen für das Sieden von Salzlösungen im Unterdruck

In nur sehr wenigen Quellen wurde der Wärmeübergang beim Sieden von Lithiumbromidlösung unter subatmosphärischem Druck experimentell untersucht. Unter den verfügbaren Veröffentlichungen wurden in sieben Quellen relevante Ergebnisse für die vorliegende Anwendung gefunden: [Minchenko u. Firsova, 1969], [Charters u. a., 1982], [Lee u. a., 1991], [Kamoshida u. Ishiki, 1993], [Varma u. a., 1994], [Furukawa u. a., 1995], [Wu u. a., 1998]. Unter diesen Quellen

umfasst nur [Minchenko u. Firsova, 1969] einen vergleichsweise breiten Druck- und Konzentrationsbereich (45 bis 1013 mbar bzw. 10 bis 50 %). Aus den Messdaten konnte somit eine Korrelation für die Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet werden. Dabei wurden die gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha(p, \dot{q}, x)|_{\text{LiBr}}$ – ähnlich wie bei der Korrelation (3.3) von [Gorenflo, 2002] für Wasser – für alle Drücke und Wärmestromdichten aus einem Normierungswert $\alpha_0(p_{\text{atm}}, \dot{q}, x)|_{\text{LiBr}}$ beim Referenzzustand, in diesem Fall beim Atmosphärendruck, extrapoliert. Dies wird folgendermaßen ausgedrückt:

$$\frac{\alpha(p, \dot{q}, x)|_{\text{LiBr}}}{\alpha_0(p_{\text{atm}}, \dot{q}, x)|_{\text{LiBr}}} = A \cdot \left(\frac{p}{p_{\text{atm}}} \right)^{-0,18} \cdot \exp^{-0,01 \cdot \frac{x}{\%}}$$

Unter Berücksichtigung der Leistungsabhängigkeit von α_0 lässt sich die obige Gleichung in Gleichung (3.7) umschreiben, um die Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Wärmestromdichte, des Siededruckes und der LiBr-Konzentration zu berechnen:

$$\alpha(p, \dot{q}, x)|_{\text{LiBr}} = C \cdot \dot{q}^n \cdot \left(\frac{p}{p_{\text{atm}}} \right)^{-0,18} \cdot \exp^{-0,01 \cdot \frac{x}{\%}} \quad (3.7)$$

Mit (3.7) wird ersichtlich, dass die von Minchenko und Firsova bei gleicher Wärmestromdichte gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung mit zunehmendem Druck abnehmen. Dies steht im Widerspruch zu der bekannten Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser mit zunehmendem Druck. Außerdem ist nach Gleichung (3.7) ein Rückgang der Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung mit steigender LiBr-Konzentration x zu erwarten.

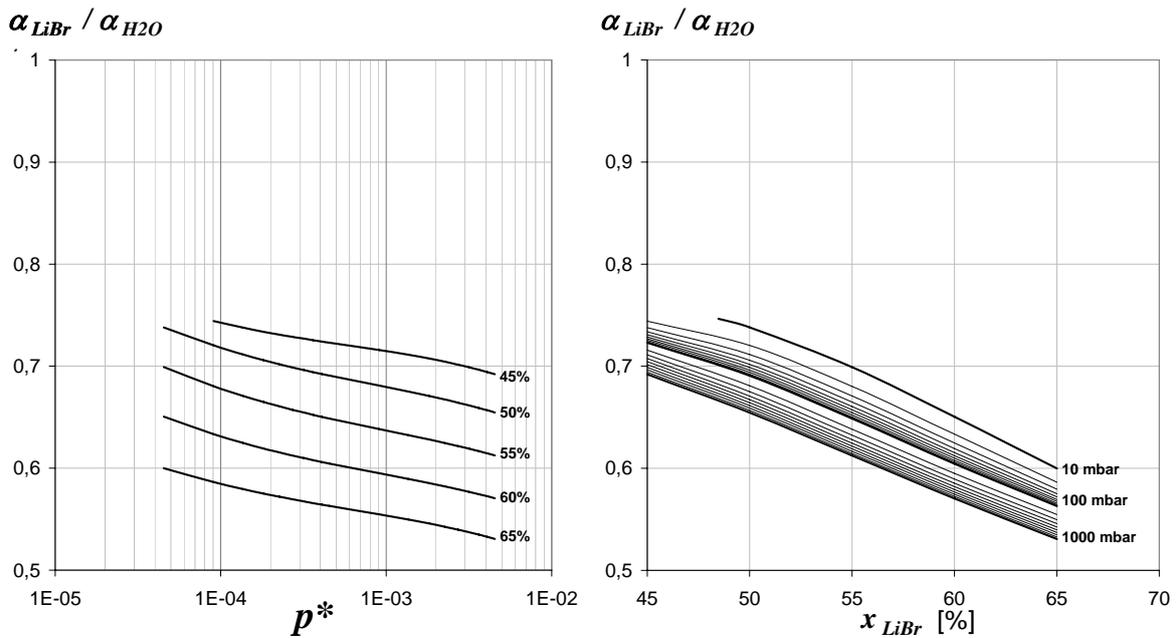
Auch nach umfangreicher Recherche ist Gleichung (3.7) der einzige Hinweis einer empirischen Beschreibung des Einflusses der Betriebsparameter auf den Wärmeübergang beim Sieden wässriger Lithiumbromidlösung. In [Rant, 1977] liegt aber eine einfache Korrelation vor, welche die Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden einiger wässriger Lösungen mit nichtflüchtigem Bestandteil relativ zu denen von Wasser angibt. Voraussetzung dafür ist dass beide Fluide an der gleichen Heizfläche und unter den gleichen Betriebsbedingungen, d.h. gleicher Wärmestromdichte und gleichem Druck, sieden. Die Untersuchung in [Rant, 1977] bezieht sich auf Lösungen wie NaCl-, NaOH-, Na₂SO₄- oder LiBr-Lösungen und Saccharose. Im Fall des Stoffpaares H₂O/LiBr kann der von Rant aufgestellte Umrechnungsfaktor – später auch „Rant-Faktor“ genannt – folgenderweise zusammengefasst werden:

$$\frac{\alpha(p, \dot{q})|_{\text{LiBr}}}{\alpha(p, \dot{q})|_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\rho'_{\text{LiBr}}}{\rho'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \left(\frac{\lambda'_{\text{LiBr}}}{\lambda'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{c'_{p\text{LiBr}}}{c'_{p\text{H}_2\text{O}}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma'_{\text{LiBr}}}{\sigma'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{\Delta h_{v\text{LiBr}}}{\Delta h_{v\text{H}_2\text{O}}} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{\rho''_{\text{LiBr}}}{\rho''_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{\mu'_{\text{LiBr}}}{\mu'_{\text{H}_2\text{O}}} \right)^{-1/4} \quad (3.8)$$

Darin stellen die mit ' bezeichneten Größen die siedende Flüssigkeit und die mit '' den Dampf⁵ dar. Aus Gleichung (3.8) wird ersichtlich, dass durch die Bedingung gleiche Wärmestromdichte

⁵ Bei wässriger Lithiumbromidlösung sind die Stoffdaten des überhitzten Wasserdampfs bei der Sättigungstemperatur von Lithiumbromid in Gleichung (3.8) anzusetzen.

\dot{q} und gleicher Druck p für die Übertragung der Ergebnisse von Wasser auf Lithiumbromidlösung nur der Einfluss der vom Wasser abweichenden Stoffeigenschaften der Lithiumbromidlösung explizit berücksichtigt wird. Trotzdem geht der Druck implizit in die Berechnung ein, da die Stoffdaten der zu vergleichenden Flüssigkeiten nicht in gleichem Maße mit dem Druck variieren. Während die Einflüsse des Siededruckes und der Salzkonzentration somit im Rant-Faktor enthalten sind, bleibt der Einfluss der Wärmestromdichte unberücksichtigt. Für Lithiumbromidlösung wurde die Relevanz der Beziehung (3.8) anhand von Messwerten überprüft, die unter Atmosphärendruck bei jeweils zwei Wärmestromdichten (58 und $116 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) und für LiBr-Konzentrationen zwischen 10 und 40% ermittelt wurden. Bei Extrapolation des in Gleichung (3.8) dargestellten Rant-Faktors im Hinblick auf die vorliegende Anwendung, d.h. für den subatmosphärischen Druckbereich und LiBr-Konzentrationen bis zu 65% , ergeben sich die Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung. Diese werden in Abbildung 3.4 im Bezug auf diejenigen von Wasser als Funktion des reduzierten Druckes (Abbildung 3.4a) bzw. der Konzentration (Abbildung 3.4b) gezeigt.



(a) Einfluss des Druckes.

(b) Einfluss der Konzentration.

Abbildung 3.4: Einfluss relevanter Betriebsparameter auf den „Rant-Faktor“ [Rant, 1977].

3.2.4 Blasensieden am berippten Einzelrohr

Durch die Verwendung außen berippter Rohre beim Behältersieden lässt sich der Wärmeübergang im Vergleich zu glatten Rohren verbessern. Dabei ist praktisch im gesamten interessierenden Belastungsbereich der auf die äußere Rohroberfläche bezogene Wärmeübergangskoeffizient am Rippenrohr höher als am Glattrohr, wobei dies besonders bei niedrigen Wärmestromdichten im Bereich beginnender Blasenverdampfung gilt.

a) Korrelationsgleichung von [Gorenflo, 2002]

Ähnlich wie bereits im Abschnitt 3.2.2 für glatte Rohre vorgestellt, wurde im VDI-Wärmeatlas eine Korrelation von [Gorenflo, 2002] zur Bestimmung des Wärmeübergangs beim Blasensieden von Wasser an einem berippten Rohr bereitgestellt. Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient bei beliebigen Betriebsbedingungen $\alpha_R(p^*, \dot{q})|_{\text{H}_2\text{O}}$ aus einem einzelnen Normierungswert $\alpha_{R,0}(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}$ bei $p_0^* = 0,1$ und $\dot{q}_0 = 20 \text{ kW/m}^2$ erhalten. Dies geschieht mittels:

$$\frac{\alpha_R(p^*, \dot{q})|_{\text{H}_2\text{O}}}{\alpha_{R,0}(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{F_R(p^*)}{F_R(p_0^*)} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{N_R(p^*)} \quad (3.9)$$

Aus experimentellen Untersuchungen geht hervor, dass die Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr generell eine schwächere Druckabhängigkeit und eine schwächere Steigung als Funktion der Wärmestromdichte als diejenige des Glattrohrs aufweisen. Dies wird jeweils in der Funktion $F_R(p^*)$ und dem Exponent N_R berücksichtigt, die im Vergleich zu den entsprechenden Parametern $F(p^*)$ und N des Glattrohrs (siehe Gleichung (3.3) bis (3.5) auf S. 39–40) noch Korrekturfaktoren auf der Basis von geometrischen Parametern enthalten.

$$F_R(p^*) = F\left(\frac{p^*}{\sqrt{\varphi}}\right) \quad \text{mit} \quad \varphi = \frac{(A_{\text{Grund}} + A_{\text{Rippen}})}{A_{\text{Glattrohr}}} \quad (3.10)$$

$$N_R(p^*) = N(p^*) - 0,1 \cdot \left(\frac{h_R}{\text{abs}_R - S_R}\right) \quad (3.11)$$

Darin bezeichnet $\text{abs}_R - S_R$ den lichten Rippenabstand, h_R die Rippenhöhe und φ die Flächenvergrößerung. Letztere ist als Verhältnis der gesamten äußeren Oberfläche des berippten Rohres, welche sich aus der Summe der Rippenfläche A_{Rippen} und der Oberfläche des von den Rippen nicht bedeckten Grundkörpers A_{Grund} zusammensetzt, und der Oberfläche des Rohres ohne Rippen $A_{\text{Glattrohr}}$ definiert.

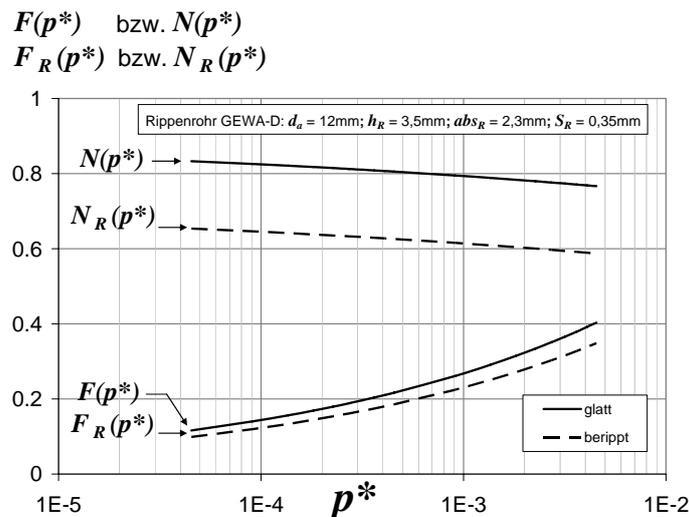


Abbildung 3.5: Funktionen $F(p^*)$ und $N(p^*)$ nach (3.4) und (3.5) für das glatte Rohr bzw. nach (3.10) und (3.11) für das berippte Rohr.

In der Abbildung 3.5 sind die Funktionen $F(p^*)$ und $N(p^*)$ für ein glattes Rohr und $F_R(p^*)$ und $N_R(p^*)$ für ein beripptes Rohr mit dem selben Kernrohrdurchmesser ($d_a = 12$ mm) und einer Rippengeometrie nach Typ GEWA-D ($h_R = 3,5$ mm; $abs_R = 2,3$ mm; $S_R = 0,35$ mm) gegenübergestellt. Dieser Rohrtyp wurde im Rahmen dieser Arbeit getestet (siehe Abschnitt 4.1.2 auf Seite 76).

Bezüglich des Einflusses der Wandoberfläche auf den Wärmeübergang ist bereits ein großer Teil des Rauigkeitseinflusses durch die modifizierte Druck- und Leistungsabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten in (3.10) bzw (3.11) erfasst. Aus diesem Grund beinhaltet Gleichung (3.9) im Gegensatz zur Gleichung (3.3) für das Glattrohr keinen zusätzlichen charakteristischen Parameter der Heizwand.

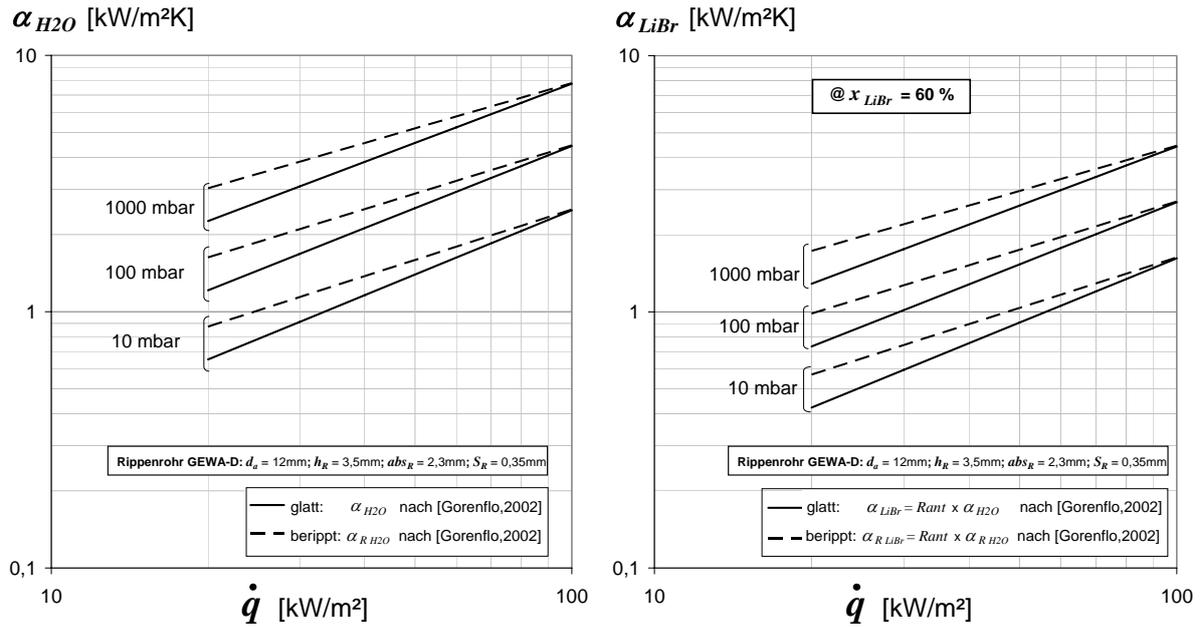
Zur Abschätzung des Normierungswerts $\alpha_{R,0}(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}$ berücksichtigt [Gorenflo, 2002] experimentelle Ergebnisse nach denen sich bei einer Wärmestromdichte von etwa $\dot{q}_1 = 100$ kW/m² und einem reduzierten Siededruck von $p_1^* = 0,03$ für Glatt- und Rippenrohre aus Kupfer im Mittel näherungsweise die gleichen Wärmeübergangskoeffizienten ergeben. Demzufolge wird aus dem Normierungswert für Glattrohr $\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}$ durch Rückrechnen mittels der Gleichungen (3.4) und (3.5) zunächst der für beide Rohrarten geltende Wärmeübergangskoeffizient bei p_1^* und \dot{q}_1 berechnet und anschließend durch Rückrechnen mittels der Gleichungen (3.10) und (3.11) der Normierungswert für Rippenrohr bei p_0^* und \dot{q}_0 erhalten. Dieser Berechnungsvorgang kann so ausgedrückt werden:

$$\frac{\alpha_{R,0}(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}}{\alpha_0(p_0^*, \dot{q}_0)|_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{F(p_1^*)}{F(p_0^*)} \cdot \left(\frac{\dot{q}_1}{\dot{q}_0}\right)^{N(p_1^*)} \cdot \left(\frac{\dot{q}_0}{\dot{q}_1}\right)^{N_R(p_1^*)} \cdot \frac{F_R(p_0^*)}{F_R(p_1^*)} \quad (3.12)$$

Die zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten für das Blasensieden von Wasser und wässriger Lithiumbromidlösung an einem berippten Rohr im Vergleich zu denjenigen für ein glattes Rohr sind in der Abbildung 3.6 als Funktion der Wärmestromdichte und für Siededrucke zwischen 10 und 1000 mbar dargestellt. Für Wasser (Abbildung 3.6a) wurden die Wärmeübergangskoeffizienten des Glattrohrs mit Hilfe der Korrelation (3.3) nach [Gorenflo, 2002] berechnet. Durch Multiplizieren der so ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten mit dem Rantfaktor in (3.8) wurden die Wärmeübergangskoeffizienten für Lithiumbromidlösung erhalten (Abbildung 3.6b).

Für das Rippenrohr ergeben sich nach [Gorenflo, 2002] bei einer geringen Wärmestromdichte von 20 kW/m² und nahezu unabhängig vom angenommenen Siededruck etwa um einen Faktor 1,35 höhere Wärmeübergangswerte als für das Glattrohr. Mit steigender Wärmestromdichte verliert die Rippenoberfläche beim Blasensieden an Effizienz. Aus den empirischen Korrelationen 3.9 bis 3.12 geht schließlich hervor, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten an Rippen- und Glattrohren bei 100 kW/m² nicht mehr unterscheiden.

3.2 — Korrelationen des Blasensiedens



(a) Wasser.

(b) wässrige Lithiumbromidlösung.

Abbildung 3.6: Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden an einem glatten bzw. berippten Rohr als Funktion der Wärmestromdichte.

b) Modellierung der Rippeneffizienz für den Einsatz beim Blasensieden

Definition des Rippenwirkungsgrads

Die Wirksamkeit einer Rippe wird üblicherweise mit Hilfe des Rippenwirkungsgrads beschrieben, welcher das Verhältnis der tatsächlich übertragenen Wärmeleistung \dot{Q}_{real} zur maximal übertragbaren Wärmeleistung \dot{Q}_{max} darstellt. Letztere ist die Wärmemenge, die die Rippe übertragen würde wenn ihre gesamte Oberfläche die Temperatur des Rippenfußes hätte. Nun weicht die mittlere Rippentemperatur, auch effektive Rippentemperatur $T_{W_{eff}}$ genannt, von der Temperatur des Rippenfußes $T_{W_{Fuß}}$ ab, da die zum Sieden benötigte Wärme nicht direkt vom Kernrohr zur umgebenden Flüssigkeit übertragen wird, sondern erst vom Rippenfuß bis zur Rippenspitze geleitet werden muss. Durch diesen zusätzlichen Wärmeleitwiderstand entsteht ein Temperaturgradient längs der Rippe. Für die Wärmeübertragung von der Heizwand an das Fluid ist die mittlere Temperatur der Rippe $T_{W_{eff}}$ maßgeblich und nicht die höhere Temperatur am Rippenfuß $T_{W_{Fuß}}$, die gleichzeitig der Außenwandtemperatur des Kernrohrs T_{W_a} entspricht. Demnach gilt:

$$\begin{aligned}
 & \bullet \dot{Q} = \alpha_{Grund} \cdot A_{Grund} \cdot (T_{W_a} - T_{sat}) + \alpha_{Rippen} \cdot A_{Rippen} \cdot (T_{W_{eff}} - T_{sat}) \\
 & \bullet \alpha_{Grund} = \alpha_{Rippen} = \alpha_{real} \\
 \Rightarrow \dot{Q} &= \alpha_{real} \cdot (A_{Grund} + \eta_R \cdot A_{Rippen}) \cdot (T_{W_a} - T_{sat}) \quad \text{mit} \quad \eta_R = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{W_{eff}} - T_{sat}}{T_{W_a} - T_{sat}}
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Darin stellt α_{real} den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten dar, der sowohl dem unberippten Teil des Rippenrohres (Fläche A_{Grund}) als auch der Rippenoberfläche selbst (Fläche A_{Rippen}) zugewiesen wird. Im Bezug auf die gesamte Außenfläche des Rippenrohres ($A_{Grund} + A_{Rippen}$) kann ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{scheinbar}$ angegeben werden:

$$\dot{Q} = \alpha_{scheinbar} \cdot (A_{Grund} + A_{Rippen}) \cdot (T_{W_a} - T_{sat}) \quad (3.14)$$

Dieser so genannte „scheinbare“ Wärmeübergangskoeffizient unterscheidet sich vom lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α_{real} , da er mit der am Rippenfuß bzw. Kernrohr bestehenden Temperaturdifferenz ($T_{W_a} - T_{sat}$) und nicht mit der im Mittel an der Rippenoberfläche verfügbaren Temperaturdifferenz ($T_{W_{eff}} - T_{sat}$) gebildet wird. Mit (3.13) und (3.14) ergibt sich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient eines Rippenrohres ($\alpha_{scheinbar}$) als Funktion des Wärmeübergangskoeffizienten des zugehörigen Glattrohrs (α_{real}) und dem Rippenwirkungsgrad (η_R).

$$\alpha_{scheinbar} = \alpha_{real} \cdot \left[1 - (1 - \eta_R) \cdot \frac{A_{Rippen}}{A_{Grund} + A_{Rippen}} \right] \quad (3.15)$$

In den meisten Fällen wird außerdem davon ausgegangen, dass die glatte Oberfläche eines Glattrohrs und eines Rippenrohres bei gleicher lokal bestehender treibender Temperaturdifferenz den gleichen lokalen Wärmeübergangskoeffizienten aufweist ($\alpha_{real} = \alpha|_{glatt}$).

Numerische Bestimmung des Rippenwirkungsgrads

In der Literatur liegen für konventionelle Rippenformen theoretische Formeln für den Rippenwirkungsgrad vor. Diese stellen in der Regel eine Näherung der Lösung der Bessel'schen Differentialgleichungen 0-ter Ordnung dar, die sich bei der Wärmebilanzierung an der Rippe ergeben. Für Kreisrippen gilt demnach:

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} \quad \text{mit} \quad X = \psi \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{real}}{\lambda_R \cdot S_R}} \quad \text{und} \quad \psi = \left(\frac{d_R}{d_a} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{d_R}{d_a} \right) \quad (3.16)$$

Wie bereits erwähnt und in Gleichung (3.16) sichtbar wird, ergibt sich der Rippenwirkungsgrad aus den konkurrierenden Effekten zweier Wärmeübertragungsformen, nämlich der Wärmeübertragung an die Umgebung mit α_{real} und der Wärmeleitung längs der Rippe mit λ_R . Demzufolge ist auch der geometrische Faktor $\psi \cdot \frac{d_a}{2}$, der vom Rippen- und Kernrohrdurchmesser (d_R bzw. d_a) abhängt, als gewichtete Rippenhöhe für den Wärmeübergang zwischen Kernrohr und Fluid zu interpretieren, während für die Wärmeleitung die Rippenstärke S_R maßgebend ist. Allerdings kann die bekannte Formel (3.16) aus der Literatur zur Bestimmung des Rippenwirkungsgrads im vorliegenden Fall des Blasensiedens nicht angewandt werden. Denn diese beruht darauf, dass der lokale Wärmeübergang entlang der Rippe (α_{real}) einen konstanten Wert annimmt (wie z.B. für den Fall einer Wärmeübertragung durch freie Konvektion zwischen der Rippenwand und dem ruhenden umgebenden Fluid). Beim Blasensieden an der Rippe ist jedoch eine starke Abhängigkeit dieses von der Wärmestromdichte bzw. von der bestehenden treibenden Temperaturdifferenz zwischen der Rippenwandoberfläche und der siedenden Lösung zu

erwarten. Da aber in Folge der Wärmeleitung lokale Temperaturänderungen längs der Rippen auftreten, ergeben sich damit auch örtlich unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten an der Rippe. Diese Effekte, die in der analytischen Beschreibung des Rippenwirkungsgrads in (3.16) nicht erfasst wurden, müssen jedoch berücksichtigt werden.

Im Hinblick auf eine korrekte Vorhersage der Rippenwirkung auf die Wärmeübertragung beim Blasensieden wurde eine lokale Wärmebilanz durchgeführt, um den nach Gleichung (3.13) dafür erforderlichen Temperaturverlauf längs der Rippe zu ermitteln. Dazu wurde, wie in der Abbildung 3.7 schematisch dargestellt, die kreisförmige Rippe in ihrer Höhe in n Rippenelemente der Breite δr diskretisiert und die ein- und ausfließenden Wärmeströme für jedes Flächenelement $2\pi r[i]\delta r$ definiert. Nach der Wärmebilanzierung folgt, dass die Differenz ($\dot{Q}_{WL}[i] - \dot{Q}_{WL}[i+1]$) zwischen dem ein- und austretenden Wärmeleitungsstrom entlang des Rippenelements als Wärmestrom $\dot{Q}_{BS}[i]$ zum Sieden zur Verfügung steht. Der lokale Wärmeübergangskoeffizient für das Sieden der umgebenden Flüssigkeit entlang der Rippe ist $\alpha_{BS}[i]$. Die Temperatur der siedenden Flüssigkeit beträgt dabei T_{sat} und die Wandtemperatur des Rippenelements $T_W[i]$. Dies wird im Gleichungssystem (3.17) zusammengefasst.

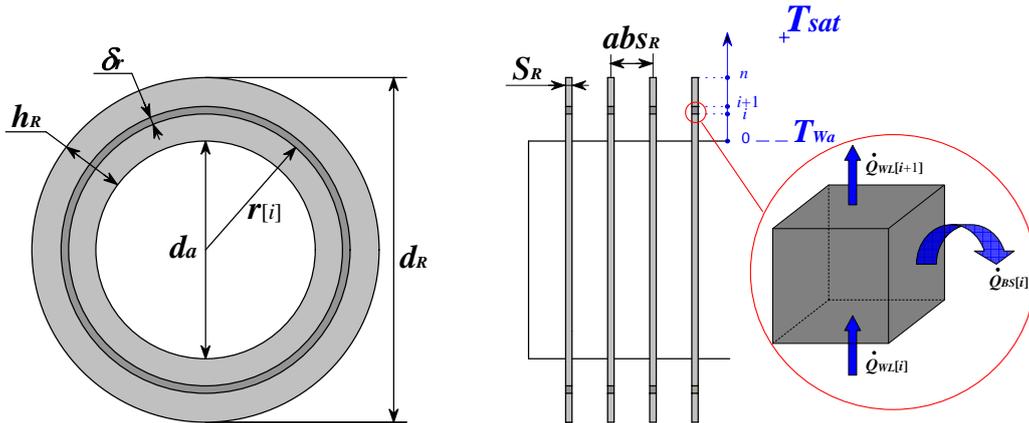


Abbildung 3.7: Wärmebilanz zur Ermittlung des Rippenwirkungsgrades.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{BS}[i] = \alpha_{BS}[i] \cdot 2 \left[\pi \left(r[i+1]^2 - r[i]^2 \right) \right] \cdot (T_W[i] - T_{sat}) \\ \dot{Q}_{WL}[i] = \frac{\lambda_R}{r[i+1] - r[i]} \cdot \frac{2\pi(r[i+1] - r[i]) \cdot S_R}{\ln(r[i+1]/r[i])} \cdot (T_W[i] - T_W[i+1]) \\ \dot{Q}_{WL}[i] = \dot{Q}_{WL}[i+1] + \dot{Q}_{BS}[i] \end{cases} \quad (3.17)$$

Zur Berücksichtigung der Variation des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wird $\alpha_{BS}[i]$ als Funktion der lokalen Bedingungen wie lokale Wandübertemperatur bzw. Wärmestromdichte vorgegeben. Wie bereits bei der Definition des Rippenwirkungsgrads erwähnt (siehe S. 51), entspricht dieser lokale Wärmeübergangskoeffizient an der Rippenoberfläche dem Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden am Glattrohr. Infolgedessen wurden hierfür die entsprechenden Korrelationen der Literatur verwendet, die für Wasser im Abschnitt 3.2.2 (Gleichung (3.3) von Gorenflo bzw. (3.6) von Cooper) und für Lithiumbromidlösung im Abschnitt 3.2.3 (Rant-Faktor in Gleichung (3.8)) vorgestellt wurden.

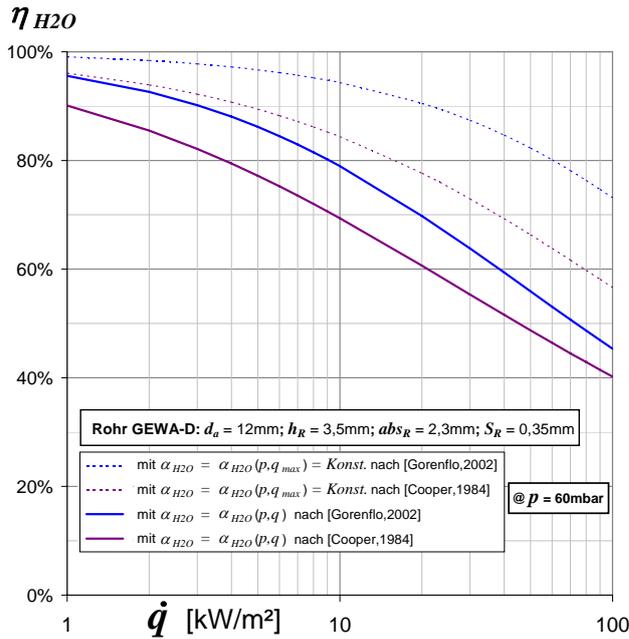
Das in (3.17) aufgestellte Gleichungssystem lässt sich dann nach Eingabe der Randbedingungen am Rippenfuß und an der Rippenspitze numerisch lösen. Am Rippenfuß ($i = 0$) kommt dafür als Rippenfußtemperatur die Außenwandtemperatur des Kernrohrs in Betracht: $T_W[0] = T_{W_a}$. An der Rippenspitze ($i = n$) wird angenommen, dass der dortige Wärmeleitstrom im Vergleich zur insgesamt geleiteten Wärme vernachlässigbar ist, so dass die Rippenspitze als adiabat angesehen wird. Demnach gilt: $\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{[n]} = 0 \Leftrightarrow \dot{Q}_{WL}[n] = 0$. Anhand dieser Randbedingungen können die lokal herrschende Temperatur der Rippenelemente und der damit verbundene Wärmestrom \dot{Q}_{real} berechnet werden. Zur Ermittlung des Rippenwirkungsgrads wird letzterer auf den maximal möglichen Wärmestrom \dot{Q}_{max} bezogen:

$$\eta_R = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\sum_{i=0}^n \alpha_{BS}[i] \cdot A[i] \cdot (T_W[i] - T_{sat})}{\alpha_{BS}[0] \cdot A \cdot (T_W[0] - T_{sat})} \quad (3.18)$$

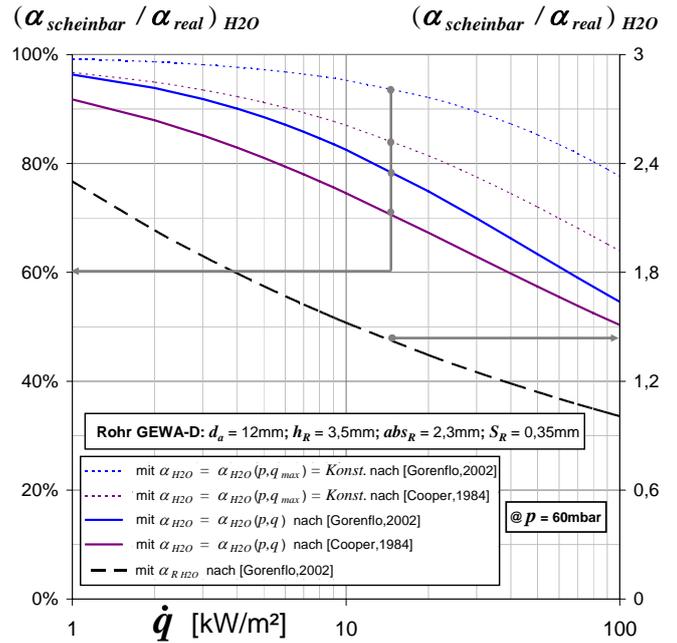
Ergebnisse der Modellierung der Rippeneffizienz

In den Abbildungen 3.8 und 3.9 werden die Ergebnisse der Modellierung des in dieser Arbeit verwendeten Rippenrohrs (Typ GEWA-D, siehe S. 49) gemäß der bereits vorgestellten Wärmebilanz als Funktion der Wärmestromdichte dargestellt. Zwischen den Abbildungen ändert sich nur die siedende Flüssigkeit (Wasser in 3.8 bzw. Lithiumbromidlösung in 3.9). Für die Modellrechnungen wurden ein Siededruck von 60 mbar und gegebenenfalls eine LiBr-Konzentration von 60 % ausgewählt, die repräsentativ für die im Austreiber einer Absorptionskältemaschine herrschenden Betriebsbedingungen sind. Die Auswirkung der Rippen beim Einsatz in einer siedenden Flüssigkeit ist jeweils links durch den Rippenwirkungsgrad (a) bzw. rechts durch das Verhältnis des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr zum Wärmeübergangskoeffizienten am Glattrohr bei gleicher Wärmestromdichte (b) quantifiziert. Die durchgezogenen Linien zeigen die Ergebnisse der Modellierung, bei der die Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der veränderten treibenden Temperaturdifferenz längs der Rippe – wie auf S. 53 beschrieben – berücksichtigt wurde. Neben diesen Linien werden noch gepunkteten Linien gezeigt, die unter Annahme eines konstanten α -Wertes bei der Berechnung des Rippenwirkungsgrades im Gleichungssystem (3.17) erhalten wurden. Als α -Wert wurde dabei der Wärmeübergangskoeffizient eines Glattrohrs mit derselben Kernrohrwandtemperatur ($T_W[0]$) wie das Rippenrohr eingesetzt. Die damit errechneten Rippenwirkungsgrade entsprechen den gemäß der Formel (3.16) zu erwartenden Rippenwirkungsgraden. In den Abbildungen 3.8b und 3.9b werden jeweils auf der rechten Ordinate noch zum Vergleich die mittels der Vorhersage von [Gorenflo, 2002] (Abschnitt 3.2.4 a)) erzielten Verhältnisse $\left(\frac{\alpha_{scheinbar}}{\alpha_{real}}\right)$ gezeigt. Für Wasser handelt es sich dabei um die scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_R|_{H_2O}$, die mittels der für Rippenrohre vorliegenden Korrelationsgleichung (3.9) bestimmt wurden, bezogen auf die Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha|_{H_2O}$, die mittels der für Glattrohre vorliegenden Korrelationsgleichung (3.3) und für die gleiche Wärmestromdichte bestimmt wurden. Gemäß Gl.(3.9) bis (3.12) und Gl.(3.3) erhält man nach Umformung: $\frac{\alpha_R|_{H_2O}(\dot{q})}{\alpha|_{H_2O}(\dot{q})} = \frac{F(p_1^*)}{F(p^*)} \cdot \frac{F\left(\frac{p^*}{\sqrt{\varphi}}\right)}{F\left(\frac{p_1^*}{\sqrt{\varphi}}\right)} \cdot \left(\frac{\dot{q}_1}{\dot{q}}\right)^{0,1 \cdot (h_R/t_R)}$.

3.2 — Korrelationen des Blasensiedens

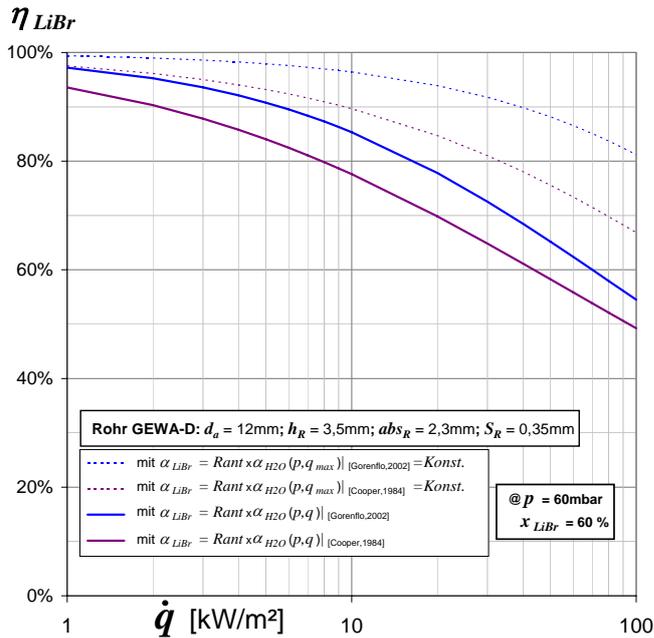


(a) Rippenwirkungsgrad.

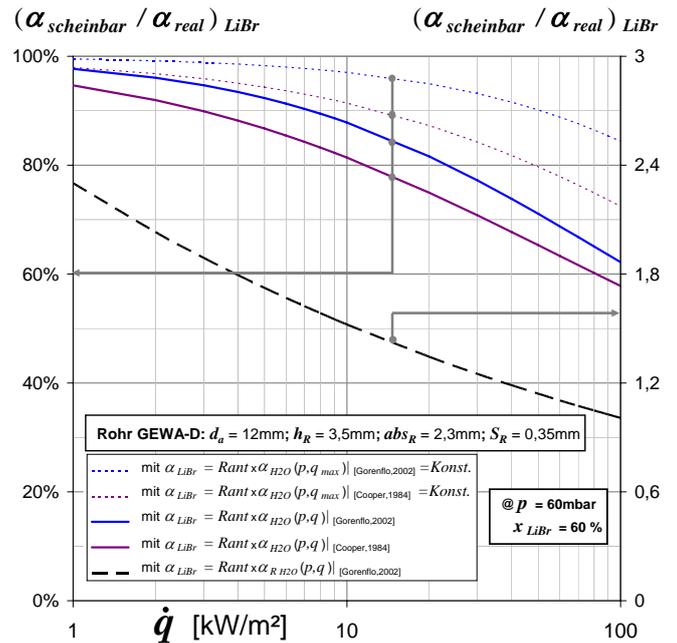


(b) Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Abbildung 3.8: Effizienz eines Rippenrohrs angesichts des flächenbezogenen Leistungsumsatzes beim Blasensieden von Wasser.



(a) Rippenwirkungsgrad.



(b) Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Abbildung 3.9: Effizienz eines Rippenrohrs angesichts des flächenbezogenen Leistungsumsatzes beim Blasensieden von wässriger Lithiumbromidlösung.

Für Lithiumbromidlösung wurden die so ermittelten Wärmeübergangswerte $\alpha_R |_{\text{H}_2\text{O}}$ und $\alpha |_{\text{H}_2\text{O}}$ jeweils mit dem Rant-Faktor (3.8) multipliziert.

Die Abbildungen 3.8a und 3.9a zeigen Rippenwirkungsgrade aus der Modellrechnung mit lokal unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten, die bei sehr geringen Wärmestromdichten über 90 % liegen. Mit steigender Wärmestromdichte sinken diese und erreichen bei 100 kW/m² ca. 40 % für Wasser bzw. 50 % für Lithiumbromidlösung. Wie erwartet, folgt aus der Erhöhung der Wärmestromdichte eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden, so dass der Einsatz von Rippen auf der Fluidseite im Bereich hoher Belastungen nicht mehr so wirksam ist. Die Rippenwirkungsgrade, die auf der Basis eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten erhalten wurden, liegen vergleichsweise höher. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in diesem Fall von dem maximalen Wärmeübergangskoeffizienten für die gesamte Rippenhöhe ausgegangen wird, nämlich dem am Rippenfuß bzw. an der Kernrohroberfläche. In der Realität nimmt aber der lokale Wärmeübergangskoeffizient aufgrund der verschwindenden treibenden Temperaturdifferenz vom Rippenfuß bis zur Rippenspitze kontinuierlich ab. Wie schon erwähnt, sind diese höheren Rippenwirkungsgrade für den Einsatz beim Blasensieden wegen des starken Temperatureinflusses auf den Wärmeübergang physikalisch nicht richtig. Nach der Berechnungsmethode nach Gorenflo liegen die Verhältnisse ($\alpha_R |_{\text{H}_2\text{O}} / \alpha |_{\text{H}_2\text{O}}$) bzw. ($\alpha_R |_{\text{LiBr}} / \alpha |_{\text{LiBr}}$) über 1 (zweite Y-Achse), so dass das Rippenrohr – wie schon in der Abbildung 3.6 zu erkennen war – höhere Wärmeübergangskoeffizienten als das Glattrohr bei gleicher Flächenbelastung aufweist. Dies drückt aus, dass der Prozess des Blasensiedens durch die Anwesenheit von Rippen lokal verbessert wird. Da bei der Wärmebilanz am Rippenelement von einem lokal gleichbleibenden Wärmeübergangskoeffizienten an der Rippe und am Glattrohr ausgegangen wird, bleibt die mögliche Veränderung der physikalischen Mechanismen des Blasensiedens durch die Anwesenheit von Rippen unberücksichtigt. Dies erklärt die in den Abbildungen 3.8b bzw. 3.8b auftretende Diskrepanz zwischen theoretischer Modellierung und Vorhersage nach Gorenflo. Im Hinblick auf eine Beurteilung der Eignung der einen oder anderen Berechnungsmethode zur Ermittlung des Wärmeübergangs am Rippenrohr werden diese Aspekte später beim Vergleich mit den am Rippenrohr gewonnenen Messergebnissen nochmals aufgegriffen und näher diskutiert (siehe Abschnitt 5.3).

Steigerung der Kompaktheit durch Verwendung von Rippen

Wie eingangs diskutiert, ist für eine wirtschaftliche Anwendung von Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung eine Verringerung der Abmessungen und des Gewichtes zwingend erforderlich. Um die Möglichkeiten von Rippenaustreibern in dieser Hinsicht besser beurteilen zu können, wird die übertragene Wärmeleistung nicht mehr auf die Gesamtwärmetauscherfläche bezogen, wie bisher mittels der Wärmestromdichte \dot{q} ausgedrückt, sondern auf die glatte Rohroberfläche mittels der kernrohrbezogenen Wärmestromdichte \dot{q}_{Rohr} . Ebenso wird statt des bisher verwendeten Wärmeübergangskoeffizienten α ein auf die glatte Rohroberfläche bezogener Wärmeübergangskoeffizient α_{Rohr} eingeführt. Diese Parameter stellen jeweils eine mittels der Flächenvergrößerung φ gewichtete Funktion der flächenbezogenen Wärmestromdichte bzw. des Wärmeübergangskoeffizienten dar.

3.2 — Korrelationen des Blasensiedens

$$\dot{q}_{Rohr} = \alpha_{Rohr} \cdot \Delta T_{sat} \quad \text{mit} \quad \begin{cases} \alpha_{Rohr} = \alpha \cdot \varphi \\ \dot{q}_{Rohr} = \dot{q} \cdot \varphi \end{cases} \quad (3.19)$$

Mit Hilfe dieser Parameter können Glattrohrwärmetauscher und Rippenwärmetauscher, die bei gleicher treibender Temperaturdifferenz – d.h. Temperaturgefälle zwischen Kernrohrwand und siedender Lösung ($T_{W_a} - T_{sat}$) – die gleiche Wärmeleistung übertragen, im Hinblick auf das dazu benötigte Wärmetauschervolumen verglichen werden. Dabei ist das Verhältnis der kernrohrbezogenen Wärmeübergangswerte von Glatt- und Rippenrohrwärmetauscher $\left(\frac{\alpha_{Rohr|glatt}}{\alpha_{scheinbar,Rohr|berippt}} \right)$ ein Maß für die Verringerung der erforderlichen Rohrlänge durch Anwendung eines Rippenwärmetauschers. Wenn zwischen Glatt- und Rippenrohr keine Veränderung der Kernrohrdimension stattfindet, lässt sich dies so beschreiben⁶:

$$\frac{L|berippt}{L|glatt} = \frac{\alpha_{Rohr|glatt}}{\alpha_{scheinbar,Rohr|berippt}} = \frac{\alpha|glatt}{\alpha_{scheinbar|berippt}} \cdot \frac{A_{Glattrohr}}{A_{Grund} + A_{Rippen}} \quad (3.20)$$

Die Verringerung des Volumens beim Einsatz von Rippen erhält man durch multiplizieren des Längenverhältnisses in (3.20) mit einem Teilungsfaktor, da neben der Rohrlänge das Volumen noch von den horizontalen (t_h) und vertikalen (t_v) Teilungen des Rohrbündels bestimmt wird, angenommen die Anzahl der Rohre in der horizontalen und vertikalen Ebene bleibt unverändert:

$$\frac{V|berippt}{V|glatt} = \frac{L|berippt}{L|glatt} \cdot \left(\frac{t_h|berippt}{t_h|glatt} \cdot \frac{t_v|berippt}{t_v|glatt} \right) \quad (3.21)$$

Aus den formellen Beschreibungen in (3.20) und (3.21) geht hervor, dass eine gesteigerte Kompaktheit nur erreicht werden kann, wenn die Flächenausnutzung (d.h. die spezifische Wärmeübertragungsfläche pro glatte Rohrlänge) gegenüber Glattrohr so verbessert wird, dass sie den Rückgang des flächenbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{scheinbar|berippt}$ gegenüber $\alpha|glatt$ und einen möglichen Platzverlust aufgrund der Anwesenheit von Rippen überkompensieren kann.

Die Abbildungen 3.10 und 3.11 zeigen eine Auswertung der Gleichung (3.20) für das Blasensieden von Lithiumbromidlösung ($p = 60 \text{ mbar}$, $x = 60 \%$) unter Variation der Rippengeometrie, charakterisiert durch die Rippenstärke (Abb. 3.10) und die Rippenteilung (Abb. 3.11), bei gleichbleibendem Kernrohrdurchmesser ($d_a = 12 \text{ mm}$). In den Abbildungen wurde eine kernrohrbezogene Wärmestromdichte von 20 bzw. 80 kW/m² als zusätzlicher Variationsparameter ausgewählt. Zur Berechnung des flächenbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten des Rippenrohrs wurden wieder die bereits vorgestellten Methoden nach [Gorenflo, 2002] und nach der FEM-Modellierung mit Berücksichtigung der Änderung des lokalen α -Wertes verwendet. Links (a) werden die dabei erzielten Rippenwirkungsgrade des Rippenrohrs, rechts (b) die nach (3.20) erzielte Verringerung der Rohrlänge des Rippenrohrwärmetauschers gegenüber dem Glattrohrwärmetauscher aufgetragen.

⁶ Wenn dies nicht der Fall ist, muss das rechte Glied in Gleichung (3.20) mit dem Verhältnis der jeweiligen Kernrohrdurchmesser $\frac{d_a|glatt}{d_{Kernrohr|berippt}}$ multipliziert werden.

3 — DISKUSSION EMPIRISCHER MODELLE DES BEHÄLTERSIEDENS

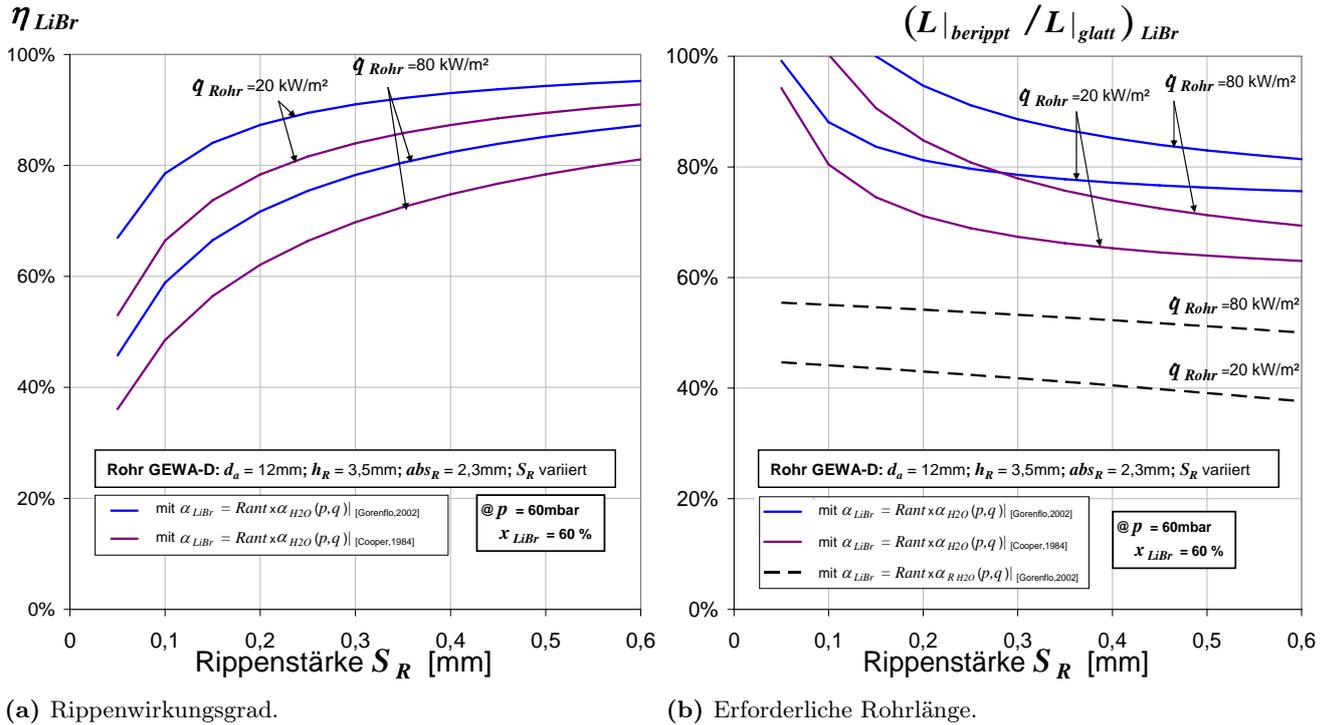


Abbildung 3.10: Einfluss der Rippenstärke auf die Rippeneffizienz bzw. die Wärmetauscherlänge beim Blasensieden von wässriger Lithiumbromidlösung.

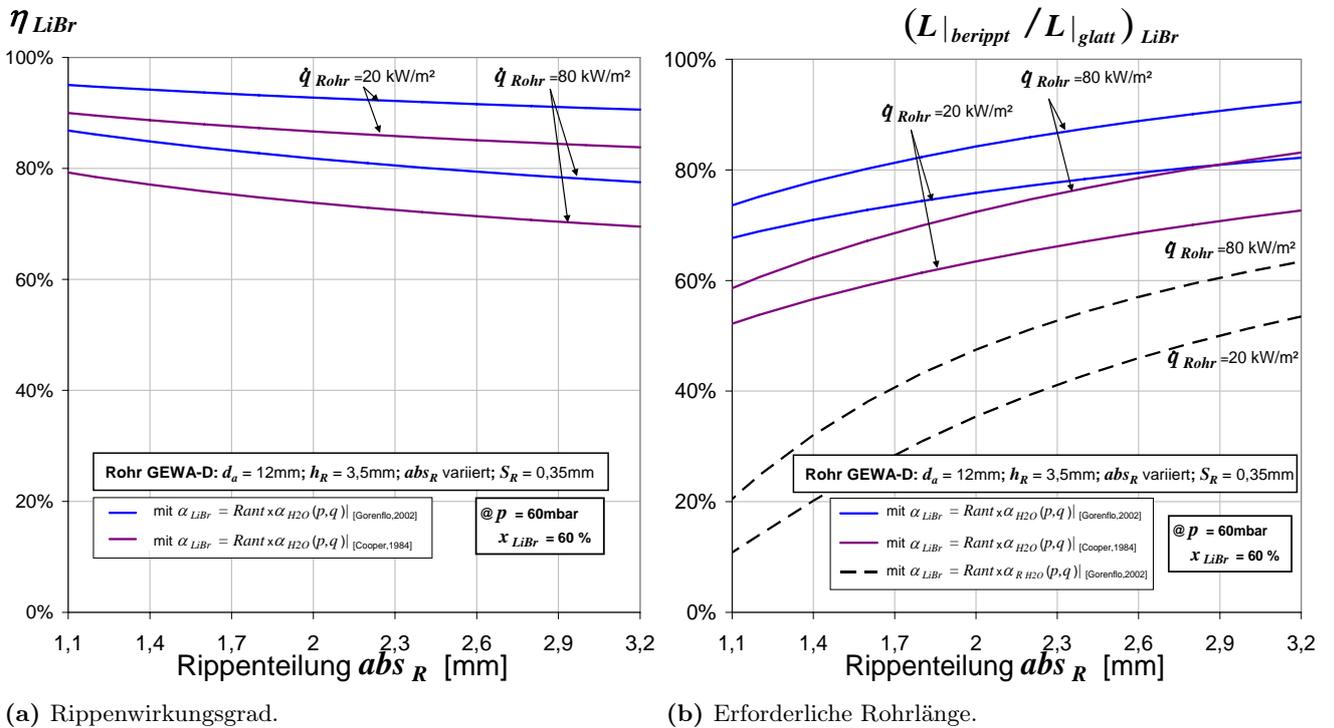


Abbildung 3.11: Einfluss der Rippenteilung auf die Rippeneffizienz bzw. die Wärmetauscherlänge beim Blasensieden von wässriger Lithiumbromidlösung.

Der in den Abbildungen 3.10a und 3.11a dargestellte Kurvenverlauf macht deutlich, dass der Rippenwirkungsgrad bei gegebenem Kernrohrdurchmesser nicht wesentlich über die Rippenteilung abs_R zu optimieren ist. Vielmehr ist die Rippenstärke S_R entscheidend. Wie erwartet steigt mit zunehmender Rippenstärke die Wirkung der auf der Rohroberfläche zusätzlich angebrachten Rippenfläche, was ein klares Indiz für den nicht erheblichen Einfluss der Wärmeleitung längs der Rippe ist. Aus den Ergebnissen der FEM-Modellrechnung in den Abbildungen 3.10b und 3.11b geht hervor, dass die Verwendung von Rippen eine Reduzierung der Rohrlänge um bis zu 40 % ermöglichen würde. Nach der theoretischen Prognose von [Gorenflo, 2002] (gestrichelten Linien) ließe sich diese um mehr als 40 % reduzieren. Voraussetzung dafür sind neben breiten Rippen, die den Verlust über Wärmeleitung minimieren, möglichst kleine Rippenabstände, die zum einen den Anteil der Rippenfläche zur Gesamtfläche und zum anderen das Verhältnis der Gesamtfläche zur glatten Rohroberfläche maximieren. Bei gleicher kernrohrbezogener Leistung \dot{q}_{Rohr} bedeuten kleinere Rippenabstände außerdem eine geringere Wärmestromdichte und somit geringere lokale Wärmeübergangskoeffizienten für das Blasensieden. Dieser Einfluss ist noch in den unteren Abbildungen 3.11a und 3.11b enthalten.

Je nachdem wie sich der Rohrspiegel zwischen Glatt- und Rippenrohr verändert, kann aus den Abbildungen 3.10b und 3.11b und dem Teilungsverhältnis die theoretische Reduzierung des Wärmetauschervolumens errechnet werden.

Bei 1-Pass Wärmetauscher ist z.B. der vertikale Abstand zwischen den Rohren beliebig variabel, solange das Anschlussystem dies noch zulässt. Geht man von dem gleichen lichten Abstand abs_{Licht} zwischen Glatt- und Rippenrohr aus, ergibt sich für das Teilungsverhältnis:

$$\frac{t_v|_{berippt}}{t_v|_{glatt}} = 1 + \frac{h_R}{(abs_{Licht} + d_a)}$$

Bei mehreren Rohrwegen ist der vertikale Rohrabstand durch den minimal einzuhaltenden Biegeradius für die Verbindung der Rohrpässe bestimmt. Der kleinste mögliche Biegeradius ist in der Regel gleich dem Rohraußendurchmesser, so dass der vertikale Abstand dem doppelten Rohraußendurchmesser entspricht. In diesem Fall erhält man als Teilungsverhältnis:

$$\frac{t_v|_{berippt}}{t_v|_{glatt}} = 1 + \frac{2 \cdot h_R}{d_a}$$

3.3 Korrelationen des konvektiven Siedens

Wie am Anfang dieses Kapitels im Abschnitt 3.1 beschrieben, stellt das Sieden unter niedriger Wärmestromdichte bzw. bei kleinem Temperaturgefälle ($T_W - T_{sat}$) das konvektive Sieden dar, auch schwaches oder stilles Sieden genannt. Für den Wärmeübergang gelten in diesem Bereich prinzipiell die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie bei der so genannten freien Konvektion, d.h. der freien Auftriebsströmung ohne Verdampfung.

3.3.1 Glattes Einzelrohr

Nach der Wärmeübertragungskorrelationen der einphasigen Konvektion gilt zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{eK} beim konvektives Sieden am Glattrohr die folgende Korrelation [Gorenflo, 2002]:

$$\alpha_{eK} = \frac{\text{Nu}_{eK} \cdot \lambda}{L_{eK}} \quad \text{mit} \quad \text{Gr} = \frac{g \cdot L_{eK}^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (T_W - T_\infty) = \frac{g \cdot L_{eK}^3}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho_\infty - \rho_W)}{\rho_\infty}$$

und $\text{Nu}_{eK} = 0,60 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/4}$ für die laminare freie Konvektion

$\text{Nu}_{eK} = 0,15 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3}$ für die turbulente freie Konvektion

(3.22)

Darin bezeichnen die Indizes W und ∞ die Wandfläche bzw. das ungestörte Fluid, in diesem Fall die Flüssigkeit im Sättigungszustand. Demzufolge sind die Dichten ρ_W und ρ_∞ bei der Wandtemperatur T_W bzw. der Sättigungstemperatur T_∞ zu entnehmen. Die anderen Stoffeigenschaften der Flüssigkeit sind bei der mittleren Temperatur zwischen Wand- und Sättigungstemperatur anzusetzen. Die in die Nusselt-Zahl Nu_{eK} und in die Grashof-Zahl Gr einzusetzende charakteristische Länge L_{eK} entspricht der Strecke, die die ruhende Flüssigkeit entlang der gesamten übertragenden Heizfläche bei der Auftriebsströmung zurücklegen kann. Für horizontale Rohre wird in den obigen Gleichungen vereinfachend der Außendurchmesser d_a als charakteristische Länge vorgezogen⁷. Für den Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Grenzschicht an der Heizfläche wird einen Wert von $2 \cdot 10^7$ für das Produkt aus Grashof- und Prandtl-Zahl angenommen.

3.3.2 Beripptes Einzelrohr

In [Gorenflo, 2002] wurde anhand experimenteller Daten bei freier Konvektion ohne Blasenbildung in verschiedenen Halogen-Kältemittel festgestellt, dass sich die Messwerte für horizontale Glattrohre und außen berippte Kupferrohre mit unterschiedlicher Rippengeometrien (Rippenhöhe: 1,5 bis 3,5 mm, Rippenabstand: 1,3 bis 3,8 mm) durch eine einheitliche Beziehung zwischen der Nusselt-Zahl, der Grashof-Zahl und der Prandtl-Zahl interpolieren lassen. Voraussetzung dafür war eine auf die gesamte äußere Rohroberfläche bezogene Wärmestromdichte. Somit kann in erster Linie angenommen werden, dass der Wärmeübergang im Bereich der freien Konvektion ohne Dampfblasen im Wesentlichen von der äußeren Oberfläche der Rohre abhängt und dass die Rippengeometrie an sich nur eine untergeordnete Rolle spielt. Die Gültigkeit der Beziehung (3.22) zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs am Rippenrohr wurde für Wasser anhand Versuchen unter Atmosphärendruck und bei $5 \cdot 10^6 \leq \text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 5 \cdot 10^8$ experimentell gesichert. Dabei ergab sich eine Unsicherheit von $\pm 20\%$.

⁷ Bei der freien Konvektion um waagrechte Zylinder ergibt der Quotient aus der Oberfläche des umströmten Körpers und des am Wärmeübergang beteiligten Umfangs seiner Projektionsfläche in Strömungsrichtung die so genannte Anströmlänge $L = \frac{\pi}{2} \cdot d_a$.

3.4 — Umrechnungsverfahren zwischen Einzelrohr und Rohrbündel

Die Abbildung 3.12 zeigt die zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten beim konvektiven Sieden von Wasser bzw. Lithiumbromidlösung an dem in dieser Arbeit verwendeten glatten und beripptem Rohr ($d_a = 12 \text{ mm}$; $h_R = 3,5 \text{ mm}$; $abs_R = 2,3 \text{ mm}$; $S_R = 0,35 \text{ mm}$). Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten wurden die für den Austreiber einer Absorptionskältemaschine üblichen Betriebsbedingungen herangezogen ($p = 60 \text{ mbar}$; $x = 60\%$).

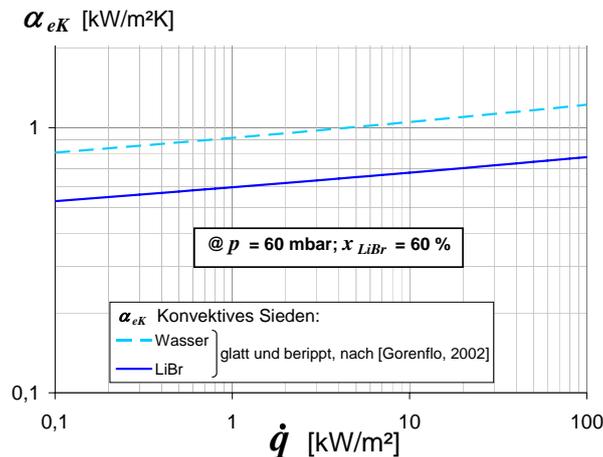


Abbildung 3.12: Wärmeübergangskoeffizient beim konvektiven Sieden von Wasser bzw. Lithiumbromidlösung an einem glatten und an einem beripptem Rohr als Funktion der Wärmestromdichte.

3.4 Umrechnungsverfahren zwischen Einzelrohr und Rohrbündel

Im Abschnitt A.4 wurde der Bündeleffekt beim Behältersieden, d.h. die Verbesserung der Wärmeübertragung an siedenden Rohren, wenn diese Teil eines Rohrbündels sind, beschrieben. Dieser Effekt ist auf die durch den Blasenschwarm verstärkte Anströmung der Rohre innerhalb des Bündels zurückzuführen. Er tritt vor allem bei niedrigen bis mäßigen Wärmestromdichten auf. In diesem Bereich ist das Blasensieden noch nicht voll ausgebildet, so dass der Beitrag der durch den Blasenschwarm entstehenden Zusatzkonvektion von größerer Bedeutung ist.

Modelle für geringe Geschwindigkeiten innerhalb des Bündels

In der Literatur stehen einige halb-empirische Berechnungsmodelle zur Bestimmung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten eines Rohrbündels zur Verfügung. Nach diesen Berechnungsmethoden, die in Superposition, Asymptotische oder Verbesserungsmodelle unterteilt werden können, setzt sich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient beim Behältersieden am Rohrbündel meistens aus dem Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden an einem isolierten Einzelrohr unter den gleichen Betriebsbedingungen und aus dem Wärmeübergangskoeffizienten bei einphasiger freier Querströmung eines Rohrbündels zusammen. Dem Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden wird in der Regel noch einen Gewichtungsfaktor zugewiesen, um den Einfluss der verstärkten Strömung innerhalb des Bündels zu quantifizieren. Dieser

Faktor hängt neben der Geometrie des Rohrbündels auch von der Wärmestromdichte ab, da der Beitrag der Zusatzkonvektion mit steigender Wärmestromdichte aufgrund des stärkeren Blasensiedens weniger zum Tragen kommt. Beispiele für solche Berechnungsmethoden, die im Hinblick auf die Auslegung von Wärmetauschern entwickelt wurden, sind u.a. [Webb u. Gupta, 1992], [Swanson u. Palen, 1996] oder [Palen, 1999] zu entnehmen. Diese Modelle beruhen meisten auf Untersuchungen an Verdampferkesseln beim Behältersieden von Kältemitteln unter Atmosphärendruck und geben außerhalb dieses Anwendungsgebiets keine Gewähr einer zuverlässigen Vorhersage.

Für die rechnerische Erfassung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden an einem Rohrbündel wird auf dieser Basis im VDI-Wärmeatlas das folgende Berechnungsverfahren empfohlen, dessen Gültigkeit nur im Bereich sehr niedriger bis geringer Wärmestromdichten ($1 \text{ kW/m}^2 \leq \dot{q} \leq 20 \text{ kW/m}^2$) und in nicht zu großem Abstand vom Atmosphärendruck nachgewiesen wurde:

$$\alpha_{Bündel} = \alpha_u \cdot F_{Bündel} = (\alpha_{eB} + f \cdot \alpha_{eK}) \cdot \left[1 + \left(2 + \frac{\dot{q} \cdot \varphi}{\frac{1000}{\text{W/m}^2}} \right)^{-1} \right] \quad (3.23)$$

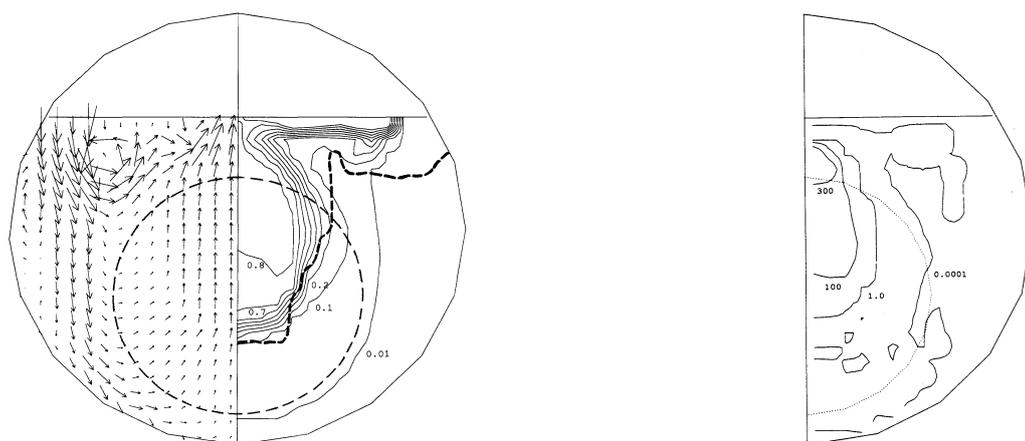
In Gleichung (3.23) wird der Wärmeübergangskoeffizient für das Rohrbündel $\alpha_{Bündel}$ in den Wärmeübergangskoeffizienten der untersten Rohrreihe α_u und einen relativen Verbesserungsfaktor $F_{Bündel}$ innerhalb des Bündels zerlegt. Die verstärkte Anströmung der untersten Rohrreihe wird durch die Überlagerung von Blasensieden am Einzelrohr mittels α_{eB} und von Konvektion am Einzelrohr mittels α_{eK} berücksichtigt. Je nach Größe des Rohrbündels und der zu erwartenden Anströmgeschwindigkeit wird mittels eines Faktors f , der Werte zwischen 0,5 und 1 annehmen kann, der Beitrag α_{eK} der konvektiven Wärmeübertragung gewichtet. Für Wasser sind α_{eB} aus Gleichung (3.3) auf Seite 39 bei glatten Rohren und aus Gleichung (3.9) auf Seite 49 bei berippten Rohren zu entnehmen. α_{eK} erhält man in beiden Fällen aus Gleichung (3.22) auf Seite 60. Der Verbesserungsfaktor $F_{Bündel}$ hängt wie bereits erwähnt von der Wärmestromdichte ab, und zwar der auf die glatte Rohroberfläche bezogene Wärmestromdichte. Diese wurde für Rippenrohre im Abschnitt 3.2.4 eingeführt und ist nach Gleichung (3.19) das Produkt aus der auf die gesamte Oberfläche bezogene Wärmestromdichte \dot{q} und dem Flächenvergrößerungsfaktor φ . Für Glattrohre gilt demnach $\varphi = 1$. An dieser Stelle ist zu beachten, dass zur Anwendung der Gleichung (3.23) vorausgesetzt wird, dass eine konstante Wärmestromdichte im ganzen Bündel vorliegt.

Modelle für hohe Geschwindigkeiten innerhalb des Bündels

Werden Geschwindigkeiten beim Durchströmen horizontaler Rohrbündel erreicht, die erheblich größer als die Aufstiegsgeschwindigkeit frei strömender Dampfblasen sind, so ist der Wärmeübergang nicht mehr gemäß Gleichung (3.23) sondern mit der Methode der Zweiphasenströmung in zwangsdurchströmten Bündeln zu ermitteln. Dafür sind in der Literatur ebenfalls Modellvorstellungen zu finden (z.B. in [Chen, 1966], [Polley u. a., 1980], [Hwang u. Yao, 1986],

[Hsu u. a., 1988]). Die meistens davon basieren auf experimentellen Ergebnissen aus Wärmeübertragungsmessungen in Verdampfern mit Naturumlauf. Danach wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient beim Behältersieden im Bündel aus dem Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden an einem isolierten Einzelrohr unter denselben Betriebsbedingungen und aus dem Wärmeübergangskoeffizienten für die erzwungene Konvektion im Bündel berechnet. In diesem Fall hängt die Verbesserung des Wärmeübergangs im Bündel neben der Aufstiegs- geschwindigkeit von Einzelblasen auch von dem Blasendampfgehalt des Flüssigkeitsvolumen ab. Zur Bestimmung von Parametern wie Geschwindigkeit und Dampfblasengehalt müssen die lokalen thermodynamischen Bedingungen innerhalb des Bündels bekannt sein. Dies erfordert einen sehr komplexen iterativen Prozess, das gegen die direkte Anwendung der Rechenmodelle für die praktische Auslegung von Rohrbündeln spricht.

Für eine genaue Vorhersage des Wärmeübergangskoeffizienten im Rohrbündel ist die Ermittlung des Druckverlusts innerhalb des Bündels erforderlich, da eine Änderung des lokalen Drucks zur einer Änderung der lokalen Sättigungstemperatur führt, was wiederum eine Änderung des lokalen Wärmeübergangs zur Folge hat. Da aber nicht davon ausgegangen werden kann, dass der Dampf und die Flüssigkeit innerhalb des Bündels im thermodynamischen Gleichgewicht stehen, müssen zur Bestimmung des Druckverlustes die Geschwindigkeiten des Dampfes und der Flüssigkeit separat erfasst werden. Druckverlustrechnungen von zwei-phasiger Strömungen in Rohrbündeln sind hoch kompliziert, so dass in der Literatur relativ wenige analytische Modellrechnungen über diese Thematik verfügbar sind. Ein Überblick über bisher vorhandene Korrelationen findet man in [Ishihara u. a., 1980]. Bevorzugt scheint das Modell von [Chen, 1966] zu sein, das ursprünglich für Strömungssieden in einem ringförmigen Raum entwickelt wurde. Die Abbildung 3.13 zeigt Ergebnisse einer derartigen Modellierung in Form einer lokalen Auflösung der Geschwindigkeiten, Dampfblasengehalte und Druckverluste im Bündel.



(a) Massenströmungsdichtevektoren (linke Hälfte) und Dampfblasengehalt (rechte Hälfte). (b) Reibungsdruckverlust.

Abbildung 3.13: Beispielsberechnung einer Zweiphasenströmung innerhalb eines Rohrbündels nach [Rahman u. a., 1996]. Lokale Auflösung maßgebender Parameter.

Die Apparaturen in denen die Versuchen zur Erstellung solcher komplexen Modellrechnungen durchgeführt werden, arbeiten meistens bei Atmosphärendruck und sorgen schon durch ihre Geometrie für eine günstigere Queranströmung der Rohre innerhalb des Bündels. Die Ergebnisse der daraus abgeleiteten Berechnungsmethoden sind auf geringere Drücke bzw. kleinere Bündelgröße und dadurch niedrige Strömungsgeschwindigkeiten nicht übertragbar.

3.5 Korrelationen der Rieselfilmverdampfung

In siedenden Rieselfilmen tritt bei nicht zu hohen Wandtemperaturen ΔT_{sat} keine Dampfblasenbildung an der Wandoberfläche auf. Bei kleinen Lauflängen findet zunächst eine Überhitzung des Rieselfilms in Wandnähe, jedoch keine Verdampfung statt. Erst nach dem thermischen Anlauf wenn das Temperaturfeld die Filmoberfläche erreicht hat, setzt die Verdampfung ein. Bei wässrigen Stoffen ist dies nach wenigen Zentimetern Lauflänge des Rieselfilms der Fall, bei der Eindampfung sehr zäher Medien wird dagegen das Temperaturprofil erst mit zunehmender Lauflänge komplett ausgebildet. Im thermisch ausgebildeten Zustand dient die gesamte zugeführte Wärme zur Erzeugung von Dampf. Die verdampfte Menge ist jedoch meist klein gegenüber der aufgegebenen Rieselmenge, so dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient praktisch konstant ist. Bei laminaren Rieselfilmen wird die Wärme durch Wärmeleitung an die Oberfläche geleitet und dort durch die Phasenumwandlung verbraucht. Damit ergibt sich ein lineares Temperaturgefälle im Film. Hierbei spielt die Art der Wärmezufuhr, ob bei konstanter Wärmestromdichte oder bei konstanter Wandtemperatur keinen relevanten Einfluss. Mit steigender Berieselungsmenge erfolgt der Übergang zum turbulenten Fließverhalten. Beim turbulenten Rieselfilm ist die Temperatur im Kern weitgehend ausgeglichen. Nur in unmittelbarer Nähe der Wand und der Oberfläche treten steilere Temperaturgradienten auf. Bei ausreichend hoher Menge an Rieselflüssigkeit wird die Wärmeübertragung durch die zunehmende Turbulenz im Fallfilm verstärkt.

3.5.1 Glattes Einzelrohr

Im Fall einer Filmverdampfung am waagrechten Glattrohr kann auf bekannte Beziehungen für eine senkrechte berieselte Fläche zur Bestimmung der Wärmeübertragung zurückgegriffen werden⁸. Der Wärmeübergang wird durch die so genannte Nusselt'sche Wasserhauttheorie bestimmt, wonach die Wärme hauptsächlich durch Wärmeleitung durch den laminaren Flüssigkeitsfilm übertragen wird.

⁸ Allerdings sollte der für senkrechte berieselte Wandflächen so ermittelte Wärmeübergangskoeffizient noch um etwa 20% nach unten korrigiert werden, um beim horizontalen Rohr die auf Grund der Rohrkrümmung vergrößerte Filmstärke zu berücksichtigen [Baehr u. Stephan, 2006].

3.5 — Korrelationen der Rieselfilmverdampfung

Für die Wärmeübergangsgleichungen der Nusselt'schen Wasserhauttheorie haben sich unterschiedliche Schreibweisen etabliert, nach denen der α -Wert entweder als Funktion der Filmdicke δ durch $\alpha = \lambda/\delta$ oder als Funktion der Reynolds-Zahl via der Nusselt-Zahl ausgegeben wird. Im letzteren Fall gilt $\alpha = \text{Nu} \cdot \lambda/\Lambda$. Die in die Nusselt-Zahl zu findende charakteristische Länge Λ wird zweckmäßigerweise statt der Filmdicke δ verwendet, da letztere noch von der Reynolds-Zahl abhängt. Die Verwendung der einen oder anderen Korrelationsgleichung erfordert große Vorsicht, da unterschiedliche Definitionen für die jeweiligen Einflussparameter verwendet werden und somit unterschiedliche Vorfaktoren in den jeweiligen Korrelationen zu finden sind. Im folgenden wird die Korrelation von [Schnabel u. Palen, 2002] zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Basis der Reynolds-Zahl vorgestellt. Darin sind die Stoffeigenschaften des Rieselfilms im Siedezustand bei der an der Phasengrenzfläche herrschenden Sättigungstemperatur T_{sat} anzusetzen:

$$\alpha_{FV} = \frac{\text{Nu}_{FV} \cdot \lambda}{\Lambda_{FV}} \quad \text{mit} \quad \Lambda_{FV} = \sqrt[3]{\frac{\nu^2}{g}}$$

$$\text{und} \quad \text{Nu}_{FV} = \sqrt{\text{Nu}_{lam}^2 + \text{Nu}_{turb}^2} \quad \text{Nu}_{lam} = 0,9 \cdot \text{Re}^{-1/3}$$

$$\text{Nu}_{turb} = 0,00622 \cdot \text{Re}^{0,4} \cdot \text{Pr}^{0,65} \quad (\text{Pr} < 50)$$
(3.24)

Die Reynolds-Zahl in (3.24) ist eine Funktion der Berieselungsstärke Γ in $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, die beim waagrechteten Rohr angibt, welcher Massenstrom an Rieselflüssigkeit \dot{M} pro Rohrlänge L aufgetragen wird. Dabei gilt⁹:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d_{hyd}}{\mu} = \frac{\Gamma}{\mu} \quad \text{mit} \quad \Gamma = \frac{\dot{M}}{L}$$
(3.25)

Gleichung (3.24) hat sich bei der Berechnung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung von Wasser bis zu einem Druck p von 50 mbar bewährt und deckt somit den hier behandelten subatmosphärischen Druckbereich. Außerdem gelten die oberen Gleichungen nur unter der Voraussetzung einer geringen Dampfgeschwindigkeit.

Für den Wärmeübergang bei höheren Dampfgeschwindigkeiten, d.h. im turbulenten Bereich, unterliegen aufgrund der Ähnlichkeit der hydrodynamischen Verhältnisse und der thermischen Randbedingungen Fallfilmverdampfung und Fallfilmkondensation prinzipiell den gleichen Gesetzmäßigkeiten. Mit guter Näherung kann demzufolge der Einfluss der Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang, welcher bei der Kondensation gilt, sicherlich auf die Verdampfung übertragen werden.

⁹ Gelegentlich wird berücksichtigt, dass die auf das Rohr verteilte Lösungsmenge beide Rohrseiten benetzt. Zur Bestimmung dieser Berieselungsstärke „pro Rohrlänge und Rohrseite“ kommt im Vergleich zu der hier verwendeten Berieselungsstärke ein zusätzlicher Faktor 2 im Nenner hinzu: $\Gamma = \frac{\dot{M}}{2 \cdot L}$. Bezüglich dem Zusammenhang zwischen Reynolds-Zahl und Filmdicke wird in einigen Fällen angenommen, dass der hydraulische Durchmesser vier mal der Filmdicke entspricht, woraus sich ein zusätzlicher Faktor 4 im Zähler ergibt: $\text{Re} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu}$. Anhand dieser Definitionen würde sich die in der Gleichung (3.24) vorgestellte Korrelation ändern. Dagegen sollte dies keinen Einfluss auf Wärmeübertragungskorrelationen haben, die der α -Wert in Abhängigkeit von der Filmdicke darstellen.

3.5.2 Beripptes Einzelrohr

Durch die Analogie zu der Fallfilmkondensation können bei der Fallfilmverdampfung an Rippenrohren ebenfalls verifizierte Modelle der Kondensation für die Beschreibung des Wärmeübergangs verwendet werden. Das erste theoretische und mittlerweile bekannteste Modell zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Fallfilmkondensation an niedrig bis mittel berippten Oberflächen wurde von [Beatty u. Katz, 1948] entwickelt. Um den Einfluss der Rippen auf die Rieselfilmkondensation zu erfassen, griffen die Autoren auf die ursprüngliche Definition des scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten zurück, die im Abschnitt 3.2.4 vorgestellt wurde. Dabei verwenden sie eine gesamte Flächeneffizienz η , die eine Funktion der durch den Rippenwirkungsgrad η_R sonst üblich verwendeten Rippeneffizienz darstellt:

$$\alpha_{Rippenrohr} \cdot \eta = \alpha_{Grund} \cdot \frac{A_{Grund}}{A_{Ges}} + \alpha_{Rippen} \cdot \eta_R \cdot \frac{A_{Rippen}}{A_{Ges}} \quad (3.26)$$

$$\eta = \left[1 - (1 - \eta_R) \cdot \frac{A_{Rippen}}{A_{Ges}} \right] \quad (3.27)$$

Nach der Definition des scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten weist die unberippte Rohrfläche A_{Grund} den gleichen Wärmeübergang α_{Grund} als ein Glattrohr auf. Für den Wärmeübergang α_{Rippen} an der Rippenoberfläche A_{Rippen} wurde angenommen, dass dieser dem an einer senkrechten Fläche entspricht. In Analogie zur Kondensation werden die jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe der Korrelationen der Filmkondensation, jeweils an einem glatten Rohr bzw. an einer senkrechten Wandfläche, beschrieben. Diese Korrelationen, die in Gleichungen (3.28) bzw. (3.29) dargestellt sind, unterscheiden sich nur durch den Vorfaktor (0,728¹⁰ für ein waagrechtes Rohr und 0,943 für eine senkrechte Fläche) und durch die charakteristische Länge (Rohrdurchmesser d_a für ein waagrechtes Rohr und Höhe H – im vorliegenden Fall mittlere Rippenhöhe H_R über dem Kernrohrdurchmesser – für eine senkrechte Fläche). Die Stoffdaten sind hier im Gegensatz zur Gleichung (3.24) bei der mittleren Filmtemperatur $(T_{sat} + T_W)/2$ anzusetzen.

$$\alpha_{Grund} = 0,728 \cdot \left[\frac{g \cdot \Delta h_v \cdot \rho' \cdot (\rho' - \rho'') \cdot \lambda'^3}{\mu' \cdot (T_{sat} - T_W) \cdot d_a} \right]^{1/4} = \alpha_{Glattrohr} \quad (3.28)$$

$$\alpha_{Rippen} = 0,943 \cdot \left[\frac{g \cdot \Delta h_v \cdot \rho' \cdot (\rho' - \rho'') \cdot \lambda'^3}{\mu' \cdot (T_{sat} - T_W) \cdot H_R} \right]^{1/4} \quad \text{mit } H_R = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_R^2 - d_a^2}{d_R} \right) \quad (3.29)$$

Um das Verhältnis des Wärmeübergangskoeffizienten des Rippenrohrs zu dem des Glattrohrs in einer einfachen Weise auszudrücken, wird die Gleichung (3.26) für das Rippenrohr in der gleichen Form wie die in Gleichung (3.28) gebracht, da letztere auch den Wärmeübergang am Glattrohr beschreibt. Dazu wird für das Rippenrohr in Analogie zum Glattrohr ein effektiver Durchmesser D_{eff} eingeführt. Dies fasst der folgende Formelsatz zusammen.

¹⁰ Nusselt hatte bei seiner Auswertung den etwas ungenaueren Wert 0,725 vorgeschlagen, der in vielen Publikationen übernommen wurde und noch heute in vielen Arbeiten zu finden ist.

3.5 — Korrelationen der Rieselfilmverdampfung

$$\alpha_{Rippenrohr} = 0,689 \cdot \left[\frac{g \cdot \Delta h_v \cdot \rho' \cdot (\rho' - \rho'') \cdot \lambda^3}{\mu' \cdot (T_{sat} - T_W)} \right]^{1/4} \cdot \left(\frac{1}{D_{eff}} \right)^{1/4}$$

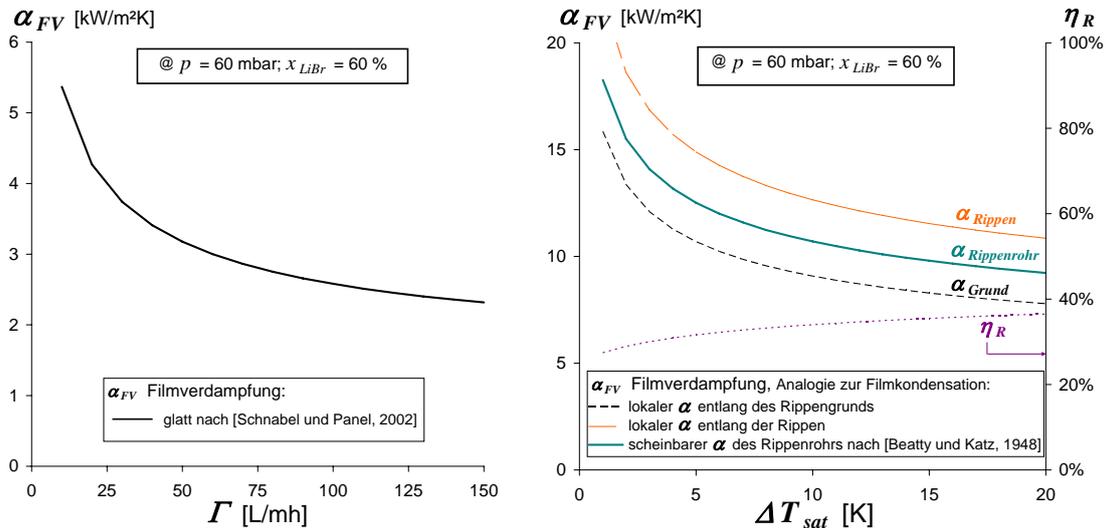
Darin sind $\left(\frac{1}{D_{eff}} \right)^{1/4} = \left[\frac{A_{Grund}}{A_{eff}} \cdot \frac{1}{d_a^{1/4}} + \frac{0,943}{0,728} \cdot \eta_R \cdot \frac{A_{Rippen}}{A_{eff}} \cdot \frac{1}{H_R^{1/4}} \right]$ (3.30)

$$A_{eff} = A_{Grund} + \eta_R \cdot A_{Rippen} = \eta \cdot (A_{Grund} + A_{Rippen})$$

In Gl. (3.30) wurde zur besseren Übereinstimmung mit zahlreichen Untersuchungen von Rippenrohren der für Glattrohre gültige Vorfaktor 0,728 durch 0,689 ersetzt. Mit Gl. (3.30) und (3.28) erhält man den Einfluss der Rippen auf die Wärmeübertragung durch:

$$\frac{\alpha_{Rippenrohr}}{\alpha_{Glattrohr}} = \left(\frac{d_a}{D_{eff}} \right)^{1/4} \quad (3.31)$$

In der Abbildung 3.14 werden die Ergebnisse der in diesem Abschnitt diskutierten Rechenmodelle zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Rieselfilmverdampfung gezeigt. Angesichts der vorliegenden Anwendung am Austreiber einer Absorptionskältemaschine, wurden die Wärmeübergangskoeffizienten für die dadurch gegebenen Betriebsbedingungen berechnet ($p = 60 \text{ mbar}$; $x = 60\%$). Links (Abbildung 3.14a) ist der Wärmeübergangskoeffizient am Glattrohr als Funktion der Berieselungsdichte nach Gleichung (3.24) dargestellt. Rechts (Abbildung 3.14b) ist der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient am Rippenrohr als Funktion der vorliegenden Temperaturdifferenz zwischen Kernrohrwand und Rieselfilm dargestellt. Dieser setzt sich nach Gleichung (3.27) aus dem lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an der glatten Oberfläche (α_{Grund}) und an der Rippenoberfläche (α_{Rippen}) und dem in Abbildung 3.14b ebenfalls aufgetragenen Rippenwirkungsgrad (η_R , rechte Y-Achse) zusammen.



(a) Ergebnisse für das Glattrohr in Abhängigkeit von der Berieselungsdichte.

(b) Ergebnisse für das Rippenrohr in Abhängigkeit von der treibenden Temperaturdifferenz.

Abbildung 3.14: Wärmeübergangskoeffizient bei der Rieselfilmverdampfung an einem glatten Rohr und an einem berippten Rohr nach Modellierung des Rippenwirkungsgrades.

Kapitel 4

Versuche und Auswertung

In diesem Kapitel wird zuerst die Versuchsanlage vorgestellt, an der die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit stattgefunden haben. Dabei wird nach einem Überblick über den Aufbau die thermische Bilanzierung des Absorptionskreislaufs in Zusammenhang mit der Auswahl der Messinstrumentierung zur Messdatenerfassung dargestellt. Daran anschließend folgt eine Beschreibung der zwei Wärmetauschermodule, die jeweils als glatter und als berippter überfluteter Austreiber in der Versuchsanlage eingesetzt und untersucht wurden. Dabei werden die Auslegungskriterien erläutert, die im Hinblick auf eine optimale Ausführung als überfluteter Austreiber mit leistungsfähigen Wärmetauscherrohren berücksichtigt wurden. Im weiteren Verlauf wird ein Überblick über die an beiden Austreiberwärmetauschern durchgeführten Siedeexperimente gegeben. Bei der Vorstellung der untersuchten Konfigurationen sowie der dabei variierten Versuchsparameter werden die Bezeichnungen eingeführt, die später bei der Vorstellung und Diskussion der Messergebnisse im Kapitel 5 verwendet werden. Im Hinblick auf eine korrekte Darstellung der Wärmeübertragung beim Behältersieden an den überfluteten Austreiberwärmetauschern wurde die Auswertung der Versuche auf der Basis einer „Finite Elemente Modellierung“ durchgeführt. Dadurch konnten aus den integralen Messungen lokale Werte der Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Am Ende dieses Kapitels wird auf den komplexen Auswertevorgang eingegangen. Ebenso wie bei der Vorstellung der Experimente wird hier die bei der Darstellung der Messergebnisse in Kapitel 5 verwendete Nomenklatur definiert.

4.1 Experimenteller Aufbau

4.1.1 Versuchsanlage

a) Aufbau und Funktionsweise der Versuchsanlage

Wie im Abschnitt 1.3.1 beschrieben, sollte die Versuchsanlage zum Test von zwei der vier Hauptkomponenten einer Absorptionskälteanlage, nämlich des Absorbers und des Austreibers dienen. Erfahrungen aus früheren Arbeiten am ZAE Bayern zeigten, dass die Untersuchung

von Wärmetauscherkomponenten in Apparaturen, die nur eine Teilfunktion der Absorptionskälteanlage darstellen, die realen Betriebsbedingungen nicht wiedergeben können. Beim Betrieb einzelner Hauptkomponentenwärmetauscher – also z.B. des Absorbers oder des Austreibers separat – können gegebenenfalls nicht alle interne Zustände des Absorptionskälteprozesses realistisch nachgebildet werden. Demzufolge wird auch die direkte Übertragung der damit gewonnenen Ergebnisse auf reale Anwendungen erschwert. Vor diesem Hintergrund wurde der Versuchsstand als ganze einstufige Absorptionskältemaschine konzipiert und errichtet. Somit konnten trotz unterschiedlicher Funktionsprinzipien als Absorber- oder als Austreiberkomponente unterschiedliche Einsatzsituationen für die jeweiligen Wärmetauscher mit geringem Aufwand realisiert werden. Auch wenn dadurch die Flexibilität der jeweiligen Untersuchungen etwa eingeschränkt wurde, war damit eine exakte wärmetechnische Vermessung der zu untersuchenden Wärmetauscherkomponente unter realem Betriebsverhalten gewährleistet.

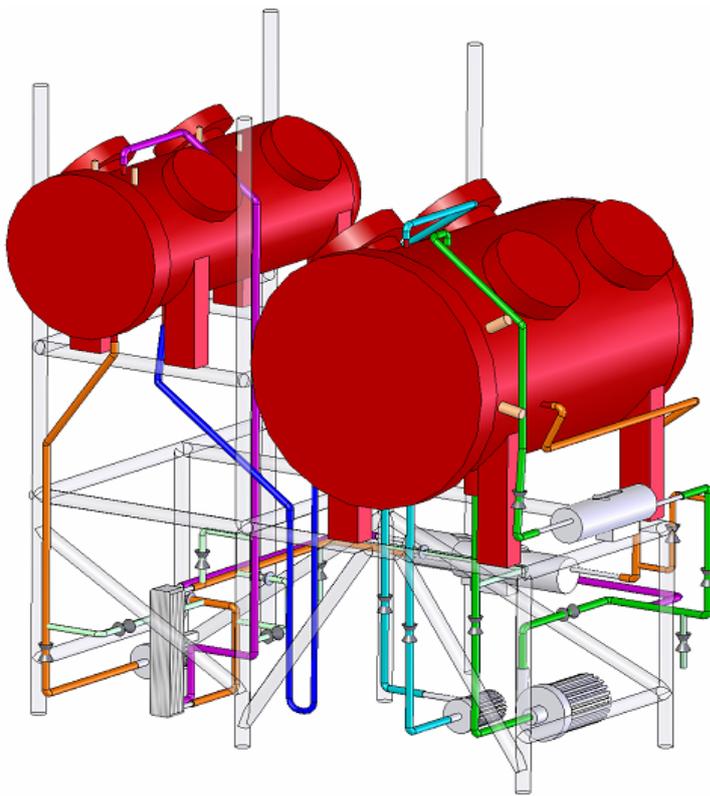


Abbildung 4.1: 3D-Ansicht der Versuchsanlage als einstufige Absorptionskältemaschine.

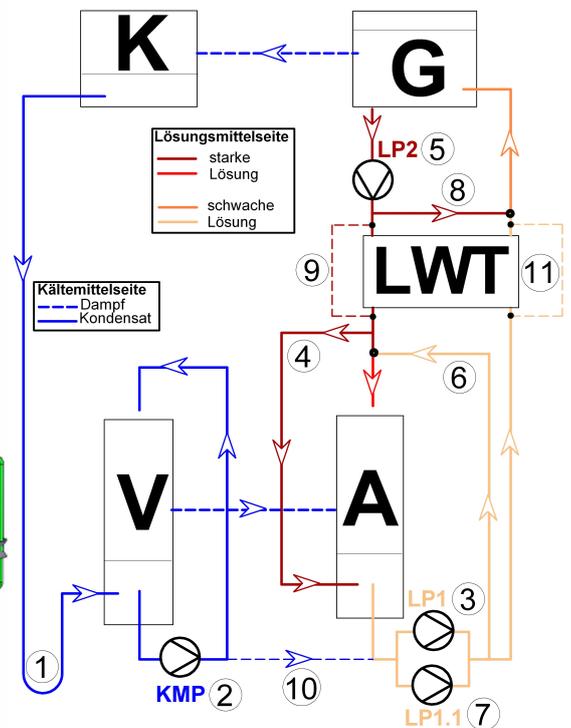


Abbildung 4.2: Fließschema der Versuchsanlage.

Die Abbildung 4.1 zeigt eine 3D-Ansicht der Versuchsanlage. Das Fließschema dazu ist in der Abbildung 4.2 schematisch dargestellt. Die Versuchsanlage verfügt über zwei Vakuumbehälter, die die vier Hauptkomponentenwärmetauscher jeweils paarweise hermetisch umschließen. In dem kleinen Behälter, der bei höherem Druck betrieben wird, befinden sich Austreiber – auch Generator (G) genannt – und Kondensator (K) hintereinander. Der Absorber (A) und der Verdampfer (V) sind nebeneinander in dem größeren Niederdruckbehälter untergebracht. Außer

dem Austreiberwärmetauscher, der überflutet wurde, wurden die drei restlichen Hauptkomponente Verdampfer, Absorber und Kondensator als Rieselfilmapparate betrieben.

Anforderung an den internen Kreislauf

Für die Ausführung der Versuchsanlage wurde auf die in der bestehenden Absorptionstechnik eingeführten Konstruktionsprinzipien und Prozesselemente einstufiger Anlagen zurückgegriffen. Dies umfasst die vakuumdichte Ausführung der Behälter, die Verwendung geeigneter Werkstoffe und Anlagenkomponenten (Düsen, Ventile, Abscheider, etc.), den Einsatz hermetischer Lösungspumpen für einen störungsfreien Betrieb der Anlage und Regeleinriffe in den internen Prozessablauf zum Kristallisations- und Einfrierschutz. Für die Untersuchung der Wärme- und Stoffeigenschaften der getesteten Wärmetauscherbauarten unter verschiedenen Betriebsbedingungen wurde jedoch eine Erweiterung des konventionellen Absorptionskreislaufs benötigt, die beliebige Strömungsführungen innerhalb des Lösungskreises ermöglichte. Das in der Abbildung 4.2 dargestellte Fließschema zeigt die Besonderheiten der Versuchsanlage. Die Funktion der wichtigen Bestandteile sind im Anhang B in der Tabelle B.1 zusammengefasst. Dort ist auch das komplette PID-Diagramm der Versuchsanlage (Abb. B.1) zu finden¹.

Anforderung an die externen Kreisläufe

Die für den Antrieb der Versuchsanlage erforderliche Wärmezufuhr sowie die Abfuhr der am Absorber/Kondensator abgegebenen Wärme erfolgten mit Hilfe von drei externen Kreisläufen: Heißwasser-, Kühlwasser- und Kaltwasserkreislauf.

Bei der Heißwasserversorgung waren spezielle Anforderungen im Hinblick auf die Wärmetauschervermessung am überfluteten Austreiber zu erfüllen. Wie im Abschnitt 4.1.2 auf S. 75 später erläutert wird, sollte für aussagekräftige Ergebnisse das Heißwasser zwischen dem Ein- und Austritt in den Austreiber ein möglichst geringes Temperaturgefälle aufweisen. Zu diesem Zweck wurden zwei Heißwasserkreisläufe verwendet, ein primärer und ein sekundärer Kreis, die miteinander durch eine hydraulische Weiche gekoppelt waren. Letzterer diente der Bereitstellung der beim jeweiligen Versuch vorgesehenen Antriebstemperatur (= Mischungszustand) zur Beheizung des Austreiberwärmetauschers. Eine schematische Darstellung des Heißwasserversorgungsstands und dessen Anbindung an der Versuchsanlage kann der Abbildung 4.3 auf Seite 73 entnommen werden. Erfasst wurden der Volumenstrom \dot{V}_{13} und die Temperaturen T_{37} vor und T_{36} nach dem Erhitzer (E) im Primärkreis, sowie die Temperatur T_{38} des Heißwassers vor dem Eintritt in den Austreiber (G) im Sekundärkreis. Die Temperatur des Heißwassers am Austritt des Austreibers ist gleich der Eintrittstemperatur in den Erhitzer (T_{37}).

Im Laufe der Versuche wurde die Pumpe im Sekundärkreis, welcher mit hohem Durchfluss betrieben wurde, durch eine stärkere (Kreiselpumpe CR10-5, Fa. Grundfos) ersetzt. Durch die dadurch möglichen höheren Förderströme konnten sehr kleine Temperaturgradienten des Heißwassers zwischen dem Ein- und Austritt des Austreiberwärmetauschers erzeugt werden.

¹ Ausführlichere Informationen über die Konzeptentwicklung, die Konstruktion und den Aufbau der Versuchsanlage sind in [Natzer, 2004] zu finden.

b) Messtechnische Erfassung und Messdatenauswertung

Messinstrumentierung

Die Messinstrumentierung sollte eine exakte Bilanzierung der Versuchsanlage ermöglichen. Für eine vollständige Nachbildung des realen Absorptionskältekreislaufs war die Vermessung von 10 internen und 6 externen Prozessgrößen erforderlich. Somit konnten die Verlustmechanismen erfasst werden, welche infolge der Abweichung des realen Zustands des Kältemittels bzw. der Arbeitsmittellösung von ihrem jeweiligen Gleichgewichtszustand in den Hauptkomponenten auftreten. Dabei muss hauptsächlich auf die Unterkühlung der armen Lösung am Absorberaustritt und die Überhitzung der starken Lösung am Austreiberaustritt geachtet werden. Diese erhöhen beim realen Betriebsverhalten der Versuchsanlage im Vergleich zum idealen Prozessablauf den sensiblen Anteil der umgesetzten Absorber- bzw. Austreiberleistung und sollten gegebenenfalls für die exakte Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Ab- bzw. Desorption berücksichtigt werden. Mit einer Kombination aus Dampfdruck-, Temperatur- und Konzentrationsmessung an den jeweiligen Komponenten lassen sich diese sensiblen Wärmeströme erfassen. Bei den restlichen bedeutenden Verlustströmen eines realen Kältekreislaufs dominieren die Irreversibilitäten durch den Lösungswärmetauscher, die sich mit Hilfe zusätzlicher Temperaturmessungen an dem Lösungswärmetauscher ermitteln lassen.

Durch die eingesetzte Messtechnik sollte außerdem während des Betriebs der Versuchskälteanlage die Einstellung der Betriebsparameter und die kontinuierliche Überwachung relevanter Prozessgrößen gewährleistet werden. Unter diesen Anforderungen und im Hinblick auf eine zuverlässige Auswertung des Experiments wurden bei der Versuchsanlage insgesamt 22 interne und 11 externe Größen aufgezeichnet. Die Stellen der für die Bilanzierung des Absorptionskreislaufs relevanten Größen sind im Anlagenfließschema in Abbildung 4.3 eingezeichnet.

Die umfangreiche messtechnische Ausrüstung der Versuchsanlage umfasste Druckmessstellen zur Erfassung des Nieder- und Hochdruckniveaus, Temperaturmessstellen am Ein- und Austritt der jeweiligen Wärmetauschereinheiten, am Lösungswärmetauscher, sowie an Mischpunkten infolge der Lösungsrezirkulation am Absorber bzw. Austreiber, Durchflussmesser in den Rezirkulationsleitungen am Verdampfer- bzw. Generatorumlauf zur Ermittlung des Kältemittelvolumenstroms bzw. des rezirkulierten Lösungsvolumenstroms² und Massendurchflussmesser in jedem Lösungskreislauf zur Bestimmung von Lösungskonzentration und Lösungsmassenstrom. Zusätzlich verfügten die drei externen Versorgungsstände jeweils über zwei Temperaturmessstellen und einen Durchflussmesser zur Bestimmung der extern umgesetzten Leistungen.

In der Tabelle 4.1 sind die verwendeten Messgeräte bzw. -sensoren und die entsprechenden Messfehler gegeben.

² In der Rezirkulationsleitung am Absorberumlauf wird der rezirkulierte Lösungsvolumenstrom über den Massendurchflussmesser erfasst.

4.1 — Experimenteller Aufbau

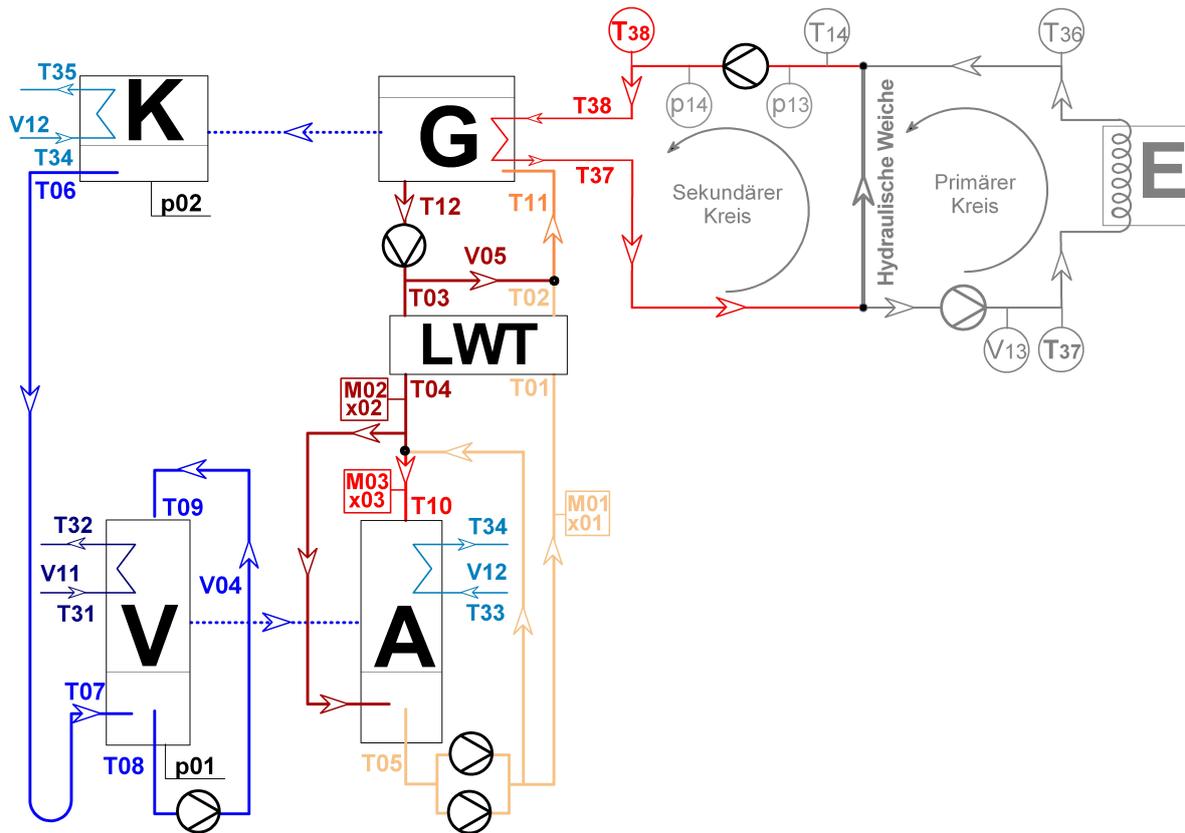


Abbildung 4.3: Position der Messstellen an der Versuchsanlage und an den externen Kreisläufen.

Ort	Symbol	Messgröße	Messgerät	Hersteller	Typ Messgenauigkeit ^a
INTERN	P	Druck	kapazitive Drucktransmitter	Endress & Hauser	Cerabar T PMC31 0,5% v.M. \pm 0,15%/10K \cdot (T - 20 °C) v.E.
	T	Temperatur	Pt100-Widerstandsthermometer	Sensycon	Klasse $\frac{1}{3}$ B 0,1K \pm 0,017 \cdot T
	V	Volumenstrom	Magnetisch-induktive Durchflussmesser	Danfoss	Magflo 1100 (DN15) + Magflo 6000 0,1% v.M. \pm 0,05% v.E.
	$\boxed{M \cdot x}$	Massenstrom Dichte	Coriolis Massendurchflussmesser ^b	Danfoss	Massflo 2100 (DN15) + Massflo 3000 0,1% v.M. \pm 0,05% v.E.
EXTERN	T	Temperatur	Pt100-Widerstandsthermometer	Sensycon	Klasse $\frac{1}{3}$ B 0,1K \pm 0,017 \cdot T
	V	Volumenstrom	Magnetisch-induktive Durchflussmesser	Krohne	Aquaflux 010K (DN25) + IFC 010D 0,5% v.M. \pm 0,062% v.E.

^a v.M. = vom Messwert

v.E.= vom Endwert

^b Mit den Coriolis-Massendurchflussmessern wird neben dem Lösungsmassenstrom auch die Dichte gemessen, welche zusammen mit einer Temperaturmessung nach [Lee u. a., 1990] zu einer Bestimmung der Lösungskonzentrationen x herangezogen wird.

Tabelle 4.1: Übersicht der eingesetzten Messtechnik und Messgenauigkeit.

Messdatenerfassung

Während der Versuche wurden im Zeitabstand von 8 bis 15 Sekunden die Messwerte von einem Scanner (Symbiscan, Fa. Mahöle) aufgezeichnet. Das Messdatenerfassungs- und Visualisierungsprogramm wurde mit LabVIEWTM von National Instruments erstellt. Neben der Aufnahme, der graphischen Darstellung und der Verarbeitung der vom Scanner gelieferten Datensätze wurde es auch zur Steuerung und zur Überwachung des Anlagenbetriebs programmiert. Für die Auswertung der Messdaten wurden nur stabile Messpunkte basierend auf stationären Betriebszuständen der Versuchskälteanlage betrachtet. Hier waren sowohl die externen Bedingungen als auch die internen Massenströme von Lösungs- und Kältemittel weitgehend konstant, so dass sich nach gewisser Zeit ein Gleichgewicht in den internen Temperaturen und Konzentrationen einstellen konnte. Unter dieser Bedingung blieben auch alle anderen Messgrößen über die Zeit – lediglich durch geringfügige Regelungsschwankungen gestört – annähernd konstant. Um aus den durch das Messprogramm gespeicherten Prozesswerten eines Versuchs stationäre und demzufolge funktionsfähige Betriebszustände zu entnehmen, wurde ein in Visual Basic programmiertes Excel-Makro verwendet. Eine genauere Beschreibung dieses Verfahrens sowie die Auswirkung auf den Messfehler kann dem Anhang D entnommen werden. Die Auswertung wurde schließlich mit den arithmetischen Mittelwerten der Prozessgrößen innerhalb dieser stabilen Betriebszustände durchgeführt, um den Einfluss jeglicher statistischer Streuung zu reduzieren.

Messdatenauswertung

Mit Hilfe einer iterativen Kreislaufberechnung konnte der Leistungsumsatz an den einzelnen Hauptkomponenten ermittelt werden. Grundlage der Prozessrechnung, die in EES (Equation Engineering Solver) durchgeführt wurde, waren dabei die Zustandsdaten der ein- und austretenden Stoffströme an den jeweiligen Hauptkomponenten. Die prozessinternen Daten, die nicht beim Betrieb messtechnisch erfasst werden konnten, ergaben sich wiederum aus dem Leistungsumsatz an den jeweiligen Hauptkomponenten³. Dazu wurden für alle Zustandspunkte im Absorptionskreislauf Bilanzen für den Wärmeumsatz und den Transport von Kältemittel und Absorptionsmittel erstellt. Das für die Ermittlung des Leistungsumsatzes an jeder Hauptkomponente aufgestellte Gleichungssystem auf der Basis von Salz-, Massen- und Enthalpiebilanzen wurde iterativ gelöst. Dabei wurden die zu- bzw. abgeführten Leistungen an jedem einzelnen Wärmetauscher über die Temperatur- und Durchflussmessung der externen Wärme-/Kälte-trägerkreisläufe bestimmt.

Aus der Abweichung zwischen den extern erfassten Leistungsdaten der einzelnen Hauptkomponenten und dem Leistungsumsatz gemäß der Prozessrechnung konnten Rückschlüsse über den Wärmeeintrag durch Pumpen, Wärmeverluste durch den Strahlungsaustausch mit der

³ Dies war z.B. der Fall für den Zustand der armen Lösung am Absorber nach der Absorption des Kältemitteldampfes und vor der Mischung im Absorbersumpf, wenn der Absorber im Umlauf mit Hilfe der Rezirkulationsleitung ⑥ betrieben wurde und die starke Lösung aus dem Austreiberaustritt durch die Leitung ④ direkt in den Absorbersumpf geleitet wurde (siehe Abbildung 4.2).

Umgebung oder andere parasitäre Wärmeströme wie thermische Kurzschlüsse zwischen den beiden Hauptkomponenten in den jeweiligen Behältern gezogen werden. Durch die absichtliche Redundanz in der Messinstrumentierung der Versuchsanlage war andererseits eine generelle Überprüfung der Konsistenz der Messdaten möglich. Zum Beispiel war die Massenbilanz der Kreislaufberechnung mit drei Massenströmen aus Coriolis-Messgeräten und zwei zusätzlichen Volumenströmen aus magnetisch-induktiven Durchflussmessgeräten überbestimmt. Dies wurde zur Abschätzung der Messungenauigkeiten der jeweiligen Geräte und zur Reduzierung der experimentellen Unsicherheit der erfassten Daten herangezogen.

Die Auswertung der Wärmeübertragung am Austreiberwärmetauscher auf der Basis der so gewonnenen Messwerten wird im Abschnitt 4.3.2 vorgestellt. Zuvor wird die Geometrie sowie die räumliche Anordnung der eingesetzten Austreiber näher beschrieben.

4.1.2 Austreiberkomponente

Die Grundlage für die Dimensionierung der Austreiberwärmetauscher stellen in erster Linie die thermo-hydraulischen Anforderungen infolge der Ausführung des Wärmetauschers als überfluteter Austreiber einer Absorptionskältemaschine dar. Andererseits müssen geometrische Einschränkungen berücksichtigt werden. Diese ergeben sich zum einen aus den vom Wärmetauscherhersteller gegebenen fertigungstechnischen Grenzen und zum anderen aus den Abmessungen der bestehenden Versuchsanlage.

Eingesetzter Rohrbündelwärmetauscher

Bei den Versuchen konnten nur die internen und externen Zustandsgrößen vor und nach den Hauptkomponenten der Absorptionskältemaschine erfasst werden. Mit den aufgenommenen Messdaten war dadurch nur eine globale Bilanzierung der untersuchten Wärmetauscher möglich. Da der Wärmeübergang beim Sieden jedoch mit der zwischen Wand und Flüssigkeit vorliegenden Übertemperatur $\Delta T_{sat} = (T_W - T_{sat})$ stark variiert, sollte diese innerhalb des ganzen Flüssigkeitsvolumens möglichst konstant sein, um trotz des verwendeten Messverfahrens aussagekräftige Ergebnisse über mittlere Wärmeübergangskoeffizienten zu liefern. Um eine möglichst homogene Wandtemperatur T_W entlang der Wärmetauscherrohre zu erzielen, wurde eine möglichst geringe Temperaturspreizung des externen Heißwassers angestrebt. Dies wurde zunächst durch den Einbau einer hydraulischen Weiche im Heißwasserstand realisiert, die hohe externe Volumenströme ermöglichte (siehe S. 71). Außerdem wurde der Austreiberwärmetauscher als 1-Pass Apparat ausgeführt, d.h. alle Rohre des Rohrbündels wurden parallel vom Heißwasser durchströmt. Dadurch wurde selbst bei den höchsten eingestellten Leistungen die Heißwasserspreizung zwischen dem Ein- und Austritt in den Austreiberwärmetauscher unter 3 °C gehalten.

Auf der internen Prozessseite ließ sich die Veränderung der Sättigungstemperatur der Lösung T_{sat} aufgrund der hydrostatischen Höhe nicht verhindern. Infolge des Gewichts der Flüssigkeitssäule findet im Volumen des Pools ein hydrostatisch bedingter Druckanstieg statt, der zur Erhöhung der Gleichgewichtstemperatur der siedenden Flüssigkeit mit zunehmender Flüssigkeitsüberdeckung führt. Durch eine möglichst flache Ausführung des Austreiberwärmetauschers mit nur vier übereinander liegenden Rohrlagen wurde jedoch versucht, die Temperaturdifferenz zwischen Sättigungstemperatur an der Flüssigkeitsoberfläche und Sättigungstemperatur am Behälterboden zu begrenzen. Bei dem eingestellten Dampfdruck von etwa 60 mbar betrug diese Temperaturdifferenz ca. 4 °C, was gegenüber der für das Sieden maßgeblichen Temperaturdifferenz ΔT_{sat} vor allem bei kleinen Wärmestromdichten nicht vernachlässigbar war.

Mit der festgelegten Anzahl der Pässe (1-Pass) und der Rohrlagen (4 Rohrlagen) ergab sich die Anzahl der über die Breite des Wärmetauschers zu verteilenden Rohrreihen aus der Gesamtwärmetauscherfläche des Austreibers. Letztere konnte durch eine Kreislaufrechnung unter Berücksichtigung der gegebenen thermodynamischen Rahmenbedingungen (siehe Abschnitt 2.3.4) ermittelt werden. Anhand dieser Auslegung wurden acht Rohrreihen je Rohrlage eingebaut.

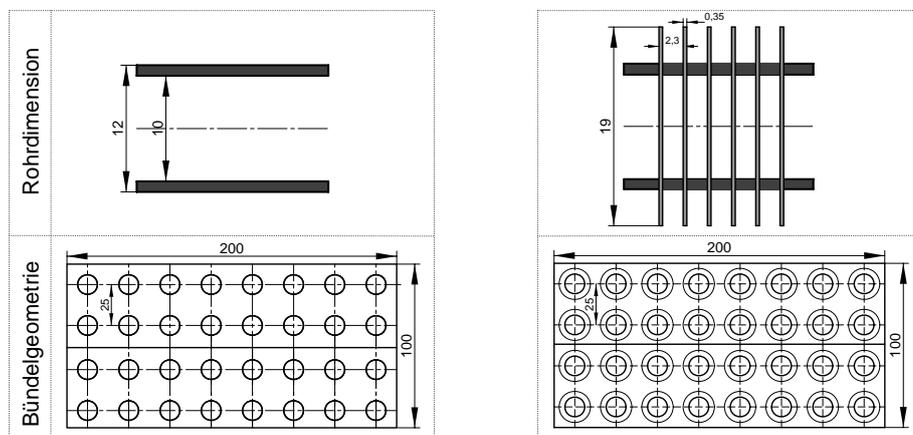
Verwendete Rohre

Für die ersten Siedeexperimente wurden glatte Rohre mit Außendurchmesser von 12 mm und einer Wandstärke von 1 mm verwendet (siehe Abbildung 4.4a), die fluchtend mit einem Rohrabstand von 25 mm angeordnet wurden. Mit vier Rohrlagen, acht Rohrreihen und einer Rohrlänge von 430 mm lag somit die eingebaute Wärmetauscherfläche des Glattrohrbündels bei etwa 0,5 m². Vor dem Einbau des Rohrbündels in dem Vakuumbehälter der Absorptionskältemaschine wurden die Rohre mit Aceton gereinigt, um eine möglichst neutrale Oberfläche für das Sieden bereitzustellen. Das glatte Versuchsrohrbündel ist in Abbildung 4.5a abgebildet.

Um die erforderliche treibende Temperaturdifferenz beim Sieden herabsetzen zu können, sollte neben dem Glattrohrbündel noch ein Rohrbündel mit berippter Oberfläche erprobt werden. Dafür wurden an Stelle der glatten Rohren mittelhochberippte Rohre der Serie GEWA-D der Firma Wieland eingesetzt, welche in der Abbildung 4.5b zusammen mit dem untersuchten berippten Rohrbündel abgebildet sind. Die Serie GEWA-D wurde in erster Linie aufgrund der großen Rippenabstände ausgewählt. Dies ist angesichts der Verwendung von LiBr-Lösung unter subatmosphärischem Druck von Vorteil. Aus den theoretischen Betrachtungen im Abschnitt A.2.3 (Seite 204) und A.2.4 (Seite 206) geht hervor, dass zum einen wegen des niedrigen Betriebsdruckes und zum anderen wegen der hohen Viskosität der Flüssigkeit sehr große Dampfblasen beim Sieden zu erwarten sind. Durch große Rippenabstände lässt sich verhindern, dass die Dampfblasen vor der Ablösung zu lang in den Rippenzwischenräumen festgehalten werden. Beim Sieden von Gemischen, wie beim Stoffpaar Wasser/LiBr, besteht dabei die Gefahr einer unerwünschten lokalen Anreicherung der schwerer siedenden Komponente, die zu einem Rückgang des Wärmeübergangskoeffizienten führen würde. Unter allen verfügbaren GEWA-D-Rohren wurde dasjenige mit den stärksten Rippen ausgewählt, da dieses Rohr theore-

4.1 — Experimenteller Aufbau

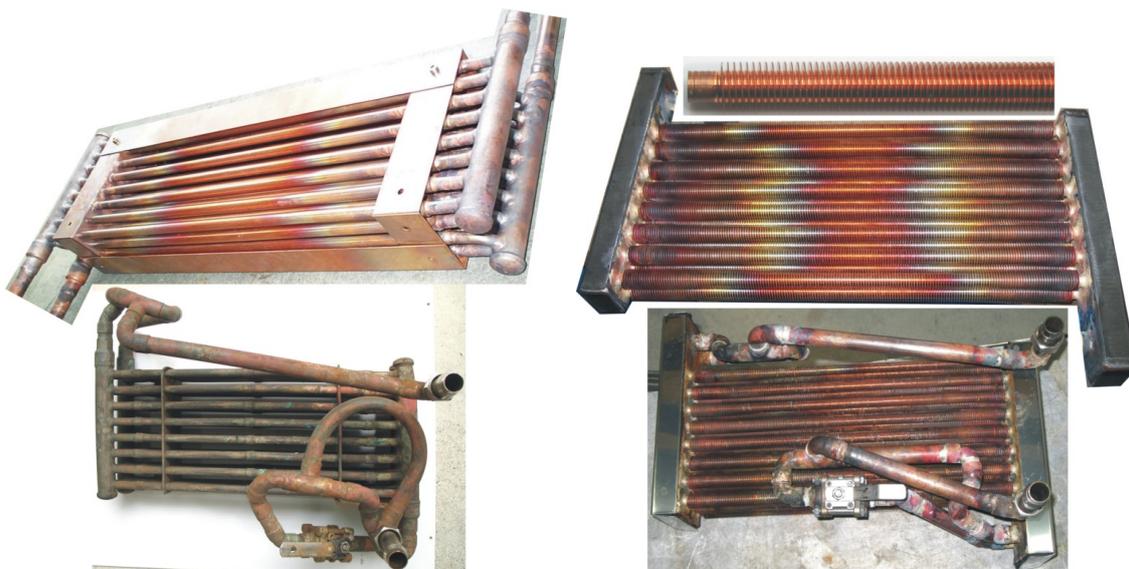
tisch den höchsten Rippenwirkungsgrad aufweist und somit hohe Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden verspricht (siehe Abbildung 3.10a auf Seite 58). Ein weiteres Kriterium war der Kernrohrdurchmesser des Rippenrohres. Dieser sollte dem Außendurchmesser des zuvor eingesetzten Glattrohrs entsprechen, um somit einen direkten Vergleich der experimentellen Wärmeübergangswerte der beiden Rohrbündel zu ermöglichen. Wie in der Abbildung 4.4 ersichtlich ist, blieben auch die Rohrteilung sowie die Abmessungen des Bündels beim Wechsel von glatten zu berippten Rohren unverändert. Wie in der Abbildung 4.4b dargestellt, betrug die Rippenhöhe des ausgewählten Rippenrohrtyps 3,5 mm, die Rippenstärke ca. 0,35 mm und der Rippenabstand lag bei 2,3 mm. Durch einen Vergrößerungsfaktor gegenüber der glatten Rohroberfläche von ca. 5 verfügte das Rippenrohrbündel über eine aktive Wärmetauscherfläche von etwa 2 m^2 .



(a) Glattes Rohrbündel.

(b) Beripptes Rohrbündel.

Abbildung 4.4: Rohrdimension und Bündelgeometrie der untersuchten Austreiberwärmetauscher.



(a) Glattes Rohrbündel.

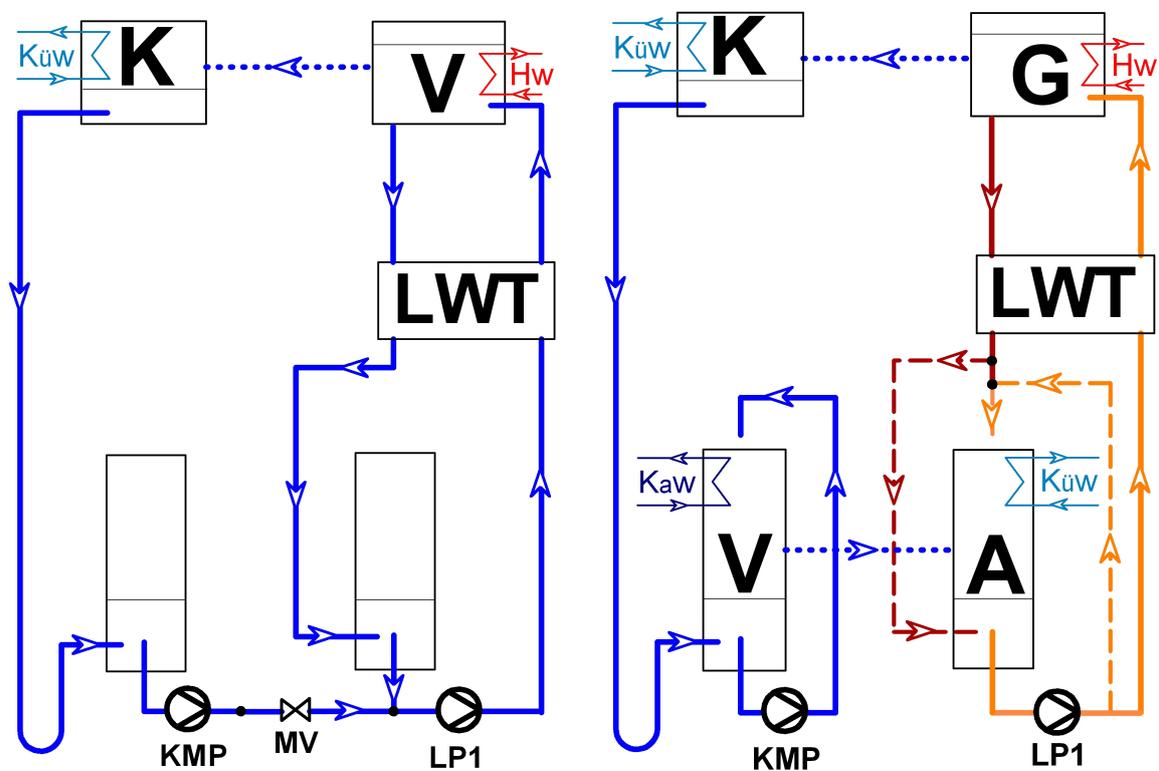
(b) Beripptes Rohrbündel.

Abbildung 4.5: Versuchswärmetauscher vor und nach dem Einsatz in der Absorptionskältemaschine.

4.2 Versuchsdurchführung

4.2.1 Variation der Flüssigkeit

In den theoretischen Ansätzen zur Berechnung des Stoff- und Wärmeübergangs in siedenden Gemischen wird in der Regel die Verringerung der Wärmeübertragung zwischen Reinstoffsieden und Zweistoffsieden modelliert, so dass die Vorgabe bekannter Wärmeübergangswerte für die jeweiligen reinen Komponenten des Gemisches die Voraussetzung für eine gültige Vorhersage der Wärmeübergangswerte beim Sieden des Gemisches ist (siehe Abschnitt 3.2.3). Aus diesem Grund wurde bei den experimentellen Versuchen am Austreiber erst die Wärmeübertragung beim Sieden von reinem Wasser am glatten Rohrbündelwärmetauscher untersucht. Dazu wurde die Versuchsanlage vor ihrer Inbetriebnahme als Absorptionskältemaschine allein mit dem Kältemittel Wasser befüllt. Im Betrieb wurde der nur mit Wasser überflutete Austreiberwärmetauscher als Verdampfer erprobt. Nach der Testreihe mit reinem Wasser wurde die Anlage mit Lithiumbromidlösung befüllt und Versuchsreihen mit dem mit Lithiumbromidlösung überflutetem Austreiber durchgeführt. Hierbei wurden beim Austreiberwärmetauscher sowohl glatte als auch berippte Rohre erprobt. Die Fließschemata in der Abbildung 4.6 zeigen die zwei Betriebsmodi der Versuchsanlage zur Vermessung der Austreiberwärmetauscher.



(a) Behältersieden von Wasser.

(b) Behältersieden von Lithiumbromidlösung.

Abbildung 4.6: Eingestellte Betriebsmodi zur Untersuchung des Behältersiedens am Austreiber.

• Behältersieden von Wasser

Im „Verdampfer-Modus“ (Abb. 4.6a) für die Untersuchung des Behältersiedens von Wasser wurden nur die zwei Wärmetauscher auf dem hohen Druckniveau betrieben. Im Austreiberwärmetauscher, der innen vom Wärmeträger Wasser durchgeströmt war und außen allein vom Kältemittel Wasser überflutet war, wurde durch Zufuhr der Verdampfungswärme Dampf aus dem überhitzten Wasser ausgetrieben und im Kondensatorwärmetauscher niedergeschlagen. Die dabei freiwerdende Kondensationswärme wurde auf das extern durchströmende Kühlwasser übertragen. Das im Austreibersumpf zurückbleibende Wasser floss unter Einfluss der Schwerkraft direkt in den Absorbersumpf zurück während das Kondensat nach der Drosselung im U-Rohr in den Verdampfersumpf gelangte. Der Verdampfer- und der Absorberwärmetauscher blieben ohne Funktion, d.h. sie wurden weder extern vom Wärme- bzw. Kälte-träger durchgeströmt noch intern durch Wasser berieselt und setzen demzufolge auch keine Leistung um. Über das in der Verdünnungsleitung installierte Magnetventil (siehe ⑩ im Fließschema 4.2 auf S. 70) wurde das Wasser im Verdampfersumpf direkt in den Absorbersumpf geleitet. Dort wurde es dem aus dem Austreibersumpf kommenden Wasser beigemischt. Das Wasser im Absorbersumpf wurde über die Lösungspumpe wieder zum Austreiber hochgepumpt, wo es erneut zu Sieden begann.

• Behältersieden von wässriger LiBr-Lösung

Zur Untersuchung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung lief die Versuchsanlage im normalen Kältebetrieb (Abb. 4.6b). Die durchgezogenen Linien im Bild 4.6b stellen den im Abschnitt 2.1.1 beschriebenen Prozessablauf dar. In manchen Fällen wurde der Lösungskreislauf zwischen Absorber und Austreiber abweichend von diesem konventionellen Verfahrensablauf betrieben, da die Versuchsanlage auch zur Untersuchung des Absorberwärmetauschers diente. Wenn beim Absorber Lamellen- bzw. Plattenpakete in Verbindung mit einer Düsenaufgabe getestet wurden, wurde der Lösungskreis mit Absorberumlauf betrieben, der im Bild 4.6b durch gestrichelte Linien eingezeichnet ist. Durch Rezirkulation eines Großteils der Lösung am Absorber wurde gewährleistet, dass die vergrößerte Oberfläche der getesteten Wärmetauscherpakete ausreichend benetzt ist. Der Rest der Lösung, der nicht über die Rezirkulationsleitung auf die Absorberaufgabe gefördert wurde, wurde dem überfluteten Austreiber zugeführt und dort zum Sieden gebracht. Auf Grund der Verwendung von Sprühdüsen zur Beaufschlagung des Absorbers reichte die bestehende Druckdifferenz infolge des Höhenunterschieds zwischen Hochdruck- und Niederdruckbehälter nicht mehr aus, um einen natürlichen Ablauf der im Austreibersumpf zurückbleibenden Lösung über die Düsenaufgabe des Absorbers zu gewährleisten. Demnach strömte die starke Lösung durch die Schwerkraft über den Lösungswärmetauscher in den Absorbersumpf zurück.

4.2.2 Definition und Variation der Austreiberkonfigurationen

Der Austreiber wurde unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Sowohl mit Wasser als auch mit Lithiumbromidlösung als siedender Flüssigkeit wurden vor allem der Siededruck und die Wärmestromdichte variiert, um den Einfluss dieser Parameter auf den Wärmeübergang zu ermitteln. Dazu wurden zusätzlich die Beheizung der Wärmetauscherrohre sowie die eingetauchte Wärmetauscherfläche variiert, um zum einen den Einfluss des Bündleeffekts und zum anderen den der hydrostatischen Höhe auf die Effizienz der Wärmeübertragung im Rohrbündel gegenüber einem Einzelrohr nachvollziehen zu können. Mit Hilfe eines Anschlusssystems, das ermöglichte die Beheizung der zwei untersten Rohrlagen des Bündels abzuschalten, wurden drei Konstellationen erprobt, wie in der Abbildung 4.7 vereinfacht dargestellt ist.

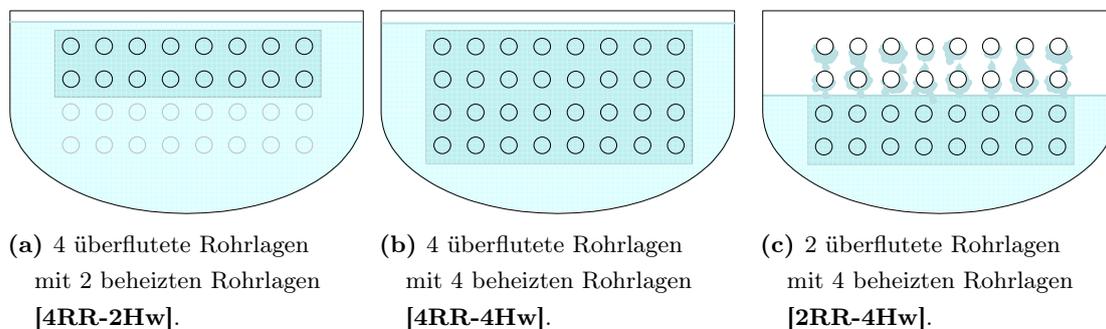


Abbildung 4.7: Durchgeführte Variation der Füllhöhe bei der Untersuchung des Austreibers.

Die erste Konstellation [4RR-2Hw] bestand darin, den kompletten Rohrbündelwärmetauscher zu überfluten, wobei nur die zwei oberen Rohrlagen beheizt wurden. Damit sollte ein Apparat mit nur zwei Rohrlagen simuliert werden. Die nächste Konstellation [4RR-4Hw] bestand darin, bei gleicher Sumpftiefe die gesamte Wärmetauscherfläche zu beheizen, indem nun alle vier Rohrlagen vom Heißwasser durchgeströmt wurden. Neben den vollständig überfluteten Betriebsweisen wurde noch die Konstellation [2RR-4Hw] mit halbgefülltem Pool erprobt. Dabei waren nur die beiden unteren Rohrlagen überflutet, jedoch wurden alle vier Rohrlagen beheizt. Somit konnten die beiden oberen Rohrlagen während des Auftretens von Blasensieden im Pool von der aus dem Pool hochspritzenden Flüssigkeit benetzt werden. Diese Kombination aus überfluteten Wärmetauscher und einer Art Rieselfilmwärmetauscher im Dampfraum könnte zur Erhöhung der umgesetzten Leistung gegenüber einem reinen überfluteten Wärmetauscher beitragen, ohne nachteiligen Effekt des hohen Pegelstands. Sie wurde nur beim Behältersieden der wässrigen LiBr-Lösung untersucht.

Bei einer Wärmetauscherhöhe von 100 mm lag somit je nach Versuch die Höhe der Flüssigkeitssäule im Pool bei ca. 110 mm bei [4RR-4Hw] und [4RR-2Hw] mit vier überfluteten Rohrlagen bzw. 60 mm bei [2RR-4Hw] mit zwei überfluteten Rohrlagen. Die Tabelle 4.2 fasst die durchgeführten Untersuchungen am Austreiberwärmetauscher zusammen.

4.3 — Auswertverfahren

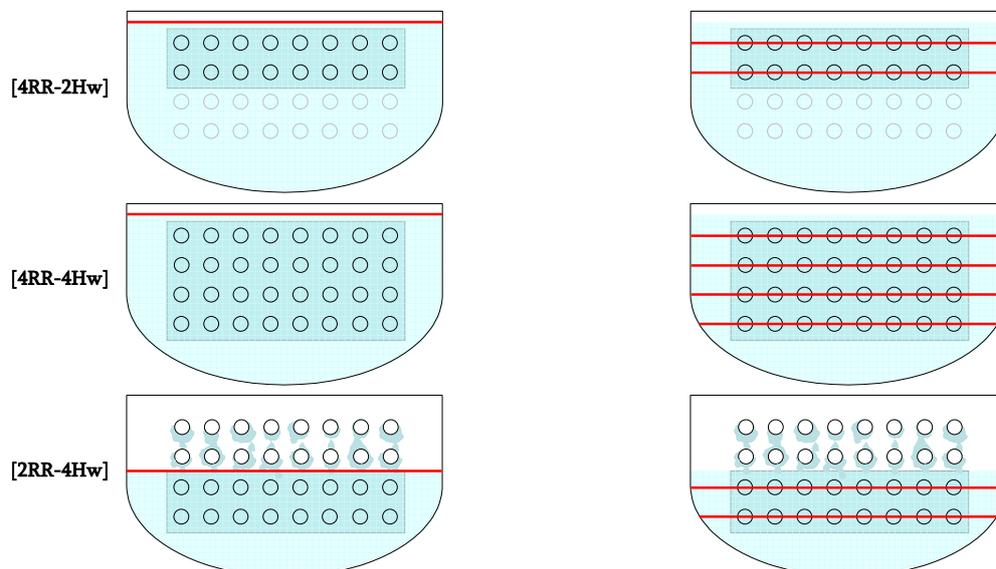
Rohrtyp	Überflutete Rohrreihen RR Beheizte Rohrreihen Hw	Lithiumbromidlösung			Wasser	
		x [%]	p [mbar]	\dot{q} [kW/m ²]	p [mbar]	\dot{q} [kW/m ²]
Glatt	[4RR-2Hw]	48 ... 63	33 ... 66	13 ... 79	20 ... 730	18 ... 101
	[4RR-4Hw]	57 ... 62	52 ... 82	13 ... 35	40 ... 200	18 ... 59
	[2RR-4Hw]	59 ... 62	51 ... 78	14 ... 34	nicht untersucht	
Berippt	[4RR-2Hw]	50 ... 64	60 ... 76	4 ... 16		
	[4RR-4Hw]	50 ... 64	54 ... 67	2 ... 8		
	[2RR-4Hw]	52 ... 62	61 ... 65	3 ... 7		

Tabelle 4.2: Übersicht über die Untersuchungen am überfluteten Austreiber.

4.3 Auswertverfahren

4.3.1 Verwendete Methode

Zur Bestimmung der prozessseitigen Wärmeübergangskoeffizienten wurden zwei Auswertverfahren angewandt, die im folgenden vorgestellt werden. Das eine basiert auf einer integralen Betrachtung des Siedebehälters (1/) und berücksichtigt nur eine einzige Lösungstemperatur im gesamten Siedebehälter. Das andere basiert auf einer lokalen Betrachtung des Siedebehälters (2/) und berücksichtigt dahingegen lokal unterschiedliche Lösungstemperaturen innerhalb des Behälters. Die Abbildung 4.8 zeigt die unterschiedliche Sättigungstemperaturen der Flüssigkeit, die jeweils als Bezugstemperatur zur Ermittlung des Wärmeübergangs verwendet wurden.



1/ Integrale Betrachtung

auf der Basis der Sättigungstemperatur
an der Flüssigkeitsoberfläche.

2/ Lokale Betrachtung

auf der Basis der lokal herrschenden
Sättigungstemperatur.

Abbildung 4.8: Örtliche Auswahl der Sättigungstemperatur der Lithiumbromidlösung (rot markiert) beim Sieden für die zwei unterschiedlichen Auswertungsverfahren.

1/ Integrale Betrachtung

Diese Auswertung liefert nur eine Aussage über den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für den gesamten Austreiberwärmetauscher. Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beruht hier allein auf der Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Sättigungstemperatur an der Flüssigkeitsoberfläche (siehe Abbildung 4.8, linkes Bild). Letzere ist maßgeblich für die Einbindung dieser Komponente in die gesamte Absorptionskältemaschine. Der so ermittelte Wärmeübergangskoeffizient ist somit für die Auslegung des Austreibers im Zusammenhang mit den anderen Hauptkomponenten der Absorptionskältemaschine, d.h. Verdampfer, Absorber und Kondensator, zu verwenden.

In der Realität verfügt die Flüssigkeit unterhalb des Flüssigkeitsspiegels aufgrund des lokalen Anstiegs der Sättigungstemperatur mit zunehmender Flüssigkeitsüberdeckung über weniger Übertemperatur als diejenige an der Flüssigkeitsoberfläche. Aus diesem Grund führt das integrale Auswerteverfahren besonders bei hohem Füllstand des Siedebehälters zu einer nachteiligen Bewertung der Wärmeübertragung beim Behältersieden. Zur korrekten Beschreibung der Wärmeübertragungsmechanismen im Siedebehälter ist eine lokale Auswertung deswegen unerlässlich.

2/ Lokale Betrachtung

Diese Auswertung liefert lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim überfluteten Sieden, welche mit dem lokal herrschenden Temperaturgefälle zwischen der lokalen Rohrwandtemperatur und der lokalen Siedetemperatur der Flüssigkeit gebildet werden (siehe Abbildung 4.8, rechtes Bild). Diese Temperaturen entsprechen der physikalisch relevanten Größen, die per Definition der treibenden Kraft zur Bildung des Wärmeübergangs heranzuziehen sind.

Die Unterscheidung von lokaler und integraler Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten ist speziell beim subatmosphärischen Sieden von Interesse, wo die Verschiebung der Sättigungstemperatur aufgrund der hydrostatischen Höhe relevante Auswirkungen auf die Wärmeübertragung hat. Im Gegensatz dazu weist eine Vielzahl gebräuchlicher Kältemittel Siededrucke weit über dem Atmosphärendruck auf, so dass bei der Untersuchung der Wärme- und Stoffübertragung eine Berücksichtigung des Flüssigkeitsfüllstands nicht erforderlich ist. Zum Beispiel tritt beim Sieden von Wasser bzw. Lithiumbromidlösung unter Atmosphärendruck durch eine Flüssigkeitssäule von 100 mm nur eine Erhöhung der Sättigungstemperatur von unter 0,3 K bzw. zwischen 0,35 bis 0,45 K auf, was gegenüber der zu erwartenden Übertemperatur zur Ausbildung von Blasensieden von ca. 5 bis 20 K vernachlässigbar ist. Beim Sieden bei 60 mbar würde sich die Temperatur innerhalb der 100 mm Flüssigkeitssäule um 2,7 K beim Wasser bzw. um 4,5 K bis 5,5 K bei Lithiumbromidlösung erhöhen, so dass die zum Sieden verfügbare Übertemperatur maßgeblich verändert wird.

4.3.2 Integrale Betrachtung, 1/

Ausgangspunkt der integralen Auswertung 1/ ist die über den externen Heißwasserkreis gemessene Leistung am Austreiberwärmetauscher. Daraus folgt die Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten k , der mittels der umgesetzten Leistung und der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Heißwasser und Lösung bestimmt wird. Die gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Lösungsseite α_a ergeben sich aus dem gemessenen Wärmedurchgangskoeffizient k , dem im vorliegenden Fall experimentell bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten α_i auf der Wärmeträgerseite und einem berechneten Rohrwiderstand R_W .

Bilanzierung der Austreiberleistung (siehe Abbildung 4.3)

Die thermische Bilanzierung des externen Leistungsumsatzes \dot{Q}_{ext} am Austreiberwärmetauscher erfolgte über den Primärkreis, der mit geringem Volumenstrom \dot{V}_{13} durchströmt wurde. Dadurch wurde sichergestellt, dass sich eine hohe und somit messtechnisch gut erfassbare Temperaturspreizung des Primärkreiswassers ($T_{36} - T_{37}$) einstellte:

$$\dot{Q}_{ext} = \rho \cdot \dot{V}_{13} \cdot c_p \cdot (T_{36} - T_{37}) \quad (4.1)$$

Nach dem Einbau einer stärkeren Pumpe im sekundären Heißwasserkreis konnte der Wärmeeintrag durch die Pumpe in der Heißwasserbilanz nicht mehr vernachlässigt werden. Da der Großteil der Reibungsverluste innerhalb des Wärmetauschers stattfand, wurde angenommen dass die Druckerhöhung über die Pumpe ebenso erst im Wärmetauscher in einer Temperaturerhöhung umgewandelt wurde. Infolgedessen wurde die gesamte Pumpenleistung \dot{Q}_{Pumpe} , welche durch die zusätzliche Druckmessung p_{13} und p_{14} auf der Saug- und Druckseite der Pumpe bestimmt werden konnte, als zusätzlicher Wärmeeintrag bei der Berechnung der Austreiberleistung berücksichtigt. Daraus ergab sich die gesamte, am Austreiber umgesetzte Leistung \dot{Q}^4 :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{Pumpe} = \rho \cdot \dot{V}_{13} \cdot c_p \cdot (T_{36} - T_{37}) + \dot{V}_{14} \cdot (p_{14} - p_{13}) \\ &= \rho \cdot \dot{V}_{13} \cdot c_p \cdot (T_{36} - T_{37}) \cdot \left[1 + \frac{(p_{14} - p_{13})}{c_p \cdot (T_{38} - T_{37})} \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$

Wärmedurchgang

Aus dem Quotienten der bereits erhaltenen Leistung \dot{Q} und der am Austreiber zur Verfügung stehenden treibenden Temperaturdifferenz ΔT_{log} ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient:

$$k = \frac{\dot{Q}}{(A_a \cdot \Delta T_{log})}$$

Wie schon auf Seite 28 erwähnt, ist die logarithmische treibende Temperaturdifferenz nur bei konstanter Wärmekapazität $\dot{m} \cdot c_p$ beider Fluide sowie bei einem konstanten k -Wert entlang der Wärmetauscherrohre zu verwenden. Bei einer integralen Auswertung ist die zweite Bedingung nicht zwingend erfüllt. Im vorliegenden Fall wurde allerdings zum einen durch die 1-Pass

⁴ Die thermischen Eigenschaften ρ und c_p des Wärmeträgers Wasser wurden für die mittlere Temperatur der jeweiligen Temperaturgänge angesetzt.

Durchführung des Wassers aus dem sekundären Heißwasserkreis eine näherungsweise konstante Temperatur des Wärmeträgers im Bündel erzielt. Zum anderen wurde durch die geringe Bündelhöhe eine konstante Temperatur der LiBr-Lösung angestrebt (siehe S. 75), was bei einem ideal gerührten Behälter erreicht wird. Im Rahmen dieser Annahme (siehe unten) ist der lösungsseitige Wärmeübergang und somit auch der k -Wert konstant.

Wie im Abschnitt 2.3.2 bei der Funktionsbeschreibung des überfluteten Austreibers beschrieben wurde, wird zur Bestimmung der treibenden Temperaturdifferenz allein der Austrittszustand der Lösung $T_{L,aus}$ als interne Prozesstemperatur betrachtet. Dies ist auf die ideale Vermischung im Flüssigkeitsvolumen der in den Austreiber einströmenden Lösung zurückzuführen. Dadurch stellt sich innerhalb des Siedebehälters eine einheitliche Konzentration ein, nämlich die Konzentration der aus dem Flüssigkeitsvolumen ausströmenden Lösung. Es gilt:

$$\Delta T_{log}(T_{38}, T_{37}, T_{L,aus}) = \frac{(T_{38} - T_{L,aus}) - (T_{37} - T_{L,aus})}{\ln \left(\frac{T_{38} - T_{L,aus}}{T_{37} - T_{L,aus}} \right)}$$

Unter der zusätzlichen Annahme eines ideal gerührten Behälters ist die reale Ablauftemperatur der Lösung $T_{L,aus}$ gleich der Gleichgewichtstemperatur der starken Lösung an der Flüssigkeitsoberfläche $T_{sat} |_{\text{Oberfläche}}$:

$$\Delta T_{log}(T_{38}, T_{37}, T_{L,aus}) = \Delta T_{log}(T_{38}, T_{37}, T_{sat} |_{\text{Oberfläche}}) \quad (4.3)$$

$T_{sat} |_{\text{Oberfläche}}$ lässt sich aus dem im Behälter herrschenden Dampfdruck und der aus dem Austreiber erfassten Austrittskonzentration bei Gleichgewichtsbedingungen berechnen. Bei der Untersuchung des Behältersiedens von reinem Wasser im Verdampfer-Modus (siehe Abb. 4.6a im Abschnitt 4.2.1) entspricht die Gleichgewichtstemperatur $T_{sat} |_{\text{Oberfläche}}$ der Verdampfungstemperatur von Wasser beim vorherrschenden Dampfdruck.

Die Modellvorstellung eines ideal gerührten Behälters ist für das überflutete Sieden bei niedrigen Dampfdrücken gerechtfertigt, da in diesem Fall aufgrund des ausgeprägten Dampfvolmens sehr große Dampfblasen beim Siedeprozess entstehen. Dadurch wird der Behälterinhalt so intensiv umgewälzt, dass dort jegliche örtliche Temperaturunterschiede ausgeglichen werden. Das gesamte Flüssigkeitsvolumen steht somit im Gleichgewicht mit dem Dampfraum und es tritt sonst keine Überhitzung der Flüssigkeit innerhalb des Siedebehälters auf⁵.

⁵ Bei den Versuchen mit Wasser wurde keine Überhitzung der Ablauftemperatur T_{12} gegenüber der Gleichgewichtstemperatur an der Oberfläche gemessen. Im Falle der Lithiumbromidlösung konnte ebenfalls keine systematische Überhitzung der Lösungstemperatur festgestellt werden. Während allen durchgeführten Versuchen im Kälteanlagenbetrieb betrug die maximale Abweichung zwischen beiden Temperaturen 1,5 °C. Dies entspricht einem maximalen Fehler für den integralen Wärmeübergangskoeffizienten von ca. 10 % (Glattrohr) bzw. 15 % (Rippenrohr).

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten k eines Wärmetauschers mit Außen- und Innenfläche A_a bzw. A_i gilt:

$$\frac{1}{k \cdot A_a} = \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} + R_W + \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} \quad (4.4)$$

Um Aussagen über den Wärmeübergangskoeffizienten α_a beim Blasensieden auf der Lösungsseite treffen zu können, ist also der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Wärmeträgerseite α_i sowie des Wärmewiderstands der Rohrwand R_W zu berücksichtigen.

Wärmeleitung durch die Rohrwand

Der Rohrwiderstand R_W lässt sich mit hoher Genauigkeit auf Grundlage der Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials λ_W und der Wandstärke des Rohres bestimmen. Für einen Wärmetauscher mit nR kreisförmigen Rohren der Länge L erhält man nach der integrierten Form des Fourier'schen Grundgesetzes für eindimensionale stationäre Wärmeleitung:

$$R_W = \frac{1}{(nR \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_W \cdot L)} \cdot \ln \left(\frac{d_a}{d_i} \right) \quad (4.5)$$

Gl. (4.5), die das Temperaturgefälle durch die Rohrwand bestimmt, gilt sowohl für glatte als auch für berippte Rohre, wenn im letzteren Fall α_a in Gl. (4.4) dem scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten des Rippenrohrbündels entspricht. Bei der Ermittlung dieses scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten, der im Abschnitt 3.2.4 eingeführt wurde (siehe Gleichung (3.14) auf Seite 52), ist die Wärmeleitung durch die Rippen bereits im Rippenwirkungsgrad η_R erfasst. Dabei gilt: $\dot{Q} = \alpha_a \cdot (A_{Grund} + A_{Rippen}) \cdot (T_{W_a} - T_{sat})$
 $= (\alpha_{Grund} \cdot A_{Grund} + \alpha_{Rippen} \cdot \eta_R \cdot A_{Rippen}) \cdot (T_{W_a} - T_{sat})$

Wärmeübergang auf der Wärmeträgerseite

Zur Bestimmung des wärmeträgerseitigen Wärmeübergangs werden in der Regel empirische Korrelationen aufgerufen, wie z.B. die Dittus-Boelter-Gleichung nach [Dittus u. Boelter, 1930] oder die Gnielinski-Gleichung nach [Gnielinski, 2002]. Bei der Auswertung der Experimente zeigte sich jedoch, dass die zur Beschreibung der Wasserseite verfügbaren Berechnungsmethoden für die vorliegende Wärmetauschergeometrie keine zuverlässige Aussage zulassen. Strittig war beispielsweise der Einfluss des hydrodynamischen Anlaufs beim Eintritt des Heißwassers in die parallel durchströmten Rohre des Rohrbündels. Um zu gewährleisten, dass der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden mit einer minimalen Unsicherheit bestimmt wird, wurde die Wasserseite mit Hilfe zusätzlicher Messreihen nach dem so genannten „Wilson-Plot“ Verfahren charakterisiert. Alle Informationen zur Anwendung dieses Verfahrens im Rahmen der vorliegenden Arbeit können dem Anhang C entnommen werden. Dort wird das Prinzip des „Wilson-Plots“ erläutert, die experimentelle Durchführung genau beschrieben und die Ergebnisse vorgestellt und diskutiert. Die wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten, die mit Hilfe der modifizierten Wilson-Plot Methode für die untersuchten Glatt- und Rippenrohrbündel ermittelt wurden, sind dort in der Abbildung C.4a im direkten Vergleich mit theoretischen Vorhersagen zusammengefasst.

Wärmeübergang beim Sieden

Aus dem so ermittelten k -Wert und dem aus dem Wilson-Plot ermittelten α_i sowie unter Berücksichtigung der Wärmeleitung durch die Rohrwand erhält man für den gesamten Rohrbündelwärmetauscher den integralen Wärmeübergangskoeffizienten α_a als Funktion der Über-temperatur zwischen Außenwand und Sättigungstemperatur an der Flüssigkeitsoberfläche. Die in (4.1) bis (4.5) vorgestellten Formel können in dem folgenden Gleichungssystem zusammengefasst werden:

$$\begin{cases} \dot{Q} = \rho \cdot \dot{V}_{13} \cdot c_p \cdot (T_{36} - T_{37}) + \dot{Q}_{Pumpe} \\ \dot{Q} = k \cdot A_a \cdot \Delta T_{log}(T_{38}, T_{37}, T_{sat} | \text{Oberfläche}) \\ \dot{Q} = \alpha_i \cdot A_i \cdot \left(\frac{1}{2}(T_{37} + T_{38}) - T_{W_i} \right) \\ \dot{Q} = \frac{\lambda_W}{\left(\frac{d_a - d_i}{2} \right)} \cdot \frac{A_a - A_i}{\ln\left(\frac{d_a}{d_i} \right)} \cdot (T_{W_i} - T_{W_a}) \\ \dot{Q} = \alpha_a \cdot A_a \cdot (T_{W_a} - T_{sat} | \text{Oberfläche}) \end{cases} \quad (4.6)$$

4.3.3 Lokale Betrachtung, 2/

a) FEM-Modellierung zur Bestimmung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten

Prinzip

Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wurden aus den erfassten Messdaten mit Hilfe einer „FEM“-Simulation (Finite Elemente Methode) in EES (Equation Engineering Solver) berechnet. Um die gesuchten lokalen Temperaturen im Austreiberwärmetauscher ermitteln zu können, wurde eine 2-dimensionale Modellierung des Wärmetauschers durchgeführt. Wie in der Abbildung 4.9 schematisch dargestellt wurde das Rohrbündel in der Höhe entsprechend der Anzahl der Rohrlagen in vier Elemente ($j = 1 \dots h$; $h = 4$) und in der Länge entlang der Heißwasserstrecke in fünf Elemente ($i = 1 \dots t$; $t = 5$) diskretisiert. Es wurde keine Diskretisierung über die Breite des Rohrbündels durchgeführt, da wie früher in 4.3.2 erwähnt von einer vollständigen Durchmischung und daher einer einheitlichen Konzentration ausgegangen wird.

In jeder FEM-Zelle wird das gleiche Auswertungsverfahren wie für die integrale Auswertung nach Gl. (4.6) durchgeführt. Anstelle der für die integrale Bilanzierung betrachteten Ein- und Austrittstemperaturen am Austreiber und Sättigungstemperatur an der Flüssigkeitsoberfläche werden die lokale Ein- und Austrittstemperatur des Heißwassers in die Zelle sowie die lokal herrschende Sättigungstemperatur eingesetzt. Bei der lokalen Auswertung wird berücksichtigt, dass sich der lösungsseitige α -Wert innerhalb des Rohrbündels ändert. In jeder Zelle kann deshalb die logarithmische treibende Temperaturdifferenz – im Gegensatz zur integralen Auswertung hier ohne weitere Annahme – verwendet werden, da sichergestellt ist, dass der k -Wert in jeder Zelle konstant ist.

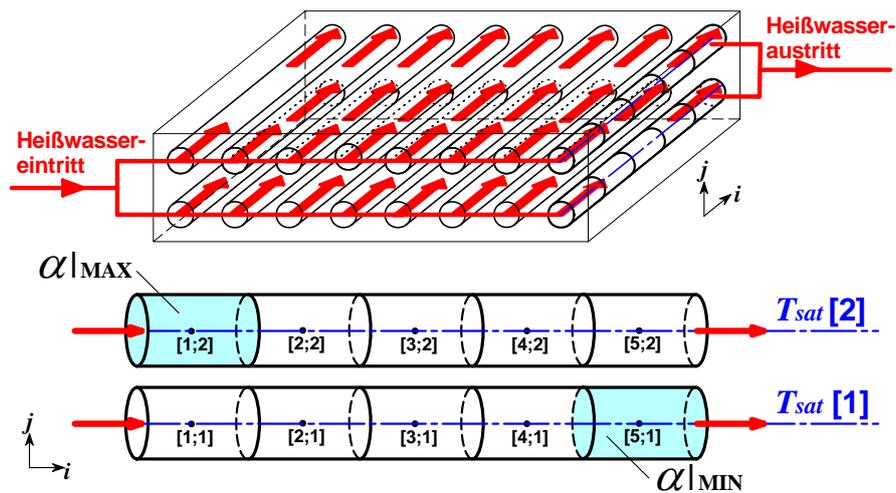


Abbildung 4.9: 2D-Modellierung des Rohrbündelwärmetauschers für eine lokale Bestimmung der Wärme- und Stoffübertragung beim Behältersieden.

Die Diskretisierung in der Höhe des Rohrbündels ermöglicht die Berechnung unterschiedlicher Lösungstemperaturen. In der FEM-Simulation werden als lokale Sättigungstemperaturen die Gleichgewichtstemperaturen der Lösung in der Mitte der jeweiligen beheizten Rohrlagen angesetzt. Diese werden aus den lokalen Drücken, nämlich dem im Behälter herrschenden Dampfdruck zuzüglich der hydrostatischen Drücke bis zur Mitte der jeweiligen Rohrlagen, und aus der im gesamten Behälter herrschenden Lösungskonzentration bestimmt. Den lokalen Sättigungsdruck in der Mitte der Rohrlagen als konstant zu betrachten für die Ermittlung der Gleichgewichtstemperatur ist eine vereinfachende Annahme. In der Realität wird das Flüssigkeitsvolumen durch die Dampfblasen verdrängt und ist in ständiger Bewegung. Um die dadurch entstehende Änderung des lokalen Druckes zu bestimmen, müsste eine exakte Berechnung der Druckverluste innerhalb des Siedebehälters durchgeführt werden. Wie schon auf Seite 63 diskutiert, sind Druckverlustmodelle von Zweiphasenströmungen jedoch sehr kompliziert und im vorliegenden Fall aufgrund der hohen Anzahl an Unbekannten nicht anwendbar. Aus diesem Grund wurde auf die genaue Kenntnis der lokalen thermodynamischen Bedingungen innerhalb des Siedebehälters verzichtet und nur die hydrostatische Druckänderung aufgrund einer konstanten Flüssigkeitshöhe über dem Wärmetauscherrohr in die Berechnung betrachtet.

Die Diskretisierung in der Länge des Rohrbündels ist erforderlich, um die unterschiedlichen Temperaturgradienten zwischen dem Heißwasser und der siedenden Lösung aufgrund der Auskühlung des Heißwassers beim Durchgang durch die jeweiligen Rohrlagen darzustellen. Wie im Abschnitt 4.1.2 auf Seite 76 bzw. 4.3.1 auf Seite 82 schon beschrieben, findet zwischen den oberen und den unteren Rohrlagen aufgrund der abnehmenden treibenden Temperaturdifferenzen eine Verringerung des lokalen Wärmeübergangs statt. Dies bewirkt eine kleinere Auskühlung des Heißwassers in den unteren Rohrlagen als in den oberen Rohrlagen. Wie in Abbildung 4.9 dargestellt ist, treten dadurch am Heißwassereintritt in die obere Rohrlage die höchsten und am Heißwasseraustritt aus der unteren Rohrlage die geringsten Wärmeübergangswerte auf.

Beschreibung der Wärmeübertragung

Zu dem vorhandenen Gleichungssystem wurden zusätzliche Gleichungen zugefügt, um den Einfluss der lokalen Betriebsbedingungen Wärmestromdichte, Druck und Lösungskonzentration auf die lokale Wärmeübertragung beim Behältersieden zu berücksichtigen. Grundlage für die eingesetzten Gleichungen waren praxisnahe Berechnungsmethoden aus der Literatur, die auf einfachen Verhältnissen zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten und den Systemparametern beruhen. Im Abschnitt 3.2 wurden bereits die für den hier vorliegenden Fall relevanten Korrelationen zusammengefasst. Bei der Auswertung der Siedeexperimente wurden je nach untersuchten Betriebsbedingungen unterschiedliche halb-empirische Korrelationen in der FEM-Simulation herangezogen. Diese werden im Folgenden aufgelistet.

Für die Messpunkte, die während des Experiments bei geringen Wärmestromdichten aufgezeichnet wurden, war nur eine konvektive Wärmeübertragung im Bündel zu erwarten. Zur Charakterisierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wurde demnach die Beziehung (4.7) verwendet, welche das Regime des konvektives Siedens beschreibt. Mit der Indexierung k wird der Versuch k innerhalb einer Versuchsreihe gekennzeichnet ($k = 1 \dots p$; $p =$ Anzahl der Messpunkte einer Messreihe) während die Indizes i und j der örtlichen Auflösung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des betrachteten Messpunkts dienen:

$$\alpha_k[i; j] = C_k \cdot \alpha_{eK}[i; j] = C_k \cdot \left(\frac{\text{Nu}_{eK}[i; j] \cdot \lambda[i; j]}{L_{eK}} \right) \quad \forall j \in [1 \dots h] \quad \forall i \in [1 \dots t] \quad (4.7)$$

Darin sind Nu_{eK} und L_{eK} dem Abschnitt 3.3 zu entnehmen. Mit dieser Korrelation erhält man eine schwächere Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte im Vergleich zum ausgebildeten Blasensieden im Bereich der höheren Wärmestromdichten. Die Gleichung (4.7) entspricht für den laminaren Bereich $\alpha \propto \dot{q}^{1/5}$ (siehe [Klan, 2002]).

Für das Regime des ausgebildeten Blasensiedens bei genügend hohen Wärmestromdichten wurden die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Gleichungen (4.8a) bis (4.8c) definiert, die im Zuge der Datenanalyse alternativ verwendet wurden.

$$\forall j \in [1 \dots h], \forall i \in [1 \dots t]:$$

$$\alpha_k[i; j] = \alpha_k(\dot{q}_k[i; j]; p_k[j]) = C_k \cdot \dot{q}_k[i; j]^n \quad (4.8a)$$

$$= C_k \cdot \dot{q}_k[i; j]^n \cdot p_k^*[j]^m \quad (4.8b)$$

$$= C_k \cdot \dot{q}_k[i; j]^n \cdot p_k^*[j]^m \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_k[\%]} \quad (4.8c)$$

Hier wurde in Übereinstimmung mit dem Vorschlag von [Gorenflo, 2002] und [Cooper, 1984] die typische Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte \dot{q} und dem reduzierten Siededruck p^* beim Blasensieden berücksichtigt. Gemäß dem Abschnitt 3.2.2 gelten diese Korrelationen für den hier untersuchten Bereich geringer Siededrucke. Beim Sieden von Lithiumbromidlösung kann dazu der Einfluss der Lösungskonzentration berücksichtigt werden. Die in (4.8c) gegebene exponentielle Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten

basiert auf dem Vorschlag von [Minchenko u. Firsova, 1969] (siehe Abschnitt 3.2.3 auf S. 47). Je nach Relevanz der Variation des Drucks bzw. der Lösungskonzentration im Experiment wurde entweder (4.8a), (4.8b) oder (4.8c) zur Auswertung der lokalen Wärmeübergangswerte ausgewählt. Wenn sich keine große Druckvariation innerhalb einer bestimmten Versuchsreihe ergab, da hier z.B. keine gezielte Untersuchung der Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten unternommen wurde, wurde (4.8a) an Stelle von (4.8b) verwendet. Somit wurde der Einfluss des Druckes zwar nicht explizit berücksichtigt, er blieb jedoch implizit in dem Vorfaktor C_k erfasst. C_k berücksichtigt ansonsten den kombinierten Einfluss der Wand und der Flüssigkeit auf den Wärmeübergang beim Blasensieden. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wird C_k vor allem durch die Anzahl der beheizten Rohrlagen, die Oberflächenbeschaffenheit der Kupferrohre sowie die Reinheit und Benetzungsfähigkeit der siedenden Flüssigkeit bestimmt.

Das somit aufgestellte Gleichungssystem der FEM-Rechnung wurde konsistent aufgelöst. Um dabei die bestmögliche Anpassung an die experimentellen Messdaten zu erzielen, wurde zur Ermittlung der Koeffizienten n , m und C_k ein iteratives Verfahren angewandt. Nach der Vorgabe der für eine gesamte Versuchsreihe einheitlichen Exponenten n und m wurde für jeden Versuch k innerhalb der Versuchsreihe eine Konstante C_k ausgegeben. Die Exponenten n und m wurden schließlich so optimiert, dass die Abweichung der ermittelten Konstanten C_k zwischen allen Versuchen minimiert wird.

b) Berücksichtigung des Einflusses der Flüssigkeitssäule und des Bündeleffekts

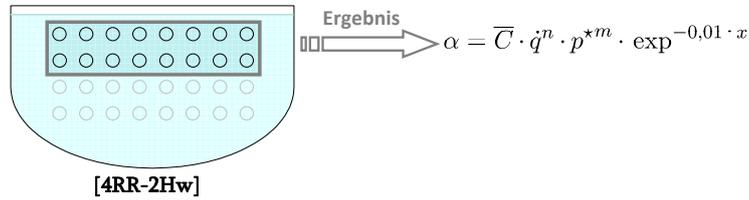
In der Literatur werden die bereits genannten Korrelationen (4.7) und (4.8) empfohlen, um das Blasensieden an einem Einzelrohr bzw. einer Einzelplatte zu beschreiben. Wie allerdings im Abschnitt 4.1.2 dargestellt, besaß der untersuchte Rohrbündelwärmetaucher vier übereinander angeordnete Rohrlagen, die je nach Versuchsreihe entweder vollständig oder halb überflutet wurden (siehe Abbildung 4.7). Um den integralen Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden an einem Rohrbündel zu ermitteln, werden in der Literatur andere Korrelationen vorgeschlagen, wie z.B. die von [Gorenflo, 2002] im VDI-Wärmeatlas bereitgestellte Korrelation (3.23) (siehe dazu Abschnitt 3.4 auf Seite 61). Allerdings gelten die verfügbaren Gleichungen zur Beschreibung des Bündeleffekts nur für das Behältersieden an hohen Rohrbündeln im Bereich sehr niedriger bis geringer Wärmestromdichten ($1 \text{ kW/m}^2 \leq \dot{q} \leq 20 \text{ kW/m}^2$) und bei Siededrücken in der Nähe des Atmosphärendrucks, so dass sie für die Beschreibung der Wärmeübertragung im vorliegenden Anwendungsfall nicht geeignet sind.

2.a/ Separate Auswertung der zwei Bündelhälften

Aufgrund dessen wurde der Einfluss der Anzahl der aktiven Rohrlagen auf den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten experimentell bestimmt. Mit Hilfe der Ergebnisse der Messungen mit zwei beheizten Rohrlagen (Konfiguration [4RR-2Hw]) wurde es bei der Auswertung der Messungen mit vier beheizten Rohrlagen (Konfiguration [4RR-2Hw] bzw. [4RR-4Hw]) möglich,

lokal zwischen den zwei unteren und den zwei oberen Rohrlagen des Bündels zu unterscheiden. Die folgende Abbildung 4.10 stellt das Auswerteverfahren 2.a/ schematisch dar.

Versuch mit **2 aktiven** Rohrlagen



Versuch mit **4 aktiven** Rohrlagen

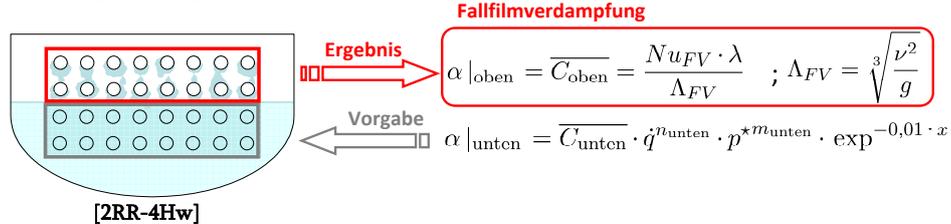
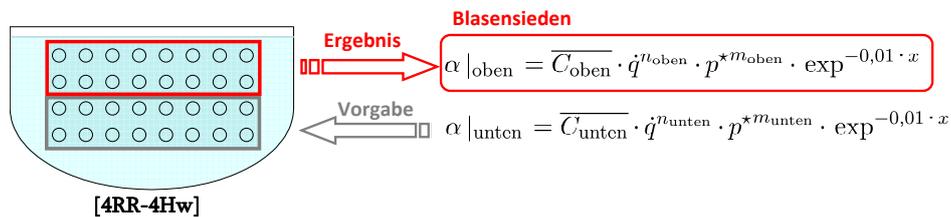


Abbildung 4.10: Prinzip der separaten Auswertung der zwei Bündelhälften.

– Auswertung der Konfigurationen [4RR-2Hw]: „Referenz“

Wegen des geringen Höhenabstands der zwei aktiven Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw] wurden die experimentellen Daten in dieser Konfiguration unter Anwendung einer der Korrelationen für das Einzelrohr (4.8a), (4.8b) oder (4.8c) in der FEM-Simulation ausgewertet.

– Auswertung der Konfigurationen [4RR-4Hw]

Die somit an den zwei aktiven Rohrlagen gewonnenen lokalen Wärmeübergangswerte gingen in die Auswertung der Versuchsreihe mit vier aktiven überfluteten Rohrlagen ein. Sie wurden zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten der zwei unteren Rohrlagen der Konfiguration [4RR-4Hw] eingesetzt (z.B. in der Form $\alpha|_{\text{unten}} = \overline{C}_{\text{unten}} \cdot \dot{q}^{n_{\text{unten}}} \cdot p^{*m_{\text{unten}}} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$). Somit konnten bei der Auswertung der Versuchsreihen mit vier Rohrlagen die zwei restlichen oberen Rohrlagen einzeln bewertet werden. Dies geschah ebenfalls unter Anwendung einer Korrelation der Form (4.8a), (4.8b) oder (4.8c) in der FEM-Simulation (z.B. mit $\alpha|_{\text{oben}} = C_{\text{oben}} \cdot \dot{q}^{n_{\text{oben}}} \cdot p^{*m_{\text{oben}}} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$). Aus dieser separaten Erfassung der jeweils im unteren Teil bzw. im oberen Teil des Bündels erzielten Wärmeübergangskoeffizienten wird später auf den Bündeleffekt zurückgeschlossen (siehe Abschnitt 5.4).

– Auswertung der Konfigurationen [2RR-4Hw]

Dieselbe Methode wurde angewandt, um die Wärmeübergangskoeffizienten an den zwei oberen, in dem Dampfraum liegenden Rohrlagen der Konfiguration [2RR-4Hw] zu ermitteln. Dabei ist zu beachten, dass die Wärmeübertragung an den zwei oberen Rohrlagen kein überflutetes Blasensieden darstellt, sondern eine Art Rieselfilmdesorption, da durch das Auftreten von Blasensieden im Siedebehälter die beiden oberen Rohrlagen von der aus dem Pool hochspritzenden Lithiumbromidlösung benetzt werden. Um dies bei der lokalen Auswertung der Messdaten zu berücksichtigen, wurde in der FEM-Simulation dem Wärmeübergangskoeffizienten an den zwei oberen beheizten Rohrlagen der Konfiguration [2RR-4Hw] die Form der Filmverdampfung zugewiesen. Sie lautet:

$$\alpha_k[i; j] = \frac{\text{Nu}_{FV}[i; j] \cdot \lambda[i; j]}{\Lambda_{FV}[i; j]} = C_k$$

mit $\text{Nu}_{FV}[i; j] = \sqrt{\text{Nu}_{lam}[i; j]^2 + \text{Nu}_{turb}[i; j]^2}$ (4.9)

und $\Lambda_{FV}[i; j] = \sqrt[3]{\frac{\nu[i; j]^2}{g}}$; $\forall j \in [1 \dots h] \quad \forall i \in [1 \dots t]$

Darin sind Nu_{lam} und Nu_{turb} dem Abschnitt 3.5 zu entnehmen. Der so bestimmte Wärmeübergangskoeffizient bei der Fallfilmverdampfung ist beinahe unabhängig von der Wärmestromdichte und unterscheidet sich somit stark von dem Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden. Durch den Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden im unteren Bündelbereich (z.B. $\alpha|_{\text{unten}} = \overline{C_{\text{unten}}} \cdot \dot{q}^{n_{\text{unten}}} \cdot p^{*m_{\text{unten}}} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$) mit denjenigen bei der Fallfilmverdampfung im oberen Bündelbereich ($\alpha|_{\text{oben}} = \overline{C_{\text{oben}}} = \frac{\text{Nu}_{FV} \cdot \lambda}{\Lambda_{FV}}$) wird später der Rieseeffekt bestimmt (siehe Abschnitt 5.5).

2.b/ Einheitliche Auswertung des gesamten Rohrbündels

Neben der Auswertungsmethode 2.a/ der Konfigurationen [4RR-4Hw] und [2RR-4Hw] mit vier beheizten Rohrlagen wurde noch eine zweite lokale Auswertung durchgeführt, bei der nicht zwischen den zwei unteren und den zwei oberen Rohrlagen des Bündels unterschieden wurde. Bei dieser Auswertung des gesamten Bündels wurde in der FEM-Simulation für alle vier beheizten Rohrlagen des Rohrbündels eine einzige Korrelation der Form (4.8) angewandt. Diese einheitliche Auswertemethode zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten bei der Konfigurationen [4RR-4Hw] und [4RR-2Hw] ist von der integralen Auswertung derselben Konfigurationen (1/, siehe Abschnitt 4.3.2) zu unterscheiden. Hier wird zwar auch nicht berücksichtigt, dass zwischen den unteren und den oberen Rohrlagen des Rohrbündelwärmetauschers lokal unterschiedliche Siedeverhältnisse auftreten können, dennoch wird der Einfluss der hydrostatischen Höhe berücksichtigt indem die lokal herrschende Siedetemperatur der Lösung in das Auswerteverfahren eingesetzt wird.

Beim Behältersieden an einem Rohrbündel sollte theoretisch mit zunehmender Anzahl der übereinander angeordneten Rohrlagen der im Mittel für das gesamte Bündel repräsentative

Wärmeübergangskoeffizient zunehmen und immer höher als beim Einzelrohr liegen. Außerdem sollten auch die oberen Rohre des Rohrbündels lokal bessere Wärmeübergangskoeffizienten als die unteren Rohre aufweisen, da sie von der vorteilhaften Wirkung des aufsteigenden Dampfstroms profitieren. Je nach angewandtem Auswerteverfahren, d.h. integrale (1/) oder lokale (2/) Auswertung, darunter entweder (2.a/) oder (2.b/) je nach lokaler Behandlung beider Bündelhälften, sollen die einen oder anderen Effekte in den Ergebnissen erkennbar werden.

4.3.4 Darstellung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten

Als Ergebnis der zweidimensionalen FEM-Modellierung werden aus jedem Messpunkt entweder 2×5 (bei der Konfiguration [4RR-2Hw]) oder 4×5 (bei den Konfigurationen [4RR-4Hw] und [2RR-4Hw]) lokale Wärmestromdichten, Wandübertemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb des Rohrbündels ermittelt. Im nächsten Kapitel (Kapitel 5) sollen zur Diskussion der Messergebnisse diese experimentellen Werte dargestellt werden. Aufgrund der zu erwartenden Abhängigkeiten bietet sich dabei eine Darstellung in doppelt logarithmischer Auftragung der Wärmeübergangskoeffizienten α als Funktion der Wärmestromdichte \dot{q} bzw. der Wärmestromdichte als Funktion der Übertemperaturen ΔT_{sat} an. Im nächsten Kapitel werden ausschließlich solche Diagrammen zur Darstellung der Messergebnisse gezeigt.

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q} = \alpha \cdot \Delta T_{sat} \\ \alpha \propto \dot{q}^n \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{q} \propto \Delta T_{sat}^{\frac{1}{1-n}}$$

Aus Anschaulichkeitsgründen können in diesen Diagrammen die lokalen Wärmeübertragungswerte – sprich lokale Wärmeübergangskoeffizienten, lokale Wärmestromdichten und lokale Wandübertemperaturen – nicht für alle 2×5 bzw. 4×5 FEM-Zellen gezeigt werden. Stattdessen wird für jeden Versuch k der Versuchsreihen, welche in Tabelle 4.7 auf Seite 80 zusammengefasst sind, nur die folgende Auswahl an Werten dargestellt:

- * entweder nur die *minimalen* und die *maximalen* Werte im Bündel, die jeweils im unteren bzw. im oberen Teil des überfluteten Austreibers auftreten wie schon auf Seite 87 eingeführt. Diese Werte werden später mit $\alpha_k|_{\text{MIN}}$ und $\alpha_k|_{\text{MAX}}$ gekennzeichnet,
- * oder nur die Werte, die sich aus einer Mittelung über das gesamte Rohrbündel ergeben und somit als *mittlere lokale* Wärmeübergangskoeffizienten bezeichnet werden ($\widetilde{\alpha}_k$). Zur Bestimmung dieser Werte werden die Mittelwerte der beim Versuch k lokal auftretenden Wärmestromdichten \widetilde{q}_k und lokal herrschenden Drücke \widetilde{p}_k^* in die zur Beschreibung der Wärmeübertragung vorgesehene Korrelation (4.7) bis (4.9) eingesetzt.

In der Tabelle 4.3 auf Seite 94 werden die genannten Werte, beispielsweise anhand der aus der FEM-Simulation ermittelten Siedekorrelation (4.8c), genauer definiert. Dies kann alternativ anhand jeder anderen Korrelationsgleichung (4.7) bis (4.9) ausgeführt werden.

Neben den einzelnen Werten (d.h. *minimalen*, *maximalen* oder *mittleren*) für die verschiedenen Messpunkte werden in doppelt logarithmischer Auftragung noch Grenzfall-Geraden gezeigt, die die größte Variation der Messdaten aufgrund unterschiedlicher Betriebsbedingungen innerhalb der betrachteten Messreihe darstellen. Um die statistische Streuung innerhalb der Messreihe herabzusetzen wird dabei zunächst die *mittlere Korrelation* der gesamten Messreihe verwendet. Diese erhält man durch Mittelung der Vorfaktoren C_k , die jedem Versuch zugeordnet wurden, über alle Versuche. Mit $\overline{C_k}$ statt den unterschiedlichen C_k in (4.7) bis (4.9) lassen sich mit der *mittleren Korrelation* alle lokale Wärmeübergangskoeffizienten einer Versuchsreihe durch eine einheitliche Gleichung beschreiben. Zur Darstellung der Grenzfälle werden dann in der so ermittelten Korrelation und je nach Vorzeichen des Exponenten m^6 jeweils die minimalen bzw. maximalen Wärmestromdichten, Drücke und Lösungskonzentrationen eingesetzt, welche lokal innerhalb der Messreihe auftraten.

Die Definition der Grenzfälle, die in den Diagrammen des folgenden Kapitels 5 mit der Notation $\overline{\alpha}_{\text{MIN}}$ und $\overline{\alpha}_{\text{MAX}}$ gekennzeichnet werden, kann der Tabelle 4.4 auf Seite 94 entnommen werden. Die Abbildung 4.11 zeigt an dem Beispiel einer einfachen Messung die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten (*minimalen*, *maximalen* und *mittleren*) sowie die Grenzfälle der *mittleren Korrelationen*, die im Kapitel 5 für die Darstellung der Messergebnisse typischerweise verwendet werden.

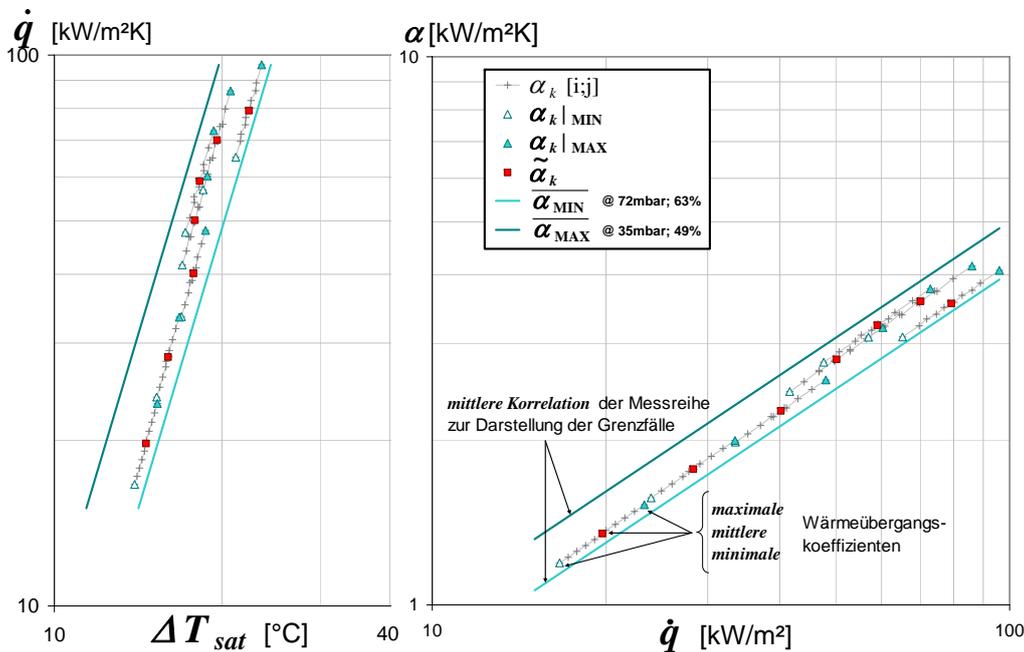


Abbildung 4.11: Verwendete Darstellung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten einer Messreihe, welche aus den erfassten Messdaten durch eine lokale Auswertung (2/) bestimmt wurden.

⁶ Der Exponent n , der die exponentielle Abhängigkeit der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte beschreibt, ist immer positiv. Dagegen kann der Exponent m , der die exponentielle Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten beschreibt, positiv oder negativ sein. Dies muss bei der Bildung der Grenzfällen berücksichtigt werden.

Bezeichnung	Definition nach (4.8c) $\forall k \in [1 \dots p]$:	Eingesetzte Größen
<i>minimale</i>	$\alpha_k _{\text{MIN}} = C_k \cdot \dot{q}_k _{\text{MIN}}^n \cdot p_k^* _{\text{MIN}}^m \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_k}$	mit $\dot{q}_k _{\text{MIN}} = \dot{q}_k[t; 1]$ und $p_k^* _{\text{MIN}} = p_k^*[1]$
<i>maximale</i>	$\alpha_k _{\text{MAX}} = C_k \cdot \dot{q}_k _{\text{MAX}}^n \cdot p_k^* _{\text{MAX}}^m \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_k}$	mit $\dot{q}_k _{\text{MAX}} = \dot{q}_k[1; h]$ und $p_k^* _{\text{MAX}} = p_k^*[h]$
<i>mittlere</i>	$\widetilde{\alpha}_k = C_k \cdot \widetilde{\dot{q}}_k^n \cdot \widetilde{p}_k^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_k}$	mit $\widetilde{\dot{q}}_k = \frac{1}{h \cdot t} \sum_{i=1}^t \sum_{j=1}^h \dot{q}_k[i; j]$ und $\widetilde{p}_k^* = \frac{1}{h} \sum_{j=1}^h p_k^*[j]$

Tabelle 4.3: Ausgewählte lokale Wärmeübergangskoeffizienten für jeden Messpunkt zur Darstellung der unterschiedlichen Siedezustände im Bündel.

Definition der Grenzfälle nach (4.8c) $\forall \dot{q} \in [\dot{q}_{\text{MIN}} \dots \dot{q}_{\text{MAX}}]$:	Eingesetzte Größen
$\overline{\alpha}_{\text{MIN}} = \begin{cases} \overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p_{\text{MIN}}^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_{\text{MAX}}} & \text{wenn } m > 0 \\ \overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p_{\text{MAX}}^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_{\text{MAX}}} & \text{wenn } m < 0 \end{cases}$	$\text{Darin sind } \left\{ \begin{array}{l} \overline{C}_k = \frac{1}{p} \sum_{k=1}^p C_k \\ \dot{q}_{\text{MIN}} = \min(\dot{q}_k[t; 1]; k = [1; p]) \\ \dot{q}_{\text{MAX}} = \max(\dot{q}_k[1; h]; k = [1; p]) \\ p_{\text{MIN}} = \min(p_k[h] ; k = [1; p]) \\ p_{\text{MAX}} = \max(p_k[1] ; k = [1; p]) \\ x_{\text{MIN}} = \min(x_k ; k = [1; p]) \\ x_{\text{MAX}} = \max(x_k ; k = [1; p]) \end{array} \right.$
$\overline{\alpha}_{\text{MAX}} = \begin{cases} \overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p_{\text{MAX}}^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_{\text{MIN}}} & \text{wenn } m > 0 \\ \overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p_{\text{MIN}}^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x_{\text{MIN}}} & \text{wenn } m < 0 \end{cases}$	

Tabelle 4.4: Grenzfälle der mittleren Korrelation einer Messreihe zur Darstellung der ungünstigsten bzw. günstigsten Betriebsbedingungen einer Messreihe.

Kapitel 5

Experimentelle Ergebnisse

5.1 Allgemeine Darstellung der Messergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse einzelner Versuchsserien vorgestellt, welche bei den Siedeeperimenten mit Wasser und Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel, sowie mit Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel jeweils in den Konfigurationen [4RR-2Hw] mit zwei und [4RR-4Hw] mit vier beheizten Rohrlagen durchgeführt wurden (siehe Tabelle 4.2 auf S. 81). Daran anschließend werden die Daten der jeweiligen Messreihen verschiedenen Siederegimen zugeordnet. Darauf aufbauend werden für jede Messreihe die im Experiment lokal auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten bzw. treibenden Temperaturdifferenzen im Zusammenhang mit den in der FEM-Simulation ermittelten Wärmeübertragungskorrelationen angegeben. Dieser Abschnitt bietet einen Überblick über die Trends der einzelnen Messreihen und stellt den Ausgangspunkt für die ausführliche Diskussion der Messergebnisse dar, welche erst in den folgenden Abschnitten stattfindet.

5.1.1 Ergebnisse der Versuchsserien

a) Sieden von Wasser am Glattrohrbündel

Bei den Versuchen mit Wasser als siedender Flüssigkeit am glatten Austreiber wurden zunächst die zwei oberen Rohrlagen des Bündels beheizt ([4RR-2Hw]) und dabei der Einfluss der Wärmestromdichte und des Drucks untersucht. Um eine Aussage über die Messunsicherheit sowie die Reproduzierbarkeit treffen zu können, wurden insgesamt drei Versuchsserien durchgeführt. Danach wurden die vier Rohrlagen des Rohrbündels vollständig beheizt ([4RR-4Hw]) und ebenfalls der Einfluss der Wärmestromdichte und des Drucks, diesmal nur in einem einzelnen Durchgang, wiederholt. Die Versuchskälteanlage wurde dabei im Verdampfer-Modus betrieben (siehe Abbildung 4.6a auf S. 78).

Die Abbildungen 5.1 und 5.2 zeigen die entsprechenden Ergebnisse. Darin sind die Versuchsserien mittels unterschiedlicher Farben gekennzeichnet. Aufgetragen werden dabei die nach

der Tabelle 4.3 (siehe S. 94) definierten *mittleren lokalen Wärmeübergangskoeffizienten* $\tilde{\alpha}_k$ in Abhängigkeit von der mittleren Wärmestromdichte im Bündel (\tilde{q}_k). Bei dieser Darstellung der Ergebnisse werden Datenpunkte, die bei aufsteigender Wärmestromdichte aufgenommen wurden, und Datenpunkte, die bei fallender Leistung aufgenommen wurden, mit Hilfe unterschiedlicher Symbole gekennzeichnet (gefüllter bzw. leerer Symbole). Somit werden mögliche Hysterese-Effekte erkennbar, die im nächsten Abschnitt 5.1.2 betrachtet werden.

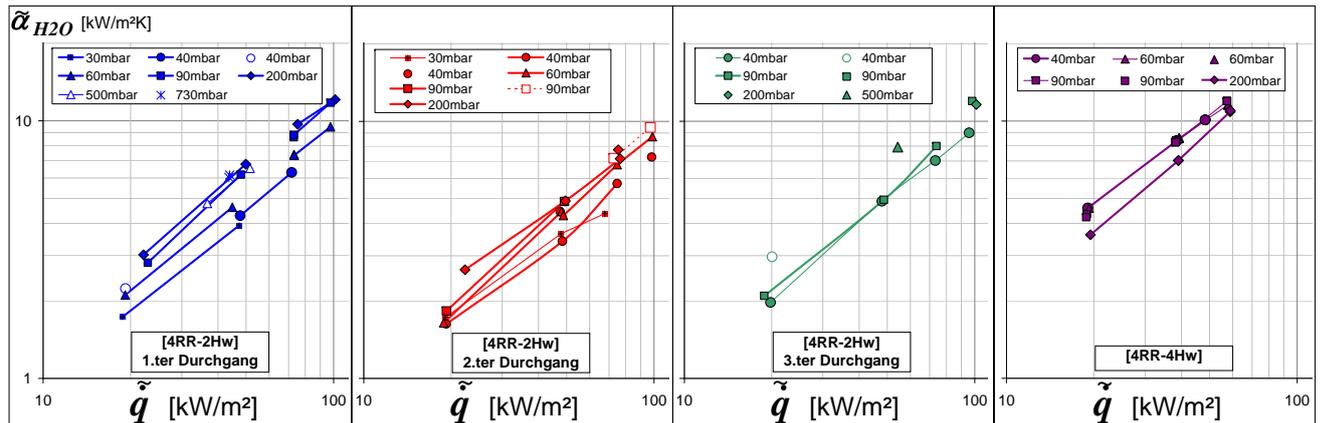


Abbildung 5.1: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Wasser am Glattrohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte: von links nach rechts sind die Ergebnisse der verschiedenen Versuchsserien dargestellt. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

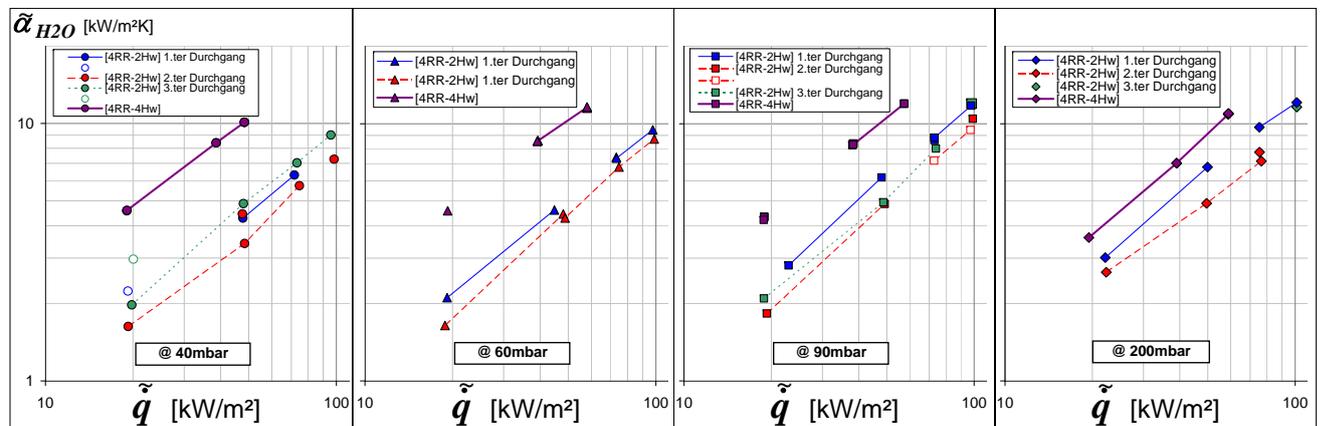


Abbildung 5.2: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Wasser am Glattrohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte: von links nach rechts sind die Ergebnisse bei gleichem Druck dargestellt. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

In der Abbildung 5.1 sind von links nach rechts die Ergebnisse der drei Serien in der Konfiguration [4RR-2Hw] (1.ter, 2.ter und 3.ter Durchgang) und der Serie in der Konfiguration [4RR-4Hw] mit Unterscheidung der jeweils eingestellten Drucklagen dargestellt. Damit wird der Einfluss des Siededrucks auf den Wärmeübergangskoeffizienten sichtbar. Die Abbildung 5.2, in der von links nach rechts jeweils Datenpunkte aus unterschiedlichen Serien aber beim gleichen herr-

schenden Druck gegenübergestellt sind (40 mbar (links) bis 200 mbar (rechts)), gibt Auskunft über die Reproduzierbarkeit der Messungen, die über einen Gesamtzeitraum von zwei Monaten durchgeführt wurden.

Aus den Abbildungen 5.1 und 5.2 zeigt sich wie erwartet eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit zunehmender Wärmestromdichte.

► Einfluss des Druckes (Abb. 5.1)

Die drei Versuchsserien mit zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw]) weisen generell eine Verbesserung der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Siededruck auf. Der Einfluss des Druckes ist dabei vor allem im Bereich 30 bis 200 mbar ersichtlich, zwischen 200, 500 und 730 mbar (1.ter und 3.ter Durchgang) ist nahezu keine Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mehr erkennbar. Bei den Experimenten mit vier beheizten Rohrlagen ([4RR-4Hw]) tritt zwischen 40 und 90 mbar zunächst keine Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigendem Siededruck auf. Zwischen 90 und 200 mbar wird entgegen den Erwartungen ein deutlicher Rückgang der Wärmeübergangswerte beobachtet. Hierbei ist auszuschließen, dass eine Veränderung der Versuchsbedingungen dieser „negativen“ Druckabhängigkeit zugrunde liegt, da die Messpunkte bei 60 mbar und 200 mbar in dieser Konfiguration am gleichen Tag und somit unter gleichen Messbedingungen aufgenommen wurden.

► Reproduzierbarkeit (Abb. 5.2)

Vergleicht man die drei Serien mit zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw]) miteinander, zeigt sich bei allen Drucklagen ein Rückgang der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem ersten (blau gekennzeichnet) und dem zweiten Durchgang (rot gekennzeichnet). Beim dritten Durchgang (grün gekennzeichnet) tritt dagegen wieder eine Verbesserung der Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber dem zweiten Durchgang auf, so dass vor allem bei den großen Wärmestromdichten die Wärmeübergangswerte des ersten Durchgangs wieder erreicht werden. Bei den kleinen Wärmestromdichten bleiben allerdings die Wärmeübergangskoeffizienten des dritten Durchgangs gegenüber denjenigen des ersten Durchgangs zurück (siehe Diskussion im Abschnitt 5.2.1 b)).

b) Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel

Bei den Siedeexperimenten mit Lithiumbromidlösung am glatten Austreiber wurde wie bei den entsprechenden Versuchen mit Wasser erst die Konfiguration [4RR-2Hw] und anschließend die Konfiguration [4RR-4Hw] mit zwei bzw. vier beheizten Rohrlagen erprobt. Die Experimente mit Lithiumbromidlösung liefen im Gegensatz zu den Siedeexperimenten mit Wasser im realen Kältemaschinenbetrieb (siehe Abbildung 4.6b auf S. 78). Dadurch ergab sich ein vergleichsweise begrenzter Spielraum für die Einstellung der Betriebsbedingungen. Insbesondere konnte der Behälterdruck nur noch von 40 bis 60 mbar variiert werden. Im Hinblick auf die Reproduzierbarkeit wurden vier Versuchsserien in der Konfiguration [4RR-2Hw] durchgeführt. Die

drei ersten erfolgten innerhalb von einem Monat und die vierte nach fast einem Jahr. Bei der Konfiguration [4RR-4Hw] wurden die Daten am überfluteten Austreiber während Messungen über einen Zeitraum von einem Jahr aufgezeichnet, deren Ziel vornehmlich die Untersuchung des Absorberwärmetauschers der Absorptionskältemaschine war. Aus den unterschiedlichen Betriebseinstellungen am Absorber ergab sich eine entsprechend geringe Variation des Drucks am Austreiber in dieser Konfiguration [4RR-4Hw]. Eine geringe Variation der Salzkonzentration ergab sich sonst in jeder Konfiguration aufgrund der unterschiedlichen Einstellungen im Kältemaschinenbetrieb.

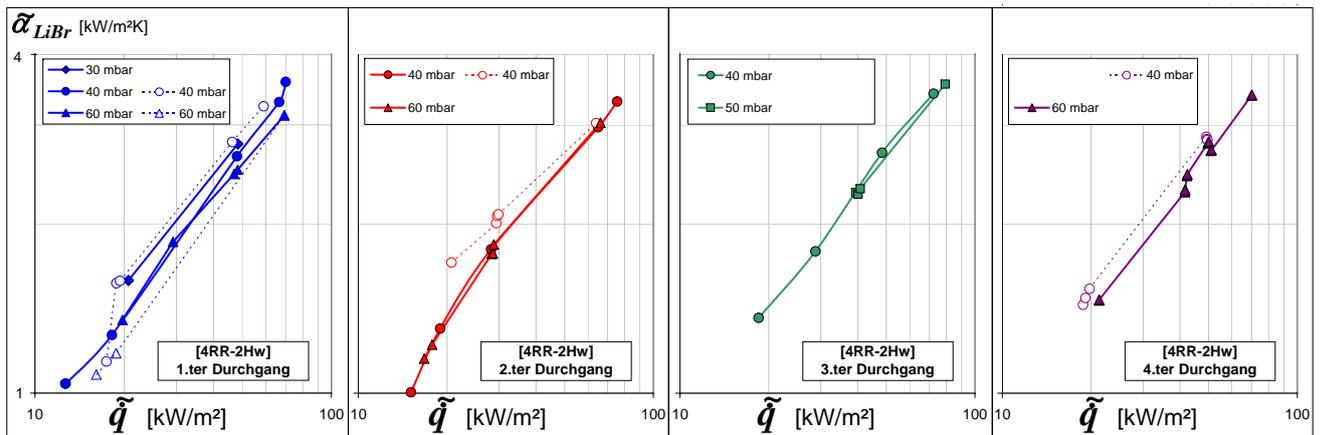


Abbildung 5.3: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte: von links nach rechts sind die Ergebnisse der verschiedenen Versuchsserien dargestellt. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

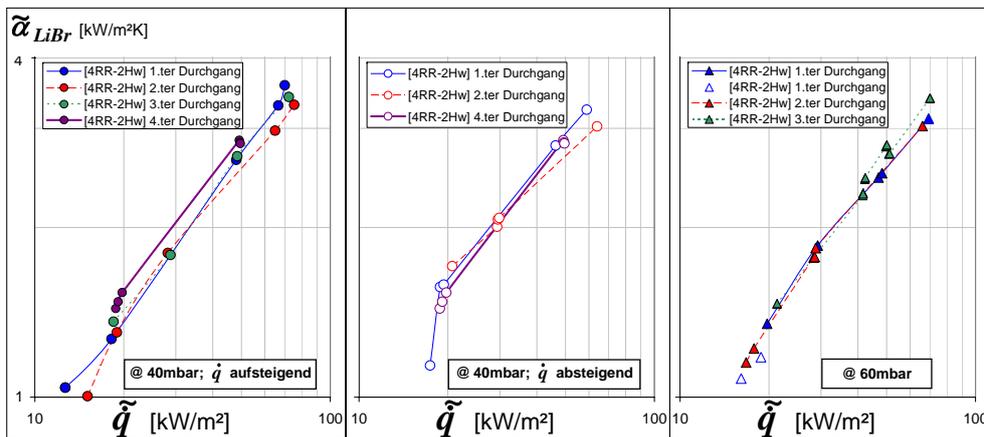


Abbildung 5.4: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte: von links nach rechts sind die Ergebnisse bei gleichem Druck dargestellt. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

Die Abbildung 5.3 zeigt, in der selben Auftragung wie die Abbildung 5.1 für Wasser, die Ergebnisse der vier Versuchsserien mit zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw], von links nach rechts: 1.ter bis 4.ter Durchgang) jeweils mit den dabei eingestellten Drucklagen. Die Ergebnisse mit vier Rohrlagen ([4RR-4Hw]) wurden in dieser Form nicht gezeigt, da wie bereits erwähnt der Einfluss des Siededruckes nicht untersucht wurde. In der Abbildung 5.4 sind, ebenso wie in der Abbildung 5.2 für Wasser, die Messpunkte der jeweiligen Versuchsserien je nach Siededruck aufgetragen. Bei der Drucklage 40 mbar sind noch die Serien mit aufsteigender Wärmestromdichte der Serien mit absteigender Wärmestromdichte separat gezeigt.

► **Einfluss des Druckes** (Abb. 5.3)

Betrachtet man die Serien, die entweder bei auf- oder bei absteigender Wärmestromdichte aufgenommen wurden, stellt man keine ausgeprägte Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten vom Siededruck fest. Wenn überhaupt, zeigt sich beim ersten und dritten Durchgang eine leicht negative Druckabhängigkeit. Dies ist vor allem bei mäßigen bis hohen Wärmestromdichten, bei denen der Hysterese-Effekt keinen Einfluss mehr haben sollte, erkennbar.

► **Reproduzierbarkeit** (Abb. 5.4)

Wie die Abbildung 5.4 zeigt, lassen sich die verschiedenen Versuche bei gleichen Betriebsbedingungen nicht mehr unterscheiden. Die maximale Streuung aller Datenpunkte der Messreihe mit zwei beheizten Rohrlagen liegt unter 20 %. Somit stellt sich heraus, dass die Reproduzierbarkeit des Experiments zufriedenstellend ist. Außerdem liefern die Messungen mit Lithiumbromidlösung generell besser reproduzierbare Ergebnisse als die Messungen mit Wasser am gleichen Austreiber (siehe Diskussion im Abschnitt 5.2.2 a)).

c) Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel

Bei der Untersuchung des berippten Rohrbündels, welche ebenso wie beim glatten Rohrbündel im normalen Kälteanlagenbetrieb stattfand, wurde weder bei zwei Rohrlagen noch bei vier Rohrlagen der Siededruck variiert. Die Versuche erfolgten bei den üblichen Betriebsbedingungen des Austreibers einer Absorptionskältemaschine, nämlich bei einer Drucklage von etwa 60 bis 70 mbar (siehe Abschnitt 2.1.2). Die Ergebnisse sind in der Abbildung 5.5 dargestellt.

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit wurden insgesamt fünf Versuchsserien durchgeführt, drei innerhalb von vier Monaten in der Konfiguration [4RR-2Hw] (links: 1.ter und 2.ter Durchgang, mitte: 3.ter Durchgang) und anschließend zwei innerhalb von zwei Wochen in der Konfiguration [4RR-4Hw] (rechts: 1.ter und 2.ter Durchgang).

Im Vergleich zum Glattrohrbündel, bei dem die Wärmeübergangskoeffizienten, wie in den Abbildungen 5.2 bis 5.4 dargestellt, gleichmäßig mit der Wärmestromdichte zunahm, trat beim Rippenrohrbündel bei den hohen Wärmestromdichten ein deutlich stärkerer Anstieg der Wärmeübergangswerte auf. Dadurch ergibt sich die in der Abbildung 5.5 erkennbare Krümmung des Kurvenverlaufs. Im folgenden Abschnitt 5.1.2 c) wird auf dieses Phänomen näher eingegangen.

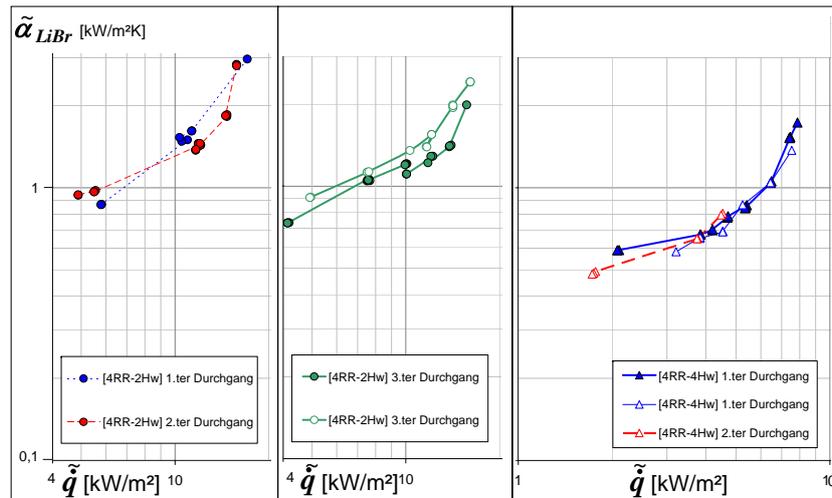


Abbildung 5.5: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte: von links nach rechts sind die verschiedenen Versuchsserien dargestellt. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

► Reproduzierbarkeit (Abb. 5.5)

Bei den drei Durchgängen mit zwei beheizten Rohrlagen trat im Laufe der Zeit eine kontinuierliche Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten auf, die zu signifikanten Unterschieden der Messwerte bei gleichen Betriebsbedingungen führte. Für die Messungen bei aufsteigender Leistung betrug die dabei auftretende maximale Variation 16 % bei geringer bzw. 33 % bei hoher Wärmestromdichte. Die Messungen beim Experiment mit vier beheizten Rohrlagen waren besser reproduzierbar.

Es ist anzunehmen, dass die bemerkbare Veränderung der Ergebnisse von Serie zu Serie für Wasser am Glattrohrbündel sowie für Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel, jeweils in der Konfiguration [4RR-2Hw], hauptsächlich auf die Veränderung der Wärmetauscherfläche im Laufe der Experimente zurückzuführen ist. Beide Austreiber wurden zum ersten Mal bei diesen Messreihen in der Versuchsanlage eingesetzt, so dass sich in den ersten Betriebstagen bestimmte Auswirkungen eines Alterungsprozesses der Rohr- und Rippenoberfläche bemerkbar machten¹. Mit der Zeit erreicht die Struktur der Oberfläche einen stabilen Zustand, so dass die Messungen nicht mehr deutlich voneinander abweichen, wie die anschließenden Messungen in der Konfiguration [4RR-4Hw] bestätigen. Was die bessere Reproduzierbarkeit der Messungen am glatten Austreiber mit Lithiumbromidlösung gegenüber Wasser – trotz gleichermaßen gealterter Wärmetauscherfläche – betrifft, so ist zusätzlich die Natur der siedenden Flüssigkeit zu berücksichtigen. Diese Aspekte werden im Abschnitt 5.2 beim Vergleich zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung näher beschrieben und anhand theoretischer Betrachtungen diskutiert.

¹ Im Gegensatz zu den Serien mit Wasser, die in der Abbildung 5.2 nach gleichem Siededruck sortiert wurden, könnten beim Rippenrohrbündel unterschiedliche Drücke bzw. Salzkonzentrationen ebenfalls eine kleine Diskrepanz der Messdaten verursachen, wobei die in der Abbildung 5.5 dargestellten Durchgänge bei nahezu konstanten Betriebseinstellungen aufgezeichnet wurden.

5.1.2 Unterteilung in Siederegime

Über den gesamten Bereich an untersuchten Wärmestromdichten traten unterschiedliche Siederegime auf. Zur Bestimmung der erforderlichen Wandübertemperatur $\Delta T_{sat, onb}$ für den Beginn des Blasensiedens liegen in der Literatur theoretische Berechnungsmethoden vor. Dazu wurden im Abschnitt A.2.1 die Modellansätze von [Hsu, 1962] und von [Mikic u. Rohsenow, 1969b] vorgestellt, welche ursprünglich für reine Flüssigkeiten erstellt wurden. Diese können allerdings unter bestimmten Voraussetzungen genauso für Lösungen mit nicht flüchtigem Bestandteil angewandt werden, wie in [Miyatake u. a., 1997] nachgewiesen wurde (siehe dazu Abschnitt A.3.4). Die Anwendung der genannten Korrelationen für Wasser und Lithiumbromidlösung für die bei den Experimenten vorliegenden Betriebsbedingungen lieferten jedoch keine zuverlässigen Ergebnisse² und wurden deswegen nicht verwendet, um den Übergang zwischen einphasiger Konvektion und zweiphasigem Blasensieden festzulegen. Stattdessen wurden die Siederegime zum einen durch Berücksichtigung von Hysterese-Effekten und zum anderen durch Betrachtung des Verlaufs der treibenden Temperaturen in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte identifiziert.

a) Sieden von Wasser am Glattrohrbündel

► Hysterese (Abb. 5.2)

Zur Erkennung der auftretenden Siederegime kann auf Hysterese-Effekte geachtet werden, da diese auf die Aktivierung der Blasenkeime zurückzuführen sind. Bei den Messungen mit aufsteigender Leistung (gekennzeichnet durch gefüllte Symbole) reichen die Wärmestromdichten bzw. Übertemperaturen nicht aus, um die vorhandenen Keimstellen zu aktivieren, so dass die Wärmeübertragung noch überwiegend über Konvektion im Flüssigkeitsvolumen stattfindet. Bei den Messungen bei absteigender Leistung (gekennzeichnet durch leere Symbole) ist zur Dampfblasenbildung dagegen keine Aktivierungsenergie mehr erforderlich, so dass selbst bei gleicher Wärmestromdichte höhere, für das Blasensieden charakteristische Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden. Die Hysterese bezeichnet die Streuung der Wärmeübergangswerte zwischen Messungen, die bei auf- und bei absteigender Wärmestromdichte durchgeführt wurden. Da sie ausschließlich bei den Wärmestromdichten in der Nähe des Beginns des Blasensiedens auftritt, gibt sie schließlich Aufschluss über den Übergang zwischen konvektivem und ausgebildetem Blasensieden.

² Berechnet wurden damit kritische Blasenradien zwischen ca. 30 und 170 μm . Nach den Empfehlungen von [Collier u. a., 1999] und [Lienhard IV u. Lienhard V, 2005] sollten aber diese der mittleren Rauigkeit der Oberfläche entsprechen, welche für Kupferflächen im Bereich 0,4 bis 5 μm liegt. Die im Experiment bestimmte Wärmestromdichte \dot{q}_{onb} für das Einsetzen des Blasensiedens lag somit ebenso weit entfernt von den theoretisch zu erwartenden Werten.

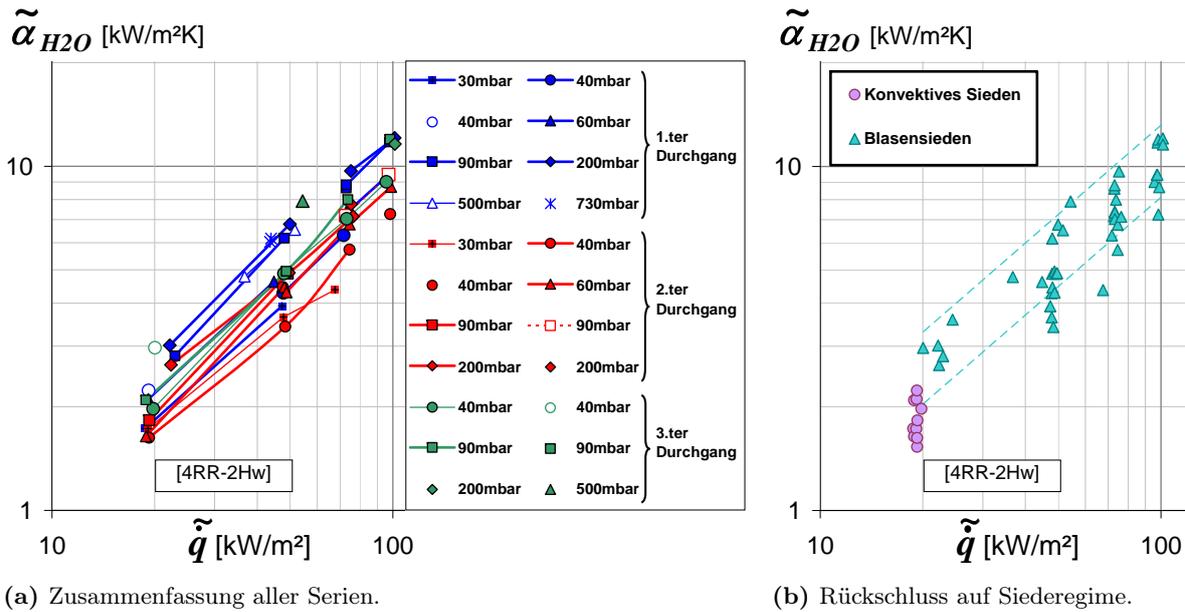


Abbildung 5.6: Unterteilung in zwei Siederegime der Messdaten beim Sieden von Wasser am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw].

Wie in der Abbildung 5.2 ersichtlich wird, trat beim Wasser bei den kleinsten untersuchten Wärmestromdichten eine erhebliche Hysterese auf, die insbesondere bei den niedrigen Drücken aufgrund der großen Aktivierungsradien zur maximalen Streuung der Daten um ca. 60 % führte. Demnach kann darauf zurückgeschlossen werden, dass das Regime des ausgebildeten Blasensiedens unter 20 kW/m^2 noch nicht erreicht wird (siehe Abbildung 5.6). Leider wurden wenige Messungen im Bereich geringer bis mäßiger Wärmestromdichten ($\dot{q} \leq 50 \text{ kW/m}^2$) durchgeführt, so dass nicht exakt bestimmt werden konnte, bei welcher Wärmestromdichte das Blasensieden einsetzt.

b) Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel

► Hysterese (Abb. 5.4)

Bei den niedrigen Wärmestromdichten ($\dot{q} \leq 18 \text{ kW/m}^2$) trat bei Lithiumbromidlösung kein markanter Unterschied zwischen den bei auf- und den bei absteigender Leistung aufgenommenen Wärmeübergangswerten auf. Es zeigte sich sogar einen Rückgang von ca. 13 % zwischen beiden Serien (siehe z.B. 1.ter Durchgang, 40 und 60 mbar). Dies weist darauf hin, dass die Keimstellen unabhängig von der Durchführung der Experimente unaktiviert blieben, was wiederum heißt, dass die Wärmeübertragung ausschließlich im konvektiven Siedebereich stattfand. Erst bei den etwas höheren Wärmestromdichten von ca. 20 kW/m^2 erfolgte der Übergang zum Blasensieden, da in diesem Bereich wieder eine Verbesserung des Wärmeübergangs für Messungen bei absteigender Wärmestromdichte von bis zu ca. 22 % beobachtet wurde. Bei Lithiumbromidlösung trat somit die Hysterese in geringerem Maß auf als beim Wasser.

► Verlauf der Übertemperaturen

Neben der auftretenden Hysterese lässt sich aus dem Verhältnis zwischen treibender Temperaturdifferenz und Wärmestromdichte ebenfalls auf die stattfindenden Mechanismen der Wärmeübertragung zurückschließen. Dies kann der Abbildung 5.7 entnommen werden, die alle beim Sieden von Lithiumbromidlösung durchgeführten Versuchsserien zusammenfasst. In der gleichen Auftrugung wie bisher sind rechts die *mittleren lokalen Wärmeübergangskoeffizienten* $\tilde{\alpha}_k$ der verschiedenen Serien als Funktion der mittleren Wärmestromdichte im Bündel \tilde{q}_k dargestellt. Wie erwartet weist hier jede Serie eine Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte auf. Betrachtet man dennoch die linke Auftrugung der gleichen Wärmestromdichten \tilde{q}_k als Funktion der treibenden Temperaturdifferenz beim mittleren Zustand im Bündel $\tilde{\Delta T}_{sat}$, so zeigt sich bei einigen Serien bei Wärmestromdichten kleiner 20 kW/m^2 ein Rückgang der Übertemperatur zwischen Wand und Lösung trotz Erhöhung der Wärmestromdichte (z.B. 1.ter Durchgang, 40 mbar, \dot{q} absteigend). Wie im Abschnitt A.2.3 auf Seite 204 beschrieben, könnte diese negative Steigung der Wärmestromdichte mit der Übertemperatur beim Sieden im Unterdruckbereich auf das verspätete Einsetzen des Blasensiedens zurückzuführen sein. Es ist davon auszugehen, dass es erst zwischen 18 kW/m^2 und 20 kW/m^2 zur Bildung von Dampfblasen kommt. Zwischen diesem späten Beginn des Blasensiedens und dem Regime des voll ausgebildeten Blasensiedens tritt ein instabiles Regime der Wärmeübertragung auf, das durch den Rückgang der Übertemperatur zwischen 18 kW/m^2 und 20 kW/m^2 gekennzeichnet wird. Nach diesem Übergangsbereich steigt die Übertemperatur beim ausgebildeten Blasensieden wieder mit der Wärmestromdichte an. Dies würde die obige Interpretation des Hysterese-Effekts bestätigen. Mit diesen Erkenntnissen lässt sich anhand der vorhandenen Messdaten die gesamte Siedekurve rekonstruieren. Dies zeigt die Abbildung 5.8.

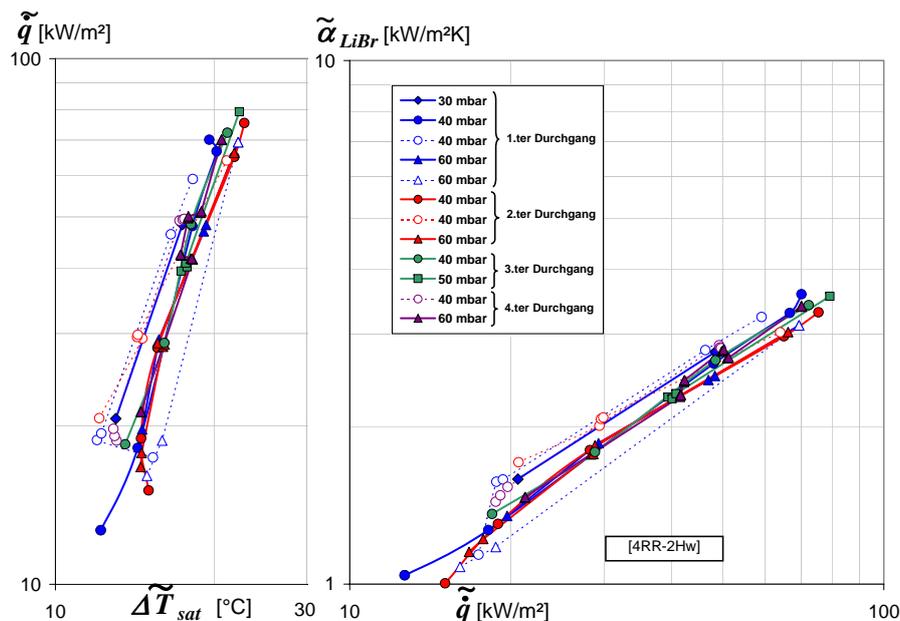


Abbildung 5.7: Zusammenfassung aller Serien beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw]. Gefüllte/Leere Symbole: steigende/fallende Leistung.

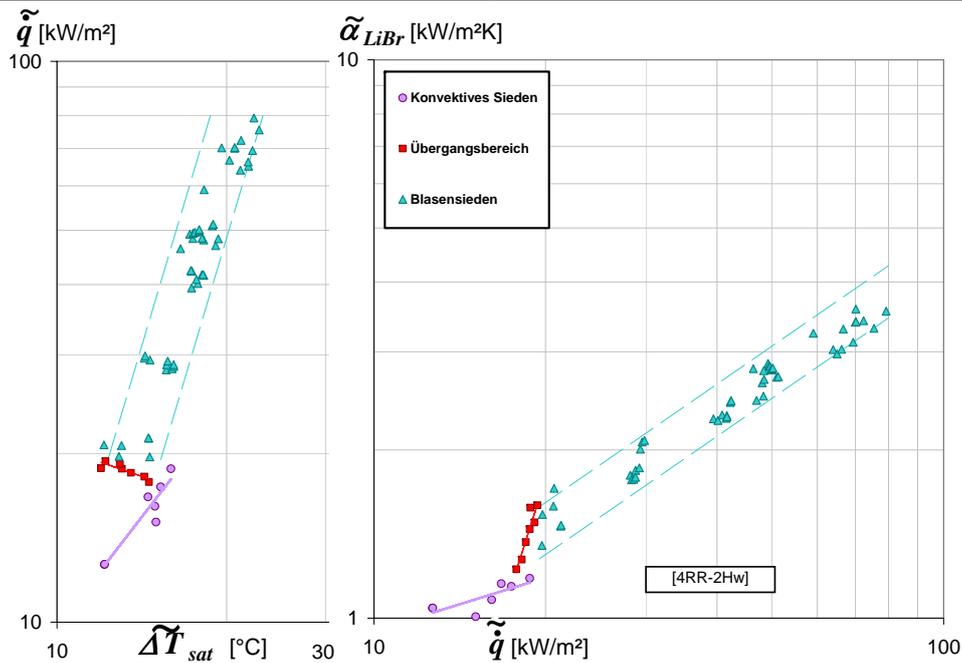


Abbildung 5.8: Unterteilung in drei Siederegime der Messdaten beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw].

c) Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel

► Hysterese (Abb. 5.5)

Beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel mit zwei beheizten Rohrlagen trat eine Hysterese über den gesamten Bereich an untersuchten Wärmestromdichten auf, die zu einer Verschiebung der Wärmeübergangswerte um 7 bis 20 % führte. Dies könnte darauf hinweisen, dass der Rippenaustreiber in dieser Konfiguration nicht unter dem Regime des ausgebildeten Blasensiedens betrieben wurde. Beim Experiment mit vier beheizten Rohrlagen, welches bei geringeren Wärmestromdichten durchgeführt wurde, trat keine Hysterese auf. Dies deutet ebenfalls auf das Regime des konvektiven Siedens hin.

► Verlauf der Übertemperaturen

In der Abbildung 5.9 sind für die Konfiguration [4RR-2Hw] (zwei Bilder links) und [4RR-4Hw] (2 Bilder rechts) alle Versuchsserien mit Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel zusammengefasst. Die Auftragung entspricht derjenigen der Abbildung 5.7 für das Sieden am Glattrohr. Vergleicht man die Abbildungen 5.9 und 5.7 miteinander, so wird ersichtlich, dass der $\tilde{q}, \Delta T_{sat}$ -Zusammenhang beim Rippenrohr wesentlich uneinheitlicher als beim Glattrohr ist. Nur in einem geringen bis mittleren Belastungsbereich ist der erwartete Anstieg der Wärmestromdichte mit der Wandübertemperatur zu sehen. Ab einer Wärmestromdichte von ca. 14 kW/m² (Konfiguration [4RR-2Hw]) bzw. 6 kW/m² (Konfiguration [4RR-4Hw]) tritt eine sprunghafte Änderung im Verlauf der Siedekurve auf. Von diesem Punkt an sinkt die Wandübertemperatur trotz der weiteren Erhöhung der Wärmestromdichte. Ab hier nehmen auch

5.1 — Allgemeine Darstellung der Messergebnisse

die Wärmeübergangskoeffizienten viel stärker mit zunehmender Wärmestromdichte zu (jeweils rechtes Bild der Abbildung 5.9). Daraus ergibt sich der schon im Abschnitt 5.1.1 c) aufgezeigte Unterschied der Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte zwischen Glatt- und Rippenrohr.

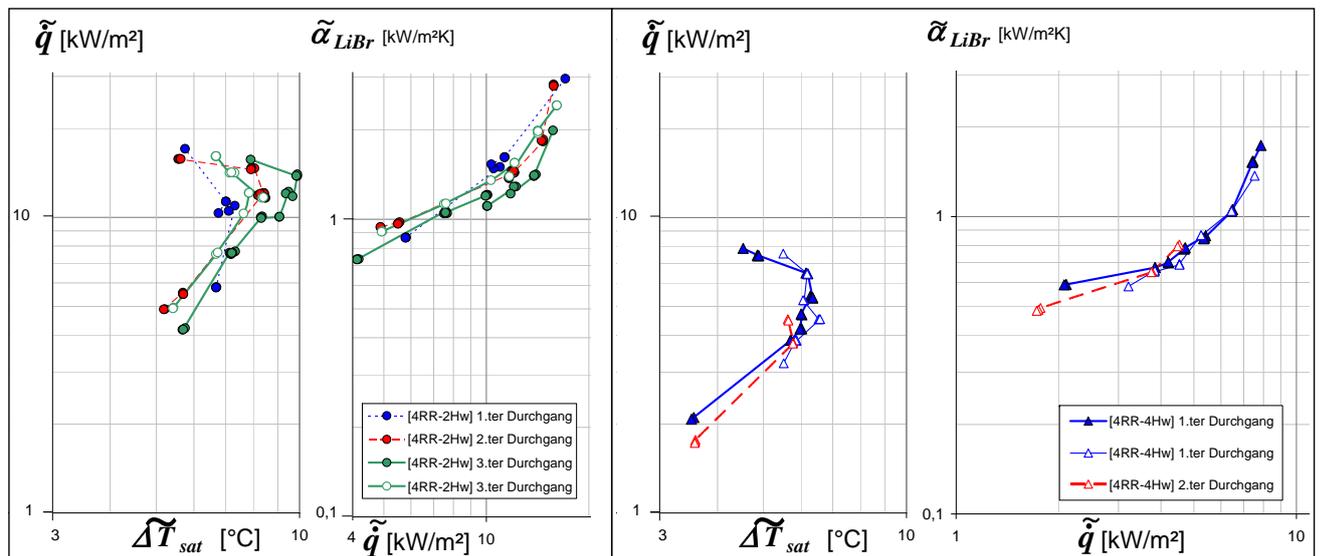


Abbildung 5.9: Zusammenfassung aller Serien beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw] (links) bzw. [4RR-4Hw] (rechts)

Die deutliche Veränderung der Kurvenverläufe beim Rippenrohr ist reproduzierbar, da sie sowohl mit zwei als auch mit vier beheizten Rohrlagen beobachtet wurde und zwar unabhängig von der Durchführung der Messungen (auf- oder absteigende Wärmestromdichte). Dieses besondere Verhalten hängt somit offenbar mit der Veränderung der Mechanismen der Wärmeübertragung, hervorgerufen durch die zusätzlichen Rippen, zusammen.

Beim Sieden im subatmosphärischen Druckbereich (im vorliegenden Fall etwa 60 mbar) werden sehr große Dampfblasen gebildet. Daher ist zu vermuten, dass die Anwesenheit der Rippen das Abreißen der Dampfblasen behindert, so dass die Wachstumszeit dieser deutlich verlängert wird. In den engen Rippenzwischenräumen könnte es dadurch zur Bildung eines mehr oder weniger zusammenhängenden Dampfpolsters kommen, das die Nachströmung von kühlerer Flüssigkeit aus der Umgebung in die überhitzte Grenzschicht blockieren würde. Nimmt man an, dass die Flüssigkeit die Heizfläche am Rippenfuß infolgedessen nicht mehr benetzen kann, so kommt es zu lokalen Austrocknungen auf der Heizwand. Dies könnte schließlich zur Behinderung der Wärmeabfuhr an den Rippen führen. Damit ist davon auszugehen, dass der Dampftransport durch den Rippenspalt bei den geringen bis mäßigen Wärmestromdichten die dominierende Größe der Wärmeübertragung darstellt. Wie bei erzwungener Konvektion folgt daraus der gegenüber ausgebildetem Blasensieden langsamere Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte. Dies erkennt man in der Abbildung 5.9 an der Stei-

gung des Kurvenverlaufs von α über \dot{q} , welche vor der eintreffenden Veränderung schwächer als beim Glattrohr ist. Bei höheren Wärmestromdichten sind eine höhere Blasenfrequenz und Blasenkeimstellendichte zu erwarten. Es ist daher anzunehmen, dass die vermehrten Dampfblasen schneller aus den Rippenstrukturen abtransportiert werden. Gleichzeitig kann die umgebende Flüssigkeit die Rippenpalte besser auswaschen. Vermutlich ist die Befreiung der engen Rippenzwischenräume vom Dampf für die in der Abbildung 5.9 vorliegende Änderung des Kurvenverlaufs ausschlaggebend. Sobald der Dampf aus den Rippen besser entweichen kann, erfolgt eine schlagartige Verstärkung der Wärmeübertragung. Dies könnte erklären, dass die Übertemperatur mit steigender Wärmestromdichte sogar zurückgeht, was in der Abbildung 5.9 ersichtlich ist. Mit der weiteren Erhöhung der Wärmestromdichte wäre zu erwarten, dass sich vollständiges Blasensieden ausbildet und zur dominierenden Größe wird. Demnach würde sich der für das Blasensieden charakteristische Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte wieder ergeben. Aufgrund der Leistungsbegrenzung der Versuchsanlage (maximale Leistung am Austreiber etwas über 20 kW) konnte dies leider nicht experimentell belegt werden.

Anhand dieser Hypothesen wurden die Messwerte für zwei und vier beheizte Rohrlagen jeweils in zwei unterschiedliche Siederegime unterteilt. Dies zeigt die Abbildung 5.10, in der die Transition (Übergangsbereich) zwischen einem hauptsächlich durch Konvektion entlang der Rippenstrukturen dominierenden Wärmeübertragungsbereich (schwaches Sieden) und dem eigentlichen Beginn des Blasensiedens dargestellt ist.

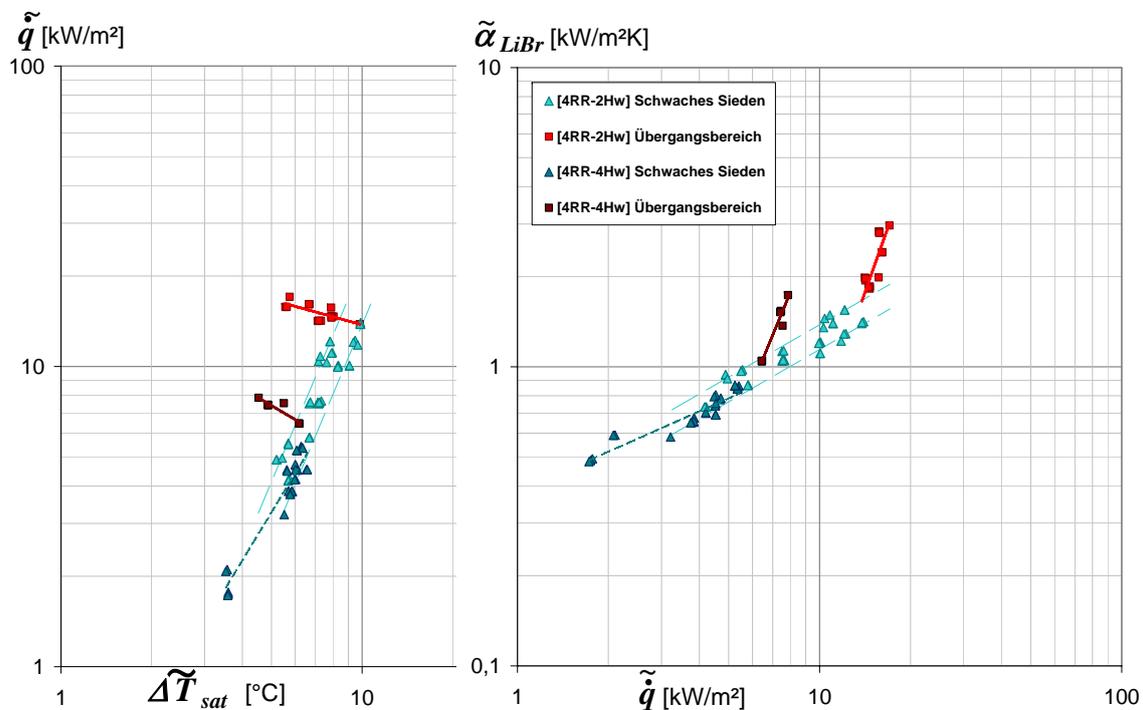


Abbildung 5.10: Unterteilung in zwei Siederegime der Messdaten beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw].

5.1.3 Wärmeübergangskorrelation und treibende Temperaturdifferenz

Nach der Aufteilung der Messdaten in Siederegime konnten Wärmeübertragungskorrelationen gemäß dem im Abschnitt 4.3.3 beschriebenen Auswerteprozess ermittelt werden (siehe S. 88). Demnach wurde zur Beschreibung der Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des Blasensiedens unter den Gleichungen (4.8a), (4.8b) und (4.8b) eine entsprechende Korrelation ausgewählt. Zur Ermittlung der Koeffizienten dieser Korrelation wurden die Messwerten im Blasensiedebereich entweder für jede Versuchsserie für sich oder für die gesamte Messreihe berücksichtigt. Die sich daraus ergebenden Korrelationen können den Tabellen 5.1 bis 5.4 auf Seite 112 entnommen werden. Falls konvektives Sieden vorlag, wurden die Wärmeübergangskoeffizienten in diesem Siedebereich unter Verwendung der Korrelationsgleichung (4.7) in der FEM-Simulation bestimmt. Der Übergangsbereich konnte mit Hilfe einer Wärmeübertragungskorrelation der Form $\alpha_k = C_k \cdot \dot{q}_k^n$ beschrieben werden.

In den Abbildungen 5.11 bis 5.14 werden die Ergebnisse der gesamten Messreihen – d.h. ohne Unterscheidung zwischen den einzelnen Serien – für zwei und vier Rohrlagen zusammengestellt. Hier werden ausschließlich die Messwerte dargestellt, die im Abschnitt 5.1.2 dem Bereich des ausgebildetes Blasensiedens zugewiesen wurden. In den vorangehenden Abschnitten 5.1.1 und 5.1.2 wurden die Mittelwerte $\widetilde{\alpha}_k$ der in der FEM-Modellierung ermittelten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_k[i; j]$ gezeigt. In diesem Abschnitt werden als Alternative dazu, die *minimalen* und *maximalen lokalen Wärmeübergangskoeffizienten* ($\alpha_k|_{\text{MIN}}$ und $\alpha_k|_{\text{MAX}}$) gezeigt, um die Breite der lokalen Betriebsbedingungen im Bündel, welche sich unter Anwendung der gewählten Korrelationen ergaben, darzustellen. Die Definitionen sowie der Unterschied zwischen den Wärmeübergangswerten $\widetilde{\alpha}_k$, $\alpha_k|_{\text{MIN}}$ und $\alpha_k|_{\text{MAX}}$ wurden im Abschnitt 4.3.4 auf Seite 92 ausführlich beschrieben. Zusätzlich sind in den Abbildungen 5.11 bis 5.14 die Grenzfälle der Messreihen $\overline{\alpha}_{\text{MIN}}$ und $\overline{\alpha}_{\text{MAX}}$ durch Linien angezeigt, um die größte Variation der lokalen Messdaten im Bündel infolge unterschiedlich herrschender Betriebsbedingungen darzustellen (siehe dazu ebenfalls Tabelle 4.4 und Abbildung 4.11 des Abschnitts 4.3.4).

Bei den Experimenten mit zwei Rohrlagen trat eine große Variation der Messdaten durch veränderte Betriebsbedingungen auf, die in den Abbildungen 5.11 bis 5.14 durch Korrelationen der Form $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$ wiedergegeben wurde. Bei den Experimenten mit vier Rohrlagen ergab sich generell nur eine geringe Veränderung der Messdaten durch unterschiedliche Betriebsbedingungen. Grund hierfür war bei den Versuchen mit Lithiumbromidlösung die begrenzte Variation des Drucks und der LiBr-Konzentration (siehe Abschnitte 5.1.1 b) und 5.1.1 c)). Beim Wasser, wie schon im Abschnitt 5.1.1 a) angesprochen, war trotz des breiten untersuchten Druckbereichs kein maßgeblicher Einfluss des Drucks erkennbar. Demzufolge werden in den Abbildungen 5.11 bis 5.14 für die Experimente mit vier Rohrlagen nur die lokalen Wärmeübergangswerte $\alpha_k|_{\text{MIN}}$ und $\alpha_k|_{\text{MAX}}$ dargestellt, die mit Korrelationen der Form $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$ – d.h. ohne Berücksichtigung der Druck- und Konzentrationsabhängigkeit – beschrieben werden.

a) Sieden von Wasser am Glattrohrbündel

Konfiguration [4RR-2Hw]: Aufgrund des Mangels an Messdaten für Wärmestromdichten unter 20 kW/m^2 , konnte keine Korrelation für diesen Bereich des konvektiven Siedens erzielt werden. Zur Bestimmung der Korrelation für das Blasensieden ($\dot{q} \geq 20 \text{ kW/m}^2$) wurden einzelne Messpunkte, die aufgrund der Hysterese nicht reproduzierbar waren, nicht betrachtet.

Konfiguration [4RR-4Hw]: Hier wurde zunächst keine offensichtliche Druckabhängigkeit der Messpunkte zwischen 40 und 90 mbar beobachtet, gefolgt von einem Rückgang der Messpunkte bei 200 mbar. Unter Anwendung der Korrelationsgleichung $\alpha_k = C_k \cdot \dot{q}_k^n \cdot p_k^{*m}$ wurde dieser Rückgang in einem sehr kleinen Exponenten des Siededrucks $m = -0,09$ widerspiegelt. Deswegen wurde hier eine zusätzliche Korrelation $\alpha_k = C_k \cdot \dot{q}_k^n$, diesmal ohne explizite Erfassung des Einflusses des Drucks, ermittelt (siehe mittlere Spalte der Tabelle 5.2).

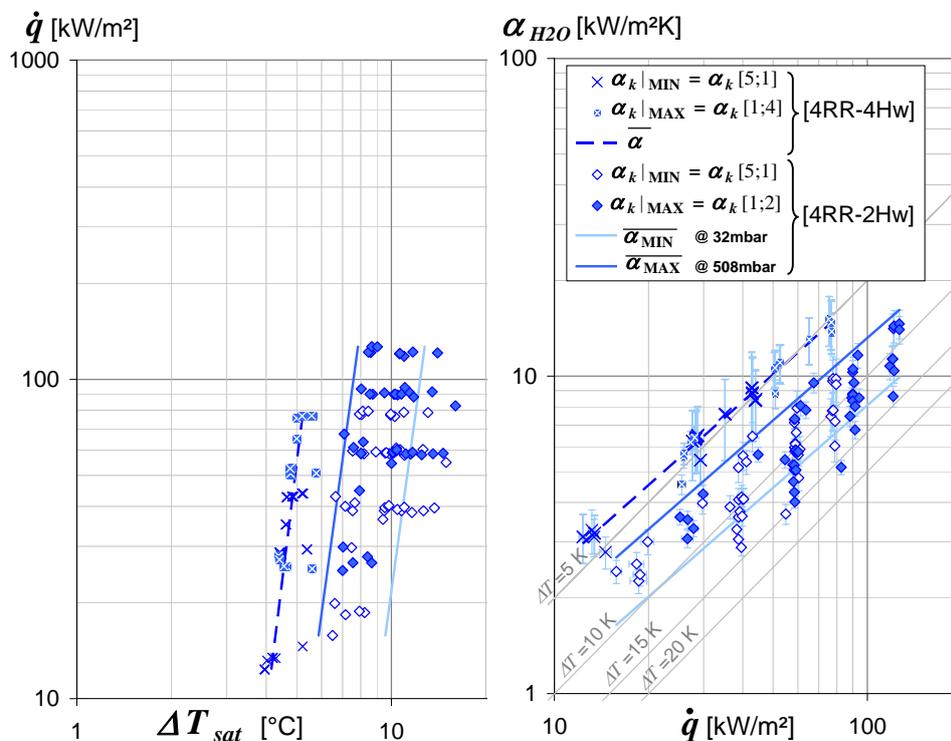


Abbildung 5.11: Ergebnis der Untersuchung des Blasensiedens mit Wasser an dem glatten Rohrbündel.

Die Abbildung 5.11 zeigt lokale Temperaturdifferenzen zwischen Rohrwand und siedendem Wasser innerhalb des gesamten Bündels von 6 bis 15 K bei zwei beheizten Rohrlagen und von nur 4 bis 6 K durch signifikant höhere Wärmeübergangswerte bei vier beheizten Rohrlagen³.

³ Zu erkennen in der Abbildung 5.11 sind einige Werte, die unter dem durch die Grenzfall-Geraden markierten Bereich liegen. Diese Werte sind dem zweiten Durchgang für Drucklagen zwischen 30 und 40 mbar zuzuordnen, welcher deutlich schlechter als die anderen Durchgänge war, wie die Abbildung 5.2 auf Seite 96 zeigt (eine Erklärung hierzu findet sich im Abschnitt 5.2.1 b)). Demzufolge liegen auch die entsprechenden Werte unter dem Durchschnitt und somit unter der als Grenzfall dargestellten *mittleren Korrelation* der Messreihe für diese Bedingungen.

b) Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel

Konfiguration [4RR-2Hw]: Zur Charakterisierung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden wurde nicht nur der Bereich mit der geringsten Streuung der Messdaten, d.h. weit weg von dem verspäteten Einsatz des Blasensiedens, sondern auch der Übergangsbereich (nach dem Abschnitt 5.1.2: $18 \leq \dot{q} \leq 20 \text{ kW/m}^2$) miteinbezogen. In diesem Bereich brachte die Hysterese beim Beginn des Blasensiedens sowie der Rückgang der Wandübertemperatur mit steigender Wärmestromdichte eine zusätzliche Streuung der Messdaten. Allerdings wies die in der FEM-Simulation so ermittelte Korrelation (ab ca. 18 kW/m^2) keinen relevanten Unterschied mit derjenigen für den Bereich des voll ausgebildeten Blasensiedens (ab ca. 22 kW/m^2) auf, so dass die vielen Datenpunkte, die im Laufe der Versuche in der Nähe von $\dot{q} = 18 \text{ kW/m}^2$ gemessen wurden, auch für die Beschreibung des Blasensiedens durch die Korrelation berücksichtigt wurden.

Konfiguration [4RR-4Hw]: Die Daten mit vier beheizten Rohrlagen wurden während Messungen an dem Absorberwärmetauscher der Absorptionskältemaschine erzielt, welche im Laufe eines Jahres erfolgten. Dabei wurden verschiedenen Absorberkonfigurationen bei verschiedenen Betriebsbedingungen vermessen. Die Abbildung 5.12 zeigt einen Vergleich der gemittelten Konstanten \overline{C}_k , die unter Anwendung einer Korrelation der Form (4.8a) bzw. (4.8c) für die einzelnen Versuchsserien in der FEM-Simulation gewonnen wurden. Damit wird die Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten im Laufe der Zeit sichtbar.

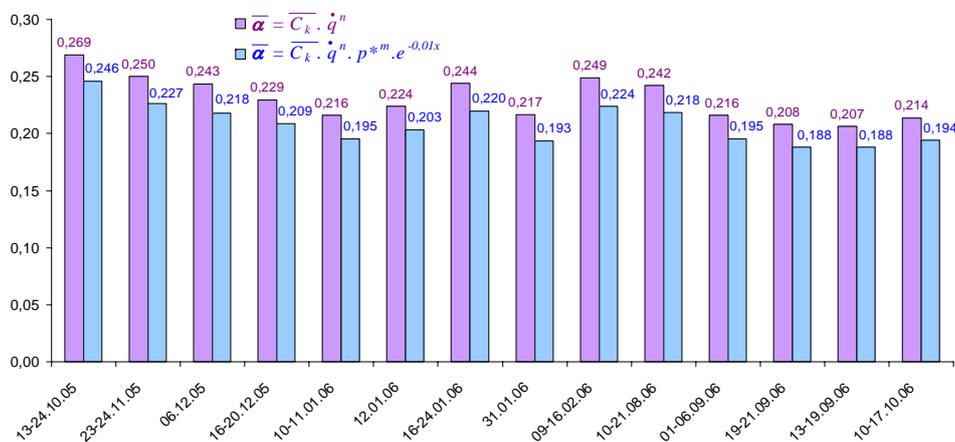


Abbildung 5.12: Zeitliche Änderung der Konstante \overline{C}_k und somit der Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw].

Aus der Abbildung 5.12 ergibt sich für den hier dargestellten Zeitraum von einem Jahr eine Abnahme der Messdaten mit Streuung von knapp 27 %. Dies ist angesichts der Veränderung der Betriebsweise beim Wechsel der Absorbergeometrien (siehe Betriebsmodi im Abschnitt 4.2.1, S. 78) sowie der großen Variation der Betriebsbedingungen zufriedenstellend und bestätigt wiederum die gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse beim Sieden von Lithiumbromidlösung.

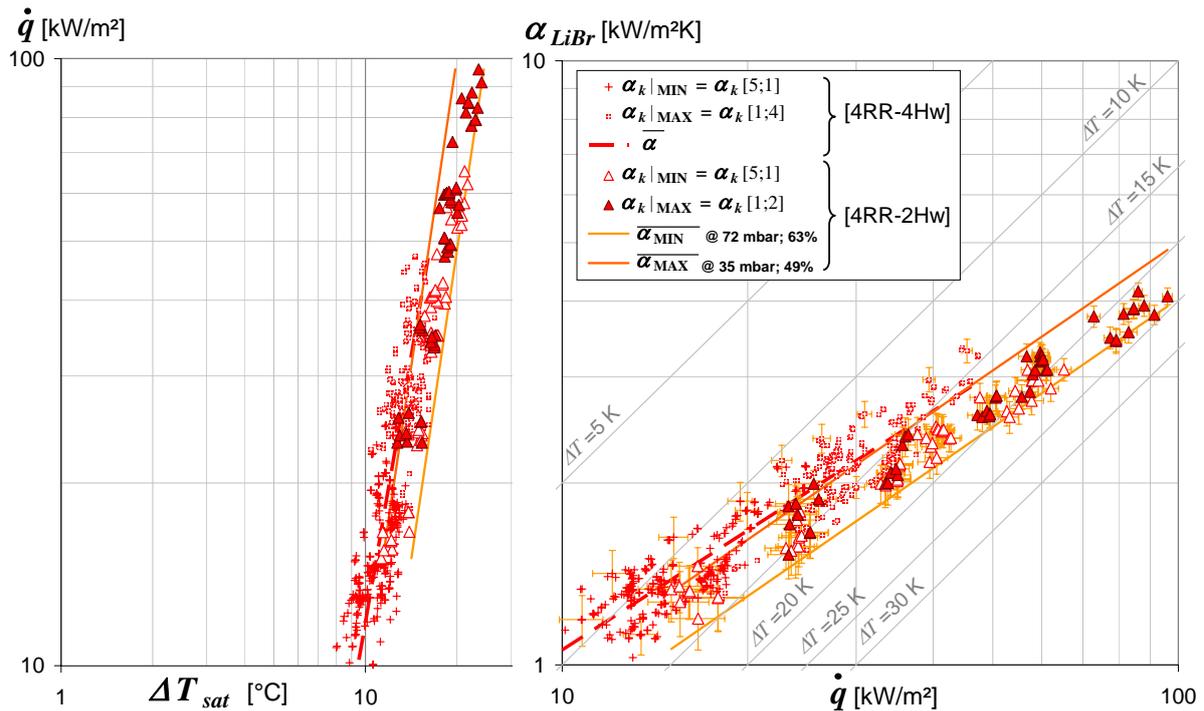


Abbildung 5.13: Ergebnis der Untersuchung des Blasensiedens mit Lithiumbromidlösung an dem glatten Rohrbündel.

Aus den in der Abbildung 5.13 dargestellten Messdaten, stellt sich heraus, dass eine Mindestübertemperatur – Wand- zur Sättigungstemperatur – von 10 K erforderlich ist, damit der Blasensiedevorgang von wässrigen Lithiumbromidlösungen im Unterdruckbereich stattfinden kann. Dies weist wieder auf die im Abschnitt 2.3 angeschnittene Problematik hin, einen überfluteten Austreiber in einer Absorptionskältemaschine einzusetzen, wenn die zur Verfügung stehende Antriebstemperatur begrenzt ist.

c) Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel

Konfigurationen [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw]: Beim Sieden am Rippenrohrbündel wurden nur die Messdaten im Bereich des schwachen Siedens mit Hilfe einer Siedekorrelation beschrieben. Der Übergangsbereich wurde aufgrund des dort auftretenden unstablen Siedeverhaltens nicht mehr betrachtet. In der Tabelle 5.4 kann aus dem Wert des Exponenten n von ca. 0,5 geschlossen werden, dass die Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel eine geringere Steigung mit der Wärmestromdichte als diejenigen am Glattrohrbündel aufweisen (nach der Tabelle 5.3, $n \sim 0,65$) und dies unabhängig von der untersuchten Konfiguration. Generell wird beim Einsatz verbesserter Oberflächen diese schwächere Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte beobachtet. Diese Ergebnisse sind in guter Übereinstimmung mit Ergebnissen der Literatur für konventionelle Rippenrohre, wie z.B. von [Hahne u. Muller, 1983]. Hier wurde das Sieden von

5.1 — Allgemeine Darstellung der Messergebnisse

R-11 unter Atmosphärendruck an berippten Rohren untersucht, die entweder als Einzelrohre oder als Teil eines fluchtenden Rohrbündels vorlagen. Damit wurden Korrelationen für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten mit $n = 0,54$ für Einzelrohre und $n = 0,53$ für das obere Rohr einer Zweirohranordnung erzielt.

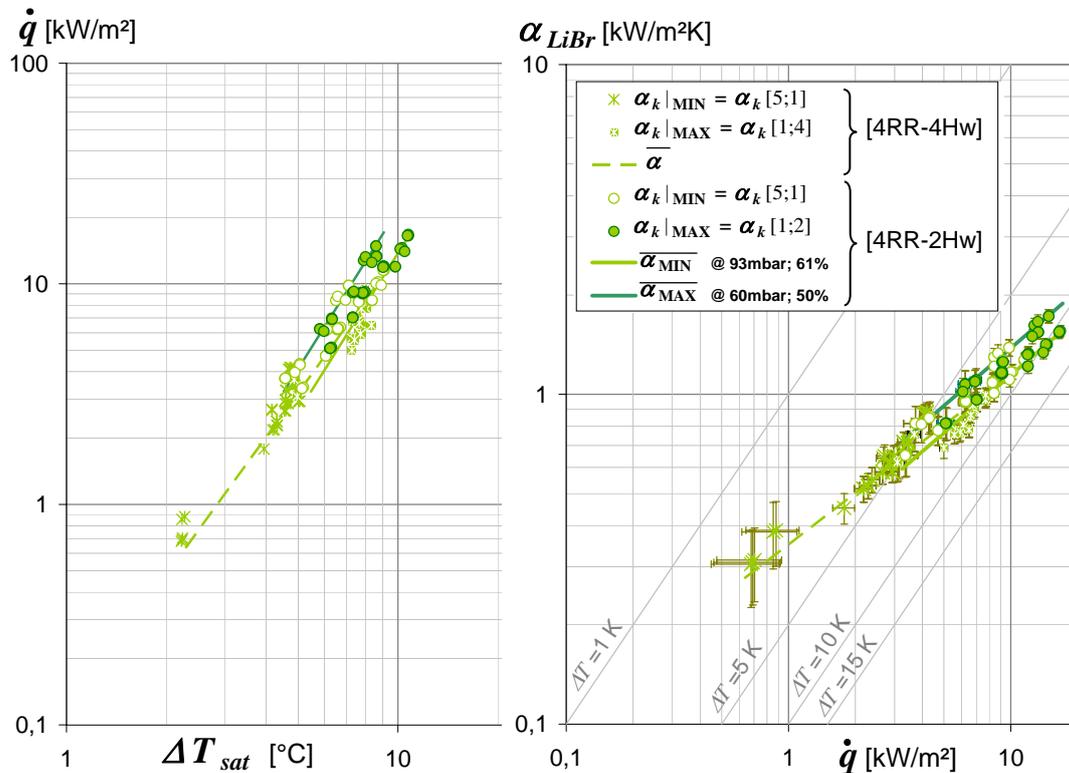


Abbildung 5.14: Ergebnis der Untersuchung des Blasensiedens mit Lithiumbromidlösung an dem berippten Rohrbündel.

Aus der Abbildung 5.14 erkennt man für den gesamten Leistungsbereich von ca. 5 bis 20 kW treibende Temperaturdifferenzen zwischen 5 und 10 K bei zwei aktiven Rohrlagen und zwischen 3,5 und 6 K bei vier aktiven Rohrlagen. Daraus ergibt sich im Vergleich zur Abb. 5.13 ein deutlicher Rückgang der benötigten Wandübertemperatur durch den Einsatz von Rippen und damit eine aussichtsreiche Verwendung von Rippenwärmetauschern als Austreiber in Absorptionskältemaschinen, die mit Niedertemperaturwärme betrieben werden sollen.

Im Abschnitt 5.3 soll ein genauer Vergleich zwischen dem Glattrohrbündel und dem Rippenrohrbündel beim Sieden von Lithiumbromidlösung in der Konfiguration [4RR-2Hw] durchgeführt werden. Zuvor werden im Abschnitt 5.2 die Ergebnisse von Wasser und Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-2Hw] miteinander verglichen. Dabei werden die Abhängigkeiten der Wärmeübergangskoeffizienten von den Betriebsbedingungen Wärmestromdichte, Druck und gegebenenfalls Konzentration, welche bei der Bestimmung der in den Tabellen 5.1 bis 5.4 zusammengefassten Korrelationen berücksichtigt wurden, diskutiert. Die Ergebnisse werden anhand Daten aus der Literatur auf Gültigkeit geprüft.

Mittlere Korrelationen aus der FEM-Modellierung

Die folgenden Tabellen fassen die Wärmeübertragungskorrelationen zusammen, die für das Sieden von Wasser und Lithiumbromidlösung am Glatt- bzw. Glatt- und Rippenrohrbündel ermittelt wurden. In der ersten Tabelle (Tab. 5.1) werden die Korrelationen gezeigt, die beim Sieden von Wasser und Lithiumbromidlösung am Glattrohr bei separater Auswertung jeder Versuchsserie (1.tem bis 4.tem Durchgang) zugewiesen wurden. Im Gegensatz dazu zeigen die folgenden Tabellen (Tab. 5.2 bis 5.3) Korrelationen, die bei gleichzeitiger Auswertung aller Durchgänge entstanden, wobei hier ausschließlich der Bereich des ausgebildeten Blasensiedens berücksichtigt wurde. Ebenso zeigt die letzte Tabelle (Tab. 5.4) Korrelationen für die gesamte Messreihe beim Blasensieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel.

Flüssigkeit [4RR-2Hw]	Wasser $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$			Lithiumbromidlösung $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$			Lithiumbromidlösung $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$		
	Durchgang →	1.ter	2.ter	3.ter	1.ter	2.ter & 3.ter	4.ter	1.ter	2.ter & 3.ter
n	0,923	0,929	0,872	0,726	0,671	0,718	0,777	0,715	0,775
m	0,159	0,183	0,119	-0,228	-0,177	-0,227	-0,186	-0,145	-0,136
\overline{C}_k	0,525	0,510	0,479	0,024	0,044	0,026	0,048	0,084	0,075

Tabelle 5.1: Korrelationen der experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten für die verschiedenen Versuche mit Wasser und Lithiumbromid in der Konfiguration [4RR-2Hw].

Flüssigkeit Konfiguration	Wasser Glatt, [4RR-2Hw]		Wasser Glatt, [4RR-4Hw]	
	Korrelation	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$
Blasensieden →				
n		0,861	0,821	0,872
m		0,177	—	-0,088
\overline{C}_k		0,731	0,406	0,168

Tabelle 5.2: Mittlere Siedekorrelationen der Messreihen mit Wasser am Glattrohrbündel. Gültigkeitsbereich [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw]: $\tilde{q} \geq 20 \text{ kW/m}^2$.

Flüssigkeit Konfiguration	Lithiumbromidlösung Glatt, [4RR-2Hw]			Lithiumbromidlösung Glatt, [4RR-4Hw]			
	Korrelation	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$
Blasensieden →							
n		0,628	0,643	0,704	0,657	0,663	0,679
m		—	-0,142	-0,101	—	-0,072	-0,077
\overline{C}_k		0,231	0,068	0,132	0,233	0,128	0,211

Tabelle 5.3: Mittlere Siedekorrelationen der Messreihen mit Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel. Gültigkeitsbereich [4RR-2Hw]: $\tilde{q} \geq 18 \text{ kW/m}^2$.

Flüssigkeit Konfiguration	Lithiumbromidlösung Berippt, [4RR-2Hw]			Lithiumbromidlösung Berippt, [4RR-4Hw]			
	Korrelation	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$	$\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$
Blasensieden →							
n		0,515	0,519	0,581	0,517	0,480	0,561
m		—	-0,104	-0,251	—	1,039	0,850
\overline{C}_k		0,380	0,163	0,076	0,351	1683,9	563,6

Tabelle 5.4: Mittlere Siedekorrelationen der Messreihen mit Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel. Gültigkeitsbereich: $\tilde{q} \geq 14 \text{ kW/m}^2$ für [4RR-2Hw], $\tilde{q} \geq 6 \text{ kW/m}^2$ für [4RR-4Hw].

5.2 Analyse des Blasensiedens im subatmosphärischen Druckbereich

In diesem Abschnitt werden zunächst die Messdaten beim Sieden von Wasser und daran anschließend diejenigen beim Sieden von Lithiumbromidlösung mit experimentellen Datensätzen der Literatur und, falls vorhanden, theoretischen Vorhersagen verglichen. Dabei werden sowohl die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten als auch die Abhängigkeit dieser von den Betriebsbedingungen (Wärmestromdichte, Druck und gegebenenfalls Konzentration) diskutiert und auf Gültigkeit geprüft. Abschließend werden die relativen Wärmeübergangskoeffizienten – d.h. die Werte für Lithiumbromidlösung bezogen auf diejenigen für Wasser – aus den vorliegenden Siedeeperimenten mit entsprechenden Ergebnissen aus anderen Arbeiten verglichen. Von Interesse ist hierbei in erster Linie die Bestätigung, dass sich wie in der Literatur dargestellt die Wärmeübertragung zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung verschlechtert.

In diesem Hinblick wurden nur Quellen der Literatur herangezogen, in denen sowohl das Sieden von Wasser als auch von Lithiumbromidlösung in derselben Versuchsanordnung untersucht wurde. Insgesamt wurden dafür sieben relevante Arbeiten gefunden, die in den Tabellen 5.5 und 5.6 vorgestellt werden⁴. Dabei handelt es sich um Untersuchungen bei Siededrücken von einigen hundert mbar bis zum Atmosphärendruck an unterschiedlichen Heizflächengeometrien, meistens Einzelrohr bzw. -Platte. Die Tabelle 5.5 gibt einen Überblick über die Form, das Material und die Oberflächenbeschaffenheit der verwendeten Heizfläche, während die Tabelle 5.6 die untersuchten Betriebsbedingungen zusammenfasst.

Ebenso wie die in den Tabellen 5.5 und 5.6 aufgelisteten experimentellen Datensätze wurden auch die bestehenden Modellrechnungen zur Vorhersage der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Grundlage von Ergebnissen an Einzelrohren zusammengestellt. Für den Vergleich der eigenen Messungen mit diesen Daten der Literatur werden die Werte dieser Arbeit verwendet, die im Bereich des Blasensiedens an zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw]) gemessen wurden, da diese sich denjenigen eines Einzelrohrs am besten annähern. Sie werden in allen Abbildungen des vorliegenden Abschnitts als *mittlere lokale Wärmeübergangskoeffizienten* $\widetilde{\alpha}_k$ aufgetragen und stellen somit den mittleren Zustand im Bündel dar. Die Definition dazu kann der Tabelle 4.2 auf S. 81 entnommen werden.

⁴ [Lee u. a., 1991] ist die einzige Quelle, in der nur Daten für das Sieden von Lithiumbromidlösung vorliegen.

5 — EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

Quelle	Form	Bemaßungen [mm]			Material	Oberflächenbeschaffenheit (eng.)
		d_a	δ_W	L		
[Wu u. a., 1998]	waagrechtes Rohr	13	1	235	Edelstahl	careful polishing with sandpaper No. 1200
[Furukawa u. a., 1995]	senkrechte Platte		0,1		Edelstahl	polished with emery paper #2000 cleaned with ethanol
[Varma u. a., 1994]	waagrechtes Rohr	14		240	Edelstahl	commercial grade
[Kamoshida u. Ishiki, 1993]	waagrechtes Rohr	20			Kupfer	polished with abrasive emery paper #500 gold plated, artificial conical cavities
[Lee u. a., 1991]	senkrecht. Rohr	11	0,8	120	Edelstahl	finished by a precision grinding machine
[Charters u. a., 1982]	senkrecht. Rohr	16		250	Kupfer	commercial grade clean
[Minchenko u. Firsova, 1969]	waagrechtes Rohr	11	0,6	400	Edelstahl	smooth surface cleaned with fine emery paper
		12	0,5	427		
		13	1	435		

Tabelle 5.5: Eigenschaften der Heizfläche in der relevanten Literatur für das Blasensieden.

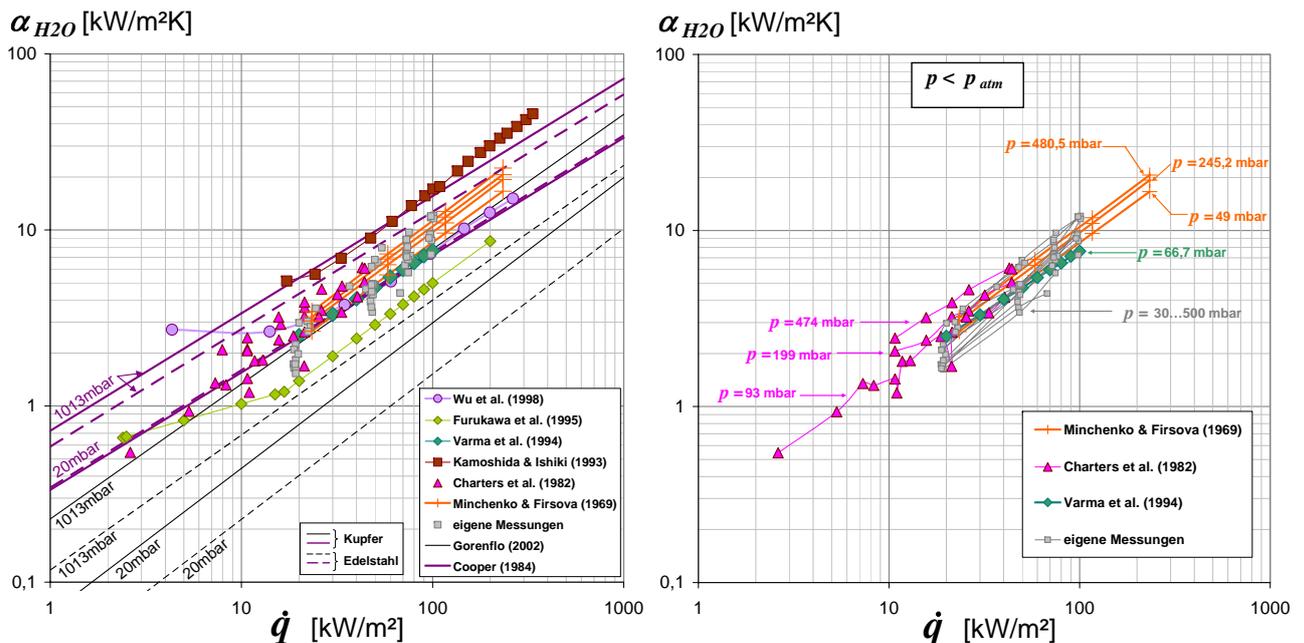
Quelle	Lithiumbromidlösung			Wasser	
	x [%]	p [mbar]	\dot{q} [kW/m ²]	p [mbar]	\dot{q} [kW/m ²]
[Wu u. a., 1998]	50	1013	7 ... 127	1013	4 ... 264
[Furukawa u. a., 1995]	55 - 58	240	4 ... 187	1013	2 ... 220
		1013			
[Varma u. a., 1994]	30	67	20 ... 100	67	20 ... 100
	50				
	60				
[Kamoshida u. Ishiki, 1993]	53	1013	20 ... 564	1013	17 ... 334
[Lee u. a., 1991]	55	40	1 ... 100	nicht untersucht	
		93			
		200			
		400			
[Charters u. a., 1982]	25	93	4 ... 34	93	3 ... 45
		187		199	
	56,5	93		474	
				1014	
[Minchenko u. Firsova, 1969]	10	137	40 ... 187	49	23 ... 350
		490		245	
		530			
		1013			
	25	137	40 ... 220	480	
		490		1010	
		995			
	50	45	17 ... 188	1981	
		137			
		490			
		1013			

Tabelle 5.6: Untersuchte Betriebsbedingungen beim Sieden von Wasser und Lithiumbromidlösung.

5.2.1 Sieden von Wasser

a) Verfügbares Datenmaterial für den Vergleich mit Literaturdaten

Die Abbildung 5.15 stellt die Wärmeübergangskoeffizienten dieser Arbeit für das Sieden von Wasser gegenüber den Ergebnissen sechs anderer Autoren als Funktion der Wärmestromdichte dar. In der Abbildung 5.15b werden davon ausschließlich die Daten dargestellt, die im subatmosphärischen Druckbereich erzielt wurden. In der Abbildung 5.15 werden neben den experimentellen Daten auch die im Abschnitt 3.2.2 vorgestellten Korrelationen von [Cooper, 1984] (siehe (3.6) auf S. 41) und von [Gorenflo, 2002] (siehe (3.3) auf S. 39) gezeigt. Beide halbempirischen Ansätze, die für die praktische Berechnung des Wärmeübergangs beim Sieden von Wasser entwickelt wurden, sollen die immense Menge an theoretischen und experimentellen Datensätzen über das Sieden von Wasser repräsentieren. Sie wurden in der Abbildung 5.15 für die Extremwerte der untersuchten Siededrucke (20 und 1013 mbar), jeweils für Kupfer- und Edelstahloberflächen, dargestellt.



(a) Experimentelle Daten und theoretische Prognosen. (b) Experimentelle Daten für den Unterdruckbereich.

Abbildung 5.15: Wärmeübergangskoeffizient für Behältersieden von Wasser als Funktion der Wärmestromdichte. Eigene Messungen im Vergleich mit anderen Quellen (siehe Tabellen 5.5 und 5.6).

• Wärmeübergangskoeffizienten und treibende Temperaturdifferenzen

Aus den gegenübergestellten Datensätzen kann entnommen werden, dass das Blasensieden von Wasser im Bereich des Unterdrucks bis zum Atmosphärendruck ab einer Wärmestromdichte von ca. 20 kW/m^2 erfolgt und treibende Temperaturdifferenzen von ca. 5 bis 20 K erforderlich sind. Dabei stellen sich für den auch in dieser Arbeit untersuchten Messbereich von $20 \leq \dot{q} \leq 100 \text{ kW/m}^2$ Wärmeübergangskoeffizienten von etwa $1,5 \text{ bis } 15 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ein.

• Breite des Datenfelds

Die experimentellen Ergebnisse liegen alle innerhalb des von Cooper und Gorenflo abgegrenzten Bereichs, außer die von Kamoshida und Ishiki gemessenen Wärmeübergangswerten, die bei sehr hohen Wärmestromdichten ($\dot{q} > 100 \text{ kW/m}^2$) über der Prognose von Cooper für dasselbe Material (Kupfer) und denselben Druck ($p = p_{atm}$) liegen. Die verglichenen Daten unterscheiden sich um einen Faktor 3,4 bis 3,7. Betrachtet man allein den Unterdruckbereich (Abbildung 5.15b), so weisen die Messungen im Blasensiedebereich nur noch eine Streuung um einen Faktor 1,6 bis 2,3 auf. Hingegen unterscheiden sich die theoretischen Vorhersagen von Cooper und Gorenflo für die hier dargestellten Versuchsbedingungen von einem Faktor 10 bis 14 mit zunehmender Wärmestromdichte.

Die Erklärung zu den höheren von Kamoshida und Ishiki gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten könnte an der günstigen Oberflächenbeschaffenheit der verwendeten Heizfläche liegen. Die Untersuchungen in [Kamoshida u. Ishiki, 1993] wurden an speziell behandelten Kupferrohren durchgeführt, die gegen Korrosion mit Gold beschichtet und außerdem mit künstlichen Keimstellen (Dichte von 13 Keimstellen pro mm^2) versehen waren, wodurch eine Steigerung der Wärmeübertragung ermöglicht wurde. Die geringsten Wärmeübergangswerte von Furukawa könnten auf die verwendete Geometrie der Heizfläche zurückgeführt werden. Unter allen verglichenen Arbeiten wurde nur in [Furukawa u. a., 1995] das Sieden an einer Platte (senkrechter Edelstahlplatte) untersucht. Nun haben Rohre, wie im Abschnitt A.2.4 auf S. 212 auf der Grundlage von experimentellen Untersuchungen an verschiedenen Heizflächengeometrien (u.a. in [Kutepov u. a., 1977] oder in [Nishikawa u. a., 1984]) schon beschrieben, ihre Überlegenheit gegenüber Platten angesichts der Effizienz der Wärmeübertragung beim Blasensieden oft bewiesen. Ausschlaggebend dafür scheinen die Rand- und Anströmeffekte zu sein. Diese erzeugen beim Sieden an Rohren eine zusätzliche Durchmischung der überhitzten Flüssigkeit und somit eine Verbesserung der Wärmeübertragung vor allem bei den geringen Wärmestromdichten vor dem Auftreten des ausgebildeten Blasensiedens. Beim Sieden an Platten in diesem Bereich wird die Wärmeübertragung aufgrund der fehlenden Krümmung der Oberfläche nicht konvektiv verstärkt.

b) Vergleich bei gleichen Versuchsbedingungen

Um den Einfluss von unterschiedlichen Heizflächen (Geometrie, Material, Oberflächenzustand) bzw. unterschiedlichen Betriebsbedingungen auf die Daten zu erfassen, wurden diese durch Regression auf einen einheitlichen Normzustand zurückgeführt. Dazu wurden die experimentellen Daten der jeweiligen Arbeiten im Bereich des Blasensiedens auf der Basis des Ansatzes von Cooper oder von Gorenflo mittels dem folgenden Ausdruck $\alpha = C \cdot p^{*m} \cdot \dot{q}^n$ interpoliert, wobei die Druckabhängigkeit mit dem Faktor p^{*m} nur bei [Minchenko u. Firsova, 1969] und [Charters u. a., 1982], deren Messungen einige Siededrücker im subatmosphärischen Bereich

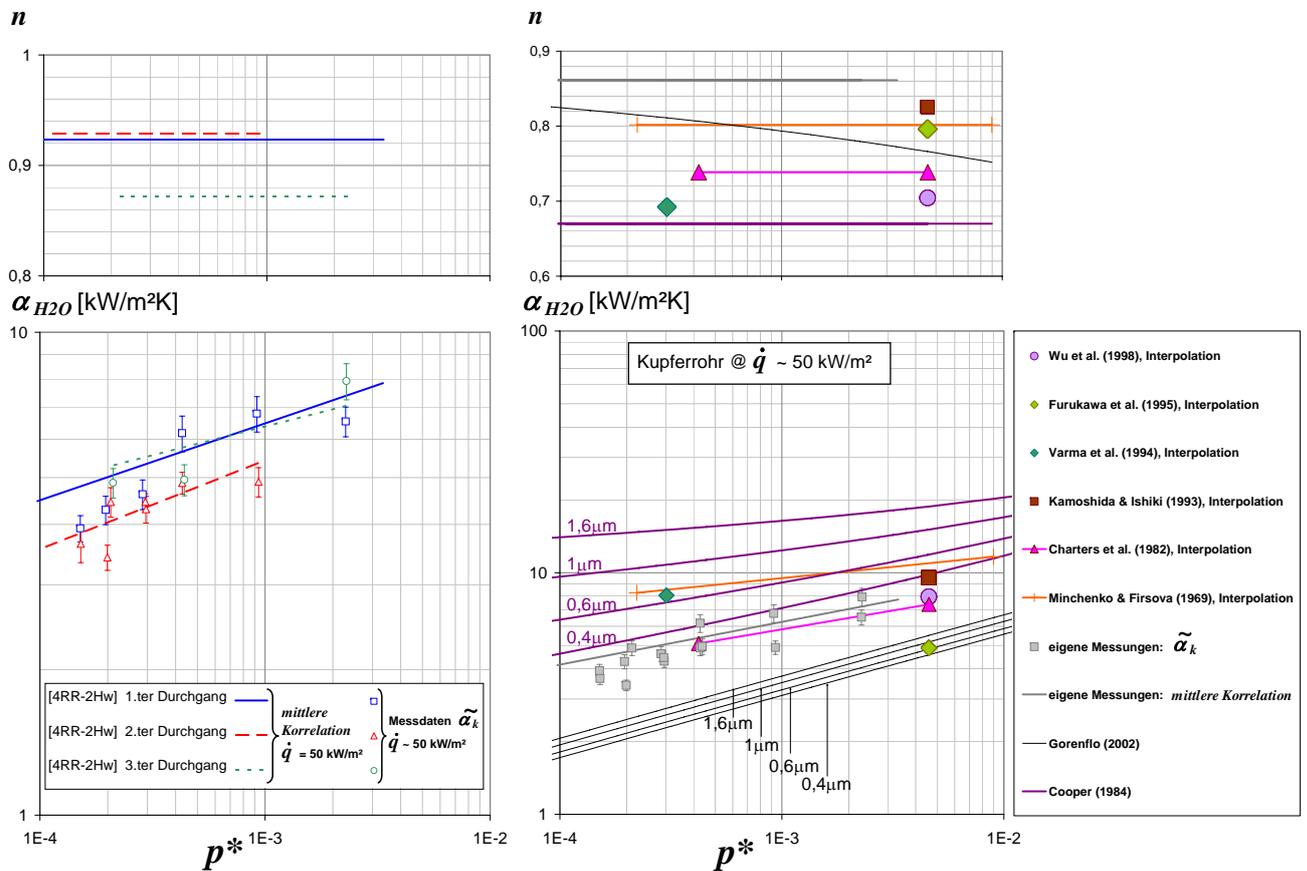
umfassten, explizit betrachtet wurde. Ebenfalls wurden die Messungen der vorliegenden Arbeit unter Verwendung der aus der FEM-Simulation ermittelten *mittleren Korrelation* $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$ (siehe Tabelle 5.2 auf S. 112) auf den angestrebten Normzustand umgerechnet. Im Hinblick auf einen Vergleich der Daten bei gleichen Bedingungen wurde als Normzustand ein Kupferrohr und eine Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 ausgewählt, da letztere ungefähr der mittleren Wärmestromdichte aller vorliegenden Daten entsprach.

Für die Ermittlung der Konstante C , die den Einfluss der Heizfläche kennzeichnet, wurde nur das Material und nicht die Rauigkeit der untersuchten Heizfläche berücksichtigt, obwohl die Effekte beider Parameter in den Korrelationen von Cooper und von Gorenflo erfasst werden (siehe Abschnitt 3.2.2). Der Einfluss des Materials wurde nach dem Vorschlag von Cooper ermittelt. Dabei wurde Kupferrohren (waagrecht oder senkrecht ausgerichtet) der Faktor $C = 1,7$ und allen anderen Heizflächen, hier Edelstahlrohre bzw. -platte, der Faktor $C = 1$ zugewiesen⁵. Dadurch wurden neben dem Material auch die unterschiedlichen Formen der verwendeten Heizflächen bereits miteinbezogen, wobei bisher keine konsistente Aussagen über einen markanten Einfluss der Form und der Ausrichtung der Heizfläche auf den Wärmeübergang beim Sieden vorliegen, wie im Abschnitt A.2.4 auf Seite 212 schon diskutiert wurde. Zur Berücksichtigung der Rauigkeit wären sehr detaillierte Informationen benötigt worden, da einerseits nicht davon ausgegangen werden kann, dass das gleiche Oberflächenbearbeitungsverfahren bei unterschiedlichen Wandmaterialien zu gleichen Rauigkeitsstrukturen führt, und andererseits der Einfluss unbekannter Rauigkeitsunterschiede bei verschiedenem Wandmaterial irrtümlich als Materialeinfluss interpretiert werden könnte. In den hier behandelten Quellen wurde jedoch keine quantitative Aussage zur Rauigkeit getroffen, höchstens qualitative Angaben zur Oberflächenstruktur gegeben (wie z.B. die Angaben in Tabelle 5.5 über die Art und Weise, wie die Oberfläche vor den Versuchen vorbereitet wurde), so dass die Rauigkeit nicht explizit in der Interpolation der Messungen berücksichtigt wurde.

Die so umgerechneten Daten, zusammen mit den für denselben Normzustand mittels der Korrelationsgleichungen [Cooper, 1984] und [Gorenflo, 2002] berechneten Wärmeübergangswerten, sind in der Abbildung 5.16b in Abhängigkeit von dem reduzierten Siededruck p^* gegenübergestellt. Neben dem sichtbaren Einfluss des Drucks bei einer konstanten Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 gibt der Exponent n den Einfluss der Wärmestromdichte auf die Wärmeübergangskoeffizienten wieder. Bei den theoretischen Prognosen wurde noch zusätzlich der zu erwartende Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang eingezeichnet. In der Abbildung 5.16a wurden die jeweiligen Serien der eigenen Messungen mit Wasser (1.ter bis 3.ter Durchgang) nochmal separat dargestellt. Aufgetragen wurden dabei die *mittleren Korrelationen*, deren Parameter der Tabelle 5.1 auf S. 112 entnommen werden. Diese Korrelationen beru-

⁵ Bei der Verwendung des Ansatzes von Gorenflo statt von Cooper zur Berücksichtigung des Materialeinflusses, hätte sich mit $(b/b_0)^{1/2} |_{\text{Edelstahl}} = 0,47$ und $(b/b_0)^{1/2} |_{\text{Kupfer}} = 1$ eine um 26 % höhere Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Edelstahl- und Kupferflächen ergeben.

hen auf die Gesamtheit der innerhalb der Versuchsserie erzielten Messdaten und gelten somit für den gesamten untersuchten Leistungsbereich. Um die Streuung einzelner Messdaten um die entsprechende Korrelation zu zeigen, wurden gemessenen Datenpunkte ebenfalls aufgetragen. Allerdings handelt es sich dabei um reale Messpunkte, die während der jeweiligen Versuchsserien bei einer Wärmestromdichte in der Nähe von 50 kW/m^2 aufgenommen wurden. Aufgrund dessen tritt in der Abbildung 5.16a neben dem Interpolationsfehler, der bei der Ermittlung der Korrelationen entsteht, noch ein zusätzlicher Fehler auf, der darauf zurückzuführen ist, dass die dargestellten experimentellen Daten nicht exakt bei einer Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 gemessen wurden. Dies erklärt z.B. die etwas größeren Abweichungen beim dritten Durchgang zwischen Messwerten und zugehöriger Korrelation.



(a) Eigene Ergebnisse nach Versuchsserie. (b) Eigene Ergebnisse und Ergebnisse anderer Quellen.

Abbildung 5.16: Einfluss des Siededrucks auf die Wärmeübergangskoeffizienten und den Exponenten n der Wärmestromdichte beim Behältersieden von Wasser. Eigene Ergebnisse (links) im Vergleich zu experimentellen und theoretischen Ergebnissen der Literatur (rechts) für den gleichen Normzustand.

• Einfluss der Betriebsbedingungen und Validierung der Messungen

Aus der Abbildung 5.16b ergibt sich eine Streuung um ca. einen Faktor 2 zwischen den Ergebnissen aller Autoren bei gleichen Betriebsbedingungen und dies, obwohl der Einfluss von unterschiedlichen Materialien oder Formen der verwendeten Heizfläche bereits erfasst wurde. Diese Streuung zwischen allen experimentellen Daten ist zwar beträchtlich aber nicht wesentlich gegenüber den Unsicherheiten, die bei den Vorhersagen von Cooper oder von Gorenflo trotz gleicher Versuchsbedingungen entstehen. Beide Prognosen weichen immer noch erheblich voneinander ab, insbesondere im subatmosphärischen Druckbereich (bis zu einem Faktor 7). Die Abbildung 5.16b bestätigt somit die Relevanz der eigenen Siedeexperimente mit Wasser im Unterdruck.

Außer dem Wert von Furukawa bei Atmosphärendruck überschreiten alle anderen experimentellen Werte die theoretische Vorhersage von Gorenflo und zeigen generell eine bessere Übereinstimmung mit der Vorhersage von Cooper. Die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten der Messungen dieser Arbeit passen ebenfalls besser zum Vorschlag von Cooper. Die eigenen Messdaten stimmen mit der in [Cooper, 1984] vorgegebenen Druckabhängigkeit gut überein, während die Daten von Minchenko und Firsova und von Charters eine etwas schwächere Druckabhängigkeit als von Cooper oder Gorenflo angegeben aufweisen. Allerdings steigen die eigenen Wärmeübergangskoeffizienten mit $n = 0,86$ (siehe Tabelle 5.2 auf S. 112) etwas stärker mit der Wärmestromdichte als alle anderen experimentellen Daten sowie die beiden theoretischen Modelle von Cooper und Gorenflo.

Generell ist auf der Grundlage dieses Vergleichs mit den sechs angegebenen Quellen der Literatur, die wenig Informationen über die Messgenauigkeit beinhalten, keine Bestätigung bzw. Widerlegung der einen oder anderen halb-empirischen Beziehung zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden von Wasser im subatmosphärischen Druckbereich möglich. Jedoch wird dadurch deutlich, dass die Vorhersage nach [Gorenflo, 2002] den realen Wärmeübergang eher unterschätzt.

• Einfluss der Wand

► Einfluss der Rauigkeit

Die starke Streuung der in der Abbildung 5.16b dargestellten experimentellen Daten könnte ein Hinweis auf die unterschiedlichen Rauigkeiten der eingesetzten Heizflächen sein. Die Rauigkeit, deren Auswirkung bei der Normierung der Messdaten nicht berücksichtigt werden konnte, hat wiederum einen Einfluss auf die Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von den Betriebsparametern Wärmestromdichte und Druck. Selbst die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit, die an derselben Wand erzielt wurden, weisen eine zeitliche Veränderung auf, wie in der Abbildung 5.16a deutlich zu erkennen ist. Hieran kann abgelesen werden, dass der Einfluss der Wärmestromdichte sowie der Einfluss des Druckes auf die Wärmeübergangskoeffizienten im Laufe der Zeit, d.h. vom ersten bis zum dritten Durchgang, an Bedeutung verloren haben.

- Einfluss der Rauigkeit auf die Druckabhängigkeit:

Die in [Cooper, 1984] aufgestellte halb-empirische Korrelation liefert mit dem folgenden Ansatz zur Bestimmung des Exponenten des Drucks $m = 0,12 - 0,2 \log_{10} R_p$ eine quantitative Aussage über den Einfluss der Rauigkeit auf die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten. Darin ist R_p die Glättungstiefe in μm , die mit der üblichen Rauigkeit R_a durch $R_p = \frac{R_a}{0,4}$ verknüpft ist. Der damit erfasste Anstieg der Druckabhängigkeit mit abnehmender Rauigkeit der Wandoberfläche scheint mit den Messdaten der verschiedenen Autoren durchaus konsistent zu sein, denn unter Anwendung der obigen Beziehung sich Rauigkeiten zwischen ca. 0,2 und 0,65 μm für die verschiedenen Quellen ergeben. Aus den eigenen Messungen erhält man damit Rauigkeiten von 0,25 μm (1.ter Durchgang), 0,19 μm (2.ter Durchgang) und schließlich 0,4 μm (3.ter Durchgang). Letzterer Wert entspricht etwa der mittleren Rauigkeit von Kupfer. Alle andere Werte sind angesichts der Messunsicherheit und der Genauigkeit der zur Herstellung vergleichbarer Bedingungen durchgeführten Regressionen ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den Standardrauigkeiten, die im VDI-Wärmeatlas für technische Kupferoberflächen gegeben sind [Gorenflo, 2002].

- Einfluss der Rauigkeit auf die Leistungsabhängigkeit:

Auch die unterschiedlichen Abhängigkeiten der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte zwischen den Quellen bzw. mit der Zeit für die eigenen Messungen könnte auf unterschiedliche Oberflächenrauigkeiten bzw. die zeitliche Veränderung dieser zurückgeführt werden. Der Einfluss der Rauigkeit auf die Steigung der Siedekurve wurde schon von [Corty u. Foust, 1955] und von [Griffith u. Wallis, 1960] nachgewiesen, allerdings in der Nähe des Atmosphärendrucks. Für den Unterdruckbereich bestätigen die experimentellen Ergebnisse von Tewari diese Aussage. In [Tewari u. a., 1985] wurde das Blasensieden von Wasser und Salzlösungen aus Natriumchlorid bei Drücken von 100 mbar bis zum Atmosphärendruck und für verschiedene Rauigkeiten der Heizfläche (von 0,2 bis 20 μm) untersucht. Dabei ergab sich, dass eine Veränderung der Oberflächenrauigkeit zu einer Änderung des Einflusses der Wärmestromdichte auf den Wärmeübergang führt, wobei mit zunehmender Rauigkeit keine monotone Veränderung des Exponenten n beobachtet wurde. Der komplexe Zusammenhang zwischen Rauigkeit und Einfluss der Wärmestromdichte auf die Wärmeübertragung könnte erklären, dass dieser weder in der Modellrechnung von Cooper noch in derjenigen von Gorenflo quantitativ erfasst wurde.

► Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit

Allein die Änderung der Rauigkeit kann die an der Abbildung 5.16b ablesbare Streuung zwischen allen Messdaten nicht erklären. Vielmehr ist von dem Einfluss weiterer Parameter auszugehen, die zur Änderung der Oberflächenbeschaffenheit beitragen. Was die eigenen Ergebnisse betrifft, haben z.B. auch Alterungseffekte zu der in der Abbildung 5.16a deutlich erkennbaren Änderung der Wärmeübergangswerte von Durchgang zu Durchgang geführt.

5.2 — Analyse des Blasensiedens im subatmosphärischen Druckbereich

Eine Veränderung durch Ablagerungen der Oberfläche, auch „Fouling“ genannt, findet insbesondere statt, wenn Wasser in Kontakt mit Metalloberflächen kommt. Wasser, das die Fähigkeit besitzt nahezu jede chemische Verbindung zu einem gewissen Grad aufzulösen, enthält dementsprechend viele Verunreinigungen. Wenn die Löslichkeitsprodukte von Wasserinhaltsstoffen überschritten werden, bilden sich im nun übersättigten Wasser Kristallkeime, die durch Kristallwachstum zur Ausfällung gelangen und somit zur Bildung von diversen Belägen auf den Wärmetauscherrohren führen (siehe [Germann u. Scheidel, 2004]). Die dabei am meisten gefährdeten Stellen sind Stellen mit hohen Temperaturen und niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten ($< 0,5 \text{ m/s}$), die jeweils die Löslichkeit bzw. die Agglomeration und Sedimentation von einzelnen Feststoffpartikeln begünstigen. Damit wird ersichtlich, dass gerade beim Blasensiedeprozess die Wärmetauscherfläche des Austreibers wegen der hohen Wandtemperaturen und der geringen Umwälzung des Flüssigkeitssumpfs für das Fouling besonders anfällig ist.

Um das Auftreten des Foulings möglichst zu vermeiden, wurde bei den Versuchen dieser Arbeit destilliertes Wasser verwendet. Auch wenn destilliertes Wasser weitgehend frei von Salzen, organischen Stoffen und Mikroorganismen ist, können noch geringe Mengen an gelösten oder suspendierten Unreinheiten enthalten sein. Zu den Verunreinigungen von Wasser kommen diejenigen der Behälterwände hinzu, welche die Bildung von Ablagerungen auf den Wärmetauscherrohrwänden erheblich beschleunigen. Trotz der Verwendung reines Wassers konnte die Veränderung des Oberflächenzustands der Wärmetauscherrohre mit der Zeit nicht verhindert werden. Dies bestätigt die Abbildung 5.17, in der die Bildung einer Fouling-Schicht auf den Kupferrohren innerhalb von zehn Betriebstagen ab dem ersten Einsatz des Austreibers in der Absorptionskältemaschine sichtbar wird.

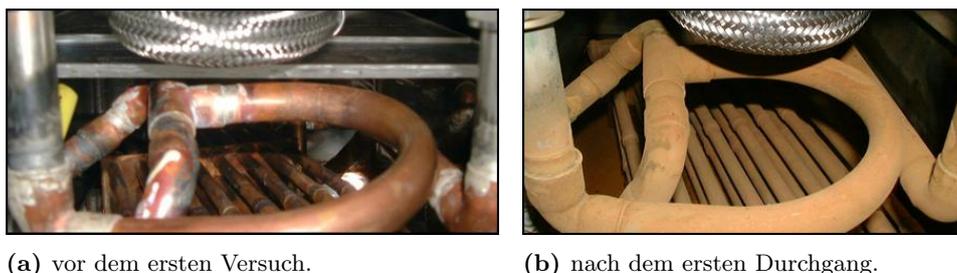


Abbildung 5.17: Veränderung der Wandoberfläche während den Siederversuchen mit Wasser.

Auch wenn die Natur der Fouling-Schicht nicht bekannt war (Oxidschicht, poröse Schicht, organische Schicht, etc), ist die Rauigkeit der Kupferrohre dadurch angestiegen, womit im selben Zeitraum nach [Cooper, 1984] oder [Gorenflo, 2002] eine entsprechende Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten hätte auftreten müssen. Allerdings muss dabei beachtet werden, dass neben der Rauigkeit viele andere Größen, die ebenfalls bei den Bildungs- und Wachstumsprozessen von Dampfblasen eine wesentliche Rolle spielen, durch diese Änderung der Oberflächenbeschaffenheit mitbeeinflusst wurden. Aus diesem Grund sind die Folgen des Fouling-Effekts bei zweiphasigen Wärmeübergangsprozessen wie beim Blasensieden nicht direkt absehbar.

► Kombiniertes Einfluss der Wand und der Flüssigkeit

Als zweiter Aspekt kommt dazu, dass die Auswirkungen einer veränderten Oberflächenbeschaffenheit auf die Wärmeübertragung – z.B. durch Fouling – stark von den Eigenschaften der siedenden Flüssigkeit abhängen. Dieser kombinierte, meist gegenseitige Einfluss von Heizwand und Flüssigkeit auf den Blasensiedeprozess wurde im Abschnitt [A.2.4](#) beschrieben. Speziell für das Sieden von Wasser an Kupferoberflächen – d.h. für den gewählten Normzustand – kann dort entnommen werden, dass eine Rauigkeitserhöhung sehr oft erst von einer Abnahme und anschließend von einer Zunahme des Kontaktwinkels bzw. der Blasenkeimstellendichte gefolgt wird (siehe z.B. [\[Vachon u. a., 1968\]](#), [\[Benjamin u. Balakrishnan, 1997b\]](#), [\[Kandlikar u. Steinke, 2002\]](#)). Da für schlecht benetzenden Flüssigkeiten wie Wasser eine Verringerung des Kontaktwinkels gleichzeitig eine bessere Benetzung der Oberfläche bedeutet, wird dadurch die Blasenbildung zunächst verhindert und dann gefördert. Die eigenen Ergebnisse in der [Abbildung 5.16a](#) zeigen ebenfalls diese Tendenz: trotz zunehmender Rauigkeit tritt erst ab dem dritten Durchgang eine Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten auf, davor scheint die Fouling-Schicht für den Wärmeübergang schädlich zu sein.

Durch die Komplexität der Interaktion zwischen Wand und Flüssigkeit und deren Auswirkungen auf die Mechanismen der Blasenbildung und schließlich auf die Wärmeübertragung lassen sich die Ursachen für die Veränderung bzw. die Diskrepanz der Wärmeübergangskoeffizienten nicht vollständig entschlüsseln. Bei den eigenen Messungen ist dennoch offensichtlich, dass sich die Wärmeübertragungsoberfläche sowie die Qualität des Wassers im Laufe der Versuche verändert haben. Damit wurde die Reproduzierbarkeit der Siedeexperimente mit Wasser auf das in [Abbildung 5.16a](#) dargestellte Maß reduziert, wobei gut erkennbar ist, dass die Wärmeübergangswerte nach den drei durchgeführten Versuchsserien wieder auf das gleiche Niveau wie am Anfang der Messungen zurückkehrten. Mit einer maximalen Streuung der Ergebnisse bei gleichen Betriebsbedingungen von etwa 10 bis 30 %, was gegenüber der Diskrepanz der theoretischen Vorhersagen noch relativ begrenzt ist, sind die Messungen beim Sieden von Wasser am überfluteten Glattrohrbündel-Austreiber schließlich gut reproduzierbar und angesichts der experimentellen Vergleichswerte aus der Literatur als zuverlässig anzusehen. Den Unterschieden der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den verschiedenen Quellen scheinen weitgehend die unterschiedlichen Bearbeitungsprozesse und demnach die unterschiedlichen Oberflächenzustände der verwendeten Heizflächen zugrunde zu liegen.

5.2.2 Sieden von LiBr-Lösung

a) Charakteristische Eigenschaften der Blasenbildung im Vergleich zu Wasser

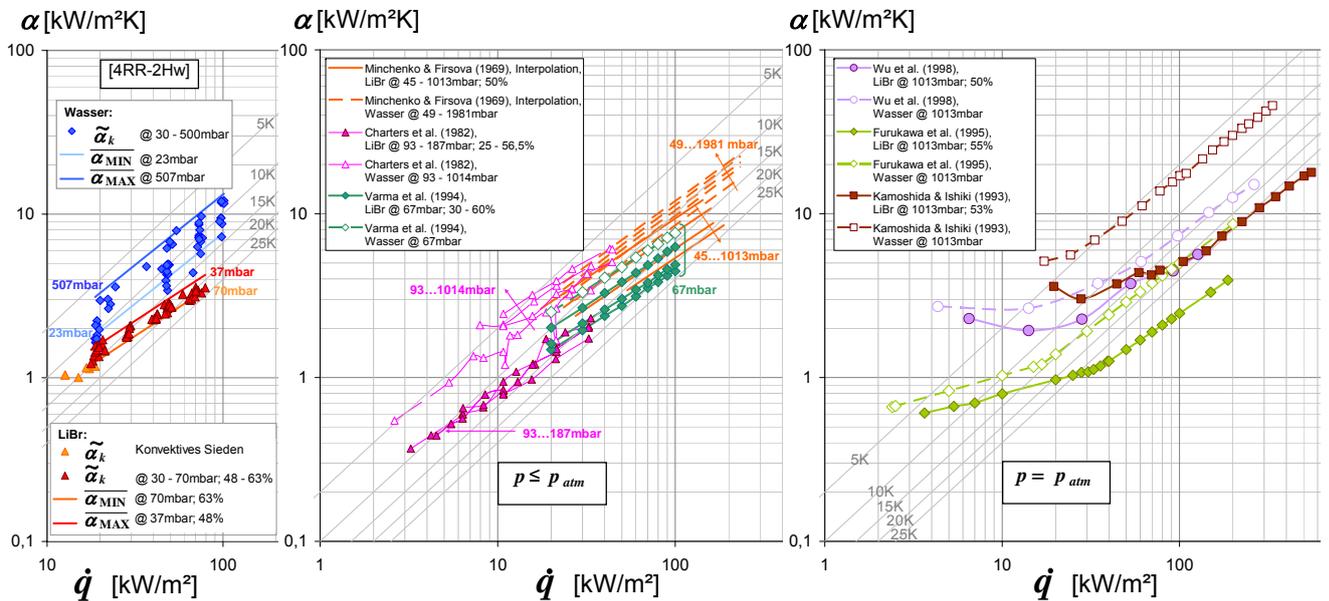


Abbildung 5.18: Gemessene Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung und von Wasser als Funktion der Wärmestromdichte. Eigene Ergebnisse (links) sowie Ergebnisse anderer Quellen für den Unterdruckbereich (mittig) und bei Atmosphärendruck (rechts).

• Beginn des Blasensiedens

In der Abbildung 5.18 sind die Ergebnisse der verschiedenen Quellen für Wasser und für LiBr-Lösung gegenübergestellt. Von links nach rechts sind die Messdaten dieser Arbeit und der Autoren, die das Blasensieden bis zum Atmosphärendruck untersucht haben, sowie der Autoren, die das Blasensieden bei Atmosphärendruck untersucht haben, aufgetragen. Wie erwartet für das Sieden von Gemischen im Vergleich zum Sieden von reinen Stoffen (siehe Abschnitt A.3) setzt bei Lithiumbromidlösung das Blasensieden bei höheren Wärmestromdichten ein als beim Wasser, wobei dies vor allem bei den Messungen bei Atmosphärendruck deutlich zu erkennen ist (rechtes Bild: [Furukawa u. a., 1995], [Kamoshida u. Ishiki, 1993], [Wu u. a., 1998]). Bei den Messungen im Unterdruck (mittleres Bild) sind zu wenig Daten bei niedrigen Wärmestromdichten vorhanden, so dass nicht auf den Übergang zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden zurückgeschlossen werden kann. Die einzigen Messungen, die bei Wärmestromdichten unter 20 kW/m² von Charters aufgenommen wurden, zeigen eine außergewöhnliche Tendenz, nämlich immer noch die charakteristische Steigung des Blasensiedens trotz sehr niedrigen Wärmestromdichten.

• Hysterese und Reproduzierbarkeit

Bei der Vorstellung der Ergebnisse dieser Arbeit mit Wasser und Lithiumbromidlösung im Abschnitt 5.1.1 wurde schon festgestellt, dass das Sieden der Salzlösung in der Regel eine bessere

Reproduzierbarkeit als Wasser aufwies. Dies wurde bei den Messungen mit Lithiumbromidlösung unter anderem auf die schon länger eingesetzte Wärmetauscherfläche zurückgeführt. Die bessere Reproduzierbarkeit von Lithiumbromidlösung gegenüber Wasser wurde jedoch auch von anderen Autoren beobachtet, was auf ein grundlegendes Phänomen hinweist. In den meisten verglichenen Quellen wird nicht erwähnt, ob die Messungen bei aufsteigender oder fallender Wärmestromdichte aufgenommen wurden. Allein in [Furukawa u. a., 1995] und [Lee u. a., 1991] sind Messdaten beim subatmosphärischen Druck für beide Durchführungsvarianten vorhanden, die aber keinen bedeutenden Unterschied aufweisen. Daraus wird ebenso wie bei den eigenen Messungen ersichtlich, dass sich der Hysterese-Effekt beim Sieden von Lithiumbromidlösung im Vergleich zu Wasser in Grenzen hält. Dies belegen auch andere Literaturstellen, in denen das Sieden von Wasser und von wässrigen Lösungen im Unterdruckbereich untersucht wurde. Wie die Ergebnisse von [Van Stralen u. Sluyter, 1969b] oder [McGillis u. a., 1992] zeigen, hängt dieses Phänomen offensichtlich mit dem wesentlich unterschiedlichen Prozess der Blasenbildung beim Reinstoff- und beim Gemischsieden zusammen. Im Unterdruckbereich ist aufgrund der hohen Dampfvolumenta ein beträchtliches Verdrängen der thermischen Grenzschicht während des langsameren Wachsens der Dampfblasen zu erwarten. Beim Sieden von Wasser treten demzufolge hohe Temperaturschwankungen innerhalb der wandnahen Grenzschicht auf, die für die markante Hysterese in der Nähe des Beginns des Blasensiedens sorgen. In binären Mischungen dagegen führt die zusätzliche Massendiffusion zu einer Verringerung der Blasenwachstumsrate, wodurch zum einen kleineren Dampfblasenabreißdurchmesser und zum anderen höhere Blasenfrequenzen erzielt werden (siehe Abschnitt A.3.3). Infolgedessen bleiben die Temperatursprünge innerhalb der Flüssigkeitsschicht verhältnismäßig begrenzt, was zu dem geringeren Hysterese-Effekt im Bereich der niedrigen Wärmestromdichten und generell zu der besseren Reproduzierbarkeit des Siedeprozesses von Gemischen im Vergleich zum Reinstoffsieden führt.

b) Verfügbares Datenmaterial für den Vergleich mit Literaturdaten

In Kürze sollen die Ergebnisse der Siedeeperimente dieser Arbeit mit Lithiumbromidlösung mit den Ergebnissen der in den Tabellen 5.5 und 5.6 zusammengefassten Quellen der Literatur verglichen werden. In der Literatur liegen keine Modellrechnungen für die Absolutwerte der Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Lithiumbromidlösung, stattdessen aber in [Rant, 1977] eine Abschätzung der relativ zu Wasser zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten bei gleichen Betriebsbedingungen vor (siehe Abschnitt 3.2.3 auf Seite 46):

$$\frac{\alpha(p, \dot{q})|_{\text{LiBr}}}{\alpha(p, \dot{q})|_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\rho'_{\text{LiBr}}}{\rho'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \left(\frac{\lambda'_{\text{LiBr}}}{\lambda'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{c'_{p\text{LiBr}}}{c'_{p\text{H}_2\text{O}}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma'_{\text{LiBr}}}{\sigma'_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{\Delta h_{v\text{LiBr}}}{\Delta h_{v\text{H}_2\text{O}}} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{\rho''_{\text{LiBr}}}{\rho''_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \frac{\mu'_{\text{LiBr}}}{\mu'_{\text{H}_2\text{O}}} \right)^{-1/4} \quad (5.1)$$

Im Hinblick auf eine Überprüfung der verfügbaren experimentellen Daten mittels theoretischer Angaben wurden auf dieser Basis die beim Sieden von Lithiumbromidlösung erzielten Wärmeübergangswerte auf die zugehörigen Werte von Wasser bezogen. Dabei wurden die im

vorigen Abschnitt 5.2.1 b) ermittelten Interpolationen der Messdaten von Wasser (siehe S. 117) verwendet, um die in den jeweiligen Quellen vorliegenden Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser, die meistens nicht bei denselben Betriebsbedingungen wie diejenigen von Lithiumbromidlösung erfasst wurden, entsprechend umzurechnen. Durch diese Bildung der relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ – im folgenden auch „experimentelle Rant-Faktoren“ genannt – werden beim Vergleich zwischen Daten verschiedener Quellen die Auswirkung unterschiedlicher Wandeigenschaften sowie unterschiedlicher untersuchter Betriebsbedingungen wettgemacht, so dass diese für die weitere Betrachtung keine Rolle mehr spielen. Im Gegensatz zu den relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ können nämlich die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten α_{LiBr} aus verschiedenen Quellen nicht direkt miteinander verglichen werden, d.h. nicht ohne dabei diese Unterschiede hinsichtlich der Siedeoberfläche bzw. der Betriebsbedingungen zu beachten. Um die Abhängigkeit der Wärmeübertragung beim Sieden von Lithiumbromidlösung von der Wärmestromdichte, dem Druck oder der LiBr-Konzentration zu verdeutlichen, wurden die experimentellen Daten von Lithiumbromidlösung aus den jeweiligen Quellen auch interpoliert. Dazu wurden nach dem Vorschlag von [Minchenko u. Firsova, 1969] (siehe (3.7) auf S. 47) die folgenden Regressionsgleichungen $\alpha = C \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-k \cdot x}$ verwendet. Bei den Messdaten dieser Arbeit wurden zur korrekten Bildung der relativen Wärmeübergangskoeffizienten bzw. zur Ermittlung der Abhängigkeiten der Wärmeübergangswerte die in den Tabellen 5.2 und 5.3 für die Konfiguration [4RR-2Hw] gegebenen *mittleren Korrelationen* $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m}$ für Wasser und $\overline{C}_k \cdot \dot{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$ für Lithiumbromidlösung herangezogen.

In den im Folgenden dargestellten Abbildungen 5.19 bis 5.22 werden die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten α_{LiBr} und die zugehörigen relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ der schon im Abschnitt 5.2.1 behandelten sechs Quellen übereinander aufgetragen⁶. Neben den experimentellen Rant-Faktoren $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ dieser sechs Quellen werden in den Abbildungen 5.19 bis 5.22 noch die Werte $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ aus [Rant, 1977] angegeben, welche dort als Basis für die Ermittlung des analytischen Umrechnungsfaktors (Gl. (5.1)) verwendet wurden. Schließlich wird in den jeweiligen Abbildungen noch eine Auswertung des theoretischen Rant-Faktors als Linie dargestellt und zwar für die extremen Versuchsbedingungen (d.h. niedriger bzw. hoher Siededruck und Lösungskonzentration), die sich unter allen verglichenen Daten ergaben.

In der Abbildung 5.20 werden – im Gegensatz zur Abbildung 5.19 in einer linearen statt doppelt-logarithmischen Auftragung – nur die Ergebnissen dieser Arbeit mit den theoretischen Erwartungen nach [Rant, 1977] direkt verglichen. Dabei handelt es sich um eine Auswertung des Quotienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$, jeweils mit Hilfe der ermittelten *mittleren Korrelationen* der Messdaten (schwarzen Linien) bzw. gemäß Gleichung (5.1) (blauen Linien) für die extremen Siededrucke und Lösungskonzentrationen des gemeinsamen Messbereichs, welcher im Rahmen der Messungen dieser Arbeit mit Wasser und Lithiumbromidlösung untersucht wurde.

⁶ Aus der zusätzlichen siebten Quelle [Lee u. a., 1991] werden nur die Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung dargestellt, da der Autor keine entsprechende Daten für Wasser zur Verfügung stellte.

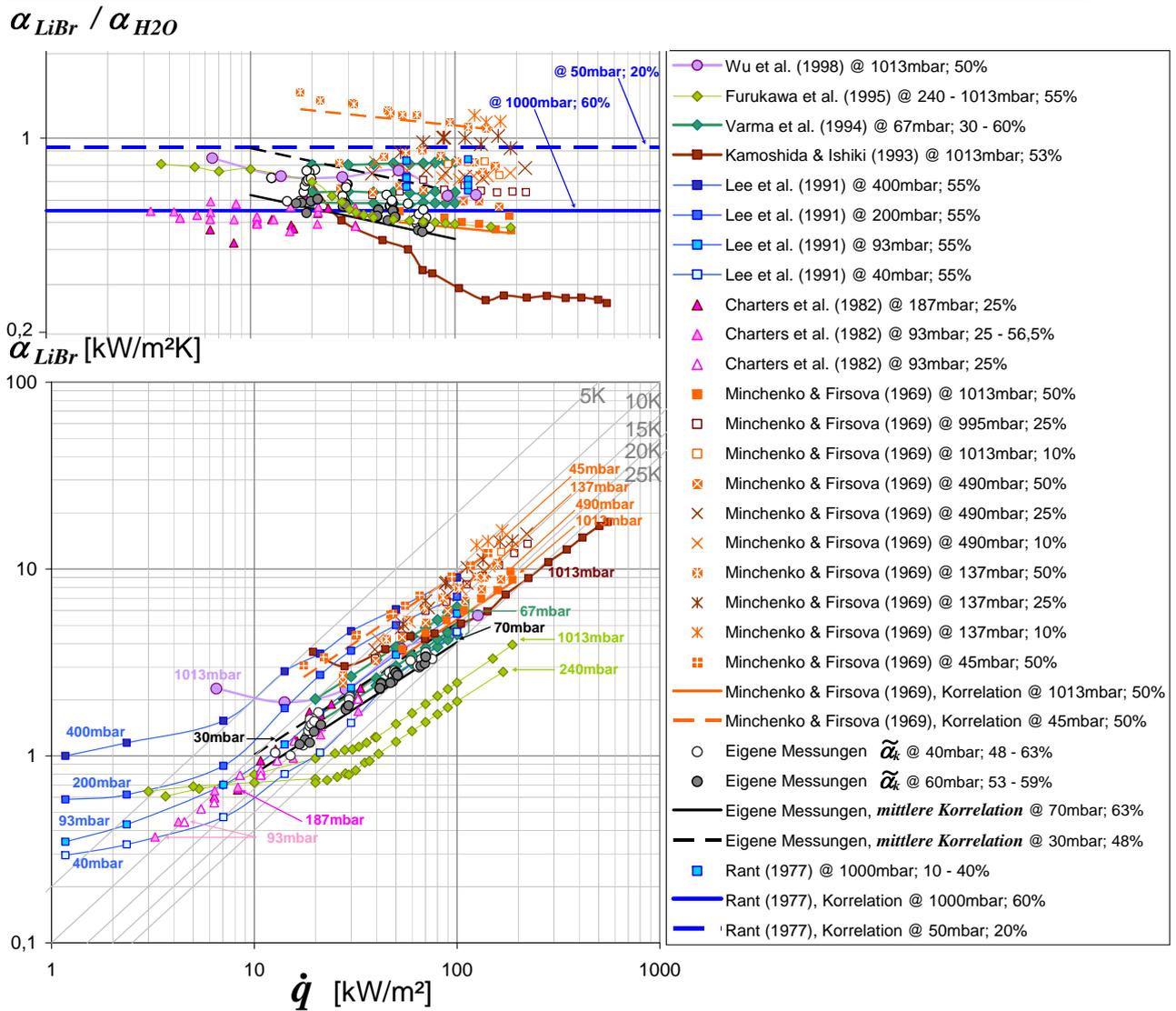


Abbildung 5.19: Behältersieden von Lithiumbromidlösung als Funktion der Wärmestromdichte. Absolute Wärmeübergangskoeffizienten (unten) und Wärmeübergangskoeffizienten relativ zu Wasser (oben). Eigene Messungen im Vergleich mit anderen Quellen (siehe Tabellen 5.5 und 5.6).

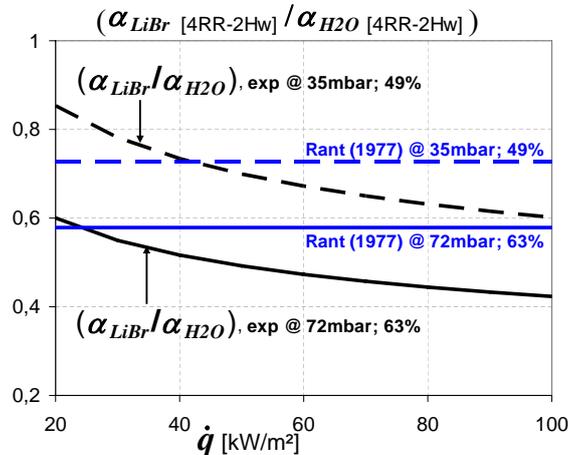


Abbildung 5.20: Verschlechterung des Wärmeübergangs beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung gegenüber Wasser. Eigene Messungen im Vergleich zu theoretischen Erwartungen.

• **Wärmeübergangskoeffizienten und treibende Temperaturdifferenzen**

Die Abbildung 5.19 fasst die verglichenen Wärmeübergangswerte für das Sieden von Lithiumbromidlösung (absolut und relativ zu Wasser) als Funktion der Wärmestromdichte zusammen. Es zeigt sich erwartungsgemäß, dass der Vorteil des kleinen treibenden Temperaturgefälles, welches beim Reinstoffsieden beobachtet wurde, bei Zweistoffgemischen aufgrund der Verschlechterung der Wärmeübertragung wesentlich weniger zum Tragen kommt. Auf der Basis der in Abbildung 5.19 verglichenen Datensätze treten beim Experiment mit Lithiumbromidlösung für die meisten Quellen Wärmeübergangskoeffizienten von ca. 0,8 bis $10 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ für treibende Temperaturdifferenzen von 10 bis 25 K im Bereich des Blasensiedens ($20 \leq \dot{q} \leq 100 \text{ kW}/\text{m}^2$) auf. Diese Wärmeübergangswerte sind etwa halb so hoch bzw. die treibende Temperaturdifferenzen liegen um ca. 5 K höher als die entsprechenden Werte beim Blasensieden von reinem Wasser (siehe Abschnitt 5.2.1 a)).

• **Breite des Datenfelds und Abweichung zum Rant-Faktor**

Die Ergebnisse dieser Arbeit sowie die Daten aus anderen Quellen für die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Lithiumbromidlösung im Bereich des Unterdrucks bis zum Atmosphärendruck unterscheiden sich um etwa einen Faktor 5 über den gesamten Bereich an untersuchten Wärmestromdichten. Die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten wurden bei den Messungen von Minchenko und Firsova an einem waagrecht liegenden Edelstahlrohr erreicht. Dagegen ergaben die Untersuchungen von Furukawa an einer senkrecht stehenden Edelstahlplatte die kleinsten Wärmeübergangswerte unter allen experimentellen Daten. Was die relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ betrifft, dürfte die verwendete Heizfläche (Form, Material, Oberflächenbeschaffenheit) sowie die Betriebsbedingungen (Wärmestromdichte, Druck und Konzentration), bei denen die experimentellen Daten gemessen wurden, keinen Einfluss mehr haben. Diese weichen trotzdem um einen Faktor 4 voneinander ab, wobei sich diese Streuung nahezu halbiert, wenn man die extremen Werte nicht betrachtet (d.h. Minchenko und Firsova bei 45 mbar und Kamoshida und Ishiki bei Atmosphärendruck). Ohne diese Extrema zeigt die Mehrheit der verglichenen Daten eine Verringerung der Wärmeübertragung zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung von bis zu 60 % und bestätigt so das Korrekturverfahren nach [Rant, 1977].

Aus der Abbildung 5.20 geht hervor, dass angesichts der maximalen Variation des Drucks und der Konzentration während der Siedexperimente dieser Arbeit eine Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten von etwa 25 bis 45 % nach [Rant, 1977] hätte auftreten müssen. Die eigenen Ergebnisse weisen eine Verschlechterung um 15 % (bei kleinen Siededrücken und kleinen Wärmestromdichten) bis zu 60 % (bei hohen Siededrücken und hohen Wärmestromdichten) auf und weichen somit signifikant von der theoretischen Vorhersage ab. Mögliche Ursachen für die beobachteten Diskrepanzen werden in Kürze erläutert. Außerdem, wie im folgenden Abschnitt 5.2.2 c) diskutiert wird, hängt der eigene experimentelle Rant-Faktor stark von der Wärmestromdichte ab.

• Einfluss der Wand

► Verschiedenheit der eingesetzten Heizflächen

Die Abweichung der experimentellen Rant-Faktoren $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ aus den Messungen dieser Arbeit bzw. aus Messdaten anderer Quellen von dem Theorieansatz in [Rant, 1977] zeigt, dass trotz Bildung der relativen Wärmeübergangskoeffizienten der Effekt der Geometrie bzw. anderer Eigenschaften der Heizfläche nicht ganz beseitigt werden kann. Aufgrunddessen erfordert die Übertragung der Ergebnisse von Rant, welche an einem senkrechtem Rohr gewonnen wurden ($d_a = 40$ mm), große Vorsicht, wenn damit der Wärmeübergang beim Sieden von Salzlösungen an einer anderen Heizwandkonfiguration abgeschätzt werden soll. Vor einer nicht durchdachten Anwendung des Umrechnungsverfahrens nach Rant warnte auch Feldkamp, der in [Feldkamp, 1969] Siedemessungen bei Atmosphärendruck mit Wasser und verschiedenen Lösungen (Saccharose-, NaCl- und NaOH-Lösungen) an horizontalen Platindrähten ($d_a = 0,3$ mm) und dünnen Platinrohren ($d_a = 1,7$ mm) durchführte, um den Einfluss der im Rant-Faktor (Gl. 5.1) auftretenden Stoffeigenschaften auf die Wärmeübertragung näher zu untersuchen. Auf dieser Basis entwickelte Feldkamp einen modifizierten Umrechnungsfaktor, indem er zur besseren Wiedergabe seiner Messdaten die Exponenten der jeweiligen Stoffdatenglieder des ursprünglichen Rant-Faktors änderte⁷. Zur Überprüfung der Gültigkeit des von ihm neu entwickelten Umrechnungsfaktors verglich Feldkamp die damit berechneten Werten mit einer Vielzahl experimenteller Ergebnisse anderer Literaturstellen. Die größten Diskrepanzen traten dabei auf, wenn die in den verschiedenen Literaturquellen verwendeten Heizflächengeometrien von der von ihm untersuchten Heizflächengeometrie abwichen.

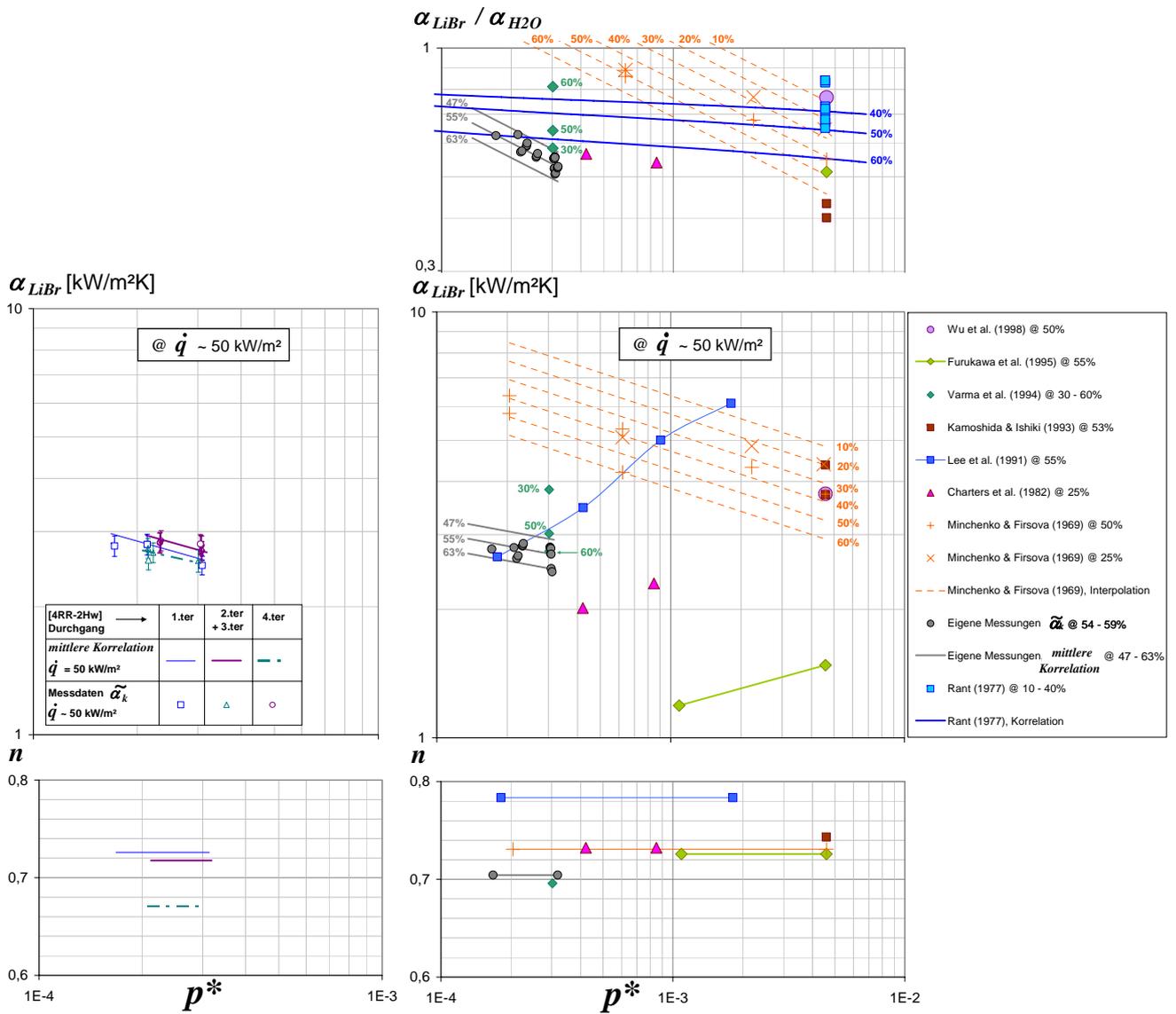
► Unvermeidliche Veränderung der verwendeten Heizfläche

Einen weiteren Aspekt, der zu den in Abbildung 5.19 sichtbaren Abweichungen beiträgt, stellt die Veränderung der Oberflächenstruktur der eingesetzten Heizfläche zwischen den Versuchen mit Wasser und den mit Lithiumbromidlösung dar. Wie schon im Abschnitt 5.1.1 gezeigt und später im Abschnitt 5.2.1 erläutert wurde, hat sich im Laufe der Untersuchungen dieser Arbeit die Oberflächenbeschaffenheit der Heizfläche geändert, wobei die damit verursachte Veränderung der Wärmeübergangswerte bei Wasser viel ausgeprägter als bei Lithiumbromidlösung war. In den hier behandelten sechs Literaturquellen wird ebenfalls nicht sichergestellt, dass die für die Versuche mit Wasser und die für die Versuche mit Lithiumbromidlösung verwendeten Heizfläche exakt identisch waren. Die fast unvermeidliche Veränderung der Wandoberfläche vom Experiment zu Experiment bringt zusätzliche Unsicherheiten bei der Ermittlung der jeweiligen experimentellen Rant-Faktoren mit sich, welche die Relevanz der theoretischen Vorhersage nach [Rant, 1977] auf die in Abbildung 5.19 dargestellten Genauigkeit einschränken.

⁷ Für die bei den Messungen dieser Arbeit untersuchten Druck- und Konzentrationsbereichen liegt der „Feldkamp-Faktor“ zwischen 58 und 71 %. Dadurch wird eine stärkere Verschlechterung des Wärmeübergangs zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung prognostiziert als durch die eigenen Messungen (Abb. 5.20) belegt. Im Gegensatz zu Rant betrachtete aber Feldkamp bei der Anpassung seiner Korrelation keine Messungen mit Lithiumbromidlösung, was die größere Abweichung zu den eigenen Ergebnissen erklären könnte.

c) Einfluss der Betriebsbedingungen

In der Abbildung 5.21b werden die absoluten (mitte) und die relativen Wärmeübergangskoeffizienten (oben) bei einer Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 als Funktion des reduzierten Siededrucks aufgetragen. Im unteren Teil der Abbildungen wird der Einfluss der Wärmestromdichte auf die Wärmeübergangskoeffizienten durch die Darstellung des Exponenten n der durchgeführten Interpolationen gezeigt. Links (Abbildung 5.21a) werden ausschließlich die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten dieser Arbeit in derselben Auftragung mit einer zusätzlichen Unterscheidung zwischen den jeweiligen Versuchsserien dargestellt.



(a) Eigene Ergebnisse nach Durchgang. (b) Eigene Ergebnisse und Ergebnisse anderer Quellen.

Abbildung 5.21: Einfluss des Siededrucks auf den Wärmeübergang und den Exponenten n der Wärmestromdichte (unten) beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung. Absolute Wärmeübergangskoeffizienten bei einer mittleren Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 (mitte) sowie Wärmeübergangskoeffizienten relativ zu Wasser (oben). Eigene Messungen im Vergleich mit anderen Quellen.

• **Einfluss der Wärmestromdichte** (Abb. 5.19, 5.20, 5.21)

Die Exponenten n für Lithiumbromidlösung⁸, die unter allen Quellen nur zwischen 0,69 und 0,78 variieren, zeigen einen sehr konsistenten Einfluss der Wärmestromdichte auf die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten α_{LiBr} . Im Vergleich variierten die selben Exponenten n für Wasser zwischen 0,65 und 0,85 (siehe Abbildung 5.16 auf Seite 118) und dies trotz Normierung der Daten auf eine und dieselbe Heizwand, nämlich ein Kupferrohr.

Bei den eigenen Messungen mit Lithiumbromidlösung (Abbildung 5.21b) trat innerhalb von einem Monat zwischen dem ersten und dem dritten Durchgang ein Rückgang des Exponenten n auf. Jedoch weisen die Wärmeübergangswerte nach fast einem Jahr (4.ter Durchgang) wieder die gleiche Steigung in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte wie am Anfang der Messungen (1.ter Durchgang) auf. Generell ist der Einfluss der Wärmestromdichte auf die Wärmeübergangskoeffizienten dieser Arbeit nicht so ausgeprägt wie diejenigen anderer Quellen.

Nach der Abbildung 5.21 weisen die Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung in der Regel eine schwächere Abhängigkeit von der Wärmestromdichte als diejenigen von Wasser (Abbildung 5.16) auf. Angesichts der meisten verglichenen Quellen (d.h. mit Ausnahme von [Charters u. a., 1982] und [Varma u. a., 1994]) tritt ein Rückgang des Exponenten n beim Übergang von Wasser auf Lithiumbromidlösung von etwa 10 % auf. Die experimentellen Daten bestätigen somit die wohl bekannte Abnahme des Exponenten n beim Übergang von Reinstoff- zu Gemischsieden, die in zahlreichen Datensätzen der Literatur beobachtet wurde (z.B. in [Gorenflo, 2001]). Dies erklärt, dass für die meisten Literaturstellen der in Abbildung 5.19 dargestellte Quotient $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ mit zunehmender Wärmestromdichte abnimmt.

Bei einigen Autoren, die Messungen über einen breiten Leistungsbereich durchgeführt haben, ergeben sich allerdings unterschiedliche Steigungen der in Abbildung 5.19 dargestellten Rant-Faktoren je nach Wärmestromdichte. Diese weisen auf unterschiedliche Siederegime hin. Bei den niedrigsten Wärmestromdichten findet sowohl beim Wasser als auch bei Lithiumbromidlösung konvektives Sieden statt, so dass das Verhältnis $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ relativ konstant ist (wie z.B. bei [Furukawa u. a., 1995]). Mit steigender Wärmestromdichte setzt, wie im Abschnitt 5.2.2 a) schon erwähnt, das Blasensieden in der wässrigen Lithiumbromidlösung später ein als im Wasser. Bei höheren Wärmestromdichten kommt es somit dazu, dass Wasser schon im Bereich des ausgebildeten Blasensiedens siedet während die Wärmeübertragung in der Lithiumbromidlösung noch überwiegend durch einphasige Konvektion erfolgt. Da im konvektiven Sieden eine viel schwächere Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte zu erwarten ist (konvektives Sieden: $n = 0,2$; ausgebildetes Blasensieden: $n = 0,6 \dots 0,8$ [Gorenflo, 2002]), ergibt sich der starke Abfall der relativen Wärmeübergangskoeffizienten bis die Wärmestromdichte erreicht wird, bei der auch bei der Lösung ausgebildetes Blasensieden auftritt

⁸ In [Wu u. a., 1998] stellte der Autor über einen breiten Bereich an Wärmestromdichten nur wenige Messdaten für Lithiumbromidlösung vor, so dass die Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte nicht durch Regression bestimmt werden konnte. Demzufolge ist für diese Quelle keinen zugehörigen Exponent n abgebildet.

([Kamoshida u. Ishiki, 1993], [Furukawa u. a., 1995]). Im weiteren Bereich des ausgebildeten Blasensiedens erhält man bei den meisten Quellen ein konstantes ([Charters u. a., 1982], [Kamoshida u. Ishiki, 1993], [Varma u. a., 1994] und [Wu u. a., 1998]) bis zu ein leicht fallendes ([Furukawa u. a., 1995]) Verhältnis $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$, das auf die für diesen Bereich bereits aufgezeigte unterschiedliche Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser und von Lithiumbromidlösung in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte zurückzuführen ist.

Somit zeigen die meisten Quellen, dass die Wärmestromdichte bei der relativen Verschlechterung der Wärmeübertragung zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung eine untergeordnete Rolle spielt. Dagegen zeigen die Ergebnisse dieser Arbeit sowie die Messungen von Minchenko und Firsova eine signifikante Abhängigkeit der relativen Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte. Diese Ergebnisse, die mit dem Modell von Rant nicht übereinstimmen, werden dennoch durch die experimentellen Daten, welche in [Rant, 1977] zur Ermittlung des theoretischen Rant-Faktors verwendet wurden, bestätigt. Auch diese experimentell ermittelten Werte $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ änderten sich mit der Wärmestromdichte. Allerdings war die Abhängigkeit unter den behandelten Daten nicht konsistent genug und wurde in die Entwicklung des in Gleichung 5.1 dargestellten Umrechnungsverfahrens daher nicht miteinbezogen. Dies hat auch später Feldkamp nach einer ähnlichen Untersuchung (siehe Seite 128) bestätigt, indem er bei der Bestimmung der relativen Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls von einer Abnahme der Werte mit steigender Wärmestromdichte berichtete. Jedoch war keine eindeutige Tendenz festzustellen, da diese nicht bei allen untersuchten Flüssigkeiten und nicht bei allen Betriebsbedingungen auftrat. Demzufolge wurde dieser Effekt im Ansatz für die Wärmeübertragungsgleichung von Feldkamp auch nicht weiter berücksichtigt.

• **Einfluss des Drucks** (Abb. 5.21)

Nach der Abbildung 5.21 ergibt sich beim Sieden von Lithiumbromidlösung kein konsistenter Einfluss des Drucks auf die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten. Damit wird ersichtlich, dass eine Erhöhung des Drucks beim Sieden von Lithiumbromidlösung im Gegensatz zu Wasser (siehe Abbildung 5.16) nicht immer zu einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten führt.

► **Positive Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten**

Die Ergebnisse von [Lee u. a., 1991], [Furukawa u. a., 1995] und [Charters u. a., 1982] weisen eine Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Druck auf, die durch Exponenten m im Bereich von 0,16 bis 0,46 ausgedrückt wird⁹. Zur Bestätigung der von Ihnen gemessenen Verbesserung der Wärmeübergangswerte mit zunehmendem Druck führten Lee und Furukawa Beobachtungen des Keimbildungsprozesses in siedender Lithiumbromidlösung mit Hilfe von optischen Aufnahmen durch. Demnach treten bei geringen Siededrücker (unter 100 mbar) große

⁹ In [Charters u. a., 1982] lagen zwar Messdaten bei zwei Drücken und für zwei Konzentrationen vor, allerdings zu wenig und nicht reproduzierbar genug, um eine Interpolation als Funktion des Drucks zu ermöglichen. Trotzdem weisen Messdaten bei gleicher Wärmestromdichte ($\dot{q} = 50 \text{ kW/m}^2$) und gleicher Konzentration ($x = 25\%$) auf eine Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Druck darauf hin.

Dampfblasen mit verschiedenen großen Durchmessern auf. Die Anzahl der aktiven Blasenkeimstellen, die bei geringen Drücken sehr niedrig bleibt¹⁰, nimmt mit steigendem Druck stark zu. Außerdem werden die Dampfblasen bei höheren Drücken infolge der Einengung der thermischen Grenzschicht kleiner. Beide Effekte bewirken bei steigendem Druck und gleichbleibender Wärmestromdichte eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Diese Beobachtungen bestätigen somit die im Abschnitt A.2.3 für reine Flüssigkeiten beschriebenen Modellvorstellungen der Literatur bezüglich des Einflusses des Drucks auf die Wärmeübertragungsmechanismen (siehe Seite 204). Bei Gemischen ist allerdings nach den Beschreibungen der Literatur eine generell schwächere Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden als bei den reinen Stoffen zu erwarten [Gorenflo, 2001]. Dadurch gehen die relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ mit steigendem Druck zurück. Bei der Betrachtung der Abbildung 5.21b wird diese Tendenz einheitlich bestätigt, wobei sich unter allen Literaturquellen stark unterschiedliche Steigungen der relativen Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion des Drucks ergeben.

► Negative Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten

Die Ergebnisse in [Minchenko u. Firsova, 1969] sowie der Messungen dieser Arbeit zeigen im Widerspruch zu den Ergebnissen der anderen Autoren eine Abnahme der absoluten Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Siededruck, die durch negative Exponenten m von -0,18 bzw. -0,10 ausgedrückt wird. Bei den eigenen Untersuchungen wurde die negative Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten wie in Abbildung 5.21a dargestellt bei allen durchgeführten Durchgängen beobachtet. Es handelt es sich somit nicht um ein Einzelphänomen, sondern um die Folge der relativ zum Wasser stärker ausgeprägten Verschlechterung des Wärmeübergangs wässriger Lithiumbromidlösung mit zunehmendem Siededruck. Dies bewirkt, dass in manchen Fällen die absoluten Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Druck nicht nur im Vergleich zum Reinstoffsieden abgeschwächt zunehmen (z.B. [Rant, 1977], [Charters u. a., 1982]), sondern sogar abnehmen ([Minchenko u. Firsova, 1969]¹¹ und eigene Messungen). Die negative Druckabhängigkeit der absoluten Wärmeübergangskoeffizienten wurde im Spezialfall weitsiedender Gemische auch beobachtet, da festgestellt wurde, dass die größere Verringerung des Wärmeübergangs zwischen Reinstoff- und Gemischsieden bei hohen Drücken sich mit größer werdendem Siedepunktabstand der Komponenten des Gemischs besonders verstärkte. Wie im Abschnitt A.3.5 beschrieben, werden in der Literatur unterschiedliche Erklärungen zur druckabhängigen Verschlechterung des Wärmeübergangs beim Gemischsieden genannt.

¹⁰ In [Lee u. a., 1991] wird z.B. nur über 1 bis 2 Blasenkeimstellen an dem untersuchten Versuchsrohr berichtet, die bei 40 mbar je nach Wärmestromdichte aktiviert sind. Die daran gebildeten Dampfblasen erreichen Abreißdurchmesser zwischen 2 und 15 mm.

¹¹ Bei [Minchenko u. Firsova, 1969] führte die Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung mit steigendem Druck zu einem nicht nachvollziehbaren Phänomen, denn die Autoren maßen sogar höhere Wärmeübergangskoeffizienten für Lithiumbromidlösung als für Wasser bei dem kleinsten untersuchten Druck von 45 mbar.

In [Körner, 1969] wurde die Zunahme des durch die Trennung der Bestandteile ausgelösten Diffusionsvorgangs mit steigendem Druck als Ursache erkannt. Stier und Span ([Stier, 2003], [Span u. a., 2005]) führten dies auf einen gemischspezifischen Rühreffekt zurück, der eine besonders kräftige Verstärkung des Wärmeübergangs bei niedrigen Siededrücker bewirkte (siehe S. 221).

- Einfluss gemischspezifischer Effekte auf die Druckabhängigkeit:

Beim Vergleich zwischen Reinstoff- und Gemischsieden im Abschnitt A.3.3 auf Seite 217 wurden die Unterschiede der für die Blasenbildung in den jeweiligen Flüssigkeiten relevanten Einflussparameter hervorgehoben. Daraus kann entnommen werden, dass siedende Lösungen in der Regel durch kleinere Dampfblasendurchmesser charakterisiert sind. Entscheidend dafür ist der vergleichsweise hohe Auftrieb, der die Adhäsionskräfte übertrifft. Die Dampfblasen gleiten nach Ablösung von der Heizfläche mit höheren Geschwindigkeiten entlang der Wandoberfläche. Dies verursacht eine stärkere Beschleunigung der wandnahen Flüssigkeit, die eine effiziente Durchmischung in der Nähe der Grenzschicht bewirkt und somit der Anreicherung des schwerflüchtigen Bestandteils an der Phasengrenze entgegenwirkt. Daher ist davon auszugehen, dass die flüssigkeitsseitige Diffusion, die aufgrund der Trennung zwischen den Bestandteilen entsteht, bei niedrigen Drücken weitgehend durch die kräftige Umwälzung innerhalb der thermischen Grenzschicht wettgemacht wird. Da jedoch die Massendiffusion die ursprüngliche Ursache für die Verschlechterung des Wärmeübergangs zwischen Reinstoff- und Gemischsieden ist, führt dies bei niedrigen Drücken zu einer schwächer ausgeprägten Verringerung der Wärmeübertragung in Lösungen gegenüber reinen Stoffen. Mit zunehmendem Druck werden sowohl bei Wasser als auch bei Lithiumbromidlösung aufgrund der Abnahme der Dampfvolumina verhältnismäßig kleinere und langsamere Dampfblasen gebildet, die somit weniger Turbulenz an der Phasengrenze erzeugen. Nun wird bei der Lösung die Anreicherung des schwerflüchtigen Bestandteils dadurch nicht mehr gebremst, so dass mit zunehmendem Druck die Verschlechterung der Wärmeübertragung gegenüber Reinstoff stärker zum Tragen kommt.

Als zweiter Aspekt kommt dazu, dass die für den Siedeprozess maßgeblichen Stoffeigenschaften von Wasser und Lithiumbromidlösung nicht die gleiche Druckabhängigkeit aufweisen. Generell ist die druckbedingte Veränderung der Stoffdaten von Lithiumbromidlösung – wie z.B. μ , σ oder $\sigma/(\rho' - \rho'')$ – größer als die von Wasser. Dies führt dazu, dass die Auswirkungen einer Abnahme des Drucks auf die Größe und Geschwindigkeit der Dampfblasen und somit auf die Wärmeübertragungsmechanismen während des Wachstums und beim Abreißen der Dampfblasen bei Lithiumbromidlösung stärker sind als bei Wasser. Dies unterstützt den Durchmischungseffekt der Grenzschicht, der bei niedrigen Drücken die Wärmeübertragung in Lösungen mehr stärkt als in reinen Flüssigkeiten.

- Einfluss der Flüssigkeitssäule auf die Druckabhängigkeit:

Durch den Vergleich der Daten der verglichenen Literaturstellen wird offensichtlich, dass neben den Eigenschaften der verwendeten Heizfläche auch ihre Anordnung innerhalb der Versuchsvorrichtung einen wesentlichen Einfluss auf die Verminderung der Wärmeübertragung zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung hat, vor allem angesichts der zu erwartenden Leistungs- und Druckabhängigkeiten. Die experimentellen Lithiumbromid-Daten mit der umgekehrten Druckabhängigkeit wurden in beiden Fällen während Untersuchungen mit einer vergleichsweise hohen Flüssigkeitssäule aufgenommen. Die Messungen dieser Arbeit liefen an den zwei oberen Rohrlagen eines voll überfluteten Glattrohrbündels (Konfiguration [4RR-2Hw]), während bei Minchenko und Firsova noch 50 mm Flüssigkeitssäule die obere Seite des beheizten Testrohrs vom Dampfraum trennten. Im Abschnitt 5.1.1 wurde aber gezeigt, dass Wasser und Lithiumbromidlösung anders auf die gleiche Änderung der Flüssigkeitssäule reagieren. Dies kann z.B. der Gegenüberstellung der an zwei und an vier aktiven Rohrlagen ([4RR-2Hw] bzw. [4RR-4Hw]) erzielten Messdaten im Abschnitt 5.1.3 entnommen werden.

Diese Unterschiede zwischen siedendem Wasser und siedender Lithiumbromidlösung angesichts der Verstärkung aus dem Flüssigkeitsvolumen könnten die Abweichung der eigenen Ergebnisse bzw. der Ergebnisse von Minchenko und Firsova von den Ergebnissen der anderen Quellen erklären. Demnach ist zu erwarten, dass die in der Nähe der Dampfblasen auftretenden Turbulenzen durch die höhere Flüssigkeitsmenge noch mehr an Bedeutung gewinnen und somit eine noch ausgeprägtere Verstärkung der Wärmeübertragung in Lösungen mit abnehmendem Druck bewirken als im Fall einer geringeren Überflutung der Heizfläche. Dieser Effekt könnte zu der negativen Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung führen.

Nur eine qualitative und quantitative Analyse der verschiedenen Kräfte, die während der Blasenbildung auf die Dampfblasen wirken und dabei maßgebliche Parameter wie Blasenabreißdurchmesser und -keimstellendichte beeinflussen (siehe Abschnitt A.3.2), könnte helfen, den Ursprung der schwächer ausgeprägten Verschlechterung des Wärmeübergangs bei niedrigen Drücken endgültig zu identifizieren. Gemäß dem aktuellen Stand der Forschung ist aufgrund der Komplexität der involvierten Wärmeübertragungsmechanismen noch keine umfassende Erklärung aller Abhängigkeiten verfügbar. Die Tendenz abnehmender Wärmeübergangskoeffizienten der siedenden Lithiumbromidlösung mit zunehmendem Siededruck, die im Rahmen der Experimente dieser Arbeit bzw. in [Minchenko u. Firsova, 1969] beobachtet wurde, bleibt somit unaufgeklärt.

• Einfluss der Konzentration (Abb. 5.22)

Die Abbildung 5.22 zeigt den Einfluss der Konzentration auf die Wärmeübergangskoeffizienten. Anhand der Ergebnisse der verglichenen Quellen zeigt sich wie erwartet (siehe Abschnitt A.3.6) eine monotone Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Lithiumbromidlösung mit steigender Konzentration für den dargestellten Konzentrationsbereich von 10 bis 56,5 %. Unter den Autoren, die Messungen bei mehreren LiBr-Konzentrationen durchgeführt

5.2 — Analyse des Blasensiedens im subatmosphärischen Druckbereich

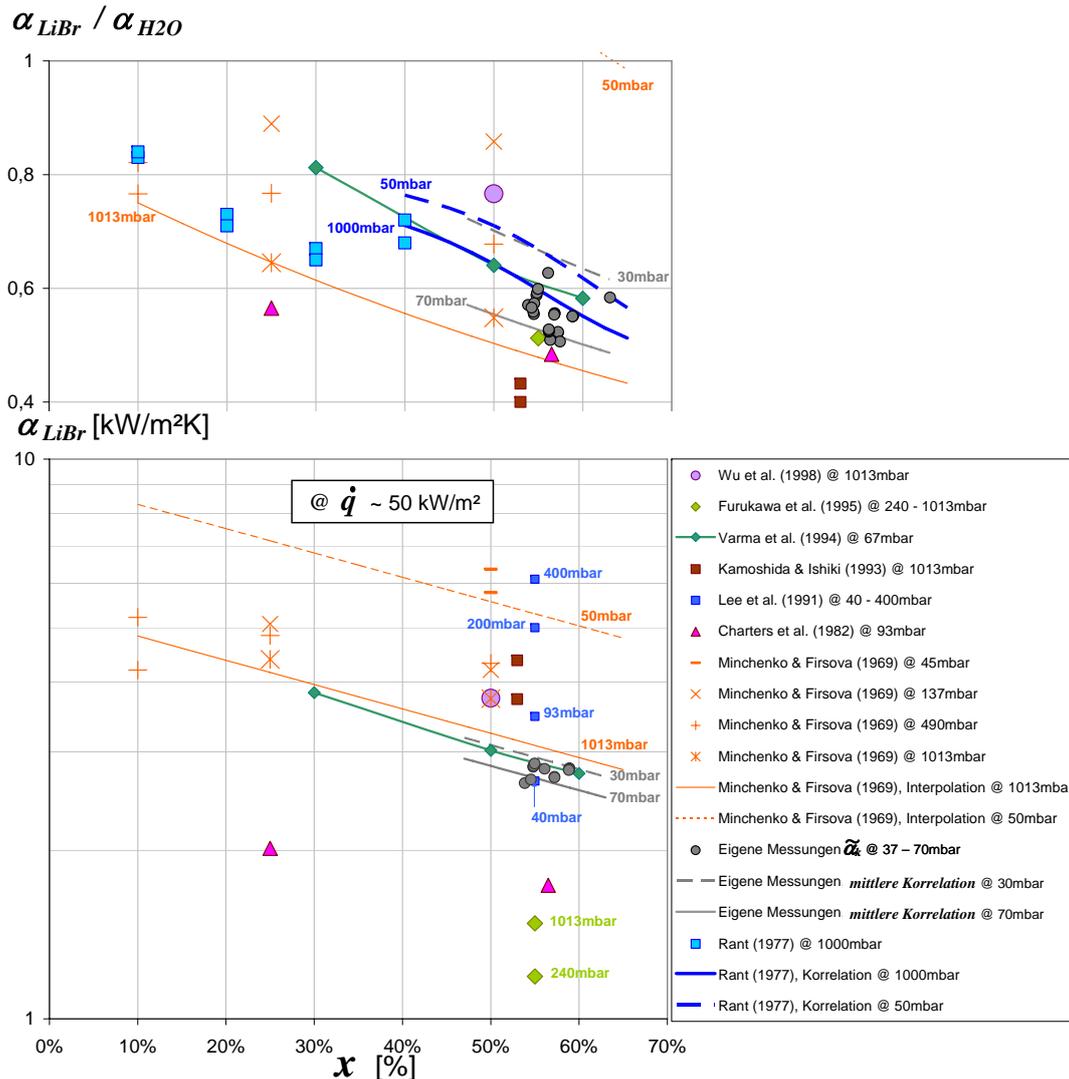


Abbildung 5.22: Einfluss der Konzentration auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung. Absolute Wärmeübergangskoeffizienten bei einer mittleren Wärmestromdichte von 50kW/m² (unten) und Wärmeübergangskoeffizienten relativ zu Wasser (oben). Eigene Messungen im Vergleich mit anderen Quellen.

haben, geben [Minchenko u. Firsova, 1969] durch Bestimmung einer Wärmeübertragungskorrelation eine explizite Konzentrationsabhängigkeit in der Form $\alpha_{LiBr} \propto \exp^{-0,01 \cdot x}$ an. Diese wurde in dieser Arbeit – wie im Abschnitt 4.3.3 auf S. 88 beschrieben – zur lokalen Auswertung der durchgeführten Messungen herangezogen. In Abbildung 5.22 ergibt sich dadurch für die eigenen Ergebnisse eine ähnliche Steigung der *mittleren Korrelation* in Abhängigkeit von der Konzentration wie in [Minchenko u. Firsova, 1969]. Dennoch ist wegen des engen untersuchten Konzentrationsbereichs keine eindeutige Abhängigkeit der eigenen Messdaten von der LiBr-Konzentration zu erkennen. Gleichzeitig bestätigt die über drei Konzentrationen durchgeführte Interpolation der Messdaten von [Varma u. a., 1994] mit $k = 0,01$ die von [Minchenko u. Firsova, 1969] bereitgestellte Konzentrationsabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten.

Ansonsten liegen in [Charters u. a., 1982]¹² und [Lee u. a., 1991]¹³ Informationen vor, die ebenfalls auf den besseren Wärmeübergang bei geringer Konzentration hinweisen. Aufgrund des Rückgangs der absoluten Wärmeübergangswerte mit steigender LiBr-Konzentration nehmen die relativen Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{LiBr}}{\alpha_{H_2O}}\right)$ kontinuierlich mit zunehmender Salzkonzentration ab. Dies ist auch die Tendenz, die aus dem theoretischen Rant-Faktor (Gleichung 5.1) auf der Basis der darin enthaltenen Stoffdatenfunktionen hervorgeht, auch wenn die in [Rant, 1977] vorliegenden Messdaten diese Tendenz nicht direkt bestätigen. Aus der Abbildung 5.22 ist ersichtlich, dass die Messdaten aus [Rant, 1977] erst zwischen 10 und 30 % LiBr-Konzentration abnehmen, jedoch zwischen 30 und 40 %-LiBr-Konzentration wieder zunehmen.

Das in [Rant, 1977] aufgestellte Modell zur Bestimmung der Verschlechterung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Übergang von Wasser auf Lithiumbromidlösung beinhaltet nur die Stoffeigenschaften der beiden Fluide. Auch wenn der Siededruck implizit in die Berechnung eingeht, ergibt sich somit nur ein geringer Einfluss des Siededrucks und kein Einfluss der Wärmestromdichte auf die Verschlechterung der Wärmeübertragung in siedenden Lösungen gegenüber den jeweiligen reinen Stoffen. Wenn man die Erkenntnisse aus der bereits durchgeführten Analyse experimenteller Ergebnisse zusammenfasst, so zeigt sich abweichend vom theoretischen Rant-Faktor, dass die relativen Wärmeübergangskoeffizienten zum einen von der Wärmestromdichte abhängen. Mit zunehmender Wärmestromdichte ist eine stärkere relative Verschlechterung des Wärmeübergangs von Lithiumbromidlösung gegenüber Wasser zu erwarten. Zum anderen hängen die relativen Wärmeübergangskoeffizienten auch vom Siededruck ab, wobei beim Vergleich experimenteller Ergebnisse aus unterschiedlichen Literaturquellen keine einheitliche Tendenz beobachtet wird. Eine Ursache könnte daran liegen, dass die jeweiligen Versuche mit unterschiedlichen Geometrien und Anordnungen der Heizfläche durchgeführt wurden. Dies zeigt gleichzeitig die Notwendigkeit für die Auslegung realer Apparate geometrische Parameter sowie charakteristische Eigenschaften der betrachteten Heizfläche in die Modellierung mit einzubeziehen. Der Vorschlag in [Rant, 1977] bleibt in diesen Hinsichten ungenügend. Als Schlussfolgerung kann gezogen werden, dass der unseres Wissens nach einzig verfügbare Ansatz von Rant sich zwar aufgrund seiner Einfachheit für eine praktische Auslegung des Ausreiberwärmetauschers anbietet, jedoch viele Schwächen enthält. Dies führt dazu, dass er nicht ohne weitere Prüfung als absolutes Maß für eine quantitative Abschätzung der Verschlechterung des Wärmeübergangs beim Sieden von wässriger Lithiumbromidlösung gegenüber Wasser verwendet werden sollte. Eher kann er als grobe Einschätzung dienen.

¹² Bei [Charters u. a., 1982] war es aus Mangel an verfügbaren Daten nicht möglich, die Konzentrationsabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten durch Regression zu erfassen. Jedoch stellen Messdaten bei gleicher Wärmestromdichte ($\dot{q} = 50 \text{ kW/m}^2$) und gleichem Druck ($p = 93 \text{ mbar}$) eine Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Konzentration dar.

¹³ Selbst wenn in [Lee u. a., 1991] nur Messdaten für eine bestimmte LiBr-Konzentration vorliegen ($x = 55 \%$), berichtet der Autor auf der Basis von anderen Untersuchungen, dass verdünnte Salzlösungen besser sieden als konzentrierte Salzlösungen.

5.3 Vergleich zwischen Glatt- und Rippenrohr

In diesem Abschnitt wird die Verbesserung der Wärmeübertragung beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung infolge des Einsatzes einfach berippter Oberflächen betrachtet. Dazu werden die beim Rippenrohrbündel mit zwei aktiven Rohrlagen (Konfiguration [2RR-2Hw]) erzielten Ergebnisse mit denen des Glattrohrbündels in derselben Konfiguration verglichen. Zur Beurteilung der flächen- und volumenbezogenen Effizienz der verwendeten Rippen beim Blasensieden werden experimentelle Rippenwirkungsgrade sowie der Leistungsumsatz pro Volumen des Rippenrohrwärmetauschers ermittelt. Diese Erkenntnisse aus dem Experiment werden der theoretischen Prognose von [Gorenflo, 2002] gegenübergestellt und abschließend mit Ergebnissen aus einer ähnlichen Untersuchung verglichen.

5.3.1 Leistungsumsatz pro Wärmetauscherfläche

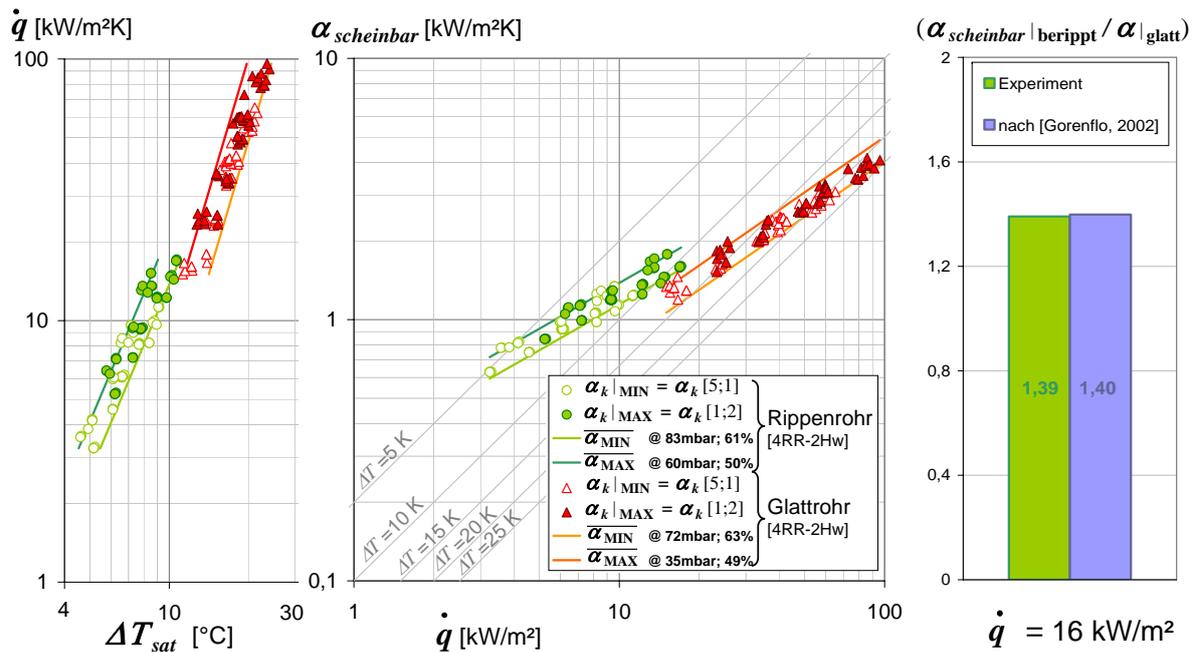
a) Flächenbezogener Wärmeübergang

Messungen dieser Arbeit

Die Abbildung 5.23a stellt rechts die beim Rippen- und Glattrohrbündel in der Konfiguration [2RR-4Hw] gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten α als Funktion der lokalen Wärmestromdichte \dot{q} dar. Links kann je nach lokaler Wärmestromdichte \dot{q} die bei den jeweiligen Wärmetauschern bestehende Wandübertemperatur ΔT_{sat} abgelesen werden. Die dargestellten Wärmeübergangswerte wurden im Abschnitt 5.1.3 auf Seite 107 jeweils in der Abbildung 5.13 und 5.14 zusammengefasst. Sie sind auf die äußere Wärmeübertragungsoberfläche bezogen, d.h. auf $A_{Glattrohr}$ für das Glattrohrbündel und auf die gesamte äußere Rippenrohroberfläche $A_{Grund} + A_{Rippen}$ für das Rippenrohrbündel. Ebenso basiert die dargestellte Wärmestromdichte auf dem auf die gesamte Wärmeübertragungsoberfläche bezogenen Leistungsumsatz.

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{sat}} \Rightarrow \begin{cases} \alpha|_{glatt} & = \frac{\dot{Q}/A_{Glattrohr}}{T_W - T_{sat}} & \text{für das Glattrohr} \\ \alpha_{scheinbar}|_{berippt} & = \frac{\dot{Q}/(A_{Grund} + A_{Rippen})}{T_W - T_{sat}} & \text{für das Rippenrohr} \end{cases} \quad (5.2)$$

Beim Rippenrohr stellt der im Experiment erfasste Wärmeübergangskoeffizient den so genannten „scheinbaren“ Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{scheinbar}$ dar, da er nicht mit der wahren Wandtemperatur an der Rippenoberfläche sondern mit der Kernrohrwandtemperatur am Rippenfuß bestimmt wurde. Gemäß Abschnitt 3.2.4 auf Seite 51 enthält dadurch $\alpha_{scheinbar}$ noch den Rippenwirkungsgrad η_R und ist somit kleiner als der lokale Wärmeübergangskoeffizient α_{real} , der mit der lokalen Wandtemperatur an der Rippenoberfläche bestimmt wird. Die Umrechnung zwischen beiden Wärmeübergangskoeffizienten wurde in Gleichung (3.15) auf Seite 52 vorgestellt und lautet: $\frac{\alpha_{scheinbar}}{\alpha_{real}} = \left[1 - (1 - \eta_R) \cdot \frac{A_{Rippen}}{A_{Grund} + A_{Rippen}} \right]$.



(a) Wärmeübergangskoeffizient und Wärmestromdichte bezogen auf die gesamte äußere Oberfläche.

(b) Steigerung des Wärmeübergangs.

Abbildung 5.23: Vergleich des Behältersiedens von wässriger Lithiumbromidlösung am Glatt- und Rippenrohrwärmetauscher bei gleichen Bedingungen bezogen auf die eingesetzte Wärmetauscherfläche.

Vergleich mit der Theorie: Korrelation von Gorenflo

Wie im Abschnitt 3.2.4 beschrieben, stellt Gorenflo im VDI-Wärmeatlas eine halb-empirische Korrelation zur Bestimmung des scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten eines Rippenrohrs bereit (Gl. (3.9), S. 49). Mit Hilfe der von Gorenflo für das Glattrohr aufgestellten Korrelation (Gl. (3.3), S. 39) kann ebenfalls das Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten $\left(\frac{\alpha_{scheinbar}|_{berippt}}{\alpha_{glatt}}\right)$ ermittelt werden. Allerdings bezogen sich diese Untersuchungen nur auf reine Fluide. Aus den wenigen Untersuchungen in der Literatur über das Sieden von Gemischen an berippten Oberflächen ist aber ersichtlich, dass die Auswirkungen gemischspezifischer Effekte sehr stark von der Geometrie der Oberflächen abhängen (z.B. nach [Uhlig u. Thome, 1985], siehe Abschnitt A.5.4). Beim Gemischsieden an konventionellen trapezförmigen Rippen, zu denen die hier verwendete GEWA-D-Geometrie gehört, wird jedoch eine ähnliche Verschlechterung des Wärmeübergangs gegenüber Reinstoffsieden wie beim Gemischsieden am Glattrohr beobachtet [Thome, 1987]. Darauf aufbauend kann für die vorliegende Anwendung idealisierend angenommen werden, dass die beim Sieden von Lithiumbromidlösung auftretenden gemischspezifischen Effekte den gleichen Einfluss auf die Wärmeübertragung beim Glattrohr wie beim Rippenrohr haben. Somit kann das Verhältnis $\left(\frac{\alpha_{scheinbar}|_{berippt}}{\alpha_{glatt}}\right)$, welches für den Reinstoff Wasser ermittelt wurde, auch für Lithiumbromidlösung verwendet werden.

Dieses wird neben dem Verhältnis bei gleicher lokaler Wärmestromdichte ($\dot{q} \sim 16$ kW/m²) der Wärmeübergangskoeffizienten aus dem eigenen Experiment in der Abbildung 5.23b ebenfalls

dargestellt¹⁴.

Aus der Abbildung 5.23a erkennt man, dass bei gleicher Wärmestromdichte höhere Wärmeübergangskoeffizienten für das berippte Siederohr als für das Glattrohr gemessen wurden. Dies ist ebenfalls die Tendenz, die aus [Gorenflo, 2002] hervorgeht. Beide Quellen belegen damit, dass die flächenbezogene Wärmeübertragung beim Blasensieden durch das Aufbringen von Rippen auf der Rohroberfläche nicht an Effizienz verliert, sondern sich sogar deutlich verbessert.

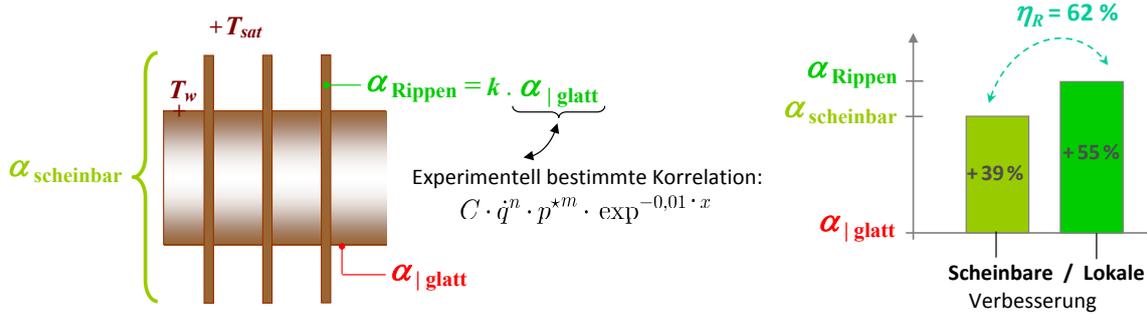
Dies widerspricht auf den ersten Blick dem verbreiteten Verständnis, dass aufgrund der Wärmeleitung längs der Rippen die Flächenvergrößerung des Rippenrohrs nicht in vollem Maße zu einer Vergrößerung des pro Rohrlänge übertragbaren Wärmestroms führt. So sollten sich für das Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr eine geringere Leistungsdichte bei gleicher treibender Temperaturdifferenz bzw. geringere Wärmeübergangskoeffizienten bei gleicher Wärmestromdichte ergeben. Dies wäre zumindest der Fall bei konvektiven Wärmeübertragungsprozessen – wie z.B. freie Konvektion in Gas oder Luft – wo der lokale Wärmeübergangskoeffizient α_{real} eines Rippenrohrs mit demjenigen eines Glattrohrs übereinstimmt und konstant entlang der Rippe bleibt (siehe Abschnitt 3.2.4 b)). Das Ergebnis aus der vorliegenden Untersuchung deutet darauf hin, dass diese Annahmen nicht korrekt sind. Offensichtlich ist der lokale Wärmeübergangskoeffizient an der Oberfläche des Rippenrohrs in der Realität größer als an der Oberfläche eines Glattrohrs. Außerdem verändert er sich entlang der Rippe aufgrund der lokal variierenden treibenden Temperaturdifferenz, wie schon im Abschnitt 3.2.4 erwähnt.

b) Rippenwirkungsgrad und lokaler Wärmeübergangskoeffizient

Um die auftretende Verbesserung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten quantitativ zu erfassen, wurde ähnlich wie schon auf Seite 53 vorgestellt eine FEM-Modellierung des Rippenrohrs durchgeführt. Das Modell ist in der Abbildung 5.24a schematisch dargestellt. Bei der Wärmebilanz wurde zunächst angenommen, dass der lokale Wärmeübergangskoeffizient entlang der Rippe um einen Faktor k größer ist als derjenige an der glatten Oberfläche ($\alpha_{Rippen} = k \cdot \alpha_{glatt}$). Letzterer wurde durch die *mittlere Korrelation* beschrieben, die mit den am Glattrohr gewonnenen Messungen ermittelt wurde ($\alpha_{glatt} = \overline{C}_k \cdot \dot{q}_k^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x}$). Somit wurde die Ver-

¹⁴ Voraussetzung für die korrekte Bildung der experimentellen Vergleichsparameter zwischen Glatt- und Rippenrohr wie hier $\left(\frac{\alpha_{scheinbar|berippt}}{\alpha_{glatt}} \right)$ sind gleiche herrschende Betriebsbedingungen, d.h. gleicher Druck, Konzentration und gleiche lokale Wärmestromdichte \dot{q} . Innerhalb des gemeinsam untersuchten Messbereichs wurden die Wärmeübergangskoeffizienten des Rippen- und Glattrohrwärmetauschers deswegen auf gleiche Betriebsbedingungen mit Hilfe der jeweiligen *mittleren Korrelationen* (siehe Tabelle 5.3 bzw. 5.4 auf S. 112) umgerechnet. Da die Variation aufgrund unterschiedlicher Siededrucke und Lösungskonzentrationen jedoch nur wenige Prozent betrug ($< 2\%$), werden im Folgenden nur experimentelle Vergleichsparameter gezeigt, die eine Mittelung aus dem ungünstigsten (70 mbar und 60 %) und dem günstigsten (60 mbar und 50 %) Betrieb darstellen. Das gleiche gilt später für die Bildung und Darstellung der Wärmeübergangswerte und des Rippenwirkungsgrades am Rippenrohr in Abb. 5.24, sowie des Längenverhältnisses in Abb. 5.25b.

änderung von α_{Rippen} entlang der Rippe berücksichtigt. Mittels des im Experiment tatsächlich erreichten Verhältnisses $\frac{\alpha_{scheinbar|berippt}}{\alpha_{glatt}}$ von 1,39 konnte in einem iterativen Rechnenvorgang auf eine Steigerung des lokalen Wärmeübergangs von etwa 55 % (d.h. $k = 1,55$) zurückgeschlossen werden. Der mit Hilfe des Temperaturverlaufs längs der Rippen erzielte Rippenwirkungsgrad betrug dabei ca. 62 %. Das Ergebnis des Wärmeübertragungsmodells ist in der Abbildung 5.24b zusammengefasst.



(a) Wärmeübertragungsmodell zur Auswertung der Messdaten. (b) Ergebnis.

Abbildung 5.24: Übersicht über die flächenbezogene Effizienz der eingesetzten Rippenstruktur.

Der um einen Faktor 1,55 höhere Wärmeübergangskoeffizient beim Siedeprozess könnte auf den maßgeblichen Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit des Rippenrohrs zurückgeführt werden. Bei der Diskussion der Messergebnisse im vorigen Abschnitt 5.2 wurde mehrmals auf die wandbedingte Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten aufmerksam gemacht. Je nach Herstellprozess des Rippenrohrs sind unterschiedliche Oberflächeneigenschaften im Vergleich zum Glattrohr zu erwarten. Zum Beispiel wurden die bei der vorliegenden Untersuchung verwendeten Rippenrohre durch Walzen hergestellt. Da in diesem Fall die Rippen aus der Wand eines Glattrohrs entstehen, ist davon auszugehen, dass die Oberfläche in den Rippenzwischenräumen und die Oberfläche des ursprünglichen Glattrohrs nicht mehr vergleichbar sind. Aus Untersuchungen an berippten Rohren ([Gorenflo u. a., 1990], [Memory u. a., 1995b]) kann außerdem entnommen werden, dass sich die Oberflächenbeschaffenheit der Rippen lokal verändert, so dass die Rippenspitzen, -flanken und der Rippengrund unterschiedliche Rauigkeiten aufweisen. Bei den üblichen Rippenrohren entsteht insbesondere an den Rippenspitzen eine starke Rauigkeit. Daraus folgt, dass die Rippen durch ihre spezielle Form und Oberflächenstruktur verhältnismäßig mehr und, qualitativ gesehen, stabilere Keimstellen besitzen als die restliche Rohroberfläche. Dadurch ist eine bessere Zusatzkonvektion durch die an den Rippen hochsteigenden Dampfblasen als bei einer glatten Oberfläche zu erwarten. Andererseits fällt aufgrund der Wärmeleitung entlang der Rippe die Wandtemperatur vom Rippenfuß zur Rippenspitze ab. Demzufolge könnte es vorkommen, dass Blasensieden am Kernrohr stattfindet, während ab einer bestimmten Position auf der Rippe die vorhandene Übertemperatur nicht mehr ausreicht und die Rippe dort nur noch durch einphasige Konvektion gekühlt wird. Trotzdem wurde durch die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung bestätigt, dass diese Effekte schließlich zu einer Steigerung des lokalen Wärmeübergangs beim Übergang von Glatt- zu Rippenrohr führen.

Vergleich mit der Literatur

Bei den in der Literatur vorliegenden Untersuchungen derartiger Rippenstrukturen, die meistens unter Atmosphärendruck durchgeführt werden, wird in fast allen Fällen ebenfalls eine Erhöhung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beim Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr festgestellt (siehe Abschnitt A.5, S. 232). In dem Fall, wo eine enge Rippenteilung vorliegt oder bei Rippen, die durch einen zusätzlichen Umformschritt niedergedrückt und verdichtet wurden, tritt die Steigerung des Wärmeübergangs besonders im Bereich beginnenden Siedens auf. Mit steigender Wärmestromdichte verliert die vorteilhafte Wirkung der Rippen an Bedeutung, da sich die Rippenzwischenräume aufgrund der größeren entstehenden Dampfmenge langsam mit Dampf zusetzen, was eine lokale Austrocknung der Wandoberfläche zur Folge hat. Anhand der vorliegenden Untersuchung kann keine Aussage über den Einfluss der Wärmestromdichte auf die Effizienz der Rippen getroffen werden. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die in diesem Abschnitt dargestellten Werte des Rippenrohrs dem Bereich des schwachen Siedens zuzurechnen sind. Bei den Messungen am Rippenrohrbündel wurden Werte bei höheren Wärmestromdichten aufgenommen, die jedoch, wie im Abschnitt 5.1.2 c) auf Seite 104 schon diskutiert, einen instabilen Siedezustand beim Übergang zwischen schwachem und ausgebildetem Blasensieden darstellten. Da es in der Versuchsanordnung nicht möglich war, höhere Leistungen als 20 kW am Rippenaustreiber umzusetzen und somit wieder einen stabilen Siedebereich zu erreichen, konnte nicht festgestellt werden, ob die Verbesserung des lokalen Wärmeübergangs gegenüber dem Glattrohr mit der Erhöhung der Wärmestromdichte zu- oder abnimmt.

In der Vorhersage von Gorenflo ist die Veränderung der physikalischen Mechanismen des Siedeprozesses beim Einsatz von Rippen bereits enthalten. Allerdings werden die oben genannten Ursachen in der Korrelation für das Rippenrohr nicht explizit ausgedrückt. Der Grund liegt wohl in den zu komplexen Oberflächenstrukturen der Rippenspitzen und in den zu großen Unterschieden dieser Strukturen zu denen der restlichen Rippenrohroberfläche. Dadurch ist es nicht möglich, die Einflüsse der veränderten Heizwandoberfläche auf die Wärmeübertragung separat – d.h. durch einen einzelnen Faktor – zu erfassen. Gorenflo weist jedoch darauf hin, dass bereits ein großer Teil des Einflusses der Rippen durch die gegenüber der Korrelation für das Glattrohr modifizierte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte und vom Siededruck berücksichtigt wird (siehe Abschnitt 3.2.4). Durch diese Verknüpfung der Korrelationen für das Rippen- und für das Glattrohr lassen sich die Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr in Abhängigkeit von denjenigen am Glattrohr gut beschreiben. Dies erklärt die sehr gute Übereinstimmung der Vorhersage von Gorenflo mit dem Verhältnis $\left(\frac{\alpha_{\text{scheinbar}}|_{\text{berippt}}}{\alpha_{\text{glatt}}}\right)$ der experimentell beobachteten Wärmeübergangskoeffizienten. Im Gegensatz dazu wurde im Abschnitt 5.2.1 für das Sieden von Wasser am Glattrohr gezeigt, dass eine große Diskrepanz zwischen den Werten, die mit Hilfe der Korrelation von Gorenflo für das Glattrohr berechnet wurden, und den experimentellen Werten α_{glatt} dieser Arbeit bzw. anderer Quellen auftrat. Das heißt, dass das von Gorenflo angegebene Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten von

Rippenrohr und Glattrohr auf der Grundlage dieser Arbeit bestätigt werden kann, auch wenn die Absolutwerte der von Gorenflo angegebenen Wärmeübergangskoeffizienten nicht nachvollzogen werden können.

5.3.2 Leistungsumsatz pro Wärmetauschervolumen

Ist man an der Steigerung des Leistungsumsatzes pro Apparatevolumen interessiert, so ist der Wärmeübergangskoeffizient nicht mehr wie zur Bestimmung des Rippenwirkungsgrades η_R auf die Wärmeübertragungsfläche sondern auf die Außenfläche des Kernrohres $A_{Kernrohr}$ zu beziehen. Dies wurde schon bei der Dimensionierung von Rippenwärmetauschern im Abschnitt 3.2.4 auf Seite 56 beschrieben. In Analogie zur Gl. (5.2) erhält man:

$$\alpha_{Rohr} = \frac{\dot{q}_{Rohr}}{\Delta T_{sat}} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_{Rohr} |_{glatt} & = \frac{\dot{Q}/A_{Glattrohr}}{T_W - T_{sat}} \quad \text{für das Glattrohr} \\ \alpha_{scheinbar,Rohr} |_{berippt} & = \frac{\dot{Q}/A_{Kernrohr}}{T_W - T_{sat}} \quad \text{für das Rippenrohr} \end{cases} \quad (5.3)$$

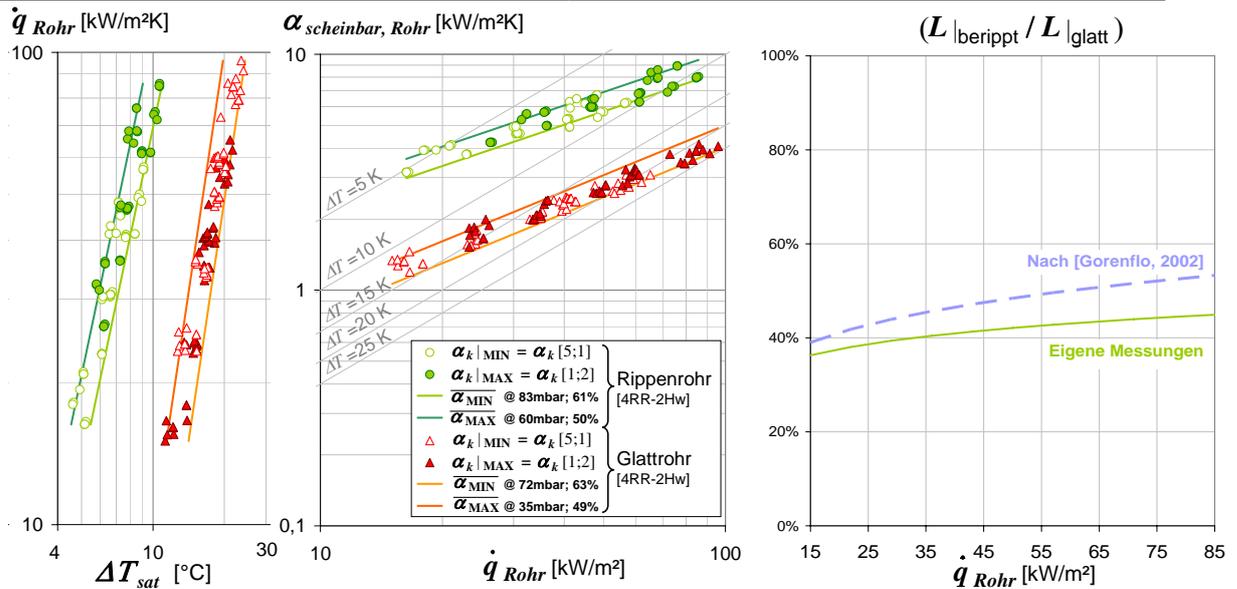
$$\left. \begin{array}{l} \text{Gl. (5.2)} \\ \text{Gl. (5.3)} \end{array} \right\} \Rightarrow \alpha_{Rohr} = \alpha \cdot \varphi \quad \text{und} \quad \dot{q}_{Rohr} = \dot{q} \cdot \varphi \quad \text{mit} \quad \varphi = \frac{(A_{Grund} + A_{Rippen})}{A_{Glattrohr}} \quad (5.4)$$

In Gleichung (5.3) stellt $A_{Kernrohr}$ die Kernrohroberfläche des Rippenrohrs dar. Sie unterscheidet sich von der Fläche A_{Grund} , welche die Oberfläche des von den Rippen nicht bedeckten Grundkörpers des Rippenrohrs bezeichnet und somit die Flächenabschnitte unter den Rippen nicht berücksichtigt.

Als Alternative zu den in Abbildung 5.23a als Funktion der Wärmestromdichte \dot{q} dargestellten Wärmeübergangskoeffizienten α wurden in Abbildung 5.25a die kernrohrbezogenen Wärmeübergangswerte α_{Rohr} des Glatt- und Rippenrohrs als Funktion der kernrohrbezogenen Wärmestromdichte \dot{q}_{Rohr} gegenübergestellt. Links wurde die kernrohrbezogene Wärmestromdichte als Funktion der Wandübertemperatur dargestellt. Mit dieser Auftragung wird die Steigerung der Wärmeübertragung in Folge der Oberflächenvergrößerung durch die Außenberippung des Siederohres als Steigerung des kernrohrbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten bei gleicher kernrohrbezogener Wärmestromdichte wahrgenommen. Da im vorliegenden Fall Glatt- und Rippenrohr den gleichen Kernrohrdurchmesser aufweisen, bedeutet gleiche kernrohrbezogene Wärmestromdichte auch gleiche absolute Leistung.

Aus der Abbildung 5.25a erkennt man, dass beim Sieden der wässrigen Lithiumbromidlösung am Rippenrohr im subatmosphärischen Druckbereich die treibende Temperaturdifferenz um mehr als die Hälfte reduziert werden konnte, um im Vergleich zum Sieden am Glattrohr die gleiche Leistung bzw. Wärmestromdichte bezogen auf die Kernrohroberfläche zu erzielen. Dementsprechend wurde beim Einsatz des Rippenrohres eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf die Kernrohroberfläche und somit eine Steigerung der umgesetzten Leistung um etwa den Faktor 2,5 festgestellt. Andererseits wurde durch den Einsatz

5.3 — Vergleich zwischen Glatt- und Rippenrohr



(a) Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmestromdichte bezogen auf die Außenfläche des Kernrohrs.

(b) Verringerung der Rohrlänge gegenüber glatten Rohren.

Abbildung 5.25: Vergleich des Behältersiedens von wässriger Lithiumbromidlösung am Glatt- und Rippenrohrwärmetauscher bei gleichen Bedingungen bezogen auf die Kernrohroberfläche.

der Rippen die Flächenausnutzung um einen Faktor $\varphi = 5$ gesteigert. Damit ist ersichtlich, dass aufgrund der Wärmeleitung längs der Rippe, die laut dem vorigen Abschnitt mit einem Rippenwirkungsgrad von 62% verbunden ist, die erzielte Vergrößerung der Oberfläche nicht vollständig in einer gleichwertigen Verbesserung der erzielten Leistung umgesetzt werden konnte. Und dies, trotz dem lokal höheren Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden am Rippenaustreiber.

b) Erzielte Kompaktheit

Die Verringerung des Wärmetauschervolumens beim Übergang von Glatt- zu Rippenrohr lässt sich aus dem Verhältnis der in Abbildung 5.25a dargestellten Wärmeübergangskoeffizienten ableiten. Dies wurde schon auf Seite 56 beschrieben und lässt sich so ausdrücken:

$$\begin{aligned} \frac{V|_{berippt}}{V|_{glatt}} &= \frac{L|_{berippt}}{L|_{glatt}} \cdot \left(\frac{t_h|_{berippt}}{t_h|_{glatt}} \cdot \frac{t_v|_{berippt}}{t_v|_{glatt}} \right) \\ &= \frac{\alpha_{Rohr}|_{glatt}}{\alpha_{scheinbar, Rohr}|_{berippt}} \cdot \left(\frac{t_h|_{berippt}}{t_h|_{glatt}} \cdot \frac{t_v|_{berippt}}{t_v|_{glatt}} \right) \end{aligned} \quad (5.5)$$

Das Längenverhältnis $\left(\frac{L|_{berippt}}{L|_{glatt}} \right)$ ist in der Abbildung 5.25b über den gesamten Belastungsbereich aufgetragen. Hier wird zum Vergleich wieder das Längenverhältnis aus der theoretischen Prognose von [Gorenflo, 2002] dargestellt.

Aus der Abbildung 5.25b geht hervor, dass der Einsatz von Rippen eine Verringerung der Rohrlänge des überfluteten Austreibers im Vergleich zum Glattrohrwärmetauscher um bis zu 60%

zulässt. Die größte Volumeneinsparung wird dabei im Bereich kleiner Leistungen ermöglicht, mit einer Verringerung der Rohrlänge von 67 % gegenüber 55 % bei hohen Leistungen. Nach [Gorenflo, 2002] bleibt die Verringerung der Rohrlänge um 3 % bis 8 % hinter dem Ergebnis aus dem Experiment zurück und gibt somit die experimentellen Ergebnisse sehr gut wieder.

Wie im Kapitel 2 diskutiert, sind im Hinblick auf die Entwicklung kompakter Anlagen zur solaren Klimatisierung sowohl die Herabsetzung der treibenden Temperaturdifferenz als auch die Reduzierung des Bauvolumens von großer Bedeutung. Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung sind diesbezüglich sehr zufriedenstellend. Im vorliegenden Experiment blieb das Rohrspiegel zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel unverändert, d.h. beide Wärmetauscher wiesen nicht nur den gleichen Kernrohrdurchmesser, sondern auch die gleichen horizontalen (t_h) und vertikalen Rohrteilungen (t_v) auf. In diesem Fall ist also der Teilungsfaktor in Gleichung (5.5) gleich 1 und die in Abbildung 5.25b dargestellte Reduzierung der Rohrlänge kann direkt als Reduzierung des Volumens interpretiert werden. Für Aussagen auf Basis der vorliegenden Ergebnisse über die vorhersehbare Volumenverringerung in einer anderen Untersuchung müsste die eventuelle Veränderung des Rohrspiegels zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel zusätzlich berücksichtigt werden.

5.3.3 Vergleich mit experimentellen Daten der Literatur

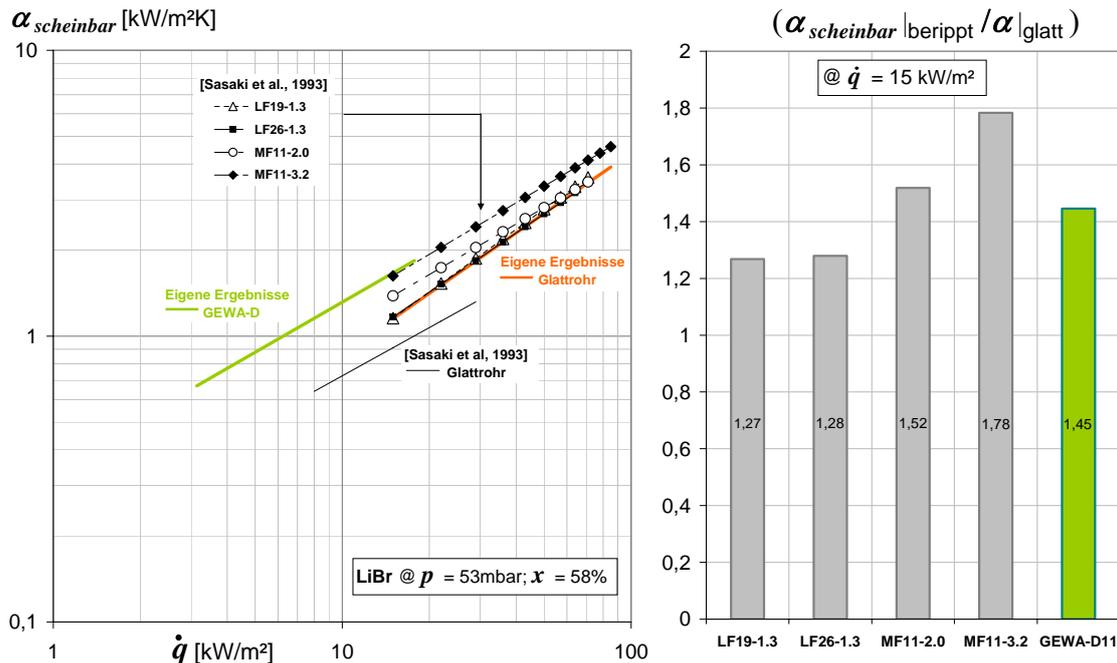
Nach einer umfangreichen Recherche konnte nur in [Sasaki u. a., 1993] eine relevante Untersuchung des Siedens von Lithiumbromidlösung an berippten Rohren gefunden werden. Hier wurden beim überfluteten Austreiber einer Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschine Vergleichsmessungen zwischen einer Glattrohr- und mehreren Rippenrohrausführungen – d.h. zwei niedrig berippten („LF“, engl. Low Fin) und zwei mittel berippten („MF“, engl. Middle Fin) Rohroberflächen – durchgeführt. Alle Messungen von Sasaki erfolgten bei einem Betriebsdruck von 53 mbar und für eine LiBr-Konzentration von 58 %. Im Gegensatz zu dem verwendeten Rippenrohr dieser Arbeit, dessen Kernrohrdurchmesser mit dem Durchmesser des Glattrohrs übereinstimmte, besaßen die Rippenrohre in [Sasaki u. a., 1993] den gleichen Außendurchmesser (Rippenrohrdurchmesser) wie das Glattrohr, welches als Referenz diente. In der folgenden Tabelle 5.7 werden die geometrischen Parameter der von Sasaki untersuchten Rippenrohre („LF19-1.3“, „LF26-1.3“, „MF11-2.0“, „MF11-3.2“) sowie des in dieser Arbeit untersuchten Rippenrohrs („GEWA-D11“) angegeben. Die mittel berippten Rohre „MF11-2.0“ und „MF11-3.2“ in [Sasaki u. a., 1993] sind mit 11 Rippen pro Zoll und Rippenhöhen um ca. 3 mm vergleichbar mit dem im vorliegenden Experiment vermessenen Rippenrohr.

Die Abbildung 5.26 zeigt die Ergebnisse für glatte und berippte Rohre aus [Sasaki u. a., 1993] im Vergleich zu denen dieser Arbeit. Links (Abbildung 5.26a) sind die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Wärmestromdichte dargestellt. Bei den Rippenrohren stellen die aufgetragenen Werte scheinbare Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{scheinbar}$ dar.

5.3 — Vergleich zwischen Glatt- und Rippenrohr

Rippenrohrtyp →	LF19-1.3	LF26-1.3	MF11-2.0	MF11-3.2	GEWA-D11
Rippendurchmesser d_R [mm]	19	19	19	19	19
Kernrohrdurchmesser d_a [mm]	16,2	16,2	14,6	12,9	12
Innendurchmesser d_i [mm]	14,3	14,3	12,1	12,1	10
Rippenteilung abs_R [mm]	1,3	0,95	2,15	2,15	2,3
Rippenhöhe h_R [mm]	1,4	1,4	2,2	3,05	3,5
Flächenvergrößerungsfaktor φ	2,5	3,5	2,3	3	5

Tabelle 5.7: Geometrische Eingaben zu den vier Rippenrohren aus [Sasaki u. a., 1993] sowie zu dem verwendeten Rippenrohr dieser Arbeit.



(a) Wärmeübergangskoeffizienten.

(b) Verbesserung durch Rippen.

Abbildung 5.26: Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippen- und Glattrohr. Eigene Ergebnisse im Vergleich zu Ergebnissen aus [Sasaki u. a., 1993]. Rückschluss auf die Verbesserung der Wärmeübertragung bei gleicher lokaler Wärmestromdichte.

Bei den eigenen Ergebnissen handelt es sich sowohl beim Glatt- als auch beim Rippenrohr um berechnete Werte. Diese wurden unter Verwendung der ermittelten *mittleren Korrelationen* der jeweiligen Messdaten im Hinblick auf die in [Sasaki u. a., 1993] vorliegenden Druck- und Konzentrationswerte (53 mbar und 58 %) umgerechnet. Das rechte Bild (Abbildung 5.26b) zeigt das Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr und am Glattrohr bei gleicher Wärmestromdichte \dot{q} und drückt somit die Verbesserung des flächenbezogenen Leistungsumsatzes durch die Verwendung von Rippen aus. Für diesen Vergleich wurde eine Wärmestromdichte von $\dot{q} = 15$ kW/m² herangezogen, bei der sowohl bei den eigenen Messdaten als auch bei den Messdaten von [Sasaki u. a., 1993] Werte für das Glattrohr und für berippte Rohre vorlagen. Aus der Abbildung 5.26b geht hervor, dass die Verbesserung der Wärmeübertragung, die beim vorliegenden Versuch erzielt wurde, in der gleichen Größenordnung ist wie diejenige, die von

Sasaki für verschiedene Rippenrohre nachgewiesen wurde. Mit dem Rippenrohr Typ GEWA-D wurde eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um einen Faktor 1,45 erreicht, die zwischen den Verbesserungswerten der zwei niedrig (1,27 bzw. 1,28) und der zwei mittel berippten Rohre (1,52 bzw. 1,78) von Sasaki liegt. Die Messungen von Sasaki zeigen erneut, dass der Einsatz von Rippenrohren beim Sieden eine Verbesserung der Wärmeübertragung nicht nur im Wärmetauschervolumen sondern auch schon im Bezug auf den flächenbezogenen Wärmeumsatz ermöglicht. Außerdem folgt aus den Messungen von Sasaki, dass die mittel berippte Oberfläche mit der größten Rippenhöhe von etwa 3 mm zu den besten Ergebnissen führte. Andererseits zeigt sich, dass die Steigerung des Wärmeübergangs gegenüber dem Glattrohr generell mit der Erweiterung des Rippenabstands zunimmt.

5.4 Einfluss des Bündeleffekts

In diesem Abschnitt wird die Auswirkung einer Veränderung der überfluteten Bündelhöhe auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden analysiert. Bei den Siedeeperimenten dieser Arbeit mit Wasser und Lithiumbromidlösung wurden u.a. zwei Konstellationen des Ausreiberwärmetauschers mit unterschiedlicher Anzahl an beheizten Rohrlagen erprobt. Dabei wurden bei einer vollständigen Überflutung des Wärmetauschers jeweils nur die zwei oberen Rohrlagen (Konfiguration [4RR-2Hw]) oder alle vier Rohrlagen des Rohrbündelwärmetauschers (Konfiguration [4RR-4Hw]) mit Heißwasser beheizt. Eine Übersicht über die bei den jeweiligen Konfigurationen durchgeführten Versuchen wurde im Abschnitt 4.2.2 gegeben. Im vorliegenden Abschnitt soll anhand des Vergleichs der in beiden Konfigurationen erzielten Wärmeübergangskoeffizienten auf die auftretende Bündelverstärkung zurückgeschossen werden. Dies erfolgt durch die Betrachtung des so genannten Bündeleffekts.

5.4.1 Definition und Darstellung des Bündeleffekts

• Definition und Auswertung des Bündeleffekts

Streng genommen stellt der Bündeleffekt das Verhältnis des Wärmeübergangskoeffizienten des oberen Rohrs eines Rohrbündels, das durch untere Rohre „aktiviert“ wird, zu dem Wärmeübergangskoeffizienten desselben Rohrs im Bündel ohne „Aktivierung“¹⁵ dar. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde angesichts der untersuchten Konfigurationen der Bündeleffekt als Verhältnis der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der zwei oberen Rohrlagen beim Betrieb mit vier beheizten Rohrlagen ([4RR-4Hw]) zu demjenigen derselben zwei oberen Rohrlagen beim Betrieb mit zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw]), d.h. ohne Aktivierung der zwei unteren Rohrlagen, interpretiert.

¹⁵ „Ohne Aktivierung“ bedeutet, dass die unteren Rohre des Rohrbündels nicht beheizt werden. Damit ist also nicht „ohne Rohrbündel“, was ein isoliertes Einzelrohr darstellen würde, gemeint.

Um die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der zwei oberen Rohrlagen der vier beheizten Rohrlagen erfassen zu können, wurden die Wärmeübergangskoeffizienten, die beim Experiment mit zwei beheizten Rohrlagen gemessen wurden, in die Auswertung des Betriebs mit vier beheizten Rohrlagen miteinbezogen. Das Auswerteverfahren für diese separate Erfassung der zwei Bündelhälften beim Betrieb mit vier aktiven Rohrlagen, welches mit **2.a/** bezeichnet wurde, wurde bereits im Abschnitt 4.3.3 erklärt (siehe S. 89). Für die durchgeführten Untersuchungen mit zwei und vier beheizten Rohrlagen ergibt sich somit der folgende Ausdruck für den Bündeleffekt:

$$\text{Bündeleffekt} = \frac{\alpha|_{\text{oben}}}{\alpha|_{\text{unten}}} = \frac{\overline{C_{\text{oben}}}}{C_{\text{unten}}} \cdot \dot{q}^{n_{\text{oben}} - n_{\text{unten}}} \cdot p^{*m_{\text{oben}} - m_{\text{unten}}} \quad (5.6)$$

• Durchgeführte Extrapolation der Messdaten in der Konfiguration [4RR-2Hw]

Im Vergleich zum Betrieb mit zwei beheizten Rohrlagen ([4RR-2Hw]) traten in manchen Fällen an den zwei unteren Rohrlagen der Konfiguration [4RR-4Hw] niedrigere lokale Wärmestromdichten auf. Aufgrunddessen war zur Abschätzung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten dieser Rohrlagen eine Extrapolation der beim Experiment mit zwei beheizten Rohrlagen gewonnenen Ergebnisse erforderlich. Da im Bereich niedriger Wärmestromdichte anhand der vorliegenden Messdaten nicht immer klar ersichtlich war, welches Regime des Siedens vorlag, wurde die Extrapolation zu deutlich kleineren Wärmestromdichten hin folgenderweise durchgeführt (siehe dazu die im Abschnitt 5.1.2 vorgestellte Unterteilung der Messdaten in Siederegime):

- Beim Sieden von Wasser am Glattrohrbündel sowie beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel bestand nach den Abbildungen 5.6 bzw. 5.10 kein Hinweis auf konvektives Sieden. Demnach wurde zunächst davon ausgegangen, dass trotz der geringen verfügbaren Wandübertemperaturen immer noch Blasensieden im unteren Bündelbereich auftrat. Als Alternative dazu wurde angenommen, dass die Wärme hauptsächlich durch konvektives Sieden übertragen wurde. Je nach Variante wurden entsprechende Wärmeübertragungskorrelationen in der FEM-Rechnung vorgegeben, so dass sich unterschiedliche Aussagen für die Wärmeübertragung an den oberen Rohrlagen ergaben.

- Beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel konnten die Messdaten, die im Bereich der geringen Wärmestromdichten vorlagen, eindeutig dem Regime des konvektiven Siedens zugeordnet werden (siehe Abbildung 5.8). Infolgedessen wurde zur Extrapolation des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten für die unteren Rohrlagen nur eine für die einphasige Konvektion charakteristische Korrelation angewandt.

• Darstellung der Ergebnisse

Die Ergebnisse der verschiedenen Auswertungen für die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an den oberen Rohrlagen beim Sieden von Wasser und LiBr-Lösung am Glattrohrbündel sowie von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel werden jeweils in den Abbildungen 5.28a, 5.30a und 5.32 dargestellt. Jeweils im linken Bild wird das Ergebnis vorgestellt, das unter der Annahme einer konvektiven Wärmeübertragung im unteren Bündelbereich erzielt wurde, während die

zwei rechten Bilder die Ergebnisse beim Blasensieden im gesamten Rohrbündel darstellen¹⁶. Wie schematisch in Abb. 5.27 nochmal verdeutlicht, sind in den Abbildungen 5.28a, 5.30a und 5.32 zum einen die Wärmeübergangskoeffizienten aufgetragen, die beim Experiment mit zwei beheizten Rohrlagen vermessen wurden ([4RR-2Hw]). Zum anderen werden die aus diesen Messungen interpolierten bzw. extrapolierten Wärmeübergangskoeffizienten für die unteren Rohrlagen ([4RR-4Hw], Untere Rohrlagen) sowie die sich daraus ergebenden Wärmeübergangskoeffizienten für die oberen Rohrlagen ([4RR-4Hw], Obere Rohrlagen) des Experiments mit vier beheizten Rohrlagen gezeigt. Die dargestellten Werte sind entweder die *minimalen* oder die *maximalen lokalen Wärmeübergangskoeffizienten* ($\alpha_k|_{\text{MIN}}$ und $\alpha_k|_{\text{MAX}}$), die im Abschnitt 4.3.4 definiert wurden (siehe Tabelle 4.3 auf Seite 94). Um den maximalen Variationsbereich dieser Werte aufgrund unterschiedlicher Drücke und ggf. Konzentrationen zu zeigen, werden noch die in der Tabelle 4.4 definierten Grenzfälle $\overline{\alpha}_{\text{MIN}}$ und $\overline{\alpha}_{\text{MAX}}$ der jeweiligen Messreihen als Linien eingezeichnet.

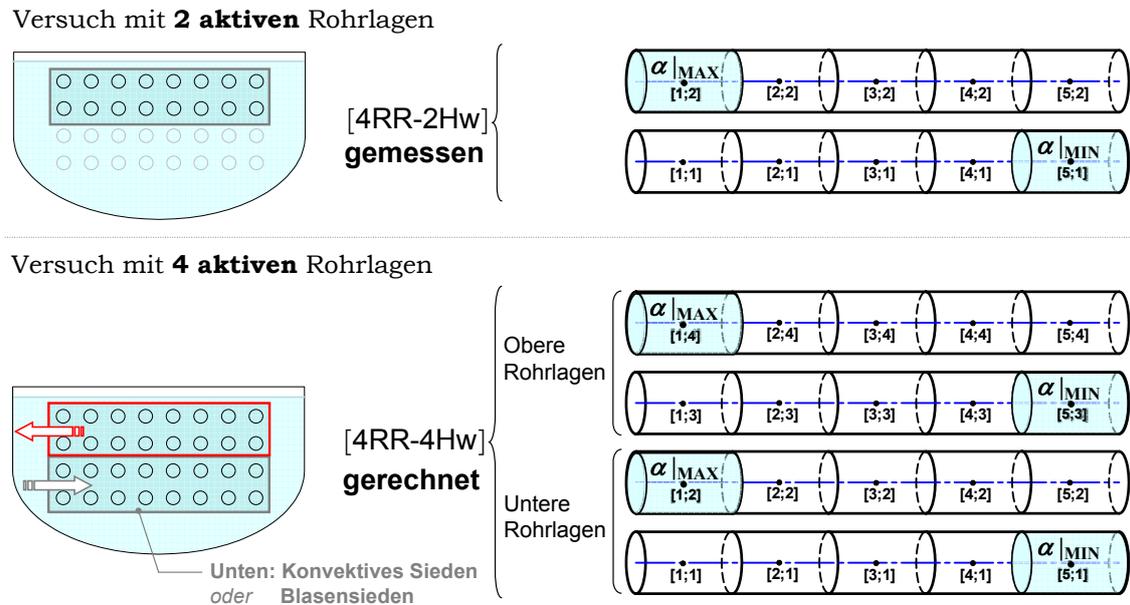


Abbildung 5.27: Dargestellte Werte bei der Betrachtung des Bündeleffekts.

Wie oben beschrieben, wurde versucht mit Hilfe der verwendeten Korrelationen den kombinierten Effekt unterschiedlicher Wärmeübertragungsmechanismen auf den Wärmeübergang darzustellen. Im einzelnen sind dabei Beiträge des Blasensiedens, der einphasigen freien Konvektion und der erzwungenen Konvektion bei Zweiphasenströmung enthalten, die nicht separat erfasst werden können. Trotzdem wird bei der folgenden Diskussion versucht, die beobachteten Tendenzen den einzelnen Prozessen zuzuordnen.

¹⁶ Für letzteren Fall wurden den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha|_{\text{unten}}$ des unteren und $\alpha|_{\text{oben}}$ des oberen Bündelbereichs verschiedene Korrelationen zur Charakterisierung der Wärmeübertragung zugewiesen. Dies erklärt den sichtbaren Unterschied zwischen den zwei rechten Bildern.

5.4.2 Sieden von Wasser

Für Wasser erwies sich die FEM-Modellierung mit separater Behandlung der zwei Bündelhälften als begrenzt aussagekräftig. Bei dieser Auswertemethode traten traten hohe bis sehr hohe Unsicherheiten bei der Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten im oberen Bündelbereich auf. Demzufolge sind die ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen, insbesondere bei hohen Wärmestromdichten und niedrigen Drücken, nicht sehr signifikant. Eine Diskussion der Ursachen für die auftretende Ungenauigkeit des Auswerteverfahrens bei den Messungen mit Wasser sowie eine Darstellung der daraus folgenden Fehler auf die Wärmeübergangskoeffizienten findet sich am Ende der Fehlerbetrachtung im Abschnitt **D**. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Auswertung trotzdem gezeigt (Abbildung 5.28). Aus den erwähnten Gründen sollen daraus eher Tendenzen als absolute Werte abgelesen werden. Ebenso soll der daraus berechnete Bündeleffekt nur eine qualitative Einschätzung der auftretenden Verstärkung der Wärmeübertragung im Bündel geben.

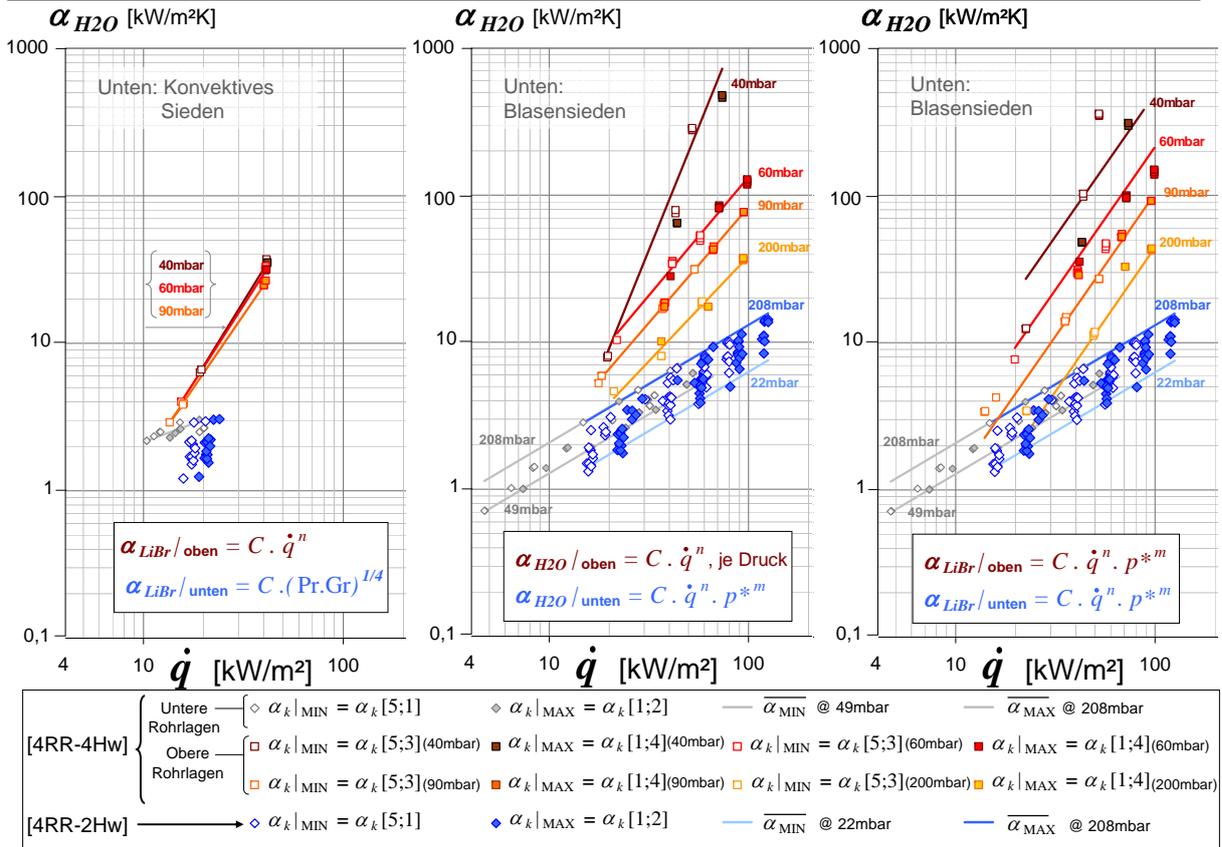
Lokaler Wärmeübergang der zwei Bündelhälften

Die Abbildung 5.28a zeigt die beim Sieden von Wasser am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw] erzielten Wärmeübergangskoeffizienten unter verschiedenen Annahmen bezüglich der Wärmeübertragung im Bereich der geringen Wärmestromdichten, in dem keine Messdaten in der Konfiguration [4RR-2Hw] vorlagen. Die Abbildung 5.28b fasst das linke und das rechte Bild der Abbildung 5.28a zusammen. Dabei werden nur noch die Werte gezeigt, die für geringe Wärmestromdichten unter der Annahme des konvektiven Siedens und für mäßige und hohe Wärmestromdichten unter der Annahme des Blasensiedens im unteren Bündelbereich erhalten wurden. Für den oberen Bündelbereich ergibt sich dementsprechend der Übergang zwischen den gestrichelten und den durchgezogenen Linien.

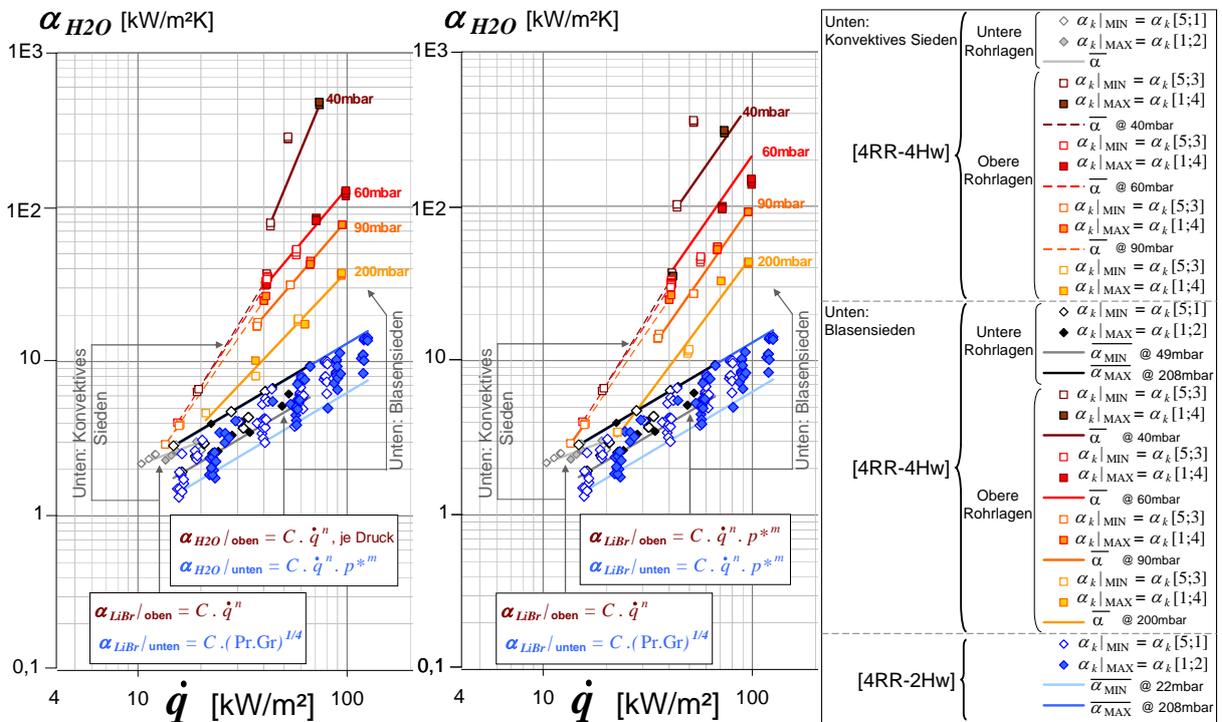
Aus der Abbildung 5.28b ist die vorteilhafte Wirkung des Bündels auf die Wärmeübertragung deutlich zu erkennen. Im Bereich der geringen Wärmestromdichten, in dem die Auswertemethode zuverlässig ist, ergeben sich höhere Wärmeübergangskoeffizienten an den oberen Rohrlagen als an den unteren Rohrlagen. Für den Bereich der mäßigen bis hohen Wärmestromdichten ($\dot{q} = 50 \dots 100 \text{ kW/m}^2$) erhält man eine sehr ausgeprägte Bündelverstärkung, die allerdings wegen der Ungenauigkeit der Auswertung in diesem Bereich mit Vorsicht zu behandeln ist.

Bündeleffekt

Aus dem linken Bild der Abbildung 5.28b wurde exemplarisch der Bündeleffekt gemäß Gleichung (5.6) bestimmt. Dabei wurde anhand des zur Beschreibung von α_{unten} und α_{oben} verwendeten „Korrelationspaares“ die Variation des Bündeleffekts in Abhängigkeit von der im Experiment durchgeführten Variation der Betriebsdrücke gezeigt. Für jede untersuchte Drucklage wurden zur Berechnung des Bündeleffekts die Wärmeübergangswerte α_{unten} und α_{oben} bei gleicher Wärmestromdichte verglichen. Das Ergebnis zeigt die Abbildung 5.29.



(a) Unterscheidung zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden in der unteren Bündelhälfte.



(b) Berücksichtigung des Übergangs zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden in der unteren Bündelhälfte.

Abbildung 5.28: Behältersieden von Wasser am Glattröhrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw]. Separate Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten der unteren und den oberen Rohrlagen gemäß der Ergebnisse des Experiments für die oberen Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw].

5.4 — Einfluss des Bündeleffekts

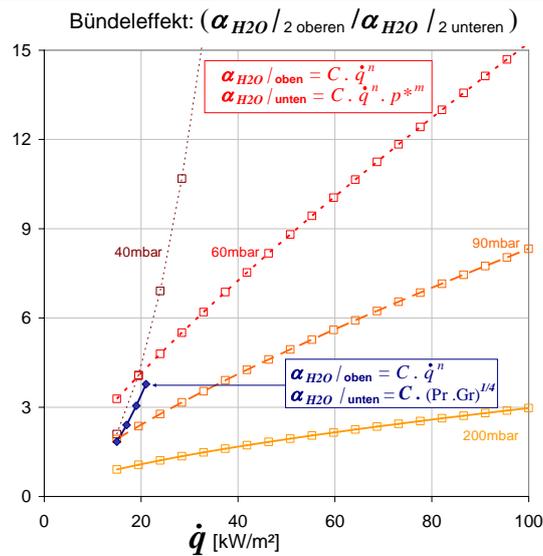


Abbildung 5.29: Bündeleffekt beim Behältersieden von Wasser am Glattrohrbündel.

Aus der Abbildung 5.29 kann trotz der Unsicherheiten des Auswerteprozesses erkannt werden, dass schon im Bereich der kleinsten untersuchten Wärmestromdichten die oberen Rohrlagen von den unteren zu profitieren scheinen. Vermutlich sind die auftretenden Übertemperaturen ausreichend, um im ganzen Bündel die Bildung von Dampfblasen zu erzwingen. Dies führt im oberen Bündelbereich zu einer Verbesserung des lokalen Wärmeübergangs um einen Faktor 2. Somit ist die Annahme, dass im unteren Bereich des Bündels selbst bei diesen niedrigen Wärmestromdichten immer noch Blasensieden bzw. schwaches Sieden auftritt, gerechtfertigt. Der Einfluss der unteren Rohrlagen auf die oberen Rohrlagen verstärkt sich mit steigender Wärmestromdichte. Bei hohen Wärmestromdichten tritt eine Verbesserung um mindestens einen Faktor 5 auf. Wie vorhin erwähnt, stellt dies nur eine grobe Einschätzung dar. Es zeigt sich zudem ein stärker ausgeprägter Bündeleffekt bei niedrigen Siededrücken.

• Einfluss der Betriebsbedingungen auf den Bündeleffekt

► **Leistungsabhängigkeit:** Im Abschnitt A.4 werden anhand der verfügbaren Literatur über das Behältersieden am Rohrbündel, die maßgebliche Einflüsse von Betriebsparametern auf den Wärmeübergang beschrieben. Dort kann entnommen werden, dass der Bündeleffekt mit steigender Wärmestromdichte immer mehr nachlässt. In der Regel ist die Verstärkung der Wärmeübertragung durch das Bündel nur im Belastungsbereich bis ca. 20 kW/m^2 signifikant (siehe Abschnitt A.4.2). Diese Erkenntnisse beziehen sich aber meistens auf Untersuchungen unter Atmosphärendruck. Bei dem vorliegenden Experiment wird dagegen mit zunehmender Wärmestromdichte, also mit der Zunahme der Blasenbildung im unteren Bündelbereich, eine kontinuierliche Verbesserung des Wärmeübergangs bei den oberen Rohrlagen gegenüber den unteren Rohrlagen beobachtet. Dieser Unterschied ist auf die unterschiedlichen Druckbedingungen zurückzuführen. Das Blasensieden ist unter subatmosphärischen Drücken grundsätzlich viel schwächer als beim Atmosphärendruck. Es ist somit zu erwarten, dass Blasensieden keinen so

dominierenden Beitrag zur gesamten Wärmeübertragung aufweist. Die Zusatzströmung durch den aufsteigenden Blasenschwarm führt somit in jedem Fall zu einer Verstärkung, selbst wenn der Wärmeübergang beim Blasensieden mit steigender Wärmestromdichte ebenfalls zunimmt.

► **Druckabhängigkeit:** Wie schon erwähnt, weist der Bündeleffekt bei geringeren Drücken höhere Werte als bei hohen Drücken auf. Beim Experiment mit nur zwei beheizten Rohrlagen war aber die Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmendem Druck deutlich zu erkennen (siehe Abschnitt 5.1.1 a)). Die hier beobachtete Tendenz könnte damit zusammenhängen, dass bei kleineren Drücken größere Dampfblasen erzeugt werden. Wenn die verfügbare Übertemperatur ausreichend ist und Blasensieden im unteren Bereich des Bündels auftritt, sorgen bei den geringeren Drücken die im unteren Teil des Bündels abgerissenen Dampfblasen für einen effektiveren konvektiven Effekt, der gegenüber dem schwächeren Blasensieden noch mehr zur Verbesserung der Wärmeübertragung im oberen Bündelbereich beiträgt. Für die oberen Rohrlagen ergeben sich somit im Gegensatz zu den unteren Rohrlagen bessere Wärmeübergangskoeffizienten bei kleinen Drücken.

• **Auswirkung des subatmosphärischen Siededrucks auf den Bündeleffekt**

Für die relativ kleine Höhe des untersuchten Bündels scheint die auftretende Verstärkung der Wärmeübertragung im oberen Teil des Bündels viel markanter zu sein als beim typischen Anwendungsfall des Behältersiedens unter Atmosphärendruck organischer Kältemittel in hohen Verdampfern. Dies liegt hauptsächlich an dem unterschiedlichen Systemdruck, aber auch an den unterschiedlichen Eigenschaften der siedenden Flüssigkeit. Beim hier untersuchten subatmosphärischen Druckbereich sind völlig andere Strömungsverhältnisse innerhalb des Pools als beim Sieden unter Atmosphärendruck zu erwarten. Im Abschnitt A.2.3 wird anhand grundlegender Betrachtungen der Einfluss des Siededrucks auf den Blasensiedeprozess beschrieben. Daraus kann geschlossen werden, dass der Bereich der sehr niedrigen Siededrücke durch eine niedrige Blasenbelegungsichte (d.h. eine geringe Anzahl an aktiven Keimstellen) und eine niedrige Blasenfrequenz, aber auch durch große Dampfblasenabreißdurchmesser charakterisiert wird. Auf den Einfluss der Eigenschaften der verwendeten Flüssigkeit beim Sieden wird im Abschnitt A.2.4 eingegangen. Dort werden die Auswirkungen der Natur der Flüssigkeit auf die Blasenbildung in Zusammenhang mit den Eigenschaften der Wandfläche beschrieben. Daraus wird ersichtlich, dass Wasser aufgrund seiner höheren Oberflächenspannung die Wandoberfläche schlechter benetzt als die in der Kältetechnik häufig verwendeten Kältemittel. Dies bedeutet gleichzeitig hohe kritische Blasenradien zur Bildung von Dampfblasen. Durch die schlechtere Benetzbarkeit ebenso wie durch den vergleichsweise geringeren Siededruck sind somit im vorliegenden Fall größere Dampfblasen als bei der üblichen Anwendung des Siedens am Rohrbündel zu erwarten. Trotz des wegen einer niedrigen Blasenfrequenz geringen Dampfmassenanteils der Zwei-Phasen-Strömung im Flüssigkeitsvolumen, ist dann die Volumenverdrängung der Dampfblasen so groß, dass diese einen starken Flüssigkeitsaustausch im Pool verursachen. Es ist also davon auszugehen, dass bei den hier betrachteten niedrigen Drücken die im Vergleich zum

Sieden unter Atmosphärendruck besseren mikroskopischen Wärmetransportprozesse während des Aufstiegs der Dampfblasen für eine effizientere Förderung der Wärmeübertragung an den oberen Rohrlagen sorgen. Außerdem weisen die oberen Rohrlagen schon einen besseren Wärmeübergang auf, da durch den dort geringeren herrschenden hydrostatischen Druck zum einen das Blasensieden durch höhere bestehende treibende Temperaturdifferenzen begünstigt wird, zum anderen beim Blasensieden größere Dampfblasen gebildet werden, die dort verstärkt für konvektive Effekte sorgen. Dies alles könnte die verhältnismäßig ausgeprägte Bündelverstärkung von Wasser im Niederdruckbereich erklären.

5.4.3 Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel

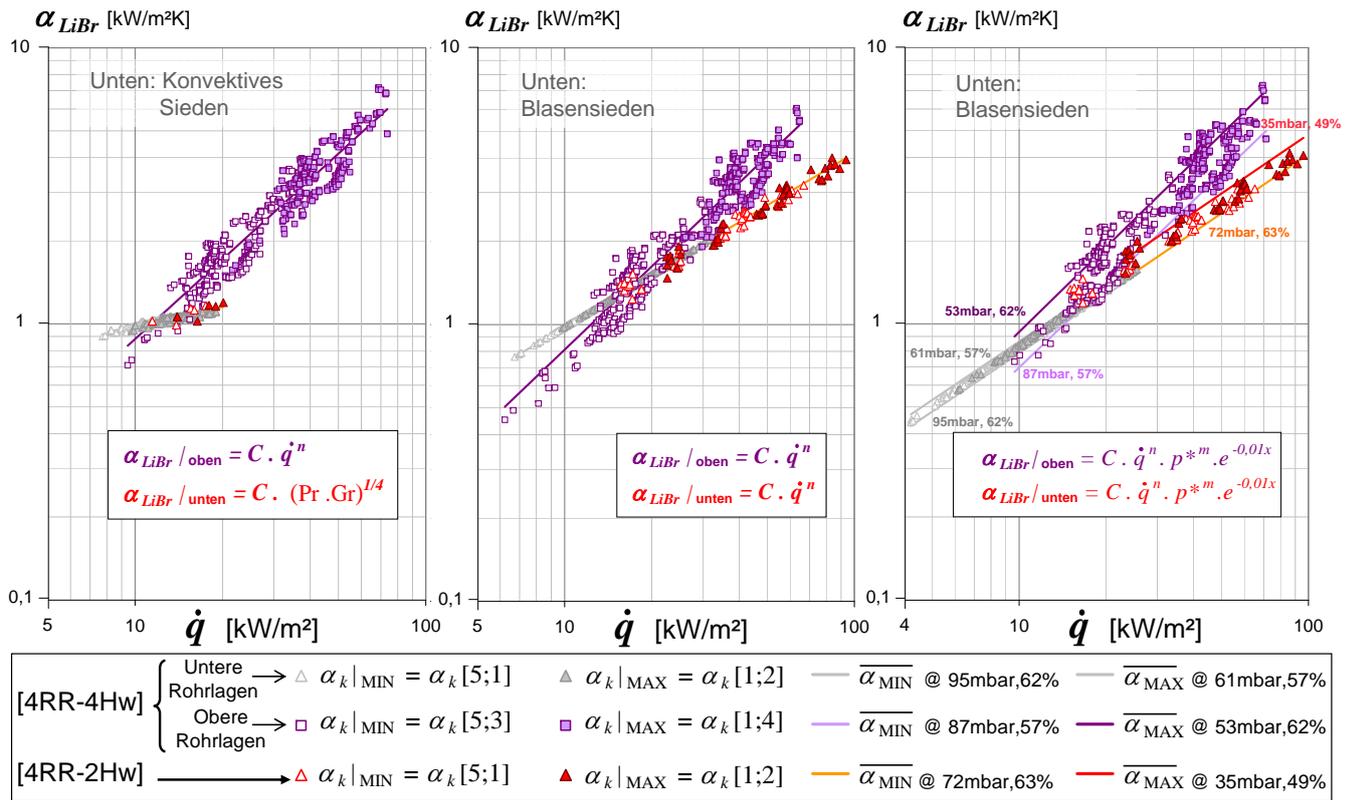
Lokaler Wärmeübergang der zwei Bündelhälften

Die Abbildung 5.30a stellt für das Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohr die Wärmeübergangswerte der oberen Rohrlagen im Vergleich zu denjenigen der unteren Rohrlagen dar. Die Ergebnisse im linken Bild wurden unter der Annahme einer konvektiven Wärmeübertragung im unteren Bündelbereich erzielt, während die zwei rechten Bilder die Ergebnisse beim Blasensieden an den unteren Rohrlagen zeigen. Die beiden Varianten werden in der Abbildung 5.30b zusammengefasst. Hier wurde auf der Basis der an zwei Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw] gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten der Übergang zwischen konvektivem und ausgebildetem Blasensieden im unteren Bündelbereich berücksichtigt.

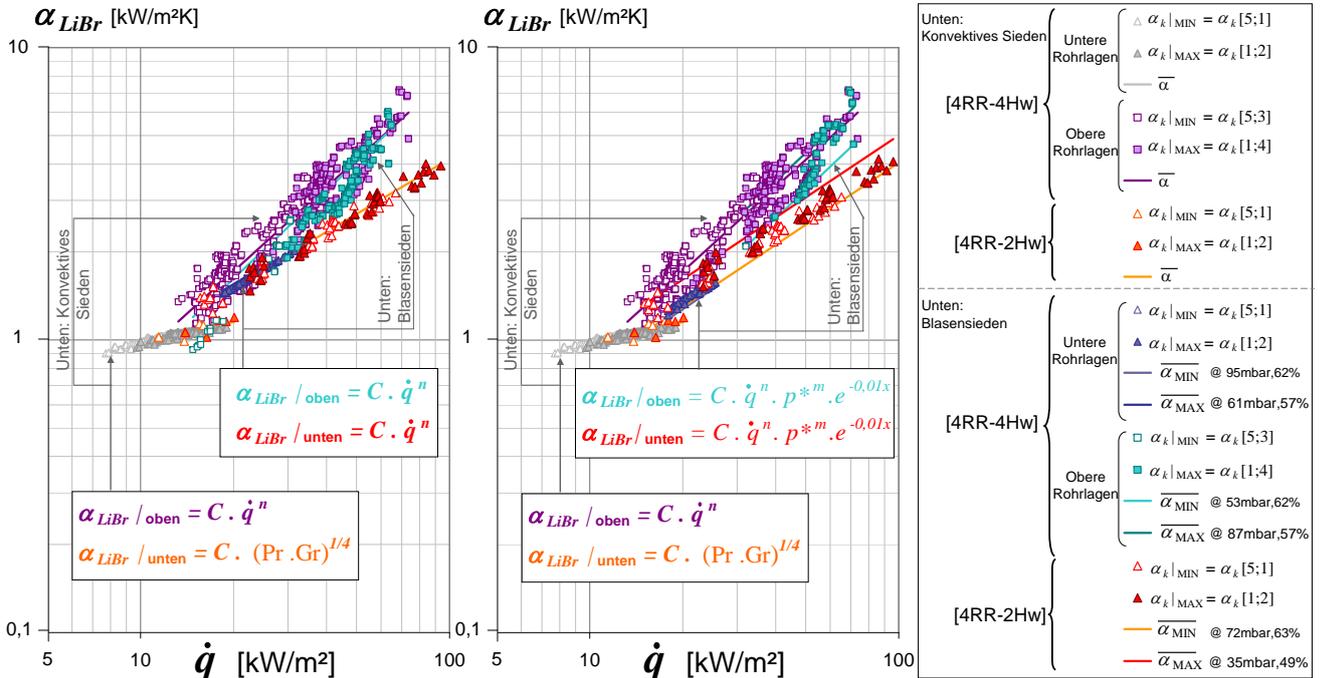
An der Abbildung 5.30b kann abgelesen werden, dass sich für die Lithiumbromidlösung im Gegensatz zu Wasser keine so starke Wirkung des Bündels auf die Wärmeübertragung ergibt. Dennoch ist aber generell ein positiver Einfluss der unteren Rohrlagen auf die oberen Rohrlagen zu sehen. An dieser Stelle ist nochmal darauf hinzuweisen, dass bei der Auswertung der Messungen von Lithiumbromidlösung zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen keine so hohen Unsicherheiten wie beim Wasser auftraten. Die entsprechenden Fehler können dem Abschnitt D entnommen werden. Somit lässt das verwendete Auswerteverfahren verlässlichere Schlussfolgerungen über die Wirkung der unteren Rohrlagen auf die oberen Rohrlagen zu.

Bündeleffekt

Aus der Abbildung 5.30b kann der Bündeleffekt, d.h. das Verhältnis der Wärmeübergangswerten, die bei einer bestimmten Wärmestromdichte mittels den jeweils an den unteren und an den oberen Rohrlagen erzielten Korrelationen berechnet wurden, abgeleitet werden. Die maximale Variation dieses aufgrund der durchgeführten Variation der Betriebsdrücke im Experiment zeigt die Abbildung 5.31. Die Verbesserung der Wärmeübertragung durch das Bündel wird im gesamten untersuchten Leistungsbereich in einem Bündeleffekt von etwa 1 bis 2 widerspiegelt.



(a) Unterscheidung zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden in der unteren Bündelhälfte.



(b) Berücksichtigung des Übergangs zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden in der unteren Bündelhälfte.

Abbildung 5.30: Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Glattröhrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw]. Separate Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten der unteren und den oberen Rohrlagen gemäß der Ergebnisse des Experiments für die oberen Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw].

5.4 — Einfluss des Bündeleffekts

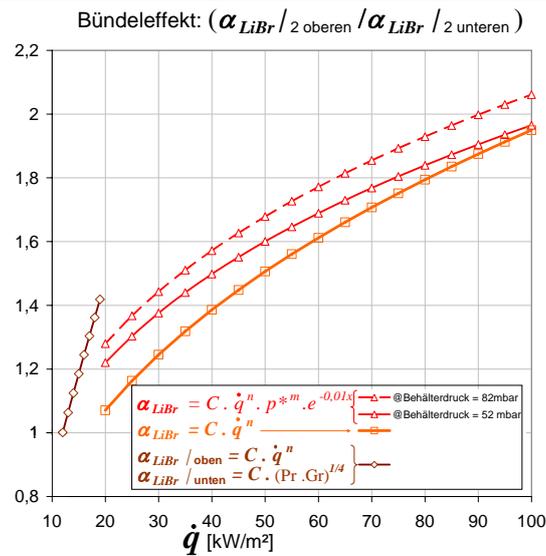


Abbildung 5.31: Bündeleffekt beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel. Die unterschiedlichen Kurvenverläufe sind auf die unterschiedlichen Korrelationen für die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zurückzuführen.

• Einfluss der Betriebsbedingungen auf den Bündeleffekt

► **Leistungsabhängigkeit:** Es zeigt sich wie beim Wasser ein stärkerer Bündeleffekt bei hohen Wärmestromdichten. Der Kurvenverlauf des Bündeleffekts mit der Wärmestromdichte in Abb. 5.31 zeigt deutlich, dass bei geringen Wärmestromdichten der Wärmeübergang beim konvektiven Sieden in der unteren Bündelhälfte im Gegensatz zum Blasensieden in der oberen Bündelhälfte beinahe unabhängig von der Wärmestromdichte ist. Dies führt zum starken Anstieg des Bündeleffekts bis zu der Wärmestromdichte, bei der auch im unteren Bereich des Bündels Blasenbildung stattfindet. Da mit steigender Wärmestromdichte der Beitrag der durch den Blasenschwarm erzeugten Zusatzkonvektion zur gesamten Wärmeübertragung aufgrund des immer stärkeren Blasensiedens weniger zum Tragen kommt, ergibt sich der in Abbildung 5.31 dargestellte asymptotische Kurvenverlauf.

► **Druckabhängigkeit:** Im Gegensatz zum Wasser nimmt beim Sieden von Lithiumbromidlösung der Bündeleffekt mit zunehmendem Druck zu. Im Abschnitt 5.2.2 c) wurde gezeigt, dass sich der Wärmeübergang beim Blasensieden von Lithiumbromidlösung in der Konfiguration [4RR-2Hw] mit abnehmendem Druck verbessert. Dadurch ist gerade bei niedrigen Siededrücker eine schwächer ausgeprägte Verstärkung der Gesamtwärmeübertragung durch den konvektiven Beitrag der von unten aufsteigenden Dampfblasen zu erwarten.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Variation der Drücke beim Experiment mit Lithiumbromidlösung durch den Betrieb der Versuchsanlage als Kälteanlage relativ begrenzt blieb. Innerhalb des engen untersuchten Druckbereichs ist keine signifikante Veränderung charakteristischer Parameter wie Blasengröße oder Blasenfrequenz und somit keine markante Auswirkung einer Veränderung des Drucks auf die Strömungsverhältnisse im Bündel zu erwarten. Dies erklärt, dass der Bündeleffekt nur eine schwache Druckabhängigkeit aufweist.

• **Einfluss gemischspezifischer Effekte auf den Bündeleffekt**

Die im Vergleich zu Wasser geringere Bündelverstärkung beim Sieden von Lithiumbromidlösung findet je nach Bereich der Wärmestromdichte unterschiedliche Ursachen, die sich anhand der für den Siedeprozess maßgebenden Stoffeigenschaften erklären lassen.

► **Prozess der Blasenbildung:** Im Bereich der geringen Wärmestromdichten sind die unterschiedlichen Siederegimen im unteren Bündelbereich für diesen Unterschied verantwortlich. Hier überwiegt bei Lithiumbromidlösung die hydrostatisch bedingte Verschlechterung der Wärmeübertragung von den oberen bis zu den unteren Rohrlagen in der gesamten Bewertung des Bündeleffekts. Dies ist auf die höhere Dichte von Lithiumbromid gegenüber Wasser ($\rho_{LiBr} |p \approx 1,5 \cdot \rho_{Wasser} |p$) zurückzuführen. Dadurch entsteht im Pool eine größere Verschiebung der Sättigungstemperatur, so dass für die Wärmeübertragung nur entsprechend kleinere Temperaturdifferenzen zur Verfügung stehen. Zudem erfordert die Lithiumbromidlösung, unter anderem wegen der höheren Oberflächenspannung ($\sigma_{LiBr} |p \approx 1,2 \cdot \sigma_{Wasser} |p$), grundsätzlich eine höhere Wandüberhitzung für das Auftreten von Blasensieden. Dies steht der Ausbildung von Blasensieden in den unteren Rohrlagen entgegen.

Aus der Abbildung 5.30 ist erkennbar, dass bei den kleinsten untersuchten Wärmestromdichten weder bei den unteren noch bei den oberen Rohrlagen Blasensieden auftritt, so dass kein Unterschied der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen beiden Bündelhälften festzustellen ist. Mit steigender Wärmestromdichte entstehen die ersten Dampfblasen an den oberen Rohren, da bei den unteren Rohrlagen aufgrund des höheren herrschenden hydrostatischen Drucks immer noch einphasiges Konvektionssieden ohne Bildung von Dampfblasen bzw. nur schwaches Blasensieden stattfindet. Hier steigen nur wenig Dampfblasen von unten nach oben auf und es entsteht keine richtige Flüssigkeitsdurchmischung in der Nähe der oberen Rohrlagen. Dementsprechend ist davon auszugehen, dass die Verbesserung der lokalen Wärmeübertragung zwischen den unteren und den oberen Rohrlagen, welche bei geringen Wärmestromdichten bis zu ca. 20 kW/m^2 ersichtlich ist, auf den beim Blasensieden höheren Wärmeübergang im Vergleich zum konvektiven Sieden zurückzuführen ist. Dies wird als „Bündeleffekt“ erfasst, wobei dies nicht dem Verständnis des Bündeleffekts beim Verdampfen in hohen Rohrbündeln entspricht (siehe die herkömmliche Definition des Bündeleffekts im Abschnitt 5.4.1).

► **Prozess der Blasendynamik:** Mit der weiteren Steigerung der Wärmestromdichte ist die bestehende Übertemperatur ausreichend, um bis zu den unteren Rohrlagen des Bündels Blasensieden zu erzeugen. Dadurch entstehen sowohl im unteren Teil als auch im oberen Teil des Pools Dampfblasen und es gleiten immer mehr Dampfblasen von unten nach oben. Die in der Abbildung 5.31 dargestellte Verbesserung der lokalen Wärmeübertragung zwischen den unteren und den oberen Rohrlagen bei den höheren Wärmestromdichten kommt tatsächlich von dem durch den Blasenschwarm entstehenden Zusatzstrom im oberen Teil des Bündels und entspricht demzufolge der gängigen Interpretation des Bündeleffekts.

In diesem Leistungsbereich könnte die Ursache für den beobachteten Unterschied zwischen Wasser und Lithiumbromidlösung, nämlich den schwächeren Bündeleffekt bei der Lösung, durch die unterschiedlichen Strömungsverhältnisse innerhalb des Bündels begründet sein. Dabei spielen hauptsächlich zwei konkurrierende Effekte eine Rolle: zum einen der Blasenanstieg und zum anderen die innere Reibung in der Flüssigkeit. Im Abschnitt A.3.3 wird auf die Unterschiede in den Teilprozessen der Blasenbildung und -dynamik zwischen reinen Flüssigkeiten und Gemischen eingegangen. Beim Sieden von Gemischen sind grundsätzlich kleinere Blasenabreißdurchmesser mit kürzeren Zeitabständen zwischen dem Wachstumsbeginn und dem Abreißen (d.h. eine höhere Blasenfrequenz) zu erwarten, die vor allem auf die durch die höhere Flüssigkeitsdichte der Lösung bedingte höhere Auftriebskraft zurückzuführen sind. Durch die kleineren Dampfblasen wird die überhitzte Flüssigkeitsschicht der Lithiumbromidlösung beim Ablösen der Dampfblasen nur über einen begrenzten Bereich zerrissen. Daraus folgt eine schwächere Nachströmung kälterer Flüssigkeit beim Blasenanstieg. Durch die geringere Anzahl an aktiven Keimstellen, die beim Gemischsieden im Vergleich zum Reinstoffsieden unter gleichem Druck vorhanden sind, kommen diese Effekte noch mehr zum Tragen. Außerdem weist die Lithiumbromidlösung eine höhere Viskosität als Wasser auf ($\mu_{LiBr} |p \approx 2,6 \cdot \mu_{Wasser} |p$), die zu einem höheren inneren Reibungsverlust führt. Einerseits wird dadurch der Aufstieg der Dampfblasen verhindert, andererseits entsteht keine große Verwirbelung in der überhitzten Grenzschicht im Nachlauf der abgerissenen Dampfblasen. Betrachtet man also die Parameter, die den Flüssigkeitsaustausch während der Prozesse der Blasenbildung und -dynamik stark beeinflussen, so wird offensichtlich, dass der gesuchte Konvektionseffekt durch den von unten entstehenden Blasenschwarm bei Lithiumbromidlösung weniger stark ausgebildet ist als bei Wasser. Dies bestätigt für den Bereich der mäßigen bis hohen Wärmestromdichten die geringere auftretende Verstärkung des Wärmeübergangs in der oberen Bündelhälfte.

5.4.4 Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel

Lokaler Wärmeübergang der zwei Bündelhälften

Beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel wurden zur Ermittlung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Konfiguration [4RR-4Hw] zwei verschiedene Auswertungen durchgeführt, da beim Sieden in der Konfiguration [4RR-2Hw] wenig Messdaten bei den niedrigsten Wärmestromdichten aufgenommen wurden. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 5.32 dargestellt. Hier wurde beim geringen Belastungsbereich, ähnlich wie beim Sieden von Wasser, entweder konvektives Sieden (linkes Bild) oder Blasensieden (zwei rechte Bilder) für die Wärmeübertragung in der unteren Bündelhälfte angenommen.

Das linke Bild der Abbildung 5.32 gibt jedoch einen Hinweis darauf, dass bei den sehr geringen Wärmestromdichten schon Blasensieden auftritt. Zur Verdeutlichung sind für drei geringe Wärmestromdichten die sich entsprechenden *minimalen* und *maximalen* Wärmeübergangswerte der unteren und der oberen Bündelhälfte mit jeweils gleichen Zahlen gekennzeichnet.

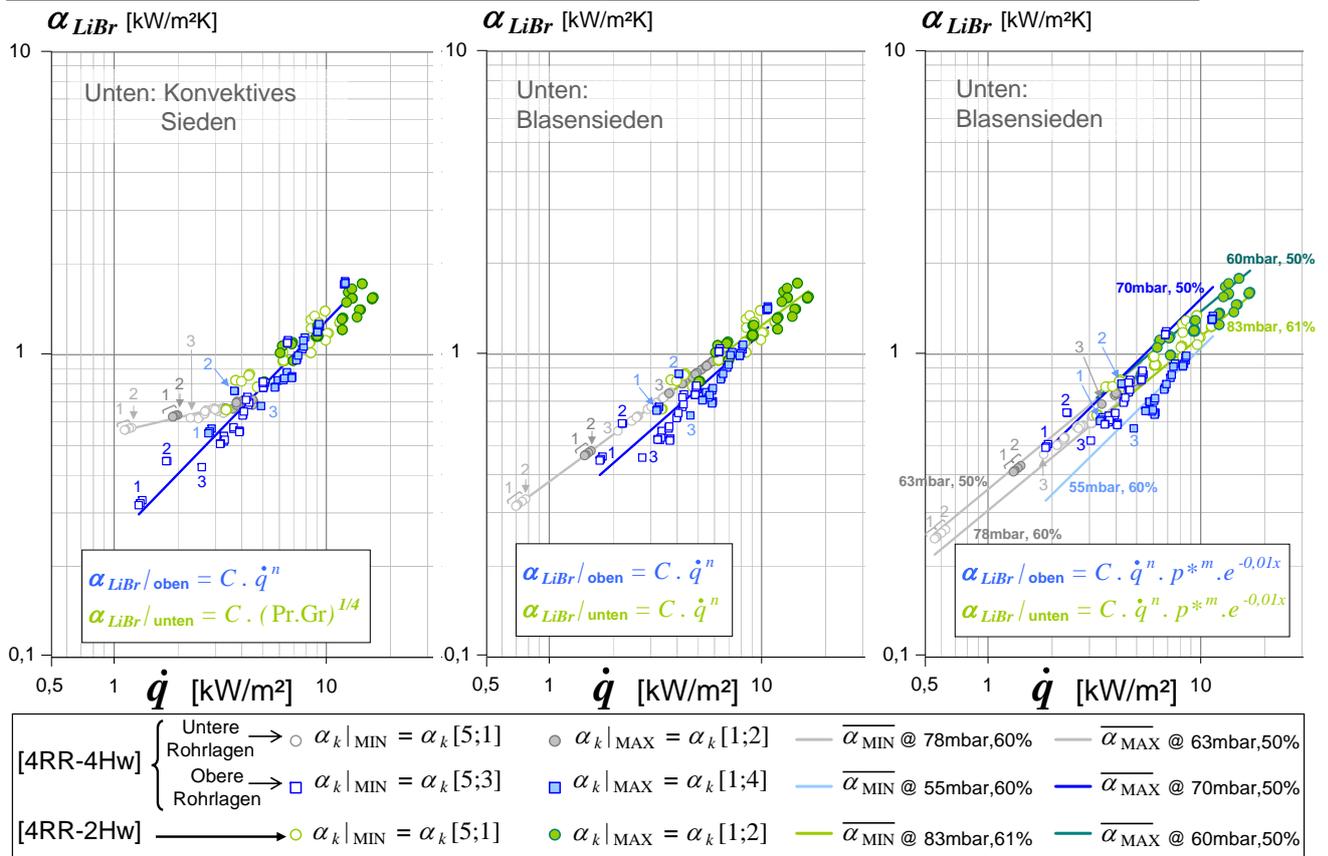


Abbildung 5.32: Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw]. Separate Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten der unteren und den oberen Rohrlagen gemäß der Ergebnisse des Experiments für die oberen Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw].

• **Rückschluss auf das auftretende Siederegime**

Unter der Annahme, dass bei den sehr geringen Wärmestromdichten nur Konvektion bei den unteren zwei Rohrlagen stattfindet, ergeben sich anhand des linken Bilds der Abbildung 5.32 niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten für die obere Hälfte des Bündels als der unteren Hälfte zugewiesen wurden. Dies würde bedeuten, dass der Wärmeübergang bei der einphasigen Konvektion effizienter ist als beim Blasensieden, was physikalisch nicht nachvollziehbar ist. Wenn aufgrund der geringen Wärmestromdichten nur schwaches Sieden im unteren Bündelbereich stattfinden würde, sollte die Wärmeübertragung im oberen Bündelbereich durch die dort herrschende kleinere hydrostatische Höhe begünstigt werden. Dies ist gerade die Tendenz, die man in den zwei rechten Bildern, die auf der Annahme des Auftretens von Blasensieden im ganzen Bündel beruhen, erkennen kann. Dort liegen bei geringen Wärmestromdichten die *minimalen* und *maximalen* lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Hälfte immer noch höher als die zugehörigen *minimalen* und *maximalen* Wärmeübergangskoeffizienten der unteren Hälfte. Bei den höheren Wärmestromdichten ergibt sich aus diesen Bildern allerdings die umgekehrte Tendenz, d.h. niedrigere Werte der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten für die obere Bündelhälfte. Wie im Folgenden erläutert wird, ist dies nicht auszuschließen.

• Einfluss der Rippen auf den Siedeprozess

Im Abschnitt 5.1.2 c) wurde diskutiert, dass durch die Anwesenheit von Rippen auf der Oberfläche die großen Dampfblasen, die für das Sieden unter subatmosphärischem Druck charakteristisch sind, länger in den Rippenzwischenabständen bleiben. Aus der Verhinderung des Nachschubs „frischer“ Flüssigkeit an die Heizfläche folgt eine längere Verdampfung und somit eine weitere lokale Aufkonzentration der siedenden Salzlösung in der Grenzschicht an den Rippenfüßen und Rippenflanken. Dadurch erhöht sich die für die Wärmeübertragung maßgebliche Sättigungstemperatur der wandnahen Lösung, was gleichzeitig bedeutet, dass die lokal bestehende Wandübertemperatur sinkt. Dabei könnte sogar ein Rückfall in das Regime des konvektives Siedens stattfinden.

Mit steigender Wärmestromdichte werden mehr Keimstellen auf den Heizrohren aktiviert. Dementsprechend nimmt die Anzahl der entstehenden Dampfblasen stark zu. In diesem Fall ist es durchaus möglich, dass an den oberen Rohrlagen wegen dem höheren Anteil an Dampf eine weitere Erhöhung der Siedetemperatur und somit eine stärker ausgeprägte Verschlechterung der Wärmeübertragung stattfindet. Daraus wird ersichtlich, dass mit steigender Wärmestromdichte die aus den unteren Rohrlagen aufsteigenden Dampfblasen einen nachteiligen Einfluss auf die oberen Rohrlagen haben. Damit würde die Bündelverstärkung verloren gehen, was in den zwei rechten Bildern der Abbildung 5.32 zu erkennen ist.

Bündeleffekt

Mit Hilfe der Daten der Abbildung 5.32 kann der Bündeleffekt des Rippenrohrwärmetauschers abgeleitet werden. Die Abbildung 5.33 zeigt für die extremen Werte der untersuchten Siededrucke die sich ergebende maximale Variation dieses.

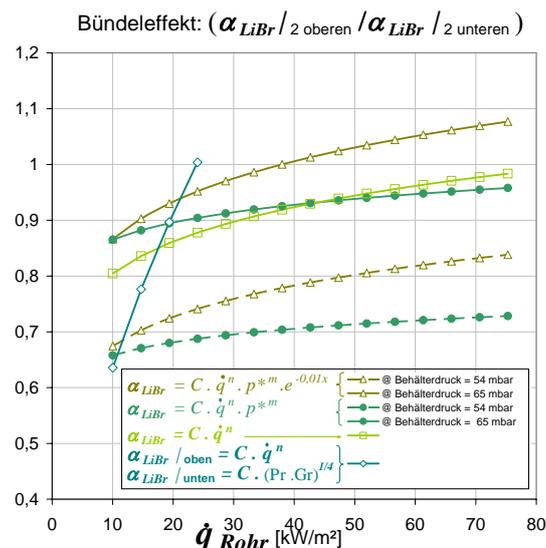


Abbildung 5.33: Bündeleffekt beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel. Die unterschiedlichen Kurvenverläufe sind auf die unterschiedlichen Korrelationen für die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zurückzuführen.

Die bereits erwähnten Auswirkungen des Bündels auf den lokalen Wärmeübergang, nämlich die bei geringer Wärmestromdichte höheren Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen sowie der Rückgang des Bündeleffekts mit steigender Wärmestromdichte, sind in der Abbildung 5.33 nicht direkt wiederzuerkennen. Dies liegt daran, dass zur Bestimmung des Bündeleffekts gemäß Gleichung (5.6) die Wärmeübergangskoeffizienten der zwei Bündelhälfte bei gleichem Druck und vor allem bei gleicher Wärmestromdichte gegenübergestellt werden. In der Abbildung 5.32 waren andere Verhältnisse zu sehen, da die Wärmeübergangskoeffizienten der oberen und der unteren Rohrlagen bei den dort herrschenden lokalen Drücken und Wärmestromdichten abgebildet waren. Diese sind jedoch örtlich unterschiedlich.

Nach der Abbildung 5.33 weist die obere Bündelhälfte lokale Wärmeübergangskoeffizienten auf, die bis zu etwa 30% unter denjenigen der unteren Bündelhälfte liegen. Beim Rippenrohr tritt somit im Gegensatz zum Glattrohr keine vorteilhafte Wirkung des Bündels auf die Wärmeübertragung im oberen Bündelbereich auf. Dies stimmt in erster Linie mit den Erkenntnissen aus der Literatur über den schwächeren Bündeleffekt, den verbesserte Oberflächen im Vergleich zu glatten Oberflächen aufweisen, überein. Diese Ergebnisse der Literatur werden im Abschnitt A.5.4 beschrieben. Allerdings ist der im eigenen Experiment auftretende „negative“ (d.h. < 1) Bündeleffekt des Rippenrohrbündels auf andere Ursachen zurückzuführen. Bei dem herkömmlichen Einsatz verbesserter Oberflächen für das Sieden in Bündeln, nämlich das hoch effiziente Verdampfen von Kältemitteln im Überdruck, liegt dem nachweislich schlechteren Bündeleffekt der verbesserten Oberflächen der sehr gute Wärmeübergang zugrunde, den diese Oberflächen schon beim Sieden am Einzelrohr aufweisen. Demnach ist das Verbesserungspotenzial durch die Einbindung in ein Bündel begrenzt. Im vorliegenden Fall könnten eher die untersuchten Druckbedingungen der Grund für die beobachtete Verschlechterung sein. Wie ebenfalls im Abschnitt A.5.4 erwähnt wird, wird in der Literatur darüber berichtet, dass der Effekt einer verstärkten Konvektion innerhalb von berippten Rohrbündeln nur dann ausgeprägter als bei glatten Rohren ist, wenn der Rippenabstand nicht kleiner als die Größe der aufsteigenden und um die Rohre herumgleitenden Dampfblasen ist (z.B. [Liu u. Qiu, 2004]). Dies trifft für die vorgestellten Experimenten mit Rippenrohren nicht zu, da aufgrund des niedrigen Druckes Dampfblasen mit sehr hohen Blasenabreißdurchmessern gebildet werden. Der Rippenabstand von 2,3 mm bleibt hier mindestens um eine Größenordnung kleiner als die Dampfblasengröße.

Die sehr niedrigen Siededrucke scheinen also beim Einsatz in einem Bündel die Effizienz des Rippenrohrs gegenüber dem Glattrohr herabzusetzen. Um herauszustellen, ob das Sieden am Rippenrohrbündel selbst mit vier beheizten Rohrlagen immer noch effizienter als am Glattrohrbündel ist, müssen anstatt der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der unteren und der oberen Rohrlagen wieder mittlere Wärmeübergänge des gesamten Bündels betrachtet werden. Im Abschnitt 5.6.2 werden diese für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Konfigurationen des Austreiberwärmetauschers gegenübergestellt. Dort wird eine Bewertung im Hinblick auf den höchsten Leistungsumsatz im gesamten Bündel möglich sein.

5.5 Einfluss berieselter Rohrlagen

Neben den Konfigurationen [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw], bei denen der Rohrbündelwärmetauscher vollständig überflutet betrieben wurde und entweder nur dessen zwei obere ([4RR-2Hw]) oder alle vier Rohrlagen ([4RR-4Hw]) beheizt wurden, wurde noch eine weitere Konfiguration erprobt. Dabei wurde sowohl der glatte als auch der berippte Austreiberwärmetauscher nur halb mit Lithiumbromidlösung geflutet; jedoch wurden alle vier Rohrlagen mit Heißwasser beheizt ([2RR-4Hw]). In dieser Konfiguration findet an den zwei unteren Rohrlagen des Bündels je nach verfügbarer treibender Temperaturdifferenz entweder konvektives Sieden oder Blasensieden statt, während die zwei oberen Rohrlagen im Dampfraum liegen und erst Leistung umsetzen können, wenn sie von der im unteren Bündelbereich siedenden Lösung benetzt werden. In diesem Fall bildet sich auf der Oberfläche der oberen Rohrlagen ein siedender Film.

5.5.1 Mechanismen der Wärmeübertragung

Oberflächensieden

Bei der Rieselfilmverdampfung findet bei nicht zu großen Heizflächenbelastungen die Verdampfung des Rieselmediums ausschließlich an der freien Oberfläche statt. Hier erfolgt die Wärmeübertragung im Wesentlichen über Wärmeleitung im dünnen Rieselfilm, wobei auftretende Turbulenzen im Film die Wärmeübertragung verstärken können. Aus [Schnabel u. Palen, 2002] kann entnommen werden, dass sowohl für Wasser als auch für übliche Kältemittel praktisch kein Einfluss der Heizleistung auf den Wärmeübergang zu erwarten ist, solange die Temperaturdifferenz zwischen der beheizten Wand und der Siedetemperatur des Rieselfilmes 6 K nicht übersteigt. Im Abschnitt 3.5 wurden Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten in diesem Bereich des Oberflächensiedens vorgestellt.

Blasensieden im Film

Bei der Rieselfilmverdampfung ist nicht auszuschließen, dass Blasenbildung schon bei kleineren Temperaturdifferenzen (< 6 K) einsetzt. Für konventionelle Anwendungen, bei denen die Lösung z.B. mittels Düsen auf die Verdampferrohre aufgegeben wird, sollte die dabei entstehende Dampfmenge gegenüber der aufgegebenen Rieselflüssigkeit verhältnismäßig klein bleiben, so dass die Dampfblasen im Rieselfilm den Wärmeübergang nicht beeinflussen sollten. Insgesamt sind jedoch nur sehr wenige Untersuchungen über Blasensieden bei Rieselfilmen bekannt, so dass sich der Übergang zwischen Oberflächensieden und Blasensieden nicht eindeutig festlegen lässt ([Jebson u. Chen, 1997], [Krupiczka u. a., 2002]). Dabei spielt nicht nur der Einfluss der Übertemperatur oder der Wärmestromdichte eine entscheidende Rolle, sondern auch der Einfluss des Lösungsmassenstroms. Hoffmann, der in [Hoffmann, 1998] die Desorption des Stoffpaares Ammoniak/Wasser am Rieselfilm-Austreiber untersuchte, beobachtete die Blasenbildung in Fallfilmen bei kleineren Temperaturdifferenzen zwischen Rohrwand und Siedetemperatur

als für das überflutete Blasensieden erforderlich ist. Dies kann dadurch erklärt werden, dass die Dampfblasen – anders als beim Behältersieden – nicht gegenüber der umgebenden Lösung überhitzt sein müssen, um an die Wandoberfläche zu gelangen, weil sie bereits nach kurzem Anwachsen den dünnen Film durchbrechen. Die Dampfblasen müssen daher nicht wie beim Behältersieden erst von der Rohrwand abreißen, um effektiv bei der Wärmeübertragung und dem Stofftransport mitzuwirken. Dadurch ergeben sich die kleineren benötigten Wandübertemperaturen für die Ausbildung von Dampfblasen in Rieselfilmen im Vergleich zum Behältersieden. Je dünner der Film ist, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass trotz geringerer bestehender Wandübertemperatur Dampfblasen an der Phasengrenzfläche aufplatzen.

Aus bestehenden Untersuchungen über Blasensieden im Fallfilm wird ersichtlich, dass die Anzahl der Dampfblasen mit zunehmender Wärmestromdichte und mit zunehmendem Lösungsmassenstrom zunimmt. Generell sind bei geringerem Lösungsmassenstrom die Dampfblasen größer ([Hoffmann, 1998], [Krupiczka u. a., 2002]).

Was den Wärmeübergang betrifft, so sind typische Werte für den Fall des Blasensiedens im Film in [Danilova u. a., 1976], [Owens, 1978] oder [Parken u. a., 1990] zu finden. In [Fujita u. Ueda, 1978a, b] werden Korrelationen angegeben, die eine ähnliche Potenzabhängigkeit zwischen dem α -Wert und der Wärmestromdichte wie im Fall des überfluteten Blasensiedens darstellen ($\alpha = 1,24 \cdot \dot{q}^{0,741}$), allerdings erst für deutlich höhere Wärmestromdichten. Diese Ergebnisse wurden auf der Basis von experimentellen Daten für das Blasensieden bei Atmosphärendruck von Wasserfilmen an Edelstahlrohren erzielt. Andere Untersuchungen bestätigen, dass beim ausgeprägten Blasensieden am Rieselfilm der Wärmeübergang beinahe unabhängig von der Rieselmenge ist, dafür aber stark mit der Wärmestromdichte variiert ([Chyu u. Bergles, 1987], [Moeykens u. Pate, 1994], [Ribatski u. Jacobi, 2005], [Ali Adib u. Vasseur, 2008]).

5.5.2 Definition und Darstellung des Riese effekts

Die Erfassung des Wärmeübergangs an den oberen „trockenen“ Rohrlagen der hier betrachteten Konfiguration [2RR-4Hw] erfolgte auf dieselbe Weise wie die Erfassung des Wärmeübergangs an den oberen überfluteten Rohrlagen der im Abschnitt 5.4 betrachteten Konfiguration [4RR-4Hw] (siehe dazu Abschnitt 4.3.3 auf Seite 89). Demnach wurden zur Bestimmung der Beiträge der unteren und der oberen Rohrlagen zur insgesamt in der Konfiguration [2RR-4Hw] übertragenen Wärmeleistung die Ergebnisse der Experimente mit zwei beheizten Rohrlagen in einem vollständig überfluteten Pool (Konfiguration [4RR-2Hw]) verwendet. Es war hierbei ebenfalls notwendig, den Wärmeübergangskoeffizienten der unteren überfluteten Rohrlagen in Richtung geringerer Wandübertemperaturen zu extrapolieren; allerdings nur über einen vergleichsweise kleineren Bereich. Wie schon bei der Berechnung des Bündeleffekts erklärt, wurde hierbei als Hauptmechanismus der Wärmeübertragung entweder von einphasiger Konvektion oder von ausgebildetem Blasensieden ausgegangen (siehe S. 147).

Für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Hälfte des Bündels kamen zwei mögliche Auswertungen in Frage. Unter der Annahme eines siedenden Rieselfilms ohne Blasenbildung wurde der α -Wert als Konstante angesetzt: $\alpha|_{\text{benetzt}} = C_{\text{benetzt}} = \frac{Nu_{FV} \cdot \lambda}{\Lambda_{FV}}$ wobei $\Lambda_{FV} = \sqrt[3]{\frac{\nu^2}{g}}$. Für den Fall dass Blasensieden im Film auftrat, wurde nach [Fujita u. Ueda, 1978a] die bekannte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte beibehalten, wobei der Einfluss des Drucks wegen des konstant herrschenden Dampfdrucks nicht berücksichtigt werden muss: $\alpha|_{\text{benetzt}} = C_{\text{benetzt}} \cdot \dot{q}^{n_{\text{benetzt}}}$.

Zur Beschreibung der Effizienz der Wärmeübertragung an den benetzten Austreiberrohren im Vergleich zu den überfluteten Rohrlagen wird der „Rieseffekt“ eingeführt. Er beschreibt das Verhältnis der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten am benetzten und am gefluteten Wärmetauscherabschnitt bei gleicher Wärmestromdichte: $\text{Rieseffekt} = \frac{\alpha|_{\text{benetzt}}}{\alpha|_{\text{überflutet}}}$

Im Folgenden werden, in der gleichen Form wie die Ergebnisse der Experimente in der Konfiguration [4RR-4Hw], die Ergebnisse der Experimente in der Konfiguration [2RR-4Hw] dargestellt.

5.5.3 Sieden von LiBr-Lösung am Glattrohrbündel

Lokaler Wärmeübergang der zwei Bündelhälften und Rieseffekt

Die Abbildung 5.34 zeigt die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, die beim Sieden von Lithiumbromidlösung am halb-gefuteten Glattrohrbündel an der unteren bzw. an der oberen Bündelhälfte erzielt wurden. Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten an den benetzten Rohrlagen ([2RR-4Hw], obere Rohrlagen) wurde bei den überfluteten Rohrlagen ([2RR-4Hw], untere Rohrlagen) der Übergang bei ca. 20 kW/m² zwischen dem Regime des konvektiven Siedens und des Blasensiedens mit Hilfe entsprechender Korrelationen berücksichtigt.

Das linke Bild stellt das Ergebnis einer Auswertung der benetzten Rohrlagen nach Rieselfilmverdampfung dar. Gemäß dieses Auswertevorgangs treten für die oberen Rohrlagen lokale Temperaturdifferenzen zwischen Wand- und Sättigungstemperaturen im Bereich 8,5 bis 12 K auf. Nach den Ausführungen im Abschnitt 5.5.1 ist es durchaus möglich, dass bei diesen Über-temperaturen nicht nur Oberflächensieden sondern bereits Blasenbildung im Rieselfilm stattgefunden hat. Dies belegt die im linken Bild sichtbare starke Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen von der Wärmestromdichte. Mit dieser Erkenntnis wurde in einem zweiten Auswertevorgang der beim Blasensieden gewöhnliche α, \dot{q} -Zusammenhang zur Darstellung der Wärmeübertragung an den oberen Rohrlagen vorgegeben. Das Ergebnis des zweiten Auswertevorgangs kann dem rechten Bild entnommen werden.

Unabhängig von der Annahme, die für den stattfindenden Wärmeübertragungsmechanismus an den oberen Rohrlagen getroffen wurde, ergeben sich für den benetzten Bereich höhere lokale Wärmeübergangskoeffizienten als für den überfluteten Bereich. Dementsprechend liegt der Rieseffekt, welcher anhand der Messdaten beider Bereiche bei gleichen Betriebsbedingungen berechnet wurde, über 1. Dieser ist in der Abbildung 5.35 dargestellt.

5 — EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

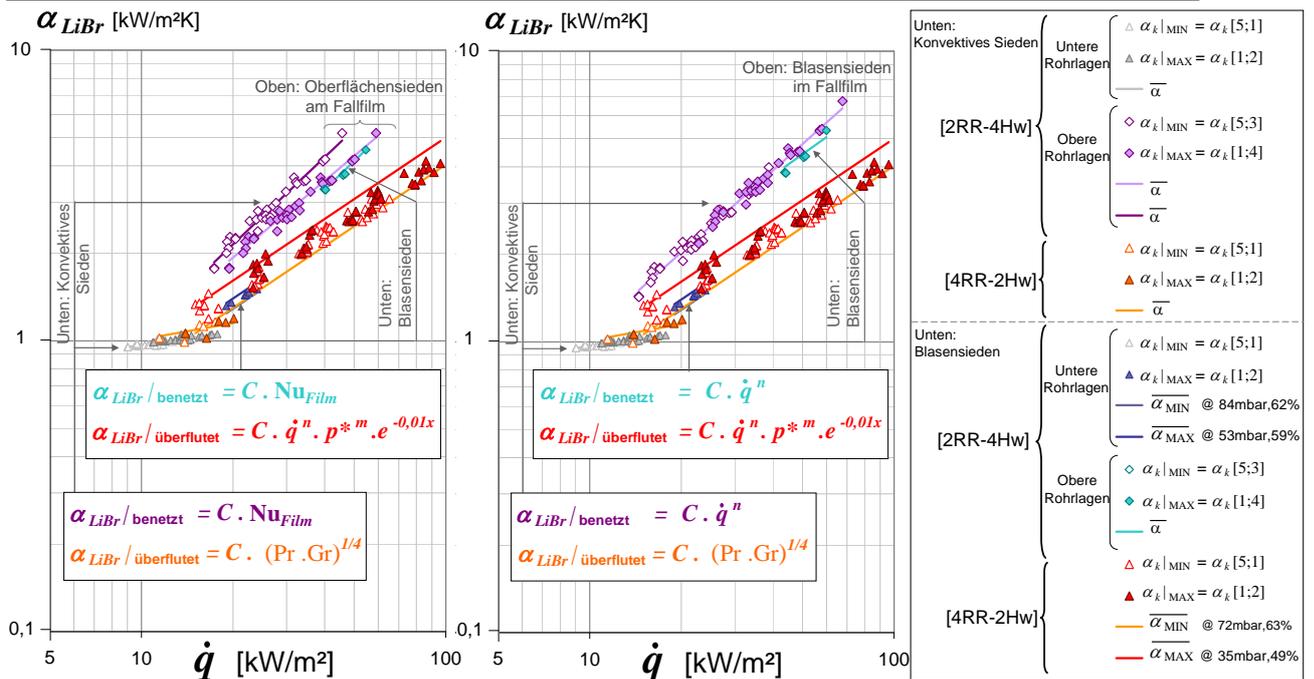


Abbildung 5.34: Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw]. Separate Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten der unteren überfluteten und den oberen benetzten Rohrlagen gemäß der Ergebnisse des Experiments für die oberen Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw]. Untere Rohrlagen: Berücksichtigung des Übergangs zwischen konvektivem Sieden und Blasensieden. Obere Rohrlagen: Unterscheidung zwischen Fallfilmverdampfung ohne (links) und mit (rechts) Blasenbildung.

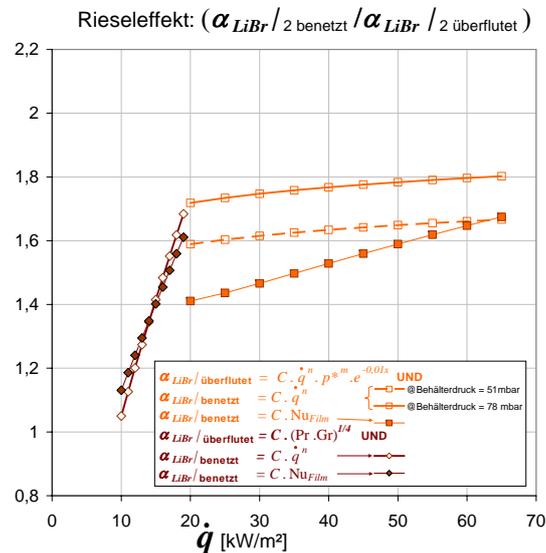


Abbildung 5.35: Effizienz der „trockenen“ Rohrlagen im Vergleich zu den überfluteten Rohrlagen beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel in der Konfiguration [2RR-4Hw].

Das Ergebnis deutet darauf hin, dass die zwei oberen Rohrlagen im gesamten Belastungsbereich gut benetzt wurden. Daher ist davon auszugehen, dass die sehr ausgeprägte Volumenausdehnung der Dampfblasen bei den hier untersuchten niedrigen Siededrücken für eine natürliche Bewegung des Flüssigkeitsvolumens sorgt. Selbst bei geringen Wärmestromdichten und somit geringen Dampfmassenanteilen im überfluteten Bündelbereich wird durch den Blasenschwarm

ein Aufreißen der Pegeloberfläche erzielt, so dass die überhitzte Lösung schließlich auf die oberen Rohrlagen gelangt und dort verdampft. Aufgrund der hohen Viskosität der Lithiumbromidlösung bei den niedrigen Dampfdrücken ist zu erwarten, dass sich dort kein so dünner Film bildet. Wenn Blasenbildung im Film stattfindet, ist die Filmdicke gleichzeitig ein Maß für die Größe der auftretenden Dampfblasen. Bei der Auslegung des Rohrbündels wurde im Hinblick auf eine möglichst gute Benetzung ein kleiner Rohrabstand (25 mm, d.h. lichter Rohrabstand von 13 mm) ausgewählt. Die Ergebnisse am Glattrohrbündel zeigen, dass diese Bündelgeometrie einen funktionsfähigen halb-gefluteten Betrieb des Austreibers für die in einer Absorptionskältemaschine typisch auftretenden Betriebsbedingungen zulässt.

Wirksamkeit benetzter Rohrlagen gegenüber überfluteter Rohrlagen

Sobald unter den eingestellten Betriebsbedingungen Blasensieden im Rieselfilm auftritt, kann durch die Konfiguration [2RR-4Hw] eine sehr wirksame Wärmeübertragung erzielt werden. Dies liegt hauptsächlich daran, dass das Blasensieden im Film nicht durch den Einfluss der hydrostatischen Höhe beeinträchtigt wird. Außerdem kommt es durch die Dampfblasen, die sehr rasch an der Oberfläche aufplatzen, zu einer sehr guten Kühlung der Rohrwandoberfläche, da die Lösung nach dem Aufplatzen der Dampfblasen an das Rohr nachströmt. Im Film bilden sich dadurch turbulente Strömungsprofile aus, die die Wärmeübertragung durch Konvektion verstärken. Wie bereits erwähnt ist zu erwarten, dass dieser Effekt insbesondere bei den hier untersuchten niedrigen Drücken wegen den größeren Filmdicken mehr zum Tragen kommt. Im Experiment, beispielsweise bei einer Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 , ergab sich dadurch eine Zunahme der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an der oberen Hälfte des Rohrbündels von über 50 % im Vergleich zu den beiden unteren gefluteten Rohrlagen.

Der in Abbildung 5.35 dargestellte Rieseffekt bewegt sich in einem ähnlichen Bereich wie der in der Abbildung 5.31 dargestellte Bündeleffekt (siehe Abschnitt 5.4.3). Somit konnte beim Glattrohrbündel zumindest bis ca. 70 kW/m^2 kein relevanter Unterschied bezüglich der Leistungsfähigkeit der zwei zusätzlichen Rohrlagen – seien es überflutete oder „trockene“ Rohrlagen – festgestellt werden. Dies könnte darauf hinweisen, dass die hydrostatische Höhe bei den überfluteten Rohrlagen und die unvollständige Benetzung bei den trockenen Rohrlagen in gleichem Ausmaß nachteilig auf die Wärmeübertragung am Glattrohrbündel wirken. Bei höheren Wärmestromdichten scheint aber der aufsteigende Blasenschwarm zugunsten der überfluteten Rohrlagen und somit der voll überfluteten Ausführung des Glattrohrwärmetauschers zu wirken.

5.5.4 Sieden von LiBr-Lösung am Rippenrohrbündel

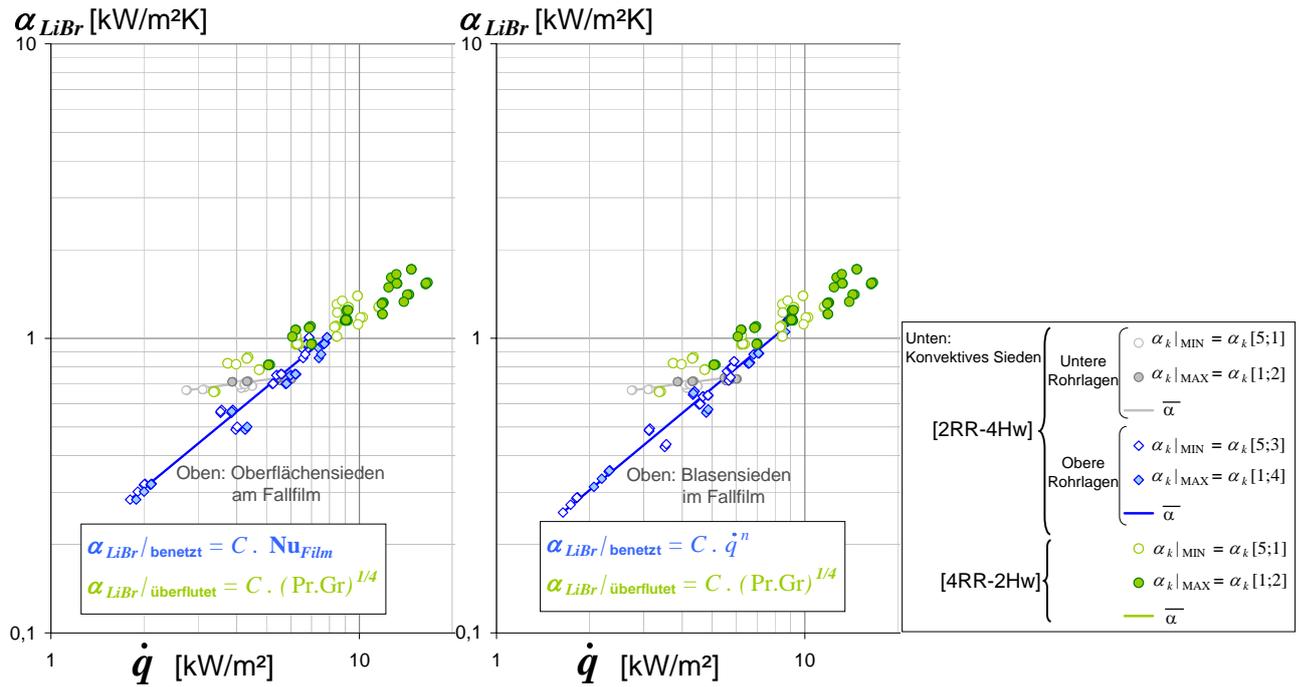
Das Rippenrohrbündel wurde mit zwei beheizten Rohrlagen (Konfiguration [4RR-2Hw]) mit mittleren Wärmestromdichten zwischen $3,5$ und 16 kW/m^2 betrieben. Bei der Untersuchung des halb gefluteten Bündels (Konfiguration [2RR-4Hw]) traten mittlere Wärmestromdichten zwischen $2,5$ und 6 kW/m^2 auf. Die Betriebszustände des halb gefluteten Bündels lagen somit

weitgehend innerhalb des Variationsbereichs der Untersuchung mit zwei beheizten Rohrlagen. Für den Bereich geringer Wärmestromdichten wurde für die beiden überfluteten Rohrlagen weiterhin das Regime des Blasensiedens angesetzt. Das Ergebnis dieser Auswertung ist in der Abbildung 5.36b dargestellt, wobei links und rechts unterschiedliche Korrelationen zur Ermittlung des Wärmeübergangs an den beiden benetzten Rohrlagen verwendet wurden. An dieser Abbildung kann abgelesen werden, dass die getroffene Annahme angesichts des begrenzten Extrapolationsbereichs gerechtfertigt ist. Zudem wurde im Abschnitt 5.4.4 bei der Betrachtung des Bündeleffekts am Rippenrohrbündel schon gezeigt, dass bereits bei geringen Wärmestromdichten Blasensieden auftritt. Eine Extrapolation der Messdaten des überfluteten Rohrlagen nach konvektiven Wärmeübergang würde sehr ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten für die oberen Rohrlagen im Bereich niedriger Wärmestromdichten liefern. Die Ergebnisse dieser alternativen Auswertung zeigt die Abbildung 5.36a. Beim Vergleich beider Abbildungen erscheint auch im vorliegenden Fall die Auswertungsvariante unter Annahme von Blasensieden im gesamten Belastungsbereich für die überfluteten Rohrlagen die bestgeeignetste zu sein.

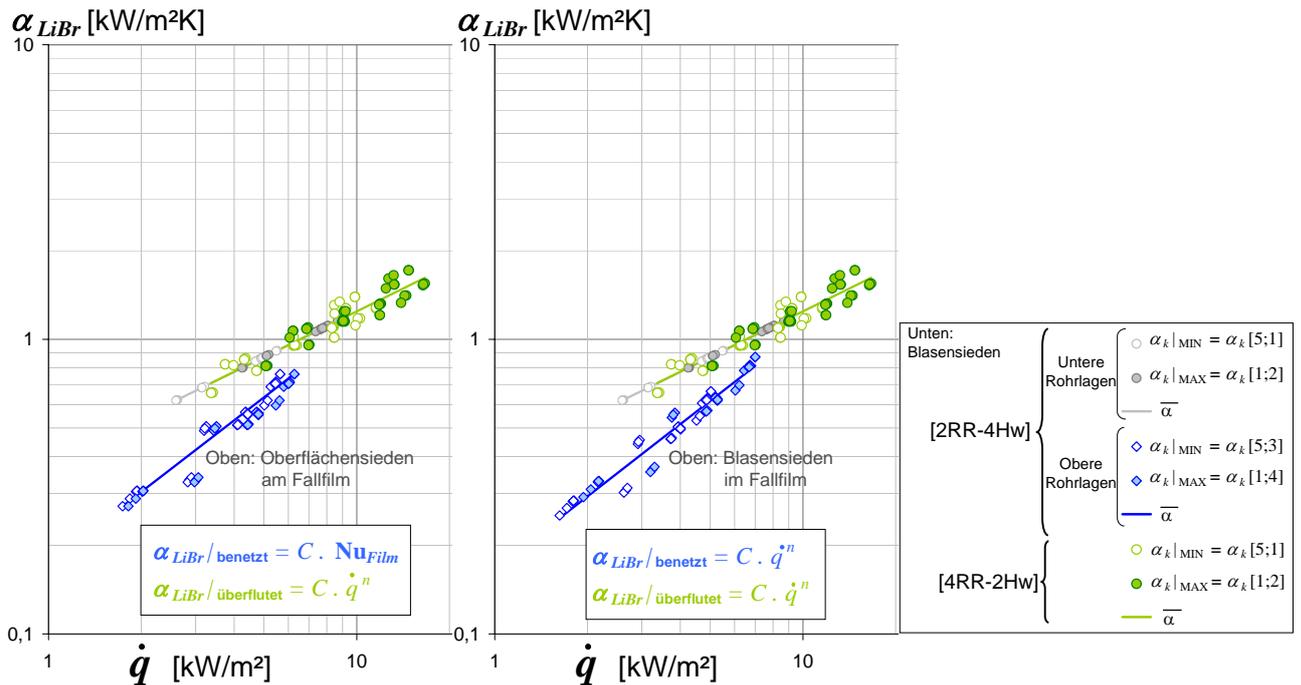
Lokaler Wärmeübergang der zwei Bündelhälften und Rieseffect

Wie schon beim Glattrohr wurden beim Rippenrohr beide Möglichkeiten – d.h. Fallfilmverdampfung (linkes Bild in Abb. 5.36b) und Blasensieden am Rieselfilm (rechtes Bild in Abb. 5.36b) – für die Erfassung der Wärmeübertragung an den zwei oberen Rohrlagen betrachtet. Unter der Annahme einer Wärmeübertragung durch Verdampfung an der Filmoberfläche stellte sich ebenfalls eine deutliche Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Wärmestromdichte heraus. Dabei ergaben sich an den zwei oberen Rohrlagen Wandübertemperaturen von 6,5 bis 9 K. In der Literatur über Fallfilmverdampfung an Rippenrohren finden sich keine Angaben zu dem möglichen Übergangsbereich zwischen Oberflächensieden und Blasensieden. Infolgedessen bleibt offen, ob die beim Experiment vorhandenen Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Rieselflüssigkeit ausreichend waren, um das Auftreten von Blasensieden im Film zu erzielen. In der Abbildung 5.36 ist zu erkennen, dass die nicht gefluteten Rohrlagen ineffizienter als die überfluteten Rohrlagen sind und dies unabhängig vom durchgeführten Auswertevorgang, d.h. Filmverdampfung ohne bzw. mit Blasenbildung. Dies zeigt der in der Abbildung 5.37 dargestellte Rieseffect deutlich. Dieser weist bei gleicher Wärmestromdichte einen Rückgang der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden an den trockenen Rohrlagen im Vergleich zum überfluteten Wärmetauscher von bis zu 40 % auf. Jedoch nimmt im Vergleich zum Glattrohr die an den oberen Rohrlagen umgesetzte Leistung und somit der Beitrag der oberen Rohrlagen zur gesamten Wärmeübertragung mit steigender Wärmestromdichte stärker zu. Bei den höchsten Wärmestromdichten setzen dadurch die benetzten Rohrlagen beinahe die gleiche Leistung um wie die überfluteten Rohrlagen. Der „negative“ (d.h. < 1) Rieseffect könnte ein Hinweis dafür sein, dass die Dampfproduktion durch Blasensieden im überfluteten Bereich erst bei ausreichend hohen Wärmestromdichten genügt, um die Flüssigkeitsoberfläche in Bewegung zu bringen und somit die im Dampfraum liegenden Rohrlagen mit Flüssigkeit zu beaufschlagen.

5.5 — Einfluss berieselter Rohrlagen



(a) Konvektives Sieden in der unteren Bündelhälfte.



(b) Blasensieden in der unteren Bündelhälfte.

Abbildung 5.36: Behältersieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw]. Separate Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten der unteren überfluteten und den oberen benetzten Rohrlagen gemäß der Ergebnisse des Experiments für die oberen Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw]. Obere Rohrlagen: Unterscheidung zwischen Fallfilmverdampfung ohne (links) und mit (rechts) Blasenbildung.

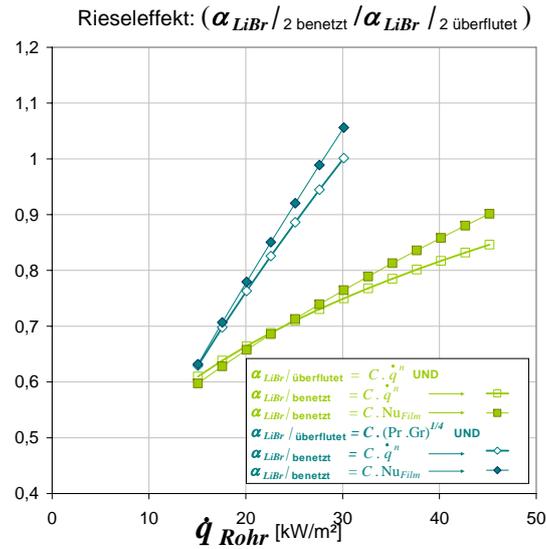


Abbildung 5.37: Effizienz der benetzten Rohrlagen im Vergleich zu den überfluteten Rohrlagen beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [2RR-4Hw].

Wie schon beim Bündeleffekt festgestellt (siehe Abschnitt 5.4.4), könnte das Ergebnis auf den mutmaßlichen Minderungseffekt der Rippen zurückzuführen sein. Dadurch wird bei den überfluteten Rohrlagen die sonst durch große gleitende Dampfblasen erzeugte Flüssigkeitsbewegung so abgeschwächt, dass nur wenig Lösung auf die Heizwandoberfläche der oberen Rohrlagen gelangt. Bei den benetzten Rohrlagen kommt noch dazu, dass die Rippen die Flüssigkeitsbewegung des Fluids längs des Rohres verhindern. Dies ist auch ein Grund, warum niedrig oder mittel berippte Rohre wie das hier verwendete GEWA-D-Rohr für die Rieselfilmverdampfung in waagrechter Ausrichtung in der Regel nicht empfohlen werden [Thome, 2004]¹⁷. Dadurch fällt auch der Beitrag der Turbulenz im Film weg, der bei benetzten Glattrohren zur Verbesserung des Wärmeübergangs führt. Demzufolge ist zu erwarten, dass berippte Rohre im Dampfraum eines überfluteten Austreibers selbst bei ausreichender Benetzung nicht die Wirkung glatter Rohre erreichen werden. Für den Vergleich zu überfluteten Rippenrohren ist entscheidend, welche Strömungsverhältnisse im Flüssigkeitsvolumen auftreten. Dies hängt wiederum von der Geometrie der Rippen ab, insbesondere vom Rippenabstand.

Wirksamkeit benetzter Rohrlagen gegenüber überfluteter Rohrlagen

Im Mittel erreichten die trockenen Rohrlagen der Konfiguration [2RR-4Hw] eine etwas geringere Leistungsfähigkeit als in der vollständig überfluteten Ausführung der Konfiguration [4RR-4Hw]. In beiden Fällen ist anhand vom Rieseeffekt und Bündeleffekt (Abb. 5.37 und Abb. 5.33) mit einer Verschlechterung der lokalen Wärmeübertragung durch die Hinzunahme zweier zusätzlichen Rohrlagen zu rechnen. Bei der Rieselfilmverdampfung spielt aber zusätzlich die Benetzung der Fläche eine entscheidende Rolle, weswegen hier eine etwas schlechtere Funktion der trockenen Rohrlagen gegenüber den überfluteten Rohrlagen nachgewiesen wurde.

¹⁷ Im Gegensatz dazu sind andere verbesserte Oberflächen, die beim Blasensieden oder bei der Rieselfilmkondensation typischerweise eingesetzt werden, genauso für die Fallfilmverdampfung geeignet.

5.6 Bewertung der Ergebnisse für die praktische Anwendung

5.6.1 Vergleich zwischen Behältersieden und Rieselfilmdesorption

Der in dieser Arbeit untersuchte überflutete Austreiber bietet sich als Alternative zu herkömmlichen Rieselfilm-Austreibern von Absorptionskältemaschinen an. Im Folgenden wird auf die Wahl der Ausführung dieser Komponente eingegangen, die sowohl im Hinblick auf eine kompakte Bauweise als auch für den thermischen Antrieb auf niedrigem Temperaturniveau der Absorptionskältemaschine am geeignetsten erscheint. Dies erfolgt auf der Grundlage der an dem Glattrohrbündel mit zwei beheizten Rohrlagen (Konfiguration [4RR-2Hw]) erzielten Ergebnisse dieser Arbeit sowie Ergebnisse anderer Autoren, die entweder einen überfluteten Austreiber oder einen Rieselfilm-Austreiber untersucht haben. Für die erste Gruppe werden für den vorliegenden Vergleich die Messdaten aus den experimentellen Arbeiten verwendet, welche im Abschnitt 5.2 vorgestellt wurden und sich ausschließlich auf den subatmosphärischen Druckbereich beziehen (siehe Tabelle 5.5 auf S. 114). Für die zweite Gruppe wurden in zwei Quellen der Literatur, [Kim u. Kim, 1999] und [Schweigler, 1999], relevante Datensätze für den Wärmeübergang bei der Rieselfilmdesorption von wässriger Lithiumbromidlösung unter subatmosphärischen Drücken gefunden. Die Tabelle 5.8 fasst die Versuchsbedingungen der Untersuchungen zusammen. Beide Quellen beinhalten neben den experimentellen Daten für die Rieselfilmdesorption auch Informationen über Vergleichsmessungen, die an derselben Versuchsanordnung durchgeführt wurden, wobei die Heizwand als überflutete Wärmeübertragungsoberfläche eingesetzt wurde.

Quelle	Form	Material	Bemaßungen [mm]			Betriebsbedingungen		
			d_a	δ_W	L	x [%]	p [mbar]	q [kW/m ²]
[Kim u. Kim, 1999]	waagrechtes Rohr	Kupfer	19,05	1,07	283,5	53	106	3,5 ··· 8
[Schweigler, 1999]	24 waagrechte Rohre	Kupfer	15,9	1	400	60-62	50 ··· 60	5,5 ··· 11,5

Tabelle 5.8: Quellenangaben für die Rieselfilmdesorption (Heizfläche, Betriebsbedingungen).

Die Abbildung 5.38 zeigt eine Gegenüberstellung der an berieselten Rohren und der an überfluteten Rohren erzielten Messergebnisse. Um eine Diskrepanz aufgrund unterschiedlicher Betriebsbedingungen zu vermeiden, wurden zu den Messwerten von [Minchenko u. Firsova, 1969], [Charters u. a., 1982] bzw. von dieser Arbeit noch die zu erwartenden Wärmeübergangswerte des Blasensiedens bei den gleichen Betriebsbedingungen dargestellt, welche bei der Rieselfilmdesorption auftraten. Diese wurden mit Hilfe der Interpolationen der jeweiligen Lithiumbromiddaten (siehe S. 125) berechnet und sind als Gerade in der Abbildung 5.38 eingezeichnet. Aus der Abbildung 5.38 geht hervor, dass bei der Rieselfilmdesorption Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 0,7 und 1,5 kW/(m² · K) gemessen wurden. Eine Steigerung dieser Werte mit zunehmender Wärmestromdichte ist nicht zu erwarten, da die Wärmeübergangskoeffizienten bei der Rieselfilmdesorption im Gegensatz zu denjenigen beim Blasensieden nahezu unabhängig von der umgesetzten Leistung sind. In [Kim u. Kim, 1999] wurde durch entsprechende

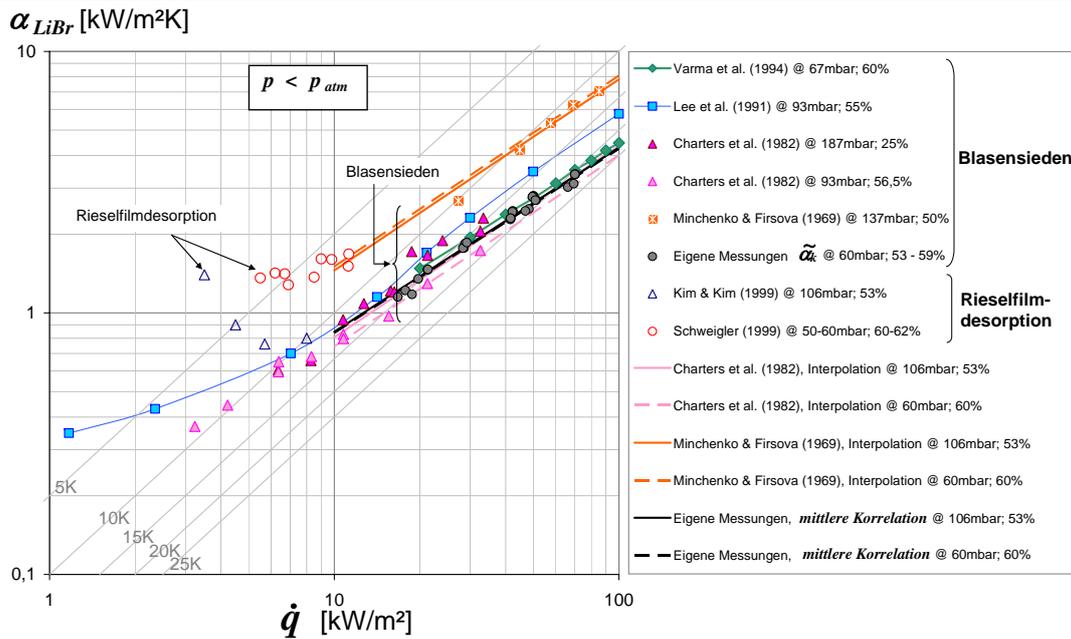


Abbildung 5.38: Ergebnisse des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung im Unterdruckbereich im Vergleich zu der Rieselfilmdesorption unter gleichen Bedingungen.

Messungen zusätzlich gezeigt, dass bei der Rieselfilmdesorption ähnlich wie beim Blasensieden sowohl die Erhöhung des Druckes als auch die Verringerung der Lösungskonzentration aufgrund der Verringerung der Viskosität des Lösungsfilmes zu einer Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten führte. Dagegen hatte die Lösungsmenge keinen Einfluss auf die beim Herabrieseln erzielte Verdampfungsleistung.

Mit diesen Erkenntnissen zeigt sich wie erwartet, dass vergleichsweise höhere Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden als bei der Rieselfilmdesorption erzielt werden, sofern hohe Flächenbelastungen erreicht werden können. Alle Daten der Abbildung 5.38 für das Behältersieden belegen, dass schon ab einer Wärmestromdichte von ca. 20 kW/m² die höchstmöglichen Messwerte der Rieselfilmdesorption ($\alpha \sim 1,6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) durch Überflutung der Wärmeübertragungsfläche überschritten werden. Dies entspricht einer treibenden Temperaturdifferenz von etwa 13 K, die selbst beim Antrieb des Austreibers mit Niedertemperaturwärme, wie z.B. Solarwärme oder Abwärme, durchaus realisierbar ist. Im Vergleich fanden die Autoren Kim und Schweigler, die jeweils Vergleichsmessungen an derselben Apparatur durchgeführt haben, dass treibende Temperaturdifferenzen von 10 K (für [Kim u. Kim, 1999]) bzw. 15 K (für [Schweigler, 1999]) erforderlich waren, um beim Blasensieden genauso hohe Wärmeübergangskoeffizienten wie bei der Rieselfilmdesorption zu erzielen. Somit kann als Anhaltspunkt festgehalten werden, dass ab vorliegenden treibenden Temperaturdifferenzen von etwa 10-15 K die Bauform eines gefluteten Wärmetauschers für praktisch relevante Einsatzfälle vorzuziehen ist.

Während den Messungen dieser Arbeit wurden Wärmeübergangskoeffizienten am überfluteten Austreiber mit zwei beheizten Rohrlagen von ca. 3 kW/(m² · K) unter Auslegungsbedingung erreicht, d.h. – entsprechend der Kälteleistung der Versuchsanlage von 10 kW – bei einer Wärmestromdichte am Austreiber von ca. 60 kW/m². Aus der Abbildung 5.38 zeigt sich hiermit,

dass die Ausführung des Austreiberwärmetauschers als überfluteter Apparat annähernd zu einer Verdoppelung der Wärmeübergangswerte im Vergleich zu einem Rieselfilmaustreiber führt. Dies ermöglicht eine bedeutende Reduzierung der Wärmetauschergröße. Somit bringt die überflutete Ausführung gegenüber der Rieselfilm-Ausführung große Vorteile mit sich, die wie im Abschnitt 2.3 beschrieben durch einen vergleichsweise geringeren apparativen Aufwand deutlicher zum Tragen kommen.

5.6.2 Günstigste Betriebsweise

In dieser Arbeit wurden Siedeeperimente mit unterschiedlichen Konfigurationen der eingesetzten Glatt- und Rippenrohrbündel durchgeführt. Dabei wurde sowohl die Anzahl der beheizten Rohrlagen als auch die Anzahl der überfluteten Rohrlagen der aus vier Rohrlagen bestehenden Rohrbündelwärmetauscher variiert (siehe Abbildung 4.7 auf Seite 80). Im Folgenden werden im Hinblick auf eine Optimierung des Kälteanlagenbetriebs der Absorptionskältemaschine die Ergebnisse der Messungen beim Sieden von Lithiumbromidlösung bei unterschiedlichen Konfigurationen des Bündels bewertet. Als Optimierungskriterien dienen der Leistungsumsatz des Austreibers sowie die zum Antrieb des Absorptionskreislaufs benötigte Temperatur.

Bisher wurden bei der Diskussion der Ergebnisse dieser Arbeit lokale Wärmeübergangskoeffizienten, lokale Wärmestromdichten und lokale Wandübertemperaturen benutzt. Im vorliegenden Abschnitt werden stattdessen integrale Werte der Wärmeübertragung betrachtet. Diese lassen sich mit Hilfe der an der Flüssigkeitsoberfläche herrschenden Übertemperatur gemäß des Auswerteverfahrens 1/ ermitteln. Der Unterschied zwischen einer integralen (1/) und einer lokalen Betrachtung des Wärmetauschers (2.b/) ist im Abschnitt 4.3 genau beschrieben. Während der Bezug auf die lokal herrschenden Bedingungen korrekte Aussagen hinsichtlich der Wärme- und Stoffübertragung beim überfluteten Sieden zulässt, ist der Bezug auf die Flüssigkeitsoberfläche maßgebend für die Beschreibung der Funktion des Austreiberwärmetauschers im Zusammenspiel mit den anderen Hauptkomponenten der Absorptionskältemaschine, d.h. Verdampfer, Absorber und Kondensator. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im Hinblick auf die Gesamtfunktion der Anlage ausschließlich der Austrittszustand der Sorptionslösung aus dem Austreiberbehälter entscheidend ist. Deswegen werden zur Ermittlung der günstigsten Betriebsweise des Austreibers in der Versuchsanlage die Wärmeübergangswerte mit Bezug auf die Betriebsbedingungen an der Flüssigkeitsoberfläche herangezogen.

Definition des Bündel- und Rieselfaktors

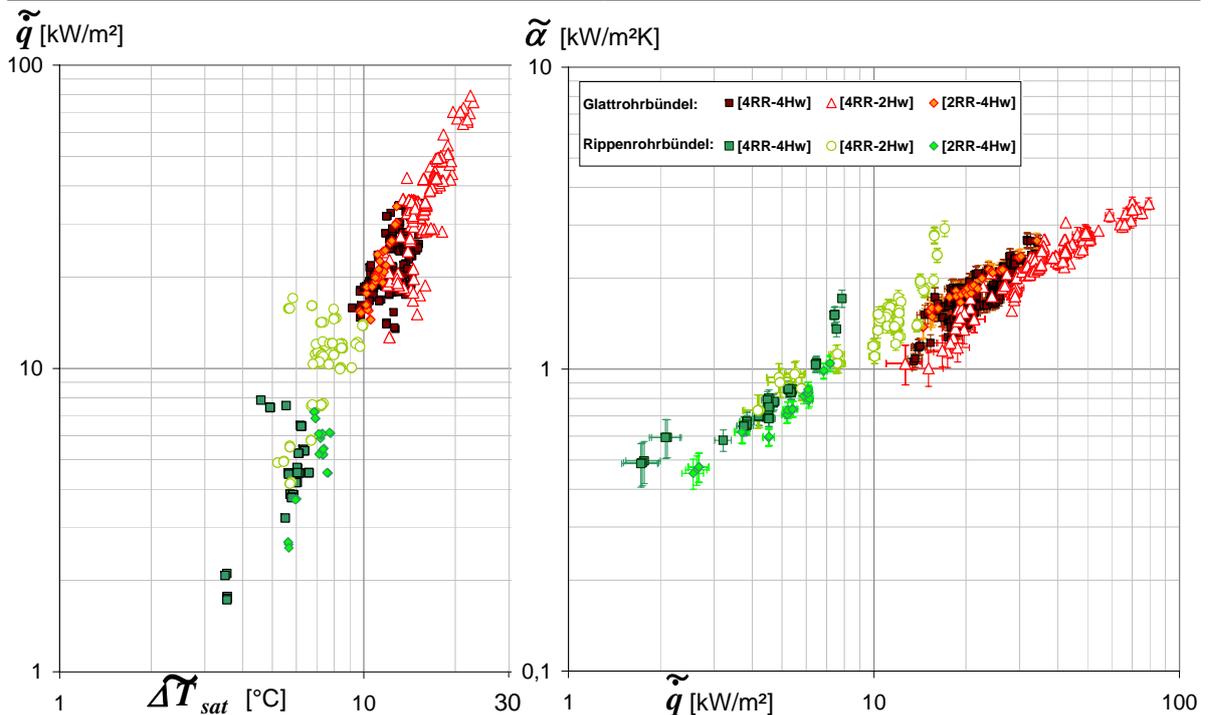
In den Abschnitten 5.4 und 5.5 wurden die Ergebnisse diskutiert, welche bei den Messungen an vier beheizten Rohrlagen – entweder in der Konfiguration [4RR-4Hw] oder in der Konfiguration [2RR-4Hw] – erzielt wurden. Grundlage dafür bildeten die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des unteren und des oberen Bündelbereichs, die gemäß des Auswerteverfahrens mit separater Erfassung der zwei Bündelhälften (Auswertemethode 2.a/) ermittelt wurden.

Darauf basierend wurde mit Hilfe des so genannten „Bündeleffekts“ bzw. „Riese effekts“ die in der Konfiguration [4RR-4Hw] bzw. [2RR-4Hw] lokal auftretende Veränderung des Wärmeübergangs innerhalb des Rohrbündels quantifiziert. Im vorliegenden Abschnitt werden zur Bewertung der Ergebnisse anhand integraler Wärmeübergangswerte der so genannte „Bündelfaktor“ und „Rieselfaktor“ eingeführt. Diese stellen praktische Parameter dar, die zur Auslegung eines Rohrbündels auf der Basis von Daten für Einzelrohre dienen. Sie unterscheiden sich somit vom Bündel- und Riese effekt, welche vor allem Aufschlüsse über interne Wärme- und Stofftransportmechanismen innerhalb des Bündels ermöglichen.

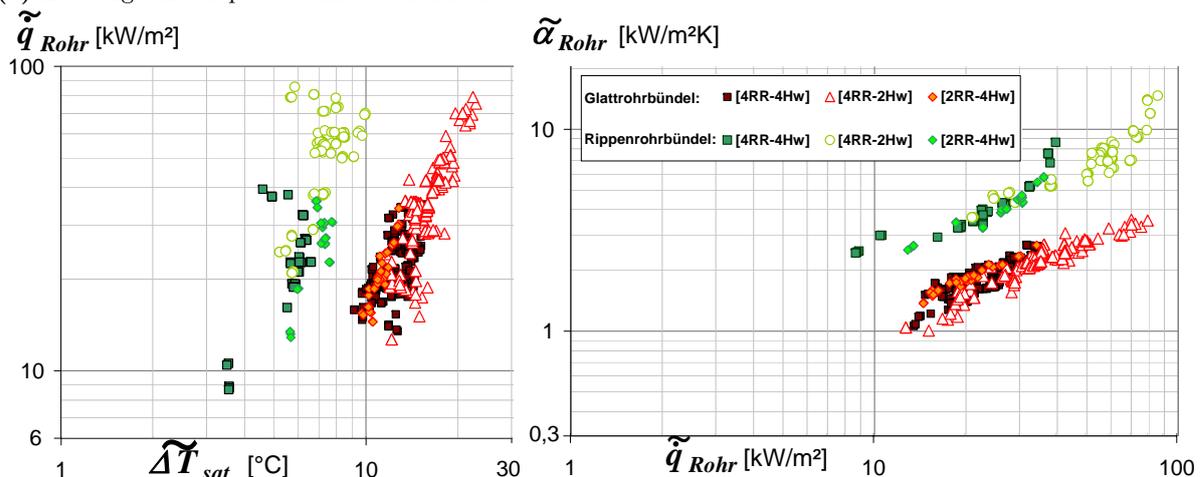
Der in dieser Arbeit verwendete Bündelfaktor weicht von seiner eigentlichen Definition ab, welche den Bündelfaktor als Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten des gesamten Bündels zu einem isolierten Einzelrohr festlegt. Da jedoch nur in seltenen Fällen Daten für Einzelrohre vorliegen, wird der Bündelfaktor in der Literatur oft als Verhältnis des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des gesamten Bündels zu dem Wärmeübergangskoeffizienten eines einzigen Rohrs im Bündel interpretiert. Dies ist in der Regel das obere Rohr, da dort die Störeffekte aus dem Flüssigkeitsvolumen minimal sind. Angesichts der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Konfigurationen wird der Bündelfaktor als Verhältnis des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des Rohrbündels beim Betrieb mit vier beheizten Rohrlagen ([4RR-4Hw]) zum mittleren Wärmeübergangskoeffizienten desselben Rohrbündels beim Betrieb mit Beheizung der zwei oberen Rohrlagen ([4RR-2Hw]) angegeben. Genauso beschreibt der hier verwendete Rieselfaktor das Verhältnis der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten beim Betrieb mit vier beheizten Rohrlagen – davon zwei überflutete und zwei benetzte – zum Betrieb mit zwei beheizten Rohrlagen. Voraussetzung für die Bildung der so definierten Faktoren sind die gleichen Betriebsbedingungen (d.h. gleiche Wärmestromdichte, Betriebsdruck und Konzentration der Lösung) in den verglichenen Konfigurationen. Im Folgenden werden die genannten Faktoren beim Vergleich der drei untersuchten Konfigurationen zur Identifizierung der bestmöglichen Füllhöhe und Beheizung der Rohre des Austreibers verwendet.

In den folgenden Abbildungen 5.39 und 5.40 wird eine Übersicht aller Messungen gegeben, die im Rahmen dieser Arbeit mit Lithiumbromidlösung durchgeführt wurden. Dementsprechend fassen diese die Messungen am Glatt- und am Rippenrohrbündel jeweils in den drei untersuchten Konfigurationen [4RR-2Hw], [4RR-4Hw] und [2RR-4Hw] zusammen. Die Abbildung 5.39 zeigt das Ergebnis einer lokalen Auswertung der Messdaten auf Basis der lokal herrschenden Sättigungstemperatur, d.h. mit Berücksichtigung der hydrostatischen Höhe im Flüssigkeitsbehälter (Auswertemethode 2.b/). Im Gegensatz dazu zeigt die Abbildung 5.40 das Ergebnis einer integralen Auswertung auf Basis der Sättigungstemperatur an der Flüssigkeitsoberfläche. Die Differenz zwischen der differenzierten lokalen Auswertung (Abb. 5.39) und einer mittleren Auswertung auf der Basis der Temperatur an der Flüssigkeitsoberfläche (Abb. 5.40) ist schließlich ein Maß für die Verschlechterung der Wärmeübertragung beim Blasensieden, die aufgrund des markanten Einflusses der hydrostatischen Höhe auftritt.

5.6 — Bewertung der Ergebnisse für die praktische Anwendung



(a) Leistungsumsatz pro Wärmetauscherfläche.



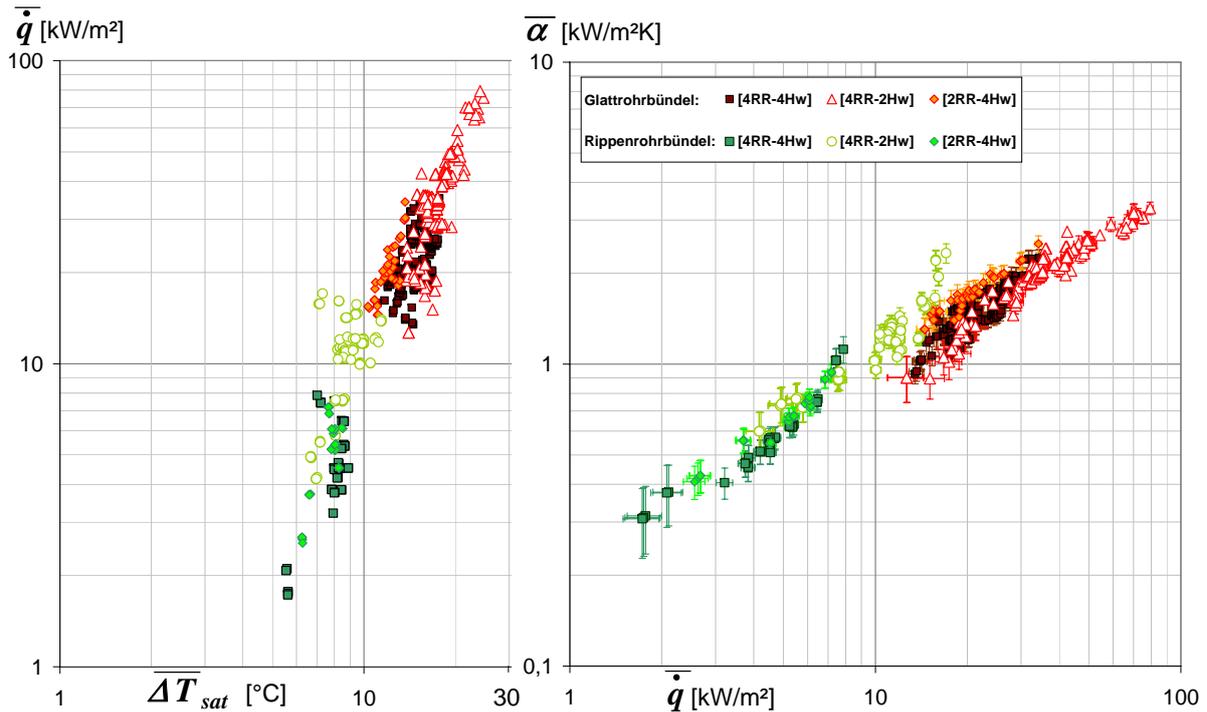
(b) Leistungsumsatz pro Wärmetauschervolumen.

(das Rohrspiegel bleibt zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel unverändert.)

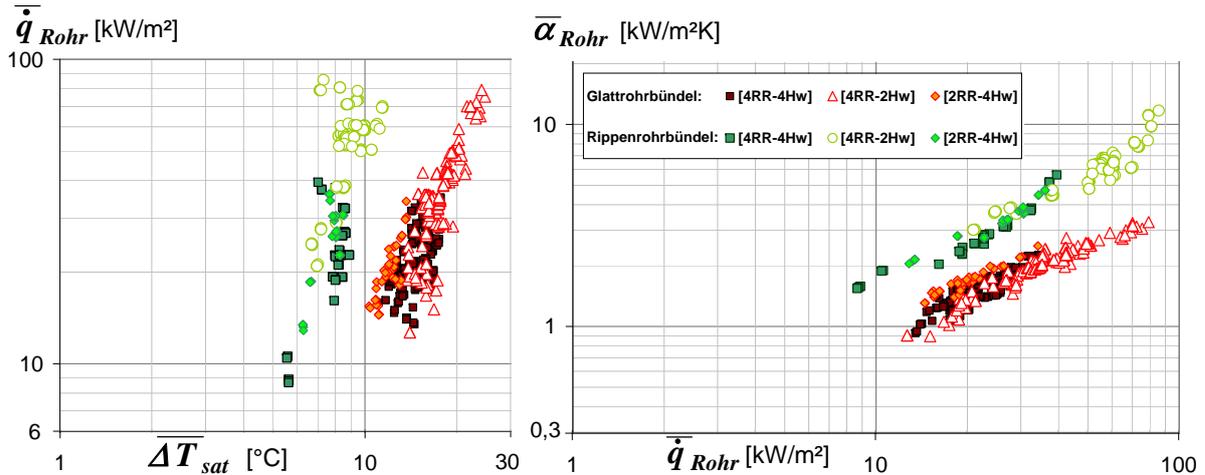
Abbildung 5.39: Ergebnisse der Untersuchung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung bei einer lokalen Betrachtung des überfluteten Austreiberwärmetauschers (Auswertemethode 2.b/).

In den oberen Abbildungen 5.39a und 5.40a sind rechts die Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte und links die Wärmestromdichte als Funktion der Wandübertemperatur aufgetragen¹⁸. Für Aussagen über die Steigerung des Leistungsumsatzes im Volumen wurden in den unteren Abbildungen 5.39b und 5.40b dieselben Ergebnisse auf die Kernrohroberfläche (α_{Rohr} , \dot{q}_{Rohr}) statt auf die Gesamtübertragungsfläche (α , \dot{q}) bezogen.

¹⁸ Bei der lokalen Auswertung in Abb. 5.39a stellen die Werte $\tilde{\alpha}$, \tilde{q} und $\Delta\tilde{T}_{sat}$ die Mittelwerte der im Bündel herrschenden lokalen Zustände dar. Diese wurden im Abschnitt 4.3.4 definiert (siehe Tabelle 4.3).



(a) Leistungsumsatz pro Wärmetauscherfläche.



(b) Leistungsumsatz pro Wärmetauschervolumen.

(das Rohrspiegel bleibt zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel unverändert.)

Abbildung 5.40: Ergebnisse der Untersuchung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung bei einer integralen Betrachtung des überfluteten Austreiberwärmetauschers (Auswertemethode 1/).

Aus der Abbildung 5.39a zeigt sich für das Glattrohrbündel, dass im Betrieb mit halbgefülltem Behälter [2RR-4Hw] gleiche Wärmeübergangswerte wie im vollständig gefluteten Zustand [4RR-4Hw] erreicht werden. Diese Werte sind jeweils geringfügig höher als die Wärmeübergangswerte, die an dem Glattrohrbündel bei nur zwei aktiven Rohrlagen [4RR-2Hw] erreicht wurden. Beim Rippenrohrbündel ergeben sich die niedrigsten Werte beim Betrieb mit halb geflutetem Wärmetauscher [2RR-4Hw]. Beim Betrieb der vollständig gefluteten Wärmetauscherfläche sind bei Wärmestromdichten von bis zu 7 kW/m² die Ergebnisse für die komplette

Beheizung und diejenigen für die Beheizung der zwei oberen Rohrlagen nicht zu unterscheiden. Allerdings tritt bei vier beheizten Rohrlagen der Übergang zum vollständig ausgebildeten Blasensieden früher ein, so dass bei höheren Wärmestromdichten deutlich höhere Wärmeübergangswerte in der Konfiguration [4RR-4Hw] als in der Konfiguration [4RR-2Hw] erzielt werden. Dieses Phänomen wurde im Abschnitt 5.1.2 auf S. 104 erläutert. Die in Abbildung 5.39a angegebenen Daten basieren jedoch jeweils auf der lokal herrschenden Sättigungstemperatur. Die Abweichung dieser lokalen Sättigungstemperatur von der Sättigungstemperatur der siedenden Lösung an der Flüssigkeitsoberfläche steigt aufgrund der hydrostatischen Höhe mit zunehmender Flüssigkeitsüberdeckung über dem jeweiligen Siederohr, also z.B. mehr im vollständig als im halb gefluteten Zustand. Dies bedeutet, dass der vollständig geflutete Betrieb ([4RR-4Hw]), selbst bei gleichem Wert des Wärmeübergangskoeffizienten, eine höhere Temperatur der Antriebswärme erfordert als der Betrieb mit teilweise überflutetem Wärmetauscher, bei dem die oberen Wärmetauscherrohre nicht überflutet sind sondern nur von der siedenden Lösung benetzt werden ([2RR-4Hw]).

Dieser Nachteil der größeren Flüssigkeitsüberdeckung in der Konfiguration [4RR-4Hw] gegenüber der Konfiguration [2RR-4Hw] wird beim Vergleich mit der Abbildung 5.40 erkennbar. Hier zeigt sich im Bezug auf die Temperatur an der Flüssigkeitsoberfläche, dass beim Sieden von Lithiumbromidlösung am Glattrohrbündel der Betrieb des Austreibers mit geringerem Füllstand und Benetzung der beiden oberen Rohrlagen einem vollständig gefluteten Betrieb vorzuziehen ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass aufgrund der geringeren Höhe der Flüssigkeitssäule über den überfluteten Rohrlagen der Konfiguration [2RR-4Hw] das Blasensieden dort im Vergleich zu den zwei unteren Rohrlagen der Konfiguration [4RR-4Hw] begünstigt wird. Andererseits wurde im Abschnitt 5.5.3 beschrieben, dass bei den benetzten Rohrlagen der Konfiguration [2RR-4Hw] offenbar Blasensieden auftritt. Dadurch ist auch in der oberen Bündelhälfte ein zufriedenstellender Leistungsumsatz zu erwarten. Beim Rippenrohrbündel fällt der Vergleich in Abbildung 5.40 eher zugunsten der Konfiguration [4RR-2Hw] aus. Der Betrieb mit halbgefülltem Behälter [2RR-4Hw] ergibt nahezu identische Wärmeübergangswerte wie im vollständig gefluteten Zustand [4RR-4Hw]. Dies liegt daran, dass die schlechte Funktion des benetzten Bündelabschnitts der Konfiguration [2RR-4Hw] den Vorteil des effizienteren Blasensiedens im unteren überfluteten Bündelabschnitt wettmacht. Die möglichen Ursachen dieses Effekts wurden im Abschnitt 5.5.4 diskutiert.

Um den Gewinn der Ausführung der Austreiberkomponente als Rippenwärmetauscher herauszulesen, ist insbesondere der Leistungsumsatz im Wärmetauschervolumen von Interesse. Beim Vergleich der Abbildungen 5.39a und 5.39b bzw. 5.40a und 5.40b ist deutlich zu erkennen, dass die Steigerung der Wärmeübertragungsfläche durch die Außenberippung des Siederohres zum Teil als Steigerung des kernrohrbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten α_{Rohr} wahrgenommen wird. Wie erwartet führt die Verwendung von Rippenrohren bei den drei untersuchten Konfigurationen zu einer deutlichen Verbesserung des volumenbezogenen Leistungsumsatzes. Der

Vorteil der Verbesserung von α_{Rohr} bzw. der Verringerung der treibenden Temperaturdifferenz ΔT_{sat} gegenüber dem Glattrohrbündel bei gleicher \dot{q}_{Rohr} kommt bei den hohen untersuchten Wärmestromdichten aufgrund der beim Rippenrohrbündel auftretenden Veränderung der Mechanismen der Wärmeübertragung noch mehr zum Tragen. Im Abschnitt 5.3 beim detaillierten Vergleich zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel wurde zudem gezeigt, dass sich der Wärmeübergang sogar im Bezug auf die Wärmetauscherfläche verbessert. Dies ist in der Abbildung 5.40a wegen der integralen Auswertung nur schwer zu erkennen.

Bündel- und Rieselfaktor

Mit Hilfe des Bündelfaktors und des Rieselfaktors werden die Erkenntnisse aus der Abbildung 5.40 eindeutig. Für jede untersuchte Konfiguration wurden diesbezüglich die anhand der integralen Auswertung ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte, dem Druck und der Konzentration interpoliert. Mit Hilfe der so ermittelten Wärmeübertragungskorrelationen, in der Form $(\bar{\alpha} = C \cdot \bar{q}^n \cdot p^{*m})$, $(\bar{\alpha} = C \cdot \bar{q}^n \cdot p^{*m})$ oder $(\bar{\alpha} = C \cdot \bar{q}^n \cdot p^{*m} \cdot \exp^{-0,01 \cdot x})$, wurden der Bündelfaktor bzw. der Rieselfaktor bestimmt. Die größte Variation dieser aufgrund der im Experiment variierten Betriebsdrücke und Lösungskonzentration ist jeweils in den Abbildungen 5.41a bzw. 5.41b dargestellt. Zum Vergleich wurde im linken Bild noch der Bündelfaktor aus den Messungen mit Wasser gezeigt.

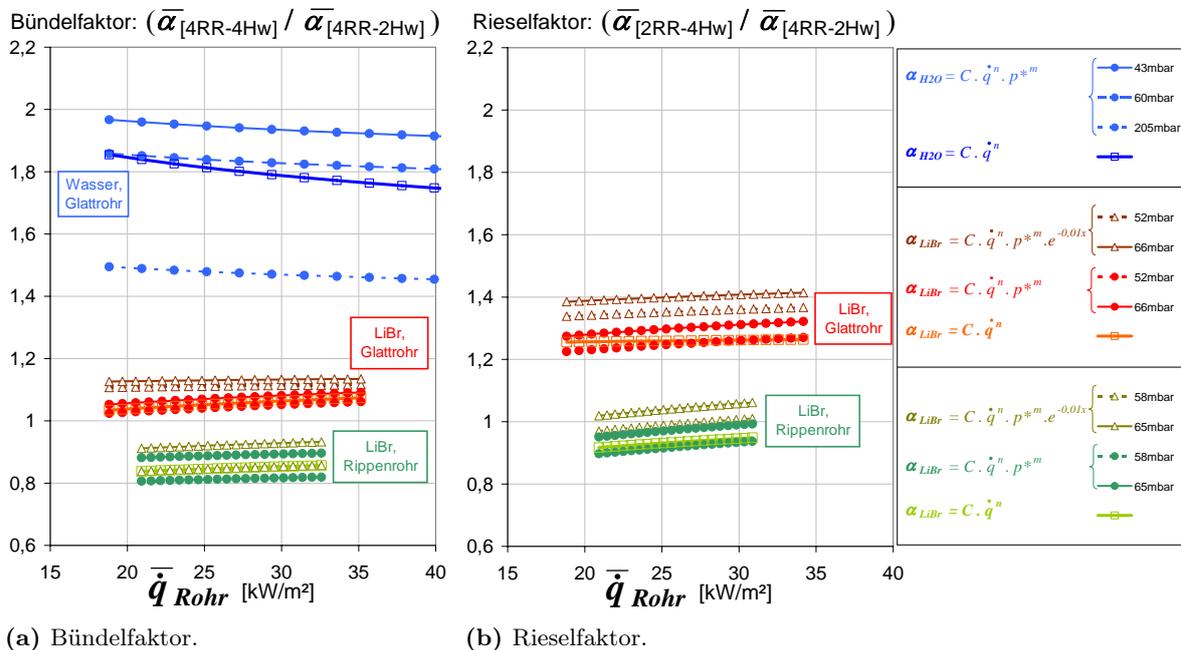


Abbildung 5.41: Bewertung der beim Behältersieden von Lithiumbromidlösung untersuchten Konfigurationen des Austreibers. Ergebnis einer integralen Betrachtung (Auswertemethode 1/).

Bei der Erhöhung der beheizten Fläche von zwei auf vier Rohrlagen konnte beim Sieden von Lithiumbromidlösung keine ausgeprägte Bündelverstärkung festgestellt werden. Mit dem Glattrohrbündel wird anhand der Abbildung 5.41a nur eine etwa 10%-ige Zunahme des mittleren

Wärmeübergangskoeffizienten im gesamten Bündel erreicht, wenn die zwei oberen Rohrlagen durch die zwei unteren Rohrlagen des Bündels aktiviert werden. Beim Rippenrohrbündel ergibt sich gar keine Verbesserung, im Mittel sogar eine relative Verschlechterung des Wärmeübergangs von etwa 15 %. Im Vergleich dazu tritt beim Sieden von Wasser bei nicht zu hohen Drücken (d.h. bis 90 mbar) nahezu eine Verdoppelung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten durch die Aktivierung der unteren Rohrlagen des Bündels auf. Dieser Unterschied deutet wieder auf den deutlich geringeren Einfluss der Höhe der Flüssigkeitssäule. Dadurch geht beim Experiment mit Wasser die Flächenvergrößerung der Heizfläche beim Übergang von zwei auf vier beheizten Rohrlagen in vollem Maße in eine Vergrößerung der pro Wärmetauscherfläche übertragene Wärmemenge ein.

Beim Vergleich des Bündelfaktors (links) und des Rieselfaktors (rechts) wird nochmal deutlich, dass die geringere hydrostatische Höhe der Konfiguration [2RR-4Hw] immer die geringere Bündelverstärkung überwiegt, welche durch Beheizung der zwei unteren Rohrlagen im vollständig überfluteten Zustand stattfindet. So tritt bei der Reduzierung des Füllgrads des Austreiberbehälters auf halbe Höhe eine Verbesserung der Wärmeübertragung am Austreiber von etwa 18 % beim Glattrohrbündel (von ca. 1,1 in Abb. 5.41a auf ca. 1,3 in Abb. 5.41b) und von etwa 12 % beim Rippenrohrbündel (von ca. 0,85 in Abb. 5.41a auf etwa 0,95 in Abb. 5.41b) auf.

Was den Vorteil des Rippenrohrbündels gegenüber dem Glattrohrbündel betrifft, stellte sich im Abschnitt 5.3 heraus, dass der Einsatz von Rippen in der Konfiguration [4RR-2Hw] zu einer Steigerung des flächenbezogenen Wärmeübergangs von etwa 50 % gegenüber dem Glattrohrbündel führte (siehe Abb. 5.24). Für dasselbe Rippenrohrbündel, jedoch mit vier beheizten Rohrlagen, wurde für die gleiche Wärmestromdichte im Abschnitt 5.4.4 ein Rückgang des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von den unteren zu den oberen Rohrlagen von etwa 20 % beobachtet. Dahingegen trat beim Glattrohr eine Verbesserung des Wärmeübergangs vom unteren zum oberen Bündelbereich von etwa 20 % beim Betrieb mit vier beheizten Rohrlagen auf (siehe Abschnitt 5.4.3). Somit war nicht eindeutig festzulegen, ob auch bei vier beheizten Rohrlagen das Rippenrohrbündel immer noch vorteilhafter als das Glattrohrbündel war. Dies konnte beim halb gefluteten Betrieb der Wärmetauscher auch nicht erkannt werden (siehe Abschnitt 5.5). An den in Abbildung 5.41 dargestellten Bündel- und Rieselfaktoren kann die aus diesen konkurrierenden Effekten resultierende Tendenz abgelesen werden. Gemäß der integralen Auswertung zeigt sich im Mittel für das Rippenrohrbündel, dass die grundsätzliche Verbesserung der Wärmeübertragung aufgrund der feinen Oberflächenstrukturen der Rippen generell den nachteiligen Einfluss eines höheren Bündels – sei es vollständig überflutet (Konfiguration [4RR-4Hw]) oder halb geflutet (Konfiguration [2RR-4Hw]) – dominiert. Somit bringt der Einsatz von Rippenrohren unabhängig von der Betriebsweise des Bündels immer Vorteile im Bezug auf die Wärmeübertragung pro Wärmetauscherfläche mit sich. Dies wurde im gesamten untersuchten Leistungsbereich experimentell nachgewiesen.

Insbesondere für eine Anwendung in Absorptionskältemaschinen, die Niedertemperaturwärme zum Antrieb des Kälteprozesses verwenden, ermöglicht das Rippenrohrbündel eine bedeutende Verringerung der für das Blasensieden erforderlichen Wandübertemperatur und somit der Antriebstemperatur. In der Abbildung 5.42 wird anhand der Messdaten der Abbildung 5.40 die erzielte Reduzierung der treibenden Temperaturdifferenz bei Verwendung von Rippenrohren bestimmt. Sie liegt beim kleinen Bündel über 50 % ([4RR-2Hw]) und beim höheren Bündel zwischen 25 und 45 % ([4RR-4Hw], [2RR-4Hw]).

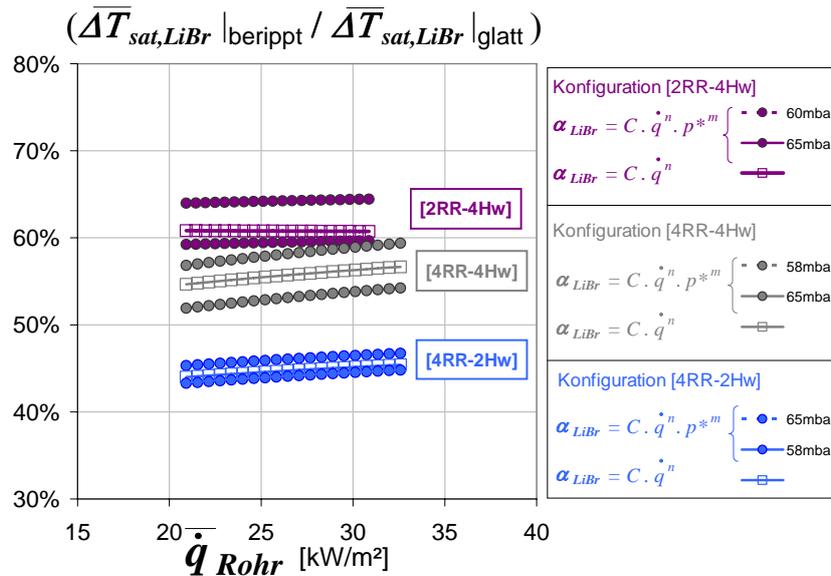


Abbildung 5.42: Reduzierung der Wandübertemperatur durch den Einsatz von Rippen beim Behälter-sieden von Lithiumbromidlösung bei unterschiedlichen Konfigurationen des Austreibers. Ergebnis einer integralen Betrachtung (Auswertemethode 1/).

Zusammengefasst kann man sagen, dass sich die Konfiguration [2RR-4Hw] als bestmögliche Austreiberkonfiguration für einen optimalen Betrieb der Absorptionskältemaschine herausstellt. Selbst bei gleichbleibenden Wärmeübertragungseigenschaften bringt der Betrieb mit geringerer Füllung des Austreiberbehälters gegenüber der Konfiguration [4RR-4Hw] den erheblichen Vorteil einer Einsparung von Sorptionslösung. Dadurch lässt sich einerseits die Trägheit der gesamten Anlage beim Hoch- und Herunterfahren reduzieren und das Ansprechverhalten der Kältemaschine generell verbessern. Außerdem ergeben sich geringere Kosten für die Füllung der Anlage im Vergleich zu einer Bauweise mit vollständig geflutetem Austreiber. Andererseits ist dieser Betrieb mit vier Rohrlagen und halbgefülltem Behälter dem Betrieb mit zwei beheizten Rohrlagen [4RR-2Hw] zu bevorzugen. Hier wird bei gleicher hydrostatischer Überdeckung und gleichem Einfluss des Bündels zusätzlich die „trockene“ Wärmeübertragungsfläche für das Sieden der Lösung benutzt. Dies stellt eine sehr effiziente Betriebsvariante dar, am Austreiberwärmetauscher höhere Leistungen zu übertragen.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Angesichts des steigenden Energieverbrauchs durch das stark zunehmende Wirtschaftswachstum der Industrieländer sowie das zunehmende Komfortbedürfnis bieten Absorptionskälteanlagen gegenüber herkömmlichen Kompressionskälteanlagen eine attraktive Alternative zur Kälteerzeugung. Diese Anlagen nutzen Wärme anstatt elektrischer Energie als treibende Kraft für den Antrieb des Kälteprozesses, was in Zeiten steigender Strompreise von großem Vorteil ist. Mit Hilfe der thermischen Antriebsenergie wird innerhalb eines Lösungskreislaufs, welcher aus Absorber und Austreiber besteht, der Kältemitteldampf in einem flüssigen Lösungsmittel absorbiert bzw. desorbiert und somit thermisch anstatt mechanisch komprimiert.

Seit Jahrzehnten sind Absorptionskälteanlagen im Bereich einiger hundert kW technisch ausgereift und kommerziell erhältlich. Sie werden überwiegend für Klimatisierungszwecke in Gebäuden eingesetzt. Da die Kältebereitstellung bei Temperaturen über 0 °C erfolgt, wird dabei vornehmlich das Kältemittel Wasser in Verbindung mit wässriger Lithiumbromidlösung als Absorptionsmittel verwendet. Dem Stand der Technik entsprechend werden die Hauptkomponenten Verdampfer, Kondensator, Absorber und Austreiber als horizontale Rohrbündelwärmetauscher ausgeführt, welche als Rieselfilm-Apparate betrieben werden. Entsprechend der Stoffeigenschaften des Arbeitsstoffgemisches Wasser/LiBr finden Verdampfung und Absorption bei Betriebsdrücken von etwa 15 mbar statt während Kondensation und Desorption bei Betriebsdrücken von etwa 60 mbar erfolgen.

In den letzten Jahren wurde vermehrt nach neuen technischen Lösungen gesucht, Kälteanlagen mit Antriebswärme niedriger Temperatur (unter 90 °C) zu betreiben. Durch effiziente Nutzung bestehender Wärmequellen wie Solarwärme, Fernwärme oder Abwärme aus Blockheizkraftwerken wird dabei eine Einsparung des Primärenergieverbrauchs sowie eine Entlastung der elektrischen Energieversorgung ermöglicht. Im Augenmerk der heutigen Entwicklung für Niedertemperaturanwendungen stehen Kleinanlagen mit Leistungen von bis zu 20 kW, die für die Raumklimatisierung im Wohnbereich – insbesondere bei Ein- und Mehrfamilienhäusern – eingesetzt werden. Um die energetische Effizienz der Anlagen kleiner Leistung zu verbessern und gleichzeitig deren Bauvolumen und Gewicht zu reduzieren, werden in jüngster Zeit kompakte Wärmeaustauscher oder Technologien zur Verbesserung der Wärmeübertragung entwickelt.

Für den Austreiber einer Absorptionskältemaschine kommt bei den gestellten Anforderungen einer effizienten und kompakten Bauweise eine überflutete Ausführung des Wärmetauschers in Frage. Der Austreiberwärmetauscher befindet sich dabei in einem mit dem Arbeitsstoffgemisch Wasser/LiBr gefüllten Flüssigkeitsbehälter. Die Desorption des Kältemittels Wasser erfolgt durch Blasensieden an der gefluteten Wärmetauscherfläche, auch Behältersieden genannt. Dadurch werden im Vergleich zu gängigen Rieselfilmapparaten höhere Wärmeübergangskoeffizienten erzielt, allerdings nur bei ausreichender treibender Temperaturdifferenz. Insbesondere für die hier betrachtete Anwendung unter subatmosphärischen Betriebsdrücken ist der überflutete Austreiber deswegen nur mit begrenzter Höhe der Flüssigkeitsüberdeckung der Wärmetauscherfläche denkbar. Bei zu großem hydrostatischen Druck der Flüssigkeitssäule im Behälter tritt eine beträchtliche Erhöhung der Gleichgewichtstemperatur der siedenden Lösung und somit eine Verringerung der nutzbaren treibenden Temperaturdifferenz – d.h. der Temperaturdifferenz zwischen Rohrwandoberfläche und Gleichgewichtstemperatur der Lösung – auf. Dies verhindert die Ausbildung von Blasensieden an den überfluteten Heizrohren. Angesichts der angestrebten Niedertemperaturanwendung kann der nachteilige Einfluss der hydrostatischen Höhe nicht durch eine Anhebung der Antriebstemperatur behoben werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Siedeprozess beim Behältersieden an einem überfluteten Austreiber einer Absorptionskältemaschine experimentell untersucht und theoretisch diskutiert. Die durchgeführten Experimente sollten wertvolle Erkenntnisse für die langfristige Entwicklung von Niedertemperatur betriebenen Absorptionskälteanlagen kleiner Leistungen liefern.

In der Literatur sind für das Behältersieden von wässriger Lithiumbromidlösung an einer überfluteten Wärmetauscherfläche nur wenige Untersuchungen vorhanden. Außerdem wurde die Mehrheit früherer Untersuchungen an Einzelrohren bzw. -platten durchgeführt und beschränkt sich auf den Atmosphärendruck. Neben den experimentellen Arbeiten sind für das Sieden von binären Mischungen, wie im vorliegenden Anwendungsfall des Stoffpaares $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, kaum theoretische Berechnungsmodelle über die zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten vorhanden. In der Regel erfolgt die Berechnung des Wärmeübergangs von Gemischen auf der Basis des Wärmeübergangs der jeweiligen reinen Stoffe des Gemischs. Dabei ist bekannt, dass der Wärmeübergangskoeffizient beim Sieden des Gemischs kleiner ist als der der reinen Stoffe. Dies liegt an den so genannten gemischspezifischen Effekten, die beim Sieden infolge der Konzentrationsänderung des Gemisches auftreten (lokale Siedepunkterhöhung, ausgelöster Diffusionstransport, etc). Demzufolge wird üblicherweise die Verminderung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Reinstoffsieden und Zweistoffsieden modelliert, was die Kenntnis des Wärmeübergangskoeffizienten der reinen Stoffe voraussetzt.

Am Anfang dieser Arbeit wurden selbst bei der Betrachtung der verfügbaren Wärmeübertragungsmodelle ([Cooper, 1984] und [Gorenflo, 2002] für Wasser, [Rant, 1977] für Wasser/LiBr) Abweichungen der erhaltenen Werte um über einen Faktor zwei festgestellt, so dass diese Model-

le für die Auslegung überfluteter Austreiber nicht anwendbar waren. Wegen nicht ausreichenden und teilweise unzuverlässigen Angaben zum Wärmeübergang war eine weitere Untersuchung auf der Grundlage von eigenen Experimenten zum Behältersieden wässriger Lithiumbromidlösung erforderlich.

Im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchungen stand der Einfluss von den Betriebsbedingungen Wärmestromdichte und Druck, die für den Siedeprozess entscheidend sind. Die Messungen des Wärmeübergangs in Abhängigkeit von diesen Parametern sollten aussagekräftige Ergebnisse im Hinblick auf Anwendung liefern. Diesbezüglich wurden sowohl die Betriebsbedingungen als auch die Geometrie des Austreiberwärmetauschers untersucht, die typischerweise in konventionellen Absorptionskälteanlagen auftreten bzw. eingesetzt werden.

Für die Experimente wurden im Rahmen dieser Arbeit eine eigens dafür konzipierte Absorptionskälteanlage mit einer Kälteleistung von etwa 10 kW aufgebaut. Es wurden zwei Rohrbündelwärmetauscher erprobt, zum einen ein Glattrohrbündel und zum anderen ein Rippenrohrbündel, die jeweils aus 24 waagrecht Kupferrohren – eingeteilt in 4 Rohrlagen von je 8 Rohren – bestanden. An dem Glattrohrbündel wurden Siedeversuche mit reinem Wasser und mit wässriger Lithiumbromidlösung in einem breiten Bereich der Wärmestromdichte und des Siededrucks durchgeführt. Von Interesse war hierbei in erster Linie die experimentelle Bestätigung, dass sich die Wärmeübertragung zwischen Wasser und wässriger Lithiumbromidlösung verschlechtert. Eine weitere Motivation war die Validierung der theoretischen Modelle aus der Literatur, die die Verminderung der Wärmeübertragung zwischen Reinstoff- und Zweistoffsieden bestimmen. Die Siedeexperimente am Rippenrohrbündel wurden dann ausschließlich mit wässriger Lithiumbromidlösung durchgeführt. Rippenrohre geben Aussicht auf eine geringere treibende Temperaturdifferenz beim Sieden, weshalb an den mittelberippten Rohren GEWA-D des Rippenrohrbündels die mögliche Reduzierung der benötigten Antriebstemperatur der Absorptionskälteanlage untersucht wurde. Bei den Versuchen wurde die Wärmestromdichte von etwa 10 bis 100 kW/m² am Glatt- bzw. 3 bis 16 kW/m² am Rippenrohrbündel variiert, was einer Bandbreite der umgesetzten Leistung von ca. 3 bis 20 kW entspricht. Bei den Messungen mit Wasser wurde der Dampfdruck zwischen 40 und 700 mbar, mit Lithiumbromidlösung zwischen 50 und 80 mbar variiert. Die Lösungskonzentration stellte sich je nach Betriebsbedingungen zwischen 50 Gew.-% und 65 Gew.-% ein. Die Experimente deckten damit den Einsatzbereich überfluteter Austreiber in konventionellen Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlagen ab.

Im Vergleich zu Messungen bei Atmosphärendruck ist bei subatmosphärischen Drücken selbst bei geringer Füllhöhe die relative Erhöhung der Siedetemperatur der Sorptionslösung innerhalb des Flüssigkeitsbehälters so stark ausgeprägt, dass diese bei der Auswertung berücksichtigt werden muss. Während der Experimente wurde die lokale Siedetemperatur jedoch nicht messtechnisch erfasst. Aus diesem Grund wurde ein Finite-Elemente-Modell aufgestellt, mit dem im nachhinein orts aufgelöste Wärmestromdichten sowie Werte der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und der lokal bestehenden treibenden Temperaturdifferenzen ermittelt

werden konnten. Dazu wurden Wärmeübertragungskorrelationen der Literatur verwendet, die den Einfluss technisch relevanter Parameter wie Betriebsbedingungen oder Versuchsbedingungen (Heizfläche, Flüssigkeit) auf den Wärmeübergang beschreiben.

Um möglichst ohne Störeffekte Rückschlüsse auf die Mechanismen der Blasenbildung und der Blasendynamik beim Siedeprozess ziehen zu können, wurden zunächst Versuche durchgeführt, bei denen nur zwei der vier Rohrlagen des Austreiberwärmetauschers beheizt wurden. Um jedoch neben einer reinen Wärmeübertragungsmessung die realistischen Bedingungen überfluteter Austreiber in Absorptionskältemaschinen – vor allem die Bündelgeometrie – besser darzustellen, wurden auch Untersuchungen mit vollständig beheiztem Rohrbündelwärmetauscher durchgeführt. Die Experimente in dieser Konfiguration zielten darauf hin, den Einfluss der Anzahl überfluteter Rohrlagen – den so genannten Bündeleffekt – auf den Wärmeübergang aufzuzeigen. Der vollständig beheizte Rohrbündelwärmetauscher wurde auch nur halb geflutet betrieben, um die Auswirkung der Flüssigkeitsüberdeckung der Wärmetauscherfläche auf die für den Siedeprozess verfügbare treibende Kraft nachzuvollziehen.

Mit dem Glattrohrbündel wurden beim Blasensieden von Wasser treibende Temperaturdifferenzen von 5 bis 15 K gemessen und Wärmeübergangskoeffizienten von etwa 2 bis 15 kW/(m² · K) erreicht. Durch den Wechsel von Wasser auf wässrige Lithiumbromidlösung wurde ein Rückgang des Wärmeübergangs für den gleichen Leistungsbereich von 15 % bis zu 60 % beobachtet. Dementsprechend waren bei der Sorptionslösung treibende Temperaturdifferenzen für die Blasenbildung erforderlich, die um etwa 5 K höher lagen als bei Wasser. Im Regime des Blasensiedens stiegen die Wärmeübergangskoeffizienten der Lösung bis auf 4 kW/(m² · K) bei Übertemperaturen von 10 K bis 25 K an; die niedrigsten Werte betragen 1 kW/(m² · K).

Die Untersuchungen an dem Rippenrohrbündel ergaben Wärmeübergangskoeffizienten von 0,5 bis 3,5 kW/m². Mit dem Einsatz von Rippenrohren anstatt Glattrohren wurde somit bei gleicher Anordnung der Rohre im Austreiberwärmetauscher eine Verbesserung des mittleren Wärmeübergangs von etwa 50 % erreicht. Mit Übertemperaturen von 3 bis 10 K war es mit dem Rippenrohrbündel möglich, die erforderliche Übertemperatur und somit die benötigte Temperatur für den Antrieb der Absorptionskältemaschine um mindestens 5 K herabzusetzen. Dies erlaubt im Hinblick auf eine kompakte Bauweise des Wärmetauschers eine Reduzierung der Rohrlänge um über die Hälfte. Auf der Grundlage dieser Ergebnisse wurde mit Hilfe eines Wärmeübertragungsmodells, das die Wärmeleitung längs der Rippen berücksichtigt, auf eine Zunahme der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Glatt- und Rippenrohren von etwa 55 % zurückgeschlossen. Damit wurde experimentell bestätigt, dass die Verbesserung des Wärmeübergangs am Rippenrohr nicht nur auf der gegenüber dem Glattrohr vergrößerten Oberfläche beruht, sondern dass lokal auch eine bessere Wärmeübertragung erreicht wird, welche durch die feinen Oberflächenstrukturen und die Oberflächenbeschaffenheit der Rippen bestimmt wird.

Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse bestätigten im Wesentlichen die in der Literatur beschriebenen grundsätzlichen Abhängigkeiten des Wärmeübergangs von den Betriebsbedingungen Wärmestromdichte und Druck. So wurde beispielsweise mit steigender Wärmestromdichte eine exponentielle Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet. Bezüglich des Einflusses des Siededrucks wurde als besondere Eigenschaft des Behältersiedens unter subatmosphärischen Druckbedingungen ein späterer Beginn des Blasensiedens in der Lithiumbromidlösung beobachtet. Dies führt im instabilen Übergangsbereich zwischen konvektivem und voll ausgebildetem Blasensieden zum Rückgang der Übertemperatur trotz Erhöhung der Wärmestromdichte. Beim Rippenrohr war dieses Phänomen aufgrund der Anwesenheit der Rippen, die bei geringen Wärmestromdichten das Entweichen der Dampfblasen verhindern, deutlicher zu erkennen. Beim Sieden von Wasser führte weiterhin eine Erhöhung des Drucks zu einer Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten. Beim Sieden von Lithiumbromidlösung trat allerdings entgegen den Erwartungen eine negative Druckabhängigkeit, d.h. eine Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmendem Druck, auf.

Mit Hilfe der Vergleichsmessungen mit Wasser und wässriger Lithiumbromidlösung wurden die Einflüsse gemischspezifischer Effekte direkt ersichtlich. Damit konnten neue Erkenntnisse über die zu erwartende Verschlechterung der Wärmeübertragung beim Übergang von Wasser zu Wasser/LiBr gewonnen werden. So wurde gezeigt, dass diese Verschlechterung stark mit zunehmender Wärmestromdichte zunimmt. Dadurch fällt die Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte bei Lithiumbromidlösung geringer als beim Wasser aus. Es wurde zudem beobachtet, dass die Verschlechterung bei höheren Salzkonzentrationen und höheren Drücken stärker ausgeprägt ist. Die druckabhängige Verschlechterung der Wärmeübertragung zwischen Wasser und Wasser/LiBr wurde als Ursache für die negative Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung erkannt.

Im Rahmen einer detaillierten Analyse der Messdaten dieser Arbeit und Daten anderer Autoren wurden die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser und von Lithiumbromidlösung sowie die Verminderung der Wärmeübertragung beim Übergang von Wasser auf Wasser/LiBr verglichen. Im letzteren Fall zeigten die Ergebnisse im Wesentlichen gute Übereinstimmung. Teilweise wurden auch gegenläufige Tendenzen festgestellt, welche sich durch unterschiedliche Apparaturanordnungen ergaben. Dabei wurde vor allem beobachtet, dass die Füllhöhe des Behälters einen starken Einfluss auf die Verminderung der Wärmeübertragung zwischen beiden Fluiden hat. Bezüglich der absoluten Wärmeübergangskoeffizienten stellte sich heraus, dass Messungen des Wärmeübergangs beim Blasensieden, die an verschiedenen Versuchsaapparaturen durchgeführt wurden, auch dann große Unterschiede aufweisen, wenn der Einfluss der Betriebsbedingungen bzw. der Heizfläche (über Material und Rauigkeit) für den Vergleich berücksichtigt wurde. Bei der Auslegung realer Anlagen müssen daher die geometrischen Parameter sowie die charakteristischen Eigenschaften der Heizfläche (Material, Rauigkeit aber auch Bearbeitung, Anordnung, etc) in die Modellierung des Wärmeübergangs mit einbezogen

werden. Dies spricht gegen den Ansatz von [Rant, 1977], welcher bei der Modellierung der Verminderung der Wärmeübertragung bei Wasser/LiBr gegenüber Wasser weder den Einfluss der Betriebsbedingungen noch denjenigen der Eigenschaften der verwendeten Heizfläche berücksichtigt. Insofern wurde deutlich gemacht, dass das Modell von Rant sich zwar aufgrund seiner Einfachheit für eine praktische Auslegung des Austreiberwärmetauschers anbietet, jedoch für eine genauere Berechnung der zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten von Lithiumbromidlösung unzureichend ist.

Neben der Untersuchung der grundlegenden Phänomene der Wärmeübertragung beim Behältersieden wurde im weiteren Verlauf der Arbeit die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Anzahl beheizter bzw. überfluteter Rohrlagen analysiert, um die Praxis-tauglichkeit eines überfluteten Austreibers zu bewerten.

Bei den Untersuchungen des vollständig überfluteten Rohrbündels mit vier beheizten Rohrlagen wurden je nach siedender Flüssigkeit bzw. eingesetzten Wärmetauscherrohren ganz unterschiedliche Bündeleffekte beobachtet.

Bei Wasser konnte trotz der geringen Höhe des Bündels etwa eine Verdoppelung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber dem Experiment mit zwei Rohrlagen festgestellt werden. Dies resultiert aus dem besseren lokalen Wärmeübergang an den oberen Rohrlagen des Rohrbündels, welcher auf die an den unteren Rohrlagen gebildeten Dampfblasen zurückzuführen ist. Letztere verursachen beim Hochsteigen eine zusätzliche Konvektionsströmung im Flüssigkeitsvolumen und führen somit zur Verstärkung des Wärmeübergangs im oberen Bereich des Rohrbündels. Als Hauptursache für die sich ergebende deutliche Verbesserung des Wärmeübergangs wurden die sehr hohen Dampfvolumina der entstehenden Dampfblasen beim Sieden unter niedrigen Drücken erkannt.

Bei der LiBr-Lösung wurde bei geringen Wärmestromdichten festgestellt, dass durch die nachteilige hydrostatische Höhe die verfügbare treibende Temperaturdifferenz für die Ausbildung des Blasensiedens bis zu den unteren Rohrlagen des Bündels nicht ausreichend war. Mit der Erhöhung der Wärmestromdichte trat auch bei der Sorptionslösung ein besserer Wärmeübergang an den oberen Rohrlagen des Bündels auf. Der Verstärkungseffekt war jedoch nicht so ausgeprägt wie beim Wasser, da im Mittel nur noch eine Verbesserung in Höhe von 10 % gegenüber dem Experiment mit zwei beheizten Rohrlagen erreicht wurde. Dies konnte durch die Auswirkung gemischspezifischer Effekte auf die Größe und Anzahl der Dampfblasen erklärt werden. Bei den Untersuchungen mit dem Rippenrohrbündel trat ein Rückgang des mittleren Wärmeübergangs des Bündels beim Übergang von zwei auf vier beheizten Rohrlagen auf. Als mögliche Ursachen kommen die gegenüber der Größe der Dampfblasen zu kleinen Abmessungen der Rippenzwischenräume in Frage, welche den erwünschten Aufstieg der Dampfblasen behindern. Dies lässt den Schluss zu, dass der Vorteil des Rippenrohrs gegenüber dem Glattrohr beim Einsatz in einem höheren Bündel vermindert wird.

Die Experimente mit demselben, jedoch nur halb gefluteten Wärmetaucher lieferten ähnliche Ergebnisse hinsichtlich des unterschiedlichen Verhaltens von Glatt- und Rippenrohren. Nur beim Sieden am Glattrohrbündel wurde damit eine Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber der Konfiguration mit zwei beheizten Rohrlagen beobachtet. Dies lag vermutlich daran, dass es auch bei dem an den oberen Rohrlagen des Bündels herabrieselnden Lösungsfilm zur Blasenbildung kam. Dies war aufgrund der im Vergleich zum restlichen Flüssigkeitsvolumen geringeren Siedetemperatur und somit höheren Wandübertemperatur des Rieselfilms möglich. Diese Variante stellte sich dabei als optimale Betriebsweise für einen hohen Leistungsumsatz pro Wärmetauschervolumen bei gleichzeitiger Einsparung von Lithiumbromidlösung heraus.

Am Ende dieser Arbeit wurde beim Vergleich der eigenen Ergebnisse mit experimentellen Daten für die Fallfildesorption am Rieselfilm-Austreiber gezeigt, dass ab Übertemperaturen von ca. 13 K der Einsatz eines überfluteten Austreibers Vorteile im Hinblick auf die Abmessungen und den erforderlichen apparativen Aufwand mit sich bringt. Beispielsweise ergaben sich für das Behältersieden unter Auslegungsbedingungen Wärmeübergangskoeffizienten von $3 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, die annähernd doppelt so hoch waren als die eines Fallfilmaustreibers. Bei geringeren Übertemperaturen hingegen fiel der Vergleich zugunsten der Rieselfilm-Ausführung aus.

Als Fazit dieser Arbeit ist festzuhalten, dass der hier untersuchte überflutete Austreiber eine konkurrenzfähige Alternative zu herkömmlichen Rieselfilm-Austreibern bietet. Zur Reduzierung der vergleichsweise hohen erforderlichen Antriebstemperatur können schwach bis mittel berippte Rohre verwendet werden. Für eine weitere Steigerung des Potenzials der überfluteten Ausführung ist der Einsatz eines nicht zu hohen Bündels mit bis zu vier übereinander liegenden Rohrlagen vorteilhaft. Unter diesen Bedingungen kann eine Längenverkürzung des Austreiberwärmetauschers von etwa 50 % erreicht werden.

Die durchgeführten umfangreichen Messungen des Behältersiedens unter subatmosphärischen Drücken von Wasser und wässriger Lithiumbromidlösung an einem Rohrbündel-Austreiber schließen teilweise die Lücke, die bisher aufgrund des Mangels an experimentellen Daten für dieses Stoffpaar und diese Bedingungen herrschte. Dadurch wurde mit der vorliegenden Arbeit eine Datenbasis geschaffen, die große Relevanz für die Auslegung von Wärmetauschern hat. Die Arbeit beschäftigte sich vor allem mit der Untersuchung der Wärmeübertragung und dem Stofftransport am überfluteten Austreiber, um das physikalische Verständnis des Siedeprozesses an diesem Apparat zu verbessern. Die Parameter wie Betriebsdruck, Fluideigenschaften und Geometrie der Heizfläche wurden hier weit ausserhalb der sonst typischen – d.h. in der Literatur überwiegend zu findenden – Bereiche untersucht. Die Auswirkung der folgenden Unterschiede auf die Vorgänge des Behältersiedens wurden identifiziert:

- der Einfluss subatmosphärischer Druckbedingungen im Vergleich zum Atmosphärendruck,
- der Einfluss einer binären Wasser/LiBr-Lösung im Vergleich zu gängigen Kältemitteln,
- der Einfluss der Verwendung von berippten Rohren im Vergleich zu glatten Rohren,
- die Auswirkung unterschiedlicher Flüssigkeitsüberdeckungen der Wärmetauscherfläche.

Diese Erkenntnisse liefern somit wertvolle Anhaltspunkte für eine genauere Berechnung und eine bessere Konstruktion überfluteter Austreiber in kompakten Absorptionskältemaschinen, die Antriebswärme auf niedrigem Temperaturniveau nutzen und beispielsweise zur Gebäudeklimatisierung eingesetzt werden können. Bei Beachtung einiger verfahrenstechnischer Verbesserungsmöglichkeiten – dabei sei insbesondere auf eine konstruktiv bedingte Verbesserung der Strömungsverhältnisse innerhalb des Behälters hingewiesen – könnte auf der Grundlage dieser Arbeit eine hoch effiziente Bauform entwickelt werden, die eine bedeutende Einsparung der Investitions- und Betriebskosten ermöglicht.

ANHANG

Inhalt des Anhangs

A Grundlagen und Stand des Wissens des Behältersiedens	191
A.1 Einflussgrößen und Teilprozesse des Blasensiedens	191
A.2 Blasensieden in reinen Flüssigkeiten	194
A.2.1 Die Entstehung von Dampfblasen	194
A.2.2 Prozesse der Blasendynamik	197
A.2.3 Einfluss des Siededruckes	204
A.2.4 Einfluss der Kombination „Wand-Flüssigkeit“	206
A.3 Blasensieden in Zwei- oder Mehrstoffsystemen	214
A.3.1 Veränderung der Siedekurve	214
A.3.2 Verschlechterung des Wärmeübergangs gegenüber Reinstoffsieden	215
A.3.3 Prozesse der Blasenbildung und -dynamik	217
A.3.4 Relevante Einflussparameter	220
A.3.5 Einfluss der Betriebsbedingungen Wärmestromdichte und Druck	221
A.3.6 Einfluss der Zusammensetzung des Stoffsystems	223
A.4 Behältersieden an einem Rohrbündel	226
A.4.1 Veränderung der Siedekurve	226
A.4.2 Definition des Bündeleffekts	227
A.4.3 Einfluss der Bündelkonfiguration	229
A.4.4 Einfluss des Siededruckes	231
A.5 Behältersieden an verbesserten Oberflächen	232
A.5.1 Verbesserungsmethoden	232
A.5.2 Mechanismen der Verbesserung	235
A.5.3 Verfügbare Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs	236
A.5.4 Einsatz in Rohrbündeln	237
B Versuchsanlage	241
C Das Wilson-Plot Experiment	243
C.1 Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre	243
C.2 Grundprinzip des Wilson-Plot-Verfahrens	245
C.3 Durchführung und Auswertung des Experiments	247
C.4 Ergebnisse des Wilson-Plot-Experiments	251
D Fehlerrechnung und -analyse	255
D.1 Fehlerarten	255
D.2 Fehlerabschätzung der verwendeten Auswerteverfahren	257
D.3 Bewertung der FEM-Modellierung	266
Literatur	269

Anhang A

Grundlagen und Stand des Wissens des Behältersiedens

In diesem Kapitel wird zunächst eine Übersicht über die beim Blasensieden involvierten Mechanismen der Wärmeübertragung und maßgeblichen Einflussparameter gegeben. Aufgrund der Komplexität des Siedeprozesses empfiehlt es sich, dieser auf der Grundlage einer ausführlichen Literaturrecherche genauer zu betrachten. Die Mehrheit der Veröffentlichungen über den Siedeprozess befasst sich mit reinen Flüssigkeiten oder mit gängigen Kältemittelgemischen, die bei Atmosphärendruck bzw. im Überdruck am Einzeldraht bzw. -rohr sieden. Die in dieser Arbeit durchgeführte Untersuchung des Behältersiedens richtet sich jedoch auf das überflutete Rohrbündel des Austreiberwärmetauschers einer Absorptionskältemaschine und betrifft daher das Sieden des Stoffpaars $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ im subatmosphärischen Druckbereich. Vor diesem Hintergrund werden im weiteren Verlauf des Kapitels die aus der Analyse relevanter Arbeiten gewonnenen Erkenntnisse über die physikalischen Vorgänge des gesamten Siedeprozesses sowie die dabei wirkenden physikalischen Größen herausgestellt.

Die grundlegende Diskussion in diesem Kapitel soll bei der Interpretation der Ergebnisse dieser Arbeit helfen, insbesondere die Einflüsse des Fluids (wässrige Salzlösung mit nichtflüchtigem Bestandteil statt Mehrstoffgemisch mit leicht- und schwersiedenden Komponenten), der Heizfläche (Rohrbündel statt Einzelrohr, berippte Oberfläche) und des Betriebsdrucks (subatmosphärischer Druck statt Atmosphärendruck) zu berücksichtigen.

A.1 Einflussgrößen und Teilprozesse des Blasensiedens

Die Bedeutung des Siedeprozesses für die Auslegung von Wärmetauschern, die der Übertragung hoher Leistungen dienen, hat die Anzahl der Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet in den vergangenen 50 Jahren stark ansteigen lassen. Es wurde früh erkannt, dass das Verständnis molekularer Wärme- und Transportmechanismen für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten unerlässlich war. Aus diesem Grund wurden die verschiedenen Teilprozesse des Blasensiedens unter die Lupe genommen, um dabei die Wärme- und Stoffübertragung sowie

die grundlegenden Einflussparameter zu charakterisieren. Ziel dieser Untersuchungen war die Erstellung von Modellen, die Aufschlüsse über die physikalischen Phänomene des Siedevorgangs in unmittelbarer Wandnähe geben.

Die thermodynamisch äußerst komplexen Teilprozesse des Blasensiedens lassen sich in zwei Kategorien einteilen:

- die Blasenbildung, die die Mechanismen der Entstehung von Dampfblasen an der Heizfläche im Zusammenhang mit der bestehenden Wandüberhitzung beschreibt,
- die Blasendynamik, die sich auf den fortwährenden Austausch zwischen der Dampf- und der flüssigen Phase während der zeitlichen Abfolge des Blasenwachstums, der Blasenablösung und des Blasenanstiegs bezieht.

Zur Modellierung der physikalischen Vorgänge der Blasenbildung und -dynamik wird das im linken Bild der Abbildung A.1 dargestellte System betrachtet. Dieses örtlich beschränkte System, das aus einem Teil der Heizwand und der Flüssigkeit besteht und eine einzelne Dampfblase beinhaltet, kann grundsätzlich noch in makroskopische und mikroskopische Ebene unterteilt werden. Die Mikrozone, wie im rechten Bild der Abbildung A.1 zu entnehmen, stellt eine winzige ringförmige Zone zwischen der Dampfblase und der Heizwand dar und umfasst nur wenige Nanometer. In diesem Bereich durchläuft die Phasengrenze eine starke Krümmungsänderung und endet in einem dünnen Flüssigkeitsfilm, der die gesamte Wandoberfläche unter der Dampfblase bedeckt. Die Makrozone, die sich über eine Längenskala von einigen Mikrometern streckt, besteht aus der verbleibenden Flüssigkeit der thermischen Grenzschicht und der Heizwand.

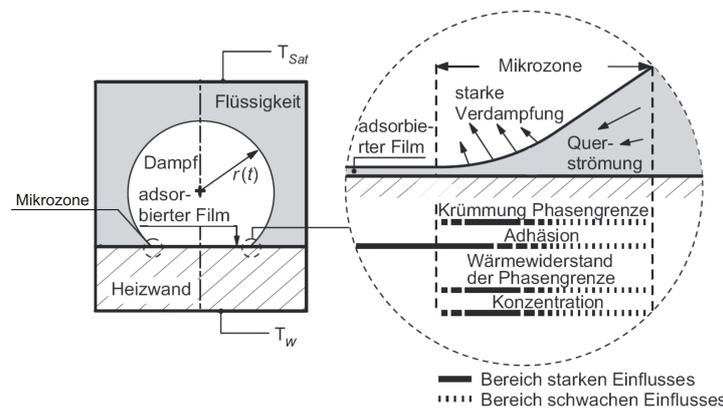


Abbildung A.1: Schematische Darstellung der Mikrozone und Wirkungsbereiche maßgeblicher Einflussfaktoren bei der Bildung einer Einzeldampfblase an einer Heizwand (nach [Kern u. Stephan, 2002]).

Mikro- und Makrozone sind die Wirkungsbereiche intermolekularer Wechselwirkungskräfte, die das thermodynamische Gleichgewicht an der Phasengrenzfläche zwischen Flüssigkeit und Dampf stark beeinflussen:

- Der Bereich der Mikrozone ist vor allem für die Betrachtung der dynamischen Mechanismen der Blasenbildung relevant. Dabei spielt die Interaktion von Adsorptionskräften

zwischen nicht verdampftem Flüssigkeitsfilm unterhalb der Dampfblase und Heizfläche, von Kapillarkräften zwischen Flüssigkeit und Dampf durch die Krümmung der Phasengrenze und von Adhäsions- und Auftriebskräften zwischen Dampfblase und Heizwand eine entscheidende Rolle. Bei der Untersuchung der Blasenbildung ist insbesondere der Einfluss der mikroskopischen Struktur der Heizwand von großem Interesse, da die Keimbildung im Wesentlichen von der Interaktion zwischen Wand und Flüssigkeit abhängt. Dabei sind unter anderem Parameter wie Kontaktwinkel, Rauigkeit, Form und Größe der Unebenheiten, sowie Wandüberhitzung maßgeblich.

- Der Bereich der Makrozone ist im Wesentlichen für die Betrachtung der Blasendynamik von Bedeutung. Auf makroskopischer Ebene bestimmen wiederum konkurrierende Anziehungskräfte wie Auftrieb- und Haftkräfte die Bewegung und Dynamik der Phasengrenze zwischen Dampf und Flüssigkeit. Ziel der grundlegenden Untersuchungen, die sich auf diesen Bereich konzentrieren, ist die Ermittlung von Einflussparametern wie Blasengröße, -wachstumsgeschwindigkeit, -abreißdurchmesser, -lebensdauer und -frequenz, die besonders bei der Interaktion zwischen Dampf und Flüssigkeit während des gesamten Prozesses der Blasendynamik entscheidend sind.

Durch eine in der Vergangenheit sehr intensive Beschäftigung mit diesen Themen konnten verschiedene Wärmeübertragungsmechanismen während des Prozesses des Blasensiedens erkannt werden. Darunter zählen¹:

- die freie Konvektion vor der Entstehung der ersten Dampfblasen in der wandnahen Grenzschicht,
- die erzwungene Konvektion aufgrund des Verdrängens von heißer Flüssigkeit von der Wand durch die wachsenden Dampfblasen und durch die Rückströmung kälterer Flüssigkeit aus dem Umgebung zur Wand nach dem Abreißen der Dampfblasen,
- die instationäre Wärmeleitung in der wandnahen Flüssigkeit beim Anwachsen einer Dampfblase an der Heizfläche bzw. an die im Nachlauf einer Dampfblase mitgerissene Flüssigkeit,
- und zuletzt die Verdampfung aus der dünnen, überhitzten Flüssigkeitsschicht unter der anwachsenden Dampfblase.

Es ist anzunehmen, dass alle bisher identifizierten Mechanismen an der Wärmeübertragung beteiligt sind, wobei meistens angenommen wird, dass der latente Wärmeaustausch während der Verdampfung am Blasenfuß die anderen Mechanismen überwiegt. Der übrige Wärmestrom wird im Wesentlichen durch Leitung in der Heizwand und in der Flüssigkeit und durch Konvektion übertragen. Da jedoch bei wechselnden Randbedingungen ganz unterschiedliche Beiträge der aufgelisteten Wärmeübertragungsvorgänge zu erwarten sind, sind in der Literatur widersprüchliche Aussagen über die Relevanz dieser zu finden.

¹ Die Transportvorgänge innerhalb der Dampfblase sind für den Wärmeübergang unbedeutend, so dass sie in den Modellen nicht betrachtet werden.

Trotz der großen Anzahl der veröffentlichten Arbeiten zu der Thematik Blasensieden ist eine analytische Lösung der physikalischen Mechanismen und deren Verknüpfung zum Wärmeübergang nicht möglich. Dies liegt einerseits an der Vielzahl von Einflussparametern, die zum einen selbst bei festliegenden äußeren Bedingungen stark statistisch schwanken und zum anderen aufeinander einwirken bzw. wechselwirken. Dies liegt andererseits an den vielen Arten der beim Sieden involvierten Wärmeübertragungsformen. Darüber hinaus ist es aus der praktischen Sicht her besonders schwierig, die Wärme- und Transportprozesse in unmittelbarer Wandnähe direkt zu messen. Die meistens indirekten eingesetzten Messmethoden führen dazu, dass die relevanten Einflussfaktoren nur mit großen Unsicherheiten bestimmt werden. Dies trägt dazu bei, dass heute manche Vorgänge des Siedeprozesses unterschiedlich interpretiert und Modellvorstellungen konträr diskutiert werden. Die Fortschritte in der Messtechnik auf dem Gebiet der digitalen Datenaufzeichnung, die Entwicklung der Computertechnologie auf dem Gebiet der Datenspeicherung und -verarbeitung, sowie die Verbesserung der Rechnerkapazitäten für die Modellrechnungen bieten heute bessere Möglichkeiten, um durch die Analyse experimenteller Datensätze die physikalischen Mechanismen der Stoff- und Wärmeübertragung beim Blasensieden besser einzuschätzen.

A.2 Blasensieden in reinen Flüssigkeiten

Im folgenden Abschnitt soll der gesamte Prozess des Blasensiedens – gekennzeichnet durch die Flüssigkeitsüberhitzung, die Blasenbildung bis zur Blasenablösung und die Flüssigkeitsnachheizung zur Bildung der nachfolgenden Dampfblase – beschrieben werden. Die damit verbundenen Wärmeübertragungs- und Transportmechanismen, die in den meisten Theorien Eingang gefunden haben, sollen in der Folge erläutert werden. Unter allen Parameter, die während eines kompletten Blasenzyklus die übertragene Wärmemenge beeinflussen, spielen vor allem die folgenden Hauptparameter eine entscheidende Rolle:

- Bei der Blasenbildung die erforderliche Wandüberhitzung ΔT_{sat} zur Erzeugung einer Dampfblase einer bestimmten Größe, der kritische Blasenradius r_{krit} bei dem diese Wandüberhitzung minimal wird ($\Delta T_{sat, onb}$) und die Blasenbelegungsichte,
- Bei der Blasendynamik der Blasenabreißdurchmesser D_b und die Blasenfrequenz f_b .

Rechenmethoden zur Ermittlung dieser Parameter sollen in Kürze vorgestellt werden. Aufgrund der Komplexität und Vielfalt der thermodynamischen Vorgänge des Blasensiedens stellen die folgenden Beschreibungen nur ein vereinfachtes Bild dar.

A.2.1 Die Entstehung von Dampfblasen

Der Siedeprozess basiert darauf, dass Dampfblasen vorzugsweise an Keimen entstehen, welche als Gas- oder Dampfreste in den Vertiefungen, Kratzer oder Spalten der Heizfläche einge-

geschlossen werden und sich bei Wärmezufuhr ausdehnen. Wie im Abschnitt 3.1 erwähnt, tritt der Wärmeübertragungsvorgang des Blasensiedens erst auf, wenn eine ausreichende Übertemperatur vorhanden ist, um die Bildung und das Anwachsen von Dampfblasen an den bereits existierenden Keimstellen (engl. nucleation site) der Heizfläche zu ermöglichen. Man spricht dabei von aktivierten Keimstellen. Die Mindestübertemperatur der Heizwand, die zum Einsatz des Blasensiedens benötigt wird, wird im Englischen „Onset of nucleate Boiling“ genannt (siehe Abbildung 3.1 auf S. 34). In der Literatur wurden in der Vergangenheit verschiedene, manchmal widersprüchliche Modellvorstellungen aufgestellt, um diese Mindestübertemperatur zu bestimmen. Prinzipiell hängt sie von der Interaktion zwischen Übertemperatur der wandnahen Flüssigkeit ΔT_{sat} und Krümmungsradius des Blasenkeims r ab.

Mechanisches und thermisches Gleichgewicht

Im Idealfall kann in einer Flüssigkeit eine kugelförmige Dampfblase mit dem Krümmungsradius r nur entstehen, wenn an der Peripherie der Dampfblase die Bedingungen für mechanisches und thermisches Gleichgewicht gleichzeitig erfüllt werden. Das mechanische Gleichgewicht erfordert einen Überdruck Δp zwischen Blaseninnen- (Dampf D) und -außenseite (Flüssigkeit F), welcher die Kapillarkräfte aufgrund der Oberflächenspannung σ der Flüssigkeit ausgleichen muss. Dies wird mit Hilfe der Young-Laplace-Gleichung beschrieben ([Young, 1805], [Laplace, 1806]):

$$\Delta p = (p_D - p_F) = \frac{2 \cdot \sigma}{r} \quad (\text{A.1})$$

Daraus folgt, dass eine Dampfblase mit einem Blasenkeimradius kleiner als $(2\sigma/\Delta p)$ instabil ist. In diesem Fall überwiegt die Oberflächenspannung den Druckunterschied zwischen der Innen- und der Außenseite der Dampfblase, der Dampf kondensiert beim höheren Druck und die Dampfblase kollabiert. Sobald der Blasenkeimradius einen etwas größeren Wert als $(2\sigma/\Delta p)$ erreicht hat, verdampft Flüssigkeit an der Grenzfläche und die Dampfblase fängt an zu wachsen. Der Wert $(2\sigma/\Delta p)$ des Krümmungsradius ist somit als kritischer Punkt der Instabilität an der Phasengrenzfläche anzusehen ([Mizukami, 1977], [Wang u. Dhir, 1993a, b], [Dhir, 1998]).

Das thermische Gleichgewicht wird erreicht, wenn die Temperatur innerhalb und außerhalb der Dampfblase dieselbe ist. Da in der Dampfblase aufgrund der Oberflächenspannung ein erhöhter Sättigungsdruck p_D herrscht, muss die wandnahe Flüssigkeit eine bestimmte Überhitzung vorweisen. Das thermische Gleichgewicht erfordert somit eine Temperatur der Flüssigkeit an der gekrümmten Oberfläche des Keims von: $T_F = T_{sat}(p_F + 2\sigma/\Delta p) > T_{sat}(p_F)$.

Unter Verwendung der Gleichung von Clausius-Clapeyron für die Steigung der Dampfdruckkurve ergibt sich die erforderliche Überhitzung der Flüssigkeitsschicht als Funktion des Blasenradius [Hsu, 1962]:

$$T_F - T_{sat}(p_F) = 2 \cdot \frac{\sigma}{r} \cdot \frac{T_{sat} \cdot (v'' - v')}{\Delta h_v} \quad (\text{A.2})$$

Darin sind v' und v'' die spezifischen Volumina der Flüssigkeit bzw. des Dampfs und Δh_v die Verdampfungsenthalpie. Nach der Gleichung (A.2) gehört zu einer bestimmten Flüssigkeits-

überhitzung ein ganz bestimmter Blasenradius, bei dem die Dampfblase mit der Flüssigkeit im Gleichgewicht steht. Daraus erkennt man, dass je größer die Überhitzung wird, desto kleiner der Radius der stabilen Blasenkeime ist. Somit werden mit steigender Übertemperatur zunehmend kleinere Vertiefungen der Heizfläche aktiviert. Umgekehrt wird nach Gleichung (A.2) die Flüssigkeitsübertemperatur bei verschwindendem Blasenradius unendlich. Daraus wird ersichtlich, dass die Bildung von Dampfblasen im Volumen einer überhitzten Flüssigkeit quasi ausgeschlossen ist. Die so genannte *homogene Keimbildung*, welche die Entstehung von Blasen „von selbst“ aufgrund der natürlichen Schwankungsbewegungen der Moleküle in einer beheizten Flüssigkeit kennzeichnet, spielt somit eine untergeordnete Rolle. In Verbindung mit einer beheizten Wandfläche findet fast ausschließlich die so genannte *heterogene Keimbildung* an besonders begünstigten Stellen der Wandoberfläche statt. Die Verfügbarkeit solcher Keimstellen hängt sehr stark von dem Herstell- und Bearbeitungsprozess der Heizfläche ab. Einflussparameter wie die Oberflächenstruktur, die Wanddicke, die thermophysikalischen Eigenschaften des Heizwandmaterials und die Benetzbarkeit der Heizfläche durch die siedende Flüssigkeit sind dabei entscheidend (siehe [Benjamin u. Balakrishnan, 1997a, b]).

Erforderliche Wandüberhitzung und kritischer Blasenradius

Um die in Gleichung (A.2) gegebene Übertemperatur der siedenden Flüssigkeit in einem Abstand r von der Heizwand zu halten, muss eine bestimmte Wärmestromdichte \dot{q} angebracht werden, um die Wärmeableitung durch die Flüssigkeitsschicht zur Wand zu überwinden. So setzt sich die Wandübertemperatur ΔT_{sat} zusammen aus der Übertemperatur der Flüssigkeit und dem Temperaturgefälle in der Flüssigkeitsschicht:

$$\Delta T_{sat} = (T_w - T_{sat}) = \frac{\dot{q} \cdot r}{\lambda'} + 2 \cdot \frac{\sigma}{r} \cdot \frac{T_{sat} \cdot (v'' - v')}{\Delta h_v} \quad (\text{A.3})$$

Wenn die in Gl. (A.3) gegebene Wandübertemperatur besteht, kann eine Dampfblase mit dem Radius r im Gleichgewicht mit der umgebenden Flüssigkeit erst stehen. Sobald diese Flüssigkeitsübertemperatur in einem Abstand r von der Heizfläche überschritten wird, können die Dampfblasen weiter wachsen.

Die Wandüberhitzung ΔT_{sat} findet nach dem ursprünglichen Vorschlag von [Hsu, 1962] ein Minimum für den so genannten kritischen Blasenradius r_{krit} :

$$r_{krit} = \left[\frac{2 \cdot \lambda' \cdot \sigma \cdot T_{sat} \cdot (v'' - v')}{\dot{q}_{onb} \cdot \Delta h_v} \right]^{1/2} \quad (\text{A.4})$$

Setzt man r_{krit} in Gl. (A.3) ein, so erhält man in Gl. (A.5) die minimale Wandübertemperatur $\Delta T_{sat,onb}$, um Blasensieden bei einer Wärmestromdichte \dot{q}_{onb} zu erzwingen.

$$\Delta T_{sat,onb} = (T_w - T_{sat})_{onb} = 2 \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma \cdot \dot{q}_{onb} \cdot T_{sat} \cdot (v'' - v')}{\lambda' \cdot \Delta h_v} \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

Neben der Theorie von [Hsu, 1962] sind in der Literatur zahlreiche Modellansätze vorhanden, um den kritischen Blasenradius zu ermitteln. Zu nennen hier sind unter anderen die Vorschläge

von [Mikic u. Rohsenow, 1969b], von [Griffith u. Wallis, 1960] oder von [Han u. Griffith, 1965]. Die meisten theoretischen Ansätze für die Ermittlung des kritischen Blasenradius und dadurch für die Blasenbildung zu erwartenden Wandüberhitzung wurden für das Sieden unter Atmosphärendruck bzw. im Überdruck experimentell validiert. Durch die hohe Anzahl unterschiedlicher und manchmal widersprechender Modellrechnungen wird ersichtlich, dass das Einsetzen des Blasensiedens durch sehr viele Parameter und deren gegenseitige Abhängigkeit bestimmt wird. Zum Beispiel hängt der kritische Blasenradius r_{krit} stark von der Form und der Geometrie der Keimstellen ab. Bekannt ist auch die Abnahme der für das Einsetzen des Blasensiedens erforderlichen Übertemperatur ΔT_{sat} , wenn aufgelöste Restgase in der siedenden Flüssigkeit vorhanden sind. Einige dieser Effekte, welche im vorgestellten Modell von [Hsu, 1962] nicht berücksichtigt wurden, werden im Abschnitt A.2.4 diskutiert.

In [Collier u. a., 1999] und in [Lienhard IV u. Lienhard V, 2005] wird als Richtlinie für die Auslegung von Verdampfern eine maximale Größe der aktiven Keimstellen für das Sieden von Wasser beim Atmosphärendruck vorgelegt. Für glatte Metalloberflächen sind Werte von ca. 5 μm , für speziell bearbeitete Metalloberflächen (z.B. strukturierte Oberfläche, poröse Oberfläche, beschichtete Oberfläche, etc) deutlich höhere Werte zu erwarten. Damit ist die Größe der lebensfähigen Blasenkeime beim Atmosphärendruck in der Größenordnung von der Oberflächenrauigkeit der Oberfläche.

A.2.2 Prozesse der Blasendynamik

Die Blasendynamik beinhaltet die Prozesse des Blasenwachstums, der Ablösung von der Heizfläche und auch der Wartezeit zwischen zwei Blasenzyklen an der Keimstelle. Im Gegensatz zum Verständnis der Blasenbildung unterscheiden sich die Vorstellungen zur Beschreibung der Blasendynamik teilweise wesentlich im Hinblick auf die Art und Weise, wie die Wärme nach der Entstehung Dampfblase an die umgebende Flüssigkeit übertragen wird. Dies führt dazu, dass bisher immer noch unklar ist, welche Austauschmechanismen bei der Wärmeübertragung dominieren bzw. zu vernachlässigen sind.

Frühstadium des Blasenwachstums

Nachdem lebensfähige Dampfblasen durch Aktivierung der auf der Heizfläche vorliegenden Keimstellen gebildet wurden, wird das weitere Wachstum der Dampfblasen durch die intensive Verdampfung einer dünnen überhitzten Flüssigkeitsschicht zwischen der Heizwand und der Blasengrenzfläche gesteuert. Bei der Erfassung des Verdampfungsvorgangs auf der mikroskopischen Ebene (siehe Abbildung A.1) wird davon ausgegangen, dass die Verdampfung in einer Mikrozone nur um den Blasenfuß herum erfolgt. Diese Vorstellung, die als Mikroschichttheorie oder Theorie der Mikrofilmverdampfung bezeichnet wird, unterscheidet sich von den früheren Ansätzen, wonach das Blasenwachstum eine Folge der Verdampfung entlang der gesamten Blasenkontur war. Nach der Mikroschichttheorie findet aufgrund der hohen Verdampfungsraten

eine induzierte Querströmung statt, wodurch Flüssigkeit zur Phasengrenze nachströmt. Die für das Wachstum benötigte Verdampfungswärmemenge wird von dieser wandnahen überhitzten Flüssigkeitsschicht durch Wärmeleitung geliefert, so dass das Wachstum der Dampfblasen lokal für einen Abbau der Flüssigkeitsüberhitzung in unmittelbarer Nähe der Heizwand sorgt. Sobald die Dampfblase zu Wachsen beginnt, fällt dadurch auch die lokale Temperatur des durch die Dampfblase bedeckten Heizflächenbereichs ab. Direkt unterhalb der Dampfblase befindet sich ein sehr dünner Flüssigkeitsfilm, der an der Wand adsorbiert wird. In diesem adsorbierten Film verhindern die Adhäsionskräften zwischen der festen Wand und der Flüssigkeit eine Verdampfung in die Dampfblase. In der Grenzschicht oberhalb der wachsenden Dampfblasen befinden sich heiße Flüssigkeitsvolumina, die aufgrund der Volumenausbreitung der Dampfblasen von der Heizfläche weg in das Kernfluid transportiert werden. Wenn die Temperatur der Heizfläche nicht mehr ausreicht, um die für ein weiteres Wachstum benötigte Verdampfungsenergie aus der wandnahen überhitzten Grenzschicht zu liefern, kollabiert die Dampfblase wieder. Das rasche Anwachsen der Dampfblasen und der folgende Zerfall durch Kondensieren besitzt eine bestimmte Pumpenwirkung, die eine Mikrokonvektion in der wandnahen Grenzschicht induziert. Jedoch sollte die erhöhte Konvektion aufgrund der geringen zu erwartenden Wachstumsgeschwindigkeiten von 0,1 bis 1 m/s allein nicht ausreichen, um die hohen Wärmeübergangskoeffizienten zu erklären ([Jakob u. Fritz, 1931], [Rohsenow, 1952]).

In seinem Frühstadium wird das Blasenwachstum hauptsächlich von zwei Prozessen bestimmt: zum einen durch die Widerstandskräfte, welche die Flüssigkeitsschicht in der Mikrozone auf die wachsende Dampfblase ausübt und zum anderen durch den Verdampfungsvorgang am Blasenfuß, der die Diffusion der Flüssigkeit in die Dampfblase kontrolliert.

Endstadium des Blasenwachstums bis zur Blasenablösung

Während die Dampfblase mit der weiteren Erhöhung der Wandüberhitzung immer mehr wächst, wird sie zunächst durch die Adhäsionskräfte an der Wand festgehalten. Gleichzeitig nehmen die Auftriebskräfte zu und werden von den aufgrund der Oberflächenspannung der Flüssigkeit wirkenden Kapillarkräften aufgewogen. Wächst die Dampfblase relativ schnell, sorgt außerdem der durch die Volumenausdehnung der Dampfblase induzierte Flüssigkeitsstrom um die Dampfblase herum für eine zusätzliche Auftriebskraft, die dabei hilft, die Dampfblase von der Heizfläche wegzuziehen. Auf der anderen Seite besitzt die umgebende Flüssigkeit eine bestimmte Trägheit und gleicht somit die aus der mitgerissenen Flüssigkeit gewonnene Auftriebskraft aus. Sobald die Auftriebskräfte die Haftkräfte übersteigen, beginnt sich die Dampfblase von der Wand abzuheben und löst sich schließlich von der Wand ab. Die Wachstumsgeschwindigkeit der Dampfblase hängt von der Flüssigkeitsüberhitzung der wandnahen Grenzschicht ab, da diese die Wärme für die Verdampfung am Blasenfuß speist. Da die Flüssigkeitsüberhitzung wiederum umgekehrt proportional zu der Größe der aktiven Keimstellen ist (siehe Gl. (A.3)), werden somit die Gleichgewichtsbedingungen für den Ablösevorgang von der Größe der Keimstellen beeinflusst. Bei kleinen Keimstellen bzw. hohe Flüssigkeitsüberhitzung ist eine hohe

Blasenwachstumsrate zu erwarten, so dass der Ablösevorgang hauptsächlich durch den Auftrieb und durch die innere Trägheit der Flüssigkeit bestimmt wird. Mit der Erhöhung der Keimstellengröße sinkt die Blasenwachstumsrate, so dass die Widerstandskräfte innerhalb der Flüssigkeit an Bedeutung verlieren. Im Fall großer Keimstellen ist daher mehr die Konkurrenz der Oberflächenspannung und des Auftriebs für das Ablösen der Dampfblasen entscheidend.

Blasenabreißdurchmesser

Das Grenzvolumen, welches die Dampfblase beim Abreißen erreicht und durch den Blasenabreißdurchmesser D_b charakterisiert wird, kann theoretisch durch eine Kräftebilanz ermittelt werden. Allerdings, aufgrund des sehr komplexen Zusammenhangs der herrschenden Kräfte, sind in der Literatur widersprüchliche Aussagen angesichts der ausschlaggebenden Einflussparameter und deren Auswirkung auf die Blasengröße zu finden. In der Vergangenheit wurden daher unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung von D_b vorgeschlagen. Aus einigen Modellen, wie den von [Buyevich u. Webbon, 1996] wo eine rigorose und ausführliche Kräftebilanz durchgeführt wurde, kann z.B. abgelesen werden, dass die Oberflächenspannung σ unter bestimmten Umständen das Ablösen der Dampfblase sogar unterstützt. Diese Modelle basieren auf dem früheren Ansatz von [Cooper u. a., 1978].

Die erste und wohl bekannteste Formel (A.6) für den maximalen Durchmesser von Dampfblasen veröffentlichte Fritz in [Fritz, 1935]. Sie setzt das Gleichgewicht zwischen Auftrieb-, Oberflächenspannungskräften und Haftbedingungen an der Wand voraus, allerdings nur im statischen Zustand. Als Einflussparameter dient die so genannte Laplace-Konstante $\left[\sqrt{\frac{2\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \right]$ und der statische Randwinkel θ zwischen der Dampfblase und der Heizwand:

$$D_b = 0,851 \cdot \theta_{[\text{rad}]} \sqrt{\frac{2\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} = 0,0148 \cdot \theta_{[^\circ]} \sqrt{\frac{2\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \quad (\text{A.6})$$

Bei der halb-empirischen Gleichung (A.6) von Fritz, die anhand experimentellen Daten für Atmosphärendruck und für geringe Wärmestromdichte erhalten wurde, muss der Randwinkel θ dem untersuchten Fluid angepasst werden. Es empfiehlt sich für Wasser $\theta = 45^\circ$, für tiefsiedende Fluide $\theta = 1^\circ$ und für andere Fluide $\theta = 35^\circ$ einzusetzen. An der Stelle ist anzumerken, dass viele Ergebnisse der Literatur, die aus Untersuchungen innerhalb des angegebenen Gültigkeitsbereichs erzielt wurden, sich leider nur schlecht mittels des Ansatzes von Fritz wiedergeben lassen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es während des Siedeprozess extrem schwierig ist, den Kontaktwinkel präzise zu vermessen.

Eine ausführlichere Kräftebilanz erarbeitete Cole in [Cole u. Shulman, 1966] und bezog neben den statischen auch die dynamischen Kräfte in seiner Bilanz mit ein. Cole betrachtete somit die folgenden Hauptkräfte, die beim Spätstadium des Blasenwachstums für das herrschende Gleichgewicht relevant sind: die Kapillarkräfte aufgrund der Flüssigkeitsoberflächenspannung, die Auftriebskräfte aufgrund des Dichteunterschieds zwischen Flüssigkeit und Dampf, die dynamischen Trägheitskräfte der Flüssigkeit und die Zugkräfte der durch die Dampfblase bewegten

Flüssigkeit. Daraus ergibt sich eine einfache Korrelation zwischen dem Blasenabreißdurchmesser und dem Siededruck, nämlich: $D_b = \frac{1000}{p} \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \cdot \text{Ja}$. Später fand Cole in [Cole, 1967] eine direkte Abhängigkeit des Blasenabreißdurchmessers mit der Jakob-Zahl:

$$D_b = 0,04 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \cdot \text{Ja} \quad \text{mit} \quad \text{Ja} = \frac{\rho' \cdot c_p' \cdot \Delta T_{sat}}{\rho'' \cdot \Delta h_v} \quad (\text{A.7})$$

Darin ist durch die in der Jakob-Zahl enthaltenen Dichte des Dampfs ρ'' die in [Cole u. Shulman, 1966] beobachtende Druckabhängigkeit wieder zu finden. Im Gegensatz zu der Korrelation (A.6) von Fritz können in (A.7) durch die Verwendung der Jakob-Zahl die Auswirkungen einer Druckänderung oder einer Variation der Wärmestromdichte und der damit verbundenen Wandübertemperatur auf die Blasengröße beim Abreißen verfolgt werden. Anhand zusätzlicher Untersuchungen fand Cole in [Cole u. Rohsenow, 1969], dass der Blasenabreißdurchmesser jedoch unabhängig von der Wandüberhitzung ist. Dies führte zur folgenden Beziehung (A.8) zwischen D_b und einer modifizierten Jakob-Zahl Ja^* , bei der anstelle der Wandüberhitzung ΔT_{sat} die Sättigungstemperatur T_{sat} auftritt. Somit erhielt Cole für den Druckbereich $p^* < 0,2$:

$$D_b = C \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \cdot \text{Ja}^{*5/4} \quad \text{mit} \quad \text{Ja}^* = \frac{\rho' \cdot c_p' \cdot T_{sat}}{\rho'' \cdot \Delta h_v} \quad (\text{A.8})$$

Die Konstante C beträgt für Wasser $C = 1,5 \cdot 10^{-4}$ und für andere Fluide $C = 4,65 \cdot 10^{-4}$.

Aus den in der Vergangenheit ermittelten Definitionen von D_b bleibt noch unklar, ob und wie die Wandübertemperatur den Blasenabreißdurchmesser beeinflusst. Zum Beispiel schlägt Gorenflo in [Gorenflo u. a., 1986] eine Korrelation vor, die eine schwache Zunahme des Blasenabreißdurchmessers mit der Wandübertemperatur vorhersagt und somit die Formel (A.8) in [Cole u. Rohsenow, 1969] revidiert. Kim führte in [Kim u. Kim, 2006] einen Vergleich zahlreicher Gleichungen zur Bestimmung des Blasenabreißdurchmessers durch, um die Unterschiede der Blasendynamik zwischen dem Bereich der subatmosphärischen Drücke und dem Atmosphärendruck zu ermitteln. Demnach lieferte Kim auf der Grundlage zahlreicher Daten – z.B. aus [Van Stralen u. a., 1975] oder [Cole, 1967] – die folgende modifizierte Korrelation:

$$D_b = 0,1649 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \cdot \text{Ja}^{0,7} \quad (\text{A.9})$$

Diese Gleichung, die sowohl den Unterdruckbereich als auch den Bereich des Atmosphärendrucks decken sollte, zeigt wieder eine Abhängigkeit des Blasenabreißdurchmessers mit der Wandübertemperatur.

Blasenaufstieg nach dem Ablösevorgang

Wenn die Dampfblasen die Größe, die dem Blasenabreißdurchmesser entspricht, erreicht haben, lösen sie sich von der Heizfläche und steigen aufgrund der geringen Dichte des Dampfes nach oben. Beim Ablösen wird die in dem Volumen der Dampfblase enthaltene Verdampfungsenthalpie der darunter gelegenden Heizfläche entzogen. Das Aufsteigen der Dampfblasen zerstört die heiße Grenzschicht in der Nähe der Heizfläche, so dass einerseits überhitzte Flüssigkeit

mit in das umgebende Fluid transportiert wird und andererseits kühlere Flüssigkeit aus dem umgebenden Fluid wieder an die verbleibenden, nicht mehr belegten Heizflächenbereiche gelangen kann. Dies führt neben einem effektiven Abkühlen der Heizwand zu einer zunehmenden Verwirbelung der Flüssigkeit in der wandnahen Flüssigkeitsschicht.

Durch das Verdrängen heißer Flüssigkeit während des Blasenwachstums, die Verwirbelung in der während des Blasenanstiegs mitgerissenen Flüssigkeit im Nachlauf der Dampfblase sowie durch das Nachströmen kälterer Flüssigkeit aus der ruhenden Umgebung zur Wand werden Geschwindigkeitsfelder um die Dampfblase herum aufgebaut, die eine bestimmte Rührwirkung (engl. bubble agitation) ausüben. Die daraus folgende Durchmischung der überhitzten Grenzschicht wachsender und aufsteigender Dampfblasen verursacht eine zusätzliche Konvektion, die zur gesamten Wärmeübertragung beiträgt.

Zeitabstand zwischen zwei Blasenzyklen

Die physikalischen Wärmeübertragungsvorgänge nach der Blasenablösung beeinflussen die Frequenz des periodischen Blasensiede Prozesses. Unmittelbar vor dem Ablösevorgang zerfällt die Dampfblase in zwei unterschiedlich große Teile. Die größere Dampfmenge befindet sich in der abgerissenen Dampfblase während ein kleiner Dampfrest an der Heizfläche haften bleibt, der nun durch die kalte, aus dem Flüssigkeitsvolumen zur Wand strömenden Flüssigkeit gekühlt wird. Auf diesen an der Heizfläche verbleibenden Dampfrest wirkt auch ein Kapillardruck, so dass sich der Dampfrest aufgrund des herrschenden Überdrucks (siehe Gl. (A.1)) teilweise oder sogar vollständig verflüssigt. Besonders bei geringer Überhitzung der Heizwand wird der Dampfrest weitgehend kondensieren und somit die Keimstelle komplett fluten. Es dauert daher lange Zeit, bis sich aus derselben Vertiefung die nächste Dampfblase bildet, da dies je nach Form und Größe der Keimstelle eine bestimmte Überhitzung der wandnahen Flüssigkeitsschicht erfordert (siehe Abschnitt A.2.1). Um diese Überhitzung zu erreichen und somit die thermische Grenzschicht wieder herzustellen, wird Wärme von der Wand über instationäre Wärmeleitung zugeführt. Bei hinreichend großer bestehender Überhitzung entsteht die nächste Dampfblase schneller aus dem Dampfrest, da die Kondensation in diesem Fall nur unvollständig erfolgt. Dadurch bleibt noch ein kleiner Dampfrest in der Vertiefung zurück und trägt dazu bei, dass die Keimstellenaktivierung weniger Energie fordert. Außerdem sind bei großen Überhitzungen bzw. hohen Wärmestromdichten vergleichsweise kleinere Dampfblasen beim Ablösevorgang zu erwarten. Diese transportieren beim Aufsteigen weniger überhitzte Flüssigkeit von der Heizfläche weg. Die Heizfläche wird aufgrund der erschwerten Nachströmung kälterer Flüssigkeit zur Wand weniger abgekühlt, was wiederum dazu führt, dass der Zeitabstand zum nächsten Blasenzyklus verkürzt wird.

Sobald die umgebende Flüssigkeit leicht unterkühlt ist, treten Kondensationsprozesse an der Phasengrenze auf. Da die Kondensation das Blasenwachstum behindert, ist mit zunehmender Flüssigkeitsunterkühlung eine Verlängerung der zum initiieren des nächsten Blasenzyklus benötigten Zeit zu erwarten.

Blasenfrequenz

Die Zeit, die verstreichen muss, bis die für die nächste Keimbildung notwendige Überhitzungstemperatur erreicht wird, ist die so genannte Wartezeit t_w . Die Zeit vom Beginn des Wachstums unmittelbar nach der Entstehung der Dampfblasen bis zum Blasenabreißen wird als Blasenwachstumszeit t_b bezeichnet. Zusammen bestimmen sie die gesamte Lebensdauer eines Blasenzyklus. In der Literatur wird zur zeitlichen Charakterisierung des gesamten Blasenzyklus oft die Blasenfrequenz f_b verwendet. Diese ist die Umkehrfunktion der Summe der Blasenwachstums- und der Wartezeit: $f_b = \frac{1}{(t_b+t_w)}$.

Die Blasenfrequenz nimmt mit zunehmender Wärmestromdichte zu. Dies ist auf die Abnahme der Größe der Dampfblasen mit zunehmender Wärmestromdichte und die damit verbundene Verkürzung der Blasenwachstums- und der Wartezeit zurückzuführen.

Die Blasenwachstumszeit t_b ist weitgehend eine Funktion des Blasenabreißdurchmessers und der Blasenwachstumsrate. Der erste Parameter bestimmt wie groß die Dampfblase sein muss, um sich von der Heizfläche abzulösen, während der zweite Parameter die Geschwindigkeit definiert, bei der die Dampfblase diese Größe erreichen wird. Die Wartezeit bis zum nächsten Blasenzyklus t_w ist eine Funktion der erforderlichen Wandübertemperatur und der thermischen Diffusionsrate des Heizers. Der erste Parameter bestimmt wie hoch die Temperatur der Heizwand sein muss, um nach dem Abreißen der Dampfblase die verbleibende Vertiefung zu einem neuen Keim für das Anwachsen der nachfolgender Dampfblase zu aktivieren, während der zweite Parameter definiert, wie schnell diese erforderliche Übertemperatur mit der gegebenen Trägheit des Heizers erreicht werden kann. Da jedoch die in der wandnahen Flüssigkeitsschicht gespeicherte Energie, die für das weitere Wachstum der Dampfblase sorgt, sich je nach Wartezeit verändert, hängt die Wachstumsrate und somit die Blasenwachstumszeit von der Wartezeit ab. Damit wird ersichtlich, dass die analytische Bestimmung der Blasenfrequenz auf der Basis einer getrennten Erfassung von t_b und t_w sehr komplex ist. In [Han u. Griffith, 1965] und [Mikic u. Rohsenow, 1969a] sind für die Blasenwachstumszeit und die Wartezeit theoretische Beziehungen zu finden, die auf eine ausführliche statistische Auswertung zahlreicher Experimente aufgebaut wurden. Da die Prozesse der Blasenbildung und -dynamik noch nicht genau verstanden sind, müssen bei solchen Analysen leider eine Vielzahl an Annahmen und Vereinfachungen getroffen werden. Daraus folgt, dass die mittels t_b und t_w theoretisch ermittelte Blasenfrequenz von den im Experiment erhaltenen Werten abweicht.

Infolgedessen sind in der Literatur selten Korrelationen zu finden, die allein der Bestimmung der Blasenfrequenz dienen. Hingegen werden Korrelationen bevorzugt, die das Verhältnis zwischen Blasenfrequenz und Blasenabreißdurchmesser liefern. Ursprünglich wurde in [Jakob u. Linke, 1933] gezeigt, dass der Blasenabreißdurchmesser D_b und die Blasenfrequenz f_b fest miteinander zusammenhängen. Anhand experimenteller Untersuchungen mit Wasser, Tetrachlorkohlenstoff und Lösungen eines Netzmittels in Wasser fanden Jakob und Linke, dass das Produkt aus Blasenfrequenz und -abreißdurchmesser einen konstanten Wert annimmt: $f_b \cdot D_b = \text{Konst.}$

Die Konstante lässt sich durch physikalische Eigenschaften der Flüssigkeit und des Dampfes ausdrücken. Spätere Untersuchungen in [Ivey, 1967] zeigten jedoch, dass sich der Zusammenhang zwischen Blasenfrequenz und -abreißdurchmesser je nach Größe der Dampfblasen veränderte. Demzufolge wurde das einfache Produkt von Jakob und Linke durch $f_b \cdot D_b^n = \text{Konst}$ ersetzt. Darin kann der Exponent n Werte zwischen 0,5 und 2 annehmen. Die genaue Form des Produkts, wie Malenkov in [Malenkov, 1972] nach einer ausführlichen Analyse ermittelte, hängt von der Größe des Durchmessers D_b ab, da der Blasenwachstumsprozess je nach Größe der Dampfblasen entweder durch Trägheit oder durch Diffusion gesteuert wird. Wenn die dynamischen Kräften infolge der Transportmechanismen in der umgebenden Flüssigkeit den Ablösevorgang dominieren, was in der Regel bei hohem Blasenabreißdurchmesser zutrifft, wird der Zusammenhang mit $f_b \cdot D_b^{1/2} = \text{Konst}$ bestimmt ([Zuber, 1963], [Cole, 1967]). Ist dagegen die Diffusion der Verdampfungswärme durch die Phasengrenzschicht der limitierende Prozess beim Blasenwachstum, so sind die Verhältnisse $f_b \cdot D_b^2 = \text{Konst}$ ([Mikic u. a., 1970]) oder $f_b \cdot D_b^{3/2} = \text{Konst}$ ([Malenkov, 1972]) zu erwarten. Dies trifft vor allem auf kleine Blasenabreißdurchmesser zu. Für alle dieser Fälle wurde in [Malenkov, 1972] eine zusammenfassende Gleichung erzielt, die seitdem mit zahlreichen Messungen verschiedener Quellen verglichen wurde und gute Übereinstimmung zeigte.

Dennoch bleibt der Zusammenhang zwischen Blasenabreißdurchmesser und -frequenz von vielen anderen Parametern beeinflusst, die in der Gleichung von Malenkov nicht berücksichtigt wurden. Im Abschnitt A.2.2 auf Seite 199 wurde z.B. die Abhängigkeit des Blasenwachstums von der Größe der Keimstellen hervorgehoben. Keimstellen mit kleinen Öffnungsdurchmesser führen zu hoher Blasenwachstumsrate und umgekehrt. Im Abschnitt A.2.2 auf Seite 201 wurde außerdem erwähnt, dass die Unterkühlung einen beeinträchtigten Einfluss auf die Wartezeit hat. Damit wird ersichtlich, dass diese Einflussgrößen die Blasenfrequenz und somit die Beziehung zwischen Blasenabreißdurchmesser und -frequenz ebenso bestimmen.

Für siedendes Wasser unter Atmosphärendruck sind in [Collier u. a., 1999] numerische Werte für D_b und f_b angegeben. Generell sind unter diesen Bedingungen Blasenabreißdurchmesser von ca. 1 bis 2,5 mm und Blasenfrequenzen von ca. 20 bis 40 s⁻¹ zu erwarten.

Ein Einblick in die beim Blasensieden involvierten physikalischen Vorgänge verdeutlicht die Komplexität des Siedevorgangs. Versucht man diesen komplexen Vorgang zu vereinfachen wird ersichtlich, dass drei Haupttransportmechanismen während des gesamten Blasensiedeprozesses auftreten. Nur unmittelbar nach der Blasenbildung wird das weitere Anwachsen durch Wärmeleitung bestimmt, danach wird mit zunehmender Blasengröße die radiale Konvektion entscheidend. Nach dem Abreißen der Dampfblase, bei dem die in der Dampfblase gespeicherte Verdampfungsenthalpie der Heizwand entzogen wird, beeinflussen wieder Wärmeleitung, radiale und axiale Konvektion das nachfolgende Blasenwachstum.

A.2.3 Einfluss des Siededruckes

Eine Beschreibung der bereits vorgestellten Mechanismen der Blasendynamik im Unterdruckbereich findet man in theoretischen Ansätzen wie z.B. den von [Cole u. Shulman, 1967], von [Van Stralen u. a., 1975] für Wasser bzw. [Van Stralen u. a., 1976] für binäre Flüssigkeitsgemische oder von [Kim u. Kim, 2006] für den Ablösevorgang bzw. von [Kim u. a., 2007] für das Wachstumsverhalten. Die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen der Blasendynamik bei geringen Siededrucken und für verschiedene Flüssigkeiten zeigen, dass sich der Blasenwachstumsprozess beim Sieden im Unterdruck wesentlich von dem beim Sieden unter Atmosphärendruck unterscheidet. Dies ist, unabhängig von der siedenden Flüssigkeit, auf die druckbedingte Veränderung der Stoffeigenschaften – vor allem auf die bei niedrigen Drücken höheren spezifischen Volumen und höheren Oberflächenspannungen – zurückzuführen. Im Folgenden wird die Veränderung infolge einer Druckabnahme der relevanten Einflussparameter wie Blasenbelegungsichte, Blasengröße, Blasenabreißdurchmesser und Blasenfrequenz näher beschrieben.

Blasenbildung und verspäteter Beginn des Blasensiedens

Wenn der Druck abnimmt, verschiebt sich die Siedekurve in Richtung höherer Wandtemperaturen. Der Beginn des Blasensiedens wird erschwert, da bei abnehmendem Siededruck zum einen die Oberflächenspannung aufgrund der abnehmenden Siedetemperatur zunimmt und zum anderen die Steigung der Dampfdruckkurve kleiner wird. Dies führt zu einer Erhöhung der erforderlichen Wandübertemperatur, um lebensfähige Dampfblasen einer bestimmten Größe zu erzeugen. Dementsprechend nimmt auch die Blasenbelegungsichte mit fallendem Siededruck ab, da bei gleicher Wärmestromdichte weniger Keimstellen aktiviert werden.

Wie [Collier u. a., 1999] berichtet, kann in manchen Fällen das Einsetzen des Blasensiedens bei noch höheren Wandüberhitzungen erfolgen als mittels der Gleichung (A.5) erwartet. Durch diese Verschiebung des Beginns des Blasensiedens verändert sich die im Abschnitt 3.1 vorgestellte Nukijama-Kurve (siehe Abbildung 3.1). Dies zeigt die Abbildung A.2.

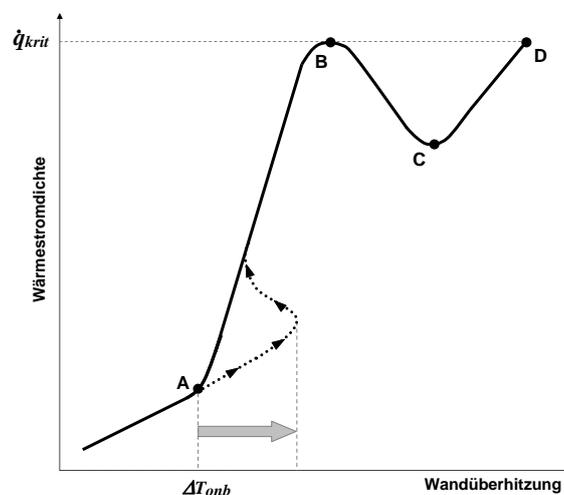


Abbildung A.2: Verschiebung des Blasensiedebeginns bei geringen reduzierten Siededrucken.

Nach dem späten Einsetzen des Blasensiedens findet ein scharfer Rückgang der Wandüberhitzung bei steigender Wärmestromdichte statt. Schließlich kehrt man auf die zu erwartenden Blasensiedelinie A-B zurück. Dieses Verhalten ist auf einen bisher unbekanntem Mechanismus der Blasenbildung zurückzuführen. Nach dem späten Blasensiedebeginn werden die Dampfblasen nicht mehr von örtlich gebundenen Keimstellen gebildet sondern an Stellen, die entlang der Heizwand wandern. In diesem instabilen Blasenbildungsvorgang scheinen die Keimstellen auf der Oberfläche in schnellen und unkontrollierten Bewegungen herumzuspringen.

Beobachtet wurden diese Verschiebung der Blasenentstehung und das folgende Regime des nichtstabilen Blasensiedens u.a. in [Van Stralen, 1956; Van Stralen u. a., 1975] beim Sieden von Wasser und Lösungen aus Wasser und Molke bei ca. 100 mbar. Auch die Autoren von [Rallis u. Jawurek, 1964] berichteten von diesem verspäteten Beginn des Blasensiedens. Anhand von Messungen mit Wasser und organischen Kältemitteln stellten sie fest, dass das Regime des Blasensiedens bei kleinen Drücken ($p^* < 10^{-4}$) beschränkt war. Einerseits trat das Blasensieden bei höherer Wandüberhitzungen (ΔT_{onb}) und entsprechend relativ mäßiger Wärmestromdichte auf. Andererseits nahm die kritische Wärmestromdichte (\dot{q}_{krit}) bei abnehmendem Druck ab. Sogar für eine bestimmte Kombination „Wand-Flüssigkeit“ trat unter einem bestimmten Siededruck (in dem Fall $p = 136$ mbar) das Blasensieden überhaupt nicht mehr auf, so dass ein direkter Übergang zwischen konvektivem Sieden und Filmsieden stattfand. Dieses komplette Verschwinden des Blasensiedens wurde auch in [Van Stralen, 1956] beobachtet.

Blasendynamik

Wenn die Überhitzung der Flüssigkeit ausreicht, um die vorhandenen Keimstellen zu aktivieren, entstehen bei niedrigen Siededrücken aufgrund der geringen Dampfdichte und somit der höheren Volumenausdehnung des Dampfes größere Dampfblasen an den Vertiefungen der Heizfläche als unter Atmosphärendruck. Da mit abnehmendem Druck die Oberflächenspannung σ gegenüber dem Dichtenunterschied $\rho' - \rho''$ zwischen Flüssigkeit und Dampf stärker zunimmt, wird das Blasenwachstum im Unterdruckbereich durch die Kapillarkräfte dominiert. Daraus folgt eine lange Wachstumsperiode und damit auch große Blasenabreißdurchmesser. Wegen der großen Dampfblasen ist beim Wachstum ein ausgeprägtes Verdrängen der thermischen Grenzschicht und ein effektives Abkühlen der überhitzten Flüssigkeitsschicht in unmittelbarer Nähe der Heizfläche zu erwarten. Beim Ablösen der Dampfblasen fällt die Temperatur der wandnahen Grenzschicht stark ab. Dies liegt zum einen an der hohen latenten Wärmemenge, die infolge des langen Wachstums in der Dampfblase enthalten ist und zum anderen an der intensiven Nachströmung kühler Flüssigkeit aus der Umgebung zur Wand. Demzufolge dauert es ziemlich lang, bis die Mindestüberhitzung der Flüssigkeitsschicht an der Keimstelle wieder durch Wärmezufuhr von der Heizfläche aufgebaut wird, um dadurch das Entstehen der nachfolgenden Dampfblase zu ermöglichen.

Ein langes Wachsen bis zum Ablösen und lange Wartezeiten zwischen den Blasenzyklen bedeuten eine stark erniedrigte Blasenfrequenz. Dies und die viel geringere Blasenbelegungsichte

führen dazu, dass hohe Temperaturschwankungen innerhalb der thermischen Grenzschicht in der Nähe der Wand auftreten. Die Höhe der Schwankungen hängt hauptsächlich von der thermischen Diffusionsfähigkeit der Wand ab. Aus diesem Grund wird das Sieden von reinen Flüssigkeiten unter geringen Siededrücker – vor allem im Bereich geringer Wärmestromdichten – oft als intermittierender Prozess mit hohen Temperaturgradienten betrachtet.

Aus den Untersuchungen des Keimbildungsverhaltens im Unterdruckbereich werden widersprüchliche Aussagen über den beim gesamten Blasensiedeprozess dominierenden Wärmeübertragungsmechanismus gezogen. Einige Autoren gehen davon aus, dass aufgrund der großen Dampfblasen und der niedrigen Blasenfrequenz die Wärmeübertragung hauptsächlich durch den Impulstransport zwischen flüssig- und dampfförmiger Phase bestimmt wird. Die freie Konvektion oder die Verdampfung können dagegen vernachlässigt werden (z.B. [Raben u. a., 1965]). Andere Autoren behaupten, dass zusammen mit der erzwungenen Konvektion der latente Wärmetransport bei der Verdampfung am Blasenfuß bei allen Lebensphasen der Dampfblasen – d.h. von der Entstehung bis zum Aufstieg – der größte Beitrag zur gesamten Wärmeübertragung darstellt (z.B. [Rallis u. Jawurek, 1964]). Bisher gibt es beim Sieden unter niedrigem Siededruck noch keine einheitliche Theorie über die überwiegenden Wärmeübertragungsvorgänge.

A.2.4 Einfluss der Kombination „Wand-Flüssigkeit“

Der Einfluss der Heizfläche auf den Wärmeübergang beim Sieden wurde lange Zeit nur auf die Oberflächenrauigkeit zurückgeführt, obwohl schon in den dreißigern Jahren erste Hinweise auf eine Beeinflussung der Wärmeübertragung durch das Heizwandmaterial aufgezeigt wurden. Mittlerweile ist bekannt, dass es neben der Rauigkeit noch eine Reihe weiterer Parameter der Heizwand gibt, die die Bildung von Dampfblasen beeinflussen. Darunter zählen Parameter zur Charakterisierung der Oberflächenbeschaffenheit (wie z.B. Größe, Tiefe und Form der Mikrostrukturen der Oberfläche, Sauberkeit, Alterungsgrad), aber auch thermophysikalische Eigenschaften des Materials (Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität) oder geometrische Parameter (Wanddicke, Form, Ausrichtung der Heizfläche). Außerdem hängt der Einfluss der Wand auch sehr stark von der Interaktion an der Grenzfläche zwischen Wand, Flüssigkeit und Dampf ab, so dass Benetzung, Adhäsion- und Adsorptionskräfte, etc ebenfalls eine wesentliche Rolle spielen.

Da alle genannten Parameter miteinander wechselwirken, ist die Erfassung des Einflusses der Wand auf den Siedeprozess extrem komplex. Bisher gibt es in der Literatur noch keine umfassende Theorie, die die gleichzeitige Beeinflussung der Kombination „Wand-Flüssigkeit“ auf den Wärmeübergang erfasst. Stattdessen werden meistens nur die getrennten Effekte einzelner Parameter berücksichtigt. Eine Übersicht über die wichtigen Einflussparameter der Wand und deren Effekte auf den Siedevorgang findet sich in [Pioro u. a., 2004]. Im Folgenden werden die Auswirkungen einiger dieser Parameter genauer diskutiert.

Einfluss des Materials

In zahlreichen Untersuchungen des Siedeprozesses an Rohren bzw. Platten unterschiedlicher Materialien (Kupfer, Messing, Stahl, Edelstahl) wurde eine Verbesserung des Wärmeübergangs bei der Verwendung von Kupfer beobachtet ([Pridgeon u. Badger, 1924], [Bonilla u. Perry, 1941]). Daraus wurde erkannt, dass mit zunehmender Wärmeleitfähigkeit des Heizwandmaterials bessere Wärmeübergangskoeffizienten erzielt werden. Wie bereits erwähnt, hängt die Verbesserung des Wärmeübergangs von Materialien zu Materialien höherer Wärmeleitfähigkeit stark von der Natur der eingesetzten Flüssigkeit ab. Außerdem ist der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit auf den Wärmeübergang nur deutlich, wenn wenig potenzielle Keimstellen auf der Oberfläche vorhanden sind ([Golovin u. a., 1964], [Tolubinskiy u. a., 1974], [Grigoriev u. a., 1977]). Daraus folgt, dass der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit bei geringen Siededrücker (siehe Abschnitt A.2.3) und bei relativ glatten Oberflächen (siehe S. 208) stärker ausgeprägt ist. Später wurde bei der Untersuchung des Blasenwachstums festgestellt, dass die während des Blasenwachstums auftretenden Temperaturschwankungen der Heizwand von der Temperaturleitfähigkeit des Materials – auch Wärmediffusivität genannt, $\frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ – abhängig waren ([Griffith u. Wallis, 1960], [Moore u. Mesler, 1961]). Autoren, die die Mechanismen der Mikrofilmverdampfung² unter die Lupe nahmen, zeigten schließlich einen einfachen Zusammenhang zwischen Wärmestromdichte und Wärmeeindringzahl b ([Sharp, 1964], [Cooper u. Lloyd, 1969]). Diese Materialeigenschaft stellt das Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit zur Quadratwurzel der Temperaturleitfähigkeit dar und wird vereinfacht $b = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c_p}$ geschrieben. In vielen Wärmeübergangskorrelationen wird das Verhältnis der Wärmeeindringzahl der Wand zur Wärmeeindringzahl der Flüssigkeit verwendet, um den kombinierten Einfluss des Wandmaterials und der Fluideigenschaften zu charakterisieren ([Sernas u. Hooper, 1969], [Kutateladze, 1990], [Kant u. Weber, 1994], [Benjamin u. Balakrishnan, 1997b]).

Einfluss der Benetzung

Wie aus zahlreichen Arbeiten hervorgeht, hat die Benetzung der Wand durch die verwendete Flüssigkeit einen dominierenden Einfluss auf die Blasenbildung. Generell nimmt die Anzahl der aktiven Blasenkeime (Blasenbelegungsichte) mit steigender Benetzbarkeit der Oberfläche ab. Dies wurde z.B. in [Wang u. Dhir, 1993b] beim Sieden unter Atmosphärendruck von Wasser an Kupferoberflächen mit verschiedenen Oxidationsstufen und somit unterschiedlichen Benetzbarkeiten beobachtet. Mit zunehmenden Untersuchungen wurde ersichtlich, dass der Kontaktwinkel einen der ausschlaggebenden Einflussparameter im Keimbildungsprozess darstellt (siehe z.B. [Kolev, 1995]).

Auf der Grundlage dieser Ergebnisse wurden Modelle der Blasenentstehung entwickelt, die die Benetzbarkeit der Oberfläche mit Hilfe des Kontaktwinkels θ ³ sowie die Form der gebildeten

² Die Theorie der Mikrofilmverdampfung wurde im Abschnitt A.2.2 auf Seite 197 eingeführt.

³ Der Kontaktwinkel θ bezeichnet der Winkel, der sich zwischen der Phasengrenzfläche flüssig/dampfförmig und der Phasengrenzfläche flüssig/fest in unmittelbarer Nähe zur Dreiphasengrenzlinie einstellt. In Abhän-

Blasenkeime mit Hilfe des Öffnungswinkels ψ in die Berechnung des kritischen Blasenradius miteinbeziehen. Zu nennen hier sind z.B. die Modelle von [Lorentz u. a., 1974], [Eddington u. Kenning, 1979], [Nishikawa u. Fujita, 1990], [Yang u. Kim, 1988] oder [Wang u. Dhir, 1993b], die als Erweiterung des im Abschnitt A.2.1 vorgestellten Modells von [Hsu, 1962] gelten.

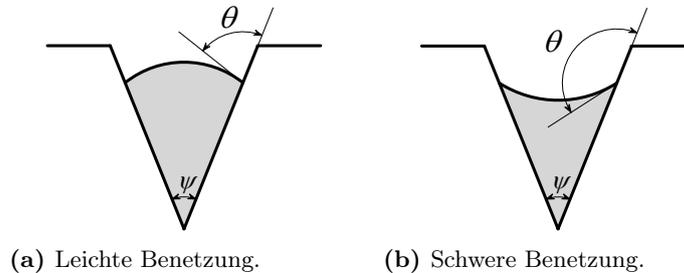


Abbildung A.3: Einfluss des Kontaktwinkels auf die Benetzung nach [Nishikawa u. Fujita, 1990].

Aus den beiden Winkeln, die in Abbildung A.3 dargestellt sind, wird ein effektiver Kontaktwinkel θ_{eff} zwischen Oberfläche und Grenzfläche definiert. Dieser entspricht in etwa $\theta_{\text{eff}} \approx \theta + (180 - \psi) / 2$ und berücksichtigt auf eine indirekte Weise den kombinierten Effekt der Flüssigkeit und des Oberflächenzustands der Heizwand. Für die Ermittlung der minimalen Wandüberhitzung $\Delta T_{\text{sat,onb}}$ wird dem kritischen Blasenradius r_{krit} ein Minderungsfaktor als Funktion des effektiven Kontaktwinkels θ_{eff} hinzugefügt. Aus diesen Modellen kann abgelesen werden, dass für gut benetzende Flüssigkeiten (Abb. A.3a), d.h. Flüssigkeiten, die einen kleinen Kontaktwinkel mit der Heizwand aufweisen, ein kleiner kritischer Blasenradius und dementsprechend eine hohe Mindestwandüberhitzung für das Einsetzen des Blasensiedens erforderlich sind. Dagegen können sich Dampfblasen in schlecht benetzenden Flüssigkeiten (Abb. A.3b), d.h. mit hohem Kontaktwinkel, schon ab einer relativ kleinen Wandüberhitzung bilden. Zu den schlecht benetzenden Flüssigkeiten zählen generell Flüssigkeiten mit hoher Oberflächenspannung, wie z.B. Wasser oder Lithiumbromidlösung. Letztere führt aufgrund ihrer höheren Oberflächenspannung zur schlechteren Benetzung der Oberfläche als Wasser. Im Gegensatz dazu wird eine gute Benetzung der Oberfläche mit üblichen Kältemitteln und tiefsiedenden Fluiden erreicht ($\theta < 10^\circ$).

Einfluss der Rauigkeit

In der Regel führt die Erhöhung der Rauigkeit zur Steigerung des Wärmeübergangs. Damit verschiebt sich die Siedekurve in Richtung kleinerer Wandüberhitzung, wobei die Steigung der Siedekurve gleichzeitig zunimmt ([Corty u. Foust, 1955], [Griffith u. Wallis, 1960]). Ab einem bestimmten Wert führt jedoch die weitere Rauigkeitserhöhung zu keiner Verbesserung mehr ([Kurihara u. Myers, 1960], [Berenson, 1962]). Deshalb sollte der Einfluss der Rauigkeit bei Oberflächen, die nicht speziell z.B. durch Polieren oder Läppen behandelt wurden und

gigkeit von dem sich einstellenden Kontaktwinkel wird zwischen nicht benetzenden ($\theta > 90^\circ$), teilweise benetzenden ($0^\circ < \theta < 90^\circ$) und vollständig benetzenden ($\theta = 0^\circ$) Systemen unterschieden. Damit wird mit abnehmendem Kontaktwinkel die Bedeckung der Oberfläche durch die Flüssigkeit vollständiger.

dementsprechend eine relativ hohe natürliche Rauigkeit aufweisen, keine bedeutende Rolle spielen [Danilova u. Belskiy, 1965]. Bei den anderen „rauigkeitsempfindlichen“ Oberflächen hängt der Grenzwert u.a. von der Oberflächenbehandlung, vom Material sowie vom Fluid ab.

Die Rauigkeit gibt allerdings keinerlei Information über die Form und Größe der Mikrostrukturen der Oberfläche. Diese sind jedoch ausschlaggebend, um aus potenziellen Keimen stabile aktive Keimstellen zu erzeugen, d.h. Keimstellen, die nach dem Ablösen der Dampfblase nicht sofort von der Flüssigkeit vollständig geflutet werden, so dass Gas- oder Dampfreste dort verbleiben (siehe [Singh u. a., 1976], [Hibiki u. Ishii, 2003]). Aus diesen Gründen ist eine Verbesserung der Wärmeübertragung mit zunehmender Rauigkeit nur zu erwarten, wenn die Erhöhung der Rauigkeit zu einer Erhöhung der Anzahl aktiver Keimstellen auf der Oberfläche führt. Untersuchungen des Rauigkeitseinflusses beim Blasensieden an unterschiedlich bearbeiteten Oberflächen bzw. in unterschiedlichen Flüssigkeiten bestätigen diese Vorstellung ([Bankoff, 1957], [Clark u. a., 1959], [Tolubinskiy u. a., 1971], [Roy Chowdhury u. Winterton, 1985], [Hahne u. Barthau, 2006]). Dementsprechend wird der Einfluss der Rauigkeit mit zunehmender Wärmestromdichte schwächer, da bei hohen Wärmestromdichten die Blasenbelegungsichte nicht signifikant gesteigert werden kann [Fedders, 1971].

Eine ausführliche Beschreibung des Einflusses der Oberflächenstruktur der Heizwand auf den Wärmeübergang beim Sieden findet sich in [Luke, 1996].

In anderen Arbeiten wird nach einer Erhöhung der Rauigkeit keine monotone Variation des Wärmeübergangs beobachtet. In [Raad u. Myers, 1971] und [Benjamin u. Balakrishnan, 1997b] tritt erst eine Abnahme und dann eine Zunahme des Wärmeübergangs auf, während in [Vachon u. a., 1968] und [Nishio u. Chandratilleke, 1989] von einer Zunahme, dann einer Abnahme, und schließlich einer erneuten Zunahme des Wärmeübergangs berichtet wird. Diese Autoren verwenden als Arbeitsfluid Wasser, n-Hexan, Aceton, Helium oder Flüssigkristall und als Heizwand Kupfer-, Edelstahl- oder Aluminiumflächen, deren Rauigkeit durch Polieren mit Schmirgelpapier, chemisch Ätzen oder Oxidieren erhöht wird. Sie stellen alle bei nicht zu glatten Oberflächen – d.h. erst ab einer Mindestrauigkeit – eine Ab- und Zunahme-Tendenz des Wärmeübergangs mit steigender Rauigkeit fest. Den gleichen Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten mit der Rauigkeit beobachten Autoren wie [Kandlikar u. Steinke, 2002], die nach einer Rauigkeitserhöhung eine Abnahme, gefolgt von einer Zunahme des Kontaktwinkels gemessen haben. Laut dem vorigen Abschnitt (S. 207) bedeutet dies erst höhere Wandübertemperaturen für die Blasenbildung und dementsprechend kleinere Wärmeübergangskoeffizienten bis zum Erreichen einer mittleren Rauigkeit, ab der wieder eine Umkehrung dieser Tendenz erfolgt. Im Gegensatz dazu wurde z.B. in [Torikai u. a., 1989] erst eine Zunahme und dann eine Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten bei steigender Rauigkeit festgestellt, wobei Torikai anders als die bereits genannten Autoren fertig bearbeitete Kupferflächen unterschiedlicher Rauigkeiten verwendete. Dies deutet darauf hin, dass der Wärmeübergang, selbst bei gleicher Rauigkeit der Oberfläche, vom Herstell- bzw. Bearbeitungsprozess abhängt. Dies liegt wieder daran, dass

diese Prozesse die Geometrie der Mikrostrukturen und somit die Anzahl der aktiven Keimstellen stark beeinflussen, wie [Vachon u. a., 1968], [Berenson, 1962] und [Kandlikar u. Steinke, 2002] bestätigen.

Durch die Ergebnisse von zahlreichen Quellen wird ersichtlich, dass eine für manche Flüssigkeiten glatte Oberfläche für andere Flüssigkeiten als rau empfunden wird ([Ramilson u. a., 1992], [Benjamin u. Balakrishnan, 1997b], [Pioro u. a., 2004]). Um den Einfluss der Rauigkeit auf die Bildung von Dampfblasen zu charakterisieren, müssen also die Wand- aber auch unbedingt die Fluideigenschaften betrachtet werden. Die gegenseitige Beeinflussung der Oberflächenbeschaffenheit und der Benetzung ist ein sehr komplexer Vorgang, dessen Wirkung auf den Wärmeübergang beim Sieden schwer nachvollziehbar ist.

Fouling

Arbeitsfluide enthalten bei fast allen Prozessbedingungen gewisse Mengen an gelösten oder suspendierten Partikeln bzw. ermöglichen das Wachstum von Mikro- und Makroorganismen. Dies kann zur Bildung einer Deckschicht aus Schmutz, Korrosionsprodukten und diversen biologischen Ablagerungen auf der Wärmetauscherfläche und damit zur Veränderung der Oberflächenbeschaffenheit der Wand führen. Dies wird unter dem Begriff „Fouling-Effekt“ (engl: to foul = verstopfen) genannt. Dieses Phänomen findet besonders an Stellen mit hoher thermischer Belastung und bei niedriger Strömungsgeschwindigkeit statt. Fouling tritt deswegen auch beim Sieden auf. Durch den Keimbildungsprozess kann hier die lokale Konzentration von Verunreinigungen um mehrere Größenordnungen steigen. Nach einiger Zeit ist somit, selbst bei anfangs reinen siedenden Flüssigkeiten, eine Bildung von Ablagerungen auf der Heizfläche zu erwarten.

Bei einphasiger Wärmeübertragung hat der Fouling-Effekt meistens nachteilige Auswirkungen auf die Wärmeübertragung, weil die Ablagerungen, die eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit aufweisen, wie eine Isolierungsschicht wirken. Der durch die Beläge entstehende Wärmewiderstand kann durchaus in der Größenordnung der Wärmeübergangswiderstände der reinen Fluide liegen, was zur Verschlechterung des Wärmeübergangs führt. Bei zweiphasigen Wärmeübertragungsprozessen wie Sieden ist dies allerdings nicht immer der Fall.

Die Mechanismen des Foulings beim Sieden wurden bei zahlreichen Autoren an Einzelrohren ([Partridge u. White, 1929], [Palen u. Westwater, 1966], [Freeborn u. Lewis, 1962], [Hospeti u. Mesler, 1965], [Jamialahmadi u. a., 1989], [Helalizadeh u. a., 2000]) und erst vor kurzem an Rohrbündeln ([Malayeri u. a., 2005]) untersucht. Daraus geht hervor, dass Fouling durch die Eigenschaften der Konfiguration Wand-Flüssigkeit bestimmt wird. Dabei spielen vor allem die Größe, die Form, der Abreißdurchmesser und die Aufstiegeschwindigkeit der Dampfblasen eine wesentliche Rolle. Grundsätzlich ist durch die Fouling-Schicht eine erhöhte Oberflächenrauigkeit der Heizfläche zu erwarten. Wie schon auf S. 208 beschrieben, führt dies theoretisch zu einer Zunahme der Zahl sowie der Größe der aktiven Keimstellen und dadurch zur Verbes-

serung des Wärmeübergangs. Dies bestätigt z.B. Van Stralen, der in [Van Stralen, 1967] bei der Untersuchung des Siedens unter subatmosphärischen Bedingungen (30-100 mbar) von Wasser und wässrigen Gemischen – und dadurch unter ähnlichen Bedingungen wie die vorliegende Untersuchung – eine Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der wachsenden Fouling-Schicht beobachtet.

Je nach Natur des Foulings (Erosion bzw. Ankorrodieren der Fläche, Oxidation, Ablagerung von Behälterwandresten, etc) weist die verbleibende Oberfläche jedoch unterschiedliche mikroskopische Strukturen auf, so dass unterschiedliche Auswirkungen auf die Keimbildung und schließlich auf den Wärmeübergang beobachtet werden. Ist die Fouling-Schicht von organischer Natur, so ist gar keine oder – ähnlich wie bei mechanisch oder chemisch angerauhten Oberflächen – keine dauerhafte Verbesserung der Wärmeübertragung zu erwarten. Dies liegt hauptsächlich daran, dass die auf der Fouling-Schicht vorhandenen Keimstellen nicht stabil genug sind und nach einiger Zeit ihre Fähigkeit, Dampfblasen zu erzeugen, verlieren [Collier u. a., 1999]. In [Kutepov u. a., 1977] kann abgelesen werden, dass die Oberfläche nur in den ersten 10 bis 100 Stunden Betrieb über stabile Keimstellen verfügt. Somit werden beim Sieden die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten mit noch unbenutzten sauberen Oberflächen erreicht. Während den nächsten 100 bis 200 Stunden Betrieb sinken die Wärmeübergangskoeffizienten bis zu einem bestimmten Niveau und verharren nach dieser Zeit auf niedrigem Niveau. Anders ist es bei der Oxidation der Oberfläche bzw. bei einer porösen Foulingsschicht. In diesem Fall werden meistens große stabile Keimstellen gebildet, die das Sieden vor allem bei geringen Wandüberhitzungen besonders fördern. Der vorteilhafte Effekt bleibt meistens jedoch auch zeitlich begrenzt [Palen u. Westwater, 1966].

Eine Beschreibung der Wechselwirkung zwischen Blasenbildung und Ablagerungsbildung findet man in [Malayeri u. a., 2005]. Der Autor, der den Fouling-Effekt beim Sieden des Stoffpaars Wasser/Calciumsulfat ($\text{H}_2\text{O}/\text{CaSO}_4$) an einem Rohrbündel in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte, der Konzentration von Calciumsulfat und der Position im Bündel untersuchte, stellt fest, dass die höchste Ablagerungsrate bei der Entstehung einer Dampfblase in der mikroskopischen Grenzschicht unter der Dampfblase stattfindet. Dort haben die Ablagerungen eine hohe Dichte und eine hohe Haftfähigkeit und neigen dazu, den lokalen Wärmeübergang zu verringern. Nach Aktivierung der Keimstellen bilden sich poröse Ablagerungen um die aktiven Keimstellen herum und liefern somit zusätzliche Keimstellen, aus denen zusätzliche Dampfblasen entstehen können. Dies fördert wiederum die Wärmeübertragung. Während der Ablagerungsprozess fortschreitet, erhöht sich die Stärke und Dichte der Ablagerungsschicht und verursacht eine Deaktivierung der bisher aktiven Keimstellen. Durch den gleichzeitigen Einfluss des Wachstums einer Ablagerungsschicht und der Auflösung aktiver Keimstellen nehmen die Wärmeübergangskoeffizienten nach Erreichen eines Maximums wieder ab, bis schließlich nach insgesamt etwa 30 Minuten ein konstanter Wert asymptotisch erreicht wird.

Diese Ergebnisse belegen wieder, dass die Beschaffenheit der Wandoberfläche eine entscheidende Rolle beim Siedevorgang spielt. Beim Fouling ergibt sich durch die gegenseitige Beeinflussung der Blasen- und der Ablagerungsbildung keine monotone Variation des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Zeit. Dies kann auf die Verfügbarkeit stabiler Keimstellen zurückgeführt werden und ändert sich somit von Fall zu Fall, wenn unterschiedliche Wand- und Flüssigkeitseigenschaften vorliegen.

Einfluss der Form und der Ausrichtung der Wand

Die Geometrie der eingesetzten Heizfläche beeinflusst den Wärmeübergang beim Blasensieden, da sie vor allem Auswirkungen auf die Mechanismen der Blasendynamik hat.

Was Rohre betrifft, scheinen – zumindest unter Atmosphärendruck – waagrechte Rohre bei geringen Blasenbelegungsichten vorteilhafter und bei hohen Blasenbelegungsichten ineffizienter als senkrechte Rohre zu sein. Dies kann z.B. den Untersuchungen von [Jakob u. Hawkins, 1957] oder [Kang, 2000] entnommen werden, die den Einfluss der Rohrausrichtung jeweils bei steigender Wärmestromdichte bzw. steigender Rauigkeit und somit bei höher werdender Blasenbelegungsichte untersuchen. [Kang, 2000] stellt außerdem fest, dass eine negative Neigung der Rohre um 45° gegenüber der Waagerechten zu den höchsten Wärmeübergangskoeffizienten führt, wobei der Einfluss der Neigung bei glatten Oberflächen ausgeprägter ist als bei rauhen Oberflächen. In diesem Fall wandern die im unteren Teil der Oberfläche abgelösten Einzeldampfblasen nach oben und vergrößern sich, indem sie Dampfkolonnen (eine aktive Keimstelle mit hoher Blasenfrequenz) oder Dampfpilze (zusammenhängender Dampfbereich mit mehreren aktiven Keimstellen) bilden. Dies bewirkt eine zunehmende Verwirbelung der Flüssigkeit und verbessert somit die Wärmeübertragung.

Bei sehr hohen Wärmestromdichten und somit bei sehr hoher Blasenbelegungsichte sind höhere Wärmeübergangswerte wieder mit waagrechten Rohren zu erreichen. Dies kann aus der Arbeit von [Van Stralen u. Sluyter, 1969a] abgelesen werden, in der der Einfluss der Ausrichtung von Platinheizdrähten auf die kritische Wärmestromdichte untersucht wurde. Die Ergebnisse zeigen an waagrechten Drähten höhere kritische Wärmestromdichten als an senkrechten. Im letzteren Fall verbreiten sich die Blasenschwärme zu großen, aus vielen einzelnen Keimstellen gespeisten Dampfvolimina, die die ganze Heizfläche bedecken und dadurch das Nachströmen kälterer Flüssigkeit an die Heizwand behindern. Lokal führt dies zu einer Verschlechterung der Wärmeübertragungseigenschaften von den unteren aufwärts zu den oberen Regionen des senkrechten Rohrs. Wenn bei hohen Wärmestromdichten dieser Verschlechterungseffekt die im unteren Bereich des Rohrs bessere Konvektion überwiegt, weist das senkrechte Rohr im Mittel einen geringeren Wärmeübergangskoeffizienten als das waagrechte Rohr auf.

Was das Sieden an Platten betrifft, werden in der Regel geringere Wärmeübergangskoeffizienten an Platten als an Rohren erzielt (siehe z.B. [Kutepov u. a., 1977]). Vor allem bei einer waagrechten Ausrichtung der Fläche liegt dies an den Anström- und Randeffekten, die bei Rohren aufgrund der Krümmung der Oberfläche stärker ausgeprägt sind. Ansonsten sind die Verhält-

nisse zwischen waagrecht und senkrechter Ausrichtung der Platten ähnlich wie bei Rohren. Dies zeigt z.B. die Arbeit von [Nishikawa u. a., 1984], welcher den Einfluss der Ausrichtung von Kupferplatten in Abhängigkeit von der Oberflächenrauigkeit untersucht. Zunächst wird gezeigt, dass der Einfluss der Oberflächenneigung im Bereich niedriger Wärmestromdichten sehr ausgeprägt ist. Dabei nimmt der Wärmeübergang mit zunehmendem Neigungswinkel gegenüber der Waagerechten zu. Im Bereich hoher Wärmestromdichten ist dagegen kein bedeutender Einfluss der Neigung mehr festzustellen. Beim Variieren der Rauigkeit beobachtet der Autor auch, dass raue Oberflächen bei kleinen Neigungen der Oberfläche einen besseren Wärmeübergang als glatte Oberflächen aufweisen, während dies bei großen Neigungen nur im Bereich hoher Wärmestromdichten erkennbar ist.

Die meisten Untersuchungen beziehen sich auf den Atmosphärendruck. Für den Bereich der subatmosphärischen Drücke werden in [Lee u. a., 1991] ähnliche Verhältnisse bezüglich des Vorteils von senkrechten Rohren gegenüber waagrecht Rohren bei mittleren Wärmestromdichten beobachtet. Der Autor erklärt den generell besseren Wärmeübergang am senkrechten Rohr im Bereich der untersuchten niedrigen Siededrucke durch die stärkere Auftriebskraft, die auf die Dampfblasen wirkt. Im Fall einer senkrechten Heizfläche ist die thermische Grenzschicht in unmittelbarer Wandnähe breiter als im Fall einer waagrecht Heizfläche und beinhaltet demzufolge mehr wachsende Dampfblasen. In dieser Grenzschicht herrscht eine höhere Temperatur als in der umgebenden Flüssigkeit, so dass sie auch eine geringere Dichte aufweist. Dadurch ist beim Sieden an einer senkrechten Heizfläche der Einfluss der Auftriebskraft auf das Wachstum der innerhalb der breiteren Grenzschicht entstehenden Dampfblasen weniger ausgeprägt als beim Sieden an einer waagrecht Heizfläche. Aufgrund dessen verlängert sich die Zeit des Blasenwachstums bis zur Abtrennung von der Heizwand, was dazu führt, dass größere Dampfblasen entstehen. Diese tragen beim Abreißen und Aufsteigen zu einer stärkeren Durchmischung der wandnahen Grenzschicht bei und führen schließlich zur Verbesserung des Wärmeübergangs. Unter subatmosphärischen Bedingungen scheint somit eher die Größe der Dampfblasen entscheidend zu sein, während beim Atmosphärendruck eher deren Anzahl ausschlaggebend ist.

Aus den verschiedenen Untersuchungen wird ersichtlich, dass man die Auswirkung der Form und Ausrichtung der Oberfläche auf den Wärmeübergang beim Sieden nur unter der Betrachtung von Parametern erklären kann, welche die Anzahl und Größe der Dampfblasen beeinflussen. Bei der Auslegung der verschiedenen Geometrien müssen insbesondere zwei relevante Wärmeübertragungsmechanismen berücksichtigt werden: zum Einen die verstärkte Zusatzkonvektion in der Nähe einer wachsenden Dampfblase, die vor allem im Bereich der geringen Wärmestromdichten ($\dot{q} < 50 \text{ kW/m}^2$) bzw. der niedrigen Drücke zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs führt. Zum Anderen die Behinderung der Flüssigkeitzufuhr durch breite gestreckte Blasenschwärme, die im Bereich der hohen Wärmestromdichten ($\dot{q} > 50 \text{ kW/m}^2$) die verbesserte Konvektion entgegensteht.

A.3 Blasensieden in Zwei- oder Mehrstoffsystemen

A.3.1 Veränderung der Siedekurve

Beim Sieden von Zwei- oder Mehrstoffsystemen sind die grundlegenden physikalischen Phänomene, die den Siedevorgang bestimmen, vielseitig und komplex, so dass eine analytische Beschreibung der Wärmeübertragung nicht möglich ist. Im aktuellen Stand des Wissens ist bekannt, dass Gemische mit einer stark oberflächenaktiven Komponente in der Regel einen besseren Wärmeübergang als die jeweiligen reinen Komponenten aufweisen (siehe Abschnitt A.3.6). Abgesehen von dieser Ausnahme geht aus den bisherigen Untersuchungen anderer Gemische hervor, dass der Wärmeübergang beim Sieden von Gemischen im Vergleich zu demjenigen der reinen Komponenten des Gemischs merklich zurückgeht.

Wie in der Abbildung A.4 dargestellt, ändert sich dadurch die Siedekurve von Zwei- oder Mehrstoffsystemen im Vergleich zu derjenigen reiner Komponenten. Infolge der sich im Flüssigkeitsvolumen einstellenden Temperaturgradienten (siehe nächster Abschnitt A.3.2), weist die Siedekurve der binären Mischungen eine Verzögerung des Beginns des Blasensiedens (ONB, Punkt A) zu höheren Wandübertemperaturen auf. Die Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des ausgebildeten Blasensiedens (A-B) sind relativ zu den entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten der reinen Stoffen, wie bereits erwähnt, stark reduziert. Die kritische Wärmestromdichte (Punkt B) nimmt je nach Beitrag der im Flüssigkeitsvolumen entstehenden Konvektion entweder ab oder zu, während die minimale Wärmestromdichte am Leidenfrostpunkt (C) und die entsprechende Wandübertemperatur immer zunehmen. Schließlich sind die Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des stabilen Filmsiedens (C-D) etwas höher.

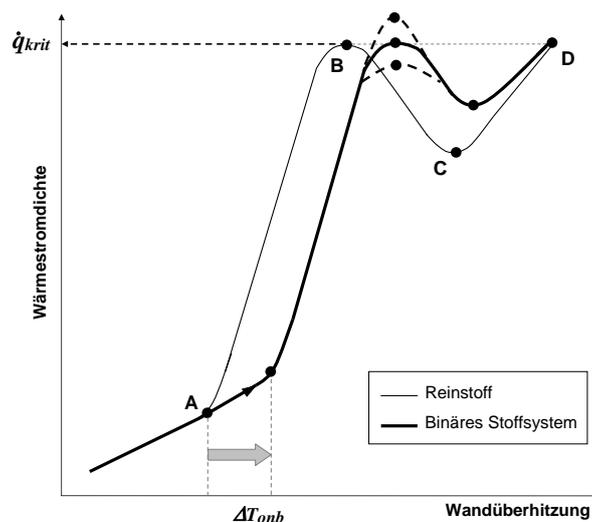


Abbildung A.4: Veränderung der Siedekurve zwischen Reinstoff- und Mehrstoffsieden.

A.3.2 Verschlechterung des Wärmeübergangs gegenüber Reinstoffsieden

Im aktuellen Stand der Literatur besteht keine Einigkeit über die physikalischen Ursachen der Reduzierung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Gemischsieden im Vergleich zum Reinstoffsieden. In den vergangenen Jahren sind dafür verschiedene Ansätze entwickelt worden, wobei einige noch umstritten bleiben. Auf diesem Gebiet liegt ein erheblicher Forschungsbedarf vor. Im Folgenden sollen die am meisten vertretenen Theorien vorgestellt werden.

Die Verschlechterung des Wärmeübergangs findet ihr Ursprung in so genannten Mischungs- bzw. gemischspezifischen Effekten. Bei Gemischen, die eine Konzentrationsdifferenz zwischen Flüssigkeit und Dampf im Phasengleichgewicht aufweisen, tritt während der Blasenbildung und der daraus erzielten Trennung der Komponenten eine lokale Änderung der Flüssigkeitszusammensetzung in der unmittelbaren Nähe der Dampfblase auf. Dort findet eine Verarmung des leichterflüchtigen Bestandteiles und gleichzeitig eine Anreicherung des schwerflüchtigen Bestandteiles statt, so dass Konzentrationsgradienten zwischen der wandnahen und der von der Phasengrenze entfernten Flüssigkeit erzeugt werden. Um den Konzentrationsgradienten auszugleichen, wird ein Diffusionstransport in Gang gesetzt. Im Vergleich zum Sieden von reinen Stoffen wird die Blasenbildung beim Sieden von Flüssigkeitsgemischen somit nicht nur durch einen Wärmetransport sondern auch durch einen zusätzlichen Stofftransport bestimmt.

Bei einigen Autoren ([Sternling u. Tichacek, 1961], [Thome, 1987]) wird der zusätzliche Diffusionswiderstand und die damit verbundene Verringerung der Blasenwachstumsrate als verantwortlich für die Verschlechterung der Wärmeübertragung in Gemischen erklärt. Die wandnahe Flüssigkeitsschicht hat gegenüber der übrigen Flüssigkeitsmasse zwar eine andere Konzentration aber keine andere Temperatur. Demzufolge kann nur ein diffusiver Stofftransport aus der wandfernen Umgebung eine Änderung des Gleichgewichts an der Phasengrenze zwischen Dampf und Flüssigkeit bewirken. Dies erfolgt durch Migration des dort angereicherten schwerflüchtigen Bestandteiles weg von der Phasengrenzschicht in das umgebende Fluid. Damit die Verdampfung und somit das weitere Wachstum der Dampfblase fortgesetzt wird, muss gleichzeitig die leichterflüchtige Komponente aus dem umgebenden Fluid in die an leichtersiedender Flüssigkeit verarmte Grenzschicht diffundieren. Da der Stofftransport in Flüssigkeiten generell langsamer als der Wärmetransport ist⁴, bewirkt die ausgelöste Massendiffusion eine Verlangsamung der Verarmung des leichterflüchtigen Bestandteiles an der Phasengrenze. Durch diesen limitierenden Effekt wird weniger an der Phasengrenze verdampft und die Blasenwachstumsrate sinkt, was schließlich zu einer Verschlechterung der Wärmeübertragung beim Gemischsieden gegenüber Reinstoffsieden führt.

Andere Autoren ([Van Stralen u. a., 1976], [Fujita u. Tsutsui, 1994]) geben als Hauptbegründung die lokale Siedepunkterhöhung und die daraus folgende lokale Änderung der notwendigen

⁴ Die Diffusionsrate der Massendiffusion liegt um etwa 2 Größenordnung unter der Diffusionsrate der thermischen Diffusion.

Übertemperatur zur Dampfblasenbildung an. Während der Verdampfung entsteht durch den lokalen Konzentrationsgradient ein zusätzlicher thermischer Widerstand. Dieser bewirkt eine höhere Gleichgewichtstemperatur der wandnahen Flüssigkeit $T_{sat}|_{\text{Wand}}$ beim gleichen herrschenden Dampfdruck. Zur Übertragung eines bestimmten Wärmestroms wird daher eine lokal höhere Wandtemperatur benötigt als wenn die Flüssigkeit in unmittelbarer Wandnähe die gleiche Zusammensetzung hätte wie in größerer Entfernung von der Wand. Dies führt zu einem geringeren Wärmeübergangskoeffizienten α als für die reinen Komponenten bei gleicher treibender Temperaturdifferenz, da α per Definition nicht mit der lokalen treibenden Temperaturdifferenz in der wandnahen Grenzschicht ($T_W - T_{sat}|_{\text{Wand}}$), sondern mit dem höheren Temperaturgefälle zwischen der Temperatur der Heizwand T_W und der tieferen Siedetemperatur T_{sat} der ungestörten Flüssigkeit gebildet wird⁵.

Manche Autoren ([Grigorjew, 1963]) führen schließlich die Verschlechterung der Wärmeübertragung auf den veränderten Prozess der Keimbildung zwischen den Gemischen und deren reinen Komponenten zurück. Beim Sieden führt die Veränderung der Zusammensetzung des Gemisches und darüber hinaus die Konzentrationsänderung in der wandnahen Flüssigkeitsschicht zu einer zeitlichen und örtlichen Änderung der Stoffeigenschaften des Gemisches. Da vor allem die thermodynamischen Größen wie Viskosität, Oberflächenspannung, Dichte, Wärmeleitfähigkeit oder spezifische Verdampfungsenthalpie ausschlaggebende Parameter wie Blasengröße, Abreißdurchmesser, Blasenfrequenz oder Blasenbelegungsdichte stark beeinflussen (siehe folgender Abschnitt A.3.3), werden in siedenden Gemischen andere physikalischen Wärme- und Transportmechanismen als beim Reinstoffsieden erwartet. Für die charakteristische Abnahme des Wärmeübergangs beim Gemischsieden werden in der Literatur insbesondere zwei Größen als wichtigste Einflussparameter identifiziert. Zum einen die Blasenbelegungsdichte, die aus makroskopischer Sicht für die Anzahl und Größe der Dampfblasen und somit für den Anteil des Wärmetransports durch die mikroskopische Zone am Blasenfuß maßgeblich ist. Zum anderen der Blasenabreißdurchmesser, der einen direkten Einfluss auf den zeitlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten hat⁶ [Kern u. Stephan, 2004].

Im speziellen Fall der binären Salzlösungen muss man bei der Betrachtung der Verminderung des Wärmeübergangs Lösungen mit umgekehrter Löslichkeit (d.h. mit einer Abnahme der Löslichkeit bei steigender Temperatur) und Lösungen mit normaler Löslichkeit (d.h. mit einer Zunahme der Löslichkeit bei steigender Temperatur) unterscheiden. Bei der ersten Gruppe von Lösungen fällt die Löslichkeit des Salzes in der überhitzten Flüssigkeitsschicht

⁵ Eine Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten dürfte demnach nicht auftreten, wenn die sich bildenden Dampfblasen die selbe Zusammensetzung wie die wandfernere Flüssigkeit haben. Dies wurde anhand experimenteller Untersuchungen an Gemischen mit azeotroper Zusammensetzung, die diese Eigenschaft haben, zumindest qualitativ bestätigt.

⁶ In [Kern u. Stephan, 2004] wurde gezeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient beim Gemischsieden mit wachsendem Abreißdurchmesser proportional zunimmt.

ab. Gleichzeitig führt die Verdampfung am Blasenfuß zum Aufkonzentrieren des Salzes in der mikroskopischen Grenzschicht, so dass es dort möglicherweise zu einer Übersättigung der binären Mischung kommen kann. Unter diesen Umständen fallen Kristallkeime aus der Flüssigkeit aus und bilden auf der Wärmeübertragungsoberfläche eine Ablagerungsschicht, auch „Fouling“-Schicht genannt (siehe Abschnitt A.2.4), welche als Hauptursache für die Abnahme des Wärmeübergangs beim Sieden von Salzlösungen mit umgekehrter Löslichkeit erkannt wurde [Jamialahmadi u. Muller-Steinhagen, 2004]. Darüber sind sich die in der Literatur vorhandenen Beträge einig. Bei der zweiten Gruppe, d.h. der binären Salzlösungen mit normaler Löslichkeit wie z.B. beim Stoffpaar $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, ist keine Übersättigung infolge des Temperaturabfalls in der Mikrozone und dementsprechend kein relevanter Fouling-Effekt zu erwarten. Als mögliche Erklärung für die Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten kommen in diesem Fall die bereits erwähnten physikalischen Ursachen in Betracht.

Aus diesen unterschiedlichen Theorien wurden Wärmeübertragungsmodelle entwickelt, bei denen entweder nur einer oder mehrere der erwähnten Mechanismen in die Bestimmung des Wärmeübergangs miteinbezogen werden (siehe Abschnitt 3.2.3, S. 45). Daraus wird ersichtlich, dass der Anstieg des Siedepunkts infolge der Konzentrationsänderung in der Grenzschicht fast einheitlich als entscheidender gemischspezifischer Effekt für die Verringerung der Wärmeübertragung identifiziert wird [Kern u. Stephan, 2003a, b]. Dennoch liegen viele theoretische Ansätze vor, in denen der beeinträchtigte Einfluss des Diffusionstransports für die charakteristische Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten eines binären Gemisches verantwortlich gemacht wird. Dies wird z.B. in [Inoue u. a., 1998] ersichtlich.

Eine Betrachtung der physikalischen Prozesse der Blasenbildung und -dynamik beim Sieden in binären Gemischen könnte Aufschluss über die Unterschiede mit dem Siedevorgang in Reinstoffen geben. Aus diesem Grund werden im nächsten Abschnitt die grundlegenden Veränderungen relevanter Einflussparameter wie Blasenkeimstelle, -abreißdurchmesser und -frequenz beschrieben, die zwischen Reinstoff- und Gemischsieden auftreten. Dabei soll gezeigt werden, welche Stoffeigenschaften des Gemischs in welcher Phase des gesamten Blasensiedevorgangs für diese Veränderungen entscheidend sind, auch wenn dies aufgrund der Komplexität des Siedeprozesses nicht immer offensichtlich ist.

A.3.3 Prozesse der Blasenbildung und -dynamik

Blasenbildung

Wie schon in der Abbildung A.4 gezeigt, ist beim Sieden von binären Mischungen im Vergleich zum Sieden von reinen Komponenten ein späterer Einsetzen des Regimes des Blasensiedens zu erwarten, d.h. dass die Bildung von Dampfblasen in binären Gemischen eine höhere Wand-übertemperatur erfordert als diejenige in den jeweiligen reinen Komponenten des Gemischs.

Umgekehrt werden bei gleicher Wandübertemperatur weniger Keimstellen aktiviert, so dass siedende Gemische grundsätzlich eine geringere Blasenbelegungsichte aufweisen.

Bei Zweistoffsystemen hängt die Überhitzung $(T_D - T_F)$, welche zur Gleichgewichtserhaltung eines Blasenkeims der Größe r erforderlich ist, ebenso wie beim Reinstoff von der Oberflächenspannung σ , der Steigung der Dampfdruckkurve $(\partial p_{sat}/\partial T)$ und der Größe der aktiven Keimstellen ab (siehe dazu [A.2.1](#)). Demnach gilt:

$$(p_D - p_F) = \frac{2\sigma}{r} \Leftrightarrow (T_D - T_F) = \frac{2\sigma}{(\partial p_{sat}/\partial T) \cdot r}$$

Bei Zwei- oder Mehrstoffgemischen sind aber sowohl die Oberflächenspannung als auch die Steigung der Dampfdruckkurve noch Konzentrationsabhängig. In [[Shock, 1977](#)] wird für eine Vielzahl an Gemischen gezeigt, dass die gegenüber derjenigen der jeweiligen reinen Komponenten etwas geringere Steigung der Dampfdruckkurve der meisten Gemische keinen relevanten Einfluss auf die Zunahme der erforderlichen Wandüberhitzung hat. Entscheidend dabei ist die vergleichsmäßig markantere Veränderung der Oberflächenspannung infolge des Zusatzes einer zweiten bzw. mehrerer Komponenten. Was die Größe der aktiven Keimstellen betrifft, wird diese unter anderem von dem Kontaktwinkel bestimmt, der wiederum von der Oberflächenspannung der Flüssigkeit abhängt (siehe Abschnitt [A.2.4](#)).

Nun scheinen je nach Natur des Gemisches unterschiedliche Folgen einer Veränderung der Oberflächenspannung oder des Kontaktwinkels für den beobachtenden Anstieg der Wandüberhitzung verantwortlich zu sein. Im Fall wässriger Salzlösungen, die eine höhere Oberflächenspannung als Wasser bei gleichen Betriebsbedingungen aufweisen, steigen einerseits die Kapillarkräfte, andererseits verschlechtert sich die Benetzung der Wandoberfläche, da mit erhöhter Oberflächenspannung der Kontaktwinkel ebenfalls zunimmt. Dadurch wäre im Vergleich zu Wasser einerseits eine Erhöhung, andererseits eine Reduzierung der zur Aktivierung der Keimstellen benötigten Mindestwandüberhitzung zu erwarten. Damit wird ersichtlich, dass bei den wässrigen Lösungen die Auswirkung der gegenüber Wasser veränderten Kapillareffekten auf die Aktivierung lebensfähiger Dampfblasen die schlechtere Benetzung überwiegt. Bei den organischen Mischungen hingegen wird besonders die erzielte Abnahme des Kontaktwinkels und die daraus folgende bessere Benetzung der Heizfläche als Ursache für die Erhöhung der erforderlichen Wandübertemperatur erkannt [[Shock, 1977](#)].

Neben den beiden Größen Oberflächenspannung und Kontaktwinkel kommt noch eine Vielzahl anderer wechselwirkender Parameter für die Stabilität des Gleichgewichts eines Blasenkeimes ins Spiel, so dass schwer voraussehbar ist, welcher Effekt bei der Erhöhung der Wandüberhitzung dominiert.

Blasenabreißdurchmesser

Besser identifiziert sind die Einflussgrößen, welche die Veränderung der Größe der Dampfblasen beim Abreißen zwischen Gemisch- und Reinstoffsieden bestimmen. Im Fall der wässrigen Salzlösungen sind höhere Flüssigkeitsdichte und -oberflächenspannung als beim Wasser zu er-

warten. Da der Auftrieb von dem Dichteunterschied zwischen der umgebenden Flüssigkeit und dem Dampf abhängt, ist bei einer höheren Dichte der Flüssigkeit eine stärker ausgeprägte Wirkung der Auftriebskraft auf die wachsende Dampfblase zu erwarten. Selbst wenn die Kapillarkräfte durch die höhere Oberflächenspannung auch zunehmen, wird durch die Ermittlung der Laplace-Konstante ersichtlich, dass die Auftriebskräfte während des Blasenwachstums dominieren. Wie im Abschnitt A.2.2 auf Seite 200 beschrieben wurde, hängt der Blasenabreißdurchmesser zusätzlich von der Jakob-Zahl ab, welche bei den wässrigen Salzlösungen – ebenso wie die Laplace-Konstante – kleiner als beim Wasser ist. Demzufolge werden kleinere Blasen Durchmesser beim Ablösen von der Heizfläche erreicht und die Blasenwachstumszeit verkürzt sich dementsprechend [Thome, 1996].

Dies stimmt mit der Aussage vom Abschnitt A.3.2 überein, dass der in siedenden Lösungen ausgelöste Diffusionsvorgang dem Blasenwachstum entgegenwirkt, wodurch die Dampfblasen ein reduziertes Ausbreitungsvermögen aufweisen. Bei den reinen Flüssigkeiten wird das Wachstum der Dampfblasen schnell von dem Wärmetransport durch die Phasengrenze limitiert, welcher die Verdampfung in die Dampfblase kontrolliert. In binären Mischungen fällt eine zusätzliche Begrenzung an und zwar wegen der in unmittelbarer Nähe der Phasengrenze angereicherten schwersiedenden Flüssigkeit, die in die ungestörte Flüssigkeit diffundiert. Aufgrund der gegenüber der Wärmediffusion viel langsameren Massendiffusion fällt die Blasenwachstumsrate stark ab und bewirkt somit eine Verkleinerung der Blasengröße bei der Abtrennung von der Heizwand.

Blasenaufstieg nach dem Ablösevorgang

Da der Abreißdurchmesser der Dampfblasen in Gemischen verhältnismäßig kleiner ist als bei den reinen Komponenten, dient nur ein Teil des von der Wand zugeführten Wärmestroms zur Blasenbildung und zum Blasenwachstum an der Heizfläche. Ein anderer Teil des Wärmestroms wird zunächst von der Heizfläche an die Flüssigkeitsschicht abgegeben und durch Konvektion oder Wärmeleitung über die Flüssigkeitssäule an die aufsteigenden Dampfblasen weiterbefördert. Der so durch die Flüssigkeitsmasse übertragene Wärmestrom dient an der Oberfläche der aufsteigenden Dampfblase im Flüssigkeitssinneren zur weiteren Dampfblasebildung und somit zur Fortsetzung des Blasenwachstums. Im Gegensatz zu den in reinen Flüssigkeiten erzeugten Dampfblasen, welche ihre endgültige Größe beim Ablösen von der Heizwand erreicht haben, wachsen die Dampfblasen in Gemischen somit noch weiter nach dem Abreißen, während sie nach oben aufsteigen [Collier u. a., 1999].

Wartezeit und Blasenfrequenz nach dem Ablösevorgang

Durch die geringere Größe der Dampfblasen wird weniger latente Wärme beim Ablösen mit in den aufsteigenden Dampfblasen abtransportiert. Dadurch kühlt die Flüssigkeitsschicht in unmittelbarer Wandnähe weniger ab. Außerdem wird beim Sieden von Gemischen durch die Anreicherung an der Phasengrenze die Sättigungstemperatur der wandnahen Flüssigkeitsschicht erhöht. Nach der Blasenablösung wird infolge dieser größeren Überhitzung der Grenzschicht

die für die Bildung der nächsten Dampfblase benötigten Übertemperatur schneller erreicht. Die gleichzeitige Verkürzung der Blasenwachstumszeit und der Wartezeit zwischen den Blasenzyklen tragen somit zur Erhöhung der Blasenfrequenz bei. Geringere Blasengröße und höhere Blasenfrequenz führen dazu, dass die Temperaturschwankungen innerhalb der Flüssigkeitsschicht deutlich verringert werden. Statt dem pulsierenden Blasensieden mit hohen Temperaturschwankungen, welches bei den reinen Flüssigkeiten bei sehr niedrigen Siededrücker zu beobachten ist (siehe Abschnitt [A.2.3](#)), stellt sich beim Sieden von Gemischen im selben Unterdruckbereich ein kontinuierliches Blasensieden ein, wie z.B. in [[Van Stralen u. Sluyter, 1969b](#)] oder [[McGillis u. a., 1992](#)] berichtet wird.

A.3.4 Relevante Einflussparameter

Wie in den Abschnitten [A.2.1](#) und [A.2.2](#) gezeigt wurde, existieren für das Sieden von reinen Stoffen bereits Korrelationen, die wichtige Beziehungen – wie z.B. das Verhältnis der Flüssigkeits- bzw. Wandüberhitzung mit der Größe der Dampfkeime – festhalten oder relevante Einflussparameter – wie z.B. den Blasenabreißdurchmesser – bestimmen. Diese Gleichungen, die auf einer analytischen Analyse der physikalischen Vorgänge der Blasenbildung und der Blasendynamik beruhen, konnten anhand relativ einfacher Näherungen aufgebaut werden. Beim Sieden von Gemischen wird die Analyse durch die auftretende Konzentrationsänderung der wandnahen Flüssigkeitsschicht erheblich erschwert, da letztere die Bildung von aktiven Keimstellen sowie das thermische Gleichgewicht an der Phasengrenze wachsender Dampfblasen maßgeblich beeinflusst.

Im Falle eines binären Gemisches mit nichtflüchtigem Bestandteil fällt die Erfassung dieses Mischungseffekts jedoch leichter als bei anderen gewöhnlichen Gemischen, da der Dampf nur aus einer Komponente – nämlich dem leichterflüchtigen Bestandteil – besteht. Bei diesem speziellen Fall scheint sogar eine direkte Übertragung der Keimbildungstheorie in reinen Flüssigkeiten auf Zweistoffsystemen möglich zu sein, wenn dabei anstelle der Stoffeigenschaften der reinen Flüssigkeit, die Stoffeigenschaften des Zweistoffgemischs eingesetzt werden. Aufschluss darüber gibt Miyatake in [[Miyatake u. a., 1997](#)] auf der Basis der Theorie von Mikic und Rohsenow über die Blasenbildung und das Blasenwachstum in reinen Flüssigkeiten ([[Mikic u. Rohsenow, 1969b](#)] bzw. [[Mikic u. a., 1970](#)]). Durch einen Vergleich mit experimentellen Daten aus Untersuchungen an Natriumchlorid-Lösungen bei Temperaturen zwischen 40 und 60 °C und Konzentrationen bis zu 20 %, gelingt es dem Autor die Gültigkeit der Theorie von Mikic und Rohsenow für binäre Gemische mit einem nichtflüchtigen Bestandteil zu bestätigen. Unter anderem findet Miyatake, dass die in dieser Theorie beschriebene Interaktion von Kapillarkräften aufgrund der Oberflächenspannung, Auftriebskräften aufgrund der Schwerkraft und Verdampfung an der Grenzschicht mit dem beobachteten Verhalten siedender NaCl-Lösungen über die gesamte Wachstumsperiode der Dampfblasen gut übereinstimmt. Mit Hilfe der gewonnenen Erkennt-

nisse liefert Miyatake einen gegenüber der ursprünglichen Theorie modifizierten Theorieansatz, der durch das korrekte Ansetzen von Einflussgrößen und die richtige Verwendung von Stoffeigenschaften den kompletten Prozess des Blasenwachstums sowohl in Wasser als auch in binären Lösungen mit nichtflüchtigem Bestandteil wiedergibt. Für die Ermittlung des neuen Ansatzes nimmt Miyatake allerdings an, dass der Stofftransport durch Diffusion während des Siedens von Lösungen vernachlässigbar ist. Unter dieser Voraussetzung, lässt sich laut dem Autor die erzielte Korrelation für eine Vielzahl an reinen Flüssigkeiten und Lösungen mit nicht flüchtigen Komponenten anwenden.

Unseres Wissens nach, liegen in der Literatur für binäre Gemische mit einem nicht flüchtigen Bestandteil sonst keine quantitative Vorhersage über die Zunahme der zur Keimbildung benötigten Wandübertemperatur bzw. der Blasenfrequenz, oder die Abnahme des Abreißdurchmessers bzw. der Blasenbelegungsichte infolge der Zugabe der zweiten Gemischkomponente vor. Nun steht fest, dass vor allem die letzten beiden Parameter in einem binären Gemisch stark von den entsprechenden Werten der reinen Komponenten des Gemisches abweichen.

A.3.5 Einfluss der Betriebsbedingungen Wärmestromdichte und Druck

Allgemeine Abhängigkeit bei den meisten Gemischen

Aus der verfügbaren Literatur über das Sieden von Gemischen ist ersichtlich, dass die meisten Gemischen im Vergleich zu den reinen Stoffen eine schwächer ausgeprägte Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Druck und steigender Wärmestromdichte aufweisen [Gorenflo, 2001]. Der Exponent n der Wärmestromdichte bei Gemischen hängt in ähnlicher Weise von dem reduzierten Siededruck wie bei reinen Stoffen ab (siehe 3.5 auf Seite 40) [Gorenflo, 2002].

Negative Druckabhängigkeit bei weitsiedenden Gemischen

Im speziellen Fall der so genannten weitsiedenden Gemische⁷ wird in manchen Fällen eine Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Druck beobachtet, wie experimentelle Untersuchungen an organischen Kältemittellösungen bei hohen reduzierten Drücken ($p^* \geq 0,03$), z.B. in [Köster u. a., 1997], [Stier, 2003] und [Span u. a., 2005], belegen. Hier wurde eine schwächer ausgeprägte Verschlechterung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den reinen Stoffen und den Kältemittelmischungen bei den geringen reduzierten Drücken festgestellt, hauptsächlich bei mittleren Zusammensetzungen bzw. bei etwas höherem Anteil an Leichtersiedendem. Außerdem war diese vergleichsweise schwächere Verschlechterung der Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber Reinstoffsieden bei hohen Wärmestromdichten und bei Gemischen mit hohen Differenzen zwischen den Siedepunkten der jeweiligen Mischungsbestandteilen

⁷ Zweistoffgemische werden als weitsiedende Gemische bezeichnet wenn die jeweiligen reinen Stoffe des Gemischs Siedetemperaturen aufweisen, die unter normalen Bedingungen weit auseinander liegen. In der Regel sollte der Abstand der Normalsiedepunkte über 30 K liegen.

noch beträchtlicher. Infolgedessen wurde bei den weitsiedenden Gemischen bei geringer Wärmestromdichte ($\dot{q} < 10 \text{ kW/m}^2$) eine verschwindend geringe Druckabhängigkeit beobachtet. Bei weiterer Steigung der Wärmestromdichte ($\dot{q} > 10 \text{ kW/m}^2$) wurde bei manchen Gemischen (z.B. Methan/Ethen) die von reinen Stoffen bekannte Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Druck sogar ins Gegenteil verkehrt, wodurch sich schließlich die beobachtete Verbesserung der Wärmeübergangskoeffizienten bei abnehmendem reduziertem Siededruck ergab.

Bisher konnte die genaue Ursache für die beobachtende Tendenz nicht erkannt werden. Im Abschnitt [A.3.2](#) wurde schon erwähnt, dass bei Gemischen die Dampfbildung nicht wie bei reinen Stoffen nur auf dem Wärmetransport beruht, sondern auch einen Stofftransport erfordert. Je mehr der Stofftransport infolge der Anreicherung des schwerflüchtigen Bestandteils an der Blasenbildung beteiligt ist, umso mehr wird die Wärmeübertragung beim Sieden vermindert. In die Veränderung des Wärmeübergangs mit dem Siededruck scheinen ebenfalls zwei entgegengewirkende Transportmechanismen hineingezogen zu sein. Zum einen der Diffusionstransport, der bei den behandelten weitsiedenden Gemischen aufgrund der höheren Konzentrationsdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit (siehe nächster Abschnitt [A.3.6](#)) bei den niedrigen Drücken zunimmt. Dadurch sollte die Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Reinstoff- und Gemischsieden bei abnehmendem Druck ebenfalls zunehmen. Zum anderen die Konvektionsströmung, die aufgrund der höheren Dampfvolumenta bei den niedrigen Drücken stärker ist (siehe [A.2.3](#)). Durch die damit verbundene stärkere Intensivierung der Wärmeübertragung mit abnehmendem Druck sollten höheren Wärmeübergangskoeffizienten bei niedrigen Drücken erzielt werden, was auch dem resultierenden Effekt entspricht. [[Stier, 2003](#)] und [[Span u. a., 2005](#)] gehen deswegen davon aus, dass der bei niedrigen Drücken ausgeprägte Diffusionsvorgang weitgehend durch die kräftige Turbulenz innerhalb der thermischen Grenzschicht wettgemacht wurde. Durch Beobachtungen der Blasenentstehung an der Heizfläche konnte diese Aussage qualitativ bestätigt werden. Bei niedrigen Drücken wurde dabei die Bildung von großen und schnellen Dampfblasen beobachtet, die beim Abreißen eine Beschleunigung des Dampfes und der Flüssigkeit in unmittelbarer Nähe der Heizwand bewirkten. Nach dem Abreißen wurden aufgrund der hohen Auftriebskraft hohe Aufstiegsgeschwindigkeiten der Dampfblasen beobachtet. Die daraus folgende effiziente Durchmischung der Flüssigkeit wurde als Hauptursache für die Verbesserung der Wärmeübertragung bei den geringeren Drücken erkannt.

Körner, der in [[Körner, 1969](#)] den Wärmeübergang acht unterschiedlicher Zweistoffgemische beim Sieden an einem waagrechten Rohr bei Drücken von 1 bis 16 bar untersucht, liefert eine andere Erklärung für die beobachtete Abnahme des Wärmeübergangs mit steigendem Druck. Er führt dies auf die Zunahme des Diffusionswiderstands mit steigendem Druck zurück, was im Widerspruch zu den Aussagen von [[Stier, 2003](#)] und [[Span u. a., 2005](#)] steht. Die Ursache für diese Zunahme ist folgende: da mit steigendem Druck die Anzahl der Keimstellen und somit

die Belegungsdichte der Heizfläche zunehmen, verringert sich der mittlere Abstand zwischen den Dampfblasen. Der Nachströmung leichtersiedender Komponente aus dem Flüssigkeitsvolumen durch die Flüssigkeitsmasse hindurch zum Ort der Dampfbildung steht damit weniger Querschnittsfläche zur Verfügung, so dass der Widerstand des Stofftransportes mit steigendem Druck zunimmt. Somit nimmt auch die Verschlechterung des Wärmeübergangs bei Gemischen gegenüber demjenigen der reinen Komponenten zu.

Die bereits genannten Quellen beweisen, dass noch keine übereinstimmende Aufklärung der bei manchen Fällen des Gemischsiedens auftretenden negativen Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten vorliegt. Trotz allem wurde anhand der bisher über dieses Thema veröffentlichten Arbeiten sichergestellt, dass die Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten mit abnehmender Siededruck eindeutig mit der Verschlechterung der Wärmeübertragung zwischen Gemischen und reinen Stoffen zusammenhängt [Stier u. Gorenflo, 2003].

A.3.6 Einfluss der Zusammensetzung des Stoffsystems

Beim Sieden von Flüssigkeitsgemischen bringt der Einfluss der Zusammensetzung der jeweiligen Komponenten noch eine zusätzliche Komplikation für die Beschreibung der Wärmeübertragung. Bisher gibt es noch keine Theorie, die diese komplexen Mechanismen und deren Verknüpfung zum Wärmeübergang umfasst. Je nach Natur der Gemische, Wärmestromdichte und Siededruck hat die Zusammensetzung der Gemische unterschiedliche Auswirkungen auf die Stoffeigenschaften, insbesondere dabei auf die Oberflächenspannung, den thermischen Diffusionskoeffizient und den Massendiffusionskoeffizient, so dass man daraus keine allgemein gültige Aussage über die Konzentrationsabhängigkeit der für die Blasenbildung und -dynamik relevanten Einflussparameter ziehen kann.

Abhängigkeit bei Gemischen mit oberflächenaktiven Komponenten

In vielen Quellen der Literatur (z.B. [Tzanand u. Yang, 1990], [Ammerman u. You, 1996], [Wasekar u. Manglik, 1999], [Hetsroni u. a., 2001] oder [Inoue u. a., 2004]) wurden höhere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen, wenn oberflächenaktive Substanzen in kleinen Konzentrationen Wasser oder Gemischen zugemischt wurden. In den meisten Fällen wird die Verbesserung der Wärmeübertragung bei zu hohen Konzentrationen der oberflächenaktiven Substanzen nicht mehr beobachtet. Die positive Auswirkung der oberflächenaktiven Substanzen auf die Wärmeübertragung wurde als Folge der Abnahme der Oberflächenspannung der siedenden Lösung und somit der Verringerung der Arbeit zur Erzeugung lebensfähiger Dampfblasen erkannt (d.h. kürzere Wartezeit bis zum Erreichen der benötigten Überhitzung der Flüssigkeitsgrenzschicht, schnelleres Wachsen der Dampfblasen, höhere Blasenfrequenz und höhere Blasenbelegungs-dichte). Als Gegenbeispiel fand [Wu u. a., 1998], sowohl beim Sieden von Wasser als auch beim

Sieden von 50 %iger-Lithiumbromidlösung, keine relevante Verbesserung der Wärmeübertragung bei der Zugabe von Additiven in kleiner Konzentration (bis zu 100 ppm), obwohl Wu auch eine starke Abnahme der Oberflächenspannung durch die Zugabe der Additiven beobachtete.

Abhängigkeit bei Gemischen ohne oberflächenaktive Komponente

Für Stoffsysteme, die keine oberflächenaktiven Substanzen beinhalten, wurde sehr oft beobachtet, dass der Einfluss der Konzentration auf die Wärmeübergangskoeffizienten nicht monoton ist, so dass die Wärmeübergangskoeffizienten einen oder mehrere Minima bzw. Maxima aufweisen (siehe z.B. [Van Stralen, 1956], [Inoue u. a., 2002]). Dies ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass der Wärmeübergang in engem Zusammenhang mit der Differenz der Gleichgewichtskonzentration der leichtersiedenden Komponente im Dampf und in der Flüssigkeit steht. Je größer diese Differenz ist, umso mehr sollte die Blasenwachstumsrate abnehmen und dadurch der Wärmeübergangskoeffizient herabgesetzt werden, wie aus den zahlreichen theoretischen Modellen des Gemischsiedens hervorgeht (siehe z.B. [Stephan u. Körner, 1969]). Da aber dieser Konzentrationsunterschied der im Gleichgewicht zueinander stehenden Dampf und Flüssigkeit keinen monotonen Verlauf mit der Konzentration des Gemischs aufweist, ergibt sich daraus die nicht monotone Konzentrationsabhängigkeit des Wärmeübergangs.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass es viele anderen, nicht gemischspezifischen Stoffgrößen gibt, deren Abhängigkeit mit der Gemischkonzentration ebenfalls nicht monoton ist. Diese Stoffgrößen – wie Dichte, Oberflächenspannung oder Kontaktwinkel – könnten ebenso zu einem nicht monotonen Verhalten relevanter Einflussparameter wie Abreißdurchmesser oder Blasenbelegungsichte führen und somit eine zusätzliche Erklärung für die nicht konstante Verschlechterung des Wärmeübergangs, die relativ zum Reinstoffsieden und je nach Zusammensetzung des Gemischs auftritt, liefern.

Abhängigkeit bei Lösungen mit nichtflüchtigen Bestandteilen

Im speziellen Fall wässriger Lösungen nichtflüchtiger Stoffe wurde eine monotone Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Konzentration für konstante Werte des Drucks und der Wärmestromdichte beobachtet. Zu nennen sind hier die Untersuchungen von einigen Autoren wie [Kirschbaum, 1955], [Awerin u. Kruschilin, 1955], [Tishina u. Ryckov, 1965] und [Sagan, 1961], die durch Messungen an wässrigen NaCl-, NaOH- und KOH-Lösungen über einen Konzentrationsbereich von 10 bis 60 % und meistens unter Atmosphärendruck diese kontinuierliche Tendenz feststellten.

In [Charters u. a., 1982] und [Varma u. a., 1994] wurde das Sieden von Lithiumbromidlösung unter subatmosphärischem Druck bei verschiedenen LiBr-Konzentrationen von 25 bis 60 % untersucht. Die Messergebnisse zeigen, dass die Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Salzkonzentration abnehmen. In [Rant, 1977] sind Wärmeübergangskoeffizienten für das Sieden von Lithiumbromidlösung unter Atmosphärendruck und für Konzentrationen unter 40 % dargestellt, welche bei Salzkonzentrationen von 10 bis 30 % erst abnehmen und zwischen 30 und 40 % wieder mit der LiBr-Konzentration aufsteigen.

Bei der Untersuchung des Blasensiedens von Natriumchlorid-Lösungen fanden [Tewari u. a., 1985], dass der Einfluss der Salzkonzentration auf die Wärmeübertragung vom Siededruck abhängig war. Beim Atmosphärendruck führte eine Erhöhung der Konzentration von 0 auf 5 % zur Erhöhung der Wärmeübergangswerte. Die gleiche Tendenz, d.h. höhere Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von NaCl-Lösungen unter Atmosphärendruck im Vergleich zu Wasser, wurde auch in [Kays u. Chia, 1971] beobachtet. Bei einem Siededruck von 100 mbar stellten [Tewari u. a., 1985] dagegen wieder eine Verringerung der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Konzentration fest. Der druckabhängige Einfluss der Konzentration auf die Wärmeübertragung wurde ebenfalls in [Yusufova u. a., 1978] belegt, wobei dieser Autor gegensätzliche Aussagen lieferte. Die Messungen von Yusufova, welche in dem Bereich sehr hoher Drücke durchgeführt wurden, zeigten höhere Wärmeübergangskoeffizienten für Salzwasser als für Wasser bei 4,9 bar und eine Verringerung der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Konzentration bei 9,81 und 14,7 bar. In [Tewari u. a., 1985], [Kays u. Chia, 1971] und [Yusufova u. a., 1978] wurde mit sehr verdünnten Natriumchlorid-Lösungen gearbeitet, so dass sich aus diesen Ergebnissen keine relevante Rückschlüsse auf das Siedeverhalten bei höheren Salzkonzentrationen ziehen lassen. Anhand theoretischer Betrachtungen sollte ein stärkerer Effekt der Konzentration auf die Wärmeübertragung bei hohen Drücken auftreten, da die gleiche Erhöhung der Konzentration mit zunehmendem Druck zu einem stärkeren Anstieg des Siedepunkts führen sollte. Somit ließe sich bei hohen Drücken ein deutlicherer Rückgang der Wärmeübergangskoeffizienten bei gleichbleibender Konzentrationsänderung beobachten.

In der gesamten Literatur über das Sieden wässriger binärer Stoffsysteme sind viel weniger theoretische Arbeiten zu finden, die sich mit der Wärmeübertragung im besonderen Fall einer nichtflüchtigen Komponente beschäftigen. Nun ist aber anhand der bereits genannten experimentellen Arbeiten eine monotone Abnahme des Wärmeübergangs mit steigender Konzentration bei gleichbleibendem Siededruck und dies für Lösungen mit nicht zu kleinem Anteil der nichtflüchtigen Komponente ($x \geq 10\%$) zu erwarten. Dies liegt vor allem daran, dass die gemischspezifischen Effekte, welche die Verschlechterung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Reinstoff- und Gemischsieden verursachen, sich mit steigender Konzentration der Lösung verstärken. Somit tragen bei konzentrierter Lösungen im Vergleich zu verdünnten Lösungen hauptsächlich niedrige Blasenwachstumsrate und geringere verfügbare Übertemperaturen (siehe Abschnitt A.3.2), sowie kleinere Abreißdurchmesser (siehe Abschnitt A.3.3) zur Verminderung der Wärmeübertragung bei.

Aus Mangel verlässlicher experimenteller Daten für eine größere Anzahl von Gemischen in einem großen Druck- und Belastungsbereich fehlt bisher jegliche analytische Erfassung der Zusammenhänge zwischen Wärmeübergang, Siededruck, Wärmestromdichte und Konzentration für das Sieden von Gemischen.

A.4 Behältersieden an einem Rohrbündel

A.4.1 Veränderung der Siedekurve

Auch wenn das Blasensieden an Rohrbündeln bei Verdampferkesseln bzw. bei Verdampfern mit Naturumlauf eine hohe technische Relevanz hat, sind relativ wenig Veröffentlichungen über den Einfluss der Rohrbündelgeometrie auf die Wärmeübertragung publiziert worden. Aus den wenigen Untersuchungen kann abgelesen werden, dass sich unter denselben Betriebsbedingungen der Wärmeübergang beim Behältersieden an einem Rohrbündel von dem an einem Einzelrohr unterscheidet. Die Unterschiede bestehen hauptsächlich in konvektiven Effekten. Dadurch verändert sich die Siedekurve, wie in Abbildung A.5 schematisch dargestellt ist.

Vor allem im Regime des Blasensiedens ist eine verbesserte Wärmeübertragung durch das Rohrbündel zu erwarten. Dies wird einerseits durch die bei relativ hohen Massenstromdichten verstärkte Anströmung der untersten Rohrlage infolge des Flüssigkeitszustroms zum gesamten Bündel und andererseits durch den aufsteigenden Blasenschwarm verursacht. Der erst vorteilhafte Effekt einer zunehmenden Durchmischung verschwindet mit steigender Wandüberhitzung, da im Bereich der hohen Wandüberhitzungen die Dampfblasen innerhalb des Bündels sich durch Blasenkoaleszenz zu großen Dampfmengen verbreiten. Dies führt zu einer früheren Filmbildung auf der Heizfläche und verhindert somit das Nachströmen kälterer Flüssigkeit aus der umgebenden Flüssigkeitsmasse zur Heizfläche. Dadurch wird auch die kritische Wärmestromdichte bei Rohrbündeln gegenüber der von Einzelrohren herabgesetzt. Die Reduzierung der kritischen Wärmestromdichte ist umso größer, je höher das Rohrbündel ist und je dichter die Rohre aneinander liegen. Im Bereich des Filmsiedens bei sehr hohen Wandüberhitzungen ist auch eine Verbesserung der Wärmeübertragung aufgrund der erhöhten Turbulenz im Bündel zu erwarten, allerdings keine so deutliche wie im Regime des Blasensiedens.

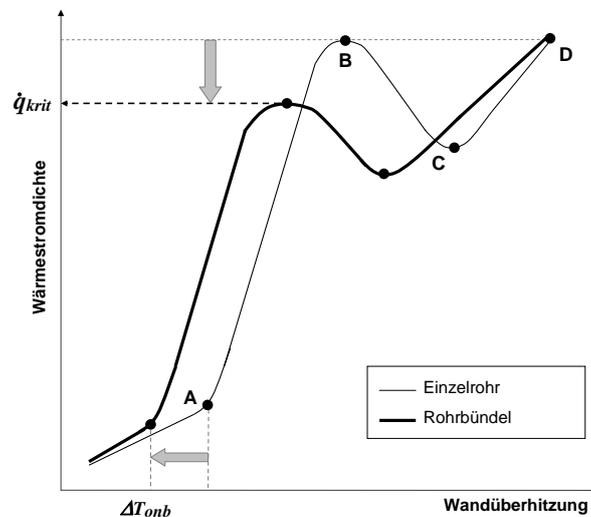


Abbildung A.5: Veränderung der Siedekurve zwischen Einzelrohr und Rohrbündel.

A.4.2 Definition des Bündeleffekts

Da die Verstärkung der Wärmeübertragung hauptsächlich auf den Einfluss des durch die Rohre strömenden Dampfs zurückzuführen ist, ist eine deutliche Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten für jedes Einzelrohr, das von aufsteigenden Dampfblasen angeströmt wird, zu erwarten. Dadurch wird ersichtlich, dass die oberen Rohre eines Rohrbündels bessere lokale Wärmeübergangskoeffizienten als die unteren Rohre aufweisen, da die oberen Rohre von den aus den darunter liegenden Rohren abgerissenen Dampfblasen profitieren. Hingegen wird bei den unteren Rohren eines Rohrbündels, die nur durch Flüssigkeit querströmt sind, keine oder nur eine geringere Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber dem eines isolierten Rohrs unter den gleichen Betriebsbedingungen beobachtet. Dies bezeichnet den sogenannten Bündeleffekt, der vor allem bei Untersuchungen unter Atmosphärendruck und in hohen Verdampfern auftritt. Je nach Geometrie des Rohrbündels und je nach vorliegenden Betriebsbedingungen (Druck, Wärmestromdichte, Anströmungsgeschwindigkeit) sind unterschiedliche Strömungsmuster zwischen den Rohren erkennbar, die unterschiedliche Auswirkungen auf den lokalen Wärmeübergang haben. Beispiele davon sind in [Fujita u. a., 1986] (siehe Abbildung A.6) oder in [Jensen u. Hsu, 1987] zu finden. Zu sehen sind Dampfblasen, die sich von den unteren Rohren ablösen, und beim Aufsteigen die untere Seite der oberen Rohre beaufschlagen, bevor sie seitlich um diesen Rohren herum gleiten.

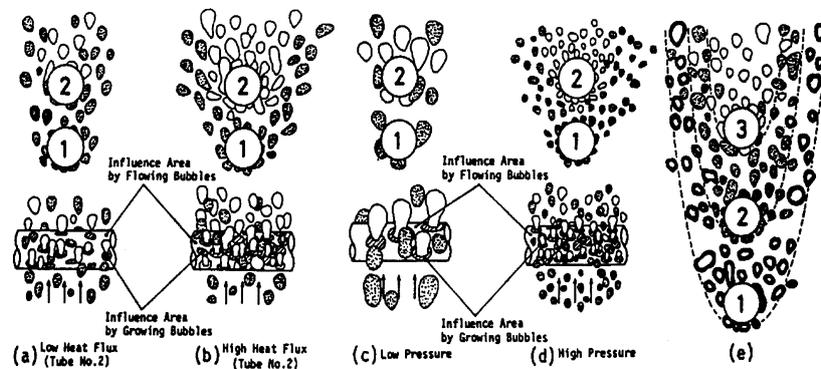


Abbildung A.6: Strömungsmuster beobachtet von [Fujita u. a., 1987] beim Sieden von R-113 an einem Rohrbündel mit waagrechten Rohren (11×7 Rohre, $d_a = 25,4$ mm)

Mit Hilfe von Schnellaufnahmen mit Hochgeschwindigkeitskamera wurden in einigen Untersuchungen die Wärme- und Transportmechanismen in unmittelbarer Nähe der Rohre aufgenommen. Mit den Bildern konnten die möglichen Ursachen für die Verbesserung der Wärmeübertragung identifiziert werden (siehe z.B. [Cornwell, 1990; Cornwell u. Schuller, 1982]). Experimentelle und analytische Analysen der gegenseitigen Beeinflussung der Rohre zeigen, dass sich auf den Seiten der oberen Rohren ein sehr dünner Flüssigkeitsfilm zwischen den gleitenden Dampfblasen und der Oberfläche der Heizwand bildet. Dieser dünne Flüssigkeitsfilm verdampft und führt zu einer Zunahme der an den bereits vorhandenen aktiven Keimstellen

der Heizfläche umgesetzten Verdampfungsmenge [Mesler u. Mailen, 1977]. Bei genügend hohen Aufstiegsgeschwindigkeiten verdrängen die gleitenden Dampfblasen die Dampfblasen, die auf der Unterseite der oberen Rohre gebildet werden, so dass diese sich früher von der Heizwand abtrennen. Durch das Ablösen wird die wandnahe thermische Grenzschicht mit in das umgebende Fluid mitgerissen und verursacht somit eine zusätzliche Verwirbelung im Nachlauf der Dampfblasen. In [Cornwell, 1990] kann nachgelesen werden, dass der erhöhte lokale Wärmeübergangskoeffizient, der an den Seiten der oberen Rohre durch die gleitenden Dampfblasen erzielt wird, eher auf die verbesserte Konvektion infolge des Zerreißens der Grenzschicht als auf die Verdampfung des Flüssigkeitsfilms unter den gleitenden Dampfblasen zurückzuführen ist. Die bereits beschriebenen Phänomene werden allerdings nur im Bereich der niedrigen und mäßigen Wärmestromdichten beobachtet. Bei höheren Wärmestromdichten ist kein Unterschied des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mehr festzustellen zwischen einem isolierten Rohr und einem Rohr, das Teil eines Rohrbündels ist. Dies liegt daran, dass bei diesen höheren Wärmestromdichten bereits voll ausgebildetes Blasensieden auftritt, dessen Beitrag den Beitrag der im Bündel erzeugten konvektiven Effekte überwiegt.

Unterschied zwischen Bündeleffekt und Bündelfaktor

Um die Veränderung des lokalen Wärmeübergangs innerhalb des Bündels darzustellen, werden die Ergebnisse der Untersuchungen an überfluteten Rohrbündeln oft in Form von Kartographien ausgedrückt, in denen die Isolinien gleicher lokaler Wärmeübergangswerte zu sehen sind ([Leong u. Cornwell, 1979], [Polley u. a., 1980]). Dies zeigt z.B. die Abbildung A.7. Daraus kann entnommen werden, dass die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb eines Rohrbündels bei nicht zu hohen Wärmestromdichten sehr viel streuen. Bildet man aus den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten einen für das gesamte Bündel repräsentativen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, so ist dieser größer als der eines isolierten Einzelrohrs. Das Verhältnis des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des gesamten Rohrbündels zu dem eines isolierten Rohrs wird als Bündelfaktor bezeichnet und unterscheidet sich von dem Bündeleffekt, der die im Bündel lokal auftretende Verbesserung des Wärmeübergangs von unten nach oben erfasst.

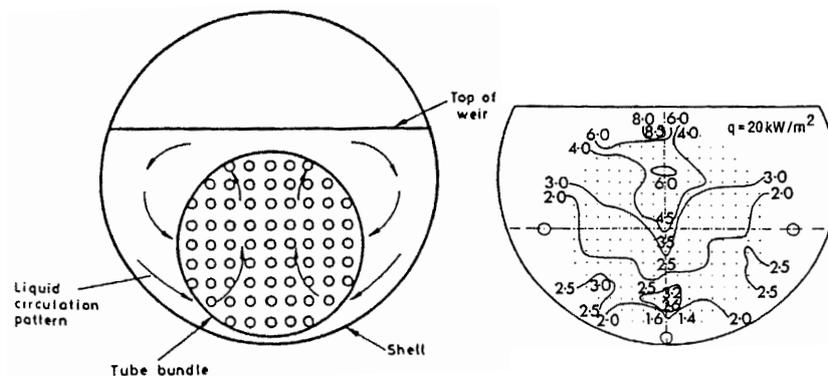


Abbildung A.7: Lokale Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden unter Atmosphärendruck am Rohrbündel eines Verdampferkessels nach [Leong u. Cornwell, 1979].

A.4.3 Einfluss der Bündelkonfiguration

Viele Autoren haben den Einfluss der Bündelgeometrie bzw. der Position des Rohrs im Bündel auf die Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber Einzelrohr untersucht. Dabei wurden die Anordnung (fluchtend, versetzt), die seitliche Abgrenzung des Bündels sowie die Bündeldichte – d.h. das Verhältnis des Rohrabstands zum Rohraußendurchmesser – variiert.

Einfluss der Anordnung

Aus den Untersuchungen stellt sich heraus, dass die Anordnung des Rohrbündels keinen relevanten Einfluss auf die Verbesserung hat. Dies wurde u.a. in [Palen u. a., 1972] bei Atmosphärendruck oder in [Liu u. Liao, 2006] unter niedrigen Druckbedingungen beobachtet. Vergleicht man die Ergebnisse beim Atmosphärendruck aus [Windisch u. a., 1985, 1984] für eine versetzte Anordnung und aus [Hahne u. Muller, 1983] bzw. [Li u. Hahne, 1995] für eine fluchtende Anordnung, so ergeben sich die gleichen Schlussfolgerungen. Aus den Untersuchungen kann außerdem abgelesen werden, dass die Verbesserung der Wärmeübergangskoeffizienten der Rohre im Bündel zum einen von der Anzahl der darunter liegenden Rohre und zum anderen von der Anwesenheit benachbarter Rohre hängt. Dies liegt daran, dass diese die Strömungsverhältnisse innerhalb des Bündels und somit den Beitrag der Konvektion stark beeinflussen. Dies wurde u.a. von [Windisch u. a., 1984] und [Gupta, 2005] beobachtet, die jeweils den Wärmeübergang an einer einzigen Rohrreihe (mit seitlich angebrachter Begrenzungsfläche bei [Windisch u. a., 1984]) und denjenigen an drei Rohrreihen (in versetzter Anordnung bei [Windisch u. a., 1984] bzw. in fluchtender Anordnung bei [Gupta, 2005]) verglichen.

Einfluss des Rohrabstands

Der lichte Abstand zwischen den Rohren spielt für die Verbesserung eine entscheidende Rolle, da die verstärkte Konvektion im Bündel von der Anzahl der vom Rohr abgefangenen Dampfblasen abhängt. Darüber sind in der Literatur jedoch widersprüchliche Ergebnisse zu finden. Zum Beispiel beobachtet Hahne in [Hahne, 1983; Hahne u. a., 1991] beim Behältersieden unter Atmosphärendruck an berippten Rohren, die entweder isoliert oder in einer Zweirohranordnung mit variierendem Teilungsverhältnis ($(t_l/d_a) = 1,05 \cdots 3,0$) waren, dass der maximale Wärmeübergang am oberen Rohr mit wachsendem Teilungsverhältnis zunimmt. Hingegen wurde in [Gupta u. a., 1995] anhand Untersuchungen mit Wasser unter Atmosphärendruck beobachtet, dass enger zueinander liegende glatte Rohre – ebenfalls in Zweirohranordnung wie in [Hahne u. a., 1991] – zu der größten Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten des oberen Rohrs gegenüber Einzelrohr führen. In [Gupta u. a., 1995] variiert das Teilungsverhältnis (t_l/d_a) zwischen 1,5 und 6,0. Diese Untersuchungen wurden beide an konventionellen Rohrbündeln durchgeführt. Diese sind im Klima- und Kältebereich Stand der Technik und weisen in der Regel ein Verhältnis Rohrabstand zu Rohraußendurchmesser $\left(\frac{t_l}{d_a}\right)$ von 1,2 bis 2 auf. Hinweise über Rohrbündel mit deutlich kleineren lichten Abständen finden sich in [Qiu u. Liu, 2004] oder [Liu u. Qiu, 2004; Liu u. Liao, 2006]. Hier wurden Siedeeperimente mit Wasser an kompakten

Rohrbündeln über einen breiten Druckbereich (200 mbar bis 3 bar) durchgeführt. Dabei wurden Rohrbündel in fluchtender Anordnung mit glatten Rohren ([Liu u. Liao, 2006]) oder in versetzter Anordnung mit jeweils glatten ([Qiu u. Liu, 2004]) und berippten ([Liu u. Qiu, 2004]) Rohren untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des kompakten Bündels generell mit abnehmendem Rohrabstand zunimmt. Ab einem bestimmten Rohrabstand erreicht der Wärmeübergangskoeffizient des Bündels allerdings ein Maximum und nimmt bei weiterer Reduzierung des Rohrabstands ab. Bei der Unterschreitung des optimalen Rohrabstands verschwindet sogar das Regime des konvektiven Siedens, so dass selbst bei geringer Wärmestromdichten nur ausgebildetes Blasensieden im ganzen Bündel auftritt. Demzufolge ist kein Unterschied der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den oberen und den unteren Rohrlagen des Bündels mehr festzustellen.

Einfluss der Rohrposition und der Beheizung unterer Rohrlagen

In [Müller, 1986] bzw. [Li u. Hahne, 1995] wurden die konvektiven Effekte innerhalb eines berippten Bündels unter die Lupe genommen. Die Versuche wurden an einem aus 6 Rohrlagen und 3 Rohrreihen bestehenden Bündel in fluchtender Anordnung durchgeführt, dessen zwei unteren Rohrlagen mit variierender Leistung beheizt wurden. Die Autoren stellen fest, dass die Position des beheizten Rohrs im unteren Bündelbereich keinen relevanten Einfluss auf die Verbesserung des Wärmeübergangs im oberen Bündelbereich hat, solange die gesamte Heizleistung im Bündel gleich bleibt. Angesichts der Wärmeübertragung im oberen Bündelbereich bleibt trotzdem ein Rohr, welches im unteren Bündelbereich mit hoher Wärmestromdichte beheizt wird, ineffizienter als mehrere Rohre, die jeweils mit geringer Wärmestromdichte beheizt werden, auch wenn die gesamte Wärmestromdichte im Bündel dabei unverändert bleibt. Daraus kann geschlossen werden, dass die im Bündel induzierte Zweiphasenströmung von der gesamten Wärmestromdichte im Bündel aber auch von der lokalen Wärmestromdichte der einzelnen Rohre abhängt. Dagegen bleibt die verstärkte Anströmung der unteren Rohrlage, die erst bei Beheizung dieser Rohrlage auftritt, unabhängig von der lokalen Wärmestromdichte der oberen Rohrlagen. Im Bereich der höheren Wärmestromdichten, in diesem Fall $\dot{q} > 10 \text{ kW/m}^2$, sinken sowohl die Flüssigkeitsgeschwindigkeit unterhalb des Bündels als auch die Massenstromdichte innerhalb des Bündels, und dies unabhängig von der Beheizung der unteren Rohrlagen. Diese Ergebnisse bestätigen somit, dass bei hohen Wärmestromdichten die Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten im oberen Bündelbereich aufgrund der schwächeren Anströmung der unteren Rohrlagen und des gegenüber dem ausgebildeten Blasensieden verschwindenden konvektiven Effekts der Zweiphasenströmung schwächer wird.

Ähnliche Ergebnisse liefern die Untersuchung von [Kumar u. a., 2002], der die Abhängigkeit der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von den lokalen Wärmestromdichten anhand einer Zweirohranordnung untersucht. Der Autor bestätigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient des oberen Rohrs sowohl von der lokalen Wärmestromdichte des oberen Rohrs als auch von derjenigen des unteren Rohrs abhängt. Der Wärmeübergang des oberen Rohrs nimmt dabei mit

steigender Wärmestromdichte des unteren Rohrs zu, nimmt aber mit steigender Wärmestromdichte des oberen Rohrs ab. Im letzteren Fall liegt es daran, dass die Anzahl der an den oberen Rohren gebildeten Dampfblasen stark zunimmt, so dass die von unten aufsteigenden Dampfblasen diese belegte Oberfläche nicht mehr erreichen können, wodurch sich der lokale Wärmeübergang verschlechtert.

[Gupta, 2005] zeigt anhand eines aus 5 Rohrlagen und 3 Rohrreihen bestehenden Rohrbündels in fluchtender Anordnung, dass die Verbesserung durch die induzierte Zweiphasenströmung innerhalb des Bündels u.a. von der Anzahl der Rohren und der Strömungsgeschwindigkeit im Bündel abhängt. Der Autor beobachtet eine Verbesserung des Wärmeübergangs bei den oberen Rohrlagen mit der Zunahme der darunter liegenden Rohren und generell einen besseren lokalen Wärmeübergang für die mittlere Rohrreihe der drei nebeneinander liegenden Rohrreihen. Mit steigender Wärmestromdichte verbessert sich der lokale Wärmeübergangskoeffizient von unten nach oben, allerdings erst ab der dritten Rohrlage und nur bis zum Erreichen einer bestimmten Wärmestromdichte (in diesem Fall $\dot{q} > 20 \text{ kW/m}^2$). Bei weiterer Erhöhung der Wärmestromdichte sinken wieder die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen. Wie [Kumar u. a., 2002] erklären die Autoren die schwächere Verbesserung der Wärmeübergangskoeffizienten bei hoher Wärmestromdichten dadurch, dass die sonst durch die aufsteigenden Dampfblasen verursachte Turbulenz in der Nähe der oberen Rohrlagen aufgrund der fast vollständigen Belegung der dortigen Oberfläche verhindert wird.

A.4.4 Einfluss des Siededrucks

Findet der Siedevorgang im Unterdruckbereich statt, so muss bei der Betrachtung des Bündel-effekts der nachteilige Effekt der hydrostatischen Höhe berücksichtigt werden. Im unteren Bündelbereich herrschen höhere hydrostatische Drücke als im oberen Bündelbereich, so dass auch höhere Sättigungstemperaturen vorliegen. Beim Sieden verfügen dadurch die unteren Rohrlagen über wenige treibende Temperaturdifferenz als die oberen Rohrlagen, so dass das Blasensieden dort verhindert wird. Beim Sieden in der Nähe des Atmosphärendrucks spielt dies keine relevante Rolle, da die Verschiebung der Sättigungstemperatur aufgrund des hydrostatischen Drucks verhältnismäßig klein ist. Unter subatmosphärischen Drücken allerdings ist die relative Verschiebung der Sättigungstemperatur gegenüber der verfügbaren treibenden Temperaturdifferenz so markant, dass sie berücksichtigt werden muss. Beim Bündeleffekt unter subatmosphärischen Druckbedingungen ist dementsprechend zu erwarten, dass zwei konkurrierende Effekte zur gesamten Wärmeübertragung beitragen: Zum einen die hydrostatisch bedingte Verschlechterung des Wärmeübergangs von den oberen zu den unteren Rohrlagen, zum anderen die durch den Blasenanstieg verursachte Verbesserung des Wärmeübergangs von den unteren zu den oberen Rohrlagen. Je nachdem welcher Mechanismus überwiegt, werden andere Auswirkungen auf den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des gesamten Bündels erwartet.

A.5 Behältersieden an verbesserten Oberflächen

In den letzten Jahrzehnten wurde die Verbesserung der Wärmeübertragung beim Sieden hauptsächlich durch eine Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsoberfläche erreicht, z.B. mit Hilfe von einfach berippten Oberflächen. Da aber weitere maßgebliche Verbesserungen der Wärmeübertragung durch den Einsatz einfacher Strukturen nicht mehr möglich waren, wurden später neue, komplexere Oberflächenstrukturen entwickelt und vermehrt untersucht. Bei diesen neuen Hochleistungsoberflächen mit großer Wärmeübertragungsfähigkeit spielt nicht nur die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsoberfläche eine Rolle, sondern die Veränderung der physikalischen Vorgänge des Blasensiedeprozesses. Durch ihre spezielle Struktur wirken diese Oberflächen direkt auf die Mechanismen der Wärme- und Stoffübertragung und sorgen für begünstigte Entstehen, Wachstum und Abtransport von Dampfblasen in den komplexen Oberflächenstrukturen. Für das Sieden wird ein um ein Vielfaches besserer Wärmeübergang gegenüber konventionellen Glattoberflächen durch den Einsatz von den relativ neu entwickelten Wärmeübertrageroberflächen mit porösen Beschichtungen oder mit hinterschnittenen Strukturen ermöglicht.

Der Einsatzbereich der meisten verbesserten Oberflächen beim Sieden liegt bei geringer oder moderater Wandüberhitzung im Bereich des Blasensiedens und weit unterhalb der kritischen Wärmestromdichte. Erzielt dabei wird die Verringerung der zur Wärmeübertragung benötigten Übertemperatur bzw. die Verschiebung in Richtung kleinerer Temperatur des Beginns des Blasensiedens, damit hohe Wärmeübergangswerte bei gleichzeitig geringen Antriebstemperaturen erreicht werden. Für industrielle Hochtemperaturanwendungen soll hingegen der Einsatz von verbesserten Oberflächen eine Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte bzw. eine Verschiebung in Richtung höherer Temperatur der maximalen erlaubten Wandtemperatur ermöglichen. In diesem eher seltenen Fall werden die verbesserten Oberflächen im Bereich des Übergangssiedens bzw. Filmsiedens betrieben.

A.5.1 Verbesserungsmethoden

Die Methoden, die sich für die Verbesserung der Wärmeübertragung beim Sieden erwiesen haben, können in den folgenden Kategorien eingeteilt werden. Eine Beschreibung dieser Methoden findet man unter anderem in [Bergles, 1976], [Webb, 1972] oder [Webb, 1981]:

- Turbulenzerzeugung durch Verwendung externer Bauteile auf der Heizfläche (Draht, Netze, Filze, Hüllflächen oder Einzelelemente wie Kugeln oder Nägel),
- mikroskopische Oberflächenvergrößerung durch mechanische oder chemische Behandlung zur Erhöhung der Rauigkeit (Sandstrahlen, chemisches Ätzen, Oxidation, Plattierung oder Beschichtung mit nicht oder schlecht benetzenden Materialien zur Verringerung des zur Blasenbildung notwendigen Krümmungsradius, etc),

- Beschichtung der Oberfläche zur künstlichen Keimstellenbildung, zum Beispiel durch Aufbringen einer porösen Beschichtung,
- makroskopische Oberflächenvergrößerung, auch Strukturierung genannt, durch Bearbeitung der Oberfläche (Herausarbeiten von Rippen oder hinterschnittenen Oberflächenstrukturen).

Typische verbesserte Oberflächen

Lässt man die zwei ersten Methoden der Turbulenzerzeugung und der Rauigkeitserhöhung weg, ergeben sich aus den anderen Methoden verbesserte Oberflächen, die öfters in zwei Hauptkategorien eingeteilt werden: strukturierte und poröse – beschichtete – Oberflächen. Mit Hilfe dieser Methoden wurden in den letzten Jahren viele wirksamvolle Oberflächen entwickelt und zum Patent angemeldet. Eine Auflistung nach [Thome, 1990] enthält einige Beispiele davon. Für den industriellen Einsatz haben sich bisher aber nur wenige Oberflächen durchgesetzt. Skizzen der meisten verwendeten Oberflächen sind der Abbildung A.8 zu entnehmen. Darunter findet man z.B. GEWA (Wieland Werke AG, Ulm) entweder als einfach berippte Oberflächen (GEWA-C, GEWA-D, GEWA-K) oder als strukturierte Oberflächen (GEWA-T, GEWA-TX, GEWA-YX, GEWA-SE), THERMOEXCEL (Hitachi Cable), TURBO-B (Wolverine), ECR (Furukawa) für die strukturierten Oberflächen und High Flux (Union Carbide) für die porösen Oberflächen. Gute Überblicke über diese verbesserten Oberflächen findet man in [Pate u. a., 1991], [Webb, 1994] oder [Gupte, 1998].

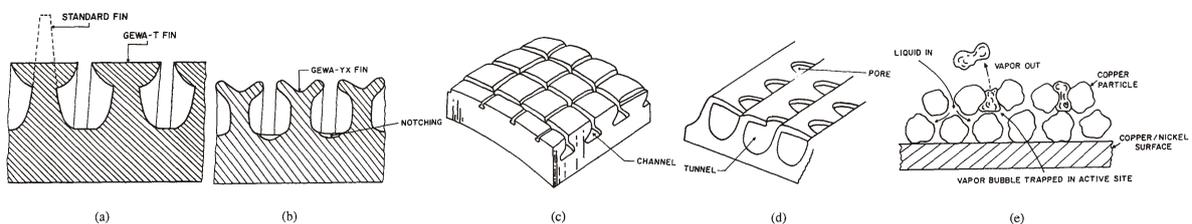


Abbildung A.8: Industriell eingesetzte verbesserte Oberflächen [Memory u. a., 1995b]:

(a) GEWA-K (konventionelle trapezförmige Rippe) und GEWA-T, (b) GEWA-YX, (c) TURBO-B, (d) THERMOEXCEL-HE, (e) HIGH-FLUX.

Strukturierte Oberflächen

Unter den strukturierten Oberflächen zählt man sowohl einfach berippte Oberflächen mit konventionellen Rippen als auch komplexe berippte Oberflächen mit deformiertem Rippenprofil, die so genannte hinterschnittene Strukturen bilden (engl. "re-entrant cavity"). Bei den konventionellen berippten Rohren findet man je nach Anzahl der Rippen pro Längeneinheit niedrig-, -mittel- oder hochberippte Oberflächen. Die Abgrenzung zwischen einfachen Rippenstrukturen und hinterschnittenen Strukturen ist allerdings nicht ganz einfach, da hinterschnittene Strukturen im Allgemeinen durch das Umformen von ursprünglich geraden oder trapezförmigen Rippen erzeugt werden. Dadurch entstehen Kanäle und Kammern in der Oberfläche (engl. "re-entrant groove", "re-entrant tunnels"), welche zur Fluidseite mehr oder weniger große Öffnungen wie

Löcher oder Schlitze besitzen. Die so gebildeten und in der Regel sehr kleinen Hohlräumen und Kanäle unterstützen die Keimbildung beim Blasensieden.

Experimentelle Untersuchungen des Siedens an strukturierten Oberflächen wurden fast ausschließlich mit organischen Kältemitteln beim Atmosphärendruck durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass konventionelle berippte Oberflächen eine Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber Glattrohroberflächen bis zu einem Faktor 4 ermöglichen, während strukturierte Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen einen bei geringen Wärmestromdichten bis zum 10-fachen besseren Wärmeübergangskoeffizienten als glatte Oberflächen aufweisen. Dabei spielen neben den bekannten Parametern Wärmestromdichte, Druck und Stoffeigenschaften noch die Rippendichte (bzw. der Abstand zwischen den Rippenspitzen) und vor allem die Rippen-*teilung* eine Rolle. Relevante Literatur für solche strukturierten Oberflächen findet man z.B. in [Memory u. a., 1995b]. Hier vergleicht der Autor den Wärmeübergang beim Blasensieden unter Atmosphärendruck von R-114 an glatten und acht verschiedenen strukturierten Oberflächen (fünf berippten und drei mit hinterschnittenen Strukturen). Als andere Referenzquelle wird oft die Arbeit [Webb u. Pais, 1992] zitiert, die eine Datenbank für das Sieden an fünf verschiedenen Rohrtypen mit glatter, einfach berippter (GEWA-K) oder strukturierter Oberfläche (GEWA-TX19, GEWA-SE und TURBO-B) von fünf verschiedenen Kältemitteln (R-11, R-12, R-22, R-123, R-134a) bei zwei Sättigungstemperaturen vorlegt.

Poröse Oberflächen

Poröse Oberflächen beinhalten wie die komplexen strukturierten Oberflächen auch hinterschnittenen Strukturen, allerdings sind diese nicht durch mechanische Bearbeitung erstellt worden, sondern meistens durch Beschichtung. Unter den unterschiedlichen Prozesstechniken zur Herstellung poröser Oberflächen zählt man das Sintern, das Flamm-spritzen, die metallische Beschichtung, die Schaumstoffbeschichtung, die Elektroplattierung, etc. Die so entstehende poröse Wandoberfläche bildet breite kapillare Kanäle, in denen Flüssigkeit ein- und Dampf ausströmen können. Der Hauptunterschied zwischen porösen Oberflächen und Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen ist, dass die Struktur der porösen Oberflächen eine zufällige Matrix darstellt. Damit lassen sich Abmessungen wie Tiefe, Breite oder Öffnungswinkel der durch die poröse Oberfläche gebildete Kanäle und Kammern nicht beschreiben.

Aus den zahlreichen Untersuchungen mit porösen Oberflächen, die hauptsächlich mit Kältemitteln unter Atmosphärendruck durchgeführt wurden, wird ersichtlich, dass Oberflächen mit porösen Beschichtungen eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften in Abhängigkeit von der Schichtdicke, der Porosität und des verwendeten Materials zeigen ([Yilmaz u. a., 1980], [Marto u. Lepere, 1982]). Diese Oberflächen können eine Steigerung des Wärmeübergangs bis zu einem Faktor 10 bei geringen Wärmestromdichten ermöglichen [Bergles u. Chyu, 1982]. Der Vorteil poröser Oberflächen gegenüber glatten Oberflächen verringert sich mit steigender Wärmestromdichte.

A.5.2 Mechanismen der Verbesserung

Im aktuellen Stand des Wissens sind die Mechanismen des Blasensiedens an den verbesserten Oberflächen noch nicht vollständig verstanden, so dass die genauen Ursachen für die Verbesserung der Wärmeübertragung bisher nicht einheitlich erklärt werden konnte. Bei der Erfassung des Stoff- und Wärmetransports beim Blasensieden stellen poröse oder hinterschnittene Oberflächen aufgrund ihrer irregulären Struktur gegenüber den – zumindest grundsätzlich – geometrisch eindeutig definierten Geometrien strukturierter Oberflächen zusätzliche Schwierigkeiten dar. Trotzdem ist die allgemeine Ansicht, dass die Verbesserung der Wärmeübertragung an solchen Oberflächen im Wesentlichen daher kommt, dass sie eine viel höhere Blasenbelegungs-dichte als glatte Oberflächen aufweisen.

Durch die komplexe Verbindung zwischen Dampf und Flüssigkeit unter der Oberfläche der porösen oder hinterschnittenen Heizflächen entstehen künstliche Keimstellen. Diese besitzen dank ihrer besonderen Geometrie – d.h. mit möglichst breiten Porenöffnungsdurchmessern und breiten Kontaktwinkeln mit dem Fluid – eine hohe Beständigkeit und sind demzufolge leicht zu aktivieren [Griffith u. Wallis, 1960]. Diese zusätzlichen Keimstellen erlauben somit, dass sich darin immer wieder neue stabile Dampfkeime bilden. Die Dampfblasen entstehen durch die Verdampfung eines dünnen Flüssigkeitsfilms innerhalb der internen Strukturen und beginnen dort zu wachsen⁸. Im Vergleich zu glatten Oberflächen sind verbesserte Oberflächen bei diesem Prozess durch kleinere Blasenabreißdurchmesser, kürzere Wachstums- und Wartezeit, d.h. höhere Blasenfrequenzen charakterisiert (siehe [Chien u. Webb, 1998] für hinterschnittene Strukturen und [Kim u. a., 2002] für Oberflächen mit poröser Beschichtung). Erreicht der in den Strukturen – d.h. unterhalb der Oberfläche – entstehende Dampf eine Öffnung zur Fluidseite, wird die Dampfblase aus diesen Öffnungen in die umgebende Flüssigkeit ausgetrieben. Außerhalb der Kanäle entstehen durch die austretenden Dampfblasen Flüssigkeitsverwirbelungen und die restliche Wärme wird durch Konvektion abgeführt. Neben der Dünnschichtverdampfung innerhalb der internen Strukturen stellt also die Konvektion außerhalb der Strukturen den zweiten Hauptmechanismus für die Wärmeübertragung dar.

Die Verbesserung der Wärmeübertragung ist bei den geringen Wärmestromdichten auf die Erhöhung der umgesetzten Verdampfungswärme zurückzuführen, welche durch die sehr hohe Blasenbelegungs-dichte verursacht wird. Bei den hohen Wärmestromdichten dahingegen ist die Verbesserung der Wärmeübertragung auf die erhöhte Konvektion zurückzuführen. Hier führen die kleineren Blasendurchmesser und die höhere Blasenfrequenz zu einer Verkleinerung der überhitzten Flüssigkeitsgrenzschicht an der Oberfläche. Dadurch wird die Verdampfung verhindert aber die effektive Temperaturdifferenz an der Oberfläche erhöht, was eine stärkere Konvektion ermöglicht.

⁸ Die Dampfentstehung beginnt bevorzugt in den Ecken der Kanälen oder Kammern, da der Flüssigkeitsfilm, der die Kanalwände bedeckt, dort eine größere Filmdicke aufweist.

Nach dem Ablösen der Dampfblasen sind die speziellen Oberflächenstrukturen in der Lage, Dampfreste in ihren Vertiefungen zurückzuhalten. Die Flüssigkeit, die in die hinterschnittene oder poröse Struktur nachströmt, schließt dort diese Dampfreste ein, woraus in einem neuen Blasenzyklus wieder eine Dampfblase entstehen kann.

Eine weitere Besonderheit der verbesserten Oberflächen beim Blasensiedeprozess ist deren Anfälligkeit gegenüber dem Hysterese-Effekt. Insbesondere bei den Oberflächen mit sehr engen Öffnungen kann der Beginn des Blasensiedens dadurch zu sehr hohen Wandüberhitzungen verschoben werden. Bei den porösen Oberflächen z.B. ist die große Verschiebung der Wandüberhitztemperatur wegen dem Hysterese-Effekt auf die Überflutung der porösen Matrix zurückzuführen. Dadurch werden nur Keimstellen mit einer relativ kleinen Größe aktiviert. Dies wurde u.a. in [Bergles u. Chyu, 1982] beim Sieden von gut (wie R-113) bzw. nicht gut (wie Wasser) benetzenden Flüssigkeiten beobachtet. Ergebnisse in [Ayub u. Bergles, 1990] zeigen, dass der Hysterese-Effekt bei strukturierten Rohren wie GEWA-T zwar vorhanden ist, aber nur in geringem Maße auftritt im Vergleich zu THERMOEXCEL- bzw. HIGH FLUX-Oberflächen, die eine komplexere hinterschnittene bzw. poröse Matrix aufweisen. [Jung u. Bergles, 1989] und [Bergles, 2003] bestätigen, dass berippte Rohre mit konventionellem Rippenprofil (GEWA-K) oder mit deformiertem Rippenprofil (GEWA-T, GEWA-Y) vergleichsweise nur eine geringere Verschiebung der Übertemperatur beim Beginn des Blasensiedens aufweisen.

Im Vergleich zu Glattrohren sind die Vorgänge bei allen diesen Hochleistungsstrukturen wesentlich komplizierter, vor allem durch die geometrischen Eigenschaften der Mikro- und Makrostruktur der Heizfläche, welche sowohl die Bildung und das Wachstum der Dampfblasen aber auch die Konvektion in der überhitzten Grenzschicht verändern.

A.5.3 Verfügbare Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs

Einzig eine Handvoll empirischer oder halb-empirischer Korrelationen für glatte oder einfach strukturierte Oberflächen steht bisher zur Verfügung, die Aufschlüsse über das Verbesserungspotenzial solcher Oberflächen bei bekannter Geometrie geben können. Im Gegensatz dazu liegen für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten von komplexeren strukturierten Oberflächen bisher nur wenige, in der Praxis noch nicht bewährte Ansätze vor. Aus Mangel an einer breiten verfügbaren Datenbank mit relevanten experimentellen Daten für spezifische Geometrien bleibt die Entwicklung von empirischen Berechnungsmethoden zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Betriebsbedingungen Wärmestromdichte, Druck und unter Berücksichtigung der thermophysikalischen Flüssigkeits- und Wandeigenschaften erschwert. Aus diesem Grund muss die Erforschung des Einflusses der Geometrie der Strukturen auf die Mechanismen der Wärmeübertragung durch weitere experimentelle Untersuchungen fortgesetzt werden.

Für komplexere strukturierte Oberflächen sind theoretische Modelle vorhanden. Allerdings sind diese manchmal widersprüchlich und können nicht immer durch experimentelle Beobachtungen des Blasenbildungsprozesses an den verbesserten Oberflächen bestätigt werden. Dies liegt wieder an den fehlenden Kenntnissen – vor allem bei komplexen Oberflächenstrukturen – über die thermodynamischen Vorgänge der Blasenbildung und dem Blasenwachstum. Außerdem werden die Untersuchungen zur Bestimmung der experimentellen Daten, welche als Grundlage für die Modellierung dienen, meistens unter idealisierten Bedingungen durchgeführt. In den Modellen werden auch vereinfachte Formen der Strukturen angenommen, z.B. rechteckige Strukturen und kugelförmige Poren. Dies widerspricht in der Regel den Bedingungen, welche bei kommerziell hergestellten Oberflächen herrschen und führt dazu, dass die theoretisch berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit experimentellen Daten nicht gut übereinstimmen. Zu Zitieren hier sind die analytischen Modelle in [Nakayama u. a., 1980] für THERMOEXCEL-Oberflächen oder in [Chien u. Webb, 1998] für hinterschnittene Strukturen. Viele weitere analytische Modelle beruhen auf den Vorschlägen dieser Autoren ([Ayub u. Bergles, 1987], [Webb u. Haider, 1992], [Ramaswamy u. a., 2003] oder [Murthy u. a., 2006]).

Was die porösen Oberflächen betrifft, wurden aus den schon erwähnten Gründen bisher wenige Anstrengungen zur Beschreibung der Wärmeübertragung an diesen Oberflächen unternommen. Daraus folgt, dass in der Literatur nur wenige Korrelationen oder Modelle zur Ermittlung des Wärmeübergangs in porösen Oberflächen vorliegen. Diese sind aufgrund ihrer Komplexität nur bedingt in der Praxis anwendbar. Das erste einfache Modell wurde in [O’Neill u. a., 1972] entwickelt, ein komplexeres Modell wurde später in [Kovalev u. a., 1990] vorgeschlagen. Dieses dynamische Modell beruht darauf, dass die Verdampfung an den Menisken in den internen porösen Strukturen stattfindet. Empirische Korrelationen können z.B. [Nishikawa u. a., 1983] oder [Murthy u. a., 2006] entnommen werden.

A.5.4 Einsatz in Rohrbündeln

Untersuchungen mit Rohrbündeln aus berippten Rohren zeigen ähnliche Auswirkungen des Bündels auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden wie bei Glattrohrbündeln (z.B. [Heimbach, 1972], [Danilova u. Dyundin, 1972], [Yilmaz u. Palen, 1984], [Hahne u. Muller, 1983] oder [Hahne u. a., 1991]). Demnach ist auch bei den berippten Rohrbündeln eine Erhöhung des Wärmeübergangs aufgrund konvektiver Effekte bei geringer Wärmestromdichte sowie eine kontinuierlich geringere Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigender Wärmestromdichte zu erwarten. Bei hoher Wärmestromdichte ist keine absehbare Verbesserung des Wärmeübergangs im Vergleich zum Einzelrohr mehr festzustellen.

Untersuchungen über den Einfluss des Rippenabstands haben zudem gezeigt, dass die Durchmischung in unmittelbarer Nähe der Rohre und die Mikrofilmverdampfung an den Rohren nur bedeutend waren, wenn der Abreißdurchmesser der Dampfblasen in der selben Größenordnung wie der Rippenabstand war. Gleitende Dampfblasen, die größer waren, hatten somit keine relevante Auswirkung auf diese Mechanismen ([Liu u. Qiu, 2004]).

Es wurde außerdem mehrmals festgestellt, dass Rohre, die schon als Einzelrohr hohe Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden zulassen, nur in geringem Maße von konvektiven Effekten im Rohrbündel beeinflusst werden. Aufgrund der schon sehr guten Effizienz beim Blasensieden als Einzelrohr besteht im Bündel kein großes Verbesserungspotenzial durch den Beitrag von Konvektion. Dementsprechend weisen Rohre mit verbesserten Oberflächen, die für das Erreichen beim Blasensieden von sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten entwickelt wurden, eine vergleichsweise geringere Verbesserung der Wärmeübertragung als Rippenrohren auf, wenn sie in der gleichen Bündelgeometrie eingesetzt werden.

Untersuchungen an Rohrbündeln mit verbesserten Oberflächen sind in der Literatur für berippte Rohre mit modifiziertem Rippenprofil z.B. [Stephan u. Mitrovic, 1981] (GEWA-T), für strukturierte Rohre z.B. [Arai u. a., 1977] (THERMO-EXCEL-E) oder [Memory u. a., 1994] (TURBO-B) zu entnehmen. Die experimentellen Daten aus diesen Untersuchungen zeigen einen schwächeren Bündeleffekt als bei den konventionellen Rippenrohren mit rechteckigen oder trapezförmigen Rippen.

Mit porösen Oberflächen wurde auch keine relevante Auswirkung des Bündels nachgewiesen. Zu Zitieren hier sind die Untersuchungen [Czikk u. a., 1970], [Fujita u. a., 1986] oder [Memory u. a., 1995a] (HIGH-FLUX), bei denen über den gesamten Bereich der untersuchten Wärmestromdichte keine Verbesserung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten im Rohrbündel im Vergleich zum Einzelrohr beobachtet werden konnte. Memory, der in [Memory u. a., 1995a] den Bündeleffekt beim Sieden von R-114 unter Atmosphärendruck an vier verschiedenen Rohrarten – nämlich glatten, berippten (GEWA-K), strukturierten (TURBO-B) und porösen (HIGH-FLUX) – untersucht, stellt sogar fest, dass sich bei der porösen Oberfläche die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten im Bündel von unten nach oben verschlechtern. Dadurch weist das Bündel schon ab $\dot{q} > 5 \text{ kW/m}^2$ einen geringeren mittleren Wärmeübergangskoeffizienten als das Einzelrohr auf. Bei den anderen Oberflächen GEWA-K, TURBO-B- und HIGH-FLUX ist selbst beim Einsatz im Bündel immer noch eine Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber glatten Oberflächen zu sehen. In [Liu u. Qiu, 2002] wurde die Wärmeübertragung an kompakten Rohrbündeln aus speziell bearbeiteten Rohren (engl. „roll-worked“) untersucht. Beim Vergleich der Ergebnisse mit den von glatten Rohrbündeln stellen die Autoren ebenso fest, dass die Wärmeübergangswerte im strukturierten Bündel diejenigen im Glattrohrbündel nicht überschreiten, obwohl beim Einzelrohr die speziell bearbeitete Oberfläche eine starke Steigerung des Wärmeübergangs gegenüber der glatten Oberfläche erlaubt.

Einsatz in Rohrbündeln beim Gemischsieden

Bisher wurde sehr wenig über das Siedeverhalten von Gemischen an Rohrbündeln mit verbesserten Oberflächen publiziert. Aus den wenigen Untersuchungen geht hervor, dass Rohrbündel mit verbesserten Oberflächen gegenüber Rohrbündeln mit glatten Rohren immer noch vorteilhafter sein sollten, und dies auch wenn die siedende Flüssigkeit einem Gemisch entspricht. Dies kann z.B. aus [Thome, 1987] entnommen werden. Hier werden beim Blasensieden an Rohrbündeln mit glatten und strukturierten Rohren (GEWA-TX), unabhängig von der Natur der siedenden Flüssigkeit (Gemisch oder reine Flüssigkeit), die gleichen Verhältnisse zwischen Einzelrohr und Rohrbündel beobachtet. Was die Verschlechterung des Wärmeübergangs beim Übergang zwischen Reinstoff- und Gemischsieden betrifft, lässt sich aus Mangel an Untersuchungen keine eindeutige Tendenz über den Einfluss der verbesserten Oberflächen festlegen. Aus Untersuchungen in [Uhlig u. Thome, 1985] an glatten und porösen Oberflächen mit weitsiedenden Flüssigkeitsgemischen wird z.B. ersichtlich, dass diese Verschlechterung bei den porösen Oberflächen geringer ausfällt als bei den glatten Oberflächen.

Anhang B

Versuchsanlage

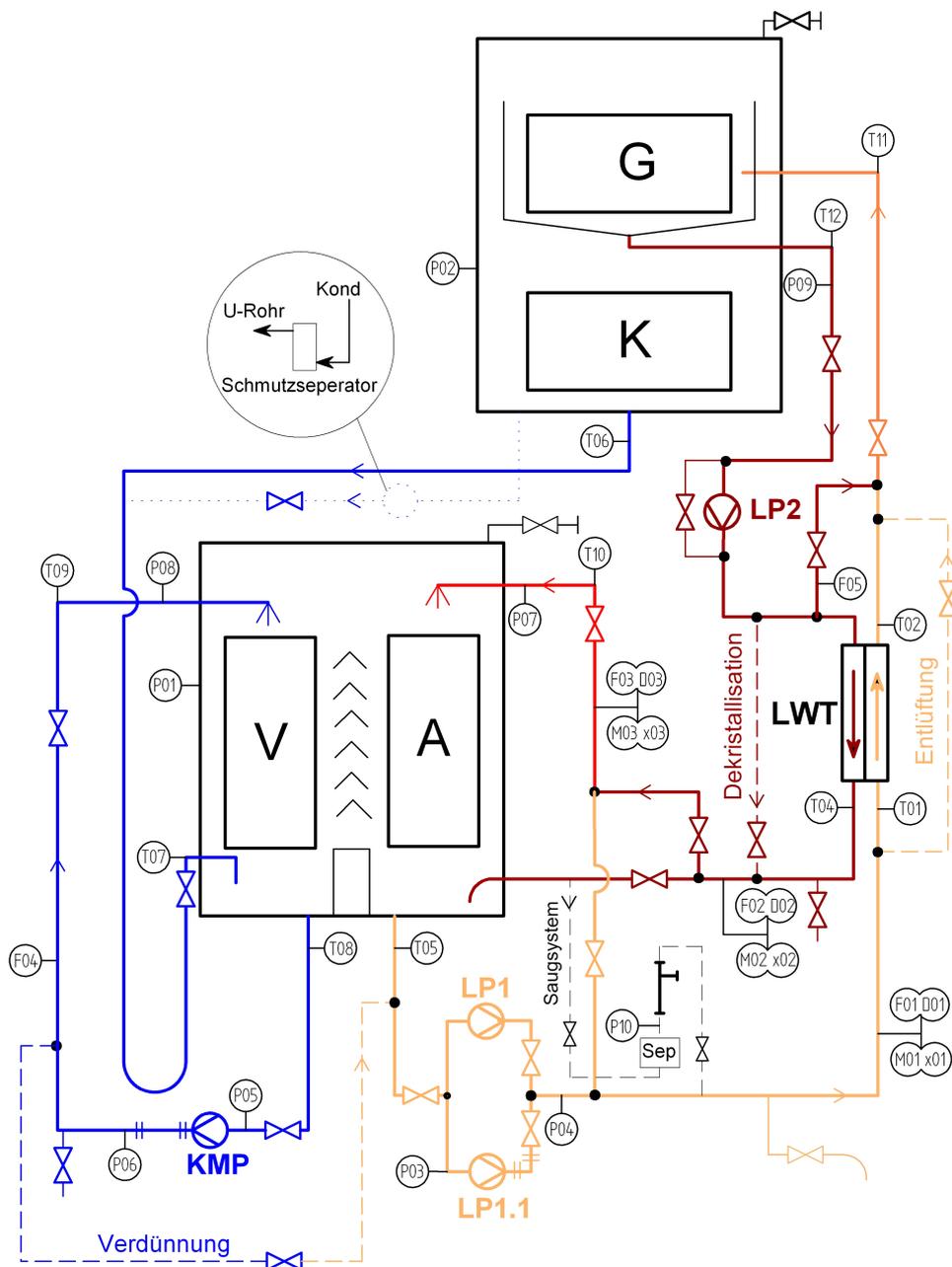


Abbildung B.1: PID der Versuchsanlage

Nr.	Bezeichnung ^a	Funktion
①	U-Rohr	hydrostatische Drosselung zwischen Kondensator (K) beim Hochdruckniveau und Verdampfer (V) beim Niederdruckniveau
②	Kältemittelpumpe (KMP)	Überwindung des Druckhubs beim Verdampferumlauf
③	Lösungspumpe (LP1)	Überwindung der bestehenden Druckdifferenz bei der Zuführung der verdünnten Lösung vom Absorber (A) beim Niederdruckniveau in den Generator (G) beim Hochdruckniveau
④	Lösungsableitung *	hydrostatisch bedingter Rücklauf der aufkonzentrierten Lösung vom Generatorsumpf in den Absorbersumpf falls die bestehende Druckdifferenz zwischen Generator und Absorber für eine direkte Aufgabe nicht ausreicht (z.B. Absorber mit Düsenaufgabe und Betrieb ohne Lösungspumpe (LP2), siehe ⑤)
⑤	Lösungspumpe (LP2) *	Bereitstellung der bei der Absorberaufgabe z.B. durch die Verwendung von Düsen entstehenden zusätzlichen Druckgefälle für die Zuführung der aufkonzentrierten Lösung vom Generatorsumpf direkt in die Absorberaufgabe
⑥	Absorberumlauf *	Rezirkulationsleitung zur Erhöhung der Benetzung der Absorberoberfläche bzw. zur Einstellung variabler Lösungszustände (Temperaturen und Konzentrationen)
⑦	Lösungspumpe (LP1.1) *	Parallel zur konventionellen Lösungspumpe (LP1) geschaltete Pumpe zur Überwindung des beim Absorberumlauf geförderten Lösungsstroms bzw. des im Fall einer Düsenaufgabe erfordernten höheren Vordrucks
⑧	Generatorumlauf *	Rezirkulationsleitung zur flexiblen Einstellung unterschiedlicher Lösungszustände
⑨	Dekristalisationsleitung	Beipass-Leitung des Lösungswärmetauschers (LWT) zur Verhinderung von Kristallisation durch sofortige Erhöhung der Temperatur der aufkonzentrierten Lösung
⑩	Verdünnungsleitung	Schutzleitung gegen Kristallisation der Lösung durch sofortige Verdünnung mit flüssiges Kältemittel bzw. gegen das Einfrieren des Verdampfers durch Erhöhung des Dampfdruckes und Sättigungstemperatur des Kältemittel infolge der Verringerung des Absorptionsvermögens durch die Verdünnung der Lösung
⑪	Entlüftungsleitung	Entfernung von Inertgasen zur Aufrechthaltung der Funktion der Lösungswärmetauschers

^aDie mit * gekennzeichneten Komponente stellen keine Standardbestandteile konventioneller Kälteanlagen dar sondern sind zusätzliche Ausrüstungen zur Anpassung des Kältemaschinenbetriebs an den gestrebten Untersuchungen von neuartigen Wärmetauschermodulen.

Tabelle B.1: Funktion der in Abbildung 4.2 auf S. 70 gekennzeichneten Anlagenkomponente.

Anhang C

Das Wilson-Plot Experiment

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Siederversuche liefern als Ergebnis Werte für den Wärmedurchgang vom Wärmeträger auf der Rohrrinnenseite, durch die Rohrwand zur siedenden Flüssigkeit. Dies wurde im Abschnitt 4.3.2 durch Gleichung (4.4) auf Seite 85 dargestellt. Aus dem indirekt gemessenen Wärmedurchgangskoeffizienten k können die gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten α_a beim Behältersieden an der Rohraußenseite erst berechnet werden, wenn Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten α_i auf der Rohrrinnenseite, d.h. bei der Strömung des antreibenden Heißwassers vorliegen. Dies erfolgt in der Regel mittels empirischer Berechnungsmodelle. Um die dabei entstehenden Unsicherheiten herabzusetzen und somit zuverlässige Aussagen über die Stoff- und Wärmeübertragung beim Behältersieden zu gewährleisten, wurden in dieser Arbeit die Wärmeübergangskoeffizienten α_i mit Hilfe eines eigenen Experiments nach dem so genannten „Wilson-Plot“-Verfahren ermittelt.

Im Folgenden wird nach einem kurzen Überblick über die in der Literatur vorliegenden Korrelationen zur theoretischen Bestimmung von α_i das allgemeine Prinzip des Wilson-Plot-Verfahrens erklärt. Anschließend folgt die Anwendung dieses Prinzips für den vorliegenden Fall. Dabei werden die durchgeführten Versuche beschrieben und die Ergebnisse vorgestellt und diskutiert.

C.1 Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Durchströmen eines Rohrs stehen in der Literatur zahlreiche Korrelationen zur Verfügung ([Gnielinski u. Zukauskas, 1999], [Gnielinski, 2002], [Lienhard IV u. Lienhard V, 2005]). Großteils sind diese Korrelationen auf die Nusselt'sche Gleichung nach der Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs aufgebaut. Demnach lässt sich die Nusselt-Zahl Nu als exponentielle Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr bestimmen. Dies wird folgendermaßen ausgedrückt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (C.1)$$

Für den praktischen Gebrauch sind die Stoffwerte in Gl. (C.1) bei der mittleren Temperatur des Fluids zwischen dem Ein- und Austritt in das Rohr einzusetzen. Unterhalb einer Reynolds-Zahl

Re von 2300 ist die Rohrströmung stets laminar, oberhalb dieser Grenze wird sie als turbulent bezeichnet, wobei erst bei $Re \geq 10^4$ eine voll ausgebildete turbulente Strömung zu erwarten ist. Typischerweise nimmt der Exponent a der Reynolds-Zahl bei Zwangskonvektion durch ein Kreisrohr den Wert $a = 0,8$ für turbulente Strömung an.

Zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung zählen die Korrelationen von [Dittus u. Boelter, 1930] bzw. [Dittus u. Boelter, 1985], [Colburn, 1933] oder [Sieder u. Tate, 1936] zu den am meisten verwendeten. Nach der „Dittus-Boelter-Gleichung“, die durch experimentelle Messdaten im Bereich $0,7 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10^4$ und $L/d_i \geq 10$ validiert wurde, gilt z.B.:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{C.2}$$

Für moderate Temperaturdifferenzen zwischen Fluid und Wand lassen sich die Wärmeübergangskoeffizienten mittels der Gl. (C.2) mit einer Genauigkeit von $\pm 25\%$ bestimmen. Falls markante Temperaturgefälle zwischen Wand und Flüssigkeit auftreten sollten, muss noch der Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften berücksichtigt werden. Dazu wird in der Regel das Verhältnis der dynamischen Viskositäten $(\mu/\mu_W)^{0,14}$ oder das Verhältnis der Prandtl-Zahlen der Flüssigkeit bei den entsprechenden Temperaturen $(Pr/Pr_W)^{0,11}$ der Gleichung (C.1) zugefügt. Nach [Sieder u. Tate, 1936] erhält man mit diesem Ansatz für $0,7 \leq Pr \leq 16000$, $Re > 10^4$ und $L/d_i > 10$:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0,14} \tag{C.3}$$

Für eine genauere Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten im voll ausgebildeten turbulenten Strömungsbereich liegen in der Literatur allerdings komplexere Korrelationen vor. Darunter wird als weltweit anerkannter Standard die folgende Gleichung (C.4) empfohlen. Diese wurde ursprünglich in [Petukhov u. Kirilov, 1958] bzw. in [Petukhov, 1970] auf der Basis eines umfassenden Vergleichs von sehr vielen experimentellen Daten entwickelt und später durch Gnielinski erweitert. Demnach ergibt sich für Reynolds-Zahlen $10^4 \leq Re \leq 10^6$, Prandtl-Zahlen $0,6 \leq Pr \leq 1000$ und nicht zu kurze Rohre $L/d_i \geq 1$ [Gnielinski, 1975]:

$$Nu = \frac{(\zeta/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\zeta/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + (d_i/L)^{2/3}\right] \tag{C.4}$$

Die „Gnielinski-Gleichung“ (C.4) enthält den für den Reibungsdruckabfall $\Delta p = \zeta \cdot \left(\frac{\rho \cdot w^2}{2}\right) \cdot \left(\frac{L}{d_i}\right)$ definierten Druckverlustbeiwert ζ nach [Konakov, 1946]: $\zeta = (1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$.

Die Genauigkeit der Korrelationsgleichung im angegebenen Gültigkeitsbereich liegt bei etwa $\pm 10\%$ [Lienhard IV u. Lienhard V, 2005]. Mit dem Glied $\left[1 + (d_i/L)^{2/3}\right]$ werden Einlaufeffekte, d.h. die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Position im Rohr, berücksichtigt. Wenn die Art der Zuströmung und die Form des Rohreinlaufs die Strömungsform bei einer laminaren Strömung bzw. im Übergangsbereich $2300 < Re < 10^4$ beeinflussen können,

sollte die turbulente Strömung aufgrund des intensiveren Impulsaustauschs schon nach kurzer Lauflänge¹ sowohl hydrodynamisch als auch thermisch voll ausgebildet sein. Unter diesen Bedingungen erhält man eine gegenüber Gl. (C.4) vereinfachte Darstellung des Wärmeübergangs.

C.2 Grundprinzip des Wilson-Plot-Verfahrens

Die Wilson-Plot Methode dient bei der Charakterisierung von Wärmetauschern der Bestimmung von experimentellen Wärmeübertragungskorrelationen. Sie beruht auf der Trennung der thermischen Widerstände bei der Wärmeübertragung zwischen zwei Medien. Wie der Name andeutet, wird dazu eine graphische Auswertung verwendet.

Diese Methode wurde von Wilson erfunden, der bei der Untersuchung eines Kondensators nur den Volumenstrom des Kühlmittels variierte [Wilson, 1915]. Aus Gleichung (C.2) bzw. (C.3) geht hervor, dass sich dabei im turbulenten Strömungsbereich für eine geringe Temperaturerhöhung des Kühlwassers nur der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i proportional zur Strömungsgeschwindigkeit hoch 0,8 verändert. Trägt man den gesamten Wärmewiderstand ($1/k$) gegen den Kehrwert der Strömungsgeschwindigkeit hoch 0,8² (d.h. $1/w^{0,8}$) in einem Diagramm auf, so erhält man eine Gerade, die durch die folgende Formel definiert ist:

$$\frac{1}{k \cdot A_a} = C_1 \cdot \frac{1}{w^{0,8}} + C_2 \quad (\text{C.5})$$

Dies stellt den so genannten „Wilson-Plot“ dar, der in der Abbildung C.1 gezeigt wird.

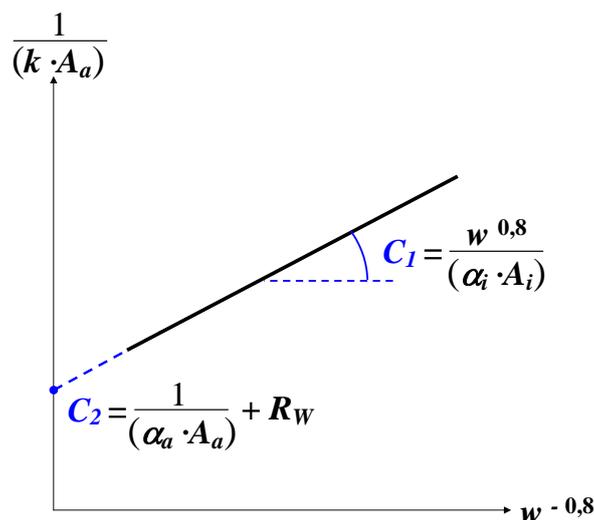


Abbildung C.1: Schematische Darstellung des Wilson-Plots [Wilson, 1915].

¹ Nach [Baehr u. Stephan, 2006] ab $x/d_i \geq 10 \dots 60$.

² In [Wilson, 1915] wurde als Exponent der Strömungsgeschwindigkeit der Wert 0,82 angenommen. In der späteren Literatur (siehe Abschnitt C.1) wird mittlerweile der Wert 0,8 statt 0,82 verwendet. Zur Beschreibung des Wilson-Plot-Verfahrens im vorliegenden Abschnitt wird daher weiter $a = 0,8$ angenommen.

Da bei der Auftragung ein negativer Exponent der Strömungsgeschwindigkeit ($w^{-0,8}$) verwendet wird, finden sich hohe Kälte-/Wärmeträgervolumenströme am linken Ende der Abszisse. Die Steigung C_1 der Gerade ist proportional zum inneren Wärmeübergangskoeffizienten α_i während der Achsenabschnitt auf der Y-Achse C_2 dem gesamten Wärmewiderstand bei unendlichen hohen Strömungsgeschwindigkeiten des Kälte-/Wärmeträgers entspricht. Hier ist der innere Wärmeübergangskoeffizient gleich null und die Summe des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_a und des Rohrwidestands R_W lässt sich aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k bestimmen. Diese Vorgehensweise wird als Wilson-Plot-Methode bezeichnet.

Die traditionelle Wilson-Plot Methode aus [Wilson, 1915] gilt jedoch nur unter der Voraussetzung, dass der externe Wärmewiderstand (erfasst in der Konstante C_2) unabhängig von der im Rohrrinneren variierenden Strömungsgeschwindigkeit bleibt. Bei der Anwendung des Wilson-Plot-Verfahrens für ein Wärmeübertragungssystem, das auf einer Medienseite keinen konvektiven Wärmeübergang sondern einen Phasenübergang aufweist, bleibt diese Bedingung meistens unerfüllt. Dies trifft beispielsweise auf den Fall der Filmkondensation von Dampf auf der Prozessseite eines wassergekühltes Wärmetauschers bzw. der Filmkondensation auf der Innenseite eines auf der Mantelseite gekühlten Rohr-in-Rohr-Wärmetauschers zu. Hier gelingt es während der Variation des Kühlmitteldurchflusses nicht, eine konstante Wandtemperatur beizubehalten. Damit kann die Veränderung des Wärmedurchgangskoeffizienten nicht allein auf die Veränderung des konvektiven Wärmeübergangs auf der Kühlmittelseite zurückgeführt werden. Um dies zu berücksichtigen, werden in einer Variation der ursprünglichen Methode die thermischen Widerstände beider Medienseite mittels geeigneten Korrelationen charakterisiert. Allerdings lässt sich durch den Wilson-Plot nur der (gesuchte) Wärmeübergangskoeffizient der einen Medienseite bestimmen. Der Wärmewiderstand der anderen Medienseite ist zwar bekannt, darf sich aber im Laufe des Experiments ändern. Mit dieser am meisten verbreiteten Anwendung der Wilson-Plot Methode können z.B. die prozesseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von einphasigen oder zweiphasigen Wärmetauschern unter der Annahme einer bekannten Korrelation für die turbulente Strömung auf der Kälte-/Wärmeträgerseite ermittelt werden.

Diese Variation der Wilson-Plot Methode weist immer noch den Nachteil auf, dass der Exponent a der Strömungsgeschwindigkeit sowie die Konstanten oder Exponenten, die in der für die andere Medienseite vorgegebene Korrelation vorkommen, *a priori* ausgewählt werden. Nur so lässt sich durch einfache lineare Regression das Wärmeübertragungsproblem lösen. Um dies zu bewältigen wurde später die so genannte „modifizierte Wilson-Plot Methode“ in [Briggs u. Young, 1969] als umfangreiche Erweiterung der traditionellen Wilson-Plot Methode vorgeschlagen. Bei dieser modifizierten Wilson-Plot Methode sind die Korrelationen für den inneren und für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten, abgesehen von einigen Konstanten, bekannt. Unter diesen Bedingungen wird der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten der inneren Strömung gemessen. Mit Hilfe von zwei konsekutiven linearen Regressionsanalysen gelingt es in einem iterativen Prozess, alle unbekannte Konstanten zu er-

mitteln. Dazu wird durch logarithmieren auf beiden Seiten von Gleichung (C.5) eine zweite lineare Interpolation hervorgerufen. Durch Neuordnung ergibt sich:

$$\ln \left(\frac{1}{\frac{1}{k \cdot A_a} - C_2} \right) = a \cdot \ln w + \ln \left(\frac{1}{C_1} \right) \quad (\text{C.6})$$

Anhand dieses zusätzlichen linearen Zusammenhangs kann auf die Annahme des Exponenten a der Strömungsgeschwindigkeit – d.h. der Reynolds-Zahl – in Gleichung (C.1) verzichtet werden. Besonders bei der Untersuchung von Wärmetauschern mit komplexen Geometrien, wenn dieser Exponent nicht bekannt ist, trägt die modifizierte Wilson-Plot Methode zur erheblichen Verbesserung der traditionellen Wilson-Plot Methode bei. In [Shah, 1990], [Khartabil u. Christensen, 1992], [Kumar u. a., 2001] oder [Rose, 2004] sind detaillierte Beschreibungen der modifizierten Wilson-Plot Methode zu finden. In [Shah, 1990] und [Rose, 2004] werden außerdem Genauigkeit und Grenzen dieser Methode diskutiert.

C.3 Durchführung und Auswertung des Experiments

Durchführung

In dieser Arbeit wurden sowohl die traditionelle als auch die modifizierte Wilson-Plot Methode angewandt, um den inneren Wärmeübergangskoeffizienten bei der turbulenten Strömung des Heißwassers durch die Wärmetauscherrohre des glatten sowie des berippten Austreiberwärmetauschers zu bestimmen. Diese Untersuchung lief in der gleichen Versuchsanordnung und unter den gleichen Bedingungen wie die restlichen Experimente dieser Arbeit, deren Zielsetzung die Untersuchung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden auf der Außenseite der Wärmetauscherrohre war.

Bei dem Wilson-Plot Experiment wurden Glatt- und Rippenrohrbündel in den Konfigurationen [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw] (siehe Abbildung 4.6 auf S. 78) bei jeweils zwei und vier beheizten Rohrlagen mit unterschiedlichen Massenströmen des Heißwassers betrieben. Währenddessen fand auf der Rohraußenseite Behältersieden von Lithiumbromidlösung bei einem Druck von ca. 60 mbar statt. Bei dem Versuch wurden die Betriebsbedingungen Druck und Lösungskonzentration konstant gehalten, die übertragene Wärmeleistung variierte allerdings innerhalb der jeweiligen Versuchsserien. Dies kann der Tabelle C.1 entnommen werden, die für die verschiedenen Versuchsserien jeweils die durchgeführte Variation der Reynolds-Zahl und die auftretende Variation der Wärmestromdichte zusammenfasst. Durch die Änderung des Leistungsumsatzes am Austreiber veränderte sich während der Variation der Strömungsgeschwindigkeit nicht nur der innere Wärmeübergangskoeffizient sondern gleichzeitig der Wärmeübergangskoeffizient auf der Prozessseite. Zur korrekten Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten wurde dies bei der Auswertung des Experiments berücksichtigt.

Rohrtyp	Konfiguration	Betriebsbedingungen	
		Re [-]	\dot{q} [kW/m ²]
Glatt	[4RR-2Hw]	22440 ... 75530	51,5 ... 51,6
	[4RR-4Hw] 1.Serie	22210 ... 41110	26,7 ... 30,8
	[4RR-4Hw] 2.Serie	21830 ... 42080	25,5 ... 30,5
Berippt	[4RR-2Hw]	19930 ... 70050	10,0 ... 11,4
	[4RR-4Hw]	19550 ... 40480	5,1 ... 6,0

Tabelle C.1: Übersicht der beim Wilson-Plot Experiment durchgeführten Messungen.

Auswertung

Der Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten kann als Summe von Einzelwiderständen dargestellt werden.

$$\frac{1}{k \cdot A_a} = \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} + R_W + \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} \quad (\text{C.7})$$

Angenommen der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i kann nach [Dittus u. Boelter, 1930] berechnet werden, so erhält man die folgende Gleichung:

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu}_i \cdot d_i}{\lambda} \quad \text{und} \quad \text{Nu}_i = C_{DB} \cdot \text{Re}_i^a \cdot \text{Pr}_i^{0,4} \quad (\text{C.8})$$

Diese Gleichung gilt nur unter der Voraussetzung, dass die turbulente Strömung voll ausgebildet ist ($Re \geq 10000$), was beim vorliegenden Versuch – wie aus der Tabelle C.1 abgelesen werden kann – immer der Fall war. In der Konstante C_{DB} , die nach [Dittus u. Boelter, 1930] für ein kreisförmiges Rohr bei 0,023 liegt (siehe Gl. (C.2)), werden die charakteristischen Einflüsse der verwendeten Wärmetauschergeometrie erfasst. Unter Berücksichtigung der Beziehung (C.8), ergibt sich aus Gl. (C.7) der folgende lineare Zusammenhang $Y = C_1 \cdot X + C_2$:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{C_{DB}} \cdot \frac{1}{A_i/A_a \cdot \lambda/d_i \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Pr}^{0,4}} + \left(R_W \cdot A_a + \frac{1}{\alpha_a} \right) \quad (\text{C.9})$$

Damit wird ersichtlich, dass man den bei mehreren Strömungsgeschwindigkeiten gemessenen Gesamtwärmeübergangswiderstand ($Y = 1/k$) in einem Diagramm als Gerade darstellen kann, wenn als X-Achse eine entsprechende Funktion der Reynolds-Zahl ($X = \text{Re}^{-a} / (A_i/A_a \cdot \lambda/d_i \cdot \text{Pr}^{0,4})$) ausgewählt wird. Streng genommen gilt dies nur, wenn beim Experiment kein anderer Parameter außer dem inneren Wärmeübergangskoeffizienten auf die Veränderung des Wärmedurchgangs mitwirkt. Um die für das Wilson-Plot unerwünschte Variation des prozessseitigen Wärmeübergangskoeffizienten zu berücksichtigen, wurden zwei verschiedene Auswerteverfahren verwendet: zum einen in Anlehnung an die traditionelle (**1.a**) und **b**) und zum anderen an die modifizierte Wilson-Plot Methode (**2**). Diese werden im Folgenden näher beschrieben.

1. Traditionelle Wilson-Plot Methode

Je nach untersuchtem Rohrbündel (glatt oder berippt) wurden hier die Messdaten der gesamten Versuchsreihe an dem betrachteten Wärmetauscher nach etwa gleicher Wärmestromdichte sortiert. Für jeden Leistungsbereich wurden die Werte Y als Funktion von X in einem Diagramm gegeneinander dargestellt, so dass sich verschiedene, jeweils durch Gl. (C.9) charakterisierte Geraden ergaben. Dabei wurde $a = 0,8$ angenommen. An dieser Stelle ist anzumerken, dass $a = 0,8$ nur für glatte Innenoberfläche gilt und somit nicht für Rippenrohre, da durch die Herstellung der Außenberippung eine so genannte Wellung der Innenfläche entsteht. Nach Angabe des Herstellers wurde jedoch weiter mit dem Exponent $a = 0,8$ für das Durchströmen durch das innengewellte Rohr gerechnet [Beutler, 2006].

1.a) einfache lineare Regression

Durch einfache lineare Regression wurde jede Gerade für sich in Richtung unendlicher Reynolds-Zahlen extrapoliert. Aus den jeweiligen Steigungen $C_1 = 1/C_{DB}$ wurden die inneren Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet. Die für die betrachteten Leistungsbereiche konstanten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ergaben sich aus den Achsenabschnitten $C_2 = \left(R_W \cdot A_a + \frac{1}{\alpha_a} \right)$.

1.b) multiple lineare Regression

Da die Veränderung der Leistung und somit des prozesseitigen Wärmeübergangskoeffizienten keine Auswirkung auf den Wärmeübergang im Rohrinernen haben sollte, wurde bei der Regressionsanalyse **1.b)** nur noch eine einheitliche Steigung C_1 unter allen Geraden erlaubt. Diese sollte ein Maß für den bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit gleichbleibenden inneren Wärmeübergangskoeffizienten darstellen. Dagegen wurden unterschiedliche Achsenabschnitte C_2 zugelassen, die die unterschiedlichen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten wegen unterschiedlichen Leistungen widerspiegeln sollten. Gleichung (C.9), die bei dieser gleichzeitigen Betrachtung aller Leistungsgruppen nicht mehr 2-dimensional war, wurde durch multiple lineare Regression nach der Methode der kleinsten Quadrate aufgelöst.

2. Modifizierte Wilson-Plot Methode

Beim zweiten Auswerteverfahren wurde die Variation des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls mit Hilfe einer geeigneten Korrelation erfasst. Wie schon erwähnt, blieben Druck und Lösungskonzentration beinahe konstant, so dass für das Blasensieden nur die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte betrachtet wurde. Zudem wurde noch berücksichtigt, dass sich aufgrund des so genannten „Bündeleffekts“ der Wärmeübergang beim Wechsel zwischen den Konfigurationen [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw] ändern konnte (siehe dazu Abschnitt A.4). Somit wurde der prozesseitige Wärmeübergangskoeffizient durch die folgenden Gleichungen definiert (siehe dazu Abschnitt 3.2):

$$\begin{aligned} \alpha_{a[4RR-2Hw]} &= C_{BS[4RR-2Hw]} \cdot \dot{q}^{n[4RR-2Hw]} \\ \alpha_{a[4RR-4Hw]} &= C_{BS[4RR-4Hw]} \cdot \dot{q}^{n[4RR-4Hw]} \end{aligned} \quad (\text{C.10})$$

Setzt man die Beziehungen (C.8) und (C.10) in Gl. (C.7) ein, so erhält man durch Sortieren den folgenden Formelsatz. Die Exponenten a und n bleiben dabei unbestimmt:

$$\left(\frac{1}{k} - R_W \cdot A_a\right) \cdot \dot{q}^n = \frac{1}{C_{DB}} \cdot \frac{\dot{q}^n}{A_i/A_a \cdot \lambda/d_i \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Pr}^{0,4}} + \frac{1}{C_{BS}}$$

(C.11)

für $C_{BS} = C_{BS[4RR-2Hw]}$ und $n = n_{[4RR-2Hw]}$
 bzw. $C_{BS} = C_{BS[4RR-4Hw]}$ und $n = n_{[4RR-4Hw]}$

Zu erkennen ist wieder die lineare Form $Y = C_1 \cdot X + C_2$ mit $C_1 = 1/C_{DB}$ und $C_2 = 1/C_{BS}$. Trägt man die Wertepaare YX gegeneinander auf, so erhält man, trotz variierender Leistung, nur noch eine Gerade für jede betrachtete Konfiguration ([4RR-2Hw] bzw. [4RR-4Hw]).

Da bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit die Veränderung der untersuchten Konfiguration und somit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten keine Auswirkung auf den inneren Wärmeübergangskoeffizienten haben sollte, wurden für die lineare Interpolation – ähnlich wie beim Auswerteverfahren **1.b**) – die experimentellen Daten beider Konfigurationen gleichzeitig betrachtet. Gemäß der eingangs vorgestellten modifizierten Wilson-Plot Methode wurden die unbekanntenen Exponenten mit Hilfe einer iterativen Regressionsanalyse optimiert, um die bestmögliche Anpassung der parallelen Geraden an die experimentellen Messdaten zu erzielen. Dies erfolgte durch Maximierung des sich bei der Methode der kleinsten Quadrate ergebenden Bestimmtheitsmaßs (Quadrat des Paerson'schen-Korrelationskoeffizient R^2). Aus der einheitlichen Steigung der Geraden wurde der innere Wärmeübergangskoeffizient ermittelt. Die prozessseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für beide Konfigurationen wurden mit Hilfe der jeweiligen Achsenabschnitte der Geraden bestimmt.

Bei der Anwendung der modifizierten Wilson-Plot Methode (**2.**) wurde der Exponent a der Reynolds-Zahl bei einer turbulenten Rohrströmung entweder vorgegeben oder erst beim iterativen Regressionsprozess bestimmt. Im letzteren Fall konnte jedoch kein zutreffender Exponent ermittelt werden³. Dies lag daran, dass aufgrund den vielen Freiheitsgraden auf beiden Medienseite (Prozess- und Wärmeträgerseite) die optimale lineare Regression zum Ausgleich der Wärmewiderstände beider Seiten führte und somit zu physikalisch nicht nachvollziehbaren Ergebnissen. Durch die zusätzliche Vorgabe eines „realistischen“ Optimierungsbereich für den Exponenten a wurden wieder verlässliche Werte der Exponenten a und n mit Hilfe der iterativen Regressionsanalyse erhalten. Aus diesem Grund wurde die modifizierte Wilson-Plot Methode nur noch mit der Annahme $a = 0,8$ angewandt. Dadurch wurden allein die Exponenten $n_{[4RR-2Hw]}$ bzw. $n_{[4RR-4Hw]}$ der Siedekorrelationen zur Optimierung frei gelassen.

³ Für die Konvektion durch das Rohr ergab sich hiermit $a = 1,05$ für das Glattrohr bzw. $a = 1,29$ für das Rippenrohr. Somit lagen die Werte des Exponenten a viel höher als der theoretische Wert von 0,8. Auf der Basis dieser Exponenten a wurden für das Sieden Exponenten n ermittelt, die je nach Konfiguration zwischen 0,65 und 0,75 beim Glattrohr und zwischen 1,11 und 1,45 beim Rippenrohr variierten und somit für das Rippenrohr ebenfalls außerhalb des realistischen Bereichs [0,5...0,8] (siehe Abschnitt 3.2) lagen.

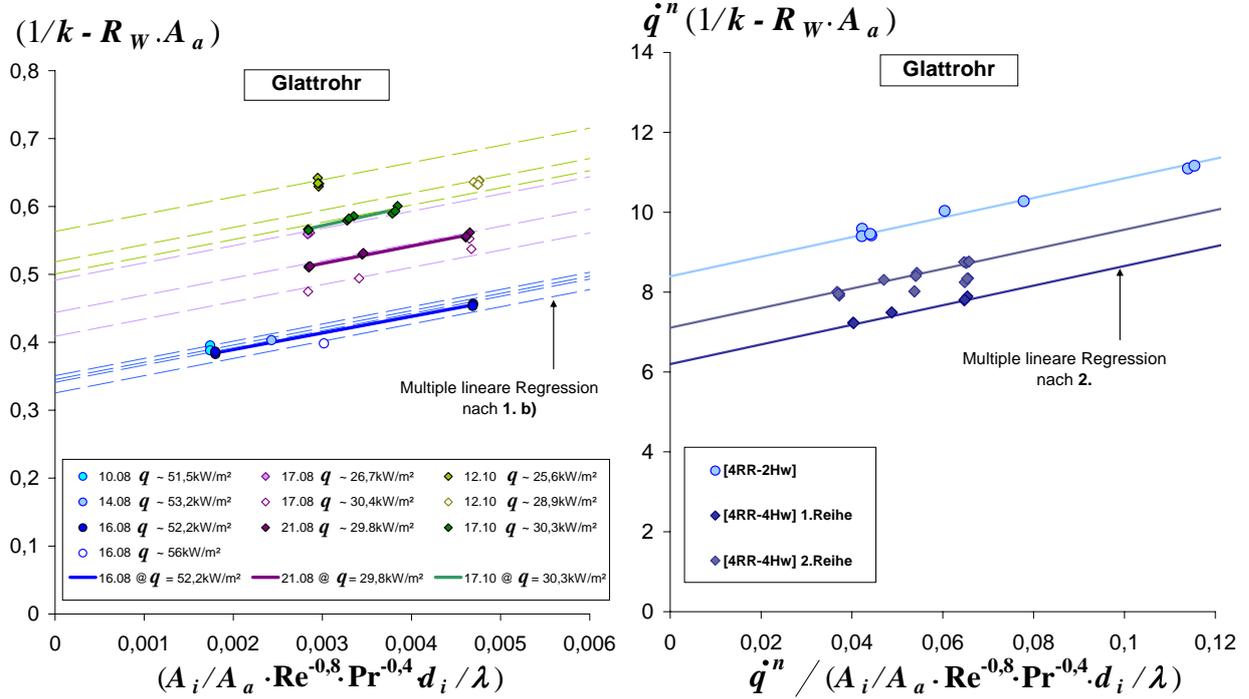
C.4 Ergebnisse des Wilson-Plot-Experiments

Die Abbildungen C.2 und C.3 zeigen die experimentell erzielten Wilson-Plots für den glatten bzw. den berippten Austreiber. Links wird das Ergebnis der traditionellen Wilson-Plot Methode, rechts das Ergebnis der modifizierten Wilson-Plot Methode dargestellt.

Es zeigt sich bei allen Auswertevarianten eine geringe Streuung der Messpunkte um die interpolierten Ausgleichslinien. Dies bestätigt die Zuverlässigkeit des „Wilson-Verfahrens“ zur Trennung der verschiedenen Anteile des Gesamtwärnwiderstands, d.h. Prozessseite, Wanddurchgang und Wärmeträgerseite. Beim Rippenaustreiber war dies vorab nicht gewährleistet, da der prozessseitige Wärmeübergang aufgrund der vergrößerten Wärmeübertragungsfläche viel geringer als beim Glattrohr ist (beim Wilson-Plot-Experiment: $\alpha_a = 0,8 \dots 1,6$). Wenn der Wärmeübergangskoeffizient auf der Prozessseite deutlich unter demjenigen der Wärmeträgerseite liegt, wird der Wärmedurchgang stärker von der Prozessseite beeinflusst. Damit stellt sich die Bestimmung der Geraden im Wilson-Plot als schwieriger heraus, da die Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Wärmeträgerseite keine so deutliche Wirkung auf den Wärmedurchgangskoeffizienten ausübt. Die lineare Interpolation und somit die Ermittlung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten werden dadurch ungenauer. In den Abbildungen C.3a und C.3b wird jedoch ersichtlich, dass die Veränderung des Wärmeübergangs auf der inneren Seite des Wärmetauschers trotzdem eine sensible Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten verursacht, die durchaus gut zu erfassen ist.

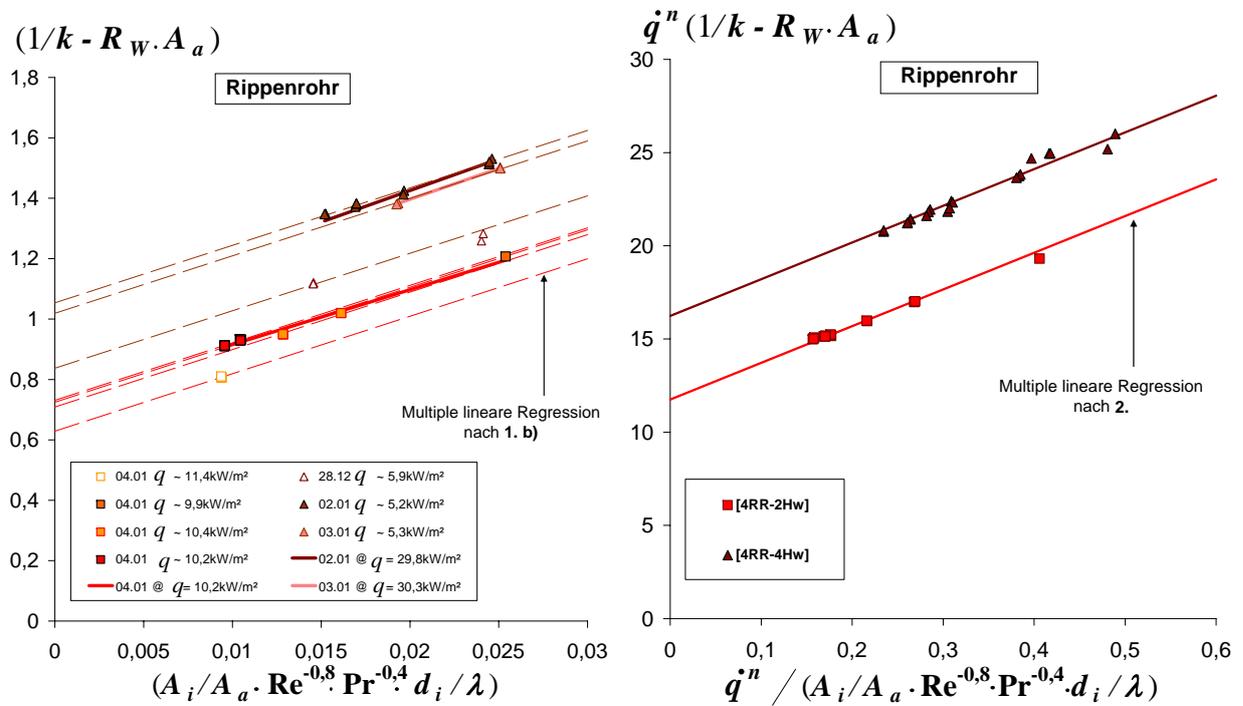
In den Abbildungen C.2a bzw. C.3a sind mehrere gestrichelte Geraden zu sehen, die jeweils den unterschiedlichen Leistungen zuzuordnen sind. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Geraden mit zunehmender Leistung nach unten verschieben, da der Achsenabschnitt indirekt proportional zum prozessseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ist. Zu den parallelen Geraden, die durch multiple lineare Regression gemäß der Methode 1.b) erhalten wurden, werden noch für besonders repräsentative Messtage durchgezogene Geraden dargestellt. Aus den Steigungen dieser durchgezogenen Geraden, die durch einfache Interpolation gemäß der Methode 1.a) erhalten wurden, wurden die in der Tabelle C.2 zusammengefassten Koeffizienten C_{DB} ermittelt. Da nach der Methode 1.a) die jeweiligen Messtage unabhängig voneinander betrachtet wurden, werden verschiedene Korrelationskoeffizienten für die Wasserseite erzielt. Dagegen erhält man aus der Steigung der parallelen Geraden (Methode 1.b)) einen einzigen Korrelationskoeffizienten, der alle Messungen der Messreihe wiedergibt. Dieser ist der Tabelle C.3 zu entnehmen.

In den Abbildungen C.2b und C.3b stellen die parallelen Geraden die unterschiedlichen Konfigurationen [4RR-2Hw] und [4RR-4Hw] dar. Beim Glattrohrbündel wurden in der Konfiguration [4RR-4Hw] zwei verschiedene Versuchsserien mit einem Zeitabstand von ca. zwei Monaten durchgeführt. Diese wurden bei der modifizierten Wilson-Plot Methode aufgrund von möglichen Veränderungen der Oberflächenbeschaffenheit der Rohrwand durch „Fouling“ (siehe Abschnitt A.2.4) und dadurch des Wärmeübergangs beim Sieden getrennt behandelt.



(a) traditionelle Wilson-Plot Methode 1.a) und 1.b). (b) modifizierte Wilson-Plot Methode 2.

Abbildung C.2: Wilson-Plots für den glatten Austreiber nach unterschiedlichen Auswertemethoden.



(a) traditionelle Wilson-Plot Methode 1.a) und 1.b). (b) modifizierte Wilson-Plot Methode 2.

Abbildung C.3: Wilson-Plots für den berippten Austreiber nach unterschiedlichen Auswertemethoden.

Deshalb sind in der Abbildung C.2b zwei Geraden für diese Konfiguration vorhanden. Die Korrelationskoeffizienten der Wasserseite, die mit der Auswertemethode 2. bestimmt wurden, sind in der Tabelle C.3 angegeben⁴. Wie im Abschnitt C.3 beschrieben, ist zur Ermittlung von α_i mittels Methode 2. die Vorgabe einer Siedekorrelation für den prozesseitigen Wärmeübergangskoeffizienten erforderlich. Um den Einfluss der ausgewählten Siedekorrelation – deren Konstante C_{BS} und Exponent n iterativ bestimmt werden – auf den Vorfaktor des inneren Wärmeübergangskoeffizienten C_{DB} in Betracht zu ziehen, wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dabei wurden die Exponenten $n_{[4RR-2Hw]}$ bzw. $n_{[4RR-2Hw]}$ der Siedekorrelation zwischen 0,5 und 0,8 variiert. Daraus folgte eine relative Änderung der Konstante C_{DB} um maximal 5,8 % beim Glatt- bzw. 5,3 % beim Rippenrohr, die somit innerhalb der Messgenauigkeit der Methode blieb (siehe Tabelle C.3). Damit konnte gezeigt werden, dass die Bestimmung von α_i mit Hilfe der modifizierten Wilson-Plot Methode nur in geringem Maße von der dafür benötigten Annahme über die Form des prozesseitigen Wärmeübergangskoeffizienten abhängt.

Glattrohr	Tag & Leistungsbereich	C_{DB} [-]	Rippenrohr	Tag & Leistungsbereich	C_{DB} [-]
[4RR-2Hw]	16.Aug @ 52,2 kW/m ²	$4,37 \cdot 10^{-2}$	[4RR-2Hw]	04.Jan @ 10,2 kW/m ²	$5,50 \cdot 10^{-2}$
[4RR-4Hw]	21.Aug @ 29,8 kW/m ²	$3,88 \cdot 10^{-2}$	[4RR-4Hw]	02.Jan @ 29,8 kW/m ²	$4,79 \cdot 10^{-2}$
[4RR-4Hw]	17.Okt @ 30,3 kW/m ²	$3,42 \cdot 10^{-2}$	[4RR-4Hw]	03.Jan @ 30,3 kW/m ²	$4,89 \cdot 10^{-2}$
Mittelwert		$4,01 \cdot 10^{-2}$	Mittelwert		$5,17 \cdot 10^{-2}$

Tabelle C.2: Ergebnis der Wilson-Plot Experimente anhand der traditionellen Wilson-Plot Methode mit einfacher linearer Regression 1.a).

Glattrohr	C_{DB} [-]	Rippenrohr	C_{DB} [-]
traditionelle Methode 1.b)	$3,94 \cdot 10^{-2} \pm 9,4\%$	traditionelle Methode 1.b)	$5,25 \cdot 10^{-2} \pm 6,6\%$
modifizierte Methode 2.	$4,07 \cdot 10^{-2} \pm 10,5\%$	modifizierte Methode 2.	$5,06 \cdot 10^{-2} \pm 8,6\%$

Tabelle C.3: Ergebnis der Wilson-Plot Experimente anhand der zwei Auswertemethoden mit multipler linearer Regression (1.b) bzw. 2.).

Aus den Tabellen C.2 und C.3 geht hervor, dass die drei Auswertemethoden gut übereinstimmende Ergebnisse für den wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten liefern. Betrachtet man nur die Konstanten, die nach den multiplen linearen Regressionen gemäß den Methoden 1.b) und 2. erhalten wurden (d.h. die statistisch vertrauenswürdigeren), weichen diese vom jeweiligen Mittelwert um weniger als $\pm 1\%$ beim Glatt- bzw. als $\pm 2\%$ beim Rippenrohr ab.

Fazit

Zur Auswertung der in dieser Arbeit diskutierten Siedeeperimente wurden die wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_i verwendet, die mittels der modifizierten Wilson-Plot Methode (Methode 2.) ermittelt wurden. Bei der Entscheidung wurde zum einen berücksichtigt, dass

⁴ Die in der Tabelle C.3 angegebene Genauigkeit der Koeffizienten C_{DB} entspricht dem Steigungsfehler, der bei der multiplen linearen Regression entsteht. Die detaillierte Berechnung wird im Anhang D ausgeführt.

die Auswahl der Siedekorrelation keinen relevanten Einfluss auf die Konstante C_{DB} und somit auf das Ergebnis hat. Zum anderen wurde berücksichtigt, dass durch die Vorgabe der Siedekorrelation der Einfluss des variierenden Wärmeübergangskoeffizienten α_a besser erfasst werden konnte als durch eine bloße Sortierung der Messwerte nach Leistungsklassen (siehe 1. traditionelle Wilson-Plot Methode).

Die folgende Abbildung C.4 zeigt nun die durch die gewählte Methode 2. erzielten wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten des Glatt- und Rippenrohrs. Das linke Bild C.4a, das die Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Reynolds-Zahl darstellt, enthält zusätzlich einen Vergleich mit theoretischen Werten, die beispielsweise nach der Dittus-Boelter-Gleichung (C.2) bzw. nach der Gnielinski-Gleichung (C.4) berechnet wurden.

Da das außen berippte Siederohr eine Wellung der Rohrrinnenseite aufweist, zeigen sich für das Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr höhere Wärmeübergangswerte bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit bzw. Reynoldszahl. Die Verbesserung durch die Innenwellung beträgt etwa 30 %. Die Werte für eine glatte Innenfläche liegen etwa 50 % höher als die theoretische Vorhersage auf der Grundlage der im VDI Wärmetatlas empfohlenen Gnielinski-Gleichung. Dies könnte auf die starken Einlaufeffekte zurückgeführt werden. Wie aus der Abbildung 4.5 auf S. 77 zu erkennen ist, sorgte das Zulaufrohrsystem aufgrund der engen Wärmetauschergeometrie mit 4×8 Rohren, die alle gleichzeitig vom Heißwasser durchströmt werden sollten, für eine Steigerung der Turbulenz im Rohrrinneren. Im rechten Bild C.4b wird die statistische Abweichung der realen zu den interpolierten Wärmeübergangswerten der Regressionsanalyse gezeigt. Im Mittel streuen die mit der erzielten Korrelation berechneten Werte um $\pm 10\%$ der wahren Werte.

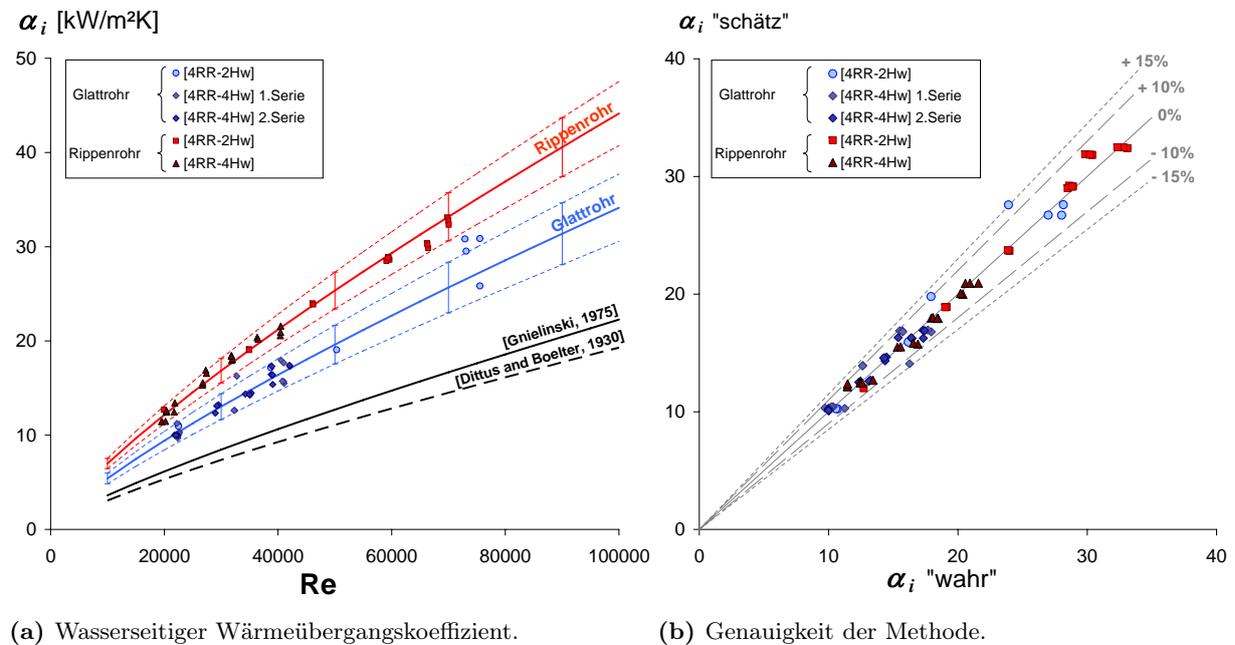


Abbildung C.4: Wasserseitiger Wärmeübergangskoeffizient. Experimentell mittels der modifizierten Wilson-Plot Methode ermittelte Werte im Vergleich zu theoretischen Vorhersagen.

Anhang D

Fehlerrechnung und -analyse

D.1 Fehlerarten

statistischer Messfehler

Die in der vorliegenden Arbeit angegebenen Wärmeübergangskoeffizienten α_a für das Sieden von Wasser oder Lithiumbromidlösung wurden aus verschiedenen gemittelten Prozessmesswerten berechnet. Bei der Beschreibung der Messtechnik der Versuchsanlage (siehe Abschnitt 4.1.1 auf Seite 72) wurde schon erwähnt, dass die Ermittlung dieser Mittelwerte über stabile Betriebszustände erfolgte, welche mit Hilfe eines in Visual Basic programmierten Excel-Makros erhalten wurden. Für einen gegebenen Versuch sollte das Makro den Zeitabschnitt innerhalb eines vom Benutzer gegebenen Zeitintervalls ermitteln, in dem die Veränderung aller in diesem Intervall erfassten Messgrößen minimal war. Um die Veränderung der Prozessvariablen innerhalb eines Zeitraums zu bewerten, wurden zwei statistische Parameter betrachtet. Neben der Streuung der einzelnen Werte x_i um ihren Mittelwert \bar{x} , welche mit Hilfe von Standardabweichungen s gemäß Gleichung (D.1) ermittelt wurde, wurde auch die Grundtendenz (steigend/fallend) der Werte durch Ermittlung des statistischen Trends t bewertet. Letzterer bezeichnet die Steigung der Regressionsgerade, die an die während eines Zeitintervalls erfassten Messpunkte angepasst wird. Der Trend t wurde gemäß Gleichung (D.2) bestimmt, wobei z der Zeit und x dem Messwert entsprechen.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{mit} \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{D.1})$$

$$t = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n z_i \cdot x_i - (\sum_{i=1}^n z_i) \cdot (\sum_{i=1}^n x_i)}{n \cdot (\sum_{i=1}^n z_i^2) - (\sum_{i=1}^n z_i)^2} \quad (\text{D.2})$$

Für jede erfasste Messgröße wurde eine angestrebte Messgenauigkeit in Prozent vorgegeben, um bei der Auswahl stationärer Betriebszustände zwischen entscheidenden Prozessgrößen für die Bilanzierung des gesamten Kreislaufs und Regelungs- bzw. Überwachungsgrößen zu unterscheiden. Die Standardabweichung s und der Trend t jeder Messgröße x wurden, nachdem sie

durch den Mittelwert \bar{x} der Messgröße geteilt wurden, zusätzlich auf die entsprechende „Soll“-Genauigkeit bezogen. Aus der so ermittelten relativen Standardabweichung und dem relativem Trend bezogen auf ein Zeitintervall von 10 Minuten wurden jeweils die Effektivwerte (Wurzel aus dem quadratischen Mittelwert) gebildet und miteinander multipliziert. Durch Minimierung dieses statistischen „Endkriteriums“ konnten letztendlich die Zeitabschnitte identifiziert werden, in denen die Veränderung der Messdaten minimal war. Innerhalb dieser stabiler Abschnitte wurde der arithmetischer Mittelwert jeder Prozessgröße berechnet. Diese Mittelwerte gingen schließlich in die Bestimmung des prozesseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ein.

Es wird also ersichtlich, dass der Einfluss zufälliger Messabweichungen der einzelnen Messgrößen durch mehrfaches Messen und Bildung des arithmetischen Mittelwertes im stationären Betriebszustand stark minimiert wurde. Dadurch blieb der statistische Messfehler gegenüber dem systematischen Fehler vernachlässigbar, so dass er für die Ermittlung der gesamten Messungenauigkeit in der Regel nicht weiter betrachtet wurde. An dieser Stelle ist anzumerken, dass aufgrund der diskontinuierlichen Entstehung von Dampfblasen im Siedebehälter zeitliche Änderungen der Heißwassertemperatur und der Lösungskonzentration während der Messungen auftraten. Dennoch konnte mit Hilfe dieser instantanen Prozessgrößen eine nahezu konstante Leistung berechnet werden, was darauf hinweist dass der Siedeprozess stationär war.

systematischer Messfehler

Für die Bildung des systematischen Messfehlers wurde die quadratische Summe der Messunsicherheiten Δx_i der einzelnen Messgrößen x_i nach der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung verwendet. Voraussetzung dafür sind statistisch voneinander unabhängige Einzelmessgrößen, wodurch sich die Einflüsse der Einzel-Messunsicherheiten auf die Unsicherheit des Endergebnisses teilweise gegenseitig aufheben können. Für die Gesamt-Abweichung des im stationären Betrieb gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten gilt nach Gauß:

$$\Delta \bar{\alpha}_a = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \alpha_a}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \Delta \bar{x}_i^2} \quad (\text{D.3})$$

Die systematischen Fehler der Mittelwerte der n relevanten Messgrößen $\Delta \bar{x}_i$ hängen hauptsächlich von der Messungenauigkeit der verwendeten Messgeräte und -sensoren ab. Vor ihrem Einsatz in der Versuchsanlage wurden Geräte und Sensoren kalibriert, wodurch die in den Gerätespezifikationen genannten Messungenauigkeiten reduziert werden konnten.

Im Folgenden wird vor allem die Vorgehensweise bei der Fehlerbetrachtung näher beschrieben. Die detaillierte Ausführung der Fehlerrechnung wird hier nicht gezeigt; u.a. werden die partiellen Ableitungen des Wärmeübergangskoeffizienten nach jedem Einflussparameter nicht angegeben.

D.2 Fehlerabschätzung der verwendeten Auswertverfahren

Zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden von Wasser bzw. LiBr-Lösung wurden zwei verschiedene Auswertverfahren angewandt, die jeweils auf einer integralen (durch **1/** gekennzeichnet) bzw. einer lokalen (durch **2/** gekennzeichnet) Betrachtung des Austreiberwärmetauschers beruhen. Diese Auswertemethoden und deren Unterschiede wurden im Abschnitt 4.3 beschrieben. Bei der lokalen Betrachtung wurden zusätzlich noch zwei unterschiedliche Auswertungen durchgeführt. Dabei wurden entweder lokale Wärmeübergangskoeffizienten angegeben, die durch eine einheitliche Siedekorrelation – d.h. gültig für den gesamten Wärmetauscher – beschrieben werden konnten (Bezeichnung **2.b/**), oder es wurden nach der Vorgabe einer experimentell ermittelten Siedekorrelation zur Beschreibung der Wärmeübergangskoeffizienten im unteren Teil des Wärmetauschers die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des oberen Teils des Wärmetauschers berechnet (Bezeichnung **2.a/**). Im letzteren Fall konnte der Wärmeübergang an jeder Hälfte des Wärmetauschers mit Hilfe einer eigens dafür angesetzten Siedekorrelation beschrieben werden.

Aus den unterschiedlichen Auswertemethoden wurden für die Fehleranalyse unterschiedliche Rechenansätze abgeleitet. Bei der integralen Auswertung sowie bei der lokalen Auswertung ohne Unterscheidung zwischen oberer und unterer Wärmetauscherhälfte konnte der Gesamtfehler der so erhaltenen Wärmeübergangskoeffizienten nur auf der Basis gemessener Größen berechnet werden. Im Gegensatz dazu musste bei der lokalen Auswertung mit separater Erfassung der unteren und oberen Wärmetauscherhälfte der Einfluss des für die untere Wärmetauscherhälfte eingesetzten Wärmeübergangskoeffizienten zusätzlich berücksichtigt werden, um Aussagen über den Fehler auf die Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Hälfte zuzulassen. Im folgenden werden beide Fehlerrechnungen nacheinander erläutert.

► Integrale Betrachtung (1/) bzw. lokale Betrachtung (2.b/) mit einheitlicher Auswertung des gesamten Rohrbündels

In diesem Fall setzt sich der Wärmeübergangskoeffizient α_a auf der Prozessseite zusammen aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k , der bei den Siedeeexperimenten durch indirekte Messung erfasst wurde, dem wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_i , der durch das speziell dafür durchgeführte Wilson-Plot-Experiment ermittelt wurde, und dem thermischen Rohrwiderstand, der nach dem Fourier'schen Wärmeleitungsansatz theoretisch berechnet wurde. Dies kann durch den folgenden Formelsatz ausgedrückt werden:

$$\alpha_a = \frac{1}{A_a \cdot \left(\frac{1}{k \cdot A_a} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} - R_W \right)} \quad \text{mit} \quad k = \frac{1}{A_a} \cdot \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{log}} = \frac{1}{A_a} \cdot \frac{(\dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{Pumpe})}{\Delta T_{log}} \quad (\text{D.4})$$

$$\Leftrightarrow \alpha_a = \left\{ A_a \cdot \left[\frac{\Delta T_{log}}{\dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{Pumpe}} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} - R_W \right] \right\}^{-1}$$

$$\begin{aligned} \text{Darin sind } \alpha_i &= \frac{\lambda_{Hw}}{d_i} \cdot C_{DB} \cdot \text{Re}_{Hw}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{Hw}^{0,4} \\ \text{und } R_W &= \frac{1}{nR \cdot 2\pi \cdot \lambda_W \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) \end{aligned} \quad (\text{D.5})$$

• **Rohrwärnwiderstand R_W**

Für den Fehler bei der Bestimmung des Rohrwiderstands wurde allein der Fehler bei der Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Materials betrachtet. Für die Wärmeleitfähigkeit des Kupfers wurde nach Angabe des Herstellers der Wert $\lambda_W = 310 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ angenommen. Dieser Wert ist mit einer Genauigkeit von $\pm 1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ verbunden. Somit liegt der relative Fehler des Rohrwiderstands bei $\pm 1,3 \%$.

• **Wärmeübergangskoeffizient α_i**

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wärmeträgerseite wurde nach dem Wilson-Plot Experiment (siehe Anhang C) mit Hilfe der in Gleichung (D.5) dargestellten Korrelation berechnet. Zur Bestimmung der darin enthaltenen Reynolds-Zahl Re_{Hw} , Prandtl-Zahl Pr_{Hw} und Wärmeleitung λ_{Hw} des Heißwassers wurden die Temperaturen und der Volumenstrom verwendet, welche auf der Sekundärseite des externen Heißwasserkreises gemessen wurden. In die Korrelation geht ebenfalls die Konstante C_{DB} ein, die mittels einer graphischen Auswertung des Experiments erhalten wurde. In Anlehnung an die modifizierte Wilson-Plot Methode wurde dabei in einem Diagramm der Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten ($Y = 1/k$) als Funktion des Kehrwertes der Reynolds-Zahl mit der Potenz 0,8 ($X \propto 1/\text{Re}^{0,8}$) aufgetragen. Die Steigung C_1 der sich dabei ergebenden Gerade stellt den Kehrwert des Vorfaktors ($C_1 = 1/C_{DB}$) dar. Bei dieser graphisch basierten Auswertung tritt ein Interpolationsfehler auf, der durch die Unsicherheit der mit der Methode der kleinsten Quadrate erhaltenen Regressionsgerade verursacht wird. Da C_{DB} dem Kehrwert der Steigung C_1 entspricht, wird als Fehlerabschätzung ΔC_{DB} die statistische Abweichung der Steigung der erzielten Regressionsgerade von den Fehlergeraden minimaler und maximaler Steigung angenommen, welche die zufällige Streuung der Messwerten um die erzielte mittlere Ausgleichsgerade einschließen. Dies zeigt das Bild D.1.

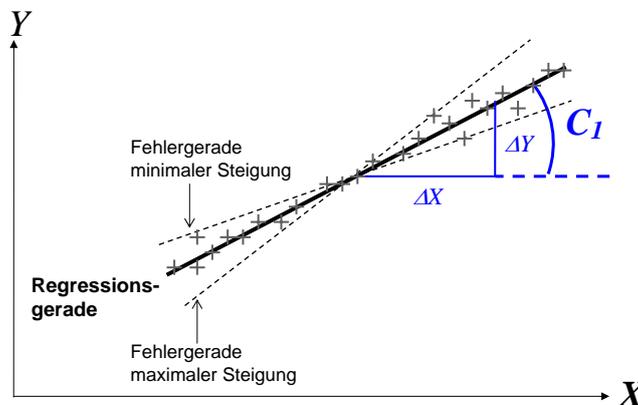


Abbildung D.1: Schematische Darstellung des auftretenden Steigungsfehlers bei der im Wilson-Plot ([Wilson, 1915]) durchgeführten linearen Regression.

Die Streuung der Steigung der Ausgleichskurve um Ihrer Mittelwert s_{C_1} , die sich gemäß dem Steigungsdreieck aus dem Quotienten zwischen dem Standardfehler des Y -Wertes und dem Standardfehler des X -Wertes zusammensetzt, kann wie folgt berechnet werden [Reiter, 2005]:

$$s_{C_1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{(y_i - y_{i,\text{schätz}})^2}{n-2}}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}$$

Diese Streuung s_{C_1} entspricht einer Standardmessunsicherheit und hängt wie folgt mit der Standardabweichung der Steigung σ_{C_1} zusammen: $s_{C_1} = \frac{\sigma_{C_1}}{\sqrt{n}}$. Demnach muss sie zum Abdecken eines Konfidenzintervalls noch mit einem Erweiterungsfaktor multipliziert werden, der bei der geringen Anzahl der Messwerte gemäß dem theoretischen t -Verteilungsmodell anzusetzen ist. Der zu berücksichtigende Beitrag des Steigungsfehlers der Regressionsgerade errechnet sich damit zu [Stahel, 2002]: $\Delta C_1 = \pm \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sigma_{C_1} \Leftrightarrow \Delta C_1 = \pm t \cdot s_{C_1}$. Darin wurde der Student'sche t -Faktor für einen Konfidenzbereich auf dem Vertrauensniveau 99 % und für $n - 2$ Freiheitsgrade bestimmt, wie bei linearen Regressionsanalysen üblich ist [DIN 1319].

Zur Abschätzung des Fehlers auf den inneren Wärmeübergangskoeffizienten wurden allein die statistischen Ungenauigkeiten betrachtet, die aus der graphischen Auswertung resultierten:

$$\Delta \alpha_i = \Delta C_{DB} = \Delta C_1$$

Die systematischen Messfehler der Temperatur- und Volumenstrommessung, die z.B. in die Bestimmung des k -Wertes für die Darstellung des Wilson-Plots eingehen, wurden hier nicht explizit berücksichtigt. Dies liegt daran, dass das Wilson-Plot Experiment zur Bestimmung des rohrseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_i und die Siedeexperimente zur Bestimmung des mantelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_a in der gleichen Versuchsanordnung mit gleicher Messinstrumentierung durchgeführt wurden. Da die Auswertung beider Experimente auf dem gleichen Messwertbildungsprozess beruht – nur eine andere Zielsetzung hat – wurden die Messunsicherheiten in Form von systematischen Fehlern nur an einer Stelle berücksichtigt, und zwar bei der Berechnung des Gesamtfehlers des Wärmeübergangskoeffizienten α_a .

Als Ergebnis kann der α -Wert auf der Wärmeträgerseite anhand der vorgestellten Fehlerabschätzung mit einer Genauigkeit von $\pm 10,5\%$ beim glatten Austreiber und von $\pm 8,6\%$ beim berippten Austreiber bestimmt werden.

• Wärmedurchgangskoeffizient k

Den Wärmedurchgangskoeffizienten k erhält man wie in Gleichung (D.4) beschrieben aus der umgesetzten Leistung am Austreiberwärmetauscher und der treibenden Temperaturdifferenz zwischen dem Heißwasser und der siedenden Lösung. Die umgesetzte Leistung \dot{Q} setzt sich aus der im externen Heißwasserkreis erfassten Antriebsleistung \dot{Q}_{ext} und einem zusätzlichen Glied \dot{Q}_{Pumpe} zusammen, das nur beim Betrieb der starken Heißwasserpumpe zu berücksichtigen ist. Dieses drückt den thermischen Beitrag der Pumpe durch mechanische Arbeit aus. Die starke

Pumpe wurde im Laufe des Betriebs der Versuchsanlage als Absorptionskältemaschine installiert, d.h. nach der Versuchsreihe zur Untersuchung des Behältersiedens von Wasser. Dabei blieb der zusätzliche Leistungseintrag durch die Pumpe unter 13 % der gesamten umgesetzten Leistung. Nach einem Vergleich zwischen der mechanischen Pumpenarbeit, die gemäß Herstellerkennlinie theoretisch berechnet werden kann, und der Pumpenarbeit, die im Heißwasserkreis durch Druck- und Volumenstrommessung tatsächlich erfasst wird (siehe Gl. (4.2) auf S. 83), wurde der systematische Fehler $\left(\frac{\Delta\dot{Q}_{Pumpe}}{\dot{Q}_{Pumpe}}\right)$ auf $\pm 3\%$ geschätzt.

Zur Ermittlung der externen Antriebsleistung \dot{Q}_{ext} werden der Massenstrom und die Temperaturspreizung im Primärkreis verwendet: $\dot{Q}_{ext} = \dot{m}_{\text{primär}} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{primär}}$

Für den Massenstrom im externen Primärkreis wurde anhand der Kalibrierung des magnetisch-induktive Durchflussmessers eine relative Messunsicherheit $(\Delta\dot{m}_{\text{primär}}/\dot{m}_{\text{primär}})$ von $\pm 0,5\%$ angenommen. Die absolute Messungenauigkeit der Temperaturmessung lag nach Kalibrierung der Pt-100 Widerstandsthermometer bei $\Delta T = \pm 0,1$ K. Zum einen wegen der geringen Temperaturspreizung des Heißwassers beim Durchströmen durch den 1-Pass Wärmetauscher und zum anderen wegen der sich bei ausreichend guter Durchmischung des Flüssigkeitsvolumens einstellenden konstanten Lösungskonzentration wurde am Austreiberwärmetauscher eine Art „Punkt-zu-Punkt“ Messung zwischen der Temperatur des Heißwassers und der Gleichgewichtstemperatur der Sorptionslösung erzielt. In diesem Fall kann die zur Bestimmung des k -Wertes einzusetzende logarithmische treibende Temperaturdifferenz auf eine mittlere Temperaturdifferenz reduziert werden:

$$\Delta T_{log} = \frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus}) - (t_{Hw}^{aus} - T_L^{aus})}{\ln \left[\frac{(t_{Hw}^{ein} - T_L^{aus})}{(t_{Hw}^{aus} - T_L^{aus})} \right]} \Leftrightarrow \Delta T = \left[\frac{1}{2} \cdot (t_{Hw}^{ein} + t_{Hw}^{aus}) - T_L^{aus} \right] \quad \text{bei } t_{Hw}^{ein} \approx t_{Hw}^{aus}$$

Infolgedessen wurden die Temperaturdifferenz des Heißwassers im externen Primärkreis und die treibende Temperaturdifferenz zwischen Heißwasser im Sekundärkreis und Lösung in Bezug auf Messfehler gleich behandelt. Beiden Temperaturdifferenzen wurden eine Messunsicherheit von $\Delta(\Delta T_{log}) = \Delta(\Delta T_{\text{primär}}) = 2 \cdot \Delta T = \pm 0,2$ K zugewiesen.

• Wärmeübergangskoeffizient α_a

Aus den bereits angegebenen systematischen Fehlern ergibt sich die Gesamtunsicherheit bei der Bestimmung des α -Wertes beim Behältersieden anhand der Auswertemethode **1/** und **2.b/**. Dafür wird die folgende Fehlerfortpflanzung verwendet:

$$\Delta\alpha_a^2 = \left\{ \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial\Delta T_{log}} \right)^2 \cdot \Delta\Delta T_{log}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial\dot{m}_{\text{primär}}} \right)^2 \cdot \Delta\dot{m}_{\text{primär}}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial\Delta T_{\text{primär}}} \right)^2 \cdot \Delta\Delta T_{\text{primär}}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial\dot{Q}_{Pumpe}} \right)^2 \cdot \Delta\dot{Q}_{Pumpe}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial C_{DB}} \right)^2 \cdot \Delta C_{DB}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a}{\partial\lambda_W} \right)^2 \cdot \Delta\lambda_W^2 \right\} \quad (\text{D.6})$$

Die Beiträge der relativen Messfehler $\Delta\dot{q}/\dot{q}$ bei der Bestimmung der Leistung und $\Delta k/k$ bei der Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf den Gesamtfehler $\Delta\alpha/\alpha$ für den Wärme-

übergangskoeffizienten auf der Lösungsseite sind in der Tabelle D.1 zusammengefasst. Hier wurden die minimalen und maximalen Werte der Fehler für die unterschiedlichen durchgeführten Versuchsreihen angegeben. Die relativen Unsicherheiten $\Delta\dot{q}/\dot{q}$ und $\Delta k/k$ nehmen mit steigender Wärmestromdichte ab. Die relativen Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten nehmen bei den Messungen mit LiBr-Lösung ab und bei denen mit Wasser zu, wenn die Wärmestromdichte zunimmt.

Rohr	Untersuchte Konfiguration	Lithiumbromidlösung			Wasser		
		$\Delta\dot{q}/\dot{q}$ [%]	$\Delta k/k$ [%]	$\Delta\alpha/\alpha$ [%]	$\Delta\dot{q}/\dot{q}$ [%]	$\Delta k/k$ [%]	$\Delta\alpha/\alpha$ [%]
Glatt	[4RR-2Hw]	2 ... 11,5	2 ... 11,5	4,5 ... 13	1 ... 6	1,5 ... 7	6 ... 14
	[4RR-4Hw]	2,5 ... 5,5	3 ... 6	5,5 ... 7,5	0,8 ... 1,8	1,4 ... 3	10 ... 23
	[2RR-4Hw]	3 ... 6	3 ... 6,5	5,5 ... 8	nicht untersucht		
Berippt	[4RR-2Hw]	2,7 ... 10,7	3,2 ... 11	4,3 ... 12,7			
	[4RR-4Hw]	3 ... 13,5	4 ... 14	5,5 ... 16,5			
	[2RR-4Hw]	3 ... 8	4 ... 9	5 ... 10			

Tabelle D.1: Fehler bei der lokalen Auswertung 2.b/ ohne separate Erfassung der zwei Bündelhälften.

► Lokale Betrachtung mit separater Auswertung der zwei Bündelhälften (2.a/)

Bei der lokalen Auswertung 2.a/ mit Unterscheidung zwischen den oberen und den unteren Rohrlagen werden die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden in der oberen Hälfte des Wärmetauschers mit Hilfe der folgenden Formel bestimmt. Wenn „o“ die obere Hälfte des Wärmetauschers kennzeichnet, gilt ähnlich wie in Gleichung (D.4) beschrieben:

$$\alpha_a|_o = \frac{1}{A_a|_o \cdot \left(\frac{1}{k|_o \cdot A_a|_o} - \frac{1}{\alpha_i|_o \cdot A_i|_o} - R_W|_o \right)} \quad (\text{D.7})$$

Im Gegensatz zur lokalen Auswertung 2.b/ ohne Unterscheidung zwischen beiden Bündelhälften ergibt sich jedoch der Wärmedurchgangskoeffizient $k|_o$ nicht direkt aus der messtechnisch erfassten Leistung und der treibenden Temperaturdifferenz, sondern kann erst nach der Vorgabe der für die untere Wärmetauscherhälfte charakteristischen α -Werte ermittelt werden. Wenn „u“ die untere Hälfte des Wärmetauschers kennzeichnet, kann dies durch den folgenden Formelsatz ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned} k|_o &= \frac{1}{A_a|_o} \cdot \frac{\dot{Q}|_o}{\Delta T_{log}|_o} = \frac{1}{A_a|_o} \cdot \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}|_u)}{\Delta T_{log}|_o} \\ \dot{Q} &= \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{Pumpe} \\ \dot{Q}|_u &= k|_u \cdot A_a|_u \cdot \Delta T_{log}|_u \quad \text{mit} \quad k|_u \cdot A_a|_u = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a|_u \cdot A_a|_u} + \frac{1}{\alpha_i|_u \cdot A_i|_u} + R_W|_u \right)} \end{aligned} \quad (\text{D.8})$$

Nach Einsetzen in Gleichung (D.7) ergibt sich:

$$\alpha_a|_o = \left\{ A_a|_o \cdot \left[\frac{\Delta T_{log}|_o}{\dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{Pumpe} - \frac{\Delta T_{log}|_u}{\left(\frac{1}{\alpha_a|_u \cdot A_a|_u} + \frac{1}{\alpha_i|_u \cdot A_i|_u} + R_W|_u \right)}} - \frac{1}{\alpha_i|_o \cdot A_i|_o} - R_W|_o \right] \right\}^{-1} \quad (D.9)$$

Gleichung (D.9) hat eine ähnliche Form wie Gleichung (D.4). Für die Glieder $\Delta T_{log}|_o$, \dot{Q}_{ext} , \dot{Q}_{Pumpe} , $\alpha_i|_o$ und $R_W|_o$, welche in Gl. (D.9) an derselben Stelle wie die Glieder ΔT_{log} , \dot{Q}_{ext} , \dot{Q}_{Pumpe} , α_i und R_W in Gl. (D.4) auftreten, werden die gleichen Fehler angesetzt wie im vorigen Abschnitt bereits angegeben. Zur Bestimmung des systematischen Fehlers des zusätzlichen Glieds $\Delta T_{log}|_u / \left(\frac{1}{\alpha_a|_u \cdot A_a|_u} + \frac{1}{\alpha_i|_u \cdot A_i|_u} + R_W|_u \right)$, welches die im unteren Teil des Wärmetauschers umgesetzte Leistung $\dot{Q}|_u$ darstellt, wird praktisch das gesamte Berechnungsverfahren wiederholt, welches zur Bildung des Gesamtfehlers $\Delta\alpha_a$ nach der Fehlerfortpflanzung in Gleichung (D.6) herangezogen wurde. Da die Größen $\alpha_i|_u$ und $\Delta T_{log}|_u$ zur Bestimmung des unteren Leistungsbeitrags $\dot{Q}|_u$ allerdings nicht durch Messungen erfasst wurden, sondern erst in der FEM-Rechnung – nach der Eingabe einer geeigneten Siedekorrelation für $\alpha_a|_u$ – numerisch ermittelt wurden, werden ihnen keine Messfehler zugewiesen. Demzufolge trägt allein der systematische Fehler $\Delta\alpha_a|_u$ zum gesamten Fehler $\Delta\dot{Q}|_u$ bei.

Die Gesamtunsicherheit der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_a|_o$ beim Blasensieden in der oberen Hälfte des Wärmetauschers, die von der Gesamtunsicherheit der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_a|_u$ beim Blasensieden in der unteren Hälfte des Wärmetauschers stark beeinflusst wird, kann mit Hilfe der folgenden Fehlerfortpflanzung bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \Delta\alpha_a|_o^2 = & \left\{ \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\Delta T_{log}|_o} \right)^2 \cdot \Delta\Delta T_{log}|_o^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\dot{m}_{primär}} \right)^2 \cdot \Delta\dot{m}_{primär}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\Delta T_{primär}} \right)^2 \cdot \Delta\Delta T_{primär}^2 \right. \\ & + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\dot{Q}_{Pumpe}} \right)^2 \cdot \Delta\dot{Q}_{Pumpe}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial C_{DB}} \right)^2 \cdot \Delta C_{DB}^2 + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\lambda_W} \right)^2 \cdot \Delta\lambda_W^2 \\ & \left. + \left(\frac{\partial\alpha_a|_o}{\partial\alpha_a|_u} \right)^2 \cdot \Delta\alpha_a|_u^2 \right\} \quad \text{mit } \Delta\alpha_a|_u \text{ nach Gl. (D.6)} \end{aligned} \quad (D.10)$$

In den Tabellen D.2 und D.3 werden die Werte der relativen Fehler, die sich bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten für das Sieden an der oberen Bündelhälfte des Wärmetauschers anhand dieser Auswertung ergeben, zusammengefasst. Die Tabelle D.2 bezieht sich auf die Konfiguration [4RR-4Hw] mit vier überfluteten Rohrlagen. Die Tabelle D.3 gilt für die Konfiguration [2RR-4Hw], bei der nur die zwei unteren Rohrlagen überflutet waren, während die beheizten zwei oberen Rohrlagen im Dampfraum lagen (siehe Abbildung 4.7 im Abschnitt 4.2.2). Bei diesem Auswertevorgang mit separater Erfassung der zwei Bündelhälften wurden zur Charakterisierung des Wärmeübergangs an den unteren Rohrlagen unterschiedliche Korrelationen in Abhängigkeit vom auftretenden Siederegime angesetzt. Damit ergeben sich unterschiedliche Fehler auf die Wärmeübergangskoeffizienten an den oberen Rohrlagen, die jeweils in den Tabellen D.2 und D.3 angegeben werden.

D.2 — Fehlerabschätzung der verwendeten Auswertverfahren

[4RR-4Hw]	Annahme Siederegime untere Rohrlagen	$\frac{\Delta\dot{q} _o}{\dot{q} _o}$ [%]	$\frac{\Delta k _o}{k _o}$ [%]	$\frac{\Delta\alpha _u}{\alpha _u}$ [%]	$\frac{\Delta\alpha _o}{\alpha _o}$ [%]
Wasser Glatt	Konvektives Sieden	2,5 ··· 3	4,8 ··· 5,5	9,8 ··· 10,5	23,8 ··· 34,5
	Blasensieden	1 ··· 2,5	3,3 ··· 4,5	7,7 ··· 12,2	> 60
LiBr Glatt	Konvektives Sieden	3,5 ··· 9	5 ··· 12	11 ··· 22	7 ··· 16
	Blasensieden	3,5 ··· 7,4	5,2 ··· 10,5	7,8 ··· 13	7,7 ··· 12,3
LiBr Berippt	Blasensieden ^a	4,3 ··· 9	6,6 ··· 14	10,7 ··· 15,2	9,4 ··· 15,8

^a Ohne Berücksichtigung der Werte bei der niedrigsten Wärmestromdichte (siehe Abb. D.4).

Tabelle D.2: Fehler bei der lokalen Auswertung **2.a/** mit separater Erfassung der zwei Bündelhälften der Konfiguration [4RR-4Hw].

[2RR-4Hw]	Annahme Siederegime untere Rohrlagen	$\frac{\Delta\dot{q} _o}{\dot{q} _o}$ [%]	$\frac{\Delta k _o}{k _o}$ [%]	$\frac{\Delta\alpha _u}{\alpha _u}$ [%]	$\frac{\Delta\alpha _o}{\alpha _o}$ [%]
LiBr Glatt	Konvektives Sieden	3,5 ··· 9,5	4,9 ··· 13,5	12,5 ··· 19	11 ··· 17
	Blasensieden	3,6 ··· 4,8	5,3 ··· 7	10,7 ··· 13,5	10,8 ··· 11,3
LiBr Berippt	Blasensieden	6,4 ··· 13,3	9,8 ··· 20	8,5 ··· 13	11,9 ··· 21,8

Tabelle D.3: Fehler bei der lokalen Auswertung **2.a/** mit separater Erfassung der zwei Bündelhälften der Konfiguration [2RR-4Hw].

Eine Darstellung der Fehler in Form von Fehlerbalken findet sich in den Abbildungen D.2 bis D.5. Die darin in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte aufgetragenen Wärmeübergangskoeffizienten sind die im Abschnitt 4.3.4 definierten *mittleren lokalen Wärmeübergangskoeffizienten* (siehe Tabelle 4.3, S. 94). In den jeweiligen Bildern werden zum einen die Unsicherheiten gezeigt, welche durch die lokale Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten in der Konfiguration [4RR-2Hw] mit nur zwei aktiven Rohrlagen mittels des Auswertvorgangs **2.b/** verursacht wurden. Die entsprechenden Extremwerte können somit aus der Tabelle D.1 abgelesen werden. Zum anderen werden in den Abbildungen die Unsicherheiten gezeigt, welche aus der Bestimmung mittels des Auswerteprozesses **2.a/** der Wärmeübergangskoeffizienten an den unteren und an den oberen Rohrlagen der Konfiguration [4RR-4Hw] bzw. [2RR-4Hw] folgen. Diese sind als $\frac{\Delta\alpha|_u}{\alpha|_u}$ bzw. $\frac{\Delta\alpha|_o}{\alpha|_o}$ jeweils den Tabellen D.2 bzw. D.3 zu entnehmen. Aus der Abbildung D.2 wird ersichtlich, dass der Auswertvorgang **2.a/** zur Berechnung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Wasser im Bereich hoher Wärmestromdichten und niedriger Drücke keine belastbaren Aussagen liefert. Hier zeigen sich sehr hohe Fehler, die keine genauen Aufschlüsse über den Wärmeübergang an der oberen Bündelhälfte zulassen. Die Anwendbarkeit der FEM-Modellierung des Wärmetauschers zur Ermittlung von lokalen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Basis integraler Messwerte wird im Folgenden diskutiert. Dabei werden die Ursachen für die unterschiedlich hohe Ungenauigkeit bei der Auswertung der verschiedenen Messreihen beleuchtet.

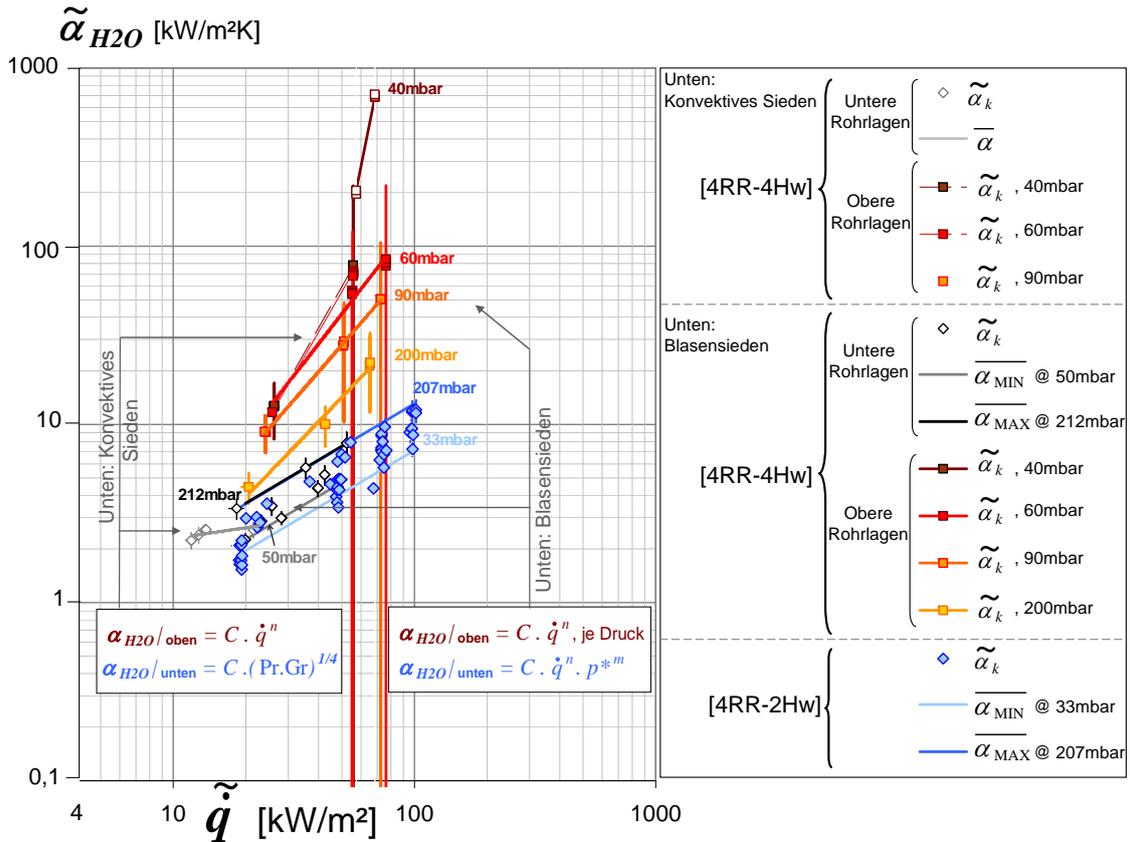


Abbildung D.2: Auftretende Unsicherheiten bei der Auswertung des Behältersiedens von Wasser am Glattröhrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw].

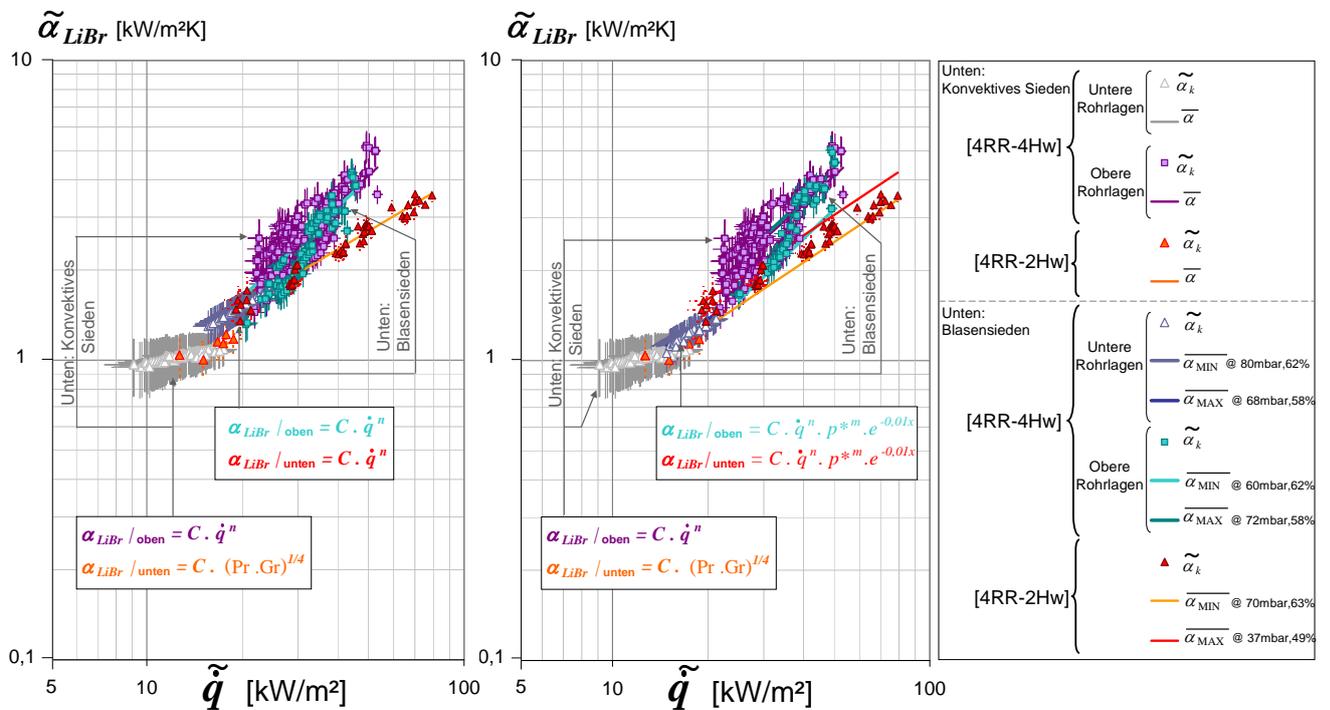


Abbildung D.3: Auftretende Unsicherheiten bei der Auswertung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung am Glattröhrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw].

D.2 — Fehlerabschätzung der verwendeten Auswertverfahren

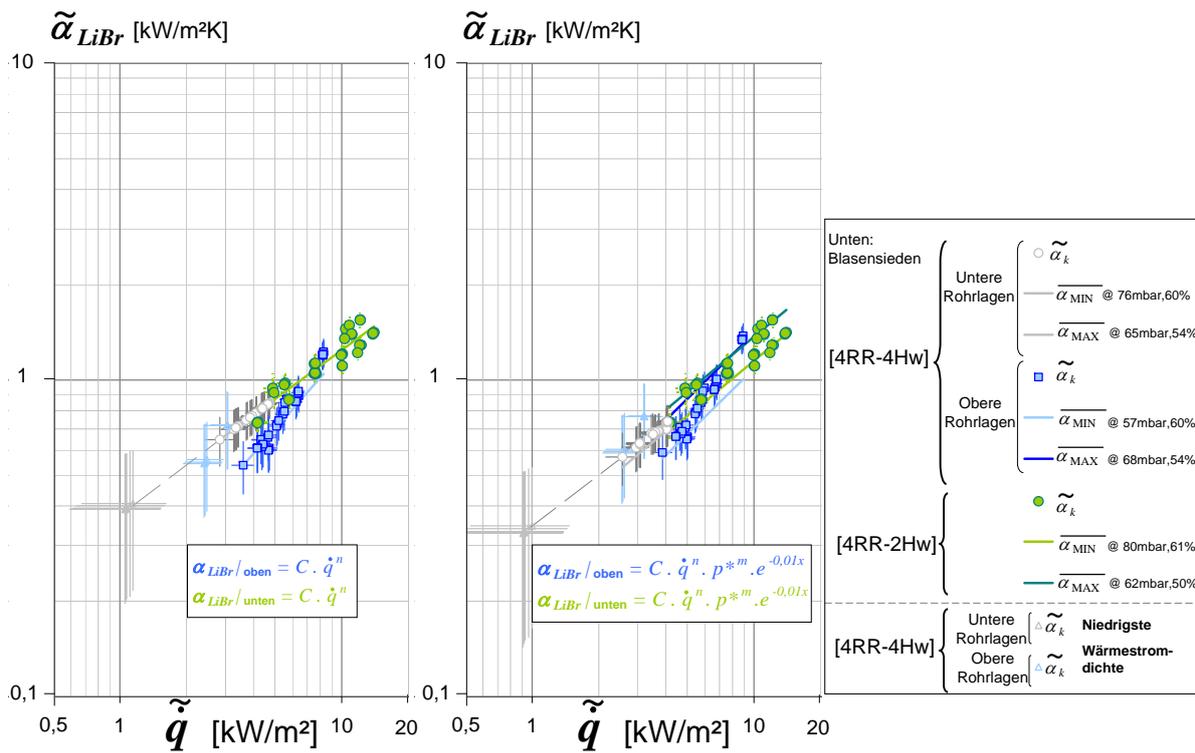
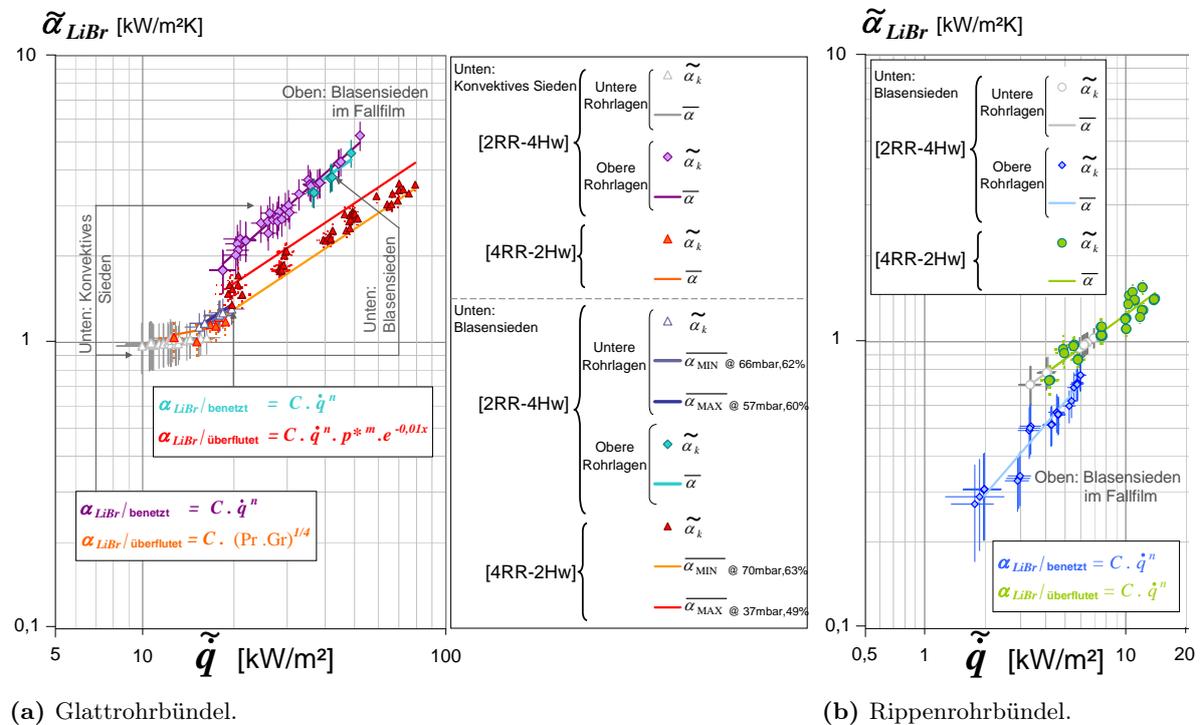


Abbildung D.4: Auftretende Unsicherheiten bei der Auswertung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung am Rippenrohrbündel in der Konfiguration [4RR-4Hw].



(a) Glattrohrbündel.

(b) Rippenrohrbündel.

Abbildung D.5: Auftretende Unsicherheiten bei der Auswertung des Behältersiedens von Lithiumbromidlösung in der Konfiguration [2RR-4Hw].

D.3 Bewertung der FEM-Modellierung

• Messungen mit Wasser

Wie bereits erwähnt, erwies sich die FEM-Berechnungsmethode zur Auswertung der Messdaten von Wasser beim Behältersieden am Bündel als ungenau, wenn damit die Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen auf der Basis der beim Experiment mit zwei Rohrlagen gewonnenen Ergebnisse berechnet werden sollten. In der Abbildung D.2, die die Ergebnisse dieser Auswertung darstellt, treten vor allem bei hoher Wärmestromdichte und bei niedrigem Druck erhebliche Unsicherheiten auf. Daran lässt sich die Signifikanz der Ergebnisse ablesen.

Die bei hohen Wärmestromdichten sehr ausgeprägten Fehler sind darauf zurückzuführen, dass die Wärmeübertragung an den oberen Rohrlagen nicht mehr vom Wärmeübergang auf der Rohraußenseite dominiert wird. Stattdessen liegen bei den oberen Rohrlagen ähnlich große thermische Widerstände auf beiden Medienseiten (Heißwasserseite und Lösungsseite) vor. Die Experimente wurden mit beinahe konstanter Heißwasserströmung im Rohrinernen durchgeführt, so dass der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wärmeträgerseite – unabhängig von der vorliegenden Wärmestromdichte – konstant bei etwa $\alpha_i|_o = 6$ bis $7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ bleibt. Der Wärmedurchgangskoeffizient $k|_o$ an den oberen Rohrlagen variiert seinerseits stark, je nachdem welchen Wärmeeintrag die unteren Rohrlagen liefern. Im hohen Belastungsbereich, in dem die Wärmeübertragung im unteren Bündelbereich ausschließlich durch Blasensieden erfolgt, sind an den unteren zwei Rohrlagen α -Werte zwischen 4 und $6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ zu erwarten. Dies entspricht einem Wärmedurchgang $k|_u$ von etwa $2,5$ bis $3 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Angesichts der hohen zu übertragenden Leistungen ergibt sich dadurch nur ein relativ geringer Beitrag des unteren Bündelbereichs zur gesamten Wärmeübertragung, der nun durch einen erheblichen höheren Beitrag der oberen Rohrlagen kompensiert werden muss. Dies führt zu Wärmedurchgangskoeffizienten $k|_o$ für den oberen Bündelbereich, die bei etwa $4,5$ bis $5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ liegen. Da jedoch, wie in Gleichung (D.7) beschrieben, die gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_a|_o$ auf der Rohraußenseite durch $1/(\alpha_a|_o \cdot A_a) \approx 1/(k|_o \cdot A_a) + 1/(\alpha_i|_o \cdot A_i)$ ermittelt werden, kommt es bei gleicher Größenordnung des Wärmedurchgangs $k|_o$ und des inneren Wärmeübergangs $\alpha_i|_o$ zu extrem hohen Schwankungen des Endergebnisses $\alpha_a|_o$, sobald nur kleine Änderungen des einen oder des anderen Wärmeübertragungskoeffizienten auftreten. Dies erklärt zum einen die extrem hohen Wärmeübergangskoeffizienten und zum anderen die beträchtlichen Unsicherheiten, die diesen Werten zugeordnet werden.

Aus der Abbildung D.2 geht außerdem hervor, dass sich die Auswertemethode insbesondere bei den niedrigen Drücken als kritisch herausstellt. Dies liegt daran, dass der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden nicht nur von der Wärmestromdichte stark beeinflusst wird sondern auch exponentiell mit dem Druck zunimmt. Im Abschnitt 5.1.1 a) bei der Vorstellung der Versuchsserien, die bei unterschiedlichen Drücken durchgeführt wurden, wurde darauf hingewiesen, dass die α -Werte bei zwei beheizten Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-2Hw] mit

zunehmendem Druck zunahmen. Beim Betrieb mit vier beheizten Rohrlagen in der Konfiguration [4RR-4Hw] war dagegen keine Druckabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten über den Bereich von 40 bis 90 mbar festzustellen. Es trat beim Übergang von 90 mbar auf 200 mbar sogar ein Rückgang der Wärmeübergangskoeffizienten auf. Diese gegenläufige Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten vom Druck führt dazu, dass bei den niedrigen Drücken einerseits der Wärmeeintrag der unteren Rohrlagen aufgrund der niedrigen α -Werte am geringsten ist. Andererseits zeigt sich durch die hohen Wärmeübergangskoeffizienten, die in der Konfiguration [4RR-4Hw] bei diesen Drücken erfasst wurden, dass vergleichsweise hohe Leistungen im gesamten Bündel umgesetzt werden. Der niedrige Leistungsbeitrag der unteren Rohrlagen muss demzufolge durch eine sehr gute Wärmeübertragung in der oberen Bündelhälfte kompensiert werden. Somit steigen die für die oberen Rohrlagen berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit abnehmendem Druck sehr schnell an und werden ungenauer.

• Messungen mit Lithiumbromidlösung

Bei der Auswertung der Experimente mit Lithiumbromidlösung treten im Gegensatz zu der Auswertung der Experimente mit Wasser keine so hohen Unsicherheiten auf. Wie die Abbildung D.3 belegt, werden auf der Grundlage der mit zwei Rohrlagen gemessenen Wärmeübergangswerte verlässlichere Werte der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der oberen Rohrlagen erreicht.

Dies liegt zum einen daran, dass die Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden von Gemischen grundsätzlich kleiner als diejenigen der reinen Komponenten bei gleichen Betriebsbedingungen sind. Zum anderen wurde bei den Versuchen mit Lithiumbromidlösung die stärkere Heißwasserpumpe betrieben, die höhere Durchflüsse und somit auch höhere Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrinneenseite ermöglichte. Damit bleibt in jedem Fall die Prozessseite die dominierende Seite für die Wärmeübertragung an den oberen Rohrlagen. Dementsprechend bewirkt die Variation des Wärmedurchgangs $k|_o$ mit der Wärmestromdichte keine so große Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha|_o$.

Literatur

[ADEME 2007]

ADEME: Note de synthèse sur la climatisation solaire / Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME), Département Energies Renouvelables. 2007. – Forschungsbericht

[Albers 2003]

ALBERS, J.: Ergebnisse der wissenschaftlichen Begleitung der Anlagen zur solar gestützten Kälteerzeugung. In: *4. Berliner Energietage*, 2003

[Alefeld 1983]

ALEFELD, G: *Wärmeumwandlungssysteme*, Technische Universität München, Institut für Physik, Vorlesungsskript, 1983

[Ali Adib u. Vasseur 2008]

ALI ADIB, T. ; VASSEUR, J.: Bibliographic analysis of predicting heat transfer coefficients in boiling for applications in designing liquid food evaporators. In: *Journal of Food Engineering* 87 (2008), Nr. 2, S. 149–161

[Ammerman u. You 1996]

AMMERMAN, C.N. ; YOU, S.M.: Determination of the boiling enhancement mechanism caused by surfactant addition to water. In: *Journal Of Heat Transfer* 118 (1996), S. 429–435

[Aoune u. Ramshaw 1999]

AOUNE, A. ; RAMSHAW, C.: Process intensification: heat and mass transfer characteristics of liquid films on rotating discs. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42 (1999), Nr. 14, S. 2543–2556

[Arai u. a. 1977]

ARAI, N. ; FUKUSHIMA, T. ; ARAI, A. ; NAKAJIMA, T. ; FUJIE, K. ; NAKAYAMA, Y.: Heat transfer tubes enhancing boiling and condensation in heat exchangers of a refrigerating machine. In: *ASHRAE Transactions* 83 (1977), Nr. 2, S. 58–70

[Armbruster u. Mitrovic 1995]

ARMBRUSTER, R. ; MITROVIC, J.: Heat transfer in falling film flow on a horizontal tube.

Literatur

In: *30th National Heat Transfer Conference of ASME* Bd. 12. Portland, USA, 1995, S. 13–21

[ASHRAE 2005]

ASHRAE: *Handbook 2005: Fundamentals*. Atlanta, United States of America : American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Hrsg. Mark Owen, 2005

[ASUE 2000]

ASUE: Marktübersicht Absorptionskälteanlagen – Angebot und Anbieter / Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch, Verlag Rationeller Energieeinsatz. Kaiserslautern, 2000. – Forschungsbericht

[Awerin u. Kruschilin 1955]

AWERIN, E.K. ; KRUSCHILIN, G.N.: Einfluss der Oberflächenspannung und Zähigkeit auf die Wärmeübergangszahl beim Sieden von Wasser. In: *Nachrichten der Akademie der Wissenschaften der UdSSR* 10 (1955), S. 131–137

[Ayub u. Bergles 1987]

AYUB, Z. H. ; BERGLES, A. E.: Pool boiling from GEWA surfaces in water and R-113. In: *Heat and Mass Transfer* 21 (1987), Nr. 4, S. 209–219

[Ayub u. Bergles 1990]

AYUB, Z.H. ; BERGLES, A.E.: Nucleate pool boiling curve hysteresis for GEWA-T surfaces in saturated R-113. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 3 (1990), Nr. 2, S. 249–255

[Baehr u. Stephan 2006]

BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 5. Springer-Verlag, 2006

[Bankoff 1957]

BANKOFF, S.G.: Ebullition from solid surfaces in absence of pre-existing gaseous phase. In: *Transactions of the ASME* (1957), S. 735

[Beatty u. Katz 1948]

BEATTY, K.O. ; KATZ, D.L.: Condensation of vapors on the outside of finned tubes. In: *Chemical Engineering Progress* 44 (1948), Nr. 1, S. 908–914

[Benjamin u. Balakrishnan 1997a]

BENJAMIN, R. J. ; BALAKRISHNAN, A. R.: Nucleation site density in pool boiling of binary mixtures: Effect of surface microroughness and surface and liquid physical properties. In: *Canadian Journal of Chemical Engineering* 75 (1997), Nr. 6, S. 1080–1089

[Benjamin u. Balakrishnan 1997b]

BENJAMIN, R. J. ; BALAKRISHNAN, A. R.: Nucleation site density in pool boiling of

saturated pure liquids: Effect of surface microroughness and surface and liquid physical properties. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 15 (1997), Nr. 1, S. 32–42

[Berenson 1962]

BERENSON, P. J.: Experiments on pool-boiling heat transfer. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 5 (1962), Nr. 10, S. 985–999

[Bergles 2003]

BERGLES, A. E.: High-flux processes through enhanced heat transfer. In: *Rohsenow Symposium on Future Trends in Heat Transfer*. Cambridge, 4-8.05. 2003, S. 1–13

[Bergles u. Chyu 1982]

BERGLES, A. E. ; CHYU, M.C.: Characteristics of nucleate pool boiling from porous metallic coatings. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 104 (1982), S. 279–285

[Bergles 1976]

BERGLES, A.E.: Survey of augmentation of two-phase heat transfer. In: *ASHRAE Transactions* 82 (1976), Nr. 1, S. 881–890

[Beutler 2006]

BEUTLER, A.: *Einfluss der Innenwelligkeit in geraden Rohren auf Druckabfall und Wärmeübergang*. Persönliche Mitteilung, 11. 2006. – Quelle: Diplomarbeit (1987) bei Wieland-Werke AG, Ulm.

[BINE-Informationsdienst 2004]

BINE-INFORMATIONSDIENST: Klimatisieren mit Sonne und Wärme / Fachinformationszentrum (FIZ) Karlsruhe GmbH. Version: 2004. <http://www.bine.info/>. 2004. – Forschungsbericht

[Bonilla u. Perry 1941]

BONILLA, C. F. ; PERRY, C. W.: Heat transmission to boiling binary liquid mixtures. In: *Transactions of the American Institute of Chemical Engineers* 37 (1941), S. 685–705

[Borishanskii 1969]

BORISHANSKII, V. M.: Correlation of the effect of pressure on the critical heat flux and heat transfer rates using the theory of thermodynamic similarity. In: *Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media*. Oxford : Pergamon Press, 1969, Kapitel 3 von Teil I, S. 16–37

[Briggs u. Young 1969]

BRIGGS, D.E. ; YOUNG, E.H.: Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlation for shell and tube heat exchangers. In: *Chemical Engineering Progresses Symposium Series* 65 (1969), Nr. 92, S. 35–45

Literatur

[Buyevich u. Webbon 1996]

BUYEVICH, Y.A. ; WEBBON, B.W.: Dynamics of vapour bubbles in nucleate boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996), Nr. 12, S. 2409–2426

[Century Corp.]

CENTURY CORP.: *Water chiller, absorption chiller – special spray nozzle*. http://www.century.co.kr:8080/product/in_wa_absorption_t.asp

[Charters u. a. 1982]

CHARTERS, W.W.S. ; MEGLER, V.R. ; CHEN, W.D. ; WANG, Y.F.: Atmospheric and sub-atmospheric boiling of H₂O and LiBr/H₂O solutions. In: *International Journal of Refrigeration* 5 (1982), Nr. 2, S. 107–114

[Chen 1966]

CHEN, J. C.: Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. In: *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development* 5 (1966), Nr. 3, S. 322–329

[Chien u. Webb 1998]

CHIEN, L.H. ; WEBB, R.L.: A nucleate boiling model for structured enhanced surfaces. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (1998), Nr. 14, S. 2183–2195

[Chyu u. Bergles 1987]

CHYU, M. C. ; BERGLES, A. E.: An Analytical and experimental study of falling-film evaporation on a horizontal tube. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 109 (1987), Nr. 4, S. 983–990

[Clark u. a. 1959]

CLARK, H.B. ; STRENGE, P.S. ; WESTWATER, J.W.: Active sites for nucleate boiling. In: *Chemical Engineering Progress Symposium Series* 55 (1959), Nr. 29, S. 104–110

[Clausen 2007]

CLAUSEN, J.: Solares Kühlen – Zukunftsmarkt und Förderstrategien / Borderstep Institut für Innovation und Nachhaltigkeit gGmbH. 2007. – Fallstudie im Auftrag des Umweltbundesamtes im Rahmen des Forschungsprojektes Innovative Umweltpolitik in wichtigen Handlungsfeldern, Förderkennzeichen 206 14 132/05

[Colburn 1933]

COLBURN, A.P.: A method of correlating forced convection, heat transfer data and a comparison with fluid friction. In: *Transactions of the AIChE* 29 (1933), S. 174–210

[Cole 1967]

COLE, R.: Bubble frequencies and departure volumes at subatmospheric pressures. In: *AIChE Journal* 13 (1967), Nr. 4, S. 779–783

[Cole u. Rohsenow 1969]

COLE, R. ; ROHSENOW, W.M.: Correlations of bubble departure diameters for boiling of saturated liquids. In: *Chemical Engineering Progress Symposium Series* Bd. 65, 1969, S. 211–213

[Cole u. Shulman 1966]

COLE, R. ; SHULMAN, H. L.: Bubble growth rates at high Jakob numbers. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 9 (1966), Nr. 12, S. 1377–1390

[Cole u. Shulman 1967]

COLE, R. ; SHULMAN, H. L.: Bubble departure diameters at subatmospheric pressures. In: *Chemical Engineering Progresses Symposium Series* 62 64 (1967), S. 6–16

[Collier u. Thome 1994]

COLLIER, J.G. ; THOME, J.R.: *Convective boiling and condensation*. Bd. 3rd edition. Oxford University Press, 1994

[Collier u. a. 1999]

COLLIER, R. K. ; HEWITT, G. F. ; BERGLES, A.E.: Boiling and evaporation. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. Begell House Inc., 1999, Kapitel 2.7

[Cooper 1984]

COOPER, M. G.: Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - a wide-ranging examination using reduced properties. In: *Advances in Heat Transfer* 16 (1984), S. 157

[Cooper u. Lloyd 1969]

COOPER, M. G. ; LLOYD, A. J. P.: The microlayer in nucleate pool boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969), Nr. 8, S. 895–913

[Cooper u. a. 1978]

COOPER, M.G. ; JUDD, A.M. ; PIKE, R.A.: Shape and departure of single bubbles growing at a wall. In: *Proceedings of International Heat Transfer Conference* Bd. 1. Toronto, 7-11.08. 1978, S. 115–120

[Cornwell 1990]

CORNWELL, K.: The influence of bubbly flow on boiling from a tube in a bundle. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 33 (1990), Nr. 12, S. 2579–2584

[Cornwell u. Schuller 1982]

CORNWELL, K. ; SCHULLER, R. B.: A study of boiling outside a tube bundle using high speed photography. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 25 (1982), Nr. 5, S. 683–690

Literatur

[Corty u. Foust 1955]

CORTY, C. ; FOUST, A.S.: Surface variables in nucleate boiling. In: *Chemical Engineering Progresses Symposium Series* Bd. 51, 1955, S. 1–12

[Czikk u. a. 1970]

CZIKK, A.M. ; GOTTMANN, C.F. ; RAGI, E.G. ; WITHERS, J.G. ; HABDAS, E.P.: Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers. In: *ASHRAE Transactions* 76 (1970), S. 96–109

[Dalian Sanyo Refrigeration Co. Ltd.]

DALIAN SANYO REFRIGERATION CO. LTD.: *Steam-fired LiBr-absorption chiller – Bow wave type spiral spray nozzle*. <http://www.dl-sanyo.com/beifen/neweng/production.asp>

[Danilova u. a. 1976]

DANILOVA, G. N. ; BURKIN, V.G. ; DYUNDIN, V. A.: Heat transfer in spray-type evaporators. In: *Heat Transfer Soviet Research* 8 (1976), S. 105–113

[Danilova u. Belskiy 1965]

DANILOVA, G.N. ; BELSKIY, V.K.: The investigation of heat transfer under boiling of Freons-113 and F-12 on tubes of different roughness. In: *Kholod. Tekhn. (Refrig. Eng.)* 4 (1965), S. 24

[Danilova u. Dyundin 1972]

DANILOVA, G.N. ; DYUNDIN, V.A.: Heat transfer with freons 12 and 22 boiling at bundles of finned tubes. In: *Heat Transfer Soviet Research* 4 (1972), Nr. 4, S. 48–54

[Der Klimamacher 2004]

DER KLIMAMACHER: Der Welt- und Europamarkt für Raumklimageräte / Der Klimamacher Wissen+Praxis, CCI.InfoSystem Gebäudetechnik. 2004. – Forschungsbericht

[Dhir 1998]

DHIR, V. K.: Boiling heat transfer. In: *Annual Review Of Fluid Mechanics* 30 (1998), S. 365–401

[DIN 1319]

DIN 1319: *Grundlagen der Meßtechnik – Teil 4: Auswertung von Messungen, Meßunsicherheit*. Deutsches Institut für Normung. – DIN 1319-4:1999-02

[Dittus u. Boelter 1930]

DITTUS, E.J. ; BOELTER, L.M.K.: Heat transfer in automobile radiators of tubular type. In: *Publications on Engineering* 2 (1930), S. 443–461

[Dittus u. Boelter 1985]

DITTUS, F. W. ; BOELTER, L. M. K.: Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 12 (1985), Nr. 1, S. 3–22

[DKV 2002]

DKV: Energiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte / Deutscher Kälte- und Klimatechnische Verein e.V. Stuttgart, 2002. – Statusbericht

[Eddington u. Kenning 1979]

EDDINGTON, R. I. ; KENNING, D. B. R.: The effect of contact angle on bubble nucleation. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979), Nr. 8, S. 1231–1236

[EECCAC 2003]

EECCAC: Study for the Directorate-General for Transportation-Energy (DGTREN) of the commission of the E.U. / ARMINES: Einrichtung für Vertragsforschung. Version: 2003. [http://www.energyagency.at/\(de\)/projekte/aircondbig.htm](http://www.energyagency.at/(de)/projekte/aircondbig.htm). 2003. – Forschungsbericht, Volume 2

[EERAC 1999]

EERAC: Study for the Directorate-General for Energy of the commission of the european communities / ARMINES: Einrichtung für Vertragsforschung. Version: 1999. <http://www.cci-promotor.de/archiv/eerac.pdf>. 1999. – Forschungsbericht, Kennzeichen DGXVII4.1031/D/97.026

[Egilegor u. a. 2006]

EGILEGOR, B. ; USABIAGA, M. ; LOUBET, R. ; FERNANDEZ, R.: Rotartica unit, a small scale thermally driven heat pump providing office cooling and heating. In: *61st National Congress of the italian thermotechnical association (ATI), International Session: Solar Heating and Cooling*, 2006

[Eicker 2006]

EICKER, U.: Entwicklungstendenzen und Wirtschaftlichkeit solarthermischer Kühlung. In: *4.tes Symposium Solares Kühlen in der Praxis*. Stuttgart : Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, 03-04.04. 2006, S. 7–20

[EPuR 2002]

EPUR: *Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden*. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32002L0091:DE:HTML>. Version: 2002. – Richtlinie 2002/91/EC des europäischen Parlaments und des Rates der europäischen Union, Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften L 001, pp. 65-71, 16.12.2002. Effektivdatum: 04.01.2003

Literatur

[Estiot u. a. 2006a]

ESTIOT, E. ; NATZER, S. ; BEHR, C. ; EICHEL, P. ; KREN, C. ; SCHWEIGLER, C.: Kompakte Absorberwärmetauscher für Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlagen. In: *Tagungsbericht der Deutschen Kälte-Klima-Tagung*. Bremen, 22-24.11. 2006 (AA.II 1.17), S. 153–165

[Estiot u. a. 2006b]

ESTIOT, E. ; NATZER, S. ; HARM, M. ; KREN, C. ; SCHWEIGLER, C.: Heat exchanger development for compact water/LiBr sorption systems. In: *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Chicago, Illinois, USA, 05-10.11. 2006

[Estiot u. a. 2005]

ESTIOT, E. ; NATZER, S. ; HARM, M. ; LAUTENBACH, M. ; KREN, C. ; SCHWEIGLER, C.: Wärmetauscherentwicklung für kompakte Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlagen. In: *Tagungsbericht der Deutschen Kälte-Klima-Tagung*. Würzburg, 16-18.11. 2005

[Estiot u. a. 2007]

ESTIOT, E. ; NATZER, S. ; SCHWEIGLER, C.: Heat exchanger development for compact sorption systems. In: *22nd IRR International Congress of Refrigeration*. Beijing, China, 21-26.08. 2007

[ESTTP 2006]

ESTTP: Solar thermal vision 2030, Vision of the usage and status of solar thermal energy technology in Europe and the corresponding research topics to make the vision reality / European Solar Thermal Technology Platform. Version: 2006. http://esttp.org/cms/upload/pdf/Solar_Thermal_Vision_2030_080118_final_.pdf. 2006. – Vision document for the start of the European Solar Thermal Technology Platform, Version 1

[Fedders 1971]

FEDDERS, H.: *Messungen des Wärmeübergangs beim Blasensieden von Wasser an metallischen Rohren*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1971

[Feldkamp 1969]

FELDKAMPF, K.: *Der Wärmeübergang beim Sieden von wäßrigen Lösungen*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Dissertation, 1969

[Feuerecker 1994]

FEUERECKER, G.: *Entropieanalyse für Wärmepumpensysteme: Methode und Stoffdaten*, Technische Universität München, Institut für Physik, Dissertation, 1994

[Forster u. Zuber 1955]

FORSTER, H.K. ; ZUBER, N.: Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer. In: *AIChE Journal* 1 (1955), S. 531–535

[Freeborn u. Lewis 1962]

FREEBORN, J. ; LEWIS, D.: Initiation of boiler scale formation. In: *Journal of Mechanical Engineering Science* 4 (1962), Nr. 1, S. 46–52

[Fritz 1935]

FRITZ, W.: Berechnung des Maximalvolumens von Dampfblasen. In: *Physikalische Zeitschrift* 36 (1935), S. 379–384

[Fujita u. Ueda 1978a]

FUJITA, T. ; UEDA, T.: Heat transfer to falling liquid films and film breakdown – I: Subcooled liquid films. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 21 (1978), Nr. 2, S. 97–108

[Fujita u. Ueda 1978b]

FUJITA, T. ; UEDA, T.: Heat transfer to falling liquid films and film breakdown – II: Saturated liquid films with nucleate boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 21 (1978), Nr. 2, S. 109–118

[Fujita u. a. 1986]

FUJITA, Y. ; OHTA, H. ; HIDAKA, S. ; NISHIKAWA, K.: Nucleate boiling heat transfer on horizontal tubes in bundles. In: *8th International Heat Transfer Conference* Bd. 5. San Francisco, 1986, S. 2131–2138

[Fujita u. a. 1987]

FUJITA, Y. ; OHTA, H. ; YOSHIDA, K. ; HIDAKA, S. ; TOYAMA, Y. ; NISHIKAWA, K.: Boiling heat transfer on horizontal tube bundles. In: *Heat Transfer Science and Technology*. New York : Hemisphere, 1987, S. 393–400

[Fujita u. Tsutsui 1994]

FUJITA, Y. ; TSUTSUI, M.: Heat transfer in nucleate pool boiling of binary mixtures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1994), Nr. 1 (Supplement), S. 291–302

[Fujita u. Tsutsui 2004]

FUJITA, Y. ; TSUTSUI, M.: Nucleate boiling of two and three-component mixtures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), Nr. 21, S. 4637–4648

[Furukawa u. a. 1995]

FURUKAWA, M. ; KAJI, M. ; SUYAMA, T. ; SEKOGUCHI, K.: Enhancement of pool boiling heat transfer to lithium bromide aqueous solution. In: *Technology Reports of the Osaka University* 45 (1995), Nr. 2211, S. 49–58

Literatur

[Garimella 1999]

GARIMELLA, S.: Miniaturized heat and mass transfer technology for absorption heat pumps. In: *International Sorption Heat Pump Conference*. München, 1999, S. 661–670

[Germann u. Scheidel 2004]

GERMANN, R. ; SCHEIDEL, P.: Kühlwasserkonditionierung für den ablagerungsfreien Betrieb von Wärmeübertragern als schädenpräventive Maßnahme. In: *Verminderung der Belags- und Korrosionsbildung in Kraftwerken*. Essen : PP Publico Publications, 2004, Kapitel IV. Chemische Konditionierung: Wasserkonditionierung, S. 198–214

[Gilchrist u. a. 2002]

GILCHRIST, K. ; LORTON, R. ; GREEN, R. J.: Process intensification applied to an aqueous LiBr rotating absorption chiller with dry heat rejection. In: *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), Nr. 7, S. 847–854

[Gnielinski 1975]

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

[Gnielinski 2002]

GNIELINSKI, V.: Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre. In: *VDI-Wärmeatlas* Bd. 9.te Auflage. Berlin, Heidelberg : Verein Deutscher Ingenieure, Springer-Verlag, 2002, Kapitel Ga.4.

[Gnielinski u. Zukauskas 1999]

GNIELINSKI, V. ; ZUKAUSKAS, A: Single-phase convective heat transfer. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. Begell House Inc., 1999, Kapitel 2.5

[Golovin u. a. 1964]

GOLOVIN, V.S. ; KOLCHUGIN, B.L. ; LABUNTSOV, D.A.: Investigation of heat transfer at boiling of ethanol and benzene on surfaces from different materials. In: *Journal of Engineering Physics* 7 (1964), Nr. 6, S. 35–39

[Gorenflo 2001]

GORENFLO, D.: State of the art in pool boiling heat transfer of new refrigerants. In: *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), Nr. 1, S. 6–14

[Gorenflo 2002]

GORENFLO, D.: Behältersieden (Sieden bei freier Konvektion). In: *VDI-Wärmeatlas* Bd. 9.te Auflage. Berlin, Heidelberg : Verein Deutscher Ingenieure, Springer-Verlag, 2002, Kapitel Hab.3.

[Gorenflo u. a. 1982]

GORENFLO, D. ; GOETZ, J. ; BIER, K.: Vorschlag für eine Standardapparatur zur Messung des Wärmeübergangs beim Blasensieden. In: *Wärme-und Stoffübertragung* 16 (1982), S. 69–78

[Gorenflo u. a. 1986]

GORENFLO, D. ; KNABE, V. ; BIELING, V.: Bubble density on surfaces with nucleate boiling - Its influence of heat transfer and burnout heat flux at elevated saturated processes. In: *Proceedings of International Heat Transfer Conference* Bd. 4. San Francisco, 1986, S. 1995–2000

[Gorenflo u. a. 1990]

GORENFLO, D. ; SCHÖMANN, H. ; SOKOL, P. ; CAPLANIS, S.: Zum Einfluss der Oberflächenrauigkeit und des Rohrdurchmessers beim Blasensieden an einzelnen Glatt- und Rippenrohren. In: *Wärme-und Stoffübertragung* 25 (1990), S. 265–272

[Gorritxategi u. a. 2005]

GORRITXATEGI, X. ; USABIAGA, M. ; EGILEGOR, B. ; ALDECOA-OTALORA, I.: Innovation in solar domestic air-conditioning. In: *International Conference Solar Air-Conditioning, Session: Components Part 2*. Kloster Banz, Bad Staffelstein : Otte-Kolleg, 06-07.10. 2005

[Griffith u. Wallis 1960]

GRIFFITH, P. ; WALLIS, G.B.: The role of surface conditions in nucleate boiling. In: *Chemical Engineering Progresses Symposium Series* Bd. 56, 1960, S. 49–63

[Grigoriev u. a. 1977]

GRIGORIEV, V.A. ; PAVLOV, Y. M. ; AMETISOV, E.V. ; KLIMENKI, A.V. ; KLIMENKO, V.V.: Concerning the influence of thermal properties of heating surface material on heat transfer intensity of nucleate pool boiling of liquids including cryogenic ones. In: *Cryogenics* 2 (1977), S. 94–96

[Grigorjew 1963]

GRIGORJEW, L.N.: Bildung der Dampf-Phase beim Sieden binärer Gemische. In: *Ingenieur Physik* 6 (1963), Nr. 8, S. 66–68

[Gupta 2005]

GUPTA, A.: Enhancement of boiling heat transfer in a 5 x 3 tube bundle. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005), Nr. 18, S. 3763–3772

[Gupta u. a. 1995]

GUPTA, A. ; SAINI, J.S. ; VARMA, H.K.: Boiling heat transfer in small horizontal tube bundles at low cross-flow velocities. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995), Nr. 4, S. 599

Literatur

[Gupte 1998]

GUPTE, N.: Centrifugal chillers: back to basics – V: heat exchanger chiller tube enhancements. In: *ASHRAE Winter Meeting*. San Francisco, 17-21.01. 1998 (Seminar 19)

[Hahne 1983]

HAHNE, E.: Pool boiling - And the effect of pool geometry. In: *Heat and Mass Transfer* 17 (1983), Nr. 3, S. 155–159

[Hahne u. Barthau 2006]

HAHNE, E. ; BARTHAU, G.: Heat transfer and nucleation in pool-boiling. In: *International Journal of Thermal Sciences* 45 (2006), Nr. 3, S. 209

[Hahne u. a. 1991]

HAHNE, E. ; CHEN, Q.R. ; WINDISCH, R.: Pool boiling heat transfer on finned tubes – An experimental and theoretical study. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34 (1991), Nr. 8, S. 2071–2079

[Hahne u. Muller 1983]

HAHNE, E. ; MULLER, J.: Boiling on a finned tube and a finned tube bundle. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26 (1983), Nr. 6, S. 849–859

[Han u. Griffith 1965]

HAN, C.Y. ; GRIFFITH, P.: The mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling – Part I: Bubble initiation, growth and departure. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 8 (1965), Nr. 6, S. 887–904

[Harm u. a. 2004]

HARM, M. ; SCHWEIGLER, C. ; STORKENMAIER, F.: *Flüssigkeitsverteiler*. 2004. – Deutsches Patent, Patent Nr.: DE 10 2004 012 276 A1

[Heimbach 1972]

HEIMBACH, P.: Boiling coefficients of refrigerant-oil mixtures outside a finned tube bundle. In: *Heat and Mass Transfer in Refrigeration Systems and Air Conditioning* (1972), S. 117–125

[Helalizadeh u. a. 2000]

HELALIZADEH, A. ; MULLER-STEINHAGEN, H. ; JAMIALAHMADI, M.: Mixed salt crystallisation fouling. In: *Chemical Engineering and Processing* 39 (2000), Nr. 1, S. 29–43

[Henning 2004]

HENNING, H.M.: Wirtschaftlichkeitsanalyse solarthermische Kühlung. In: *3.tes Symposium Solares Kühlen in der Praxis*. Stuttgart : Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, 26-27.04. 2004

[Henning 2005]

HENNING, H.M.: Energieeffiziente Klimatisierung – Solare Klimatisierung, Stand der Entwicklung. In: *Erneuerbare Energie* (2005), Nr. EE 02.2005, S. 7–11

[Henning 2007]

HENNING, H.M.: Solar cooling and air-conditioning. In: *European Sustainable Energy Week der European Solar Thermal Technology Platform*. Brüssel, 07.02. 2007

[Henzelmann u. a. 2007]

HENZELMANN, T. ; MEHNER, S. ; ZELT, T.: Vertiefende Analyse der ausgewählten Techniklinien der Umweltwirtschaft – Solare Kühlung. In: CONSULTANTS, Roland Berger S. (Hrsg.): *Umweltpolitische Innovations- und Wachstumsmärkte aus Sicht der Unternehmen*. Dessau : Umweltbundesamt, 2007, Kapitel E.3, S. 63. – Forschungsprojekt im Auftrag des Umweltbundesamtes (Förderkennzahl (UFOPLAN) 206 14 132/04)

[Hetsroni u. a. 2001]

HETSRONI, G. ; ZAKIN, J. L. ; LIN, Z. ; MOSYAK, A. ; PANCALLO, E. A. ; ROZENBLIT, R.: The effect of surfactants on bubble growth, wall thermal patterns and heat transfer in pool boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001), Nr. 2, S. 485–497

[Hibiki u. Ishii 2003]

HIBIKI, T. ; ISHII, M.: Active nucleation site density in boiling systems. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003), Nr. 14, S. 2587–2601

[Hindenburg 2006]

HINDENBURG, C.: Solare Klimatisierung mit offenen Verfahren – Feststoffsorption und Flüssigsorption. In: *RENEXPO Internationale Fachmesse für Regenerative Energien und Energieeffizientes Bauen und Sanieren*, 2006. – Vortrag

[Hoffmann 1998]

HOFFMANN, L.: *Wärme- und Stoffübertragung beim Phasenwechsel zwischen dampfförmigem und wässrigem Ammoniak*, Technische Universität München, Dissertation, 1998. – Veröffentlicht als Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (VDI-Bericht)

[Holter 2005]

HOLTER, C.: Three Years Experience with Solar Air Condition in the EAR Office Tower in Pristina/Kosovo. In: *International Conference of Solar Air Conditioning*. Kloster Banz, Bad Staffelstein : Otti-Kolleg, 06-07.10. 2005, S. 256–269

[Hospeti u. Mesler 1965]

Literatur

HOSPETI, N.B. ; MESLER, R.B: Deposits formed beneath bubbles during nucleate boiling of radioactive calcium sulfate solutions. In: *AIChE Journal* 11 (1965), Nr. 4, S. 662–665

[Hsu u. a. 1988]

HSU, J.T. ; KOCAMUSTAFAOGULLARI, G. ; JENSEN, M.K.: Correlation of local cross flow boiling heat transfer coefficients in a horizontal tube bundle. In: *Experimental Heat Transfer Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 1988, S. 1634–1641

[Hsu 1962]

HSU, Y. Y.: On the size range of active nucleation cavities on a heating surface. In: *Journal of Heat Transfer* 84 (1962), S. 207–213

[Hu u. Jacobi 1996]

HU, X. ; JACOBI, A. M.: The intertube falling film – Part I: Flow characteristics, mode transitions and Hysteresis. In: *Journal of Heat Transfer* 118 (1996), Nr. 3, S. 616–625

[Hwang u. Yao 1986]

HWANG, T. H. ; YAO, S. C.: Forced convective boiling in horizontal tube bundles. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29 (1986), Nr. 5, S. 785–795

[IKZ-Fachplaner 2006]

IKZ-FACHPLANER: Solare Kühlung: Klima mit Zukunft – Überblick über marktverfügbare Technik und Entwicklungen. In: *IKZ-Fachplaner* Heft 08.09. (2006), S. 20–25

[Inoue u. a. 1998]

INOUE, T. ; KAWAE, N. ; MONDE, M.: Characteristics of heat transfer coefficient during nucleate pool boiling of binary mixtures. Improvement of correlation and its physical meaning. In: *Heat and Mass Transfer* 33 (1998), Nr. 4, S. 337–344

[Inoue u. a. 2002]

INOUE, T. ; MONDE, M. ; TERUYA, Y.: Pool boiling heat transfer in binary mixtures of ammonia/water. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), Nr. 22, S. 4409–4415

[Inoue u. a. 2004]

INOUE, Toshiaki ; TERUYA, Yoshio ; MONDE, Masanori: Enhancement of pool boiling heat transfer in water and ethanol/water mixtures with surface-active agent. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), Nr. 25, S. 5555–5563

[Ishibashi u. Nishikawa 1969]

ISHIBASHI, E. ; NISHIKAWA, K.: Saturated boiling heat transfer in narrow spaces. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969), Nr. 8, S. 863–882

[Ishihara u. a. 1980]

ISHIHARA, K. ; PALEN, J. W. ; TABOREK, J.: Critical review of correlations for predicting two-phase flow pressure drop across tube banks. In: *Heat Transfer Engineering* 1 (1980), Nr. 3, S. 23–32

[Ivey 1967]

IVEY, H. J.: Relationships between bubble frequency, departure diameter and rise velocity in nucleate boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10 (1967), Nr. 8, S. 1023–1040

[Izquierdo u. Tinaut 1985]

IZQUIERDO, M. ; TINAUT, D.: Solar-heated absorption system: experimental results for summer period 1984. In: *XXIII Renc. Int. COMPLES, la Energía Solar en la Cooperación Norte-Sur*. Sevilla, Spanien, 1985, S. 427–432

[Jakob u. Fritz 1931]

JAKOB, M. ; FRITZ, W.: Versuche über den Verdampfungsvorgang. In: *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 2 (1931), Nr. 12, S. 435–447

[Jakob u. Hawkins 1957]

JAKOB, M. ; HAWKINS, G. A.: Elements of heat transfer. 3. New York : John Wiley and Sons, 1957, S. 206–210

[Jakob u. Linke 1933]

JAKOB, M. ; LINKE, W.: Der Wärmeübergang von einer waagrechten Platte an siedenden Wassers. In: *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 4 (1933), S. 75–81

[Jamialahmadi u. a. 1989]

JAMIALAHMADI, M. ; BLOCHL, R. ; MULLER-STEINHAGEN, H.: Bubble dynamics and scale formation during boiling of aqueous calcium sulphate solutions. In: *Chemical Engineering and Processing* 26 (1989), Nr. 1, S. 15–26

[Jamialahmadi u. Muller-Steinhagen 2004]

JAMIALAHMADI, M. ; MULLER-STEINHAGEN, H.: A new model for the effect of calcium sulfate scale formation on pool boiling heat transfer. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 126 (2004), Nr. 4, S. 507–517

[Jebson u. Chen 1997]

JEBSON, S.R. ; CHEN, H.: Performances of falling film evaporator on whole milk and a comparison with performance on skim milk. In: *Journal of Dairy Research* 64 (1997), S. 57–67

Literatur

[Jensen u. Hsu 1987]

JENSEN, M.K. ; HSU, J.T.: A parametric study of boiling heat transfer in a tube bundle. In: *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference* Bd. 3. New York, 1987, S. 133–140

[JRACIA 2005]

JRACIA: Estimates of world demand for air conditioners (2000-2008) / Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association. Version: 2005. www.jraia.or.jp/english/est/index.html. 2005. – Forschungsbericht

[Jung u. Bergles 1989]

JUNG, C. ; BERGLES, A. E.: Evaluation of commercial enhanced tubes in pool boiling / Rensselaer Polytechnic Institute. Troy, New York, 1989. – Forschungsbericht

[Kamoshida u. Ishiki 1993]

KAMOSHIDA, J. ; ISHIKI, N.: Heat transfer to water and water/lithium halide salt solutions in nucleate pool boiling. In: *Proceedings of International Absorption Heat Pump Conference AES-31* (1993), S. 501–507

[Kandlikar u. Steinke 2002]

KANDLIKAR, S. G. ; STEINKE, M. E.: Contact angles and interface behavior during rapid evaporation of liquid on a heated surface. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), Nr. 18, S. 3771–3780

[Kang 2000]

KANG, M. G.: Effect of tube inclination on pool boiling heat transfer. In: *Journal of Heat Transfer* 122 (2000), Nr. 1, S. 188–192

[Kant u. Weber 1994]

KANT, K. ; WEBER, M.E.: Stability of nucleation sites in pool boiling. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 9 (1994), Nr. 4, S. 456–465

[Kays u. Chia 1971]

KAYS, D. D. ; CHIA, W. S.: Development and application of mechanically enhanced heat transfer surfaces. In: *Mechanical Engineering* 93 (1971), Nr. 11, S. 58–and

[Kern u. Stephan 2002]

KERN, J. ; STEPHAN, P.: Identifikation maßgeblicher, gemischspezifischer Einflüsse auf den Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden binärer Gemische. In: *Chemie Ingenieur Technik* 74 (2002), Nr. 9, S. 1237–1244

[Kern u. Stephan 2003a]

KERN, J. ; STEPHAN, P.: Investigation of decisive mixture effects in nucleate boiling of

binary mixtures using a theoretical model. In: *Journal of Heat Transfer* 125 (2003), Nr. 6, S. 1116–1122

[Kern u. Stephan 2004]

KERN, J. ; STEPHAN, P.: Identification of physical phenomena governing nucleate boiling heat transfer of binary mixtures. In: *Chemical Engineering and Technology* 27 (2004), Nr. 1, S. 43–49

[Kern u. Stephan 2003b]

KERN, K. ; STEPHAN, P.: Theoretical model for nucleate boiling heat and mass transfer of binary mixtures. In: *Journal of Heat Transfer* 125 (2003), Nr. 6, S. 1106–1115

[Khartabil u. Christensen 1992]

KHARTABIL, H.F. ; CHRISTENSEN, R.N.: An improved scheme for determining heat transfer correlations from heat exchanger regression models with three unknowns. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 5 (1992), Nr. 6, S. 808–819

[Kühn u. a. 2005]

KÜHN, A. ; HARM, M. ; KOHLENBACH, P. ; PETERSEN, S. ; SCHWEIGLER, C. ; ZIEGLER, Z.: Betriebsverhalten einer 10 kW Absorptionskälteanlage für solare Kühlung. In: *KI Luft- und Kältetechnik* 41 (2005), Nr. 6, S. 263–266

[Killion u. Garimella 2003]

KILLION, J.D. ; GARIMELLA, S.: Gravity-driven flow of liquid films and droplets in horizontal tube banks. In: *International Journal of Refrigeration* 26 (2003), Nr. 5, S. 516–526

[Kim u. Kim 1999]

KIM, D. K. ; KIM, M. H.: Heat transfer enhancement characteristics for falling-film evaporation on horizontal enhanced tubes with aqueous LiBr solution. In: *Journal of Enhanced Heat Transfer* 6 (1999), Nr. 1, S. 61–69

[Kim u. a. 2007]

KIM, J. ; HUH, C. ; KIM, M.H.: On the growth behavior of bubbles during saturated nucleate pool boiling at sub-atmospheric pressure. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007), Nr. 17-18, S. 3695–3699

[Kim u. Kim 2006]

KIM, J. ; KIM, M.H.: On the departure behaviors of bubble at nucleate pool boiling. In: *International Journal of Multiphase Flow* 32 (2006), Nr. 10-11, S. 1269–1286

[Kim u. a. 2002]

KIM, J. H. ; RAINEY, K. N. ; YOU, S. M. ; PAK, J. Y.: Mechanism of nucleate boiling heat

Literatur

transfer enhancement from microporous surfaces in saturated FC-72. In: *Journal of Heat Transfer* 124 (2002), Nr. 3, S. 500–506

[Kimura 2004]

KIMURA, K.I.: Japanese air conditioning experience. In: *IEA Conference on Cooling Buildings in a Warming Climate*. Sophia Antipolis, Frankreich, 20.06. 2004

[Kirschbaum 1955]

KIRSCHBAUM, E.: Der Wärmeübergang im senkrechten Verdampferrohr in dimensionloser Darstellung. In: *Chemie-Ingenieur-Technik* 27 (1955), Nr. 5, S. 248–257

[Klan 2002]

KLAN, H.: Wärmeübergang durch freie Konvektion an umströmten Körpern. In: *VDI-Wärmeatlas* Bd. 9.te Auflage. Berlin, Heidelberg : Verein Deutscher Ingenieure, Springer-Verlag, 2002, Kapitel Fa.

[Kolev 1995]

KOLEV, N. I.: How accurately can we predict nucleate boiling? In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10 (1995), Nr. 3, S. 370–378

[Konakov 1946]

KONAKOV, P. K.: Eine neue Formel für den Reibungskoeffizienten glatter Rohre. 1946. – Forschungsbericht

[Kovalev u. a. 1990]

KOVALEV, S.A. ; SOLOVÁ'YEV, S.L. ; OVODKOV, O.A.: Theory of boiling heat transfer on a capillary porous surface. In: *9th International Heat Transfer Conference* Bd. 2. Jerusalem : Hemisphere Publishing Corp, New York, 1990, S. 105–110

[Körner 1969]

KÖRNER, M.: Messungen des Wärmeübergangs bei der Verdampfung binärer Gemische. In: *Heat and Mass Transfer* 2 (1969), Nr. 3, S. 178–191

[Krupiczka u. a. 2002]

KRUPICZKA, R. ; ROTKEGE, A. ; ZIOBROWSKI, Z.: Heat transfer to evaporating liquid films within a vertical tube. In: *Chemical Engineering and Processing* 41 (2002), S. 23–38

[Köster u. a. 1997]

KÖSTER, R. ; HERRES, G. ; KAUPMANN, P. ; HUBNER, P.: Influence of the heat flux in mixture boiling: experiments and correlations. In: *International Journal of Refrigeration* 20 (1997), Nr. 8, S. 598–605

[Kumar u. a. 2001]

KUMAR, R. ; VARMA, H.K. ; AGRAWAL, K.N. ; MOHANTY, B.: A comprehensive study of

modified Wilson plot technique to determine the heat transfer coefficient during condensation of steam and R-134a over single horizontal plain and finned tubes. In: *Heat Transfer Engineering* 22 (2001), Nr. 2, S. 3–12

[Kumar u. a. 2002]

KUMAR, S. ; MOHANTY, B. ; GUPTA, S. C.: Boiling heat transfer from a vertical row of horizontal tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), Nr. 18, S. 3857–3864

[Kurihara u. Myers 1960]

KURIHARA, H. M. ; MYERS, J.E.: The effects of superheat and surface roughness on boiling coefficients. In: *AIChE Journal* 6 (1960), Nr. 1, S. 83–91

[Kutateladze 1963]

KUTATELADZE, S.S.: *Fundamentals of heat transfer*. New York : Academic Press, 1963

[Kutateladze 1990]

KUTATELADZE, S.S.: *Heat transfer and hydrodynamic resistance: Handbook*. Bd. 12.7. Moscow : Energoatomizdat Publishing House, 1990

[Kutepov u. a. 1977]

KUTEPOV, A.M. ; STERMAN, L.S. ; STYUSHIN, N.G.: Hydrodynamic and heat transfer under vapour generation. Moscow : Vysshaya Shkola Publishing House, 1977, Kapitel 6

[Laplace 1806]

LAPLACE, P.S.: Supplement à la Théorie de l'Action Capillaire. In: COURCIER (Hrsg.): *Traité de Mécanique Céleste* Bd. Supplement au Dixième Livre. Paris, 1806

[Le Denn u. a. 2005]

LE DENN, A. ; MUGNIER, D. ; RUIZ, F.: Optimisation de la régulation des installations pour le rafraîchissement solaire dans le bâtiment (ORISRA) / Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME). 2005. – Forschungsbericht des Vorhabens PREBAT 2004

[Lee u. a. 1991]

LEE, C. C. ; CHUAH, Y. K. ; LU, D. C. ; CHAO, H. Y.: Experimental investigation of pool boiling of lithium bromide solution on a vertical tube under subatmospheric pressures. In: *International Communications In Heat And Mass Transfer* 18 (1991), Nr. 3, S. 309–320

[Lee u. a. 1990]

LEE, R.J. ; DIGUILLIO, R.M. ; JETER, S.M. ; TEJA, A.S.: Properties of LiBr-water solutions at high temperatures and high concentrations – Part II: Density and viscosity. In: *ASHRAE Transactions* 96 (1990), Nr. 1, S. 709–714

Literatur

[Leiner 1994]

LEINER, W.: Heat transfer by nucleate pool boiling – General correlation based on thermodynamic similarity. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1994), Nr. 5, S. 763–769

[Leong u. Cornwell 1979]

LEONG, L. S. ; CORNWELL, K.: Heat transfer coefficients in a reboiler tube bundle. In: *Chemical Engineer-London* (1979), Nr. 343, S. 219–221

[Li u. Sumathy 2001]

LI, Z. F. ; SUMATHY, K.: Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. In: *Solar Energy* 71 (2001), Nr. 5, S. 285–297

[Li u. Hahne 1995]

LI, Z. X. ; HAHNE, E.: Boiling heat transfer on finned tube bundle with lower tubes heated with constant heat flux. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 11 (1995), Nr. 2, S. 174–180

[Lienhard IV u. Lienhard V 2005]

LIENHARD IV, J. H. ; LIENHARD V, J. H.: *A heat transfer textbook*. (3rd. edition). Cambridge Massachusetts : Phlogiston Press, 2005

[Liu u. Qiu 2004]

LIU, Z. H. ; QIU, Y. H.: Boiling heat transfer enhancement of water/salt mixtures on roll-worked enhanced tubes in compact staggered tube bundles. In: *Chemical Engineering and Technology* 27 (2004), Nr. 11, S. 1187

[Liu u. Liao 2006]

LIU, Z.H. ; LIAO, L.: Enhancement boiling heat transfer study of a newly compact in-line bundle evaporator under reduced pressure conditions. In: *Chemical Engineering and Technology* 29 (2006), Nr. 3, S. 408–413

[Liu u. Qiu 2002]

LIU, Zhen-Hua ; QIU, Yu-Hao: Enhanced boiling heat transfer in restricted spaces of a compact tube bundle with enhanced tubes. In: *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), Nr. 17, S. 1931–1941

[Lorentz u. a. 1974]

LORENTZ, J.J ; MIKIC, B.B. ; ROHSENOW, W.M.: The effect of surface conditions on boiling characteristics. In: *5th International Heat Transfer Conference* Bd. 4. Tokyo, 3-7.09. 1974

[Lorton u. a. 1999]

LORTON, R. ; GILCHRIST, K. ; GREEN, R.J.: Development and operation of a high performance 10 kW absorption chiller. In: *International Sorption Heat Pump Conference*. München, 1999, S. 655–659

[Luke 1996]

LUKE, A.: *Beitrag zum Einfluß der Mikrostruktur von Heizflächen auf den Wärmeübergang beim Blasensieden*. Paderborn, Universität (GH), Dissertation, 1996

[Malayeri u. a. 2005]

MALAYERI, M. R. ; MULLER-STEINHAGEN, H. ; BARTLETT, T. H.: Fouling of tube bundles under pool boiling conditions. In: *Chemical Engineering Science* 60 (2005), Nr. 6, S. 1503–1513

[Malenkov 1972]

MALENKOV, I.G.: The frequency of vapor-bubble separation as a function of bubble size. In: *Fluid Mechanics Soviet Research* 1 (1972), S. 36–42

[Marko u. Braun 1997]

MARKO, A. ; BRAUN, P.: Aktive Solarenergienutzung – Grundlagen aktiver solarthermischer Systeme. In: *Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden*. Berlin : Springer-Verlag, 1997, Kapitel 1 von Teil II

[Marto u. Lepere 1982]

MARTO, P.J. ; LEPERE, V.. J.: Pool boiling heat transfer from enhanced surfaces to dielectric fluids. In: *Heat Transfer* 104 (1982), S. 292–299

[McGillis u. a. 1992]

MCGILLIS, W.R. ; FITCH, J.S. ; HAMBURGEN, W.R. ; CAREY, V.P.: Boiling binary mixtures at subatmospheric pressures / Western Research Laboratory. 1992. – Technical Note TN-23

[McNelly 1978]

MCNELLY, L.A.: Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. In: *ASHRAE Journal* 12 (1978)

[Memory u. a. 1995a]

MEMORY, S. B. ; AKCASAYAR, N. ; ERAYDIN, H. ; MARTO, P. J.: Nucleate pool boiling of R-114 and R-114-oil mixtures from smooth and enhanced surfaces – II: tube bundles. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995), Nr. 8, S. 1363–1376

[Memory u. a. 1995b]

MEMORY, S. B. ; SUGIYAMA, D. C. ; MARTO, P. J.: Nucleate pool boiling of R-114 and

Literatur

R-114-oil mixtures from smooth and enhanced surfaces – I: single tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995), Nr. 8, S. 1347–1361

[Memory u. a. 1994]

MEMORY, S.B. ; CHILMAN, S.V. ; MARTO, P.J.: Nucleate pool boiling of a TURBO-B bundle in R-113. In: *Journal of Heat Transfer* 116 (1994), S. 670–678

[Mesler u. Mailen 1977]

MESLER, R. ; MAILEN, G.: Nucleate boiling in thin liquid films. In: *AIChE Journal* 23 (1977), Nr. 6, S. 954–957

[Mikic u. Rohsenow 1969a]

MIKIC, B. B. ; ROHSENOW, W. M.: Bubble growth rates in non-uniform temperature field. In: *Progress in Heat and Mass Transfer* 2 (1969), S. 283–293

[Mikic u. a. 1970]

MIKIC, B. B. ; ROHSENOW, W. M. ; GRIFFITH, P.: On bubble growth rates. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13 (1970), Nr. 4, S. 657–666

[Mikic u. Rohsenow 1969b]

MIKIC, B.B. ; ROHSENOW, W.M.: A new correlation for pool boiling data including the effect of heating surface characteristics. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 91 (1969), S. 245–256

[Minchenko u. Firsova 1969]

MINCHENKO, F.P. ; FIRSOVA, E.V.: Heat transfer to water and water-lithium salt solution in nucleate pool boiling. In: *Problems of Heat transfer and Hydraulics of Two-Phase Media*. Pergamon Press, 1969, Kapitel 10 von Teil I, S. 137–151

[Miyatake u. a. 1997]

MIYATAKE, O. ; TANAKA, I. ; LIOR, N.: A simple universal equation for bubble growth in pure liquids and binary solutions with a nonvolatile solute. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (1997), Nr. 7, S. 1577–1584

[Mizukami 1977]

MIZUKAMI, K.: Entrapment of vapor in reentrant cavities. In: *Letters of Heat and Mass Transfer* 2 (1977), S. 279–284

[Müller 1986]

MÜLLER, J.: Boiling heat transfer on finned tube bundles-the effect of tube position and intertube spacing. In: *8th International Heat Transfer Conference* Bd. 4. New York : Hemisphere Publishing Corporation, 1986, S. 2111–2116

[Moeykens u. Pate 1994]

MOEYKENS, S.A. ; PATE, M.B.: Spray evaporation heat transfer of R-134a on plain tubes. In: *ASHRAE Transactions* 100 (1994), Nr. 2, S. 173–184

[Moore u. Mesler 1961]

MOORE, F.D. ; MESLER, R.B.: The measurement of rapid surface temperature fluctuations during nucleate boiling of water. In: *AIChE Journal* 7 (1961), Nr. 4, S. 620–624

[Murthy u. a. 2006]

MURTHY, S. ; JOSHI, Y. ; GURRUM, S. ; NAKAYAMA, W.: Enhanced boiling heat transfer simulation from structured surfaces: Semi-analytical model. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), Nr. 11-12, S. 1885–1895

[Nakayama u. a. 1980]

NAKAYAMA, W. ; DAIKOKU, T. ; KUWAHARA, H. ; NAKAJIMA, T.: Dynamic model of enhanced boiling heat transfer on porous surfaces – Part II: Analytical modeling. In: *Journal of Heat Transfer* 102 (1980), Nr. 3, S. 451–456

[Natzler 2004]

NATZER, Stefan: *Entwicklung einer Versuchskälteanlage zum Test neuartiger kompakter Wärmetauscher*, Fachhochschule München, Diplomarbeit, 07. 2004

[Nishikawa u. Fujita 1990]

NISHIKAWA, K. ; FUJITA, Y.: Nucleate boiling heat transfer and its augmentation. In: *Advances in Heat Transfer* 20 (1990)

[Nishikawa u. a. 1982]

NISHIKAWA, K. ; FUJITA, Y. ; OHTA, H. ; HIDAKA, S.: Effects of system pressure and surface roughness on nucleate boiling heat transfer. In: *Memoirs of the Faculty of Engineering of the Kyushu University* 42 (1982), Nr. 2, S. 95–111

[Nishikawa u. a. 1984]

NISHIKAWA, K. ; FUJITA, Y. ; UCHIDA, S. ; OHTA, H.: Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 27 (1984), Nr. 9, S. 1559–1571

[Nishikawa u. a. 1983]

NISHIKAWA, K. ; ITO, T. ; TANAKA, K.: Augmented heat transfer by nucleate boiling at prepared surfaces. In: *ASME-JSME Thermal Engineering Conference*, ASMT, New York, 1983, S. 387–393

[Nishio u. Chandratilleke 1989]

NISHIO, S. ; CHANDRATILLEKE, G.R.: Steady state pool boiling heat transfer to saturated

Literatur

liquid helium at atmospheric pressure. In: *JSME International Journal* 32 (1989), S. 639–645

[Nukijama 1934]

NUKIJAMA, S.: The maximum and minimum values of the heat \dot{q} transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. In: *JSME Journal* 37 (1934), S. 367–374

[O'Neill u. a. 1972]

O'NEILL, P.S. ; GOTTZMAN, C.F. ; TERBOT, J.W.: Novel heat exchanger increases cascade cycle efficiency for natural gas liquefaction. In: *Advances in Cryogenic Engineering*. New York : Plenum, 1972, S. 420–437

[Owens 1978]

OWENS, W.L.: Correlation of thin film evaporation heat transfer coefficients for horizontal tubes. In: *5th OTEC Conference* Bd. 3. Miami Beach, 1978, S. VI—71–89

[Palen u. Westwater 1966]

PALEN, J. ; WESTWATER, J.W.: Heat transfer and fouling rates during pool boiling of calcium sulphate solutions. In: *Chemical Engineering Progress Symposium* 62 (1966), Nr. 64, S. 77–86

[Palen 1999]

PALEN, J.W.: Shell and tube reboilers: Calculation procedure. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. Begell House Inc., 1999, Kapitel 3.6.5

[Palen u. a. 1972]

PALEN, J.W. ; YARDEN, A. ; TABOREK, J.: Characteristics of boiling outside large-scale multitube bundles. In: *AIChE Symposium Series* 68 (1972), S. 50–69

[Parken u. a. 1990]

PARKEN, W. H. ; FLETCHER, L. S. ; SERNAS, V. ; HAN, J. C.: Heat transfer through falling film evaporation and boiling on horizontal tubes. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 112 (1990), Nr. 3, S. 744–750

[Partridge u. White 1929]

PARTRIDGE, E.P. ; WHITE, A.H.: Mechanism of formation of calcium sulfate boiler scale. In: *Industrial and Engineering Chemistry* 21 (1929), Nr. 9, S. 834–838

[Pate u. a. 1991]

PATE, M.B. ; AYUB, Z.H. ; KOHLER, J.: Heat exchangers for the air-conditioning and refrigeration industry: State-of-the-art design and technology. In: *Heat Transfer Engineering* 12 (1991), Nr. 3, S. 56–70

[Pelz 2001]

PELZ, A.: *Inbetriebnahme einer experimentellen Flüssigsorptionsanlage mit anschließender Meßkampagne, Auswertung und Komponentenoptimierung*, Hochschule Zittau/Görlitz, Diplomarbeit, 2001

[Petersen 2006]

PETERSEN, S.: Untersuchungsergebnisse eines 10 kW H₂O/LiBr Absorbers. In: *4.tes Symposium Solares Kühlen in der Praxis*. Stuttgart : Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, 03-04.04. 2006, S. 151–172

[Petukhov 1970]

PETUKHOV, B.S.: Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: *Advances in Heat Transfer* 6 (1970), S. 503–565

[Petukhov u. Kirilov 1958]

PETUKHOV, B.S. ; KIRILOV, V.V.: The Problem of heat exchange in the turbulent flow of liquids in tubes. In: *Teploenergetika* 4 (1958), S. 63–68

[Pioro u. a. 2004]

PIORO, I. L. ; ROHSENOW, W. ; DOERFFER, S. S.: Nucleate pool-boiling heat transfer – I: Review of parametric effects of boiling surface. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), Nr. 23, S. 5033–5044

[Plura u. Schweigler 2006]

PLURA, S. ; SCHWEIGLER, C.: Konzept für eine solar-unterstützte Double-Effect/Single-Effect Absorptionskältemaschine. In: *4.tes Symposium Solares Kühlen in der Praxis*. Stuttgart : Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, 03-04.04. 2006

[Polley u. a. 1980]

POLLEY, G.T. ; RALSTON, T. ; GRANT, I.D.R.: Forced cross flow boiling in an ideal in-line tube bundle. In: *ASME-AIChE 19th National Heat Transfer Conference*. Orlando, Florida, 27-30.07. 1980 (ASME Paper 80-HT-42)

[Pridgeon u. Badger 1924]

PRIDGEON, L.A. ; BADGER, W.L.: Studies in evaporation: Effect of surface conditions. In: *Industrial and Engineering Chemistry* 5 (1924), Nr. 16, S. 427–478

[Qiu u. Liu 2004]

QIU, Y.H. ; LIU, Z.H.: Boiling heat transfer of water on smooth tubes in a compact staggered tube bundle. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), Nr. 10, S. 1431–1441

[Raad u. Myers 1971]

RAAD, T. ; MYERS, J.E.: Nucleation studies in pool boiling on thin plates using liquid crystals. In: *AIChE Journal* 17 (1971), Nr. 5, S. 1260–1261

Literatur

[Raben u. a. 1965]

RABEN, I.A. ; BEAUBOUEF, R.T. ; COMMERFORD, G.E.: A study of heat transfer in nucleate pool boiling of water at low pressure. In: *Chemical Engineering Progresses Symposium Series* Bd. 61, 1965, S. 249–257

[Rahman u. a. 1996]

RAHMAN, F. H. ; GEBBIE, J. G. ; JENSEN, M. K.: An interfacial friction correlation for shell-side vertical two-phase cross-flow past horizontal in-line and staggered tube bundles. In: *International Journal of Multiphase Flow* 22 (1996), Nr. 4, S. 753–766

[Rallis u. Jawurek 1964]

RALLIS, C. J. ; JAWUREK, H. H.: Latent heat transport in saturated nucleate boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 7 (1964), Nr. 10, S. 1051–1054

[Ramaswamy u. a. 2003]

RAMASWAMY, C. ; JOSHI, Y. ; NAKAYAMA, W. ; JOHNSON, W. B.: Semi-analytical model for boiling from enhanced structures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003), Nr. 22, S. 4257–4269

[Ramilson u. a. 1992]

RAMILSON, J.M. ; SADASIVAN, P. ; LIENHARD, J.M.: Surface factors influencing burnout on flat heaters. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 114 (1992), S. 287–290

[Ramshaw 1993]

RAMSHAW, C.: The opportunities for exploiting centrifugal fields. In: *Heat Recovery Systems and CHP* 13 (1993), Nr. 6, S. 493–513

[Ramshaw u. Winnington 1989]

RAMSHAW, C. ; WINNINGTON, T.L.: An intensified absorption heat pump. In: *Proceedings of the Institute of Refrigeration* (1989), S. 1–2

[Rant 1977]

RANT, Z.: Verdampfen in Theorie und Praxis. In: *Grundlagen der Chemischen Technik*. Verlag Sauerländer Aarau und Frankfurt am Main, 1977, Kapitel 5.2., S. 81–87

[Reiter 2005]

REITER, T.: *Statistik-Glossar*. <http://www.reiter1.com/Glossar/Glossar.htm>.
Version: 2005

[Ribatski u. Jacobi 2005]

RIBATSKI, G. ; JACOBI, A.M.: Falling-film evaporation on horizontal tubes – A critical review. In: *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), Nr. 5, S. 635–653

[Riesch 1991]

RIESCH, P.: *Absorptionswärmefransformatoren mit hohem Temperaturhub*, Technische Universität München, Dissertation, 1991

[Rohsenow 1952]

ROHSENOW, W.M.: A method of correlating heat transfer data for surface boiling of fluids. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 74 (1952), S. 969–976

[Rolles 2004]

ROLLES, W.: Es gibt viel zu Kühlen – Packen wir´s an! / CCI.Print Kiosk, CCI.InfoSystem Gebäudetechnik. 2004. – Forschungsbericht

[Rose 2004]

ROSE, J.W.: Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2004), Nr. 2-3, S. 77–86

[Roy Chowdhury u. Winterton 1985]

ROY CHOWDHURY, S. K. ; WINTERTON, R. H. S.: Surface effects in pool boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28 (1985), Nr. 10, S. 1881–1889

[Safarik 2006]

SAFARIK, M.: Entwicklung einer 30 kW H₂O/LiBr-Absorptionskältemaschine für den Einsatz der solaren Kühlung. In: *4.tes Symposium Solares Kühlen in der Praxis*. Stuttgart : Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, 03-04.04. 2006, S. 143–150

[Sagan 1961]

SAGAN, I.I: Weitere Präzisierung der Kriterienbeziehungen für das Sieden von Flüssigkeiten in Rohren. In: *Nahrungsmittel-Technologie* 1 (1961), S. 106–110

[Salgado Mangual u. a. 2006]

SALGADO MANGUAL, R. ; RODRÍGUEZ AUMENTE, P. ; IZQUIERDO MILLÁN, M. ; LEUCONA NUEMANN, A.: Experimental analysis of thermal storage tank configuration in a solar cooling installation with an absorption chiller. In: *61st National Congress of the italian thermotechnical association (ATI), International Session: Solar Heating and Cooling*. Perugia, Italy, 14.09. 2006, S. 15–20

[Sasaki u. a. 1993]

SASAKI, N. ; NOSETANI, T. ; TANAKA, H.: Study on high performance heat transfer tubes for generator of absorption chiller. In: *Sumitomo Light Metal Technical Reports* 34 (1993), Nr. 1, S. 15–19

[Schlünder 1982]

SCHLÜNDER, E.U.: Über den Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung von Gemischen. In: *Verfahrenstechnik* 16 (1982), Nr. 9, S. 692–698

Literatur

[Schlomann u. a. 2004]

SCHLOMANN, B. ; ZIESING, H.J. ; HERZOG, T. ; BROESKE, U. ; KALTSCHMITT, M. ; GEIGER, B.: Energieverbrauch der privaten Haushalte und des Sektors Gewerbe, Handel, Dienstleistungen (GHD) / Fraunhofer Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung. Version: 2004. www.bmwi.de/BMWi/Navigation/Service/publikationen,did=31602.html. Karlsruhe, 2004. – Bericht an das Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit, Projekt-Nr. 17/02, S. 70

[Schnabel u. Palen 2002]

SCHNABEL, G. ; PALEN, J.W.: Wärmeübergang an senkrechten berieselten Flächen. In: *VDI-Wärmeatlas* Bd. 9.te Auflage. Berlin, Heidelberg : Verein Deutscher Ingenieure, Springer-Verlag, 2002, Kapitel Md.3.

[Schweigler 1999]

SCHWEIGLER, C.: *Kälte aus Fernwärme*, Technische Universität München, Institut für Physik, Dissertation, 1999. – Veröffentlicht als Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (VDI-Bericht)

[Schweigler u. a. 2002]

SCHWEIGLER, C. ; COSTA, A. ; HÖGENAUER-LEGO, M. ; HARM, M. ; ZIEGLER, F.: Absorptionskaltwassersatz zur solaren Kühlung mit 10 kW Kälteleistung. In: *KI Luft- und Kältetechnik* 4 (2002), S. 201–205

[Sernas u. Hooper 1969]

SERNAS, V. ; HOOPER, F.C.: The initial vapour bubble growth on a heated wall during nucleate boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969), S. 1627–1639

[Shah 1990]

SHAH, R. K.: Assessment of modified Wilson plot techniques used for obtaining heat exchanger design data. In: *9th International Heat Transfer Conference* Bd. 5. Jerusalem, 1990, S. 51–56

[Sharp 1964]

SHARP, R.R.: The nature of liquid film evaporation during nucleate boiling. 1964. – Forschungsbericht

[Sheridan 1970]

SHERIDAN, N.R.: Performance of the Brisbane solar house. In: *International Solar Energy Society Conference*. University of Queensland, Melbourne, Australia, 02-06.03. 1970 (Paper No. 6/107)

[Shitara u. a. 2001]

SHITARA, A. ; MATSUBARA, M. ; OHASHI, T.: Development of a high efficiency absorption chiller-heater and a compact absorption chiller-heater. In: *Proceedings of the 2001 International Gas Research Conference*. Amsterdam, Holland, 2001

[Shock 1977]

SHOCK, R. A. W.: Nucleate boiling in binary mixtures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 20 (1977), Nr. 6, S. 701–709

[Sieder u. Tate 1936]

SIEDER, E. N. ; TATE, G. E.: Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. In: *Industrial and Engineering Chemistry* 28 (1936), S. 1429–1436

[Singh u. a. 1976]

SINGH, A. ; MIKIC, B.B. ; ROHSENOW, W.M.: Active sites in boiling. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 98 (1976), Nr. 3, S. 401–406

[Slipcevic 1973]

SLIPCEVIC, B.: Ein Beitrag zum Wärmeübergang von Kältemitteln an einzelnen glatten Röhren. In: *Klima-Kälte-Technik* 9 (1973), S. 186–192

[Span u. a. 2005]

SPAN, R. ; BULJINA, I. ; GORENFLO, D.: Review on pool boiling heat transfer of wide boiling binary refrigerant mixtures. In: *Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*. Vicenza, Italy, 2005

[Stahel 2002]

STAHEL, W.A.: *Statistische Datenanalyse – Eine Einführung für Naturwissenschaftler*. Bd. 4. te Auflage. Braunschweig : Vieweg Verlag, 2002

[Stankiewicz 2007]

STANKIEWICZ, A.: On the applications of alternative energy forms and transfer mechanisms in microprocessing systems. In: *Industrial and Engineering Chemistry Research* 46 (2007), Nr. 12, S. 4232–4235

[Stankiewicz u. Moulinj 2003]

STANKIEWICZ, A. ; MOULINJ, J.A.: *Chemical Industries*. Bd. 98: *Re-engineering the chemical processing plant – Process intensification*. New York, Basel : Marcel Dekker, Inc., 2003

[Stephan u. Abdelsalam 1980]

STEPHAN, K. ; ABDELSALAM, M.: Heat-transfer correlations for natural convection boiling. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 23 (1980), Nr. 1, S. 73–87

Literatur

[Stephan u. Körner 1969]

STEPHAN, K. ; KÖRNER, M.: Berechnung des Wärmeübergangs verdampfender binärer Flüssigkeitsgemische. In: *Chemie Ingenieur Technik* 41 (1969), Nr. 7, S. 409–417

[Stephan u. Mitrovic 1981]

STEPHAN, K. ; MITROVIC, J.: Heat transfer in natural convective boiling of refrigerants and refrigerant/oil mixtures in bundles of T-shaped finned tubes. In: *ASME Advances in Advanced Heat Transfer* (1981), S. 131–146

[Stephan u. Preußner 1979]

STEPHAN, K. ; PREUSSER, P.: Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. In: *Chemie Ingenieur Technik* 51 (1979), S. 37

[Sternling u. Tichacek 1961]

STERNLING, C. V. ; TICHACEK, L. J.: Heat transfer coefficients for boiling mixtures – Experimental data for binary mixtures of large relative volatility. In: *Chemical Engineering Science* 16 (1961), Nr. 3-4, S. 297–337

[Stier 2003]

STIER, K.H.: Beitrag zur Druckabhängigkeit des Wärmeübergangs beim Blasensieden von binären Gemischen / Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins e.V. (DKV). Stuttgart, 2003. – Forschungsbericht

[Stier u. Gorenflo 2003]

STIER, K.H. ; GORENFLO, D.: Druckabhängigkeit des Wärmeübergangs bei der Verdampfung weitsiedender Zweistoffgemische. In: *DKV-Tagungsbericht 2003* Bd. 30, II.1. Bonn, 2003

[Sumathy u. a. 2002]

SUMATHY, K. ; HUANG, Z. C. ; LI, Z. F.: Solar absorption cooling with low grade heat source – A strategy of development in South China. In: *Solar Energy* 72 (2002), Nr. 2, S. 155–165

[Swanson u. Palen 1996]

SWANSON, L.W. ; PALEN, J.W.: Convective boiling applications in shell-and-tube heat exchangers. In: *Convective Flow Boiling*. Washington : Taylor and Francis, 1996, S. 45–46

[Tewari u. a. 1985]

TEWARI, P. K. ; VERMA, R. K. ; RAMANI, M. P. S. ; MAHAJAN, S. P.: Studies on nucleate boiling of sodium chloride solutions at atmospheric and sub-atmospheric pressures. In: *Desalination* 52 (1985), Nr. 3, S. 335–344

[Thermax Inc.]

THERMAX INC.: *Hot water driven absorption chillers – Side exit nozzles*. http://www.szanyo.hu/pic/termekek/3_1/3_1_1/cogenie-hot%20water.pdf

[Thome 1983]

THOME, J. R.: Prediction of binary mixture boiling heat transfer coefficients using only phase equilibrium data. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26 (1983), S. 965–974

[Thome 2004]

THOME, J. R.: Falling film evaporation. In: *Engineering Data Book* Bd. III. Wolverine Tube, Inc., 2004, Kapitel 14, S. 14.1–14.28

[Thome 1987]

THOME, J.R.: Enhanced boiling of mixtures. In: *Chemical Engineering Science* 42 (1987), Nr. 8, S. 1909–1917

[Thome 1990]

THOME, J.R.: *Enhanced boiling heat transfer*. London : Hemisphere Publishing Corporation, 1990

[Thome 1996]

THOME, J.R.: Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review. In: *International Journal of Refrigeration* 19 (1996), Nr. 7, S. 435–457

[Tishina u. Ryckov 1965]

TISHINA, I.I ; RYCKOV, A.I.: Heat transfer investigation in surface boiling of nonvolatile substance solutions. In: *Khim. Prom.* 3 (1965), S. 219

[Tolubinskiy u. a. 1971]

TOLUBINSKIY, V.I. ; KOSTANCHUK, D.M. ; OSTROVSKIY, Y.N.: Effect of surface finishing on heat transfer intensity at water boiling. In: *Vop. Tekhn. Teplophy (Prob. Eng. Ther. Phy.)* 3 (1971), S. 12–14

[Tolubinskiy u. a. 1974]

TOLUBINSKIY, V.I. ; KRIVESHKO, A.A. ; OSTROVSKIY, Y.N.: Effect of heat transfer surface material on heat transfer intensity at boiling. In: *Teplophys. Teplotekhn. (Therm. Phys. Heat Eng.)* 27 (1974), S. 146–148

[Torikai u. a. 1989]

TORIKAI, K. ; SUZUKI, K. ; MUIZUTA, A.: Effect of surface roughness on boiling heat transfer. In: *7th Eurotherm Seminar, Session: Thermal Non-Equilibrium In Two-Phase Flow*. Rome, 23-24.03. 1989

Literatur

[Trane]

TRANE: *Absorption liquid chillers – Spray trees and spray nozzles*, [http://doc.trane-eur.com/Marketing/CdTrane.nsf/PdfByName/F10CA004-GB_0597.pdf/\\$file/F10CA004-GB_0597.pdf](http://doc.trane-eur.com/Marketing/CdTrane.nsf/PdfByName/F10CA004-GB_0597.pdf/$file/F10CA004-GB_0597.pdf)

[Tzanand u. Yang 1990]

TZANAND, Y.L. ; YANG, Y.M.: Experimental study of surfactant effects on pool boiling heat transfer. In: *Journal of Heat Transfer* 112 (1990), S. 207–212

[Uhlig u. Thome 1985]

UHLIG, E. ; THOME, J. R.: Boiling of acetone-water mixtures on smooth and enhanced surfaces. In: *ASME Advances in Enhanced Heat Transfer* 43 (1985), S. 49–56

[Vachon u. a. 1968]

VACHON, R. I. ; TANGER, G. E. ; DAVIS, D. L. ; NIX, G. H.: Pool boiling on polished and chemically etched stainless-steel surfaces. In: *Journal of Heat Transfer* 90 (1968), Nr. 2, S. 231–and

[Van Stralen 1967]

VAN STRALEN, S. J. D.: The mechanism of nucleate boiling in pure liquids and in binary mixtures – Part III. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10 (1967), Nr. 11, S. 1469–1478

[Van Stralen u. Sluyter 1969a]

VAN STRALEN, S. J. D. ; SLUYTER, W. M.: Investigations on the critical heat flux of pure liquids and mixtures under various conditions. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969), Nr. 11, S. 1353–1384

[Van Stralen u. Sluyter 1969b]

VAN STRALEN, S. J. D. ; SLUYTER, W. M.: Local temperature fluctuations in saturated pool boiling of pure liquids and binary mixtures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969), Nr. 2, S. 187–190

[Van Stralen u. a. 1976]

VAN STRALEN, S. J. D. ; SLUYTER, W. M. ; COLE, R.: Bubble growth rates in nucleate boiling of aqueous binary systems at subatmospheric pressures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19 (1976), Nr. 8, S. 931–941

[Van Stralen 1956]

VAN STRALEN, S.J.D.: Heat transfer to boiling binary liquid mixtures at atmospheric and subatmospheric pressures. In: *Chemical Engineering Sciences* 5 (1956), Nr. 6, S. 290–296

[Van Stralen u. a. 1975]

VAN STRALEN, S.J.D. ; COLE, R. ; SLUYTER, W.M. ; SOHAL, M.S.: Bubble growth rates in nucleate boiling of water at subatmospheric pressures. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18 (1975), S. 655–669

[Varma u. a. 1994]

VARMA, H. K. ; MEHROTRA, R. K. ; AGRAWAL, K. N.: Heat transfer during pool boiling of LiBr-water solutions at subatmospheric pressures. In: *International Communications In Heat And Mass Transfer* 21 (1994), Nr. 4, S. 539–548

[Wadekar u. a. 1997]

WADEKAR, V.V. ; HILLS, P.D. ; MATTES, J.: Mixture effect in boiling of salt solutions. In: *AIChE Symposium Series* 93 (1997), Nr. 314, S. 233–238

[Wang u. Dhir 1993a]

WANG, C. H. ; DHIR, V. K.: On the gas entrapment and nucleation site density during pool boiling of saturated water. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 115 (1993), Nr. 3, S. 670–679

[Wang u. Dhir 1993b]

WANG, C.H. ; DHIR, V.K.: Effect of surface wettability on active active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface. In: *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 115 (1993), S. 659–669

[Wasekar u. Manglik 1999]

WASEKAR, V.M. ; MANGLIK, R.M.: A review of enhanced heat transfer in nucleate pool boiling of aqueous surfactant and polymeric solutions. In: *Enhanced Heat Transfer* 6 (1999), S. 135–150

[Webb u. Pais 1992]

WEBB, R. L. ; PAIS, C.: Nucleate pool boiling data for 5 refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1992), Nr. 8, S. 1893–1904

[Webb 1972]

WEBB, R.L.: *Heat transfer surfaces having a high boiling heat transfer coefficient*. 10.10. 1972. – U.S. Patent, Patent Nr.: 3.696.861

[Webb 1981]

WEBB, R.L.: The evolution of enhanced surface geometries for nucleate boiling. In: *Heat Transfer Engineering* 2 (1981), S. 46–69

Literatur

[Webb 1994]

WEBB, R.L.: Principles of enhanced heat transfer. New York : John Wiley and Sons Inc., 1994, Kapitel 5

[Webb u. Gupte 1992]

WEBB, R.L. ; GUPTA, N.S.: A critical review of correlations for convective vaporization in tubes and tube banks. In: *Heat Transfer Engineering* 13 (1992), Nr. 3, S. 58–81

[Webb u. Haider 1992]

WEBB, R.L. ; HAIDER, S.I.: An analytical model for nucleate boiling on enhanced surfaces. In: DHIR, V. J. (Hrsg.) ; BERGLES, A. E. (Hrsg.): *ASME Pool and External Flow Boiling*. New York, 1992, S. 345–360

[Wilson 1915]

WILSON, E.E.: A basis for rational design of heat transfer apparatus. In: *Transactions of the ASME* 37 (1915), S. 546–668

[Windisch u. a. 1985]

WINDISCH, R. ; HAHNE, E. ; KISS, V.: Heat transfer for boiling on finned tube bundles. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 12 (1985), Nr. 4, S. 355–368

[Windisch u. a. 1984]

WINDISCH, R. ; KISS, V. ; HAHNE, E.: Der Wärmeübergang beim Sieden an zwei unterschiedlichen Rippenrohr-Anordnungen. In: *Chemie Ingenieur Technik* 56 (1984), Nr. 12, S. 933

[Winnington 1995]

WINNINGTON, T.L.: Interotex – The development of a high lift high performance heat pump. In: *International Gas Research Conference*. Copenhagen, Dänemark, 1995

[Wu u. a. 1998]

WU, W. T. ; YANG, Y. M. ; MAA, J. R.: Effect of surfactant additive on pool boiling of concentrated lithium bromide solution. In: *International Communications In Heat And Mass Transfer* 25 (1998), Nov, Nr. 8, S. 1127–1134

[Yang u. Kim 1988]

YANG, S. R. ; KIM, R. H.: A mathematical model of the pool boiling nucleation site density in terms of the surface characteristics. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 31 (1988), Nr. 6, S. 1127–1135

[Yilmaz u. a. 1980]

YILMAZ, S. ; HWALCK, J. J. ; WESTWATER, J. W.: Pool boiling heat transfer performance

for commercial enhanced tube surfaces. In: *ASME-AIChE 19th National Heat Transfer Conference*. Orlando, Florida, 27-30.07. 1980 (ASME Paper 80-HT-41)

[Yilmaz u. Palen 1984]

YILMAZ, S. ; PALEN, J.W.: Performance of finned tube reboilers in hydrocarbon service. In: *ASME National Heat Transfer Conference*, 1984

[York International Corp.]

YORK INTERNATIONAL CORP.: *Single-effect absorption chillers, steam and hot water chillers – Nozzle Arrangement*, <http://www.york.com/products>

[Young 1805]

YOUNG, T.: An essay on the cohesion of fluids. In: *Philos. Trans. R. Soc. London* 95 (1805), S. 65–87

[Yusufova u. a. 1978]

YUSUFOVA, V. D. ; UGREKELIDZE, G. P. ; BRONSHTEIN, A. I.: The rate of heat transfer of sea water and NaCl solutions under conditions of one- and two-phase flow in tubes. In: *Desalination* 26 (1978), Nr. 2, S. 175–180

[Ziegler 1997]

ZIEGLER, F.: *Sorptionswärmepumpen*, Technische Universität München, Institut für Physik, Dissertation, 1997. – Veröffentlicht als Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (VDI-Bericht)

[Zuber 1963]

ZUBER, N.: Nucleate boiling – The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 6 (1963), Nr. 1, S. 53–60

