

## Wärme- und Stoffübertragung\*

### Interne Arbeitssitzung des GVC-Fachausschusses „Wärme- und Stoffübertragung“

Unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. K. Stephan, Stuttgart, und Prof. Dr.-Ing. F. Brandt, Darmstadt, fand am 25./26. März 1982 in Freudenstadt die interne Arbeitssitzung des GVC-Fachausschusses „Wärme- und Stoffübertragung“ statt. Vor etwa 120 Fachleuten wurden 18 Vorträge über neue Entwicklungen und Erkenntnisse auf dem Gebiet der Wärme- und Stoffübertragung gehalten. Im folgenden wird in Kurzfassungen über die Vorträge und Diskussionen berichtet.

### Wärmeübergang beim Blasensieden von binären Gemischen bei hohen Siededrücken

Die Autoren berichteten über Messungen des Wärmeübergangs an binäre Mischungen aus Schwefelhexafluorid und den Kältemitteln R 13B1 ( $\text{CF}_3\text{Br}$ ), R 12 ( $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ ) sowie R 22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ) beim Blasensieden in freier Konvektion. Die normierten Siededrucke hatten Werte zwischen 56 und 97% des jeweiligen kritischen Drucks. Für jedes Stoffpaar wurden fünf verschiedene Zusammensetzungen in einem großen Bereich der Wärmestromdichte untersucht. Als Heizelement diente ein elektrisch beheiztes Kupfer-Rohr mit einem Durchmesser von 8 mm und einer beheizten Länge von 270 mm. Parallel zu den Wärmeübergangsmessungen wurde jeweils auch die Zusammensetzung des Dampfes und der Flüssigkeit gaschromatographisch analysiert.

Der bei reinen Stoffen auftretende Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit wachsender Wärmestromdichte und mit wachsendem Siededruck ist bei Gemischen wesentlich schwächer. Das bedeutet, daß die Verminderung des Wärmeübergangs an Gemische im Vergleich zu reinen Stoffen, die man von Untersuchungen bei niedrigen und mittleren Siededrücken her kennt, im Bereich hoher Siededrucke und hoher Wärmestromdichten besonders stark ausgeprägt ist. Bei den untersuchten Stoffgemischen nimmt sie in der Reihenfolge  $\text{SF}_6/\text{CF}_3\text{Br}$ ,  $\text{SF}_6/\text{CHF}_2\text{Cl}$ ,  $\text{SF}_6/\text{CF}_2\text{Cl}_2$ , d. h. mit wachsendem Abstand der Siedetemperaturen der Komponenten, zu. Es wurde eine empirische Korrelation für den Wärmeübergangskoeffizienten mitgeteilt (Prof. Dr. K. Bier, Dipl.-Ing. J. Schmadl (Vortragender), Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik der Univ. Karlsruhe (TH), und Prof. Dr.-Ing. D. Gorenflo, Fachbereich 10 – Thermodynamik und Wärmeübertragung – der Universität – Gesamthochschule Paderborn).

Es wurde vor allem über die physikalischen Ursachen der Verminderung des Wärmeübergangs mit wachsenden Drücken diskutiert. Der Hauptgrund dürfte darin zu suchen sein, daß mit zunehmendem Druck die Zahl der Blasen-Keimstellen je Flächeneinheit anwächst. Gleichzeitig wird der Blasendurchmesser kleiner, und auch die Aufstiegsgeschwindigkeit der Blasen verringert sich, denn mit Annäherung an den kritischen Druck wird die Auftriebskraft wegen geringerer Dichteunterschiede zwischen Flüssigkeit und Dampf kleiner. Die Folge dieser Effekte ist, daß bei hohen Drücken ein dichter Schleier kleiner Bläschen langsam aufsteigt. Dadurch wird die Nachlieferung an leichter siedender Substanz an die Grenzschicht, in der sich durch den Verdampfungsvorgang die schwerer siedende Komponente angereichert hat, stärker behindert als bei niedrigen Drücken. Auch die Durchmischung der über der Siedefläche stehenden Flüssigkeit infolge der Rührwirkung der Blasen wird geringer.

Noch nicht ganz befriedigend sind die mitgeteilten empirischen

Korrelationen für die Wärmeübergangskoeffizienten. Sie enthalten vier stoffspezifische Parameter, die nur aus Messungen für das betreffende Stoffpaar ermittelt werden können. Sie gelten auch nur für eine bestimmte Wärmestromdichte  $\dot{q}$ . Eine Umrechnung auf andere Heizflächenbelastungen ist vorläufig nur indirekt möglich über ebenfalls mitgeteilte Beziehungen der Form:  $\alpha = f(\dot{q}'')$  und  $n = f(\text{Druck, Konzentration})$ .

### Wärmeübergang beim konvektiven Sieden von Kältemittel-Gemischen aus R 11 und R 113

In einem Strömungskanal wurde der Wärmeübergang von einem quer angeströmten Kreiszylinder an unterkühlte Kältemittel-Gemische aus R 11 und R 113 untersucht. Der Kupfer-Zylinder hatte einen Außendurchmesser von 25 mm und eine beheizte Länge von 110 mm. Er war in einen waagrechten Strömungskanal mit quadratischem Querschnitt von 250 mm Seitenlänge eingebaut. Gemessen wurde bei Anströmgeschwindigkeiten von 0,12; 0,36 und 1,2 m/s, bei Unterkühlungsgraden der Flüssigkeit von 1; 10 und 16 K und Mol-Anteilen des Gemisches von 0; 17; 25; 38; 47; 56; 66; 75; 84; 92; 100 Mol.-% R 11. Die Messungen erstreckten sich vom rein konvektiven Bereich über das Übergangsgebiet zum Blasensieden bis hin zum Gebiet des vollentwickelten Blasensiedens. Die Wärmestromdichte wurde bei abnehmender Heizleistung von 185 000 bis 0  $\text{W/m}^2$  verändert. Im Bereich des vollentwickelten Blasensiedens hängt der Wärmeübergangskoeffizient offenbar nicht von der Anströmgeschwindigkeit und dem Unterkühlungsgrad ab. Der bereits vom Behältersieden her bekannte Effekt, daß bei mittleren Konzentrationen der Wärmeübergang an das Gemisch unter Umständen stark abnimmt, wurde auch hier festgestellt (Dipl.-Ing. J. Fink (Vortragender), Dr. E. S. Gaddis und Prof. Dr.-Ing. A. Vogelpohl, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Technische Universität Clausthal). In der Diskussion wurde noch einmal hervorgehoben, daß die Anströmgeschwindigkeit im Bereich des ausgebildeten Blasensiedens keinen merklichen Einfluß auf den Wärmeübergang hatte. Offenbar wird der Blasenbildungsmechanismus an der Rohroberfläche durch die Geschwindigkeit des anströmenden Fluids nicht wesentlich beeinflusst. Beim durchströmten Rohr dagegen wird ein solcher Einfluß beobachtet. Es ist ihm anzunehmen, daß am Umfang des Rohres unterschiedliche Mechanismen des Wärmeübergangs und damit auch unterschiedliche Oberflächentemperaturen vorliegen. Dies zu untersuchen wäre ein Thema für weitere Arbeiten, da in der vorliegenden Untersuchung der Wärmeübergangskoeffizient aufgrund einer arithmetisch gemittelten Wandtemperatur berechnet wurde.

### Ein Modell zur Wiederbenetzung

Die bekannten Meßwerte der Wiederbenetzungs-Temperatur (Leidenfrost-Temperatur) – darunter versteht man die Temperatur beim Übergang vom Filmsieden zum Blasen- bzw. zum Übergangssieden – weisen einen ungewöhnlich großen Streubereich auf, der keineswegs nur durch die Annahme von Meßfehlern zu begründen ist. Zur Erklärung des physikalischen Vorganges und seiner Empfindlichkeit hinsichtlich der verschiedenen Einflußparameter wurde ein Modell entwickelt, das den Zusammenbruch des Dampffilms auf hydrodynamische Instabilitäten der Phasengrenze zurückführt. Solche Instabilitäten an der Phasengrenze eines zweiphasigen Systems sind zufälliger Art. Manche werden aufgrund der Oberflächenspannung gedämpft, andere führen zu einer Zerstörung der Phasengrenze. Beim Filmsieden kann außer der Oberflächenspannung auch die Dampf-Erzeugung zur Dämpfung eventuell auftretender Instabilitäten beitragen. Würde an der Phasengrenze zwischen Flüssigkeit und Dampf ein Gleichgewicht herrschen, so wären aufgrund der kinetischen Gas-Theorie die an der Phasengrenze kondensierenden und verdampfenden Molekülströme gleich groß. Tatsächlich herrscht jedoch ein Ungleichgewicht, d. h., daß entweder

\* Berichterstatter: Dr.-Ing. H. Auracher, Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik der Univ. Stuttgart, Postfach 1140, 7000 Stuttgart 80.

der an der Phasengrenze kondensierende oder der verdampfende Massenstrom überwiegt. Eine verstärkte Dampfproduktion wird z. B. die sich der Heizfläche nähernde Phasengrenze wieder zurückdrängen und, wie oben erwähnt, zu einer Dämpfung von Instabilitäten führen. In diesem Fall liegt stabiles Filmsieden vor. Es sind jedoch auch thermodynamische Bedingungen möglich, bei denen der verdampfende Massenstrom kleiner als der kondensierende ist. Als Folge davon werden hydrodynamische Instabilitäten verstärkt und die Flüssigkeit benetzt die Heizfläche.

Aufgrund dieser Vorstellung wurde für eine Störstelle an der Phasengrenze die Massen- und Energiebilanz aufgestellt, um damit die Wiederbenetzungs-Temperatur zu ermitteln. Unter Berücksichtigung der geringen Wiedergabegenauigkeit anderer Berechnungsverfahren ist die Übereinstimmung der Ergebnisse mit eigenen Meßwerten und solchen anderer Autoren zufriedenstellend (Prof. Dr.-Ing. habil. J. Straub (Vortragender) und Dr.-Ing. A. Komnos, Lehrstuhl A für Thermodynamik, Technische Universität München). In der Diskussion wurde noch einmal betont, daß das Modell die Einflüsse der hydrodynamischen Störung des Dampffilms und des Unterkühlungsgrades sowie den Einfluß der Fluid-Stoffwerte berücksichtigt. Andere Parameter, die die Wiederbenetzungs-Temperatur ebenfalls verändern können, wie z. B. die Geometrie der Heizfläche, ihre Bedeckung mit einer Oxid-Schicht oder Zusätze zum verdampfenden Fluid, wurden nicht berücksichtigt. Auch der Einfluß der Strahlung wurde nicht erfaßt, obwohl dies möglich gewesen wäre, da ihr relativer Anteil am Gesamt-Energiestrom klein ist. Das Modell vermittelt eine gute Vorstellung vom physikalischen Vorgang der Wiederbenetzung. Dieser ist jedoch so verwickelt, daß er sich durch eine einfache Gleichung nicht beschreiben läßt.

### Der Einfluß des Druckes auf den Wärmeübergang in einem geneigten geschlossenen Thermosyphon

Der untersuchte Thermosyphon bestand aus einem um  $60^\circ$  gegen die Senkrechte geneigten kreiszylindrischen Stahlrohr ( $L = 2\text{ m}$ ,  $d_i = 0,04\text{ m}$ ), in dessen unterem Abschnitt ( $L_{\text{HZ}} = 0,501\text{ m}$ ) die Heizzone angeordnet war, während sich im oberen Abschnitt ( $L_{\text{KZ}} = 0,765\text{ m}$ ) die Kühlzone befand. In der Heizzone wurde ein über den Rohrumfang konstanter Wärmestrom zugeführt ( $\dot{q}_{\text{HZ}} = 9600\text{ W/m}^2$ ) und in der Kühlzone durch ein das Rohr umströmendes Fluid wieder entzogen.

In einem derartigen Thermosyphon wird durch freie Konvektion des Fluids Wärme von der Heizzone zur Kühlzone transportiert. Bei überkritischem Druck erfolgt dies ohne Phasenwechsel des Fluids, bei unterkritischem Druck findet simultan Verdampfung in der Heizzone und Kondensation in der Kühlzone statt. Es ist bekannt, daß bei Annäherung an den kritischen Zustand die Veränderung der Stoffwerte den Wärmeübergang sowohl beim Blasensieden als auch bei einphasiger freier Konvektion begünstigt.

Als Fluid wurde R 115 verwendet. Die Füllmenge war so bemessen, daß das mittlere spezifische Volumen dem kritischen Wert entsprach, wodurch das Rohr bei unterkritischem Druck immer zu etwa 45% mit Flüssigkeit gefüllt war. An 66 Stellen wurden die Rohrwandtemperaturen gemessen und daraus örtliche Wärmeübergangskoeffizienten gebildet.

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für die Kühlzone zeigt beim kritischen Druck ein scharf ausgeprägtes Maximum, was auf den Einfluß der Stoffwerte zurückzuführen ist. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für die Heizzone wächst zunächst mit steigendem Druck stark an, wie dies beim Blasensieden zu erwarten ist. Nach Erreichen eines bestimmten Druckes erfolgt ein nahezu sprunghafter Übergang zum Filmsieden. Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt nun mit steigendem Druck monoton ab und schließt beim Überschreiten des kritischen Druckes an die fast konstanten Werte der überkritischen freien Konvektion an.

In der Heizzone sind starke örtliche Unterschiede zu erkennen: Im Bereich des Blasensiedens ist der Wärmeübergang an höhergelegenen

Stellen des Rohres stets besser als weiter unten; dies gilt sowohl in axialer wie auch in Umfangsrichtung. Der Übergang zum Filmsieden wird zuerst am oberen Ende der Heizzone auf der Oberseite des Rohres erreicht ( $p/p_{\text{krit}} = 0,82$ ); dort ist die Stelle des größten Dampf-Volumenstroms. Erst bei höheren Drücken breitet sich der Bereich des Filmsiedens nach unten hin aus, bis schließlich die gesamte Heizzone erfaßt ist ( $p/p_{\text{krit}} = 0,96$ ). Das geschilderte Verhalten in Heiz- und Kühlzone führt zu einem optimalen Arbeitsdruck ( $p/p_{\text{krit}} = 0,91$ ) für den gesamten Thermosyphon. Der besonders gute Wärmeübergang in der Kühlzone beim kritischen Druck kann wegen des in der Heizzone auftretenden Filmsiedens nicht ausgenutzt werden (Dipl.-Ing. U. Gross (Vortragender) und Prof. Dr.-Ing. E. Hahne, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Univ. Stuttgart).

Bemerkenswert ist, daß die äquivalente Wärmeleitfähigkeit des Thermosyphons etwa das 250fache der Wärmeleitfähigkeit eines Kupfer-Stabes gleicher Abmessung erreicht. In der Diskussion wurde darauf hingewiesen, daß sich dieser Wert vermutlich noch verbessern läßt, wenn die Kühlzone vergrößert wird. Der maßgebende Wärmeübergangswiderstand liegt nämlich bis zum Erreichen des optimalen Druckes in der Kühlzone. Bei optimalem Betrieb liegt in Teilen der Heizzone aber bereits Filmsieden vor. Es wurde auch darauf hingewiesen, daß der ermittelte optimale Druck nur für die hier zugrundeliegenden Parameter, wie Neigungswinkel, Wärmestromdichte in der Heizzone usw., gilt. Andere Parameterwerte liefern auch andere Optima.

### Abreißvorgänge und Abreißradien von an waagerechten Heizflächen wachsenden Dampfblasen

Bei der Beschreibung des Wärmeübergangs an verdampfende Flüssigkeiten mißt man dem Einfluß der Dampfblasen eine wesentliche Bedeutung bei. Es ist daher nicht verwunderlich, daß gerade die Fragen der Bildung, des Wachstums und des Abreißens von Dampfblasen vielfach sowohl experimentell als auch theoretisch behandelt wurden. Besonders zahlreich sind die Arbeiten, welche schwerpunktmäßig die Blasenabreißbedingungen zu beschreiben versuchen. Inzwischen wurden mehrere Beziehungen zur Berechnung von Blasenabreißradien aufgestellt. Nicht selten sind diese Beziehungen, die zum Teil auf widersprüchlichen Vorstellungen beruhen, nur in bestimmten Bereichen der Versuchsparameter anwendbar.

Im Vortrag wurde zunächst eine knappe Übersicht der dem Blasenabreiß zugrundeliegenden Vorstellungen gegeben, wobei die wesentlichen, zum Blasenabreiß führenden Bedingungen einer kritischen Analyse unterzogen wurden. Es zeigte sich dabei, daß die herkömmlichen Betrachtungen, die zur Aufstellung von Blasenabreißbeziehungen führen, nicht korrekt sind. Das übliche Kräftegleichgewicht an einer Blase kann die Abreißbedingungen nicht beschreiben. Ausgehend von einfachen physikalischen Vorstellungen zum Abreißvorgang, die experimentell bestätigt werden konnten, wurde eine Beziehung zur Ermittlung der Blasenabreißradien abgeleitet. Als Hauptbedingung für das Abreiß wird hier die Einschnürung der Dampfblase angesehen. Diese Beziehung gibt die gemessenen Blasenabreißdaten im gesamten Bereich der Einflußparameter befriedigend wieder (Dipl.-Ing. J. Mitrović (Vortragender) und Dipl.-Ing. W. Wagner, Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik der Univ. Stuttgart).

Die sehr vereinfachte Theorie, die lediglich die wesentlichen physikalischen Vorgänge des Blasenablösens zu berücksichtigen versucht, gibt die Meßergebnisse überraschend gut wieder. In der Diskussion wurde mitgeteilt, daß mit dieser Theorie darüber hinaus auch andere Begriffe aus der Blasenforschung, wie z. B. „Wartezeit“ und „Siedelärm“, auf anschauliche Weise gedeutet werden können. Zum Vergleich mit experimentellen Ergebnissen wurden bislang nur Meßwerte für die Kältemittel R 11 und R 21 herangezogen. Messungen mit anderen Fluiden sind geplant, um die Zuverlässigkeit der Theorie eingehender zu überprüfen.

## Wärmeübergang bei Kondensation an feingewellten Oberflächen

Seit R. Gregorig 1953 erstmals die Bedeutung der Oberflächenkräfte für die Kondensation auf feingewellten Rohrflächen darstellte, wurde in einer großen Zahl nachfolgender Arbeiten über dieses Thema berichtet. Gemeinsame Grundlage aller Lösungsvorschläge ist eine Annahme, die von Gregorig postuliert wurde: Auf den konvex gekrümmten Wellenkuppen, den sog. Wellenberg, soll sich die kondensierte Flüssigkeit gleichmäßig dick verteilen. Diese Annahme bedeutet, daß in allen „Gregorig“-Formen die Dicke der Welle in einem gewissen konstanten Verhältnis zu ihrer Höhe stehen muß. Die vorgelegte Arbeit beschreibt ein Lösungsverfahren, das eine derartige Einschränkung nicht erforderlich macht und dennoch den Ansatz von Gregorig als speziellen Wellentyp mitefaßt. Alle technisch möglichen und sinnvollen Formen können darin durch drei charakteristische geometrische Größen definiert werden: Die Wellenberglänge  $S_1$ , den Umlaufwinkel  $\omega$  des Tangenten-Vektors längs der Wellenlinie und einen Parameter  $\zeta$ , dessen Variation eine Veränderung des Verhältnisses von Dicke zu Höhe der Wellenberge bewirkt.

Im analytischen Ausdruck werden die verschiedenartigen Wellenformen durch einen Krümmungsansatz mit der Bogenlänge  $S$  als Variabler dargestellt:

$$k(S) = k_0 - aS^\zeta \quad \text{für } 0 < \zeta < \infty,$$

bzw.

$$k(S) = aS^\zeta - k_0 \quad \text{für } -1 < \zeta < 0.$$

Die Größen  $k_0$  und  $a$  hängen darin von den geometrischen Wellengrößen  $S_1$ ,  $\omega$  und  $\zeta$  ab. Die Ermittlung der Dicke  $\delta$  des Kondensatfilms erfolgt durch die Gleichung:

$$\delta(S) = (k'(S))^{-1/3} \left( 4c \int_0^S k'(t)^{1/3} dt \right),$$

worin  $c$  von den Betriebsgrößen der Anlage und  $k'(S) = \frac{d}{ds} (k(S))$

von der Geometrie der Welle abhängt. Einzelheiten dieser Berechnungsmethode finden sich in [1].

[1] Adamek, Th.: Bestimmung der Kondensationsgrößen auf feingewellten Oberflächen zur Auslegung optimaler Wandprofile, Wärme-Stoffübertrag. 15 (1981) S. 255/270.

Schlanke Wellenformen erweisen sich gegenüber runden Profilen als vorteilhafter. Zu letzteren gehören auch die „Gregorig-Wellen“. Eine Optimierung der Wellenformen sollte sich an den Betriebsgrößen der Anlage orientieren. Als Beispiel ergaben sich für das Optimum des Wärmeübergangs an einem 1 m langen vertikalen Rohr mit kondensierendem Wasserdampf an der Außenseite bei 1 K mittlerer Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Dampf folgende Werte:  $\zeta = -0,5$ ,  $\omega = \pi/2$ ,  $S_1 = 0,6$  mm (Dr.-Ing. Th. Adamek (Vortragender) und Prof. Dr.-Ing. K. Stephan, Univ. Stuttgart).

Es wurde vor allem über die praktischen Konsequenzen der Untersuchung diskutiert. In der Praxis ist man in der Regel am Wärmedurchgang interessiert. Befindet sich z. B. auf der anderen Seite des Rohres ein verdampfendes Fluid, so wird immer einem Bereich guten Wärmeübergangs auf der Kondensatseite (Wellenberg) ein Bereich schlechten Wärmeübergangs auf der Verdampferseite gegenüberliegen und umgekehrt. Einen wesentlichen Einfluß auf den Wärmedurchgang hat daher die Wärmeleitung in der Rohrwand vom Wellenberg auf der einen zum Wellenberg auf der anderen Seite. In Untersuchungen zum Wärmeübergang an gewellten Flächen sollte daher immer die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten über die ganze Welle ermittelt werden – was mit der hier vorgestellten Berechnungsmethode ohne weiteres möglich ist –, um die Berechnung des Temperaturfeldes in der Wand zu ermöglichen. Die

Schlußfolgerung aus derartigen Berechnungen hinsichtlich des Wärmedurchgangs ist, daß gewellte Flächen immer günstiger sind als glatte, obwohl im ersten Fall Bereiche maximalen und minimalen Wärmeübergangs gegenüberliegen.

## Experimentelle und analytische Untersuchungen des Schmelzvorganges in einem waagerechten Rohr

Wird einer schmelzfähigen festen Substanz, die in einem waagerechten Rohr eingebettet ist, Wärme über den Rohrmantel zugeführt, so setzt ein Schmelzvorgang an der Rohrmantel-Innenfläche ein. Dadurch verliert der Festkörper, wenn er nicht künstlich fixiert ist, seinen mechanischen Halt und sinkt auf den Rohrboden ab, sofern er eine höhere Dichte besitzt als die Schmelze. So entsteht im Auflagebereich über eine dünne Flüssigkeitsschicht ein guter thermischer Kontakt zwischen Festkörper und beheizter Rohrwand, was einen intensiven Schmelzvorgang in diesem Bereich zur Folge hat.

Es wurden Versuche mit Oktadecan ( $Pr \approx 50$ ) und p-Xylol ( $Pr \approx 8$ ) als Versuchssubstanzen im Kennzahlbereich  $0,05 < Ste < 0,2$  (Ste Stefan-Zahl) und  $5 \cdot 10^5 < Ra_R < 5 \cdot 10^8$  ( $Ra_R$  mit Rohrradius  $R$  gebildete Rayleigh-Zahl) durchgeführt. Es zeigte sich, daß der Wärmetransport von der beheizten Mantelfläche an den schmelzenden Festkörper auf zwei verschiedene Arten abläuft. Wegen des geringen Wärmewiderstandes der dünnen Flüssigkeitsschicht, die sich zwischen Festkörper und Rohrwand im Auflagebereich ausbildet, treten hier relativ hohe Wärmestromdichten infolge Wärmeleitung zwischen der Rohrwand und dem Festkörper auf. Bedingt durch den Abschmelzvorgang stellt sich eine Sinkbewegung des kleiner werdenden Festkörpers ein. Dadurch können im größer werdenden Flüssigkeitsbereich oberhalb des Festkörpers natürliche Konvektionsbewegungen als Wärmeübertragungsmechanismus wirksam werden.

Für den Absinkvorgang wurde eine geschlossene analytische Lösung in der dimensionslosen Form

$$\tau^* = f(Ste, Pr, Ar, Gr, q^*, S^*)$$

gefunden ( $\tau^*$  dimensionslose Zeit =  $Ste \cdot Fo$ ;  $Fo$  Fourier-Zahl;  $Ar$  Archimedes-Zahl;  $q^*$  Dichteverhältnis flüssig/fest;  $S^*$  dimensionslose Verschiebung). Daraus können Beziehungen für die Abschmelzdauer sowie für die zeitabhängige und die zeitlich gemittelte Nußelt-Zahl abgeleitet werden. Die Übereinstimmung mit den Meßergebnissen ist im untersuchten Kennzahlbereich sehr gut (Dipl.-Ing. M. Bareiss (Vortragender) und Prof. Dr.-Ing. H. Beer, Institut für Technische Thermodynamik der Technischen Hochschule Darmstadt).

Es wurde u. a. über die praktischen Konsequenzen der Ergebnisse diskutiert. Ist die feste Phase spezifisch schwerer als die Schmelze, wie in der vorliegenden Untersuchung angenommen wurde, so ist es vorteilhafter, ein Rohr primär auf der Unterseite zu heizen. Im umgekehrten Fall, der hier nicht untersucht wurde, wird dagegen ein Beheizen der Oberseite größere Schmelzraten liefern. Zu beachten ist, daß im Falle des absinkenden Festkörpers das Volumen während des Schmelzvorgangs ansteigt, so daß eine Möglichkeit zur Ausdehnung des im Rohr schmelzenden Fluids vorgesehen werden mußte.

## Modellierung von Dampfexplosionen im Rahmen eines thermischen Detonationsmodells

In Risikostudien für Leichtwasserreaktoren wird dem Kernschmelzunfall großes Gewicht beigemessen, wobei der Schwerpunkt der Unfallablaufanalysen auf die Bestimmung der Art und der möglichen Zeitpunkte eines Reaktor-Containment-Versagens gelegt wird. Untersuchungen ergaben, daß ein Überdruckversagen aufgrund des

langfristigen Energie- und Massentransports in das Containment hinein nicht vor Ablauf von ca. 2,5 d nach Unfallbeginn zu erwarten ist.

Ein Versagen zu einem früheren Zeitpunkt, verursacht durch Dampfexplosionen sehr großen Umfangs, konnte allerdings bisher nicht vollständig ausgeschlossen werden. Daher wurde in der Deutschen Risikostudie dem Phänomen der Dampfexplosion noch eine relativ große Bedeutung beigemessen. Zur Quantifizierung des Risikos sollte bekannt sein, mit welcher Wahrscheinlichkeit und in welchem Ausmaß mit dem Eintreten derartiger Dampfexplosionen bei einem postulierten Kernschmelzunfall zu rechnen ist.

Die Ergebnisse von Experimenten mit großen Schmelz- und Kühlmittelmassen lassen den Schluß zu, daß das Auftreten von Dampfexplosionen eng mit der Existenz starker Stoßwellen verbunden ist. Diese Stoßwellen können eine sehr feine Zerteilung der Schmelze auslösen, wobei die aus dem nachfolgenden intensiven Wärmeübergang resultierende Energieumsetzung in bestimmten Fällen einer Abschwächung der Welle entgegenwirkt. Im Grenzfall ergibt sich die Existenz sich selbst erhaltender Stoßwellen, die im allgemeinen dynamische Detonationswellen genannt werden (um den physikalischen Charakter des Vorgangs hervorzuheben), im Gegensatz zur Detonation bei chemischen Reaktionen explosionsfähiger Substanzen.

Zur Modellierung einer stationären thermischen Detonation wird angenommen, daß die Welle bereits existiert, und ihre Form sowie ihre vordere und hintere Umgebung wird betrachtet. Dabei wird vorausgesetzt, daß die Grobvermischung zwischen Schmelze und Kühlmittel bereits stattgefunden hat, und eine homogene Durchmischung des unreaktierten Bereichs vorliegt. Die mathematische Behandlung erfolgt mit einem eindimensionalen stationären Modell, das für jeden Ort im System zu allerdings unterschiedlichen Zeitpunkten Gültigkeit hat. Als Koordinatensystem wird ein Stoßfrontsystem gewählt, d. h. alle Formulierungen werden aus der Sicht eines Beobachters getroffen, der sich auf der Stoßfront befindet und sich mit deren Geschwindigkeit durch das Gemisch fortbewegt. Unter diesen Modellannahmen läßt sich der Reaktionsbereich in drei Zonen einteilen: Bereich vor der Stoßfront, Bereich hinter der Stoßfront bis zum Ende der Detonationswelle und Bereich hinter der Detonationswelle. Gesucht wird derjenige Druckimpuls, für den sich eine stationäre Welle ausbilden kann, sowie der Druckverlauf innerhalb von stationären thermischen Detonationswellen.

Nachrechnungen experimenteller Ergebnisse für Zinn/Wasser-Systeme zeigten eine gute Übereinstimmung. Meßwerte für Aluminium/Wasser-Systeme konnten dagegen mit dem zugrundegelegten Modell der thermischen Detonationswelle nur unter Annahmen äußerst günstiger Modelleingabewerte bestätigt werden. Bei diesem System könnten daher auch chemische Reaktionen beteiligt gewesen sein. Die ermittelten Druckmaxima betrugen etwa 15 bar bei Zinn/Wasser, etwa 300 bar bei Aluminium/Wasser und etwa 350 bar bei dem ebenfalls berechneten System Corium/Wasser (Dipl.-Ing. W. Schwalbe (Vortragender), Dipl.-Phys. M. Bürger und Prof. Dr.-Ing. H. Unger, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Univ. Stuttgart).

In der Berechnung wurde das Vorhandensein einer Stoßwelle als auslösender Faktor postuliert. Erst wenn diese Stoßwelle vorliegt, kann der Vorgang der Dampfexplosion wie beschrieben ablaufen. Die Frage nach dem auslösenden Faktor der Stoßwelle war nicht Gegenstand der Untersuchung, es wurde jedoch eingehend darüber diskutiert. Es wäre z. B. denkbar, daß durch eine Knallgasreaktion beim Kontakt zwischen den schmelzenden Brennstäben und dem Kühlwasser oder durch einen Dampfblasenkollaps in der Schmelze/Wasser-Mischung eine solche Stoßwelle ausgelöst wird. Die Autoren wiesen im übrigen darauf hin, daß bei Sicherheitsberechnungen nicht der nur sehr kurzzeitig auftretende Spitzendruck maßgebend ist, sondern der Enddruck, der etwa 150 bar betragen kann.

## Kühlen und Erhitzen von Gas/Feststoff-Strömen in Wärmeaustauschern bei höheren Temperaturen

Der Wärmeübergang zwischen Gas/Feststoff-Strömen und festen Wänden wird im wesentlichen durch Gas- und Partikelkonvektion bestimmt, wobei im Bereich höherer Temperaturen zusätzlich der Einfluß der Temperaturstrahlung zu berücksichtigen ist.

Mit einer im halbtechnischen Maßstab errichteten Versuchsanlage wurde der Wärmeübergang von einem heißen Luft/Quarzmehl-Gemisch, das durch den Außenraum des dampfgeköhlten Rohrbündels eines Kreuzstrom-Wärmeaustauschers strömt, untersucht. Bisher konnten die Parameter Gas/Feststoff-Eintrittstemperatur, Gas/Feststoff-Geschwindigkeit und Feststoffbeladung variiert werden. Bei einer Feststoffbeladung von  $B = 4$  kg Quarzmehl/kg Luft, einer Staub-Eintrittstemperatur von  $800^\circ\text{C}$  und einer Reynolds-Zahl von  $Re = 1\,250$  verbessert sich der Wärmeübergang des Luft/Quarzmehl-Gemisches, bezogen auf den der reinen Gasströmung, um den Faktor 1,41. Mit steigender Reynolds-Zahl nimmt der Einfluß des Feststoffes auf den Wärmeübergang ab, so daß unter sonst gleichen Bedingungen für  $Re = 3100$  nur noch ein Faktor von 1,37 gefunden wird.

Zur Untersuchung von lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wurde ein querangeströmtes Rohrbündel mit einem elektrisch beheizten Rohr eingesetzt. Die Messungen wurden bei mittleren Rohrwandtemperaturen von  $400$  bis  $700^\circ\text{C}$  durchgeführt; die höchsten Temperaturen lagen bei  $900^\circ\text{C}$ . In der von dem Gas/Feststoff-Gemisch zuerst angeströmten Rohrreihe wird für Feststoffbeladungen im Bereich  $1,5 \leq B \leq 2,8$  kg Quarzmehl/kg Luft ein starker Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet. Diese Tendenz wird für alle folgenden Rohrreihen nicht gefunden. Die Ergebnisse lassen sich als Potenzprodukt folgender allgemeiner Form darstellen:

$$Nu = A Pe^a (1 + B c_s/c_G)^b Ko^c (T_w/T_G)^d.$$

Die Nußelt-Zahl  $Nu = \alpha D_R/\lambda_G$  wird mit dem Rohrdurchmesser  $D_R$  und der Wärmeleitfähigkeit des Gases  $\lambda_G$  gebildet, die Peclet-Zahl  $Pe$  als Produkt aus Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl der Gasphase,  $B$  ist die bereits definierte Feststoffbeladung, und die Konakov-Zahl  $Ko$  ist als Verhältnis der durch Konvektion und Strahlung übertragenen Wärmeströme definiert. Einen weiteren Einfluß haben die Verhältnisse der spezifischen Wärmekapazitäten von Feststoff und Gas  $c_s/c_G$  bzw. der Wand- und Gas-Temperatur  $T_w/T_G$ . Die Konstante  $A$  und die Exponenten  $a, b, c, d$  sind von der Feststoffbeladung  $B$  abhängig und nehmen für jede Rohrreihe andere Werte an.

Messungen des Druckverlusts im querangeströmten Rohrbündel zeigen eine lineare Abhängigkeit des Druckverlustbeiwerts von der Beladung bis  $B = 0,7$ ; danach vermindert sich der Einfluß der Beladung auf den Druckverlustbeiwert. Die Erklärung hierfür kann in dem Dominieren von Partikel-Zweierstößen gegenüber Partikel-Wandstößen für größere Beladungen gesehen werden (Dipl.-Ing. D. Köneke (Vortragender) und Prof. Dr.-Ing. P.-M. Weinspach, Lehrstuhl für Thermische Verfahrenstechnik der Abteilung Chemie-technik der Univ. Dortmund).

Es wurde insbesondere über die vorgestellte Nußelt-Zahl-Korrelation diskutiert. Sie gilt nur für die in den Versuchen gewählten fluchtenden Rohrreihen. Versetzt angeordnete Rohrreihen würden größere Wärmeübergangskoeffizienten liefern, wären aber auch einer größeren mechanischen Korrosion ausgesetzt. Die Partikelgröße ( $100\,\mu\text{m}$ ) wurde bislang ebenfalls noch nicht variiert.

## Der Einfluß der Strömungsrichtung auf den Wärmeübergang in einem Verdampferrohr

Verdampferrohre werden in der Praxis sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Anordnung ausgeführt. Damit ist die Schwerkraft ein wesentlicher Parameter für den Wärmeübergang bei der Verdamp-

fung. Zur Klärung des Schwerkrafteinflusses wurden in einem Wasser-Hochdruckkreislauf (Maximalwerte: Druck 330 bar, Volumenstrom  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ , Heizleistung  $1000 \text{ kW}$ , Rohrlänge  $6,1 \text{ m}$ ) Wärmeübergangsmessungen in horizontal und vertikal durchströmten Rohren durchgeführt. Der Parameterbereich der Untersuchungen überdeckt den Betriebsbereich fossil befeuerter Dampferzeuger bei Voll- und Teillastbetrieb. Es wurden Messungen bei einphasiger Wasserströmung, im Blasensieden-Bereich und im Bereich nach der kritischen Wärmestromdichte durchgeführt. Die wesentlichen Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Bereits im Gebiet des vermeintlich einphasigen Wärmeübergangs bei turbulenter Flüssigkeitsströmung treten im horizontal durchströmten Rohr deutliche Temperaturunterschiede zwischen der Ober- und Unterseite des Rohres auf. Die Ursache dürfte in der unterschiedlichen Benetzung zu suchen sein. Oben entsteht bereits Dampf, während unten noch einphasige Strömung vorherrscht. Dieser Effekt ist um so geringer, je größer die Massenströme sind.
- Im Bereich des unterkühlten und des gesättigten Siedens werden diese Temperaturunterschiede zwischen Ober- und Unterseite des Rohres infolge der Rührwirkung der Blasen wieder abgebaut.
- Die Siedekrise tritt beim horizontalen Rohr an der Oberseite meist wesentlich früher auf als an der Unterseite. An der Oberseite läßt sich bei bestimmten Parameter-Kombinationen ein zweimaliges Auftreten der Siedekrise längs des Rohres beobachten. Der Grund liegt wohl in der Wiederbenetzung der Rohrwand, die bei einer schwallartigen Strömung auftreten kann.
- Die maximalen Wandtemperaturen nach Überschreiten der Siedekrise können bei horizontaler Rohrlage deutlich niedriger sein als im vertikal durchströmten Rohr, ein Effekt, der durch die tangential Wärmeleitung in der Rohrwand zu erklären sein dürfte.
- Es läßt sich ein Kriterium darüber angeben, ob ein Einfluß der Strömungsrichtung auf den Wärmeübergang berücksichtigt werden muß oder nicht. Als hierfür maßgebende Größe wurde eine modifizierte Froude-Zahl definiert.

(Prof. Dr.-Ing. D. Hein, Dipl.-Ing. W. Kastner und Dipl.-Ing. W. Köhler (Vortragender), Kraftwerk Union AG, Erlangen).

Die Untersuchungen und die Diskussion zeigten erneut, daß ein großer Bedarf an Meßverfahren besteht, die genaue Rückschlüsse auf die Strömungsform und den Dampfgehalt im Rohr zulassen. Bislang ist man gezwungen, indirekt aus Wandtemperaturmessungen auf die Phasenverteilung über den Rohrquerschnitt und auf die Benetzungsverhältnisse zu schließen. Es wurde im übrigen angeregt, auch Messungen an geneigten Rohren durchzuführen, wie sie häufiger in modernen Verdampfern vorliegen.

## Untersuchungen zum Wärmeübergang im Post-dryout-Bereich in horizontalen Rohren

An  $6 \text{ m}$  langen horizontalen Rohren von  $12,3$  bzw.  $24,5 \text{ mm}$  Innendurchmesser wurden Untersuchungen zum Wärmeübergang im Post-dryout-Bereich durchgeführt. Als Modellfluid diente das Kältemittel R 12. Die Rohrwandtemperaturen wurden mit insgesamt 93 Mantel-Thermoelementen ermittelt, die axial und radial auf der Rohroberfläche verteilt waren. Gemessen wurde im Druckbereich von  $10$  bis  $28 \text{ bar}$  ( $0,25 < p/p_{\text{krit}} < 0,75$ ) bei Massenstromdichten zwischen  $400$  und  $2400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

Es zeigte sich, daß der Wärmeübergang nach dem Austrocknen der Rohrwand durch ein hohes thermodynamisches Ungleichgewicht zwischen den Phasen geprägt wird, wobei die Kühlung der Rohrwand hauptsächlich durch das Gas erfolgt. Durch eine genaue Analyse der Versuchsergebnisse konnte nachgewiesen werden, daß die Tropfenanlagerung an die Rohrwand keine merkliche Verbesserung des Wärmeübergangs, sondern ein Zerfallen der Tropfen zur Folge hat. Der Vergleich mit entsprechenden Versuchen an vertikalen Rohren ergibt, daß der Wärmeübergang vom Dampf an die Tropfen im

horizontalen Rohr schlechter ist. Die Ursache liegt in der ungleichförmigen Verteilung der Tropfen über den Rohrquerschnitt, die eine ebenfalls ungleichförmige Dampftemperaturverteilung bewirkt. Für die Verringerung der Verdampfungsrates gegenüber dem vertikalen Rohr wurde eine empirische Gleichung angegeben (Dipl.-Ing. R.-B. Schnittger, Institut für Verfahrenstechnik der Univ. Hannover). Die Diskussion zeigte auch hier, daß es außerordentlich wichtig wäre, Parameter wie Strömungsform, Tropfengröße, Tropfenverteilung usw., gleichzeitig mit dem Wärmeübergang zu messen. Die letztgenannten Parameter gehen in die Berechnung des Wärmeübergangs im Post-dryout-Bereich ein, sie sind jedoch nur indirekt durch Korrelationen anderer Autoren oder aufgrund von Rückschlüssen anhand der gemessenen Wandtemperaturen bekannt. Das Entsprechende gilt auch für die Temperatur des Dampfes, der nach Austrocknung der Wand unter Umständen erheblich überhitzt sein kann. Auch dieser Wert wird indirekt aus den gemessenen Wandtemperaturen und den Bilanzgleichungen für die Meßstrecke ermittelt.

## Ein Rollzellen-Modell für den laminar-welligen Rieselfilm

Die bisherigen theoretischen Voraussagen zur Hydrodynamik des Rieselfilms beschreiben die experimentellen Beobachtungen im praktisch interessierenden Reynolds-Zahl-Bereich nur unvollkommen. Verschiedene Autoren haben daher zur Erklärung des Stofftransports im laminar-welligen Rieselfilm die Vermutung geäußert, daß nicht die im Jahre 1949 von Kapica angenommenen Phasenwellen, sondern Rollzellen auftreten. Über den Mechanismus wurden jedoch keine Angaben gemacht.

Nunmehr wurde aus rein kinematischen Ansätzen ein Modell entwickelt, das die Entstehung derartiger Rollzellen erklärt. Von den bisherigen Theorien werden folgende Voraussetzungen übernommen: zweidimensionales Geschwindigkeitsprofil  $u(x, y)$  ( $x$  bedeutet die Koordinate in Strömungsrichtung,  $y$  diejenige senkrecht dazu); periodisch auftretende Welligkeit; halbparabolisches Geschwindigkeitsprofil  $u(y)$ ; Wandhaftung; Geschwindigkeitsgradient  $\partial u/\partial y = 0$  an der freien Oberfläche.

Verschiedene Messungen dienten als Stütze des Rollzellen-Modells. Mit Hilfe einer Fluoreszenz-Methode, über die bereits früher berichtet wurde, ließen sich quantitative Aussagen über die Oberflächenstruktur machen. Die Wellengeschwindigkeit wurde durch zwei hintereinandergeschaltete Sonden mittels Laufzeit-Korrelation bestimmt. Durch Absorptionsmessungen von Ammoniak in schwach angesauerter Rieselflüssigkeit konnte ferner das Konzentrationsfeld  $c(x, y)$  im Wellenlängsschnitt ermittelt werden.

Für die halbempirische Rechnung wurden folgende Meßwerte vorgegeben: Form der Wellenkontur sowie Amplitude, Frequenz und Geschwindigkeit der Wellen. In dem mit der Wellengeschwindigkeit mitbewegten Koordinatensystem müssen die Wellenkontur und die Stromlinien stationär sein. Aus der Stromfunktion ergibt sich das Stromlinienfeld. Es zeigt im Bereich der Wellenmaxima Rollzellen, die über eine laminare Unterschicht abrollen.

Wendet man auf die Bewegung der sich erneuernden Oberfläche das Penetrations-Modell an, erhält man Stoffübergangskoeffizienten in Übereinstimmung mit Literaturwerten, die allerdings stark streuen (Dr.-Ing. H. Fahlenkamp und Prof. Dr. J. W. Hiby (Vortragender), Institut für Verfahrenstechnik der RWTH Aachen).

In der Diskussion war man sich darüber einig, daß der Vorgang noch verwickelter ist, nämlich in Wirklichkeit dreidimensional und nicht, wie hier vereinfachend angenommen wurde, zweidimensional abläuft. Die Rollzellen erstrecken sich nicht über die ganze Rieselfläche in Form einer Walze, sondern sind tropfen- oder zungenförmig. Das vorgestellte Modell könnte im nächsten Schritt in diesem Sinne verfeinert werden. Ein weiteres Problem ist, daß bei den Absorptionsmessungen Marangoni-Effekte auftreten. Dabei entstehen auch Zellen mit vertikaler Achse.

## Die Einbeziehung von Einzeltropfen-Stoffaustauschdaten in die praktische Auslegung von Stoffaustauschapparaten

Bei der Auslegung von Flüssig/Flüssig-Extraktionskolonnen im industriellen Maßstab bedient man sich vielfach eines Pilot-Verfahrens mit einem bestimmten Kolonnentyp. Sind die hydrodynamischen Einflußgrößen bekannt, kann man die Meßdaten auf theoretische Stoffaustauschwerte reduzieren. Diese zunächst als Summe aller Stoffaustauschkoeffizienten einer Polydispersion bestimmten Werte werden entsprechend der Tropfengrößenverteilung klassifiziert und als Funktion der Tropfenklassen in ihrem Beitrag am Gesamtstoffaustausch gewichtet. Zuordnungen zu klassischen Tropfenmodellen, wie starre, zirkulierende und oszillierende Formen bringen Beitragsgruppen am Stoffaustausch.

Diese theoretische Stoffaustauschberechnung kann direkt zur Maßstabsübertragung herangezogen werden, wenn es gelingt, im Großapparat die gleiche Tropfengrößenverteilung herzustellen. Die von Vermischungseffekten freien Übertragungskoeffizienten, die das Verhalten des Stoffaustausches in beiden Phasen berücksichtigen, werden unter Einbeziehung einer Modelltheorie, z. B. des Dispersions-Modells, hochgerechnet. Es wurde an einem Beispiel gezeigt, wie man ein Laborexperiment rückvermischungsfrei macht und dadurch Stoffaustauschkoeffizienten für ein Scale-up zum Großapparat erhält. Diese Maßstabsübertragung in Form einer Konzentrationsprofil-Berechnung wurde ebenfalls demonstriert (Prof. Dr.-Ing. R. Marr, in Vertretung vorgetragen von Dipl.-Ing. Gaubinger, Institut für Verfahrenstechnik der Technischen Universität Graz). In der anschließenden Aussprache wurden vor allem rechentechnische Fragen des Verfahrens diskutiert.

## Druckverlust eines einphasigen Fluids bei Querströmung durch fluchtende und versetzte Rohrbündel

Zeitgemäße, für die Rechneranwendung geeignete Berechnungs- und Optimierungsverfahren benötigen Gleichungen – nicht mehr, wie früher bevorzugt, graphische Darstellungen – zur Bestimmung des Druckverlustes. Das Ziel dieser Arbeit war es daher, anhand der im Schrifttum mitgeteilten Meßwerte, Gleichungen für die Berechnung des Druckverlustes in fluchtenden und vollversetzten Rohrbündeln unterschiedlicher Geometrie für einen weiten Bereich der Reynolds-Zahl zu entwickeln.

Der laminare Bereich wurde von Sieder und Scott, Bergelin et al. sowie Zukauskas an einer geringen Anzahl von Rohrbündelgeometrien untersucht. Die Gleichungen von Bergelin et al. für den Druckverlustbeiwert beschreiben die vorhandenen Meßwerte am besten. Daher wurden diese Gleichungen für den laminaren Bereich übernommen.

Im turbulenten Bereich kann der Druckverlustbeiwert mit genügender Genauigkeit durch einen Exponentenansatz der Reynolds-Zahl berechnet werden. Empirische Gleichungen dieser Art wurden für fluchtende und versetzte Rohranordnungen entwickelt und vorgestellt. Bei fluchtender Rohranordnung hängt der Exponent der Reynolds-Zahl vom Quer- und Längs-Teilungsverhältnis ab. Bei versetzter Rohranordnung hat er dagegen einen festen Wert.

Durch die Überlagerung der Gleichungen von Bergelin et al. für den laminaren Bereich und den neuentwickelten empirischen Gleichungen für den turbulenten Bereich konnte eine Gleichung für den gesamten Bereich bis etwa zur kritischen Reynolds-Zahl abgeleitet werden.

Alle Gleichungen wurden anhand einer großen Anzahl von Meßwerten aus dem Schrifttum überprüft, wobei sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Theorie und Experiment ergab (Dr.-Ing. E. S. Gaddis, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Technische Universität Clausthal).

In der Diskussion wurde noch einmal hervorgehoben, daß die mitgeteilten Gleichungen nun eine rein rechnerische Ermittlung des Druckverlustes ermöglichen, im Gegensatz zur Methode z. B. des VDI-Wärmeatlas, wo die Druckverlustbeiwerte graphisch bestimmt werden, was zu Ungenauigkeiten bei der Interpolation führen kann. Alle Gleichungen gelten für Wärmeaustauscher mit mindestens fünf Rohrreihen, sofern ein Korrekturfaktor berücksichtigt wird, oder für mindestens zehn Rohrreihen ohne diesen Korrekturfaktor. Bei kleineren Rohrreihen kann der Einfluß des Turbulenzgrades nicht – wie hier geschehen – vernachlässigt werden. Es wäre wünschenswert, derartige Gleichungen auch für Rohrbündel-Wärmeaustauscher mit Rippenrohren zu entwickeln.

## Instationärer Stofftransport durch die Grenzfläche kugelförmiger Partikeln (Filmdarstellung)

Der Stofftransport durch die Grenzfläche von Partikeln ist immer instationär, wenn das Volumen der Partikeln klein ist im Vergleich zum Volumen der Umgebung. Eine Ausnahme hinsichtlich des Stofftransports liegt lediglich dann vor, wenn an der Partikeloberfläche eine chemische Reaktion katalysiert wird.

In früheren Arbeiten wurde eine numerische Berechnung des instationären Stoff- und Wärmetransports durchgeführt. Die wichtigsten Ergebnisse ließen sich durch Korrelationsgleichungen darstellen. Einige dieser Ergebnisse wurden nun in einem Computer-Film gezeigt, wobei zwischen drei Fällen unterschieden wurde. Fall 1: Widerstand sowohl in der Umgebung als auch in der Kugel; Fall 2: Widerstand allein in der Kugel; Fall 3: Widerstand allein in der Umgebung. Das umgebende Fluid wurde entweder als ruhend oder als strömend angenommen. Der Film zeigt die zeitliche Entwicklung des Konzentrationsfeldes bis zum Erreichen des Konzentrationsausgleichs (Prof. Dr.-Ing. H. Brauer (Vortragender) und Dipl.-Ing. B. Müller, Institut für Chemieingenieurtechnik, Technische Universität Berlin).

Derartige Computer-Filme sind insbesondere auch für Lehrzwecke sehr anschaulich und informativ. Sie erfordern jedoch, vor allem bei verwinkelten Vorgängen, sehr große Rechen- und Druckzeiten. Den dargestellten Vorgängen lagen kleine Reynolds-Zahlen zugrunde, d. h. eine schleichende Umströmung der Kugel. In der Diskussion wurde darauf hingewiesen, daß grundsätzlich auch für größere Reynolds-Zahlen Berechnungen möglich sind ( $Re_{max} \approx 250$ ), und zwar so lange, wie die dann auf der Rückseite auftretenden Wirbel noch als stationär betrachtet werden können. Der Aufwand für die Verfilmung wird in solchen Fällen jedoch sehr groß.

## Eine analytische Näherungsbeziehung für den Wärmeübergang bei ausgebildeter turbulenter Rohrströmung

Bei ausgebildeter laminarer Rohrströmung sind das Geschwindigkeits- und das Temperaturprofil von der Reynolds- und der Prandtl-Zahl unabhängig. Damit ist die Nußelt-Zahl konstant. Ihr Wert hängt lediglich von der Randbedingung der Energiegleichung ab. Es ist  $Nu = 4,36$  für  $q_w = \text{const}$  und  $Nu = 3,66$  für  $T_w = \text{const}$ .

Bei ausgebildeter turbulenter Rohrströmung werden das Geschwindigkeits- und das Temperaturprofil mit wachsender Re-Zahl breiter. Die Profilformen sind ferner von der Pr-Zahl abhängig. Als Folge davon ist die Nu-Zahl nun eine Funktion von Re- und Pr-Zahl. Es gibt eine Reihe von empirischen Beziehungen der Form

$$Nu = A + B Pr^n Re^m \quad (\text{für } D/L \rightarrow 0).$$

Eine analoge Beziehung wurde kürzlich auch auf der Basis von Modellierungsvorstellungen als Approximation von numerischen Resultaten angegeben [1, 2]. Es wurde gezeigt, daß eine derartige Beziehung auch rein analytisch angegeben werden kann. Dazu ist eine Reihe von Vereinfachungen und Annahmen erforderlich, die im wesentlichen die Geschwindigkeitsverteilung sowie Ansätze für die



turbulente Impulsaustauschgröße und die turbulente Prandtl-Zahl betreffen.

Als Ergebnis können quantitative Aussagen über die Konstanten  $A$  und  $B$  sowie die Exponenten  $n$  und  $m$  gemacht werden. Die Ergebnisse sind mit Ausnahme des Exponenten  $n$  in guter Übereinstimmung mit bekannten empirischen Beziehungen. Im Hinblick auf den Exponenten  $n$  kann lediglich der Bereich flüssiger Metalle ( $Pr \ll 1$ ) mit  $n = 0,8$  gut erfaßt werden. Der empirisch ermittelte Wert von  $n = 0,4$  für Gase und Flüssigkeiten ( $Pr \approx 1$ ) kann mit dem vereinfachten Modell nicht vorhergesagt werden (Prof. Dr.-Ing. M. Jischa (Vortragender), Institut für Technische Mechanik der TU Clausthal, und Dipl.-Ing. H. B. Rieke, Fachbereich Maschinentechnik der Univ. Essen-GH).

Im Ansatz für die turbulente Prandtl-Zahl ( $Pr_t$ ) wurde angenommen, daß  $Pr_t$  nur von der Reynolds-Zahl und der molekularen Prandtl-Zahl abhängt. In der Diskussion war man sich darüber einig, daß  $Pr_t$  streng genommen auch eine Funktion des Wandabstands ist. Da über diese Funktion jedoch nur sehr wenig Erkenntnisse vorliegen, was insbesondere für flüssige Metalle gilt, wurde dieser Einfluß in der Formulierung für  $Pr_t$  bewußt nicht berücksichtigt.

- [1] Rieke, H. B.: „Bestimmung des Wärmeübergangs bei turbulenter Rohrströmung mit Hilfe von Transportgleichungen“; Dissertation, Univ. Essen-GH 1981.
- [2] Jischa, M.: Konvektiver Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch, Verlag Vieweg, Braunschweig 1982.

### Auftriebseffekte in Grenzschichten an horizontalen Wänden

Es wurde über Strömungen in ebenen, laminaren Grenzschichten berichtet, in denen Dichteänderungen infolge von Temperaturunterschieden einen Auftrieb hervorrufen. Dazu mußten zunächst die Erhaltungsgleichungen für Strömungen mit Auftrieb an horizontalen Wänden für kleine Dichteänderungen hergeleitet werden. Für Strömungen mit großen Reynolds-Zahlen wurde eine angepaßte asymptotische Entwicklung angegeben, die die Auftriebseffekte durch eine entsprechende Wahl des Grenzprozesses im Gegensatz zur klassischen Grenzschicht-Theorie von Prandtl schon in der 1. Ordnung berücksichtigt. Die Gleichungen wurden numerisch gelöst. Im allgemeinen vergrößert der Auftrieb die Wandschubspannung und den Wärmeübergang gegenüber der gleichen Strömung ohne Auftrieb. Daneben entsteht im Gegensatz zum konstanten Druck der Theorie von Prandtl in der Grenzschicht ein Druckgradient senkrecht zur Wand mit niedrigerem Druck an der Wand. Sonderfälle, in denen Wärmeübergang und Wandschubspannung durch Auftrieb abnehmen, sind denkbar. Selbst Ablösung kann durch Auftrieb sowohl gefördert als auch verhindert werden (Dipl.-Ing. S. Schilawa (Vortragender) und Prof. Dr.-Ing. K. Gersten, Institut für Thermo- und Fluidodynamik, Univ. Bochum).

In der Diskussion wurde darauf hingewiesen, daß der Fall des heißen Strahls auf der Oberseite einer Platte formal identisch ist mit

dem Fall des kalten Strahls auf der Unterseite. Letzteres ist insbesondere in der Klimatechnik von Bedeutung, wo in der Regel jedoch turbulente Strömungen vorliegen. Auch dort treten äquivalente Auftriebseffekte auf. Die Untersuchungen sollen daher auch auf turbulente Strömungen ausgedehnt werden.

### Wärmeverlust von Hitzdrähten in Wandnähe: Ergebnisse numerischer Lösungen und ihrer Anwendung in der Hitzdraht-Anemometrie

In der Literatur wird häufig darauf hingewiesen, daß die Ergebnisse von Hitzdrahtmessungen, die in der Nähe von Wänden durchgeführt werden, eine Korrektur erfordern. Bei manchen Messungen kommt man aber offenbar auch ohne Korrektur aus. Daher wurde eine systematische Analyse der in der Literatur verwendeten Korrekturen für Hitzdraht-Anemometer-Signale durchgeführt, anhand derer gezeigt werden konnte, daß tatsächlich nur unter bestimmten Bedingungen eine Korrektur erforderlich ist. Die physikalischen Gründe hierfür wurden angegeben sowie experimentell ermittelte Korrekturen der Mittelwerte vorgestellt. Es wurde nachgewiesen, daß derartige Korrekturen für Momentanwerte von Hitzdraht-Anemometer-Signalen aufgrund existierender Messungen nicht abgeleitet werden können.

Um die Ursachen für zusätzliche Wärmeverluste in der Nähe von Wänden zu ergründen, wurden numerische Berechnungen des Temperaturfelds im Bereich kleiner Zylinder, die sich in Wandnähe befinden, durchgeführt. Es zeigte sich, daß die Beschaffenheit des Wandmaterials den Ausschlag dafür gibt, ob Hitzdraht-Anemometer-Signale unkorrigiert verwendet werden können oder nicht. Die numerisch erhaltenen Ergebnisse weisen nach, daß Korrekturen nur in der Nähe von Metallwänden notwendig sind. Die für solche Wandungen erforderlichen Korrekturen wurden in Form von normierten Korrekturwerten angegeben. Es wurde ferner ein Verfahren zur Umrechnung der Momentanwerte von Hitzdraht-Anemometer-Signalen, die in der Nähe von Metallwänden gemessen werden, vorgeschlagen (Prof. Dr. J. C. Bhatia, Delhi College of Engineering, Delhi, Indien, Prof. Dr. F. Durst (Vortragender), Sonderforschungsbereich 80, Univ. Karlsruhe, und J. Jovanović, Boris Kidrich Institut, Belgrad, Jugoslawien).

In der Diskussion wurde die Vermutung geäußert, daß vor allem bei kleineren Geschwindigkeiten aufgrund der hohen Draht-Temperaturen beachtliche Auftriebseffekte vorliegen, was bislang in der Berechnung noch nicht berücksichtigt wurde. In nachfolgenden Arbeiten soll daher auch dieser Einfluß untersucht werden. Es wurde ferner betont, daß gerade bei kleinen Geschwindigkeiten die Eichkurve der Sonde nicht durch eine Nußelt-Beziehung für den Wärmeübergang an Drähten ermittelt werden kann, sondern durch eine Kalibrierung im Windkanal, in dem die Geschwindigkeit mit einem alternativen Verfahren (Laser-Doppler-Anemometer, Pitot-Rohr) gemessen wird.

[VB 1709]