

DK 66.045 : 532.517.2/.4 : 536.24.083

Impuls- und Wärmetransport in kon- und exzentrischen Ringspalten

Von Prof. Dr.-Ing. F. Mayinger u. Dipl.-Ing. J. Lahrs, Hannover

Zusammenfassung

Impuls- und Wärmetransport sind eng miteinander gekoppelt. Im Übergangsgebiet von der laminaren zur turbulenten Strömung treten in Wärmetauschern mit Ringspaltgeometrien Strömungszustände auf, deren Einfluß auf den gleichzeitig stattfindenden Wärmeübergang wenig bekannt ist. Mit Hilfe einer Hitzdrahtsonde und einer speziellen Wärmeübergangssonde wurden die Geschwindigkeitsfelder sowie die Wärmeübergangsverteilung am beheizten Innenrohr in einem von Luft durchströmten, exzentrischen Ringspalt gemessen. Neben dem gleichzeitigen Auftreten von laminaren und turbulenten Strömungszuständen im Ringkanalquerschnitt sind für die Auslegung derartiger Wärmetauscher die großen Unterschiede im Wärmeübergang am Innenrohr bei exzentrischer Versetzung von Bedeutung.

In der Verfahrenstechnik werden als Wärmetauscher vielfach Apparate verwendet, deren wärmeübertragenden Bauelemente aus zwei konzentrisch zueinander angeordneten Rohren bestehen. Bei der Fertigung derartiger Röhrenwärmetauscher ist eine außermittige Lage des Kernrohres nicht zu vermeiden, so daß sich als Durchflußquerschnitt ein exzentrischer Ringspalt ergibt. Für die Auslegung dieser Apparate ist eine genaue Kenntnis des Strömungszustandes und des Wärmeübergangs von der Wand an das Fluid von Interesse. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn es sich um wärmetauschende Appa-

rate hoher Leistungsdichte mit schmalen Kühlkanalquerschnitten, wie z.B. bei Brennelementen von Kernreaktoren, handelt. Besonders große Unterschiede der örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten sind bei exzentrischen Ringspalten im Übergangsgebiet laminar-turbulent zu erwarten.

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen bestand darin, Angaben über die örtliche Strömungsverteilung in einem exzentrischen Ringspalt zu erhalten und außerdem genaue Kenntnisse über die örtliche Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten am Umfang des beheizten Innenrohres zu bekommen. Aufgrund dieser Forderungen ergaben sich zwei meßtechnische Aufgaben:

1. Ausmessen der Geschwindigkeitsprofile
2. Messen des örtlichen Wärmeübergangs

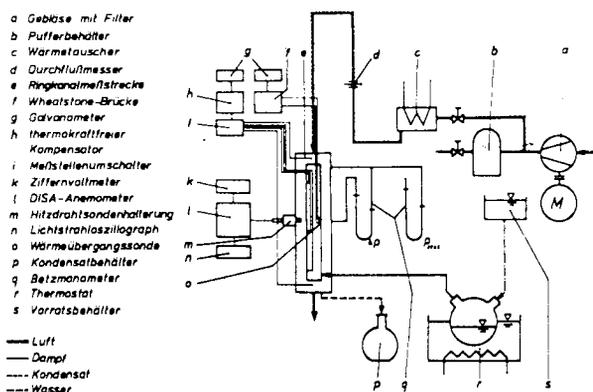


Bild 1. Schematische Darstellung des Versuchskreislaufes

Für die Untersuchungen wurde Luft als Strömungsmedium benutzt, wobei das Innenrohr durch Beheizung mit Satttdampf auf konstanter Wandtemperatur gehalten wurde. Bild 1 zeigt das Schema des Versuchskreislaufes. Die Luft wird von einem Gebläse (a) aus der Umgebung angesaugt und gelangt über einen

⁺Vortrag auf dem Jahrestreffen der Verfahrens-Ingenieure, 16. bis 20. September 1974 in München

⁺⁺Prof. Dr.-Ing. F. Mayinger und Dipl.-Ing. J. Lahrs, Institut für Verfahrenstechnik der Technischen Universität Hannover, Callinstraße 15 F

Pufferbehälter (b) und eine Mengenmeßeinrichtung (d) in die Ringkanalmeßstrecke (e). Der Massendurchsatz wird dabei sowohl durch das Ventil in der Zuleitung zur Ringkanalmeßstrecke als auch durch das am Pufferbehälter befindliche Ventil geregelt. Die Ringkanalmeßstrecke (Bild 2) wird von oben nach unten von Luft durchströmt. Sie wurde für drei verschiedene Durchmesserhältnisse 1,2; 1,47 und 2,0 bei einem jeweiligen Außendurchmesser des Innenrohres von 30 mm gebaut. Das Innenrohr besteht aus einem von innen mit Sattedampf beheizten, dünnwandigen Kupferrohr und einem unbeheizten Kunststoffrohr als hydraulischem Vorlauf, das die Meßkabel aufnimmt. Das Innenrohr ist drehbar gelagert und läßt sich über Querbolzen exzentrisch verschieben. Ebenso kann man das aus Plexiglas bestehende Außenrohr verdrehen, so daß das Hitzdrahtanemometer, das durch eine entsprechende Halterung am Außenrohr radial über den Querschnitt verfahren werden kann, jeden Punkt des Ringkanalquerschnittes meßtechnisch erfassen kann. In der gleichen Ebene, in der die Geschwindigkeitsmessung erfolgt, ist im Innenrohr eine spezielle Wärmeübergangssonde angebracht, mit der sich die örtliche Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten messen läßt. Die Entfernung dieser Meßebeine vom Einlauf wurde je nach Durchmesser Verhältnis so gewählt, daß in jedem Falle eine hydraulisch und thermisch voll ausgebildete Strömung gewährleistet war.

Da die Anemometermessung zur Bestimmung des Geschwindigkeitsprofils bzw. Turbulenzgradverlaufes weitgehend bekannt ist, soll nur auf die Meßmethode der Wärmeübergangssonde eingegangen werden. Ihr Aufbau mit der zugehörigen elektrischen Schaltung ist Bild 3 zu entnehmen. Ein sehr feiner 5 μ m dicker Draht (a) - in einem Kunststoffeinsatz eingebettet - ist als Widerstand in eine Wheatstone'sche Brücke (b) geschaltet. Er dient dabei als Widerstandsthermometer und Wärmequelle zugleich. Die vorbeiströmende Luft kühlt den Draht ab. Durch Erhöhen des den Draht durchfließenden elektrischen Stromes wird der Draht wieder auf Wandtemperatur gebracht und die jeweils gemessene zugeführte elektrische Heizleistung

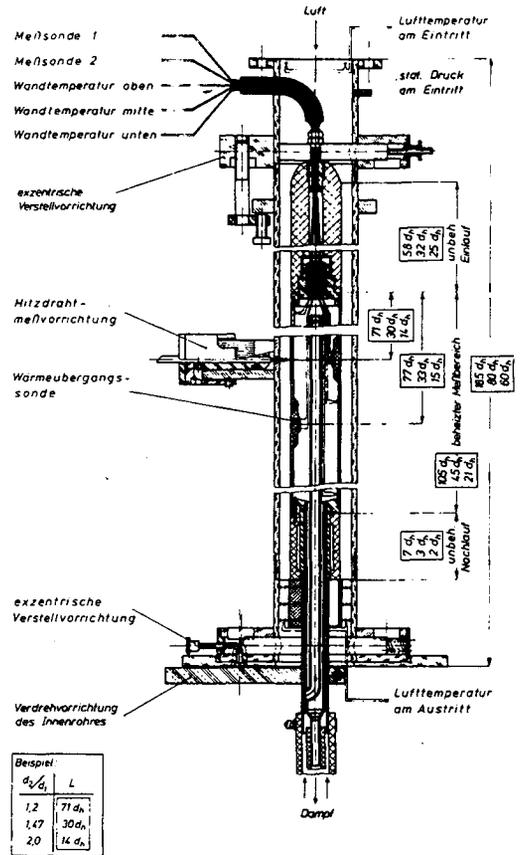


Bild 2. Innenbeheizte Ringkanalmeßstrecke

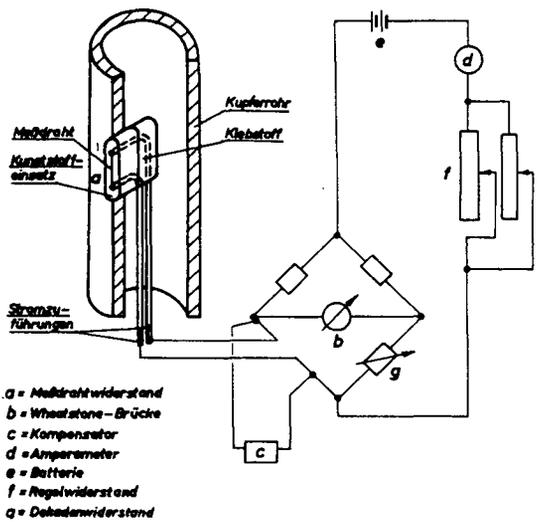


Bild 3. Schaltung der Wärmeübergangssonde

ist ein relatives Maß für den örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten. Aufgrund der geschilderten Meßtechnik ergaben sich zwei Schwerpunkte der Versuche. Als erstes wird über einige Ergebnisse der Strömungsuntersuchungen berichtet.

Bild 4 zeigt zwei Geschwindigkeitsprofile, ausgemessen bei einem Durchmesser Verhältnis

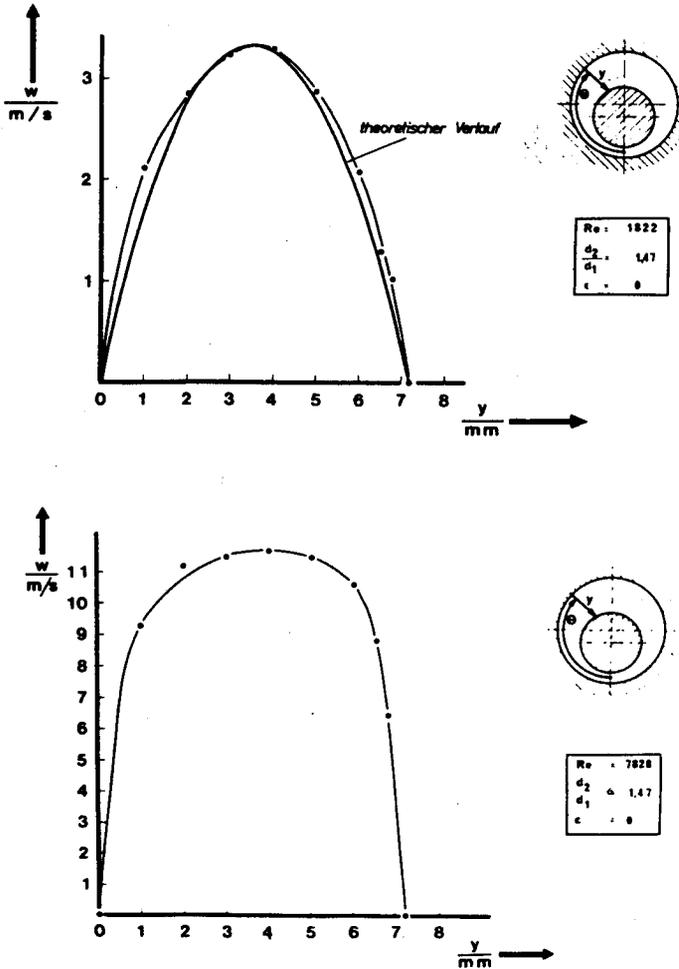


Bild 4. Geschwindigkeitsprofile im konzentrischen Ringspalt

von 1,47, im oberen Teil des Bildes für die Reynoldszahl 1800, im unteren für die Reynoldszahl 7800, jeweils gebildet mit dem hydraulischen Durchmesser des Ringspaltes. Aufgetragen ist die gemessene Geschwindigkeit w über dem Abstand y , gemessen von der Außenwand. Es handelt sich um Profile, die bei konzentrischem Ringspalt ausgemessen wurden, wobei man anhand der Meßpunkte für die Reynoldszahl 1800 deutlich das Laminarprofil erkennen kann, während bei der turbulenten Reynoldszahl von 7800 der Geschwindigkeitsgradient an der Wand wesentlich steiler wird, und das Profil in der Mitte stärker abgeflacht ist. Die zweite im oberen Bild eingetragene Kurve ergibt sich aus dem theoretischen Ansatz für einen laminar durchströmten Ringspalt nach dem Hagen-Poiseuilleschen Gesetz zusammen mit dem Newtonschen Zähigkeitsansatz. Wie man erkennt, ist die Übereinstimmung zwischen Theorie und Experiment recht gut. Insbesondere läßt sich, wie dieses Bild zeigt, auch meßtech-

nisch die leichte Verschiebung des Maximums vom Geschwindigkeitsprofil zum Innenrohr eindeutig nachweisen.

Die zweite strömungstechnisch erfaßte Meßgröße ist der Turbulenzgrad. Er gibt das Verhältnis der effektiven Schwankungen der Geschwindigkeit zu einer zu wählenden Bezugsgeschwindigkeit wieder. Im Bild 5 sind Meßpunkte für den Turbulenzgrad bei einem Durchmesser Verhältnis von 2,0 für einen unbeheizten und einen beheizten exzentrischen Ringkanal gegenübergestellt. Der Turbulenzgrad ist über einem dimensionslosen Wandabstand aufgetragen. Die Verläufe gelten für einen bestimmten Winkel und eine Exzentrizität des Innenrohres, die definiert ist als das Verhältnis der Verschiebung der beiden Mittelpunkte e zur Differenz der beiden Rohrradien.

$$\epsilon = \frac{e}{r_2 - r_1}$$

Parameter der Kurven ist die Reynoldszahl. Prinzipiell stimmen die Verläufe mit den von Laufer [1] für das Rohr und Reichardt

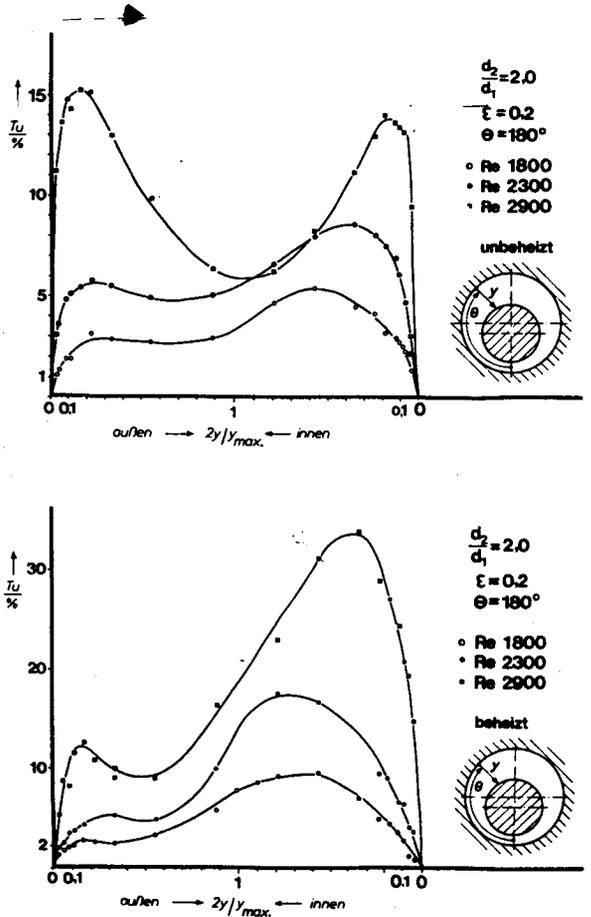


Bild 5. Mittlerer Turbulenzgrad $Tu = f(2y/y_{max})$

[2] für einen Rechteckkanal gemessenen Kurven überein. In der Nähe der Wand besitzt der Turbulenzgrad ein Maximum, was darauf zurückzuführen ist, daß an dieser Stelle die maximale Erzeugung und Dissipation der turbulenten kinetischen Energie stattfindet. Man erkennt außerdem, daß das Maximum mit sinkender Reynoldszahl abnimmt und weiter von der Wand wegwandert. Bei Beheizung des Innenrohres verändert sich der Verlauf des Turbulenzgradprofils über dem Querschnitt prinzipiell kaum, jedoch steigt sein maximaler Wert an der beheizten Innenwand stark an. Für den Verlauf des Turbulenzgrades an der Außenwand hat die Beheizung des Innenrohres keinen Einfluß. Der Wärmeübergang am Innenrohr erhöht also durch zusätzliche Energiezufuhr von der Wand in entscheidendem Maße die turbulente Durchmischung des Fluids in der Strömungsgrenzschicht. Dieser instabilisierend wirkende Einfluß des Wärmeübergangs von der Wand in die Grenzschicht wurde bereits früher an einer Plattenströmung von Liepmann und Fila [3] nachgewiesen. Um die Abhängigkeit der Maximalwerte der Turbulenzgradprofile von der Reynoldszahl und dem dimensionslosen Wandabstand zu erfassen, wurden die aus eigenen Messungen für den unbeheizten konzentrischen Ringspalt erhaltenen maximalen Turbulenzgrade über dem dimensionslosen Wandabstand mit der Reynoldszahl als Parameter im Bild 6 aufgetragen. Die von Laufer [1] bei den Reynoldszahlen 12300, 30800 und 61600 für ein Rohr gemessenen Werte sind ebenso wie ein von Reichhardt [2] bei einer Reynoldszahl von 8000 für einen Rechteckkanal gemessenes Maximum des Turbulenzgrades eingetragen. Der Kurvenverlauf, den man durch die Meßpunkte zeichnen kann, zeigt, daß das Maximum des Turbulenzgrades im Übergangsgebiet stark zunimmt und einen maximalen Wert bei einem dimensionslosen Wandabstand von 0,08 erreicht. Bei laminarer Strömung nimmt der Maximalwert des Turbulenzgrades ab, wobei sich seine Lage weiter in die Kanalmitte verschiebt. Bei steigender Reynoldszahl nimmt der Maximalwert des Turbulenzgrades ebenfalls ab, dabei wächst aber die Frequenz der Schwankungen. Die Lage des Maximalwertes des Turbulenzgrades wandert mit steigender Reynoldszahl von der Mitte des Kanals näher an die Wand, d.h. je turbulen-

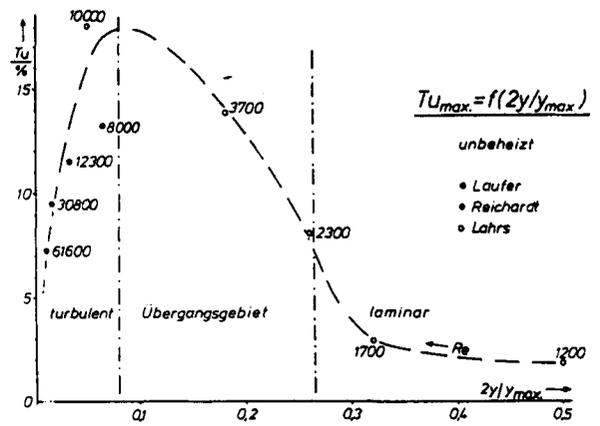


Bild 6. Maximaler Turbulenzgrad $Tu_{max} = f(2y/y_{max})$

ter die Strömung wird, desto dünner wird die laminare Unterschicht und die Linie maximaler kinetischer Energieproduktion und Dissipation rückt näher an die Wand.

Aus diesen sehr umfangreichen strömungstechnischen Untersuchungen soll das Bild 7 einen Eindruck darüber vermitteln, daß in einem Querschnitt sowohl laminare als auch turbulente Strömungszonen gleichzeitig nebeneinander auftreten, die wiederum ihrerseits den Wärmeübergang vom Innenrohr an das Fluid entsprechend beeinflussen. Aufgetragen ist die Geschwindigkeit w über dem vom Außenrohr her gemessenen Wandabstand y mit dem Umfangswinkel θ als Parameter. Gemessen wurden diese Profile für ein Durchmesser Verhältnis von 1,47, eine Exzentrizität von 0,6 und eine Reynoldszahl von 2380. Im breiten Spalt liegt ein turbulentes Strömungsprofil vor, während im engen Spalt laminare Strömung herrscht. Diese Tatsache läßt in Bezug auf den Wärmeübergang den Schluß zu, daß vom engen zum breiten Spalt

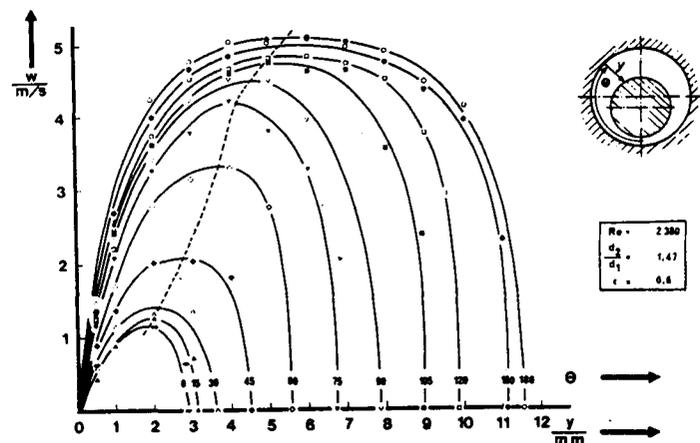


Bild 7. Geschwindigkeitsprofile im exzentrischen Ringspalt

eine entsprechend starke Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten erwartet werden darf.

Über den zweiten Schwerpunkt der Untersuchungen wird im folgenden berichtet. Die Ergebnisse für den mittleren Wärmeübergang sind in dem Bild 8 für ein Durchmesser Verhältnis von 1,2 in doppelt logarithmischem Maßstab durch Auftragen der Nusseltzahl über der Reynoldszahl dargestellt. Man erkennt deutlich, daß die Ergebnisse für die laminare und turbulente Strömung durch zwei voneinander unabhängige Beziehungen wiedergegeben werden können. Die von Monrad und Pelton [4] gefundene Wärmeübergangsbeziehung für den Ringspalt im turbulenten Bereich ist durch die eingetragene Gerade wiedergegeben. Die eigenen Ergebnisse liegen im turbulenten Gebiet für den konzentrischen Fall ca. 20 % unter denen von Monrad und Pelton. Dabei läßt sich mit zunehmender Exzentrizität des Innenrohres eine Abnahme der mittleren Nusseltzahl feststellen. Diese Tatsache ist am besten durch die im Bild 8 angegebene Beziehung wiederzugeben, der die Gleichung von Monrad und Pelton [4] zu Grunde liegt. Die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Exzentrizität konnte durch den Ausdruck $(1,6 - \frac{\epsilon}{2}) \cdot 10^{-6}$ berücksichtigt werden. Im laminaren Gebiet ist eine ähnliche Abhängigkeit des mittleren Wärmeübergangs von der Exzentrizität festzustellen, wobei jedoch die Steilheit der Kurve und damit der Exponent der Reynoldszahl sich ändert.

beschriebenen Wärmeübergangssonde. Für eine Exzentrizität von 0,4 bei einem Durchmesser Verhältnis von 1,47 ist die örtliche Nusseltzahl gebildet mit einem mittleren hydraulischen Durchmesser des Ringspalt über dem Umfangswinkel φ des Innenrohres aufgetragen. Die äußere Kurve gilt für die maximale, die innere für die minimale Reynoldszahl. Bei der Reynoldszahl von 4500 sieht man einen gleichmäßigen Anstieg der Nusseltzahl vom engsten zum größten Spalt. Auffallend ist jedoch das starke Anwachsen der Nusseltzahl in einem bestimmten Bereich des Umfangs bei niedrigeren Reynoldszahlen. Im engsten Spalt treten bereits für eine mittlere Reynoldszahl von 3500 Nusseltwerte auf, die normalerweise bei laminarer Strömung erzielt werden. Bei einem Winkel von 40° - vom engsten Spalt aus gemessen - nimmt die Nusseltzahl um 60 % zu. Bei weiter abnehmender Reynoldszahl verschiebt sich die starke Zunahme der Nusseltzahl zu größeren Winkeln. Diese Verläufe lassen darauf schließen, daß turbulente Strömungsgebiete, die einen guten Wärmeübergang ermöglichen, neben laminaren Strömungsgebieten auftreten. Dabei nimmt der Anteil des turbulenten Gebietes, das den Wärmeübergang verbessert, mit sinkender Reynoldszahl ab. Die turbulente Zone verschiebt sich dabei zum größten Spalt. Unterhalb einer mittleren Reynoldszahl von 1800 ist keine turbulente Strömung mehr zu beobachten. Dies wird auch durch die Geschwindigkeitsmessungen, die im Bild 10 dargestellt sind, bestätigt. Greift man sich aus dem Wärmeübergangsdiagramm (Bild 9) als Beispiel den Kurvenverlauf für die Reynoldszahl 2900 heraus, so ist die starke Zunahme der Nusseltzahl für den Umfangswinkel von 30° bis 60° gemessen

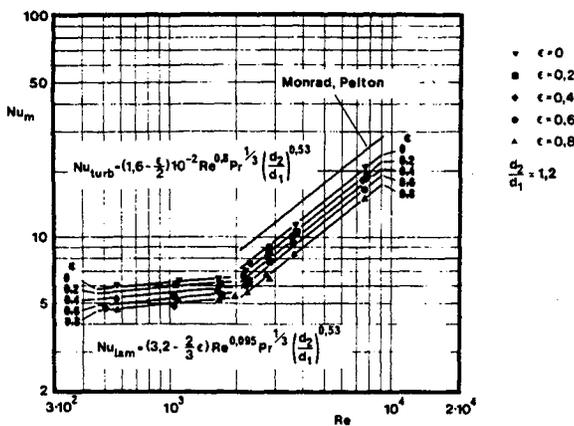


Bild 8. Mittlerer Wärmeübergang im Ringspalt

Bild 9 zeigt die Verteilung des örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten über dem Umfang des Innenrohres, gemessen mit der vorher

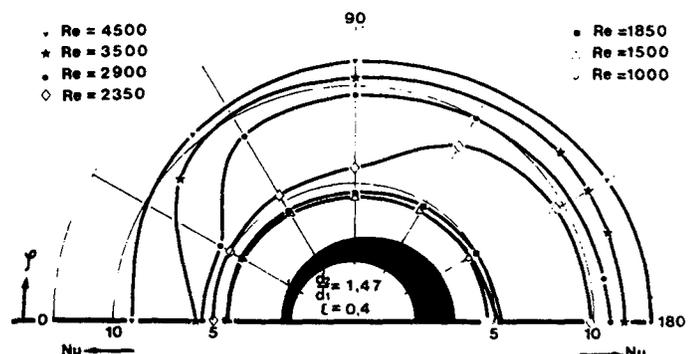


Bild 9. Örtlicher Wärmeübergang im exzentrischen Ringspalt

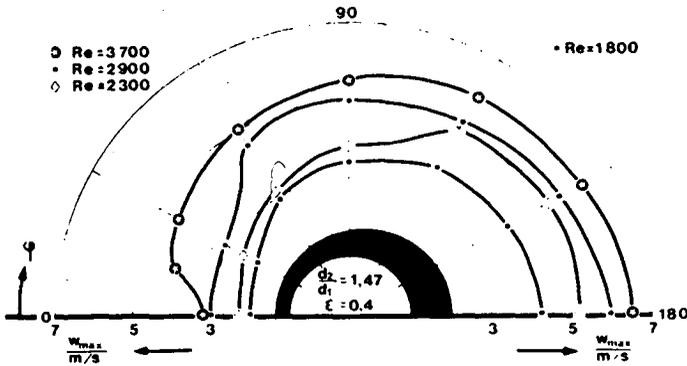


Bild 10. Maximale Geschwindigkeit im exzentrischen Ringspalt

sen worden. Zieht man den bei gleicher Reynoldszahl ausgemessenen Kurvenverlauf des Geschwindigkeitsmaximums (Bild 10) zum Vergleich heran, so ist auch dort zwischen 30° und 60° ein starkes Anwachsen der Geschwindigkeit zu verzeichnen.

Für die Praxis ist sowohl das Verhältnis des örtlichen zum mittleren Wärmeübergangskoeffizienten als auch das den minimalen im engsten bzw. des maximalen im größten Spalt zum mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von Interesse. Im Bild 11 ist der relative örtliche Wärmeübergang über dem abgewinkelten halben Umfang für eine Reynoldszahl von 4500 mit der Exzentrizität als Parameter aufgetragen. Der Kurvenverlauf zeigt, daß mit zunehmender Exzentrizität die örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten von den mittleren stärker abweichen. Der Wärmeübergang ist für eine Reynoldszahl von 4500 im engsten Spalt bis zu 40 % niedriger als im Mittel. Dagegen beträgt die Zunahme des örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten im weitesten Spalt nur maximal ca. 30 %. Der Verlauf dieser Kurven stimmt qualitativ mit von Fauré [5] und Tachibana u.a. [6] gemessenen Verteilungen überein. Diese Tatsache bedeutet, daß man beim Messen eines mittleren Wärmeübergangskoeffizienten mit zwei etwa gleich großen Umfangsbereichen rechnen muß, in denen mit zunehmender Exzentrizität ein prozentual bis zu 40 % niedrigerer oder höherer Wärmeübergangskoeffizient auftreten kann als der gemessene mittlere.

Die extremen Verhältnisse $\frac{\alpha_{max}}{\alpha_m}$ und $\frac{\alpha_{min}}{\alpha_m}$ sind für das Durchmesser Verhältnis von 1,47 im Bild 12 über der Reynoldszahl mit der

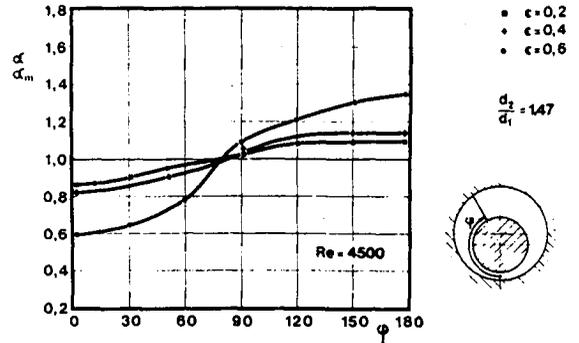


Bild 11. Relativer Wärmeübergangskoeffizient im exzentrischen Ringspalt

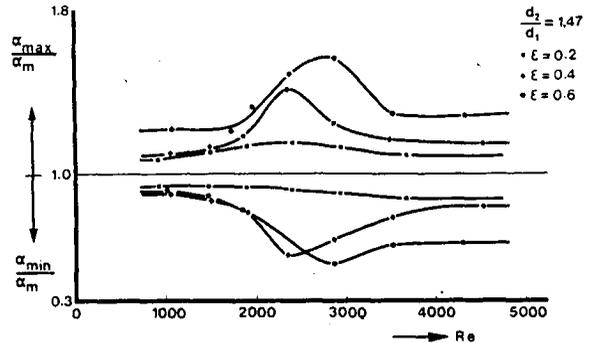


Bild 12. Relativer Wärmeübergangskoeffizient im exzentrischen Ringspalt

Exzentrizität als Parameter aufgetragen. In einem Reynoldszahlbereich von 1800 bis 3500 treten extrem große Abweichungen des Wärmeübergangskoeffizienten vom Mittelwert im engsten sowie im weitesten Spalt auf. Bei der geringsten Exzentrizität sind die relativen Wärmeübergangskoeffizienten nahezu unabhängig von der Reynoldszahl. Mit zunehmender Exzentrizität macht sich bei Reynoldszahlen zwischen 1800 und 3500 das gleichzeitige Auftreten von laminaren und turbulenten Strömungszonen über dem Querschnitt bemerkbar, so daß starke Differenzen des Wärmeübergangskoeffizienten vom engsten zum weitesten Spalt von $\pm 60\%$ auftreten.

Diese großen Unterschiede im Wärmeübergang können bei Wärmetauschern hoher Leistungsdichte mit aufgeprägter Heizflächenbelastung zu erheblicher Materialbeanspruchung führen. Wie diesem Bild zu entnehmen ist, muß man speziell im Übergangsbereich laminar-turbulent mit derartigen Phänomenen rechnen, da bei einer exzentrischen Verlagerung des inneren Rohres in einem Ringspalt Strömungszonen laminarer und turbulenter Natur nebeneinander gleichzeitig auftreten können.