

Modellierung und Berechnung von Blasenströmungen in Laufradkanälen von Kreiselpumpen

Volker Schütte

1. Problemstellung

Ausgehend von den Anforderungen aus der Volkswirtschaft, insbesondere der Energiewirtschaft und vor allem der chemischen Industrie, der Erdölindustrie sowie des Bergbaus und Hüttenwesens, kommt der Untersuchung von Mehrphasenströmungen in Turbopumpen und -verdichtern immer mehr Bedeutung zu. Das Förderverhalten ändert sich bei Anwesenheit einer zweiten Phase im Fördermedium mitunter beträchtlich. So führen z. B. verschmutzte Luft oder verschmutzte technische Gase bei Kreiselpumpen oder Luftanteile im Erdöl bei Kreiselpumpen zu einer Reduzierung der spezifischen Förderarbeit und damit des Wirkungsgrades der Maschine. Erreicht der Gasvolumenstromanteil bei der Förderung von Gas-Flüssigkeits-Gemischen in radialen Kreiselpumpen Werte über 15 %, so wird das Förderverhalten instabil, und die Förderung reißt ab. Für den Betreiber von Pumpen- und Verdichteranlagen ist es daher wichtig zu wissen, welches Verhalten die Turbomaschine bei welchem Grad der Verunreinigung des Fördermediums zeigt, um darauf entsprechend reagieren zu können.

Andererseits werden von der Industrie spezielle Turbomaschinen angefordert, um gezielt bestimmte Mehrphasengemische (z. B. Gas-Flüssigkeits-Gemische, Schlacke-Asche-Gemische, staubbeladene Luft) zu fördern.

Die Auslegung von Turbomaschinen zur Förderung heterogener Medien ist mit den herkömmlichen Verfahren für reine Fördermedien nur bedingt möglich. Es machen sich spezielle experimentelle Untersuchungen und die Entwicklung empirischer Auslegungsverfahren aber auch entsprechende theoretische Untersuchungen von Mehrphasenströmungen in Turbomaschinen und die Entwicklung spezieller Verfahren zur Nachrechnung der heterogenen Laufradströmung notwendig.

Nachfolgend wird ein Verfahren zur Berechnung von Blasenströmungen in den Laufradkanälen von Turbopumpen vorgestellt. Ziel dieses Verfahrens ist es, bei vereinfachten Modellvorstellungen die zwischen Trag- und Deckscheibe gemittelte Gasvolumenverteilung über den gesamten Laufradkanal, vom Eintritt zum Austritt und von Saugseite zur Druckseite zu bestimmen. Zur Berechnung der Phasenverteilung im rotierenden Laufradkanal ist international nichts bekannt. Lediglich Hahn [1] sowie Steinheimer und Lilienblum [2] in Zusammenarbeit mit Will [3] unternahmen Versuche der ein- bzw. zweidimensionalen Berechnung.

Die Modellierung der Blasenströmung erfolgt im Rahmen der Diffusionsnäherung für Zweigeschwindigkeitsgemische. Die Berechnung der Gemischströmung als Ganzes basiert auf der Berechnung der dreidimensiona-

len reibungsbehafteten Laufradströmung unter Berücksichtigung der turbulenten Grenzschichtströmungen und der Sekundärströmungen. Die Gasverteilung wird durch entsprechende Ansätze für den Phasenschlupf und die Zustandsgleichung des Gemisches erfaßt.

Dieses Verfahren ist in das Programmsystem GEMIF [4] bis [6] eingebunden und hat bereits seine Anwendung bei der Untersuchung von in der Praxis eingesetzten Kreiselpumpen zur Förderung von Gas-Flüssigkeits-Gemischen gefunden.

2. Modellierung der Blasenströmung im Laufradkanal

Eine umfassende Darstellung des Betriebsverhaltens von Turbopumpen bei der Förderung von Gas-Flüssigkeits-Gemischen gibt Kosmowski [7]. Er behandelt und entwickelt aber gleichzeitig auch grundlegende Fragen der Modellierung von Blasenströmungen (siehe auch [8], [9]). Daran anknüpfend untersucht Lilienblum [10] in Anlehnung an Ishii [11] den Einfluß der Turbulenz auf die Blasenströmung in ruhenden Kanälen und die Übertragbarkeit der so gewonnenen Modelle auf die rotierenden Laufradkanäle. Analog untersucht Wömpner [12] den Einfluß der Koaleszenz.

Bei all diesen Untersuchungen stehen die Autoren vor zwei grundsätzlichen Problemen. Erstens ist es kaum möglich, detaillierte Messungen von Strömungsparametern oder -strukturen im rotierenden Kanal vorzunehmen. Es stellt sich die schwierige und mit entsprechenden Unsicherheiten verbundene Aufgabe, Modellansätze für einzelne Strömungseffekte in ruhenden Systemen (senkrechter und schräger Kanal, Krümmer, Diffusor) zu überprüfen und dann durch Ähnlichkeitsbetrachtungen auf das rotierende System zu übertragen. Hinzu kommt, daß das rotierende Relativsystem kein Inertialsystem ist und daß nicht alle Effekte im rotierenden System im ruhenden modelliert werden können. Zweitens zeigt sich, je mehr Effekte in das Modell einbezogen werden, desto komplizierter werden die Gleichungssysteme und dann kaum mehr lösbar. So beschränkt sich Lilienblum [10] auf quasieindimensionale Berechnungen. Auch eigene Versuche, die von Nigmatulin [13] entwickelten Gleichungssysteme für monodisperse Gemische auf die mehrdimensionale Kanalströmung anzuwenden, scheiterten an der rechentechnischen Realisierbarkeit.

Die entscheidende Größe zur Charakterisierung von gasbeladenen Flüssigkeitsströmungen in Laufradkanälen von Turbopumpen ist die Gasvolumenverteilung. Der Verfasser nahm gemeinsam mit Wunderlich [14] umfang-

reiche Beobachtungen der Kanalströmung mit Hilfe von Stroboskopen, Funkenblitzaufnahmen und Zeitlupekameras vor. Im Laufradkanal bildet sich eine Blasenströmung mit sehr kleinen, fein verteilten Blasen aus. Die Größe der Blasen ist nahezu unabhängig vom Gasvolumenanteil der Zulaufströmung. Der Blasenradius ist kleiner 0,5 mm. Bestimmend für die Blasengröße im Kanal ist die Dispersionswirkung des Laufrades in der Einlaufströmung. Die Verteilung der Blasen im Kanal hängt sehr stark vom Betriebspunkt ab. Die Blasen konzentrieren sich im Teillastbereich ausschließlich druckseitig. Beim Übergang zum Überlastbereich dehnt sich der Blasenschwarm mehr und mehr zur Saugseite aus, löst sich aber nur zögernd von der Druckseite. Das Gas ist dann bis auf Schaufelnähe über den gesamten Kanal verteilt. Die Förderung im Teillastbereich ist auch bei stark abnehmendem Fördervolumenstrom möglich, wohingegen der Überlastbereich sehr schmal ist, da die Förderung bei Fördervolumenströmen nur wenig größer als der Nennvolumenstrom abbricht. Der Förderbereich insgesamt wird um so begrenzter, je höher der Gasvolumenanteil der Zulaufströmung ist, wobei der Nennvolumenstrom abnimmt. In radialen Kreiselpumpen wird beginnend bei Gasvolumenstromanteilen von etwa 15 – 20 % das Förderverhalten instabil bis schließlich keine Förderung mehr möglich ist. Um Gemische mit höheren Gasvolumenanteilen anzusaugen, muß Gas aus dem Laufradkanal und/oder Radseitenraum abgeführt werden. Das geschieht in der praktischen Ausführung durch Bohrungen in der Tragscheibe unmittelbar hinter dem Kanaleintritt. Um die Lage der Bohrungen zu optimieren, ist wiederum die genaue Kenntnis der Phasenverteilung notwendig. Detailliertere Ausführungen sind den Arbeiten [7], [14] zu entnehmen.

Wie soll nun die Blasenströmung im Laufradkanal modelliert werden mit dem vorrangigen Ziel, die Phasenverteilung zu berechnen?

Es werden zunächst folgende Annahmen über die Blasenströmung im Laufradkanal getroffen:

1. Die Größe der dispersen Einschlüsse (der Blasen) ist um vieles kleiner als die Abstände, auf denen sich die gemittelten Parameter des Gemisches und der Phasen ändern.
2. Es finden keine Phasenübergänge statt.
3. Die Temperatur in den Phasen bleibt konstant.
4. Die Pulsation der Blasen ist vernachlässigbar.
5. Der Schlupf ist um vieles kleiner als die Geschwindigkeit der Dispersionsphase, d. h. $v_{GF} \ll v_F$.
6. Die Inertialkräfte der dispersen Phase sind vernachlässigbar, da $\rho_G/\rho_F \ll 1$.
7. Von den Phasenwechselwirkungskräften sind im Laufrad nur die Archimedeskraft und die Reibungskraft ausschlaggebend.

Die letzte Annahme stützt sich auf die Untersuchungen von Minemura und Murakami [15], die den Einfluß der Archimedeskraft, der Reibungskraft, der Kraft aus dem Effekt der virtuellen Masse und der Bassetkraft beim Durchlauf einer einzelnen Blase durch den rotierenden Kanal berechneten.

Unter diesen Voraussetzungen kann die Blasenströmung im Laufradkanal als ein Mehrgeschwindigkeitskontinuum im Rahmen der Diffusionsnäherung modelliert werden, wobei für die Gemischdichte und die Gemischgeschwindigkeit gilt

$$\rho \sim (1 - \epsilon)\rho_F, \quad \vec{v} \sim \vec{v}_F. \quad (1)$$

Die Kontinuitätsgleichungen für die Phasen und die Bewegungsgleichung für das Gemisch im rotierenden Kanal können dann wie folgt angegeben werden

$$\text{div} (1 - \epsilon)\vec{v}_F = 0, \quad \text{div} \epsilon\rho_G \vec{v}_F = -\text{div} \epsilon\rho_G \vec{v}_{GF}; \quad (2)$$

$$\frac{d\vec{v}_F}{dt} = -\frac{1}{(1 - \epsilon)\rho_F} \text{grad } p_F - \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) - 2(\vec{\omega} \times \vec{v}_F). \quad (3)$$

Dieses Gleichungssystem ist durch die Angabe der Zustandsgleichung für das Gemisch und durch Beziehungen für die Diffusionsgeschwindigkeit (den Schlupf) \vec{v}_{GF} abzuschließen. Als Zustandsgleichung sollen mit $R = 3V/4A$ (V – mittleres Volumen der Gaseinschlüsse, A – mittlere Projektionsfläche der Einschlüsse) als dem mittleren gleichwertigen Radius die folgenden Beziehungen funktieren

$$p_F = \rho_G R_G T_G - \frac{2\sigma}{R}, \quad R = R_0 \left(\frac{\rho_{G0}}{\rho_G} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (4)$$

Das heißt, es wird die Laplacegleichung für eine einzelne kugelförmige Blase durch Einführen des gleichwertigen Radius auf die Blasenströmung mit dispersen Gaseinschlüssen beliebiger Form verallgemeinert. Für die Diffusionsgeschwindigkeiten werden die von Ishii und Zuber [16] angegebenen Beziehungen herangezogen. Es wird vorausgesetzt, daß diese Beziehungen der Abhängigkeit des Schlupfes als einer Geschwindigkeitsdifferenz von der Archimedeskraft auch für das rotierende System gelten. Sie erfassen den Bereich vom Stokes-Regime bis zum Regime der schaumig-turbulenten (churn-turbulent) Blasenströmung:

(a) Das viskose Regime

$$\text{Kriterium 1: } N_\mu < 0,11 \frac{1 + \Psi}{\frac{8}{\Psi^3}};$$

mit

$$N_\mu = \frac{\mu_F}{(\rho_F \sigma \left(\frac{\sigma}{|\text{grad } p_F|} \right)^{\frac{1}{2}})^{\frac{1}{2}}},$$

$$\Psi = 0,55 \left[\left(1 + 0,88 \frac{R^3 |\text{grad } p_F|}{\rho_F \nu_F^2} \right)^{\frac{4}{7}} - 1 \right]^{\frac{3}{4}};$$

$$v_{GF} = 10,8 \left(\frac{\nu_F}{R} \right) (1 - \epsilon)^3 \frac{\Psi^{\frac{4}{3}} (1 + \Psi)}{1 + (1 - \epsilon)^{\frac{9}{7}} \Psi}. \quad (5)$$

Die Blasen sind nahezu kugelförmig, bewegen sich in Richtung Druckabfall und beeinflussen sich nicht gegenseitig. Bei sehr kleinen Blasenradien oder Druckgradienten geht die Beziehung (5) über in die Beziehung für das Stokes-Regime (schleichende Kugelumströmung).

(b) Das Newtonsche Regime

$$\text{Kriterium 2: } R \geq 34,65 \left(\frac{\mu_F^2}{\rho_F |\text{grad } p_F|} \right)^{\frac{1}{3}};$$

$$v_{GF} = 9280 \left(\frac{\nu_F}{R} \right) \frac{(1 - \epsilon)^3}{1 + 17,67 (1 - \epsilon)^{\frac{9}{7}}}. \quad (6)$$

Dieses Regime ist dadurch gekennzeichnet, daß innerhalb des Kriteriums 1 ab einem bestimmten Blasenradius der Widerstandsbeiwert nur vom Gasvolumenanteil abhängt.

(c) Das Verzerrungs- und Pendelregime

$$\text{Kriterium 3: } N_\mu > 0,11 \frac{(1 + \Psi)}{\Psi^{\frac{8}{3}}};$$

$$v_{GF} = 1,41 (1 - \epsilon)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{\sigma |\text{grad } p_F|}{\rho_F^2} \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (7)$$

In diesem Regime beeinflussen die Grenzschicht- und Nachlaufströmungen an den Blasen deren Form und Bewegung sehr stark. Die Blasen verzerren sich zu ellipsoiden Formen oder Pilzformen und pendeln hin und her. Der Widerstandskoeffizient wird unabhängig von Geschwindigkeit und Viskosität.

(d) Das schaumig-turbulente Regime

$$\text{Kriterium 4: } We = \frac{2 R \rho_F v_{GF}^2}{\sigma} \geq 8;$$

$$v_{GF} = 1,41 \left(\frac{\sigma |\text{grad } p_F|}{\rho_F^2} \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (8)$$

Wenn im Verzerrungs- und Pendelregime der Radius weiter zunimmt, so beginnen sich die Blasen durch die Grenzschicht- und Kielströmungen gegenseitig unmittelbar zu beeinflussen. Man spricht ab einem Gasvolumenanteil $\epsilon \sim 0,3$ oft hier schon von der schaumig-turbulenten oder der Übergangsströmung. Es können auf Grund der Blasenverformungen sehr hohe Gasvolumenanteile realisiert werden. Bei kugelförmigen Blasen wäre eine maximale Packung von nur $\epsilon = 0,62$ möglich. Der Schlupf wird nach Formel (8) unabhängig vom Gasvolumenanteil, wenn entsprechend dem Weberkriterium 4 die Blasen instabil werden und sich Dispersionseffekte einstellen. Bei hohen Gasvolumenanteilen können zusätzlich noch Koaleszenzeffekte auftreten, die eine Erhöhung des Schlupfes mit sich bringen (siehe [12]). Diese Effekte sollen hier jedoch vernachlässigt werden.

Das Gleichungssystem (2) – (8) wird abschließend noch insofern modifiziert, als daß Gleichung (3) durch Rei-

bungsglieder bei den Grenzschichtrechnungen an den Schaufeln und den Scheiben erweitert wird, wobei sowohl nach Ishii und Zuber [16] als auch nach Nigmatulin [13] die Viskosität des Gemisches als Ganzes über die Beziehung

$$\mu = \mu_F (1 + \epsilon) \quad (9)$$

bestimmt wird.

Zusammenfassend bedeutet dies, daß das Blasengemisch als Ganzes als homogene reibungsbehaftete Laufradströmung bei einer effektiven Dichte $\rho = (1 - \epsilon) \rho_F$ und einer effektiven Viskosität $\mu = \mu_F (1 + \epsilon)$ berechnet wird. Die Relativbewegung der Phasen wird über die zweite Kontinuitätsgleichung (2), die Zustandsgleichung (4) und die Beziehungen (5) – (8) für den Schlupf in Abhängigkeit vom Strömungsregime berechnet.

3. Numerische Umsetzung im Programmsystem GEMIF

Die numerische Lösung des Gleichungssystems (2) – (8) erfolgt iterativ. Zunächst wird von einer gleichmäßigen Gasvolumenverteilung entsprechend dem Gasvolumenanteil der Zulaufströmung ausgegangen und die reibungsbehaftete dreidimensionale Gemischströmung als Ganzes berechnet. Anschließend wird die Gasrelativbewegung bestimmt. Mit der sich daraus ergebenden Gasvolumenverteilung wird wiederum die Gemischströmung als Ganzes berechnet, wobei die effektive Dichte und die effektive Viskosität als quasikonstante Größen behandelt werden, d. h. in den Differenzenbeziehungen gehen ihre zwischen den Gitterpunkten gemittelten Werte ein. Danach wird wieder die Gasrelativbewegung bestimmt usw., bis sich die Gasvolumenverteilung von Iteration zu Iteration nicht mehr ändert. Abschließend erfolgt die Mittelwertbildung des Gasvolumenanteils zwischen Trag- und Deckscheibe (massenstromgemittelte Werte).

4. Beispielrechnung

Die mit dem oben beschriebenen Verfahren berechneten Gasvolumenverteilungen können qualitativ mit visuellen Beobachtungen der Laufradströmung verglichen



Bild 1
Momentaufnahme der Gasverteilung im Laufradkanal bei Teillast

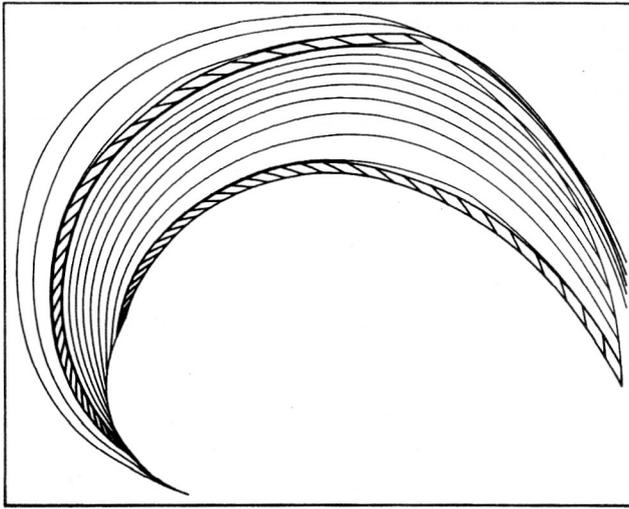


Bild 2
 Laufrad Z 100 – 350
 Stromlinien der Dispersionsphase

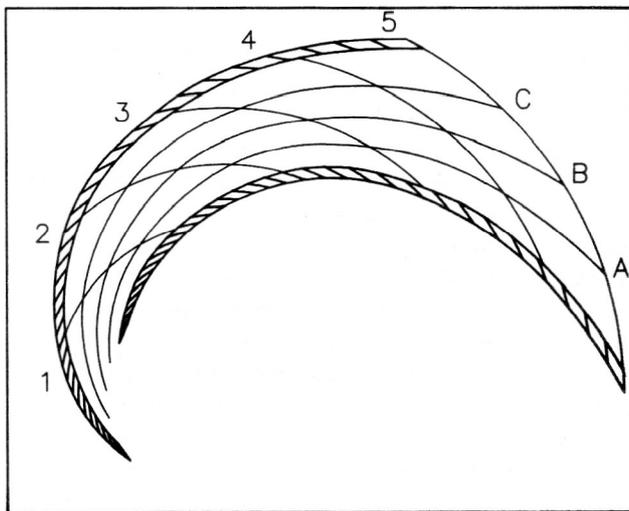


Bild 3
 Laufrad Z 100 – 350
 Schnittflächen der Rechnungsausgabe

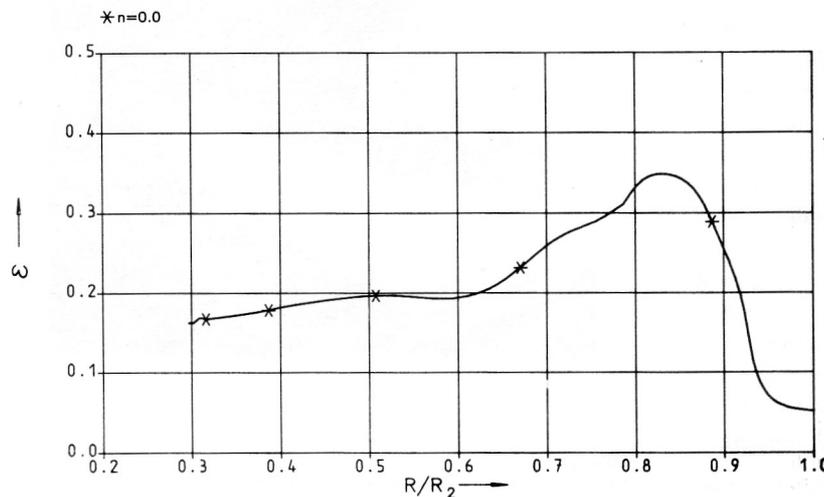


Bild 4
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenverteilung Fläche A

werden. Ein quantitativer Vergleich der örtlichen Größe des Gasvolumenanteils ist nicht möglich, solange keine entsprechenden Meßmethoden zur Verfügung stehen. Bei photographischen Aufnahmen (Bild 1) wird das Licht um so stärker reflektiert, je höher die Gaskonzentration ist. Helle Gebiete bedeuten einen hohen Gasvolumenanteil, dunkle Gebiete reine Flüssigkeit. Damit kann vor allem die sich verschiebende Gasverteilung zwischen Druck- und Saugseite bei Teillast verglichen werden.

Bild 1 zeigt die Momentaufnahme der Kanalströmung in einem radialen Versuchslaufrad im Teillastbereich $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$ und bei einem Gasvolumenanteil der Zulaufströmung von $\epsilon = 0,15$. Deutlich ist zu erkennen, daß sich das Gas druckseitig durch den Kanal bewegt, wohingegen saugseitig eine reine Flüssigkeitsströmung stattfindet. In den Bildern 4 bis 10 sind die mit dem Programmsystem GEMIF gewonnenen Rechenergebnisse für diesen Betriebspunkt dargestellt. Die Rechnung spiegelt eindeutig die druckseitige Gaskonzentration und die saugseitige reine Flüssigkeitsströmung wieder. Lediglich unmittelbar an der Saugseite des Kanals liefert die Rechnung einen schmalen Bereich hoher Gaskonzentration, der auf dem Bild 1 nicht zu erkennen ist. Das hängt offenbar damit zusammen, daß die Berechnung der Gemischförderung als Ganzes unmittelbar an der Saugseite einen starken Druckabfall zur Saugseite hin liefert. Dementsprechend wird das Gas zur Saugseite beschleunigt, da im Modell vorausgesetzt wurde, daß der Schlupf nur von der Archimedeskraft abhängt. Offenbar wirken in Wandnähe zusätzliche Wechselwirkungsmechanismen, die im Modell nicht erfaßt wurden. Hier sind weitergehende Untersuchungen notwendig.

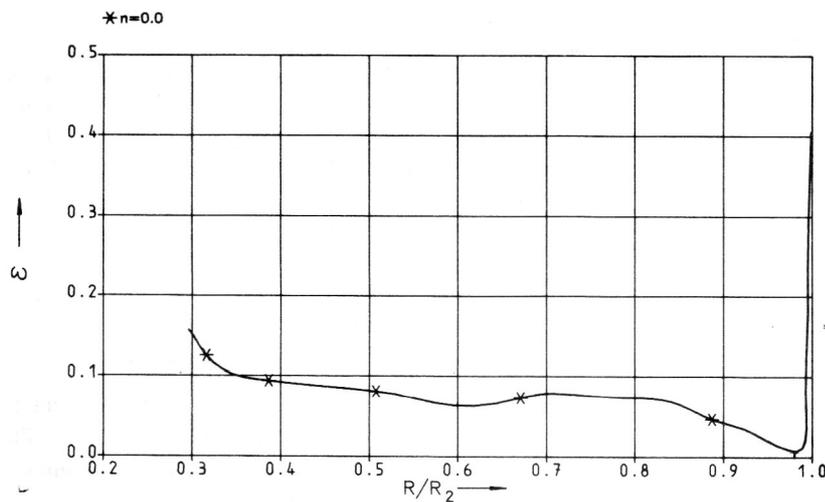


Bild 5
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenverteilung Fläche B

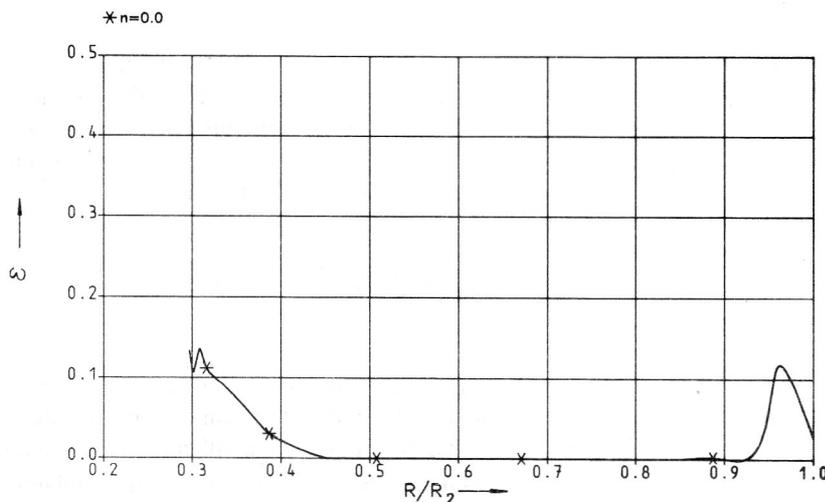


Bild 6
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenverteilung Fläche C

LITERATUR

- [1] Hahnl, W.: Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen mittels Kreiselpumpen – Theoretische Grundlagen. Diss., TH Magdeburg, 1979.
- [2] Steinheimer, K.-H., Lilienblum, W.: Strömungstechnische Grundlagen der Zweiphasenströmung gasförmig/flüssig zur Erweiterung des Programmsystems GISTRO 3. Forsch.-Bericht (Studie), TH Magdeburg, Sektion 7, 1980.
- [3] Will, G., Finzel, R.: Erprobung des Programmes Gistro 2p auf der EDVA Odra 1204. Forsch.-Bericht, TU Dresden, Sektion Energieumwandlung, 1981.
- [4] Kosmowski, I.; Jäger, N.; Lilienblum, W.; Schütte, V.; Steinheimer, K.-H.; Stephan, R.; Wömpner, H.-V.; Wunderlich, B.: Zweidimensionale gasbeladene Flüssigkeitsströmungen. Forsch.-Abschlußbericht, TH Magdeburg, Sektion 7, 1986.
- [5] Oldenburg, M. u. a.: Rechnergestützte Auslegung bei Kreiselpumpen. Forsch.-Abschlußbericht, TU Magdeburg, SDP, 1988.
- [6] Schütte, V.: GEMIF-Programm zur Berechnung reiner und gasbeladener Flüssigkeitsströmungen unter besonderer Beachtung turbulenter Sekundärströmungen. 6. Symposium Pumpen und Verdichter, Magdeburg, 1989.
- [7] Kosmowski, I.: Förderung gasbeladener Flüssigkeiten mit Turbopumpen. Diss. B, TU Dresden, 1982.
- [8] Kosmowski, I.: Strömungstechnische Betrachtung der Gemischförderung mit Kreiselpumpen. 4. Symposium Pumpen und Verdichter, Magdeburg, 1981.
- [9] Kosmowski, I.; Lilienblum, W.: Energiegleichung der gasbeladenen Flüssigkeitsströmung. Wiss. Zeitschr. TH Magdeburg **25** (1981) 4, S. 39 – 42.
- [10] Lilienblum, W.: Zusammenhänge von Geschwindigkeits- und Phasenverteilung in Blasenströmungen. Diss. B, TH Leuna-Merseburg, 1985.
- [11] Ishii, M.: Thermo-fluid dynamic theory of two-phase flow. Eyrolles, Paris, 1975.
- [12] Wömpner, H.-V.: Untersuchungen zum Koaleszenzeinfluß auf das Betriebsverhalten von Turbopumpen radialer und diagonaler Bauart bei der Förderung gasbeladener Flüssigkeiten. Diss., TU Magdeburg, 1988.
- [13] Nigmatulin, R. I.: Osnovy mekhaniki geterogennykh sred. Nauka, Moskva, 1978.
- [14] Wunderlich, B.: Experimentelle Untersuchungen zum Förderverhalten von Kreiselpumpen bei Flüssigkeits-Gasgemischen. Diss., TH Magdeburg, 1981.
- [15] Minemura, K.; Murakami, M.: A Theoretical Study on Air Bubble Motion in a Centrifugal Pump Impeller. Trans. ASME, Ser. I, Journal of Fluids Engineering, Vol. 102 (1980), pp. 446 – 455.
- [16] Ishii, M.; Zuber, N.: Drag Coefficient and Relative Velocity in Bubbly, Droplet or Particulate Flows. AIChE Journal **25** (1979) 5, pp. 843 – 855.

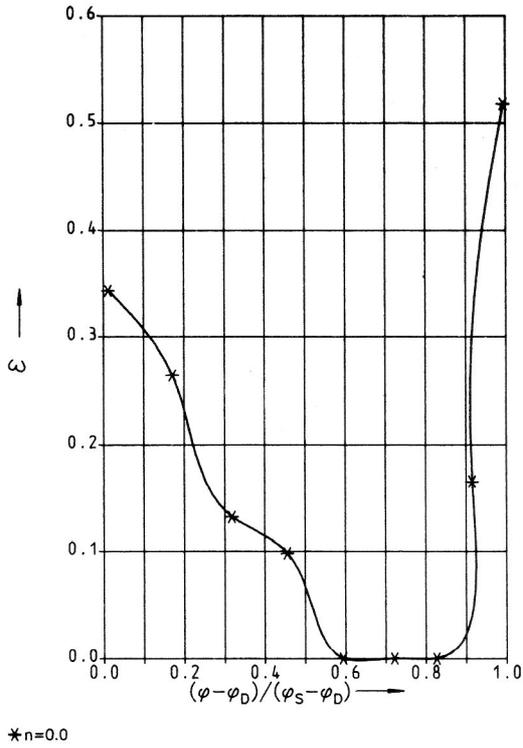


Bild 7
 Laufrad Z100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenanteil Fläche 2

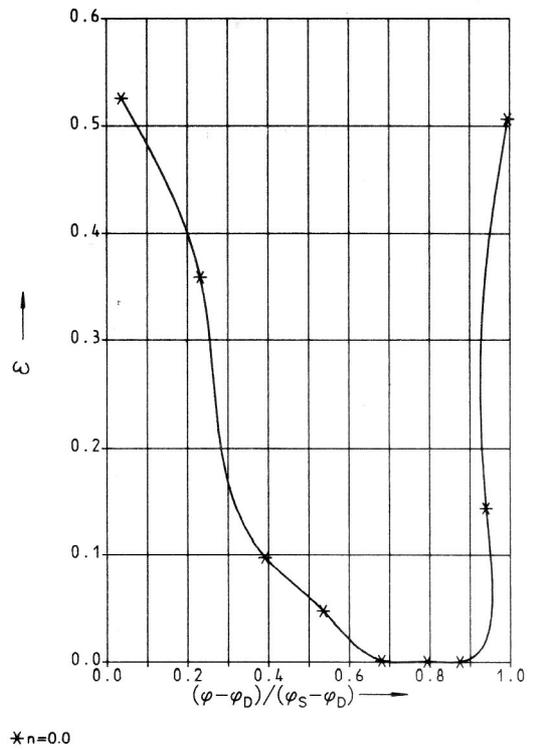


Bild 9
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenanteil Fläche 4

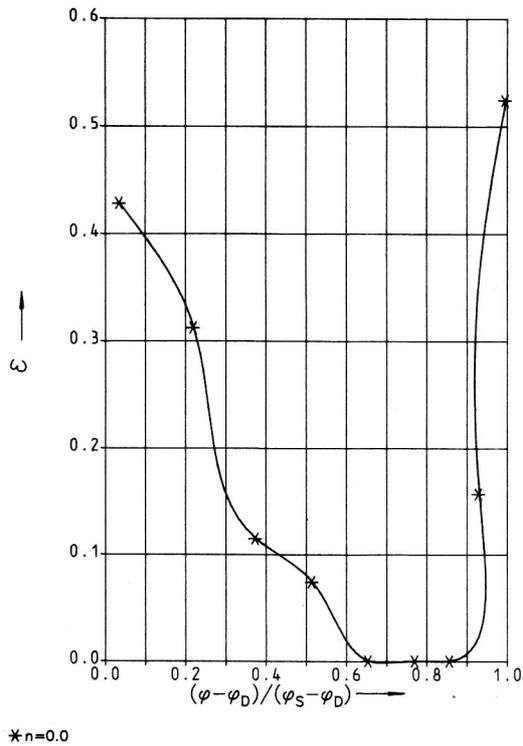


Bild 8
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenanteil Fläche 3

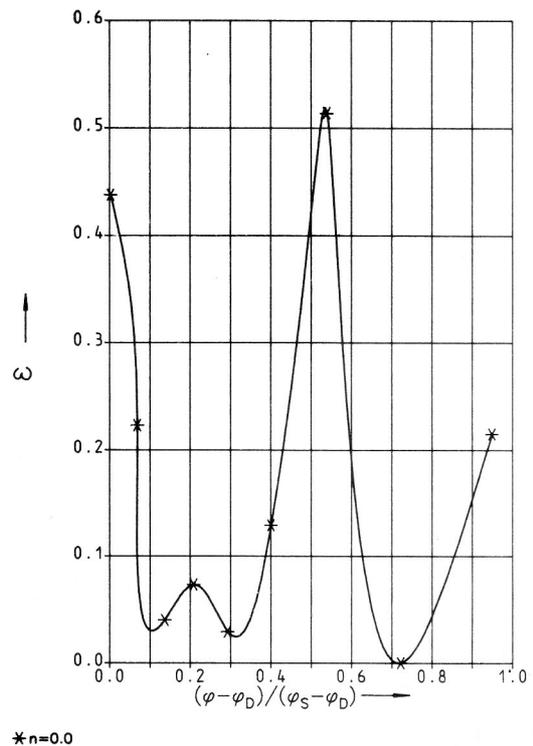


Bild 10
 Laufrad Z 100 – 350 Betriebspunkt $\dot{v}/\dot{v}_N = 0,79$
 Gasvolumenanteil Fläche 5

Anschrift des Verfassers:

Dr. rer. nat. Volker Schütte
 Technische Universität „Otto von Guericke“
 Sektion Dieselmotoren, Pumpen und Verdichter
 PSF 124
 Magdeburg
 3040