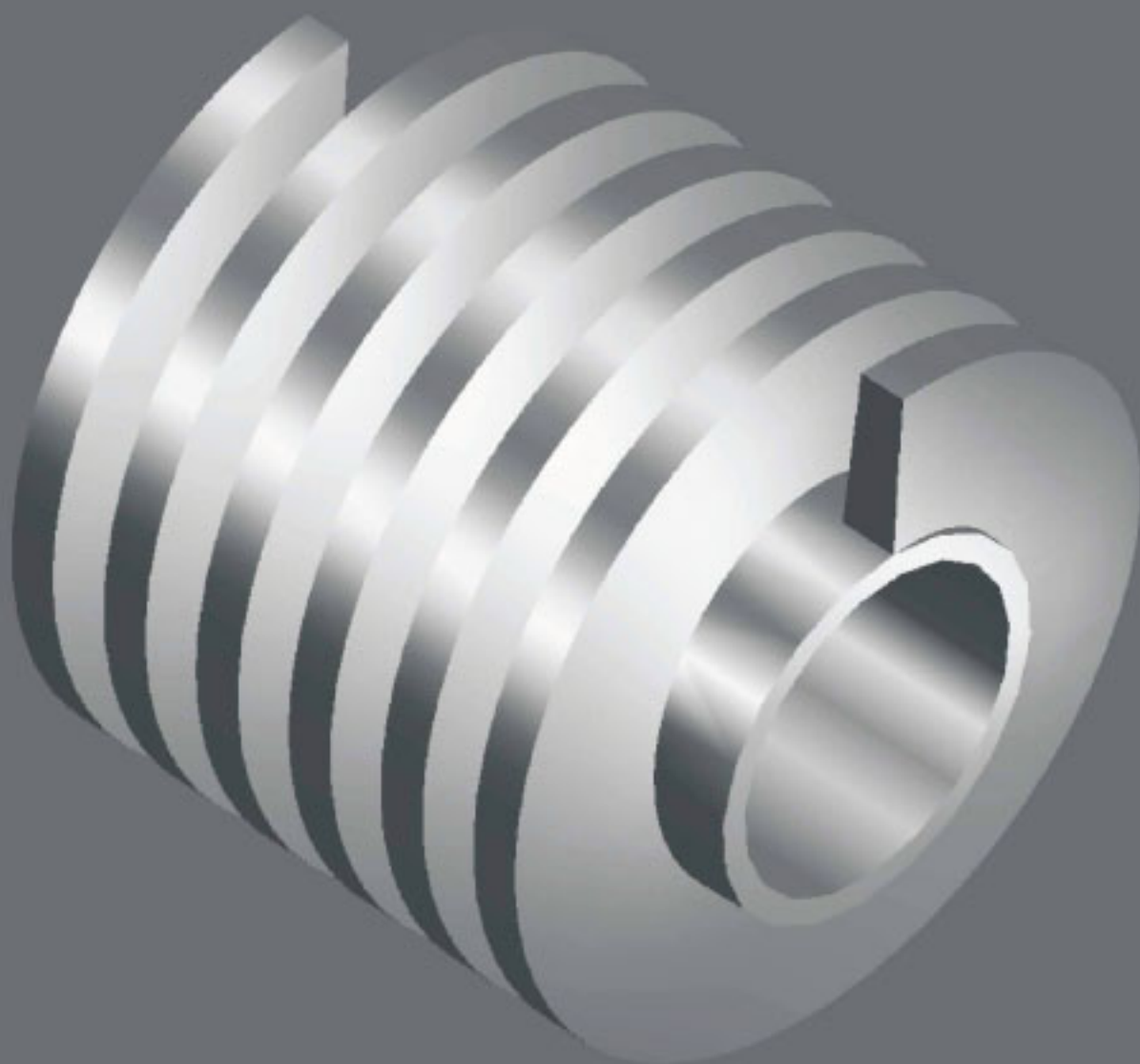


Alexander Scharf

Untersuchung des Förderprozesses von Gas-Flüssigkeitsgemischen in Schraubenspindelpumpen



Cuvillier Verlag Göttingen

**Untersuchung des Förderprozesses von Gas-Flüssigkeitsgemischen in
Schraubenspindelpumpen**

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation
von

Dipl.-Ing. Alexander Scharf
geboren am 20. Dezember 1979, in Hannover

2009

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2009

Zugl.: Hannover, Univ. Diss., 2009

978-3-86955-001-5

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Mewes

2. Referentin: Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke

Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Lothar Schulze

Tag der Promotion: 18. Mai 2009

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2009

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2009

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86955-001-5

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verfahrenstechnik (später Mehrphasenprozesse) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Mewes. Bereits während meines Studiums ermöglichte er mir eine universelle verfahrenstechnische Ausbildung. In der anschließenden Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter gewährte er mir stets viel Freiraum für die selbstständige Durchführung des mir anvertrauten Forschungsprojektes.

Frau Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke und Herrn Prof. Dr.-Ing. Lothar Schulze danke ich für das freundliche Interesse, das sie meiner Arbeit als zweite Referentin und Prüfungsvorsitzender entgegengebracht haben. Herrn Prof. Dr.-Ing. Heinrich-Günter Schafstall danke ich für sein unermüdliches Engagement zur Weiterentwicklung der Mehrphasen-Fördertechnik und die interessanten und lehrreichen Gespräche.

Der Joh. Heinr. Bornemann GmbH danke ich für die finanzielle Unterstützung und die fruchtbare Zusammenarbeit. Mein besonderer Dank gilt Mark Reichwaige, Jens-Uwe Brandt, Jörg Lewerenz, Marco Drewniok und Dietrich Müller-Link für die interessanten Diskussionen und den freundschaftlichen Austausch.

Allen Kolleginnen und Kollegen des Institutes danke ich für die Unterstützung und die stets angenehme Atmosphäre, aus der viele Freundschaften entstanden sind. Insbesondere danke ich Florian Schmidt, Bastian Mahr und Martin Behling, deren Unterstützung mir fachlich und menschlich viel bedeutet. Ohne die kompetente Unterstützung der Werkstatt wäre die technische Umsetzung verschiedener Ideen nicht möglich gewesen. Mein besonderer Dank gilt den

Werkstattleitern Herrn Bernhard Schickedanz und Herrn André Papke für das fachliche Interesse und die freundschaftliche Atmosphäre.

Der zum Teil überdurchschnittliche Einsatz der am Projekt beteiligten Studierenden hat den vollen Umfang der durchgeführten Untersuchungen erst ermöglicht. Mein Dank gilt Stephan Adelmann, Stefan Beinert, Florian Conradi, Tatiana Chukhlova, Eike Hasselberg, Gabriele Kuhr, Steffen Schedler, Axel Sielaff, Severin Skusa, Radompon Sungkorn, Lihua Wang und Tina Wiesner.

Für die gegenseitige Unterstützung und Beratung während des Studiums und der Promotion danke ich meinen Freunden Oliver Schmitz, Malte Petersen und Steffen Bütchorn.

Meinen Eltern Margarete und Bernd Scharf gilt mein besonderer Dank für die Unterstützung in allen Lebenslagen, mit der sie mir diesen Weg ermöglicht haben.

Mein besonderer Dank gilt ebenfalls meiner Freundin Maren Janczikowski, die mich stets mit viel Verständnis und Geduld unterstützt hat.

Hannover, im Mai 2009

Alexander Scharf

INHALTSVERZEICHNIS

Formelzeichen	III
Kurzfassung	VII
1. Einleitung	1
2. Ziele der Arbeit	3
3. Stand der Forschung	4
3.1 Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Erdöl und Erdgas	4
3.2 Bekannte Ergebnisse	6
4. Funktionsweise von Schraubenspindelpumpen	17
4.1 Aufbau und Förderprinzip	17
4.2 Wechselwirkungen zwischen den Förderkammern	20
4.3 Fördervolumenstrom	23
5. Visualisieren der Strömungsformen in der Pumpe	25
5.1 Strömung in einer Förderkammer	28
5.2 Strömung im Umfangsspalt	31
6. Numerische Berechnung der Strömungsfelder	37
6.1 Zweiphasiges Strömungsfeld in der Förderkammer	39
6.2 Zweiphasige Strömung im Umfangsspalt	50
6.3 Einphasige Strömung im Flankenspalt	60
7. Messung der Druckfelder	67
7.1 Versuchsaufbau und -durchführung	67
7.2 Experimentelle Ergebnisse	70
8. Berechnung des Förderverhaltens	77

8.1	Massen- und Energiebilanzen	79
8.2	Spaltströme	83
8.2.1	Umfangsspalt.....	84
8.2.2	Flankenspalt.....	88
8.2.3	Radialspalt	90
8.3	Öffnungs- und Schließvorgänge	92
8.4	Motorbetrieb	95
9.	Ergebnisse	98
9.1	Einfluss der Spaltströmungen.....	98
9.2	Einfluss der Betriebsparameter	103
9.3	Einfluss der Öffnungs- und Schließvorgänge	106
9.4	Vergleich mit experimentellen Ergebnissen	108
9.5	Betriebsverhalten als Motor	112
10.	Zusammenfassung	118
	Literaturverzeichnis	121

FORMELZEICHEN

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
b	m	Breite
c	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität
C_D	-	Widerstandskoeffizient
d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
g	ms^{-2}	Erdbeschleunigung
h	Jkg^{-1}	spezifische Wärmekapazität
h	m	Höhe
h	m	Steigung
l	m	Länge
$\dot{M}$	kgs^{-1}	Massenstrom
n	s^{-1}	Drehzahl
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
Q	J	Wärmemenge
$\dot{q}$	Wm^{-2}	Wärmestromdichte
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
r	m	Radius
R	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	individuelle Gaskonstante
s	m	Spalthöhe
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
u	ms^{-1}	Geschwindigkeit

U	J	innere Energie
v	kgm^{-3}	spezifisches Volumen
V	m^3	Volumen
$\dot{V}$	m^3s^{-1}	Volumenstrom
W	J	Arbeit
x	m	Koordinate
$\dot{x}$	-	Massenstromanteil
y	m	Koordinate
z	m	Axialkoordinate

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	-	Volumenanteil
β	-	Steigungswinkel
δ	m	Dicke
η	Pa s	Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
φ	-	Drehwinkel
λ	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
ν	m^2s^{-1}	kinematische Viskosität
ρ	kg m^{-3}	Dichte
τ	Nm^{-2}	Schubspannung
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
Ψ	-	Widerstandszahl

Indices

Symbol	Bedeutung
$2ph$	zweiphasig
a	Kopfkreis
a	außen
aus	ausströmend
Ch	Kanal
d	Druckseite
E	Eintritt
ein	einströmend
f	Fußkreis
foe	Förderfläche
FS	Flankenspalt
g	Gas
geh	Gehäuse
ges	gesamt
i	Kammerindex
K	Kammer
l	Flüssigkeit
$loss$	Verlust
m	mittlerer Wert
M	Motor
mh	mechanisch-hydraulisch
N	Umdrehungszahl
p	isobar
p	Druckströmung
$PrOe$	Profilöffnung
rec	Rezirkulation
rot	Schleppströmung

RS	Radialspalt
s	Saugseite
th	theoretisch
th	thermodynamisch
U	Umdrehung
US	Umfangsspalt
v	isochor
V	Volumenänderung
vol	volumetrisch
δ	Phasengrenzfläche
θ	tangential

Kennzahlen

$$Re \equiv \frac{u d \rho}{\eta} \quad \text{Reynolds-Zahl}$$

KURZFASSUNG

Scharf, Alexander

Untersuchung des Förderprozesses von Gas-Flüssigkeitsgemischen in Schraubenspindelpumpen

Die Förderung mehrphasiger Gemische aus Öl, Gas und wässrigen Salzlösungen gewinnt insbesondere in Subsea-Anwendungen zunehmend an Bedeutung. Hierzu werden Schraubenspindelpumpen in unmittelbarer Nähe der Fördersonden installiert, um die Gemische in einer Leitung über große Distanzen zu transportieren. Separationsanlagen werden somit in unmittelbarer Nähe der Quelle nicht benötigt. Die Entwicklung und konstruktive Gestaltung dieser Pumpen führt zu sehr großen Aggregaten, durch die Gemische mit sehr hohen Gasphasenanteile gefördert werden.

Um den störungsfreien Betrieb der Pumpen zu gewährleisten, wird im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit ein Berechnungsverfahren erstellt, welches auf Massen- und Energiebilanzen basiert, um die Druck- und Temperaturänderungen im Gemisch sowie den sich einstellenden Förderstrom und die erforderliche Antriebsleistung vorherzusagen. Die verschiedenen Strömungsformen innerhalb der Pumpe werden visualisiert und im Berechnungsmodell berücksichtigt. Darüber hinaus werden die Strömungsformen innerhalb der Pumpe auf numerischem Wege vorhergesagt. Eine Bewertung der berechneten Ergebnisse wird durch die Messung des Druckprofils, des Förderstroms und der Wellenleistung ermöglicht. Anhand der berechneten und experimentellen Ergebnisse wird der Einfluss des Gasphasenanteils im Gemisch, der Schraubendrehzahl, der Druckdifferenz sowie der Schraubenbauart auf das Förderverhalten vorhergesagt.

Stichworte:

Schraubenspindelpumpe, Zweiphasenströmung, Mehrphasenpumpe

ABSTRACT

Scharf, Alexander

Investigation on the delivering process of gas-liquid mixtures in twin-screw pumps

The delivery of mixtures from crude oil, natural gas and brine by multiphase screw pumps gains in technical importance. The installation of screw pumps in the near vicinity of well heads allows the delivery of multiphase mixtures in pipe lines over large distances. Hence local separation units are not required. Recent developments of these screw pumps lead to big sized units, which deliver mixtures at very high gas rates.

In order to ensure the failure-free operation of the newly designed pumps a calculation model, based on mass and energy balances, is developed, which predicts pressure and temperature variations of the fluid as well as the resulting delivered volume flow and the required power. Various flow patterns inside the pump are visualised and included in the calculation model. Furthermore the flow patterns inside the pump are predicted by numerical calculations. The theoretically derived results are validated by measurements of the pressure profile, the delivery volume flow and the shaft power. By means of the calculated and measured results the effect of the gas volume fraction of the mixture, the rotational frequency of the screws, the pressure difference and design of the screws on the delivery behaviour is predicted.

Keywords:

screw pump, two-phase flow, multiphase pump

1. EINLEITUNG

Die weltweite Nachfrage nach fossilen Brennstoffen hält auch im 21. Jahrhundert an. Als Folge haben sich die CO₂-Emissionen seit Anfang der 1970er Jahre verdoppelt [1]. Die Hauptursache für diese Entwicklung ist primär der stetig steigende Energiebedarf der Regionen China, Süd-Ost-Asien und Naher Osten. Mit dem Anteil von 39,3 % an der weltweiten Energieversorgung ist Öl derzeit (2007) als Energieträger von zentraler Bedeutung. China ist der drittgrößte Erdölimporteur und der Erdölbedarf in Asien und Ozeanien ist von 1971 bis 2002 von 14 % auf 28 % des weltweiten Bedarfs gestiegen [2].

Um den Bedarf an Erdöl weiterhin zu decken, wird die sog. unkonventionelle Erdölförderung zunehmend ausgebaut. Hierzu gehören neben der Verarbeitung von Ölsanden und Ölschiefer die Förderung von Öl und Gas vom Meeresboden und die Wiederaufnahme der Förderung in bereits ausgebeuteten Feldern mit modernen Technologien. Limitierend für die Erweiterung der Subsea-Anwendungen sind die hohen Betriebskosten. Neben dem umfangreichen Einsatz von Personal auf den Förderplattformen entstehen für die konventionelle Fördertechnik hohe Kosten durch die „offshore“ stattfindende Trennung des geförderten Gemisches aus Öl, Wasser, Gas und Sand in die einzelnen Phasen. Nach erfolgter Trennung werden Öl und Gas entweder in separaten Leitungen oder in Tankerschiffen zur Weiterverarbeitung an die Küste transportiert. Durch den Einsatz der Mehrphasenfördertechnologie können die Betriebskosten der Offshore-Förderung wesentlich reduziert werden [3], [4]. Hierfür ist die Installation von mehrphasig fördernden Pumpen an den Fördersonden notwendig, sodass das Gas-Flüssigkeits-Gemisch ohne vorherige Separation in einer gemeinsamen Leitung über große Distanzen transportiert werden kann. Dadurch werden dezentrale Separationsanlagen auf Förderplattformen überflüssig [5].

Weiterhin kann der Gegendruck am Förderkopf einer Quelle abgesenkt werden, sodass eine größere Ausbeute des Feldes möglich wird. Derzeit sind weltweit ca. 500 Mehrphasenpumpen unter der Meeresoberfläche im Einsatz, die sich in ca. 60 unterschiedliche Pumpentypen aufteilen. Etwa die Hälfte der unter der Meeresoberfläche installierten Pumpentypen sind nach dem Prinzip der zweispindligen Schraubenspindelpumpe gebaut [5]. Um den Anforderungen der Erdöl- und Erdgasindustrie nachzukommen, werden Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen zu immer größeren Baugrößen entwickelt, sodass bereits heute Antriebsleistungen von bis zu 3 MW installiert werden. Mit der steigenden Nachfrage nach Erdölprodukten und den steigenden Anforderungen an den Betrieb von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen, wird die Mehrphasenfördertechnik stetig weiterentwickelt.

2. ZIELE DER ARBEIT

Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen werden vermehrt für den Betrieb unter Wasser sowie in geographisch schwer zugänglichen Gebieten eingesetzt. Durch stetig wachsende Anforderungen an ihr Betriebsverhalten werden in zunehmender Anzahl große Aggregate mit Antriebsleistungen im Megawatt-Bereich entwickelt, die Gemische mit sehr hohen Gasgehalten störungsfrei fördern sollen. Eine weitere Entwicklung sieht die Verwendung von mehrphasig fördernden Schraubenmaschinen als Leistungserzeuger vor [6]. Um für diese neu entwickelten Pumpentypen einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten, muss deren Förderverhalten bekannt sein.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Berechnungsverfahren entwickelt, mit dessen Hilfe das Förderverhalten von mehrphasig fördernden Schraubenmaschinen vorherzusagen ist. Dies betrifft sowohl die Berechnung des Förderverhaltens im Pumpenbetrieb, als auch in der Verwendung der Schraubenmaschine als Leistungserzeuger. Von zentraler Bedeutung für die Berechnung von Förderstrom, volumetrischem und isothermem bzw. isentropem Wirkungsgrad sowie aufgenommener bzw. abgegebener Leistung ist das Druckprofil innerhalb der Schraubenmaschine. Es wird unter Berücksichtigung aller Spaltströmungen innerhalb der Pumpe und der Öffnungs- bzw. Schließvorgänge von Förderkammern auf numerischem Wege berechnet.

Die auf diese Weise erzielten Ergebnisse werden mit experimentell ermittelten zum Förderverhalten und im Speziellen zum Druckaufbau in einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe verglichen.

3. STAND DER FORSCHUNG

Schraubenspindelpumpen gehören zur Gruppe der rotierenden Verdrängerpumpen. Aufgrund ihrer besonderen Fördereigenschaften werden sie in verschiedenen Bereichen der Industrie eingesetzt. Die Möglichkeit, mit Hilfe von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen Gas-Flüssigkeitsgemische zu fördern, findet vor allem in der Erdöl- und Erdgasförderindustrie große Anwendung. Im folgenden werden Ergebnisse aus Arbeiten erläutert, die die besonderen Vorteile des Einsatzes von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen zeigen.

Anschließend werden theoretische und experimentelle Ergebnisse aus Forschungsarbeiten zum Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen kritisch bewertet.

3.1 Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Erdöl und Erdgas

In den Arbeiten von Scott [7] und Cooper [8] wird ein Überblick über die unterschiedlichen Pumpentypen gegeben, die zur mehrphasigen Förderung von Erdöl und Erdgas eingesetzt werden.

Bereits 1985 starten Statoil und Total mit „POSEIDON“ die erste mehrphasige Förderung von Öl-Gas-Gemischen [5]. Zeitgleich untersucht die GKSS mit Partnern aus Universitäten, Forschungsinstituten und der Industrie im Rahmen des Forschungsprojekts „Multiphase Transport Technology“ das Förderverhalten von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen bei Auslassdrücken bis 120 bar [9]. Ein Hauptbeweggrund für die Erprobung der mehrphasigen Fördereinrichtung sind die immensen Kosten der konventionellen Offshore-Fördertechnik [10],

[7]. Heutzutage werden mehr als 500 Mehrphasen-Pumpen in der Erdöl- und Erdgasindustrie im Onshore- und Offshorebereich sowie in Tiefseeanwendungen betrieben [11], [12]. Reeves [4] zeigt in einer Fallstudie mit Hilfe von Wirtschaftlichkeitsrechnungen ein erhebliches Einsparungspotential für Installations- und Betriebskosten durch den Einsatz von Mehrphasen-Pumpen in Onshore-, Offshore und in Subsea-Bereichen. Des Weiteren lässt sich durch ihren Einsatz der Betrieb von marginalen und bereits versiegenden Quellen wieder rentabel gestalten [13], [14]. Neben unterschiedlichen Bauarten werden seit dem letzten Jahrzehnt vermehrt Schraubenspindelpumpen zur mehrphasigen Förderung von Gemischen aus Erdöl und Erdgas eingesetzt [15].

Ergebnisse zum Förderverhalten von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen aus dem laufenden Förderbetrieb lassen Vorteile gegenüber der konventionellen Fördertechnik erkennen. Während der Förderung verschiedenster Erdöl-Erdgasgemische erweist sich die Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe als robust und verlässlich. So erlaubt eine Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe die Förderung von Gemischen mit mittleren volumetrischen Gasgehalten bis 95% [16]. Flüssige Phasen mit Viskositäten bis 2000 cSt sowie mit Sand beladene Gemische sind förderbar [3], [16]. Des Weiteren kann bei Einsatz einer Schraubenspindelpumpe der Saugdruck bis auf 1 bar reduziert werden [16]. Dadurch wird der Gegendruck für die Quelle ebenfalls reduziert, sodass ein größerer Förderstrom erzielbar ist [17]. Zum Transport über große Entfernungen lassen sich wegen des großen Druckverlustes der Rohrleitungssysteme Schraubenspindelpumpen erfolgreich in Reihe betreiben [18].

Neben der technischen Entwicklung, die für den Subsea-Einsatz notwendig ist, sind immer größer werdende Bauarten der Schraubenspindelpumpen, die im Megawattbereich liegen, zu projektieren. Zusätzlich werden Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen für das Fördern von Gemischen mit hohen Gasgehalten dimensioniert. Sie ermöglichen es, Nassgas mit volumetrischen Gasgehalten größer 0,98 trotz anfallender Kompressionswärme zu fördern [19]. Weitere

Entwicklungen beinhalten den Einsatz von Schrauben mit variabler Steigung [20] und den Einsatz von Schraubenmaschinen zur Leistungserzeugung [6].

3.2 Bekannte Ergebnisse

Zum Dimensionieren von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen ist das Vorhersagen ihrer Fördercharakteristik notwendig. Viele Forschergruppen ermitteln diese sowohl auf experimentellem, als auch auf theoretischem Wege.

Bereits in den 1960er Jahren entwickelt Schlösser [21], [22] eine Modellvorstellung zur Berechnung des Förderverhaltens und des Wirkungsgrades von Schraubenspindelpumpen für die einphasige Flüssigkeitsförderung. Die Verlust- und Spaltströme werden in Abhängigkeit der Dichte und Viskosität des Fördermediums berechnet.

Hamelberg [23], [24] berechnet Druckprofile in einphasig fördernden Schraubenspindelpumpen und vergleicht die Ergebnisse mit gemessenen Druckprofilen. Dabei stellt er eine gute Übereinstimmung von berechneten und experimentellen Ergebnissen für angenommene lineare Druckverläufe in Richtung der Spaltströmungen fest. Die Druckprofile verwendet Hamelberg, um die mechanischen Belastungen von Förderschrauben zu ermitteln und Verformungen und Leistungen zu berechnen.

Zum Beschreiben der Vermischung in Doppelschneckenextrudern berechnet Kim [25] das einphasige Strömungsfeld in den Schneckenkanälen. Auf der Grundlage visueller Beobachtungen unterscheidet Kim zwischen

- Zwangsstrom und Druckstrom in den Schneckenkanälen (Förderkammern)
- Zwangsstrom und Druckstrom zwischen den Flanken

- Leckstrom über die Schneckenstege (durch die Schneckenpaltweite)
- Zwangsstrom und Druckstrom zwischen dem Schneckensteg und dem Schneckenkern (Walzpalt)

Der Leckstrom über die Schneckenstege (Ringspalt) wird vereinfacht als Rohrströmung durch die entsprechende Düsenform betrachtet. Poltersdorf [26] greift das Modell von Kim auf und gibt eine genauere Berechnung der Strömung und der Druckverteilung im Radialspalt an, die das nichttangential einströmende Fluid und die dreidimensionale Form des Radialspaltes berücksichtigt.

Jankov [27] stellt in seiner Arbeit Gleichungen zur Berechnung von Durchsatz-Druckverlust-Kennlinien für Umfangs- und Radialspalte sowie die Berechnung der Antriebsleistung einer einphasig fördernden Doppelschneckenmaschine vor. Dabei betrachtet Jankov die Spaltströme als laminare stationäre isotherme Strömungen und vernachlässigt die Flankenspaltströme.

Naujoks erstellt ein Berechnungsmodell für die Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen [28]. Der Verdichtungsprozess des Gases in den Förderkammern sowie die Entspannung der Gasströme in den Spalten werden als isentrop betrachtet. Als zentrales Ergebnis präsentiert Naujoks berechnete Druckprofile in Abhängigkeit der anliegenden Druckdifferenz und Schraubendrehzahl. Die berechneten Druckprofile werden mit experimentell gewonnenen verglichen.

In den 1980er Jahren werden die ersten experimentellen Untersuchungen von mehrphasig fördernden Schraubenspindelpumpen durchgeführt. Christiansen [29] untersucht das Förderverhalten einer eingängigen, zweiseindeligen, doppelflutigen Schraubenspindelpumpe während der Förderung von Wasser-Luftgemischen bis zu 8 bar. Die Gemischförderung beurteilt Christiansen mit Hilfe des adiabaten Gesamtwirkungsgrades, den er als Verhältnis aus isentroper Verdichterleistung für die Gasphase und isentroper Verdrängerleistung für die flüssige Phase bezogen auf die Antriebsleistung an der Pumpenwelle definiert.

Für eine Variation der Gemischzusammensetzung stellt er ein Absinken des Gesamtwirkungsgrades mit steigenden Gasgehalt fest. Ein Einfluss der saugseitigen Gemischzusammensetzung auf die Antriebsleistung der Pumpe ist aus den Messungen hingegen nicht erkennbar.

Karge [30] führt ebenfalls experimentelle Untersuchungen zum Förderverhalten einer eingängigen, zweispindeligen, doppelflutigen Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe durch. Dabei untersucht er insbesondere den Einfluss der saugseitigen Gemischzusammensetzung und der Schraubendrehzahl auf den Förderstrom und die Antriebsleistung. Im Gegensatz zu Christiansen [29] beobachtet Karge Förderströme, die mit zunehmendem Gasgehalt ansteigen. Wie Christiansen zeigen Karges Messungen, dass der Leistungsbedarf der Schraubenspindelpumpe unabhängig vom Gasgehalt des Fördergemisches ist. Weiterhin zeigen Karges Untersuchungen, dass der Verluststrom der Pumpe ausschließlich aus Flüssigkeit besteht. Zur Erklärung beruft sich Karge auf den Abdichtmechanismus der Spalte mit reiner Flüssigkeit, den Kauder [31] in seiner Hypothese zur Öl-Schwall-Strömung für öleingespritzte Schraubenverdichter formuliert.

Ryazantsev [32], [33], [34], [35] untersucht experimentell den Einfluss der Schraubenprofile auf das Förderverhalten. Den Förderstrom der Pumpe und die Leistungsübertragung von den Förderschrauben auf das Fluid zu verbessert Ryazantsev, indem er eine Profilpaarung von zwei unterschiedlichen Epizykloiden für die ineinander greifenden Förderschrauben [32] in einer zweispindeligen Schraubenspindelpumpe einsetzt. Messungen zeigen die Verminderung des Verluststroms und die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades der Pumpe durch die von Ryazantsev entworfene Förderschraubenprofilierung. Neben der Optimierung der Flankenprofilierung untersucht Ryazantsev den Einfluss der Lastverteilung entlang der Wellen auf das Förderverhalten [35]. Dabei erkennt er eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe,

wenn die Getriebestufe zwischen Antriebs- und getriebener Welle an der Seite des Pumpenantriebs installiert ist.

In den 1990er Jahren werden die ersten Berechnungsmodelle für die Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen mit Schraubenspindelpumpen entwickelt. Winckels und Vettters [36], [37], [38] Berechnungsmodell basiert auf der Annahme, dass die einzelnen Förderkammern adiabatisch sind. Aufgrund der konstanten Steigung der Förderschrauben erfolgt die Kompression der Gasphase in den einzelnen Förderkammern lediglich durch die Rückströme über die Spalte, die als reine Flüssigkeitsströme betrachtet werden. Winckel beruft sich auf Karges experimentelle Untersuchungen [30] und betrachtet die Zustandsänderung des Gases als isotherm, sodass das Berechnungsmodell lediglich für Fördergemische mit Gasgehalten bis 0,90 anwendbar ist. Nach Winckel und Vetter setzt sich der einphasige Spaltstrom für den Umfangs- und Radialspalt aus einem druck- und einem rotationsabhängigen Volumenstromanteil zusammen, während für den Flankenspalt lediglich der Rotationsanteil berücksichtigt wird. Die Massenbilanz der Pumpe wird mit zwei ganzzahligen Kammeranzahlen durchgeführt, die größer bzw. kleiner als die tatsächliche Kammeranzahl sind. Die endgültigen Ergebnisse werden aus der Gewichtung der Ergebnisse beider Berechnungsfälle gewonnen. Mit Hilfe von Messungen werden die berechneten Ergebnisse bestätigt. Dabei werden Wasser-Luftgemische mit Gasgehalten bis 0,90 gefördert.

Das von Winckel und Vetter entwickelte Verfahren wird von Körner und Vetter [39], [40] auf die Förderung von Gemischen mit hohen Gasgehalten angewendet. Körner betrachtet die Zustandsänderungen der Gasphase weiterhin als isotherm. Aus der Diskrepanz zwischen den Ergebnissen nach dem Modell von Winckel [36], [37], [38] und dessen Messungen zum Druckaufbau in einer für hohe Gasgehalte ausgelegten Pumpe schließt Körner, dass ein ausreichend dicker Flüssigkeitsring im äußeren Bereich jeder Förderkammer nur bis zum maximalen saugseitigen Gasgehalt von 0,85 das Abdichten der Spalte mit Flüssigkeit

gewährleistet. Daher betrachtet Körner die Spaltströme als homogene Gas-Flüssigkeitsströmungen und berechnet Gemischdichten und -viskositäten für die Spaltströme, die Funktion des einlassseitigen Gasgehaltes im Fördergemisch sind. Des Weiteren berücksichtigt Körner neben den Spaltströmen durch Umfangs- und Radialspalte auch die Flankenspaltströme und damit den Massenaustausch zwischen Antriebs- und getriebener Schraube. Als Ergebnisse beschreibt Körner berechnete Kammerdrücke, Förderströme und Verlustströme in Abhängigkeit vom saugseitigen Gasgehalt des Gemisches, der Schraubendrehzahl und der Druckdifferenz über der Pumpe. Die berechneten Ergebnisse werden mit Ergebnissen aus Messungen verglichen. Dazu verwendet Körner eine zweispindlige, doppelflutige Schraubenspindelpumpe mit Schrauben des Durchmessers 100 mm, der Steigung 50 mm und der Schraubenlänge 120 mm. Die Nenndrehzahl der Schrauben beträgt 3000 1/min, sodass sich der Förderstrom 50 m³/h einstellt. Im Rahmen seiner experimentellen Untersuchungen stellt Körner die Abnahme des Förderstroms für steigende saugseitige Gasgehalte größer 0,9 fest. Des Weiteren zeigen die gemessenen Förderkennlinien mit zunehmendem saugseitigem Gasgehalt eine stärkere Abhängigkeit von der anliegenden Druckdifferenz.

Ein weiteres Berechnungsmodell der Gas-Flüssigkeitsförderung von Schraubenspindelpumpen wird von Etzold [41] hergeleitet. Begründet durch die Phasentrennung aufgrund der durch die Schraubenrotation auftretenden Fliehkräfte betrachtet Etzold alle Spaltströme als reine Flüssigkeitsströmungen. Die Druckerhöhung innerhalb einer Förderkammer wird als isotherm berechnet, wobei der Zustand des Gases entweder durch das ideale Gasgesetz oder durch eine Zustandsgleichung für reale Gase beschrieben wird. Die Wirtschaftlichkeit des Förderprozesses beurteilt Etzold anhand des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe. Dieser ist

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{th}} \eta_{\text{vol}} \eta_{\text{mh}} \quad (3.1)$$

und damit das Produkt des thermodynamischen η_{th} , des volumetrischen η_{vol} und des mechanisch-hydraulischen η_{mh} Wirkungsgrades. Für die experimentellen Untersuchungen mit Wasser-Luftgemischen werden vier verschiedene Typen der Schraubenspindelpumpe eingesetzt. Während die Übereinstimmung von Berechnungs- und experimentellen Ergebnissen für die mechanisch-hydraulischen Verluste hoch ist, zeigen sich mit zunehmender Druckdifferenz und zunehmendem Flüssigkeitsanteil im Fördergemisch größere Abweichungen für die volumetrischen Verluste.

Egashira [42], [43] formuliert Zusammenhänge zwischen den Verlustströmen einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe und den Betriebs- bzw. geometrischen Parametern. Auf Grundlage der experimentellen Ergebnisse zu Druckaufbau und Förderleistung einer Schraubenspindelpumpe erkennt Egashira den starken Einfluss der Spaltströme auf das Förderverhalten [42]. In seiner anschließenden Arbeit [43] berechnet Egashira die Spaltströme für zwei unterschiedliche Annahmen. Im ersten Berechnungsfall werden die Strömungen durch Umfangs-, Radial- und Flankenspalt als homogene Zweiphasenströmung betrachtet. Im zweiten Berechnungsfall werden die Strömungen im Radial- und Flankenspalt weiterhin als homogen angesehen, während die Umfangsspaltströmung aufgrund der starken Zentripetalbeschleunigung in der Pumpe als reine Flüssigkeitsströmung berechnet wird. Der Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen zeigt, dass die mit dem ersten Berechnungsfall gewonnenen Förderströme für geringe bis mittlere Gasgehalte eine Abweichung von unter 15% gegenüber den gemessenen Ergebnissen aufweisen. Im Bereich hoher Gasgehalte ist die Übereinstimmung zwischen Berechnung und Experiment besser unter der Annahme, dass in den Umfangsspalten eine reine Flüssigkeitsströmung stattfindet.

Geimer [44] entwickelt auf der Grundlage eigener Messungen ein Berechnungsmodell zur Vorhersage der Einsatzgrenzen dreispindliger Schraubenspindelpumpen. Diese sind erreicht, wenn es zwischen Laufspindel und Gehäuse zu

Mischreibung kommt. Das Berechnungsmodell dient dazu, die Spaltströme und den Versatz der Schrauben im Gehäuse unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung von Druckfeld und Schraubenversatz vorherzusagen.

Um für dreispindelige Schraubenspindelpumpen die Kräfte und Momente an den Antriebs- und Laufschauben aufgrund des Druckfeldes berechnen zu können, beschreibt Mimmi [45] die dreidimensionalen Schraubenoberflächen mit Hilfe eines Modells. Auf Basis der Ergebnisse empfiehlt Mimmi geringe Steigungen und große Durchmesser der Förderschrauben, um die mechanischen Lasten an den Schrauben zu begrenzen.

Prang [46] untersucht experimentell den Einfluss des Gasgehalts im Fördergemisch auf das Förderverhalten von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen und präsentiert gemessene Pumpenkennlinien und den Leistungsbedarf in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Gasgehalt. Prang und Cooper [47], [48] entwickeln ein Berechnungsverfahren zur Abschätzung der Fördercharakteristik von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen. Die Strömungen in Umfangs-, Radial- und Flankenspalt werden als reine Flüssigkeitsströmungen betrachtet, wobei eine prozentuale Aufteilung des Gesamtverluststroms auf die verschiedenen Spalttypen erfolgt, die auf empirischen Gewichtungsfaktoren beruht. Mit Hilfe dieses Berechnungsverfahrens werden Förderkennlinien in Abhängigkeit von Flüssigkeitsviskosität, saugseitigem Gasgehalt, Schraubendrehzahl und Druckverhältnis erstellt.

Kauder beschreibt den Einsatz von Schraubenspindelpumpen in der Vakuumtechnik [49], [50], [51]. Dazu entwickeln Kauder und Wenderott [49] ein Modell für die thermodynamische Prozessführung in einer Vakuum-Schraubenspindelpumpe, welches auf Massen- und Energiebilanzen für einzelne Förderkammern basiert. Für den Austausch von Masse und Energie zwischen den Kammern sollen die Strömungsfelder in Umfangs-, Radial- und Flankenspalten sowie in Kopfrundungsöffnungen berücksichtigt werden. Damit

entwickeln Kauder und Rohe [50] ein Verfahren zur Berechnung der Strömungsfelder in den vier genannten Spalttypen, das in das bestehende Kammermodell integriert wird. Die berechneten Druckprofile werden mit Messdaten verglichen und zeigen mit steigenden Schraubendrehzahlen und sinkenden Ansaugdrücken größere Abweichungen. Der Einfluss von Öffnungs- und Schließvorgängen an den Förderkammern auf das Pumpverhalten wird von Kauder und Stratmann [51] auf experimentellen und theoretischen Wegen untersucht. Neben der Reduzierung der Förderleistung durch Rückströme zur Saugseite beobachten Kauder und Stratmann impulsbeladene Rückströmungen aus dem Auslassbereich in die sich öffnende Kammer, die mit sinkendem Ansaugdruck und steigender Schraubendrehzahl zu einer signifikanten thermischen Belastung der Maschinenbauteile führen. Kauder und Janicki [52] leiten eine verbesserte Methode zur thermodynamischen Modellierung des Förderprozesses einer Rotationsverdrängermaschine her, die den Wärmeaustausch zwischen dem Arbeitsfluid und den Maschinenteilen berücksichtigt. Alle Bauteile werden dabei als isotherm betrachtet. Mit Hilfe des Berechnungsverfahrens wird der Einfluss des Wärmeübergangs zwischen dem Arbeitsfluid und Maschinenteilen auf den Verdichtungsprozess hergeleitet.

Eine weitere Berechnung für Vakuum-Schraubenspindelpumpen führen Ohbayashi, Sawada, Hamaguchi und Miyamura [53] durch. Die Geschwindigkeitsfelder in den Spalten werden dabei als Summe aus Schlepp- und druckgetriebenen Strömungen betrachtet. Zur Berechnung der Strömung durch den geometrisch komplexen Flankenspalt, wird eine Ersatzspalthöhe definiert. Die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Ergebnissen nehmen mit sinkendem Einlassdruck zu.

Fong und Huang [54] stellen zwei Methoden vor, um die Form und das Strömungsfeld in einem Flankenspalt zu berechnen. Dabei werden lokale Dichtlinien und Vorzugsströmungsrichtungen im Flankenspalt ermittelt. Für

eine exaktere Darstellung des Strömungsfeldes im Flankenspalt wird die Verwendung einer CFD-Software (Computational Fluid Dynamics) empfohlen.

Feng, Yueyuan, Ziwen und Pengcheng [55] leiten ein Modell zur Berechnung des Förderprozesses einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe mit thermodynamisch begründeten Zusammenhängen her. Während die Strömung im Umfangspalt als einphasig betrachtet wird, nehmen Feng et. al. eine zweiphasige Strömung nach Lockhart-Martinelli an, um die Strömungen in Radial- und Flankenspalt zu beschreiben. Die Abmaße der Spalte sowie das Volumen der Förderkammern werden als Funktion des Schraubendrehwinkels berücksichtigt.

Nakashima, Oliveira Jr. and Caetano [56] verwenden das kommerzielle Prozesssimulationsprogramm Hysis.Process v 2.1, um den Förderprozess von Gas-Flüssigkeitsgemischen in einer Schraubenspindelpumpe zu berechnen. Dazu wird der Förderprozess als die Verschaltung der Teilprozesse Separation, Verdichtung und Vermischung betrachtet. Aus der Ergebnisanalyse schlussfolgern die Autoren, dass die Annahme der reinen Flüssigkeitsströmung in den Spalten für hohe Gasgehalte und Schraubendrehzahlen nicht gültig ist. 2004 präsentieren die Autoren ein geändertes Berechnungsverfahren [57], [58], dass auf Massen- und Energiebilanzen für geschlossene Förderkammern basiert.

Räbiger, Maksoud und Ward [59] präsentieren numerische Ergebnisse aus CFD-Berechnungen der Strömungsfelder in den Spalten einer Schraubenspindelpumpe. Das Fluid wird als einphasig und kompressibel betrachtet. Neben den CFD-Berechnungen leiten Räbiger, Maksoud, Ward und Hausmann [60], [61] ein Berechnungsmodell für das Förderverhalten von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen her, dass auf den Modellen von Wincek [36] und Körner [39] beruht. Während die Flankenspaltströmungen vernachlässigt werden, wird der Gasgehalt der Strömungen in Umfangs- und Radialspalt mit Hilfe einer empirischen Korrelation als Funktion des einlassseitigen Gasgehaltes im Fördergemisch berechnet.

Schlücker, Blendinger, Ismaier, Ruschel und Predel [62] untersuchen die Strömungsfelder in dreispindligen Schraubenspindelpumpen mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitskameras. Anhand von Partikelbewegungen (Mikroflitter) in den Förderkammern wird das Strömungsfeld für die einphasige Flüssigkeitsströmung visualisiert. Des Weiteren wird die Phasenverteilung während der Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen in Abhängigkeit der Flüssigkeitsviskosität untersucht.

Vauth [63] führt Messungen zum Förderverhalten von Mehrphasen-Schraubenspindelpumpen im Netzbetrieb durch. Dazu werden Wasser-Luftgemische mit zwei Schraubenspindelpumpen im Einzel-, Reihen- oder Parallelbetrieb gefördert. Neben der Verschaltungsart der Pumpen wird der Einfluss des Gasgehaltes, der Druckdifferenz, der Schraubendrehzahl, der Schraubenlänge und der Flüssigkeitsrezirkulation auf das Förderverhalten sowie das instationäre Förderverhalten für Schwallströmungen untersucht. Aleksieva [64] führt die Untersuchungen von Vauth fort. Neben Wasser und Luft wird zusätzlich Öl als Fördermedium verwendet, sodass sich für Öl-Luft-, Wasser-Öl- und Wasser-Öl-Luftgemische der Einfluss der Gemischzusammensetzung und der Flüssigkeitsviskosität auf das Förderverhalten darstellen lässt. Neben der Variation von Betriebsparametern wird der Einfluss des Förderschraubendesigns auf den Förderprozess ermittelt. Dabei werden Förderschrauben mit unterschiedlichen Steigungen und Förderschrauben mit veränderlicher Steigung verwendet. Groth [65] knüpft an die Untersuchungen von Vauth und Aleksieva an und untersucht die Lösungs- und Entgasungseffekte während der Förderung von Öl-Luft- und Öl-Kohlenstoffdioxid-Gemischen.

Rausch [66] entwickelt ein Berechnungsmodell für die Gas-Flüssigkeitsförderung mit Schraubenspindelpumpen, das auf Massen- und Energiebilanzen für geschlossene Förderkammern basiert. Der Massen- und Energietransport zwischen benachbarten Förderkammern wird durch einphasige Flüssigkeitsströmungen in Umfangs- und Radialspalten berücksichtigt, die sich aus einem

Druck- und einem Schleppströmungsanteil zusammensetzen. Der Stoffübergang zwischen den Phasen wird als Funktion der Stoff- und Betriebsgrößen berücksichtigt. Mit Hilfe des eingesetzten Berechnungsverfahrens untersucht Rausch den Einfluss von Betriebs- und geometrischen Parametern. Dazu wird der Einfluss vom saugseitigen Gasgehalt, der Druckdifferenz, der Schraubendrehzahl und einer instationären Schwallströmung auf das Förderverhalten berechnet. Als geometrische Parameter werden die Förderschraubenlänge und die Schraubensteigung variiert. Als Ergebnisse werden das Druck- und Temperaturprofil in einer Pumpe, der Förder- und Verluststrom sowie der volumetrische und isotherme bzw. isentrope Wirkungsgrad des Förderprozesses erhalten und mit experimentellen Ergebnissen von Vauth [63] verglichen. Darüber hinaus visualisiert Rausch die Strömungsformen in der Förderkammer und im Umfangsspalt. Er stellt diese in Abhängigkeit vom Gasgehalt und der Schraubendrehzahl dar.

4. FUNKTIONSWEISE VON SCHRAUBENSPINDELPUMPEN

4.1 Aufbau und Förderprinzip

Die Schraubenspindelpumpe arbeitet nach dem Verdrängerprinzip und wird den axial fördernden Wälzkörperpumpen zugeordnet [67]. Die Wirkungsweise sowie die Abgrenzung von Schraubenspindelpumpen zu anderen Verdrängerpumpen wird von verschiedenen Autoren beschrieben [68], [69], [70], [71].

Für alle Verdrängerpumpen erfolgt die Förderung, indem das Fördermedium in einem durch feststehende und bewegte Wände begrenzten Förderraum vom Einlass zum Auslass transportiert wird. Anders als oszillierende Verdrängerpumpen benötigen rotierende Verdrängerpumpen keine Ventile für das Befüllen und Entleeren eines Förderraumes.

Abhängig vom Anwendungsgebiet wird eine Schraubenspindelpumpe grundsätzlich nach folgenden Hauptunterscheidungsmerkmalen charakterisiert:

- Anzahl der Förderschrauben
- Flutigkeit der Pumpe
- Anzahl der Schraubengänge
- Lagerung
- Drehmomentsübertragung zwischen den Förderschrauben

Üblicherweise sind in einer Schraubenspindelpumpe zwei, drei oder fünf Förderschrauben gepaart. Zur Förderung von sehr hochviskosen Fluiden oder von Suspensionen werden teilweise auch Bauformen mit lediglich einer

Förderschraube eingesetzt. Die Flutigkeit gibt an, in wie viele Ströme der Förderstrom in der Pumpe aufgeteilt wird. Während in einflutigen Bauarten der gesamte Förderstrom in einer Schraubenpaarung axial durch die Pumpe transportiert wird, teilt sich der Förderstrom in einer doppelflutigen Schraubenspindelpumpe in zwei Teilströme auf. Entsprechend der Schraubendrehrichtung werden die am Einlass getrennten Teilströme von außen nach innen oder in umgekehrter Richtung gefördert, um am Auslass wieder zusammengeführt zu werden. Infolge der doppelflutigen Bauart kompensieren sich die während der Förderung auftretenden Axialkräfte. Außerdem wird ein größerer Förderstrom erzielt. Für die Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen mit einem hohen Gasgehalt werden die Teilströme in einer doppelflutigen Pumpe von innen nach außen gefördert. Auf diese Weise treten die größten Biegemomente entlang der Wellen nahe der Lagerungen auf. Dieser positive Effekt ist gegenüber der einhergehenden stärkeren Druckbeanspruchung der Wellendichtungen abzuwägen. Hinsichtlich der Schraubengänge wird zwischen eingängigen und zweigängigen Förderschrauben unterschieden. Entsprechend der Anwendung sind die Schraubenspindeln in der Pumpe entweder innen oder außen gelagert. Während im Fall der Außenlagerung die Lager in einem abgedichteten Raum mit Schmiermittel versorgt werden, dient für die Innenlagerung das Fördermedium als Schmiermittel. Das Drehmoment wird zwischen der Antriebswelle und der getriebenen Welle entweder im Reibschluss über die Flanken der Schrauben oder im Formschluss über eine Zahnradstufe übertragen. Erfolgt die Drehmomentübertragung durch eine Zahnradpaarung, besteht zwischen den ineinandergreifenden Förderelementen kein metallischer Kontakt, sodass die Förderelemente unempfindlicher gegen Verschmutzung und Verschleiß sind.

Für den Einsatz in der Erdöl- und Erdgasindustrie hat sich die zweispindelige doppelflutige Bauart der Schraubenspindelpumpe (Bild 4.1) als besonders geeignet erwiesen, da sie trotz kompakter Bauart einen großen Fördervolumenstrom liefert. Darüber hinaus ermöglicht die doppelflutige Bauart die Förderung

von Gemischen mit hohen Gasgehalten und den Aufbau großer Druckdifferenzen.

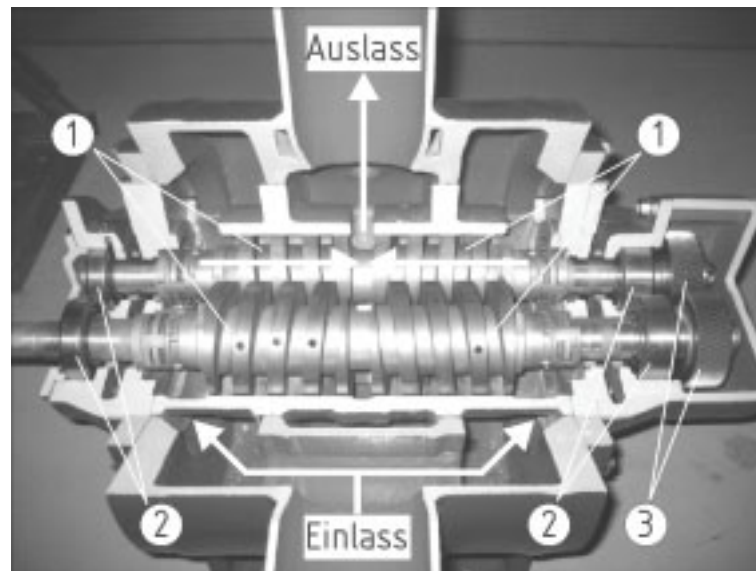


Bild 4.1 Schnitt einer doppelflutigen zweispindeligen Schraubenspindelpumpe

Aufgrund der gegensinnigen Rotation der Schrauben wird das Fördermedium in den Förderkammern (1) eingeschlossen und von außen nach innen transportiert, sodass es an der Druckseite aus den sich öffnenden Kammern zum Druckstutzen strömt. Jeweils zwei Förderelemente sind über Passfedern mit einer Welle verbunden. Die Lagerung der Wellen erfolgt jeweils über zwei zum Förderraum abgedichtete fremdgeschmierte Wälzlager (2). In den betrachteten Schraubenspindelpumpen erfolgt die Drehmomentübertragung zwischen der Antriebs- und der getriebenen Welle über eine Stirnradpaarung (3), die im endseitigen Deckel positioniert ist. Durch die Lagerung und die Stirnradpaarung sind die auf den Wellen montierten Förderschrauben zueinander fixiert und berühren sich nicht gegenseitig.

Die Radialnut (1) einer Schraube wird durch den Eingriff von zwei gepaarten Schrauben und die umschließende Laufbuchse in mehrere geschlossene Förderkammern unterteilt. Das C-förmige Volumen einer Förderkammer ist in Bild 4.2 dargestellt.

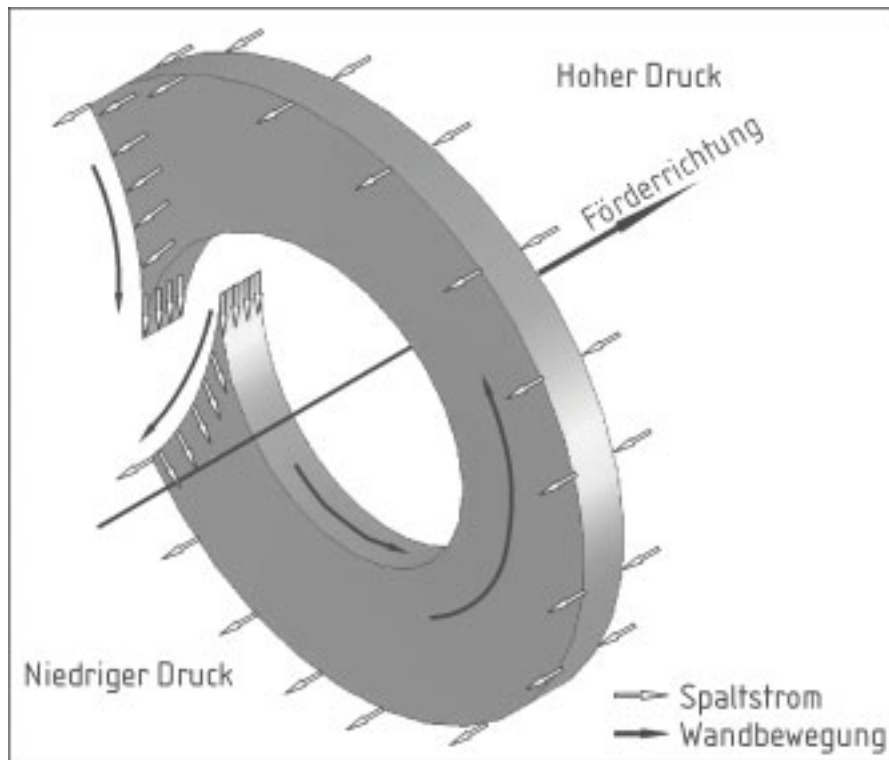


Bild 4.2 Form einer Förderkammer

Es wird axial durch die Flanken des Schraubenganges der betrachteten Schraube, seitlich durch den eingreifenden Schraubengang der Gegenschraube und radial nach außen durch die umschließende Laufbuchse begrenzt.

4.2 Wechselwirkungen zwischen den Förderkammern

Durch die Lagerung der Wellen im Gehäuse und die Drehmomentübertragung über eine Stirnradstufe sind die Förderschrauben zueinander berührungsfrei fixiert. Dadurch entstehen verschiedene Spalte zwischen den gepaarten Förderschrauben und der Laufbuchse, deren Lage und Form in Bild 4.3 dargestellt ist.

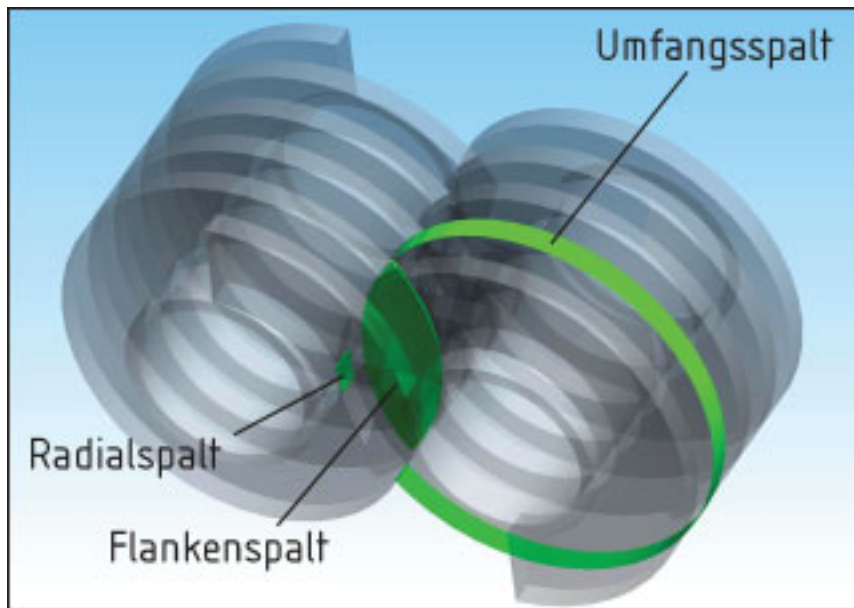


Bild 4.3 Form und Lage der Spalte in einer Schraubenspindelpumpe

Es werden folgende Spalte unterschieden:

- Umfangsspalt
- Radialspalt
- Flankenspalt

Zwischen der Innenfläche der Laufbuchse und der Kopffläche des Schraubenganges befindet sich der kreisringförmige Umfangsspalt. Er verbindet zwei benachbarte Förderkammern einer Schraube miteinander. Im Eingriff der jeweils gepaarten Schrauben befinden sich Radial- und Flankenspalt. Der Radialspalt wird durch die Fußkreisfläche einer Schraube und der Kopffläche des Schraubenganges der Gegenschraube begrenzt. Wie der Umfangsspalt verbindet auch der Radialspalt zwei benachbarte Förderkammern einer Schraube miteinander. Der linsenförmige Flankenspalt wird durch den Eingriff der Schraubengangflanken beider Schrauben gebildet. Die Profile der ineinander greifenden Flanken geben dabei die komplexe räumliche Form des Flankenspaltes vor. Im Gegensatz zu Umfangs- und Radialspalt verbindet der Flankenspalt vier Förderkammern

miteinander, wobei jeweils zwei Kammern benachbarte Kammern einer Schraube sind. Die unterschiedlichen Spalte sollen Verformungen der Läufer während des Förderbetriebs ausgleichen und somit metallischen Kontakt zwischen den Bauteilen vermeiden. Die Größe der unterschiedlichen Spalte hängt daher von den Fertigungstoleranzen, den Werkstoffeigenschaften, dem Lagerspiel und den angestrebten Betriebszuständen ab.

Während der Bewegung einer Förderkammer durch die Pumpe steigt der Kammerdruck kontinuierlich an. Zwischen zwei gepaarten Schrauben besteht ein Winkelversatz von einer halben Umdrehung ($\Delta\varphi = \pi$). Aus diesem Grund weisen alle Förderkammern von jeweils zwei gepaarten Schrauben zu einem bestimmten Zeitpunkt unterschiedliche Kammerdrücke auf. Da jede Förderkammer über die verschiedenen Spalte mit anderen Förderkammern verbunden ist, deren Kammerdrücke sich unterscheiden, stellen sich über die Spalte zwischen verbundenen Kammern Leckströmungen ein. Die Leckströmungen über die Spalte bewirken einen Massen- und Energietransport zwischen verbundenen Förderkammern. In Bild 4.4 sind die Wechselwirkungen einer Förderkammer mit umgebenden Förderkammern dargestellt, die Spaltverbindungen zu dieser aufweisen. Eine Förderkammer ist über zwei Umfangs-, zwei Radial- und vier Flankenspalt mit insgesamt sechs anderen Förderkammern verbunden. Jeweils ein Umfangs- und ein Radialspalt verbinden die Förderkammer mit einer druckseitig oder saugseitig benachbarten Förderkammer der gleichen Schraube. Jeder Flankenspalt verbindet die Förderkammer mit einer druckseitig oder saugseitig liegenden Förderkammer der gleichen Schrauben und mit zwei Förderkammern der Gegenschraube. Sowohl der druckgetriebene Anteil als auch der der Schleppströmung sorgen in unterschiedlichen Spaltströme dafür, dass die Spaltströme stets von Förderkammern eines höheren Druckniveaus zu Förderkammern eines niedrigeren Druckniveaus gerichtet sind. Da der Druck in einer Förderkammer von der Saugseite zur Druckseite kontinuierlich ansteigt, sind die Spaltströme stets der Förderrichtung entgegengesetzt. Dieser Effekt bewirkt

einen Rückstrom des Fördermediums von den Förderkammern über die Spalte zurück zur Saugseite. Hieraus resultiert eine Reduzierung des Förderstroms der Pumpe.

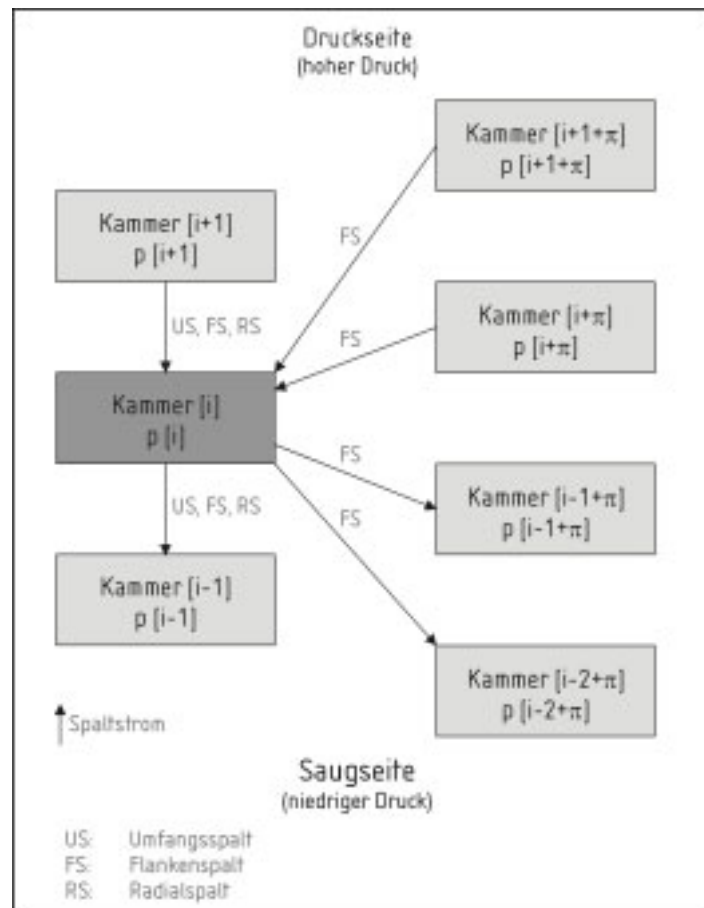


Bild 4.4 Schema des Massen- und Energietransports über die Spalte für eine Förderkammer

Die Summe der zur Saugseite zurückströmenden Spaltströme wird als Verluststrom der Pumpe bezeichnet.

4.3 Fördervolumenstrom

Der Fördervolumenstrom einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe wird

$$\dot{V} = \dot{V}_{\text{th}} - \dot{V}_{\text{loss}} - \dot{V}_{\text{rec}} \quad (4.1)$$

als Funktion des theoretischen Förderstroms $\dot{V}_{\text{th}}$, des Verluststroms $\dot{V}_{\text{loss}}$ und des Rezirkulationsstroms $\dot{V}_{\text{rec}}$ definiert. Der theoretische Förderstrom

$$\dot{V}_{\text{th}} = V_{\text{u}} n \quad (4.2)$$

ergibt sich als Produkt aus dem Verdrängervolumen der Pumpe für eine Umdrehung V_{u} und der Schraubendrehzahl n . Mehrere Autoren [37], [69], [70] geben Berechnungsgleichungen für das Verdrängervolumen an, das in Abhängigkeit von Innen- und Außendurchmesser, Steigung, Achsabstand und Gangzahl ausschließlich durch die Form der Förderschrauben und deren Lage bestimmt wird. In einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe ist der Verluststrom

$$\dot{V}_{\text{loss}} = \dot{V}_{\text{loss,l}} + \dot{V}_{\text{loss,g}} \quad (4.3)$$

mehrphasig und setzt sich aus einem Flüssigkeitsanteil und einem Gasanteil zusammen. Der Rezirkulationsstrom ist ein einphasiger Flüssigkeitsstrom, der der Abdichtung der Spalte dient. Dazu wird in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen ein Teilstrom der Flüssigkeit von der Auslassseite der Pumpe zur Einlassseite zurückgeführt. Neben dem Vermeiden eines Gasdurchbruchs über die Spalte dient die rezirkulierte Flüssigkeit zusätzlich der Kühlung der Pumpe während eines temporären Trockenlaufes.

Das Förderverhalten einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe wird durch deren volumetrischen Wirkungsgrad beschrieben. Er lautet

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\text{th}}} \quad (4.4)$$

und ist das Verhältnis aus ermitteltem Förderstrom und theoretischem Förderstrom. Der volumetrische Wirkungsgrad ist ein Maß für den Verluststrom in der Schraubenspindelpumpe und ist abhängig von den Spaltabmaßen, den Gemischeigenschaften und den Betriebsbedingungen.

5. VISUALISIEREN DER STRÖMUNGSFORMEN IN DER PUMPE

Das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen hängt von den Anteilen des Gases und der Flüssigkeit ab, welche sich in den Förderkammern befinden und durch die Spalte strömen. Dabei bestimmt die Phasenverteilung in den Förderkammern die Strömungsform der unterschiedlichen Spaltströme. Die Spaltströme beeinflussen wiederum den Massen- und Energieaustausch zwischen den Kammern sowie den Druckaufbau. Um die Strömungsformen in den Spalten einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe zu visualisieren und vorherzusagen, werden experimentelle und theoretische Methoden eingesetzt.

Der zur experimentellen Untersuchung von Kammer- und Spaltströmungen verwendete Versuchsaufbau ist in Bild 5.1 schematisch dargestellt.

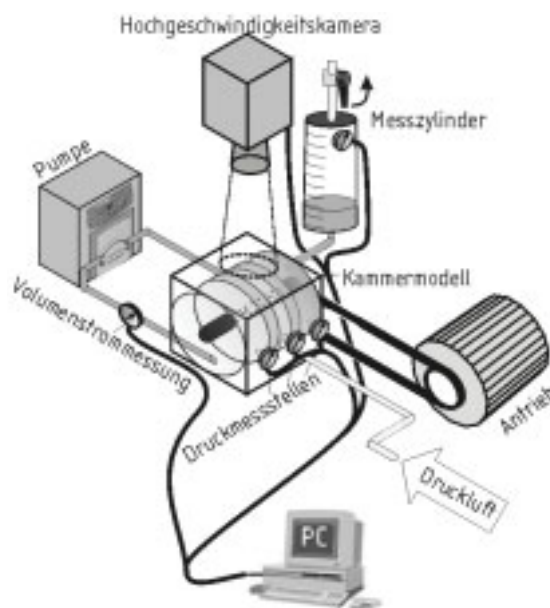


Bild 5.1 Schema des Versuchsaufbaus

Die wesentliche Komponente des Versuchsaufbaus ist eine einzelne aus transparentem Material erstellte Förderkammer [66], welche dazu dient, die Strömungsformen zu visualisieren und den Gasanteil im Strömungsfeld des

Umfangsspalts nachzuweisen. Ein von zwei Schlauchpumpen angetriebener geschlossener Flüssigkeitskreislauf bietet die Möglichkeit, unterschiedliche Flüssigkeiten für die Untersuchungen zu verwenden. Bild 5.2 zeigt das Foto des eingesetzten Versuchsaufbaus.

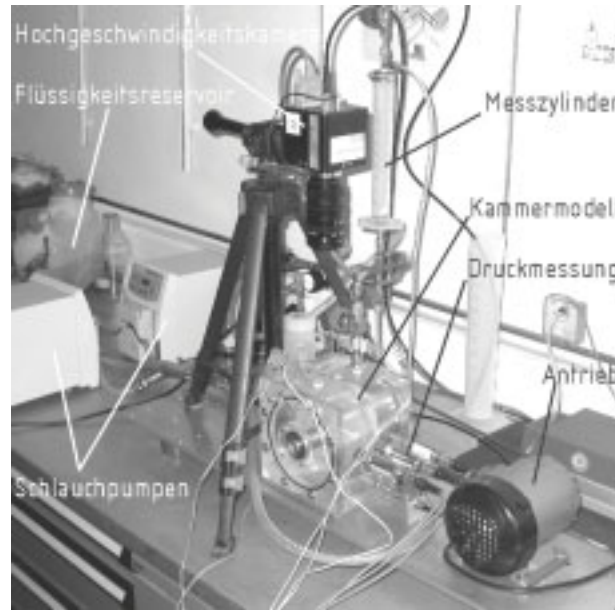


Bild 5.2 Foto des Versuchsaufbaus

Auf elektronischem Wege werden die Drücke innerhalb der Kammer, der Flüssigkeitsvolumenstrom und die Wellendrehzahl gemessen. Um den Gasanteil in der Kammer einzustellen, wird ein abgedichteter Messzylinder, der Bestandteil der Gasdosiereinrichtung ist, eingesetzt. Die Strömungen in der Förderkammer und im Umfangspalt werden mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera fotografisch festgehalten.

In der in Bild 5.3 dargestellten Förderkammer werden mehrphasige Strömungen eingestellt und im Umfangspalt beobachtet.

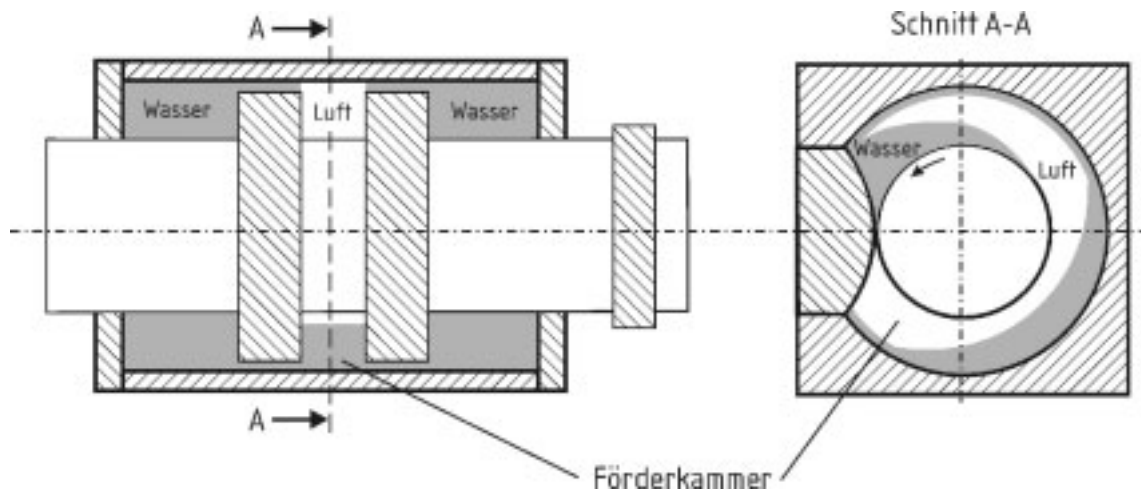


Bild 5.3 Aufbau des Förderkammermodells

Die Förderschraube ist durch eine Welle mit zwei montierten Scheiben ersetzt. Die Steigung des Schraubengangs beträgt folglich null. Die Abmaße der zwischen den Scheiben befindlichen Förderkammer sind in [Tabelle 5.1](#) aufgeführt und entsprechen den Kammerabmaßen der Schraubenspindelpumpe vom Typ MPC 112/133-20, deren Förderverhalten von Vauth [63], Aleksieva [64] und Groth [65] experimentell untersucht wird.

Tabelle 5.1 Abmaße des Förderkammermodells

Kammermodell MPC 112/133-20	
Außendurchmesser	133 mm
Innendurchmesser	71 mm
axiale Kammerausdehnung	20 mm
Höhe d. Umfangspaltes	0,1 mm
Höhe d. Radialspaltes	0,1 mm

Der Eingriff der Gegenschraube wird im Kammermodell durch einen seitlichen transparenten Einschub imitiert. Um die Kammerströmung in axialer Richtung zu beobachten, ist eine der die Kammer begrenzenden Scheiben aus Acrylglas

und die zweite Scheibe aus eloxiertem Aluminium gefertigt. Das Volumen beiderseits der Kammer ist im Betrieb ausschließlich mit Flüssigkeit gefüllt, während der Gasgehalt in der mittig liegenden Kammer über einen Druckluftanschluss und die Gasdosiervorrichtung eingestellt wird. Die Welle und damit die die Förderkammer axial begrenzenden Scheiben werden über einen Riemenantrieb angetrieben. Die Drehzahl wird stufenlos bis zu 1500 1/min eingestellt.

5.1 Strömung in einer Förderkammer

Rausch [66] beobachtet für Gemische aus Wasser und Luft drei unterschiedliche Strömungsformen, die sich in der Förderkammer in Abhängigkeit des volumetrischen Gasgehalts und der Wellendrehzahl einstellen (Bild 5.4).

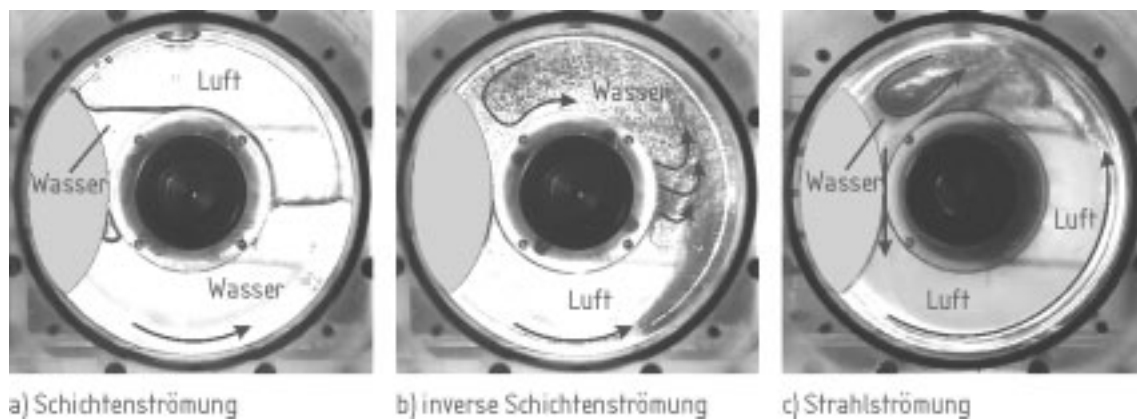


Bild 5.4 Strömungsformen in einer Förderkammer [66]

Für geringe Drehzahlen überwiegen Gewicht- und Auftriebskräfte, sodass sich eine Schichtenströmung a) einstellt. Mit zunehmender Drehzahl der Welle wird die Flüssigkeit aufgrund der Zentripetalbeschleunigung nach außen gedrückt und von den rotierenden Scheiben in den oberen Kammerteil mitgerissen. Dort reduziert der Eingriff den Kammerquerschnitt auf Flanken- und Radialspalt, sodass der Flüssigkeitsstrom im oberen Kammerteil aufgestaut und umgelenkt

wird. Es stellt sich die inverse Schichtenströmung ein. Für hohe Kammergasgehalte wird der Bereich, in dem die Flüssigkeit aufgestaut wird, kleiner, sodass sich Gas im Bereich der Strömungsumlenkung sammelt und die Strahlströmung entsteht.

In den experimentellen Untersuchungen werden Wasser-Luftgemische verwendet. Während der Variation der Drehzahl von 100 1/min bis 1500 1/min werden die oben beschriebenen Strömungsformen beobachtet. In Bild 5.5 sind für verschiedene Drehzahlen charakteristische Strömungsformen für den Kammergasanteil 0,30 dargestellt. Für geringe Drehzahlen liegen beiden Phasen getrennt vor (Schichtenströmung). Oberhalb der Drehzahl von 500 1/min wird die Gasphase zunehmend in der Flüssigkeitsphase dispergiert. Mit steigender Drehzahl nimmt der Blasendurchmesser des dispergierten Gasanteils ab und es wird mehr Gas in der Flüssigkeit dispergiert. Da die Drehzahl von 1500 1/min im normalen Betriebsbereich einer Schraubenspindelpumpe liegt, ist es wahrscheinlich, dass während der Förderung ein erheblicher Anteil der Gasphase in der Flüssigkeit dispergiert ist. Lediglich im oberen Zwickel zwischen dem Fußkreis der Schraube und dem Eingriff der Gegenschraube bildet sich ein Flüssigkeitsfilm.

Neben der Drehzahl hat der volumetrische Gasgehalt in einer Förderkammer einen wesentlichen Einfluss auf die Phasenverteilung.

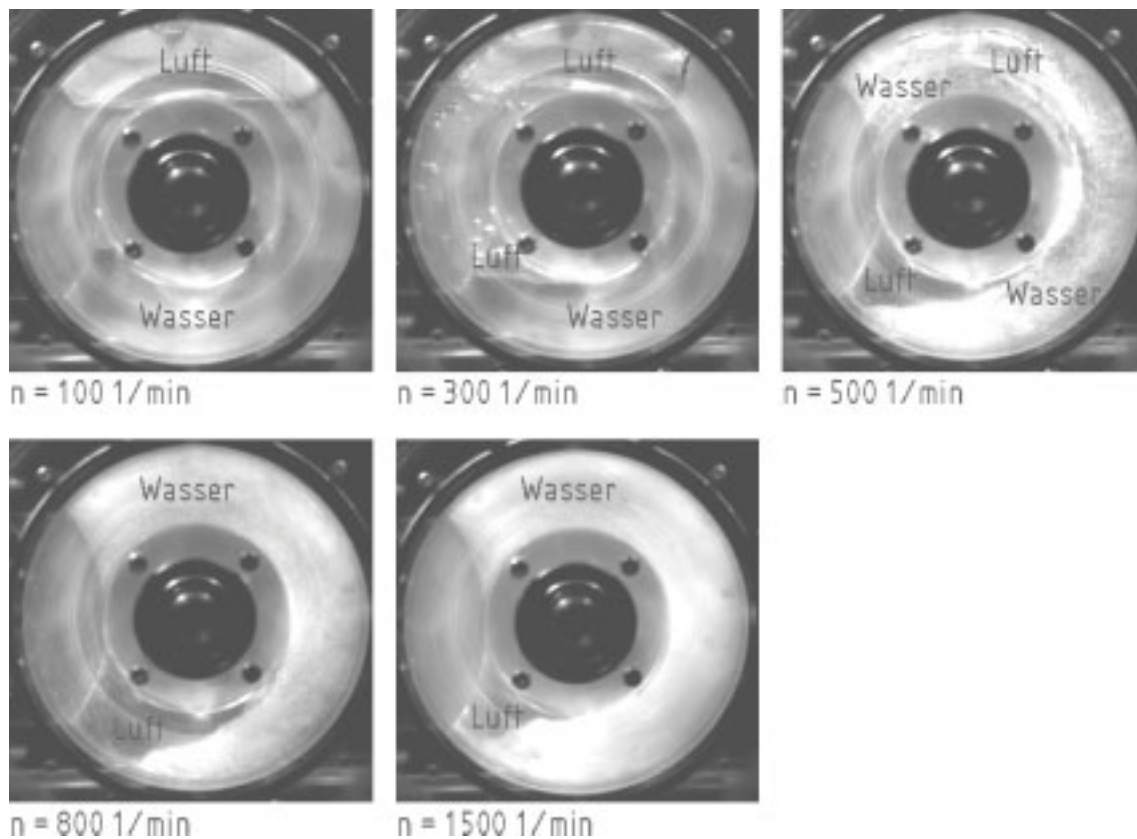


Bild 5.5 Kammerströmungsformen für verschiedene Drehzahlen, $\alpha = 0,30$

In Bild 5.6 ist die beobachtete Phasenverteilung von Wasser und Luft für Gasanteile in der Kammer zwischen 0,30 und 0,95 und die betriebstypische Drehzahl von 1500 1/min abgebildet. Aufgrund der hohen Drehzahl ist für alle sechs Betriebspunkte ein Teil der Gasphase in der Flüssigkeit dispergiert, der mit zunehmendem Gasanteil geringer wird. Die Schleppwirkung der rotierenden Kammerwände führt zum Aufstauen der flüssigen Phase im oberen Teil der Kammer über dem Eingriff der Gegenschraube. Dieser Flüssigkeitsbereich wird mit steigendem Kammergasgehalt kleiner, bis für Gasgehalte über 0,90 lediglich ein schmaler Flüssigkeitsfilm die Eintrittsbereiche von Flanken- und Radialspalt im oberen Zwickel abdichtet. Neben dem Flüssigkeitsstau im oberen Zwickel wird ein Teil der Flüssigkeit, der durch Flanken- und Radialspalt in den unteren Teil der Kammer strömt, zur Außenwand der Kammer geleitet und bildet einen

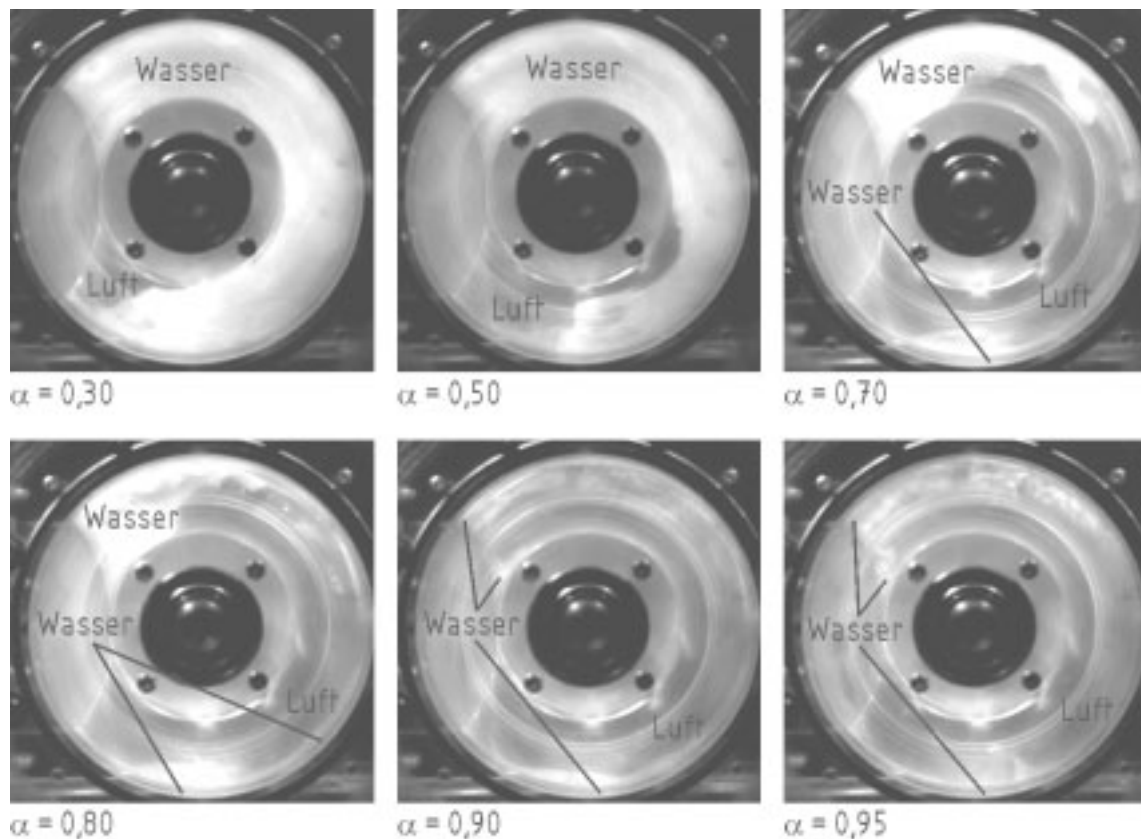


Bild 5.6 Kammerströmungsformen für verschiedene volumetrische Gasgehalte,
 $n = 1500 \text{ 1/min}$

Flüssigkeitsfilm, der den Umfangsspalt zwischen den rotierenden Scheiben und der Innenwand des Gehäuses abdichtet. Mit steigendem Kammergasgehalt nimmt die Dicke des Flüssigkeitsfilms ab.

5.2 Strömung im Umfangsspalt

Die experimentellen Untersuchungen zur Phasenverteilung in einer Förderkammer zeigen, dass aufgrund des Flüssigkeitsstaus im oberen Zwickel einer Förderkammer in den Flanken- und Radialspalten die Flüssigkeit nahezu einphasig strömt. In Abhängigkeit von Drehzahl und Kammergasgehalt stellen

sich im Umfangsspalt unterschiedliche Strömungsformen ein. Diese sind in Abhängigkeit vom Kammergasgehalt:

- Flüssigkeitsströmung
- Gaskanalströmung
- Gaskanalströmung mit Tropfen



Die in Kapitel 5.1 dargestellten Ergebnisse zu Strömungsformen in einer Förderkammer zeigen, dass insbesondere für hohe Drehzahlen ($n > 1000$ 1/min) ein Teil des Gases in der flüssigen Phase dispergiert wird, wobei der Blasendurchmesser mit steigender Drehzahl abnimmt. Aus diesem Grund werden in folgenden Ergebnisse zur Strömungsform im Umfangsspalt dargestellt, in denen zusätzlich der Einfluss hoher betriebstypischer Drehzahlen bis 1500 1/min berücksichtigt wird. Mit Hilfe des in Bild 5.2 dargestellten Versuchsaufbaus wird der obere Bereich der Umfangsspaltströmung mit einer Hochgeschwindigkeitskamera (680 Bildern pro Sekunde) digital aufgezeichnet. In Bild 5.7 sind alle betrachteten Betriebszustände in die Strömungsbilderkarte eingetragen.

Eine typische Strömungsform, die sich im oberen Bereich des Umfangsspaltess einstellt, ist mit entsprechenden Erklärungen in Bild 5.8 dargestellt.

Da das Einströmen von Gas in den Umfangsspalt zuerst im oberen Bereich des Umfangsspaltess stattfindet, wird das Strömungsfeld in diesem Bereich beobachtet.

Das Strömungsfeld im Umfangsspalt resultiert aus der Überlagerung von einer Druck- und einer Schleppströmung. Während die Druckströmung aufgrund des Druckgefälles zwischen zwei benachbarten Förderkammern die axiale Strömung erzeugt, bewirkt die Rotation der Scheibe einen Strömungsanteil in Umfangsrichtung. Aus der Überlagerung beider Strömungsanteile ergibt sich die Durchströmung des Umfangsspaltess, deren Eintrittswinkel von dem Verhältnis aus anliegender Druckdifferenz und Drehzahl abhängt.

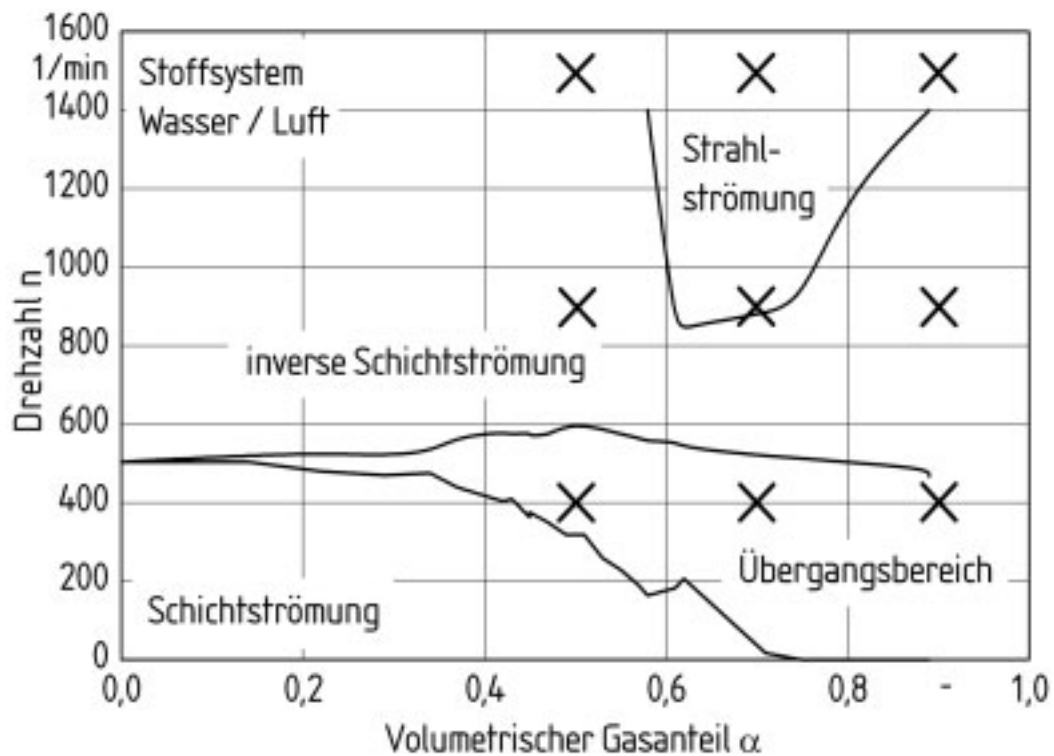


Bild 5.7 Betriebspunkte zur Beobachtung der Umfangsspaltströmung

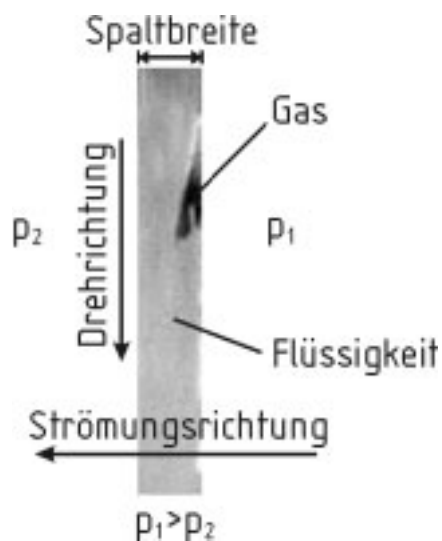


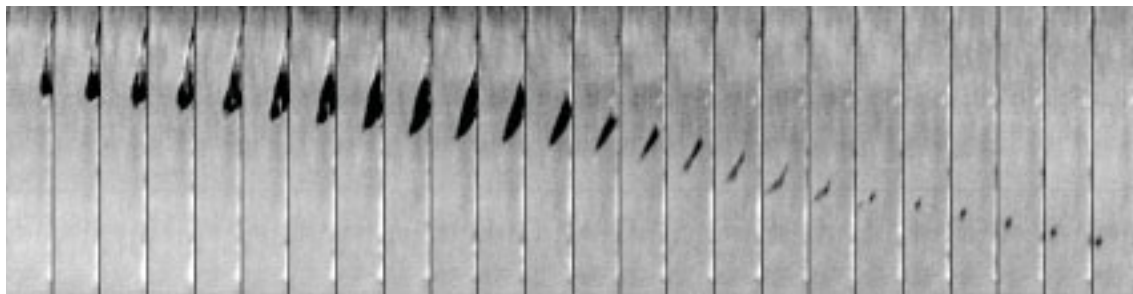
Bild 5.8 Typische Hochgeschwindigkeits-Aufnahme der Umfangsspaltströmung

Die beobachteten Strömungsformen an den in Bild 5.7 gezeigten Betriebspunkten sind in Tabelle 5.2 tabellarisch zusammengefasst.

Tabelle 5.2 Strömungsformen im Umfangsspalt

		Gasgehalt in der Förderkammer α [-]		
		0,5	0,7	0,9
Drehzahl n [1/min]	1500	Blasenströmung	Blasenströmung	Blasenströmung
	900	Blasenströmung	Blasenströmung	Kanalströmung
	400	Blasenablösung	Kanalströmung	Kanalströmung

Für geringe Drehzahlen und Kammergasgehalte stellt sich in der Förderkammer eine Übergangsform zwischen der Schichtenströmung und der inversen Schichtenströmung ein. Aufgrund der geringen Drehzahlen wird weder die Gasphase in der Flüssigkeit stark dispergiert, noch reicht die Zentripetalbeschleunigung aus, um den Umfangsspalt ausreichend mit Flüssigkeit abzudichten. Folglich gelangen große Gasbereiche aus der Förderkammer in den Eintrittsquerschnitt des Umfangsspalt. Verursacht durch den Impuls der Umfangsspaltströmung lösen sich Großblasen aus der angrenzenden Förderkammer ab und strömen über den Umfangsspalt in die saugseitige Kammer. Die typische Ablösung einer Großblase ist in einer Bildsequenz in [Bild 5.9](#) abgebildet.

[Bild 5.9](#) Ablösung einer Großblase im Umfangsspalt

Mit steigendem Kammergasgehalt nimmt die Zahl der Großblasen, die über den Umfangsspalt strömen stark zu, sodass sich Gaskanäle im Umfangsspalt bilden,

die zwei benachbarte Förderkammern miteinander verbinden und zu einem erheblichen Ansteigen des Gasvolumenstroms durch den Umfangsspalt führen. Bild 5.10 zeigt in einer Bildsequenz eine Gaskanalströmung im Umfangsspalt.

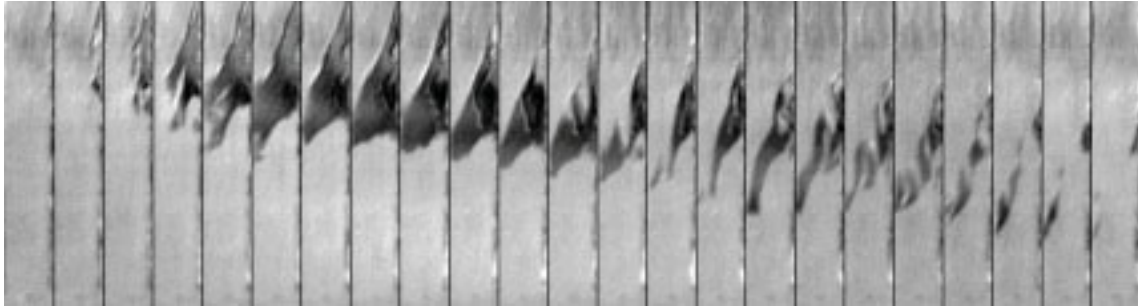


Bild 5.10 Gaskanalströmung im Umfangsspalt

Durch die Erhöhung der Drehzahl auf betriebstypische Werte ($n > 1000$ 1/min) stellt sich in der Förderkammer eine inverse Schichtenströmung bzw. eine Strahlströmung ein. Des Weiteren wird aufgrund der hohen Drehzahl ein erheblicher Anteil der Gasphase in Form von kleinen Blasen in der Flüssigkeitsphase dispergiert. Die mit Gasblasen durchsetzte Flüssigkeit wird durch die große Zentripetalbeschleunigung in den Außenbereich der Förderkammer geschleudert und dichtet den Umfangsspalt ab. Folglich tritt für hohe Drehzahlen keine Ablösung von Großblasen und keine Ausbildung von Gaskanälen im Umfangsspalt auf. Da jedoch ein erheblicher Gasanteil in der Flüssigkeit dispergiert ist, tritt auch für hohe Drehzahlen in Form einer Blasenströmung ein Transport von Gas durch den Umfangsspalt auf. In Bild 5.11 a) ist eine Blasenströmung im Umfangsspalt abgebildet. Aufgrund der nicht ausreichenden Auflösung der Hochgeschwindigkeitskamera, können die einzelnen feinen Gasblasen im Umfangsspalt nicht erkennbar dargestellt werden. Bild 5.11 b) zeigt für die Drehzahl 1500 1/min in der Aufsicht die Blasenströmung in beiden Förderkammern (2. und 3. Kammer), die den betrachteten Umfangsspalt begrenzen.

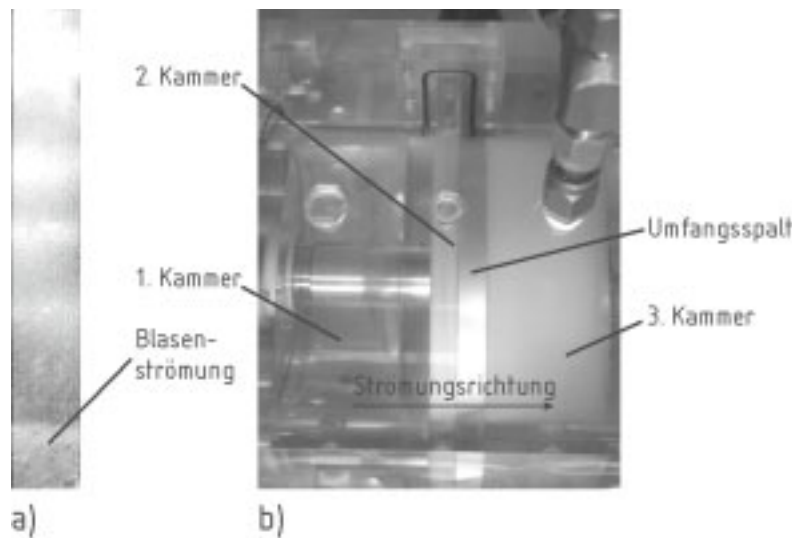


Bild 5.11 Blasenströmung im Umfangsspalt

Eine reine Flüssigkeitsströmung im Umfangsspalt wird für die berücksichtigten Betriebspunkte nicht beobachtet. Für Drehzahlen über 1000 1/min wird für geringe, mittlere und hohe Kammergasgehalte die Blasenströmung beobachtet, in der die kleinen Blasen homogen über den Umfangsspalt verteilt sind. Für mittlere und geringe Drehzahlen ($n < 1000$ 1/min) sind der Anteil des dispergierten Gases und die Zentripetalbeschleunigung der Flüssigkeit deutlich geringer. Dadurch lösen sich Großblasen aus der Gasphase und strömen durch den Umfangsspalt. Für große Kammergasgehalte koaleszieren die Blasen im Umfangsspalt zu Gaskanälen, durch die erhöhte Gasvolumenströme über den Umfangsspalt transportiert werden.

6. NUMERISCHE BERECHNUNG DER STRÖMUNGSFELDER

Die Strömungsformen, welche sich in den Kammern und den unterschiedlichen Spalten einstellen, werden mit Hilfe der Finite-Volumen-Methode und der Software Ansys CFX 11.0 auf numerischem Wege berechnet.

Dazu werden für ein ortsfestes Bilanzgebiet die Bilanzgleichungen des Impulses, der Masse und der Energie ortsdiskret gelöst. Die Bilanzgleichung des Impulses lautet in Analogie zu den zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen für jede Phase unter Berücksichtigung ihres Volumenanteils

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i \bar{u}_i) + \nabla(\alpha_i (\rho_i \bar{u}_i \bar{u}_i)) = \\ - \alpha_i \nabla p_i + \nabla(\alpha_i \eta_i (\nabla \bar{u}_i + (\bar{u}_i)^T)) + \alpha_i \rho_i \vec{g} + \vec{F}_{ij} + \vec{F}_M \end{aligned}, i = g, l. \quad (6.1)$$

In Gl. (6.1) ist der Volumenanteil der Phase i mit α_i , die dynamische Viskosität mit η_i und die Dichte mit ρ_i bezeichnet. Die zeitliche und konvektive Änderung des Impulses wird durch unterschiedliche Kräfte verursacht. Auf der rechten Seite von Gl. (6.1) beschreibt der erste Term die Kräfte infolge des Druckgradienten und der zweite Term den molekularen und turbulenten Impulstransport infolge von Geschwindigkeitsgradienten. Die durch die Gravitation hervorgerufenen Kräfte werden im dritten Term berücksichtigt. Der Impulsaustausch zwischen den Phasen wird im vierten Term und der Impulstransport infolge des Stoffaustauschs durch den fünften Term beschrieben. Analog zur Impulsgleichung lautet die Bilanzgleichung der Energie für jede Phase

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i h_{i,ges}) + \nabla(\alpha_i (\rho_i \bar{u}_i h_{i,ges} - \lambda_i \nabla T_i)) = \\ - \alpha_i \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla\left(\alpha_i \eta_i \left(\nabla \bar{u}_i + (\bar{u}_i)^T - \frac{2}{3} \nabla \bar{u}_i \delta\right) \bar{u}_i\right) + \dot{q}_{ij} + \dot{q} \end{aligned}, i = g, l. \quad (6.2)$$

Die spezifische Gesamtenthalpie

$$h_{i,ges} = h_i + \frac{1}{2} u_i^2 \quad (6.3)$$

ergibt sich aus der spezifischen Enthalpie des statischen Drucks

$$h_i = h_i(p, T) \quad (6.4)$$

und der des dynamischen Drucks als Funktion der lokalen Strömungsgeschwindigkeit der Phase u_i . Des Weiteren wird in Gl. (6.2) mit λ die Wärmeleitfähigkeit, mit $\dot{q}_{ij}$ die Wärmestromdichte zwischen den Phasen und mit $\dot{q}$ die Wärmestromdichte einer äußeren Wärmequelle bezeichnet. Die zeitliche sowie die konvektions- und wärmeleitbedingte Änderung der Enthalpie wird durch den Druck, den molekularen und turbulenten Transport, den Wärmetransport zwischen den Phasen und das Einbringen von Wärme hervorgerufen. Die Bilanzgleichung der Masse jeder Phase

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i) + \nabla(\alpha_i \rho_i \vec{u}_i) = \dot{m}_{ij} \quad , i = g, l \quad (6.5)$$

beschreibt die zeitliche und konvektive Änderung der Masse einer Phase in Form des Massenaustauschs zwischen den Phasen $\dot{m}_{ij}$.

Der Transport von Impuls, Wärme und Masse zwischen den Phasen wird durch die Größe der Phasengrenzfläche bestimmt. Da beide Phasen als gleichwertige Kontinua zu betrachten sind, wird die volumenspezifische Phasengrenzfläche

$$A_{ij} = \frac{\alpha_i \alpha_j}{d_{ij}} \quad (6.6)$$

als Funktion beider Phasenanteile und einer charakteristischen Länge d_{ij} berechnet. Die volumenspezifische Widerstandskraft zwischen den Phasen

$$\vec{f}_{w,ij} = C_D \rho_{ij} A_{ij} |\vec{u}_j - \vec{u}_i| (\vec{u}_j - \vec{u}_i) \quad (6.7)$$

wird als Funktion des dimensionslosen Widerstandskoeffizienten C_D , der volumenspezifischen Phasengrenzfläche A_{ij} (Gl. (6.6)), der lokalen Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Phasen $(\vec{u}_j - \vec{u}_i)$ und der Gemischdichte

$$\rho_{ij} = \alpha_i \rho_i + \alpha_j \rho_j \quad (6.8)$$

berechnet.

6.1 Zweiphasiges Strömungsfeld in der Förderkammer

Aus den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen (Kapitel 5) folgt der Zusammenhang zwischen den Strömungsformen in einer Förderkammer und den Strömungsfeldern in den saugseitig an sie angrenzenden Spalten. Die sich in einer Förderkammer einstellenden Phasenanteile bestimmen daher die Zusammensetzung des Gemisches in den einzelnen Spalten. Da die Spaltströme das Förderverhalten einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe beeinflussen, ist deren Berechnung erforderlich. Im folgenden wird daher eine Modellvorstellung für die Gas-Flüssigkeitsströmung in einer Förderkammer entwickelt, die das Abschätzen der Phasenverteilungen in den verschiedenen Spalteintrittsquerschnitten in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen zulässt.

Um die Vergleichbarkeit der berechneten Ergebnisse mit den auf experimentellem Wege ermittelten zu schaffen, entsprechen die gewählte Form und die Abmaße der Förderkammer dem in Tabelle 5.1 beschriebenen Pumpentyp mit der Schraubensteigung 20 mm. Zur Berechnung des Strömungsfeldes wird das Volumen der Förderkammer mit Hilfe eines blockstrukturierten Gitters (Bild 6.1) örtlich diskretisiert.

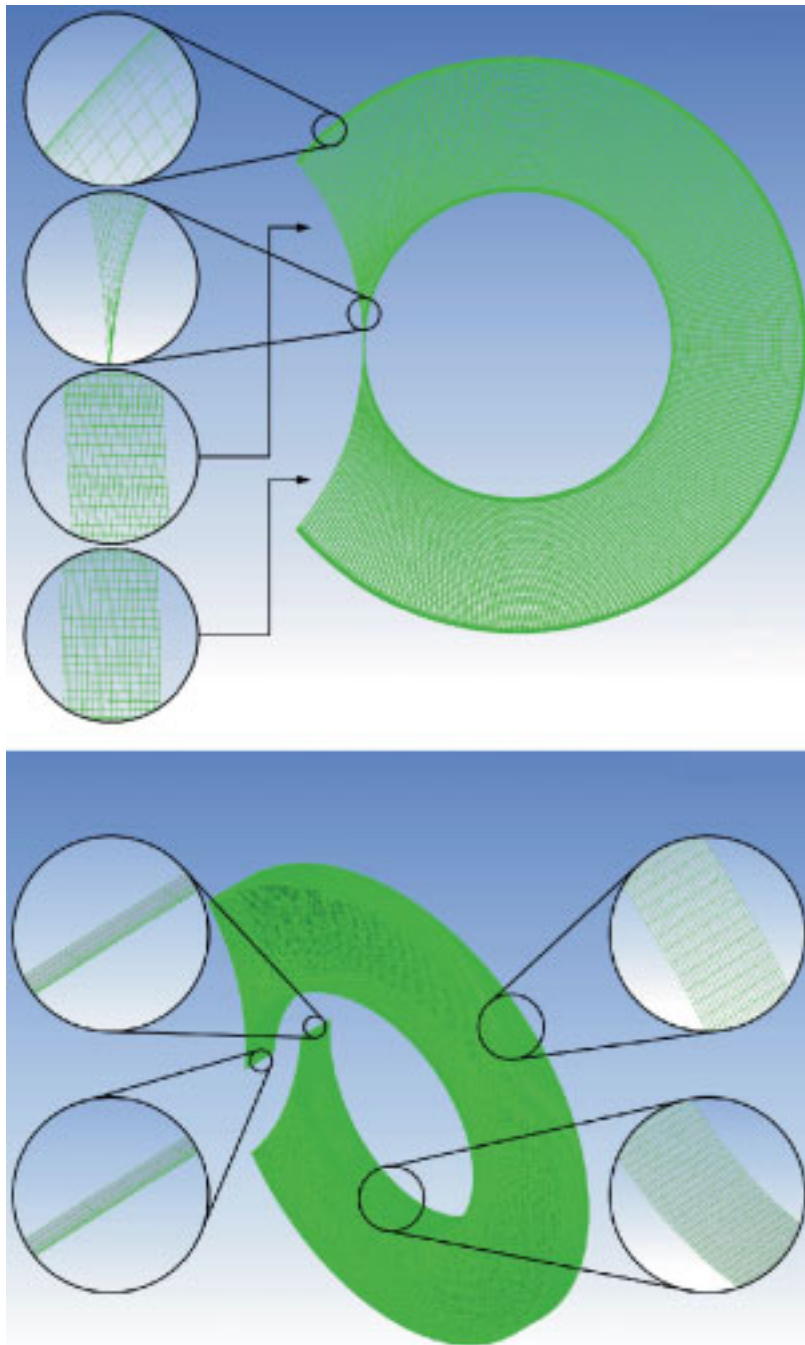


Bild 6.1 Blockstrukturiertes Rechengitter in der Förderkammer

Das in Bild 6.1 gezeigte Gitter besteht aus 255360 Hexaedern und ist im Innen- und im Außenbereich der Kammer aufgrund der dort zu erwartenden großen Geschwindigkeitsgradienten feiner aufgelöst.

Die Modellierung des Gas-Flüssigkeitsgemisches erfolgt nach der *Euler-Euler-Methode*, für die beide Phasen in kontinuierlicher Form vorliegen. Die Strömungsfelder beider Phasen werden berechnet, wobei die Wechselwirkungen in der Phasengrenzfläche mit Hilfe des *Mixture Models* [72] berücksichtigt werden. Als Turbulenzmodell wird das k- ϵ -Modell verwendet, das aufgrund seiner numerischen Robustheit den Status eines Standardmodells hat. Als Fluidmodelle werden die Eigenschaften von Wasser und Luft bei 25°C und 1 bar verwendet. Beide Phasen werden als inkompressibel angenommen. Die Strömung wird als stationärer isothermer Prozess betrachtet. Jeglicher Stoffübergang zwischen den Phasen wird nicht berücksichtigt. An den begrenzenden Wänden gilt die Haftbedingung. Sie werden als glatt und teilweise rotierend betrachtet. Die Rotationsrichtungen der verschiedenen Wände sind in Bild 4.2 dargestellt. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt anhand des sog. *physical timescale* [72], dessen Wert dem jeweiligen Strömungsfeld angepasst wird. Als Konvergenzkriterium wird für alle Berechnungen das Unterschreiten eines relativen Berechnungsfehlers von $5 \cdot 10^{-4}$ gefordert.

Um analog zu den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen den Einfluss der Schraubendrehzahl und des Kammergasgehaltes auf die Kammerströmung zu erhalten, wird die Wasser-Luft-Strömung in der Förderkammer für die in Tabelle 6.1 aufgeführten Betriebszustände berechnet.

Um die berechneten Strömungsfelder zu visualisieren, werden verschiedene Schnittebenen im Kammermodell definiert, deren Positionen in Bild 6.2 abgebildet sind.

Elf parallele Schnittebenen sind normal zur Schraubendrehachse und zeigen jeweils eine Querschnittsfläche des Strömungsfeldes von der saugseitigen Wand (Ebene 0), über die Kammermitte (Ebene 5) bis zur druckseitigen Wand (Ebene 10).

Tabelle 6.1 Variationsbereich von Schraubendrehzahl und Kammergasgehalt

$\alpha_K [-]$ n [min ⁻¹]	0,30	0,50	0,70	0,80	0,90	0,95
100	X					
200	X					
300	X					
400	X					
500	X					
600	X					
700	X					
800	X					
900	X					
1000	X					
1100	X					
1200	X					
1300	X					
1400	X					
1500	X	X	X	X	X	X

Neben der Auswertung des gesamten Strömungsfeldes in der Förderkammer sind bezüglich der zu erwartenden Spaltströme diejenigen Kammerbereiche von Interesse, die an den Eintrittsquerschnitten der angrenzenden Spalte liegen. Um die Gemischzusammensetzung an den Eintrittsquerschnitten der abgehenden Spalte untereinander zu vergleichen, werden vier Spalteintrittsquerschnitte betrachtet. Im oberen Zwickel befinden sich die Eintrittsfläche eines Radialspaltes (RS) sowie eines saugseitig und eines druckseitig gelegenen Flankenspaltes (FS). Des Weiteren wird der äußere Kreisring der saugseitigen Wand (Ebene 0)

mit einer Höhe von 0,1 mm als Eintrittsfläche zum saugseitig angrenzenden Umfangsspalt betrachtet.

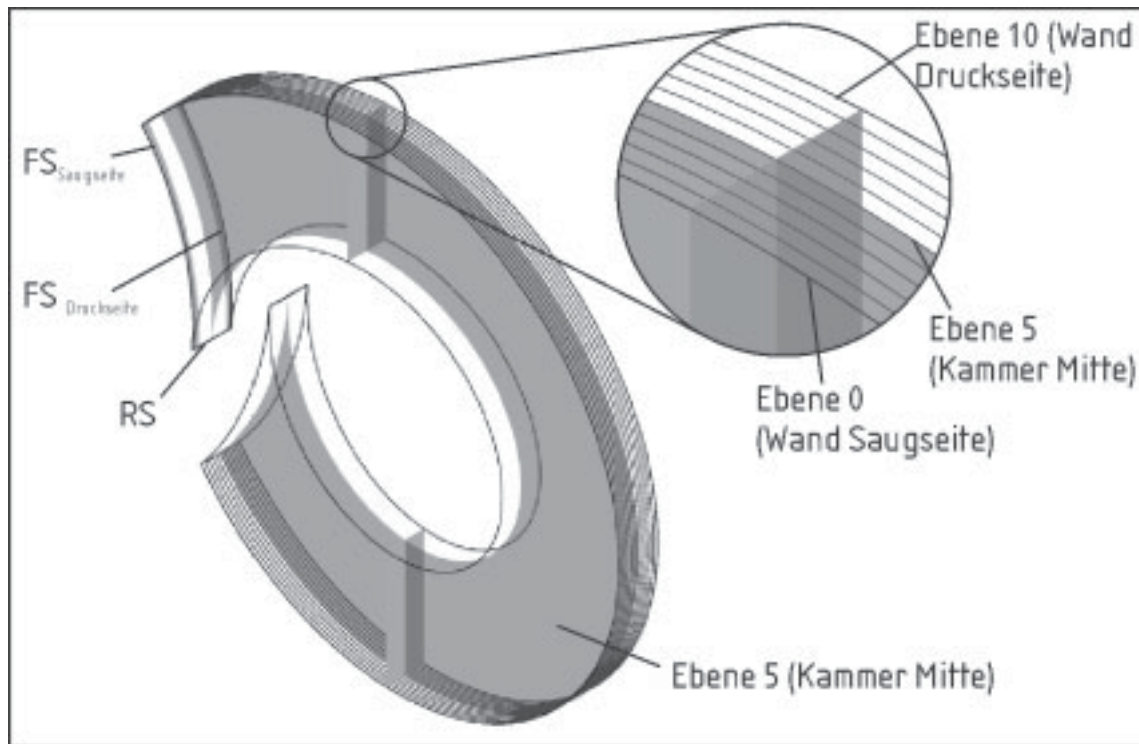


Bild 6.2 Schnittflächen in der Förderkammer

In Bild 6.3 ist die berechnete Phasenverteilung in der mittleren Schnittebene (Ebene 5) und in dem senkrechten Schnitt durch die Schraubenachse für verschiedene Drehzahlen mit dem Kammergasgehalt 0,30 dargestellt. Die berechneten Betriebszustände entsprechen den in Bild 5.5 dargestellten experimentellen Untersuchungen. Analog zu den Beobachtungen werden auch in den berechneten Strömungsfeldern mit steigender Drehzahl die Schichtenströmung ($n = 100/300 \text{ min}^{-1}$), Übergangsströmung ($n = 500 \text{ min}^{-1}$) und inverse Schichtenströmung ($n = 800/1500 \text{ min}^{-1}$) durchlaufen. Im Vergleich zeigen die experimentell und numerisch erhaltenen Strömungsfelder eine gute Übereinstimmung. Als Unterschied lässt sich für höhere Drehzahlen die Dispersion von Gasblasen in der Flüssigkeitsphase nennen, die in der Berechnung nicht abgebildet wird. Dadurch sind die Anteile der kontinuierlichen Gasphase in den

berechneten Phasenverteilungen stets größer als es die aus experimentellen Untersuchungen ermittelten.

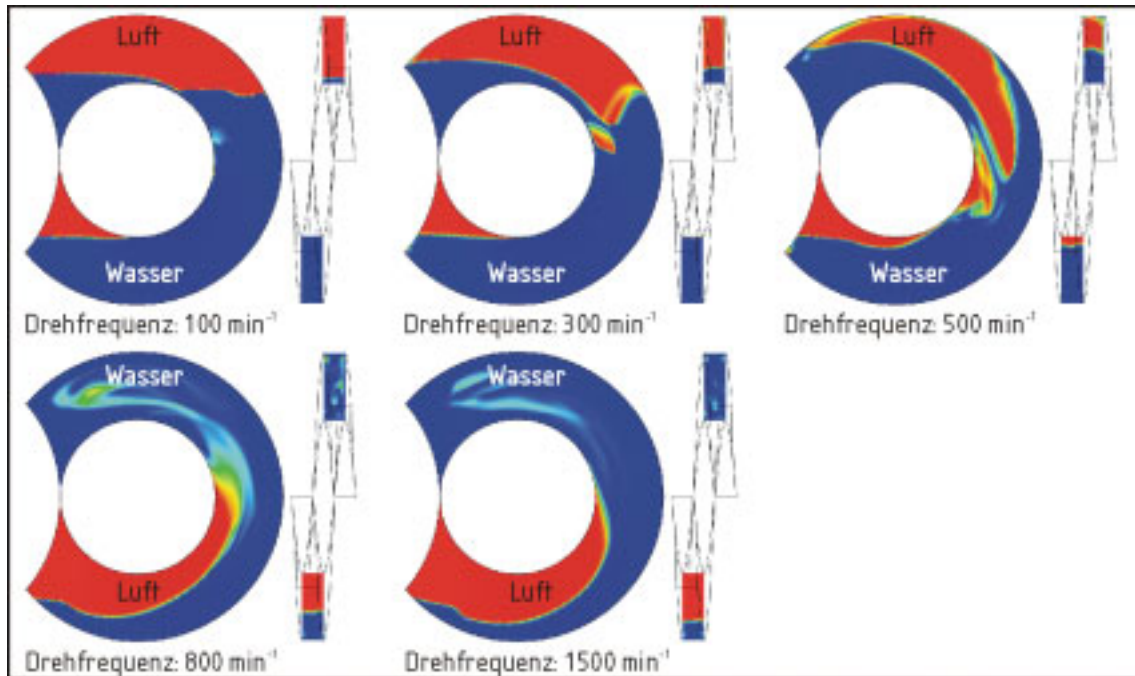


Bild 6.3 Phasenverteilung in der Kammer als Funktion der Drehzahl, $\alpha_K = 0,30$

Die unterschiedlichen Drehzahlen für die verschiedenen Kammerströmungsformen sind für die experimentellen und theoretischen Ergebnisse in Tabelle 6.2 für den Kammergasgehalt von 0,30 zusammengefasst.

Tabelle 6.2 Strömungsformen in Abhängigkeit von der Drehzahl

$\alpha_K=0,30$	Schichtenströmung	Übergangsströmung	Inverse Schichtenströmung
experimentell	bis 300 min ⁻¹	400 bis 600 min ⁻¹	ab 700 min ⁻¹
numerisch berechnet	bis 300 min ⁻¹	400 bis 700 min ⁻¹	ab 800 min ⁻¹

Während die Eintrittsbereiche des Radial- und Flankenspaltes im oberen Zwickel ab 200 1/min stets mit Flüssigkeit bedeckt sind, tritt die vollständige Flüssigkeitsbedeckung im Außenbereich der Förderkammer erst für höhere Drehzahlen auf. In Bild 6.4 ist die Phasenverteilung an der Außenwand der Förderkammer für verschiedene Drehzahlen dargestellt.

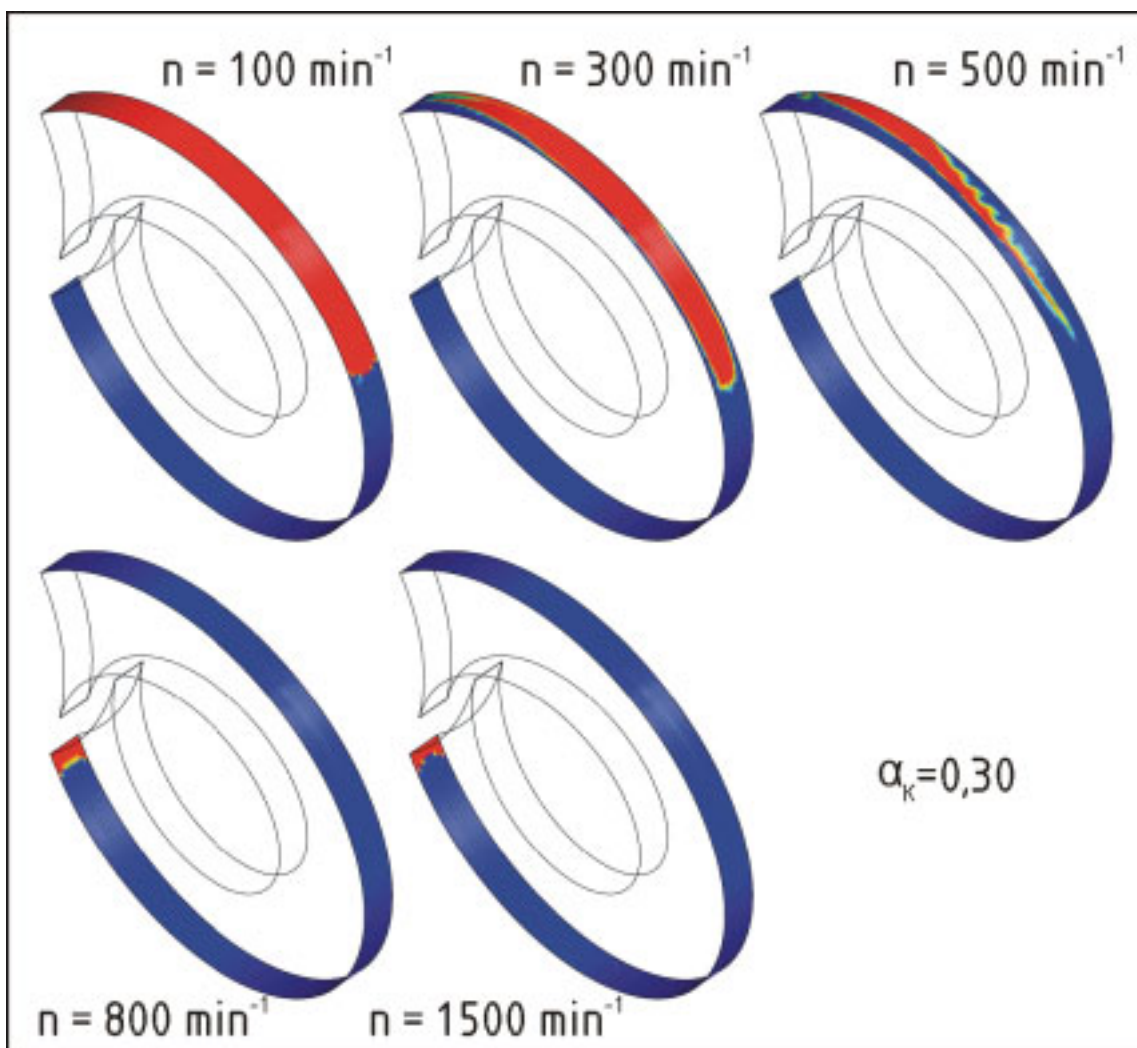


Bild 6.4 Phasenverteilung an der Kammeraußenwand als Funktion der Drehzahl, $\alpha_K = 0,30$

Während die Außenwand der Förderkammer für hohe Drehzahlen im Bereich der inversen Schichtenströmung größtenteils mit Flüssigkeit bedeckt ist, reißt die Flüssigkeitsbedeckung mit abnehmender Drehzahl im Bereich der Über-

gangsströmung auf, sodass im Bereich geringer Drehzahlen vermehrt Gas in den saugseitig angrenzenden Umfangspalt einströmen kann. Dieser Zusammenhang ist in Bild 6.5 quantitativ für die verschiedenen Spalteintrittsflächen dargestellt.

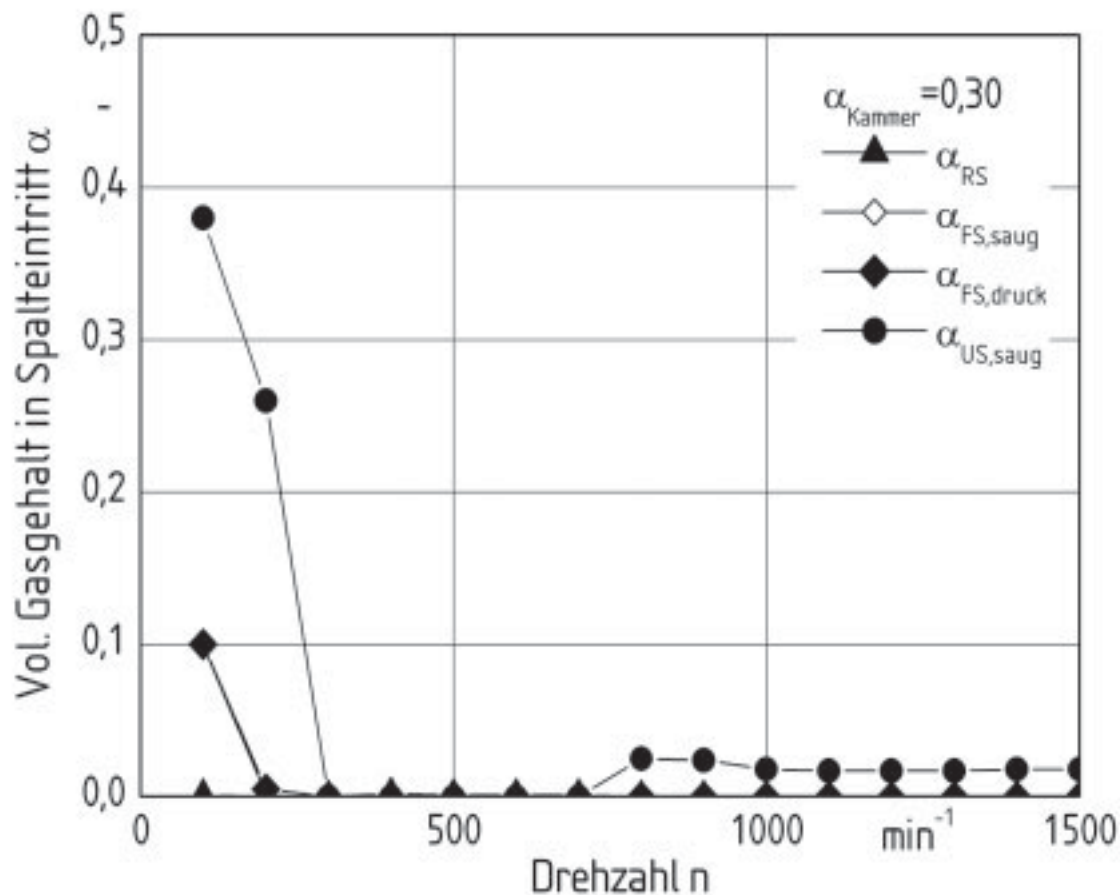


Bild 6.5 Gasgehalt in den Spalteintrittsflächen als Funktion der Drehzahl

Im Bereich der Schichtenströmung ($n \leq 300 \text{ 1/min}$) gelangt vermehrt Gas in die Spalte, wobei der Gasanteil im Eintrittsquerschnitt des Umfangspaltes deutlich größer als für Flanken- und Radialspalt ist.

Neben der Drehzahl bestimmt der volumetrische Gasgehalt in der Förderkammer die sich einstellende Phasenverteilung. In Bild 6.6 ist die berechnete Phasenverteilung in der mittleren Schnittebene (Ebene 5) und in dem senkrechten Schnitt durch die Schraubenachse für verschiedene Kammergasgehalte mit

der Drehzahl 1500 1/min dargestellt. Die berechneten Betriebszustände entsprechen denen in Bild 5.6 dargestellten experimentellen Untersuchungen.

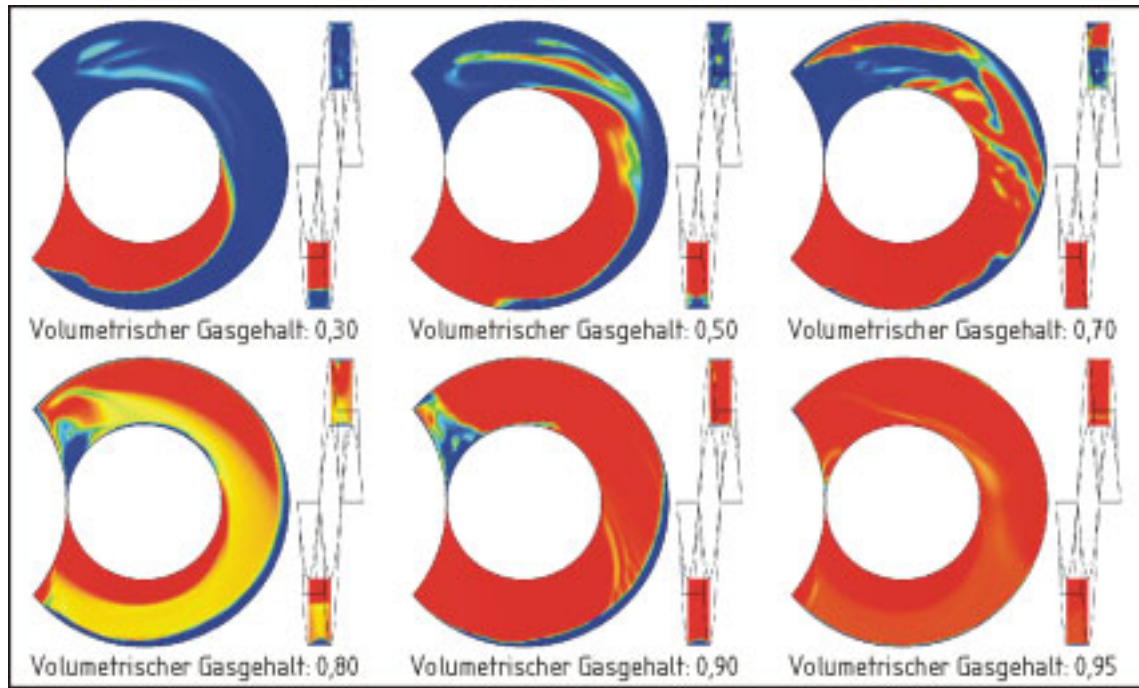


Bild 6.6 Phasenverteilung in der Kammer als Funktion des Kammergasgehaltes, $n = 1500$ 1/min

Die experimentell und numerisch erhaltenen Strömungsfelder stimmen überein. Aufgrund der hohen Drehzahl 1500 1/min wird experimentell eine Dispersion von Gasblasen in der Flüssigkeitsphase beobachtet, die in der Berechnung nicht abgebildet wird. Dadurch sind die Bereiche der kontinuierlichen Gasphase in den berechneten Phasenverteilungen stets größer als es die experimentellen Untersuchungen ergeben. Sowohl die experimentellen als auch die numerischen Ergebnisse zeigen mit steigendem Kammergasgehalt eine Änderung der Strömungsform von der inversen Schichtenströmung zur Strahlströmung. Die flüssige Phase wird aufgrund der Zentrifugalkraft an die Außenwand der Förderkammer beschleunigt, und durch die rotierenden Schraubenflanken in den oberen Teil der Förderkammer mitgerissen. Am Eingriff der Gegenschraube trifft die Flüssigkeit auf den Schraubengang der Gegenschraube und wird in den

Zwickel umgelenkt, um von dort am Fußkreis der Schraube zurück in den oberen Teil der Kammer zu strömen. Dieser Strömungsverlauf wird exemplarisch in Bild 5.4 gezeigt. Mit zunehmendem Kammergasgehalt dringt Gas in den oberen Teil der Kammer ein und sammelt sich in der Mitte der umgelenkten Flüssigkeit. Die inverse Schichtenströmung ist somit in die Strahlströmung übergegangen. Sowohl die berechneten als auch die experimentellen Ergebnisse zeigen diesen Übergang für den Kammergasgehalt 0,70 mit der Drehzahl 1500 1/min. Für Kammergasgehalte größer 0,90 sammelt sich die flüssige Phase an der Außenfläche der Kammer, am Eingriff der Gegenschraube und im oberen Zwickel, wobei die Dicke des Flüssigkeitsfilmes insbesondere an der Außenwand der Kammer mit zunehmendem Kammergasgehalt abnimmt.

Die Phasenverteilung an der Außenwand der Förderkammer wird in Bild 6.7 für die verschiedenen Kammergasgehalte dargestellt. In Bild 6.8 ist der Gasgehalt für den 0,1 mm dicken Kreisring an der Außenwand als Funktion des Kammergasgehaltes quantitativ dargestellt. Aufgrund der hohen Drehzahl besteht eine gute Flüssigkeitsbedeckung der Kammeraußenwand für geringe und mittlere Kammergasgehalte. Für sehr hohe Kammergasgehalte und folglich geringe Flüssigkeitsgehalte reißt der Flüssigkeitsfilm an der Kammeraußenwand auf, sodass für den Kammergasgehalt 0,95 die Gefahr einer Gaskanalströmung im Umfangsspalt besteht, falls keine Flüssigkeit in der Pumpe rezirkuliert wird. Der starke Anstieg des Gasgehaltes an Außenwand der Förderkammer für Kammergasgehalte größer 0,80 ist den in Bild 6.8 dargestellten Ergebnissen zu entnehmen. Des Weiteren ist Bild 6.8 zu entnehmen, dass der lokale Gasgehalt an der Außenwand der Förderkammer von der Saugseite (Ebene 1) zur Druckseite (Ebene 9) ansteigt.

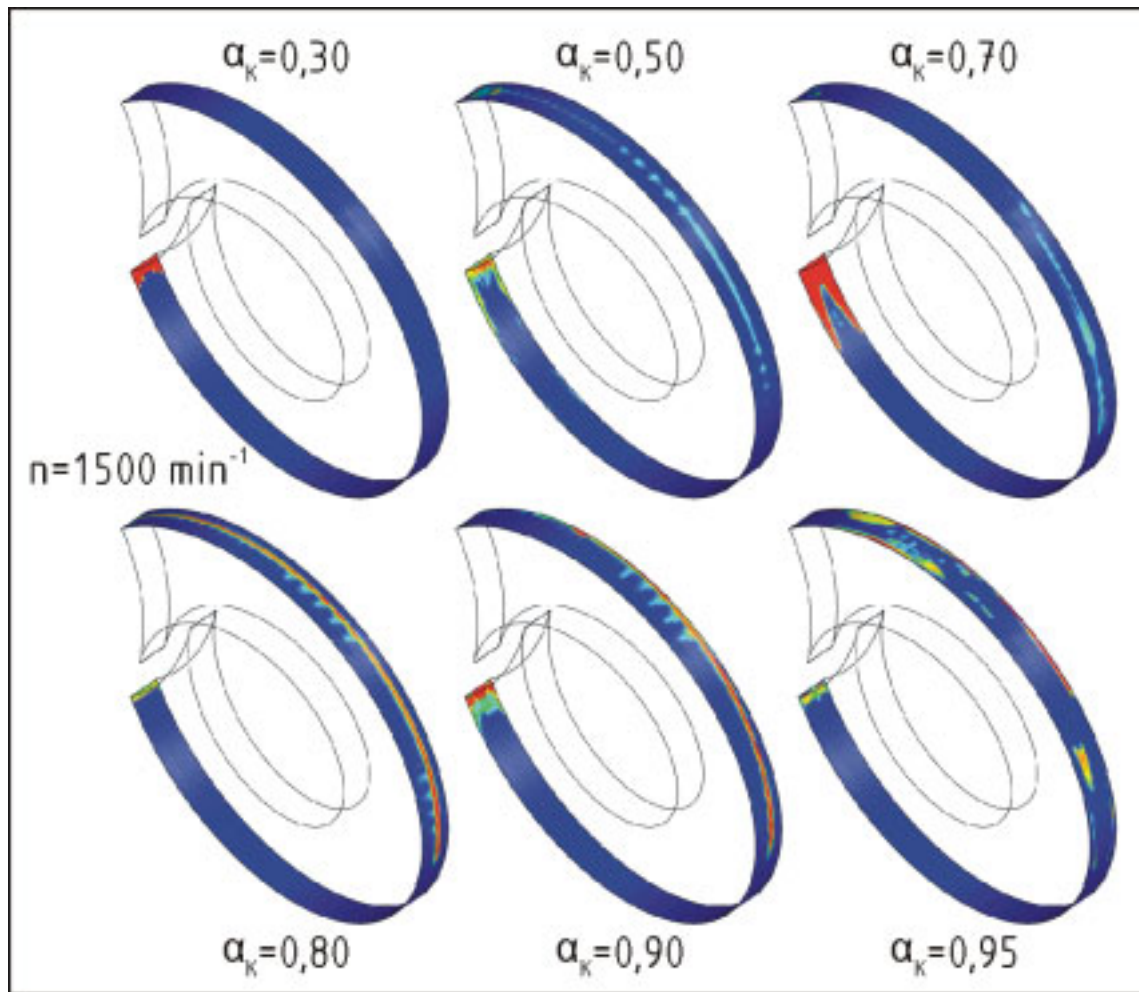


Bild 6.7 Phasenverteilung an der Kammeraußenwand als Funktion der Kammergasgehaltes, $n = 1500 \text{ 1/min}$

Die axiale Bewegung der Förderkammer entlang der Schraubenachse führt zu einem erhöhten Flüssigkeitsanteil an der Saugseite der Förderkammer. Somit wird die Abdichtung des saugseitigen Umfangsspalt mit Flüssigkeit durch die Axialbewegung der Förderkammer verbessert.

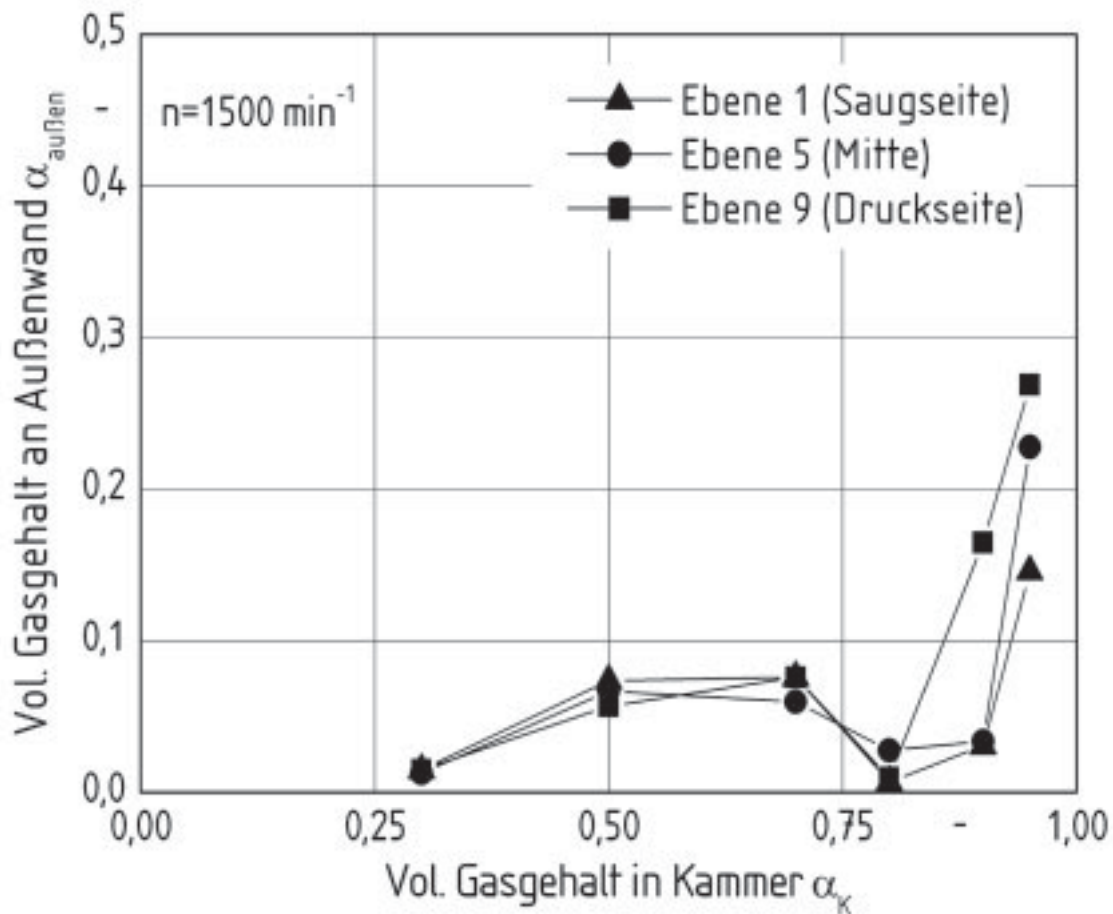


Bild 6.8 Gasgehalt an der Kammeraußenwand als Funktion des Kammergasgehaltes, $n = 1500 \text{ 1/min}$

6.2 Zweiphasige Strömung im Umfangsspalt

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen zur Strömung im Umfangsspalt (vgl. Kapitel 5.2) wird für weite Betriebsbereiche eine Blasenströmung beobachtet, in der sich die Gasblasen homogen im Umfangsspalt verteilen. Für hohe Kammergasgehalte und mittlere bis geringe Drehzahlen wird im oberen Bereich des Umfangsspalt die Gaskanalströmung beobachtet, welche in Bild 6.9 schematisch dargestellt ist.

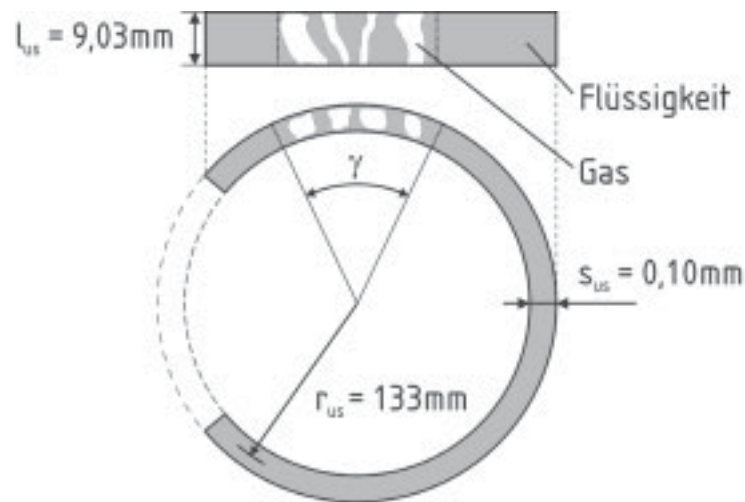


Bild 6.9 Schematische Darstellung einer Gaskanalströmung im Umfangsspalt

Der Gaskanal verbindet die Bereiche reinen Gases zweier benachbarter Förderkammern. Aufgrund der geringen Größe der Phasengrenzfläche zwischen Gas und Flüssigkeit liegt die Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Gaskanal deutlich über der der Flüssigkeit. Dadurch besteht die Gefahr, dass der Volumenstrom durch den Umfangsspalt stark ansteigt, was zu einem starken Anstieg des Verluststromes innerhalb der Pumpe führt.

Um die Strömungsgeschwindigkeiten für eine Gaskanalströmung abzuschätzen, wird mit Hilfe des CFD-Programmes Ansys CFX 11.0 ein Berechnungsmodell für die Gaskanalströmung erstellt. Die erzielten Ergebnisse werden mit solchen verglichen, die mit Hilfe eines Gleichungssystems für Schlupf behaftete Gas-Flüssigkeitsströmungen berechnet werden.

Bild 6.10 zeigt das Volumen des durchströmten Umfangsspalt. Die Form und die Abmaße des Spaltes entsprechen dem Umfangsspalt in einer Schraubenspindelpumpe vom Typ MPC 112/133-20 (vgl. Tabelle 5.1) für die Schraubensteigung von 20 mm. In Bild 6.9 sind die Spaltabmaße ohne Schraubensteigung dargestellt.

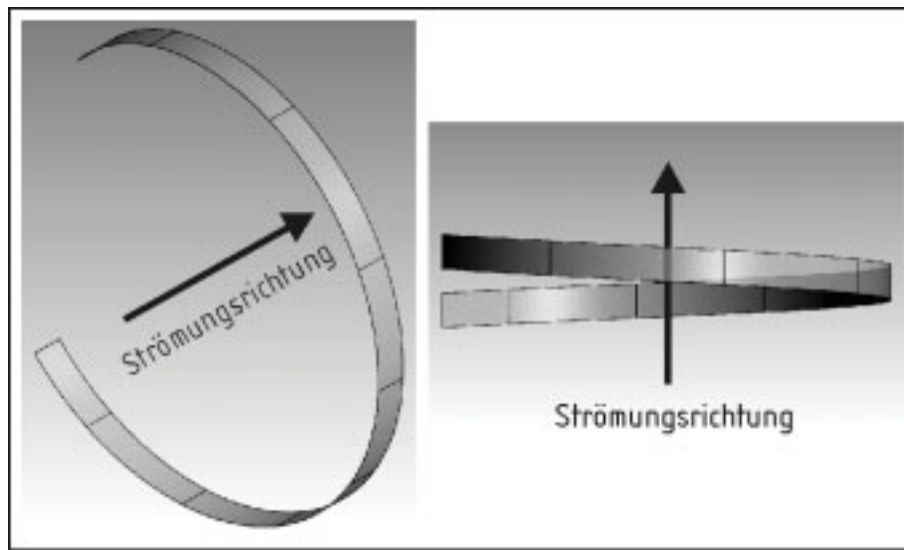


Bild 6.10 Form des untersuchten Umfangsspalt

Es handelt sich um einen flachen Kreisringspalt, der nach außen durch die Innenwand des Gehäuses und nach innen durch den rotierenden Schraubengang begrenzt wird (vgl. Bild 4.3).

In Bild 6.11 ist die örtliche Diskretisierung des Strömungsvolumens dargestellt.

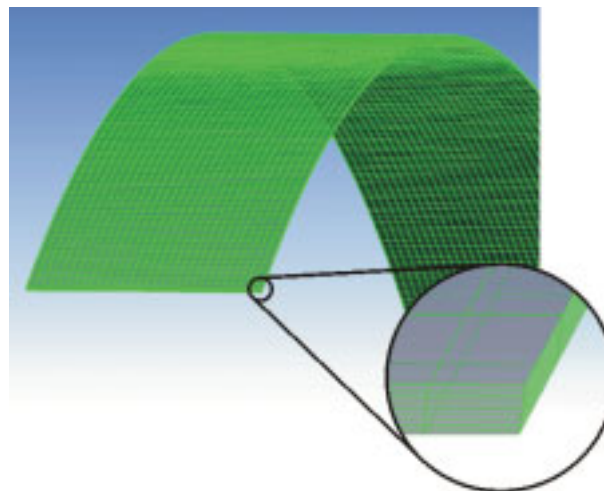


Bild 6.11 Blockstrukturiertes Rechengitter im Umfangspalt

Das blockstrukturierte Gitter setzt sich aus 10 Zellen übereinander, 30 Zellen hintereinander und 800 Zellen nebeneinander zusammen und besteht somit aus 150.000 Hexaedern.

Die Randbedingungen zur Berechnung des Strömungsfeldes im Umfangsspalt sind in Bild 6.12 angegeben.

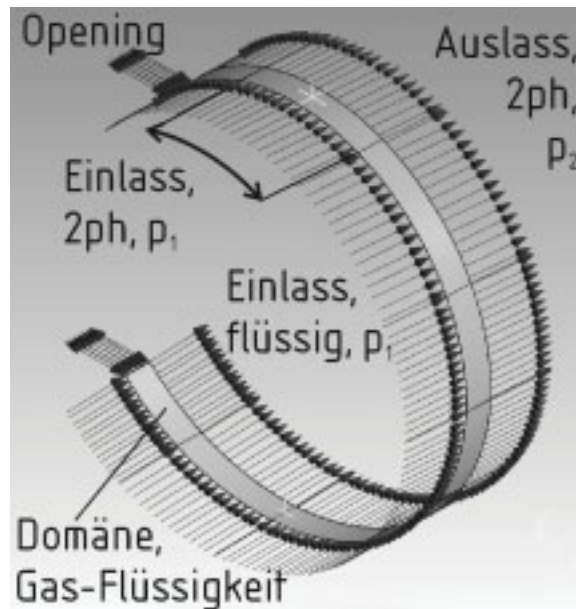


Bild 6.12 Randbedingungen für Strömungsberechnung im Umfangsspalt

Die Domäne ist zweiphasig und besteht aus Luft, die als ideales Gas betrachtet wird, und Wasser für 25°C. Der Einlass seitens der druckseitig angrenzenden Förderkammer ist in zwei Bereiche unterteilt. Während der obere Bereich des Einlasses als zweiphasig definiert ist, wird für den restlichen Querschnitt des Einlasses reine Flüssigkeitseinströmung angenommen. Die Auswertung der experimentellen Untersuchungen zu Gaskanalströmungen zeigt, dass sich Gaskanäle lediglich im oberen Bereich auf einem Kreisbogen des Umfangsspalt bilden, der kleiner als 40° ist. Folglich wird der zweiphasige Einlassbereich auf einen Kreisbogenteil des gesamten Einlassquerschnitts von 40° beschränkt. Der Auslass sowie die beiden Openings (kombinierte Ein- und Auslässe) sind als zweiphasig definiert. Die treibende Druckdifferenz wird entlang des Spalts mit den beiden Kammerdrücken p_1 und p_2 eingestellt. Die Innenwand des Umfangsspalt rotiert entsprechend der Schraubenrotation. Das Strömungsfeld wird entsprechend der Euler-Euler-Methode unter der Annahme zweier kontinuierlicher Phasen berechnet. Die Phasengrenzfläche wird mit Hilfe des sog. *Mixture*

Models [72] bestimmt. Als Turbulenzmodell wird mit dem k- ϵ -Modell ein Wirbelviskositätsmodell verwendet, das aufgrund seiner numerischen Robustheit den Status eines Standardmodells hat.

Zur Berechnung des Impulsaustauschs in der Phasengrenzfläche wird die Wasser-Luftströmung als inhomogene Mehrphasenströmung betrachtet. Der lokale Impulsaustausch zwischen den Phasen

$$\bar{M}_i = C_D (\bar{u}_i - \bar{u}_j) \quad (6.9)$$

wird als Produkt der Differenz der lokalen Geschwindigkeiten beider Phasen und dem dimensionslosen Schubspannungskoeffizienten in der Grenzfläche C_D berechnet:

$$C_D = \frac{\tau_\delta}{\frac{1}{2} \rho_g (\bar{u}_g - \bar{u}_l)^2} \quad (6.10)$$

Darin wird die lokale Schubspannung mit τ_δ und die Dichte der Gasphase mit ρ_g bezeichnet. Für eine laminare Filmströmung wird die dimensionslose Schubspannung in der Phasengrenzfläche

$$\tau_\delta^* = 2 \left[\frac{1}{3} - \frac{\bar{u}_l}{g \cdot \delta^2 / \nu_l} \right] \quad (6.11)$$

als Funktion der örtlich gemittelten Strömungsgeschwindigkeit $\bar{u}_l$, der kinematischen Viskosität ν_l und der Dicke δ des Flüssigkeitsfilms berechnet. Damit wird der Schubspannungskoeffizient für eine laminare Strömung über die Definitionsgleichung der dimensionslosen Schubspannung

$$\tau_\delta = g \cdot \rho_l \cdot \delta_l \cdot \tau_\delta^* \quad (6.12)$$

berechnet. Hierin wird mit τ_δ die Schubspannung in der Phasengrenzfläche bezeichnet. Für die turbulente Strömung ($Re_l > 1600$) wird der dimensionslose Schubspannungskoeffizient nach King und Piar [73]

$$C_D = 0,079 \operatorname{Re}_g^{-0,25} \left[1 + 24(1 - \sqrt{\alpha}) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/3} \right] \quad (6.13)$$

als Funktion der Reynolds-Zahl der Gasphase

$$\operatorname{Re}_g = \frac{u_g 2s_{US}}{v_g}, \quad (6.14)$$

dem volumetrischen Gasgehalt α und dem Verhältnis aus Flüssigkeits- und Gasdichte ρ_l/ρ_g berechnet. In Gl. (6.14) wird die Höhe des Umfangsspalt mit s_{US} und die kinematische Viskosität des Gases mit v_g bezeichnet. Gl. (6.13) basiert auf der Annahme einer reinen Ringströmung, wobei der Einfluss der im Gas dispergierten Tropfen vernachlässigt wird. Das Gas wird als ideal und die Flüssigkeit als inkompressibel betrachtet.

Die Berechnung des zweiphasigen Strömungsfeldes im Umfangsspalt erfolgt in Abhängigkeit der in Tabelle 6.3 aufgeführten Betriebsgrößen.

Tabelle 6.3 Variationsbereich von Drehzahl und Druckdifferenz am Umfangsspalt

Drehzahl \ Druckdifferenz						
	0,1 bar	0,3 bar	0,5 bar	1 bar	2 bar	5 bar
0 1/min						
100 1/min						
500 1/min						
1000 1/min						
1500 1/min						
2200 1/min						

Die berechneten Ergebnisse gelten für die zweiphasige Strömung im höchstgelegenen Querschnitt des Umfangsspalts (Bild 6.13).

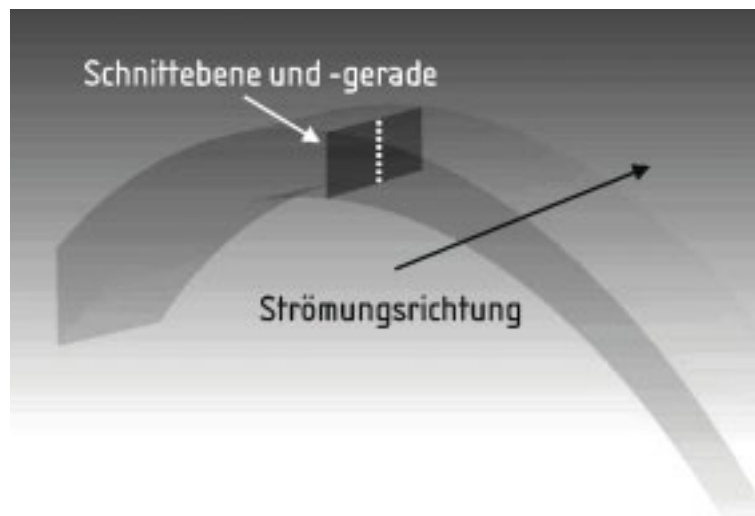


Bild 6.13 Lage der ausgewerteten Schnittebene und -gerade im Umfangsspalt

In Bild 6.14 sind drei Geschwindigkeitsprofile abgebildet, die mit Hilfe des oben beschriebenen Modells entlang der in Bild 6.13 dargestellten weißen Linie berechnet werden.

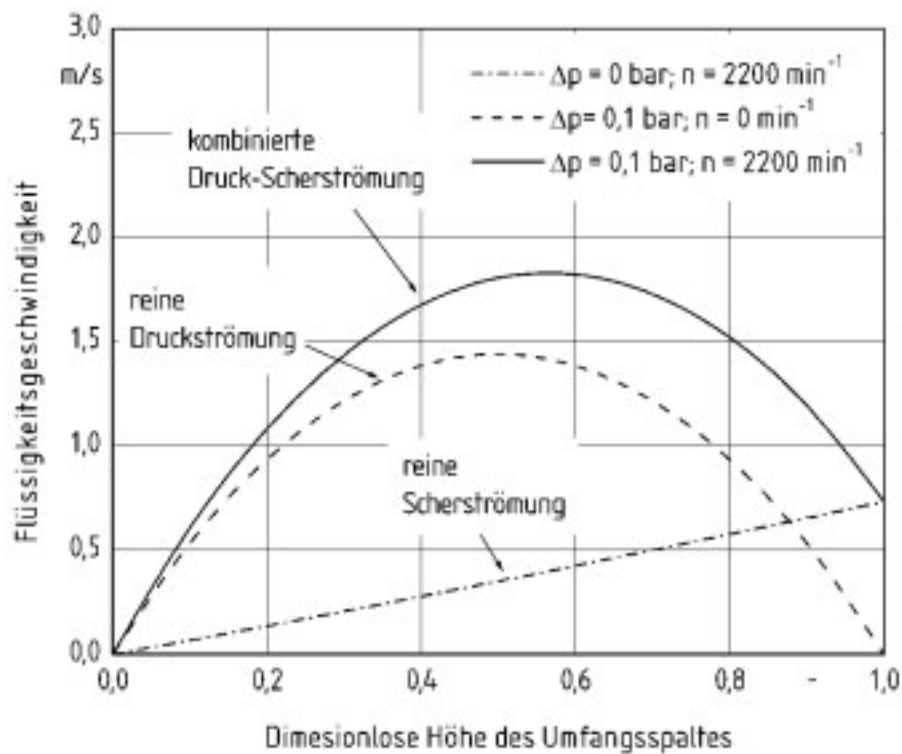


Bild 6.14 Geschwindigkeitsprofile für die einphasige Flüssigkeitsströmung im Umfangsspalt

Die berechnete Scherströmung und die berechnete Druckströmung entsprechen in ihrer Überlagerung der kombinierten Druck-Scherströmung, die sich in Abhängigkeit von der Schraubendrehzahl und der anliegenden Druckdifferenz einstellt.

Basierend auf dem berücksichtigten Impulsaustausch zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase weist die Gasphase stets höhere örtliche Geschwindigkeiten auf als die Flüssigkeit. In Bild 6.15 ist die mittlere berechnete Gasgeschwindigkeit für verschiedene Druckdifferenzen über der dimensionslosen Länge des Umfangsspalt dargestellt.

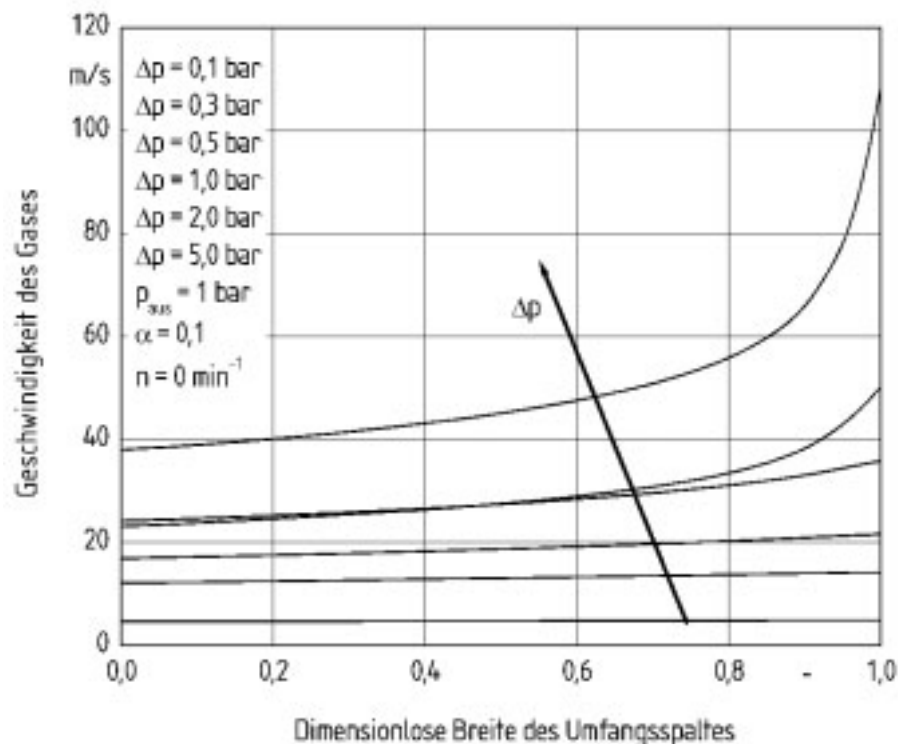


Bild 6.15 Beschleunigung der Gasphase aufgrund des Druckabfalls über der Länge des Umfangsspalt

Um die Massenströme von Gas und Flüssigkeit für eine Gaskanalströmung durch den Umfangspalt im Rahmen eines eigen erstellten Berechnungsmodells (Kapitel 8) zu ermitteln, wird ein Gleichungssystem erstellt, das auf den Annahmen von Lockhart und Martinelli [74] beruht.

Lockhart und Martinelli geben mit

$$\alpha = \frac{1}{1 + C_v X^a} \quad (6.15)$$

einen Zusammenhang zwischen dem Gasgehalt in der Strömung α und dem Lockhart-Martinelli Parameter X , der mit

$$X^2 = \frac{(\frac{dp}{dz})_l}{(\frac{dp}{dz})_g} \quad (6.16)$$

als Verhältnis der Druckverluste definiert ist, die sich für die jeweils einphasige Gas- bzw. Flüssigkeitsströmung einstellen. Zur Berechnung des Koeffizienten C_v und des Exponenten a wird die Korrelation von Kawahara, Sadatomi, Kawaji, Okayama und Chung [75] verwendet. Kawahara et al. untersuchen den Druckverlust von Wasser-Luft-, Ethanol-Luft- und Wasser-Ethanol-Luft-Gemischen in Mikrokanälen mit Durchmessern zwischen 75 μm und 251 μm . Auf Basis der experimentellen Ergebnisse wird eine Gleichung für den zweiphasigen Druckverlust in Mikrokanälen erstellt, die auf den Annahmen von Lockhart und Martinelli [74] beruht. In diesem Zusammenhang erhält der in (6.15) aufgeführte Exponent a den Wert 1,5. Der Koeffizient C_v wird

$$C_v = 0,05[1 + 55 \exp(-\frac{6d}{d^*})] \quad (6.17)$$

als Funktion des Kanaldurchmessers d berechnet. Der Referenzdurchmesser d^* nimmt den Wert 250 μm an. Zur Verwendung von (6.17) für die Umfangsspaltströmung wird der Kanaldurchmesser d durch die doppelte Spalthöhe ersetzt. In Abhängigkeit vom Lockhart-Martinelli Parameter X und den Eigenschaften beider Phasen wird der Massenstromanteil der Gasphase

$$X = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0.1} \left(\frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} \right)^{0.9} \quad (6.18)$$

mit Hilfe der Lockhart-Martinelli Gleichung berechnet. Aus der Definitionsgleichung des Gasmassenstromanteils

$$\dot{x}_g = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_l} \quad (6.19)$$

wird der Massenstrom der Gasphase $\dot{M}_g$ als Funktion des Gasmassenstromanteils und des Massenstrom der flüssigen Phase berechnet.

In Bild 6.16 ist ein Vergleich der mittleren Gas- und Flüssigkeitsgeschwindigkeiten im Umfangsspalt dargestellt, die jeweils mit Hilfe des CFD-Berechnungsmodells und mit Hilfe des Lockhart-Martinelli Ansatzes nach Kawahara et al. [75] berechnet werden.

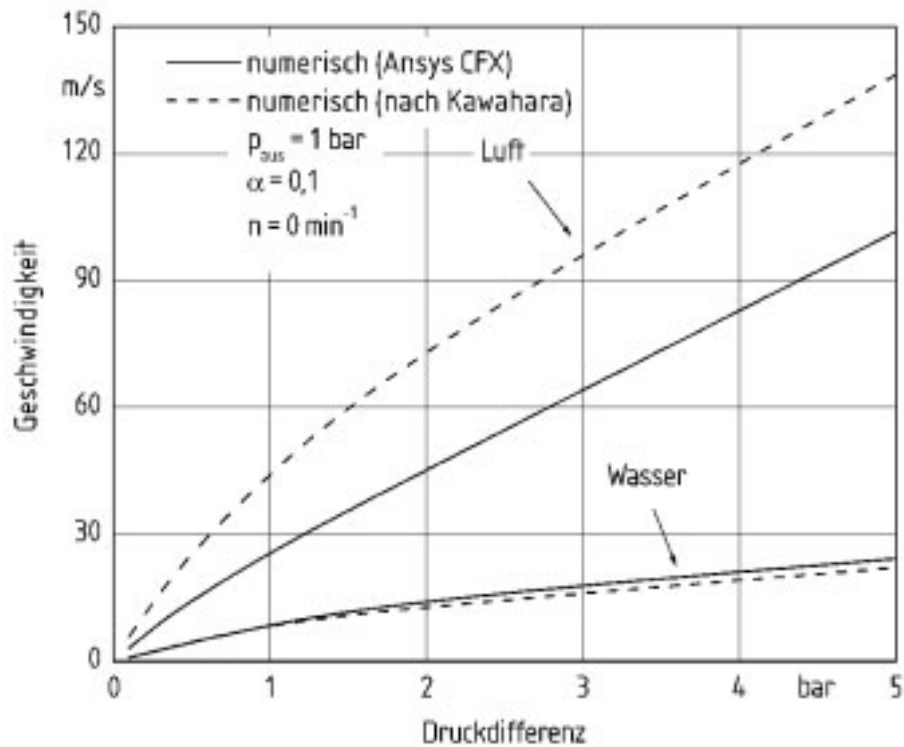


Bild 6.16 Mittlere Geschwindigkeiten von Gas- und Flüssigkeitsphase im Umfangsspalt als Funktion der Druckdifferenz

6.3 Einphasige Strömung im Flankenspalt

Die in Kapitel 5 dargestellten experimentellen Ergebnisse zur Phasenverteilung in einer Förderkammer zeigen, dass sich stets Flüssigkeit im oberen Zwickel einer Förderkammer sammelt. Da sich in diesem Bereich die Eintrittsquerschnitte zum Flanken- und Radialspalt befinden, werden die Strömungen in Flanken- und Radialspalten als reine Flüssigkeitsströmungen betrachtet.

Während die Strömung im Radialspalt analytisch berechenbar ist, stellt sich im Flankenspalt ein komplexes Strömungsfeld ein, das durch die Flankenprofilierung des Schraubenganges, die Schraubendrehzahl sowie die Druckverteilung in den angrenzenden Förderkammern beeinflusst wird. Das Strömungsfeld im Radialspalt wird in diesem Zusammenhang nicht betrachtet.

Mit Hilfe des CFD-Programmes Ansys CFX 11.0 wird das Strömungsfeld im Flankenspalt für ein Standardflankenprofil berechnet, um in Abhängigkeit der Schraubendrehzahl und der Druckverteilung die Hauptströmungsrichtungen zu bestimmen.

In Bild 6.17 sind die Verbindungen von Förderkammern über einen Flankenspalt schematisch dargestellt.

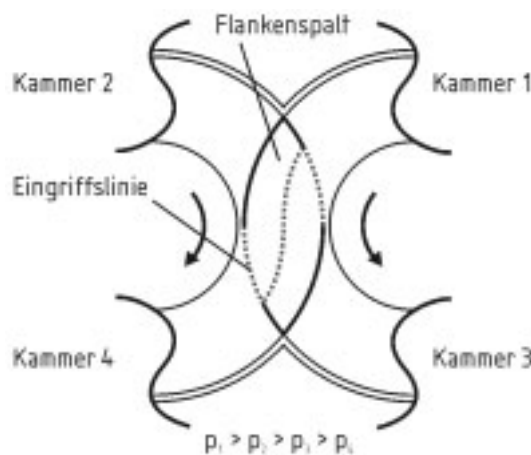
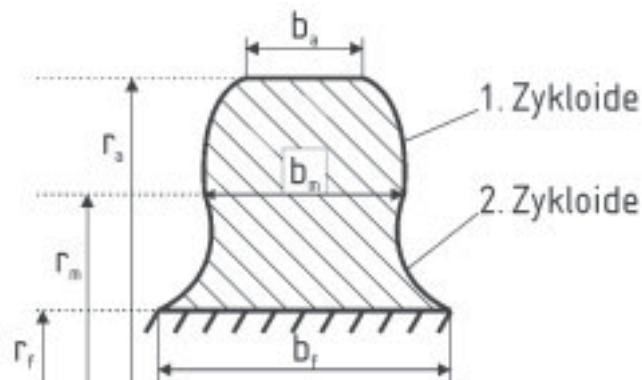


Bild 6.17 Verbindung von Förderkammern über einen Flankenspalt

Im Gegensatz zum Umfangs- und Radialspalt werden über einen Flankenspalt vier Förderkammern miteinander verbunden. In den vier Förderkammern herrschen zu jedem Zeitpunkt unterschiedliche Drücke. Durch die gegensinnigen Rotation der ineinander greifenden Schrauben wird eine Schleppströmung von den Kammern 1 und 2 zu den Kammern 3 und 4 im Flankenspalt erzeugt, welche die druckgetriebene Strömung überlagert. Um die Fluidströme durch den Flankenspalt zu minimieren, bilden die ineinander greifenden Flanken durch den Eingriff eine Dichtlinie, deren Form vom Profil der Flanken abhängig ist. Der Verlauf der in [Bild 6.17](#) dargestellten Eingriffslinie ergibt sich für ein Standard-Flankenprofil, das aus zwei Zykloiden gebildet wird. In [Bild 6.18](#) ist ein Schnitt durch einen Schraubengang mit Zykloidenprofil dargestellt.



[Bild 6.18](#) Schnitt durch einen Schraubengang mit Zykloidenprofil

Das betrachtete Standard-Flankenprofil und die damit verbundene S-förmige Eingriffslinie ergeben sich aus dem Wälzkreis, entlang dessen sich die beiden Zykloiden treffen und dem Zahnmittenzirkel r_m , der diesem entspricht. Durch die Verschiebung des Wälzkreises ergeben sich andere Eingriffslinien, die hier nicht behandelt werden.

Das Flankenprofil und die sich daraus ergebenden räumlichen Flankenflächen, die das Spaltvolumen begrenzen, werden mit Hilfe der von Hamelberg [24] hergeleiteten Gleichungen beschrieben.

In Bild 6.19 ist die auf diese Weise berechnete dreidimensionale Berandung des Strömungsfeldes im Flankenspalt für das in Bild 6.18 gezeigte Zykloidenprofil dargestellt.

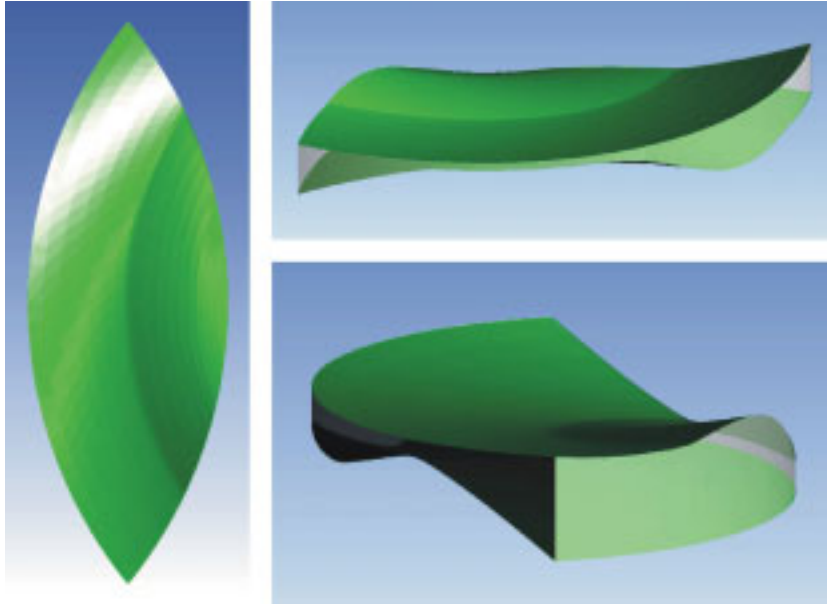


Bild 6.19 Form des Strömungsvolumens im Flankenspalt für ein Standard-Flankenprofil

Die beiden linsenförmigen Flächen entsprechen den ineinander greifenden Flanken beider Schrauben. Die Verbindungsquerschnitte zu den vier Förderkammern sind transparent dargestellt. Um die komplexe Form des Flankenspaltes hervorzuheben, ist das in Bild 6.19 gezeigte Volumen des Flankenspaltes in der Höhe um das fünffache gestreckt. Mit einer Länge von 85,10 mm und einer Breite von 30,83 mm variiert die Höhe des betrachteten Flankenspaltes zwischen 0,30 mm und 1,39 mm.

Zur örtlichen Diskretisierung wird ein blockstrukturiertes Gitter verwendet, das aus 22.600 Hexadern besteht.

Die verwendeten Randbedingungen sind in Bild 6.20 dargestellt.

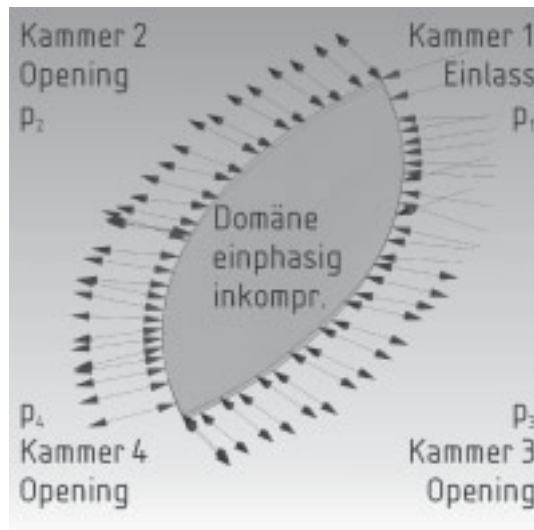


Bild 6.20 Randbedingungen für Strömungsberechnung im Flankenspalt

Die Domäne ist als einphasig, inkompressibel definiert. Die Eigenschaften des Fluides entsprechen denen von Wasser für 25°C. Die Strömung wird als isotherm betrachtet. Aufgrund der Schleppströmung von den oberen Kammern 1 und 2 zu den Kammern 3 und 4 und dem hohen Druckniveau in Kammer 1 wird die Öffnung zur Kammer 1 als Einlass mit konstantem statischen Druck definiert. Da für die Öffnungen zu den übrigen Kammern unbekannt ist, in welchem Maße das Fluid über sie ein- oder ausströmt, werden sie als *Opening* mit konstantem statischen Druck definiert. Die Randbedingung *Opening* lässt sowohl einen Eintritt, als auch einen Austritt des Fluides zu. Die beiden linsenförmigen Schraubenflankenflächen sind als gegensinnig rotierende Wände definiert, die mit einer definierten Drehzahl um die jeweilige Schraubenachse rotieren. An den Wänden gilt die Haftbedingung.

Mit Hilfe der numerischen Berechnung des Strömungsfeldes im Flankenspalt wird der Einfluss der Drehzahl und der Druckverteilung im Spalt auf den Strömungsverlauf ermittelt. Während der Anstieg der maximalen Druckdifferenz über den Flankenspalt zwischen Kammer 1 und Kammer 4 keinen Einfluss auf die Strömungsrichtungen im Spalt hat, beeinflusst hingegen die Druckverteilung in den einzelnen Kammern das Strömungsfeld. In Bild 6.21 ist beispielhaft ein

Vergleich der berechneten Strömungsfelder mit unterschiedlichen Druckverteilungen dargestellt.

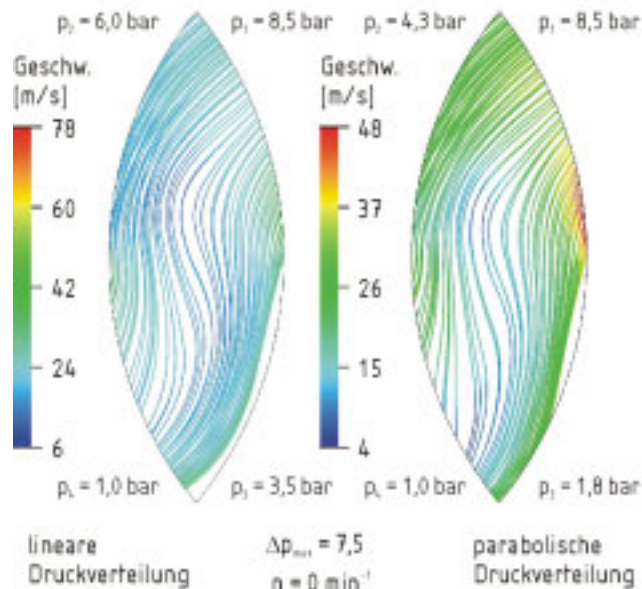


Bild 6.21 Einfluss der Druckverteilung auf das Strömungsfeld im Flankenspalt

Die maximale Druckdifferenz über den Spalt ($p_1 - p_4$) beträgt in beiden Fällen 7,5 bar. Für das links gezeigte Strömungsfeld wird von Kammer 4 bis Kammer 1 ein linearer Druckanstieg entlang der Schraubenachse definiert ($p_i - p_{i-1} = 3,5$ bar), während für das rechts gezeigte Strömungsfeld ein parabolisch ansteigendes Druckprofil von Kammerdruck 4 bis Kammerdruck 1 eingestellt wird ($\Delta p_i > \Delta p_{i-1}$). Die in Bild 6.21 gezeigten Stromlinien beginnen jeweils in der Öffnung zur Kammer 1 und enden in den Öffnungen zu den Kammern 2, 3 und 4. Im allgemeinen richtet sich das Strömungsfeld nach den lokalen Spalthöhen aus. So ist die S-förmige Eingriffslinie (vgl. Bild 6.17) im Verlauf der Stromlinien auszumachen. Für einen linearen Druckanstieg strömt der Großteil des Fluides aus Kammer 1 in Kammer 4. Für einen parabolischen Druckanstieg steigen die Druckdifferenzen zwischen Kammer 4 und Kammer 3, bzw. zwischen Kammer 4 und Kammer 2 gegenüber der maximalen Druckdifferenz zwischen Kammer 4 und Kammer 1 an. Folglich verlagern sich die Gebiete hoher Strömungsge-

schwindigkeiten im Flankenspalt, sodass die Massenströme zu Kammer 2 und Kammer 3 zunehmen.

Neben den Druckprofilen beeinflusst auch die Drehzahl das Strömungsfeld im Flankenspalt. In Bild 6.22 sind beispielhaft zwei Strömungsfelder abgebildet, die für die gleiche Druckverteilung, jedoch für unterschiedliche Drehzahlen der Schrauben berechnet werden.

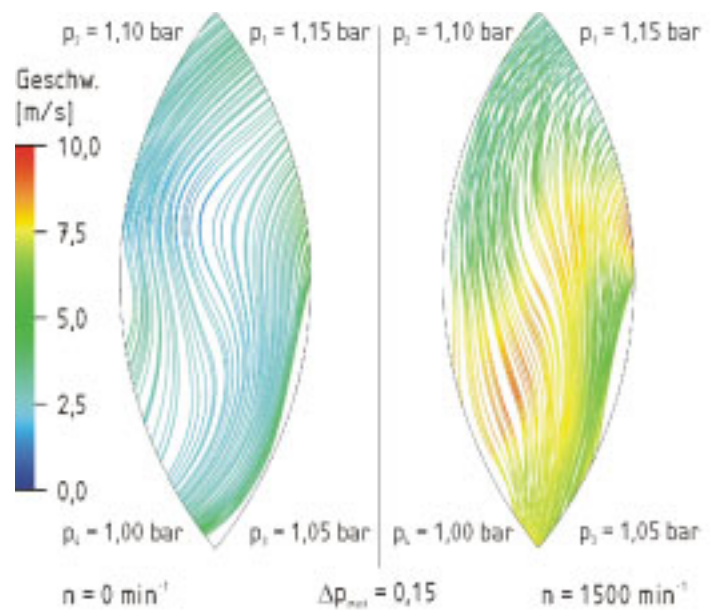


Bild 6.22 Einfluss der Drehzahl auf das Strömungsfeld im Flankenspalt

Um den Einfluss der Drehzahl auf den Schleppströmungsanteil zu erhalten, werden mit der maximalen Druckdifferenz im Flankenspalt 0,15 bar geringe Druckgradienten gewählt. Während die Stromlinien für einen linearen Druckanstieg und stehende Wände ($n = 0$ 1/min) hauptsächlich von Kammer 1 zu Kammer 4 und Kammer 2 verlaufen, bewirkt die Schleppströmung für die betriebstypische Drehzahl der Wände von 1500 1/min, dass die Stromlinien aus Kammer 1 hauptsächlich zur Kammer 3 gerichtet sind. Einen ähnlichen Verlauf zeigen Stromlinien aus Kammer 2, die hauptsächlich in Kammer 4 enden. Für größere Druckdifferenzen wird die Schleppströmung von der druckgetriebenen

Strömung überlagert, sodass der Einfluss der Schraubenrotation mit steigender Druckdifferenz abnimmt.

7. MESSUNG DER DRUCKFELDER

Der Druckanstieg während der Bewegung einer Förderkammer durch die Pumpe (im folgenden Druckprofil genannt) kennzeichnet das Förderverhalten einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe. Der Verlauf des Druckprofils gibt Aufschluss über das geförderte Volumen und den Verluststrom der Pumpe, die aufzuwendende Pumpenleistung (für Schrauben mit veränderlicher Steigung) und die mechanischen Lasten auf die Bauteile. Damit ist das Druckprofil entlang der Schraubenachse ein wichtiger Bestandteil für die Berechnung des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen.

Um die berechneten Druckprofile experimentell zu überprüfen, werden Druckprofile in einer Mehrphasen-Schraubenspindelpumpe in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter gemessen. Dazu werden an verschiedenen Positionen im Pumpengehäuse Druckaufnehmer installiert, deren Signale verarbeitet und zu einem Druckprofil kombiniert werden. In diesem Zusammenhang wird der Einfluss des volumetrischen Gasgehaltes im Fördergemisch, der anliegenden Druckdifferenz, der Schraubendrehzahl sowie der Schraubensteigung auf das Druckprofil untersucht.

7.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Der verwendete Versuchsaufbau ist fotografisch in Bild 7.1 und als Fließbild in Bild 7.2 dargestellt.

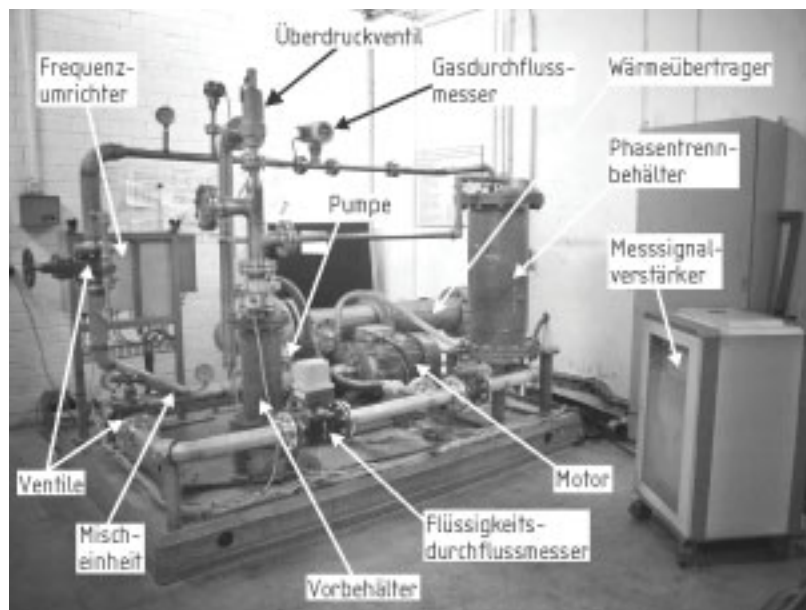


Bild 7.1 Versuchsaufbau zur Druckmessung

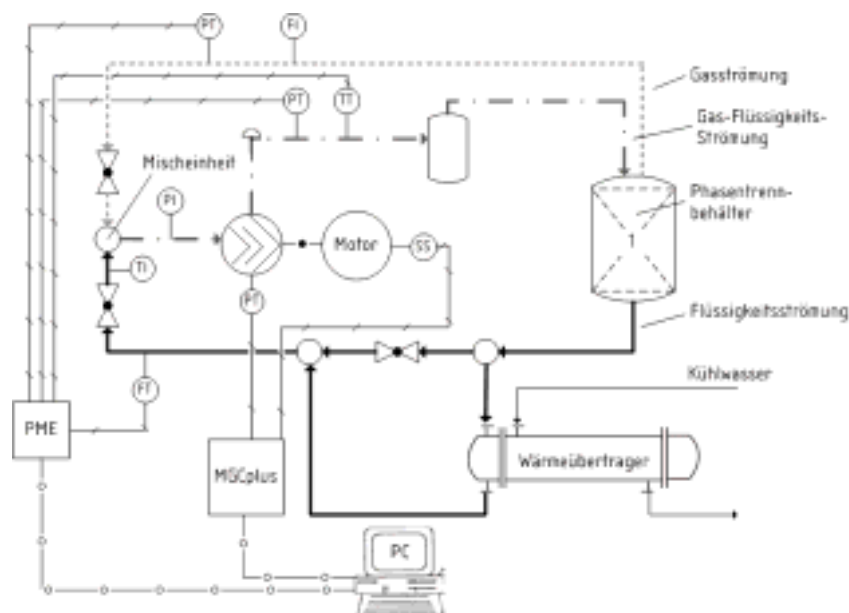


Bild 7.2 Fließbild des Versuchsaufbaus

Die Gas- und Flüssigkeitsvolumenströme werden in der Mischeinheit zusammengeführt. Dabei wird die Zusammensetzung des Gas-Flüssigkeits-Gemisches mit Hilfe von Stellventilen eingestellt. Mit Hilfe der Schraubenspindelpumpe wird der Druck des Gemisches erhöht, sodass es durch die druckseitige Leitung

in den Phasentrennbehälter strömt. Im zweistufigen Phasentrennbehälter wird das Gemisch zuerst mit Hilfe einer als Koaleszenzhilfe dienenden strukturierten Packung getrennt. Anschließend wird der Flüssigkeitsstrom im unteren Bereich des Phasentrennbehälters mit Hilfe eines Strömungshindernisses verzögert, sodass die restlichen Gasblasen aufgrund der langen Verweilzeit aus dem Flüssigkeitsstrom entweichen können. Während die Gasphase in der Gasleitung über das Stellventil direkt zur Mischeinheit zurückströmt, besteht die Möglichkeit, den Flüssigkeitsstrom mittels eines Rohrbündelwärmeübertragers zu temperieren, bevor er über das Stellventil zur Mischeinheit strömt. Um das Pumpen zu überwachen, werden Drücke, Volumenströme und Temperaturen gemessen und mit Hilfe eines Computers gespeichert. Das für die Untersuchungen verwendete Fluid ist ein Wasser-Luft-Gemisch. Um den Einfluss der Betriebsparameter auf das Förderverhalten zu untersuchen, wird auf eine Flüssigkeitsrezirkulation zur gesonderten Abdichtung der Spalte mit Flüssigkeit verzichtet.

Die Druckmessungen werden in einer einflutigen Schraubenspindelpumpe vom Typ SL125 ([Bild 7.3](#)) der Firma Bornemann GmbH durchgeführt.

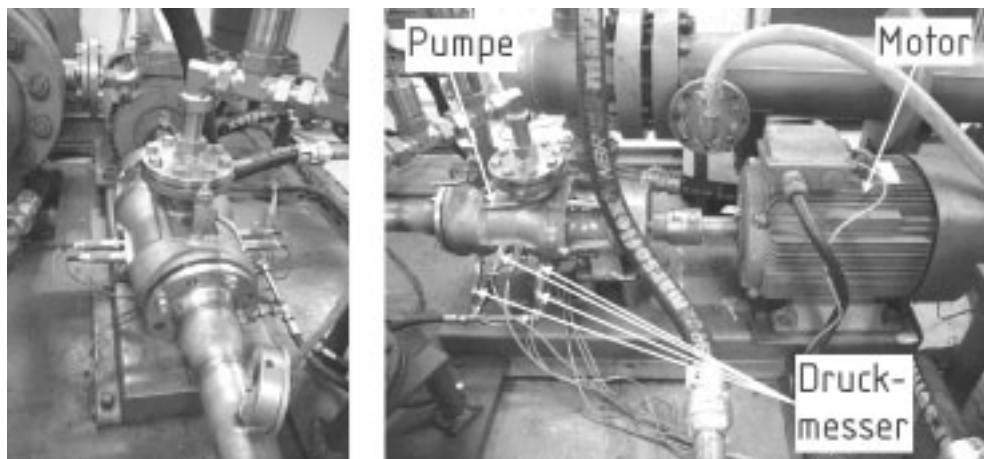


Bild 7.3 Verwendete Schraubenspindelpumpe mit installierten Druckmessern

Dazu werden an sieben Stellen des Pumpengehäuses Druckmesser entlang der Förderschrauben installiert, sodass sieben verschiedene lokale Drucksignale vom Einlassdruck über die Kammerdrücke bis zum Auslassdruck gemessen werden.

Um den Einfluss der Schraubenform auf das Druckprofil zu untersuchen, werden zwei unterschiedliche Schraubenpaare verwendet. Ein Schraubenpaar besitzt eine konstante Steigung von 23 mm. Das andere Schraubepaar weist eine zur Druckseite abfallende (degressive) Steigung auf. Dadurch wird das Kammervolumen während des Förderprozesses reduziert und das Gemisch in der Kammer komprimiert. In Tabelle 7.1 werden die Abmaße der beiden Förderschraubenpaare gegenüber gestellt.

Tabelle 7.1 Abmaße der Förderschrauben

Schraubentyp	konstante Steigung	degressive Steigung
Ø Kopfkreis [mm]	124	124
Ø Fußkreis [mm]	50	50
Schraubenlänge [mm]	116	111
Anfangssteigung [mm]	23	25
Steigungsverhältnis [-]	1	0,75
Gangzahl	1	1
Kammerzahl	3,28	3,28
Kammervol. Einlass [m ³]	9,79 10 ⁻⁵	9,69 10 ⁻⁵

7.2 Experimentelle Ergebnisse

In Bild 7.4 sind gemessene Drücke an sieben installierten Drucksonden als Funktion des Schraubendrehwinkels dargestellt. Die mittleren Drücke steigen von der Saugseite (p1) entlang der Schraubenachse zur Druckseite (p7) stetig an. Über dem Schraubendrehwinkel aufgetragen ergibt sich insbesondere für die Messpunkte zwischen Saug- und Druckseite (p2 - p6) ein periodisches Drucksignal.

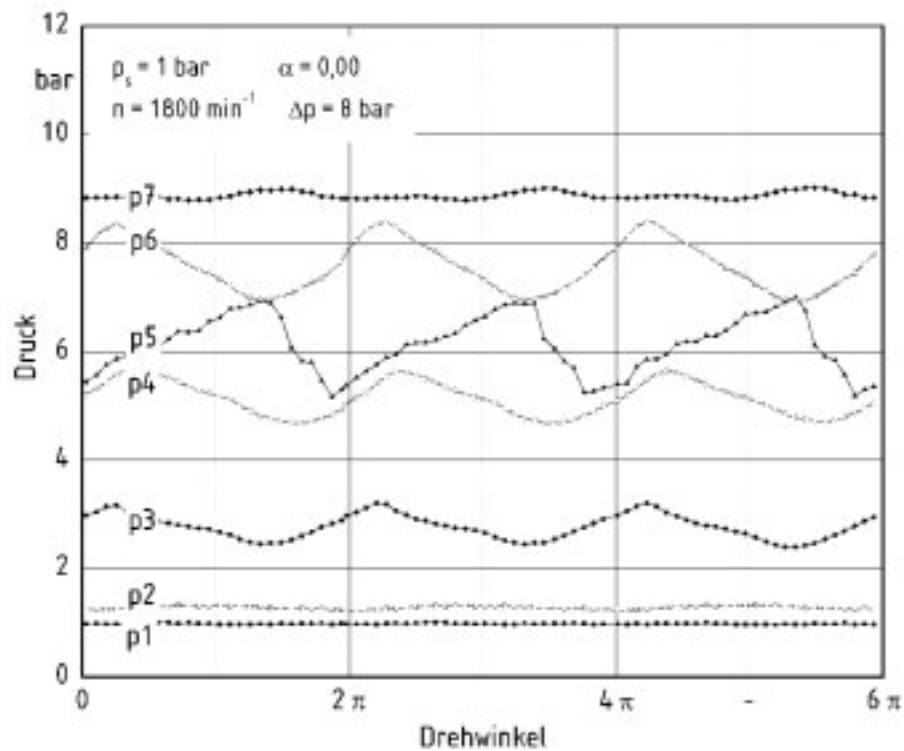


Bild 7.4 Rohsignale der sieben Druckmesser über dem Schraubendrehwinkel

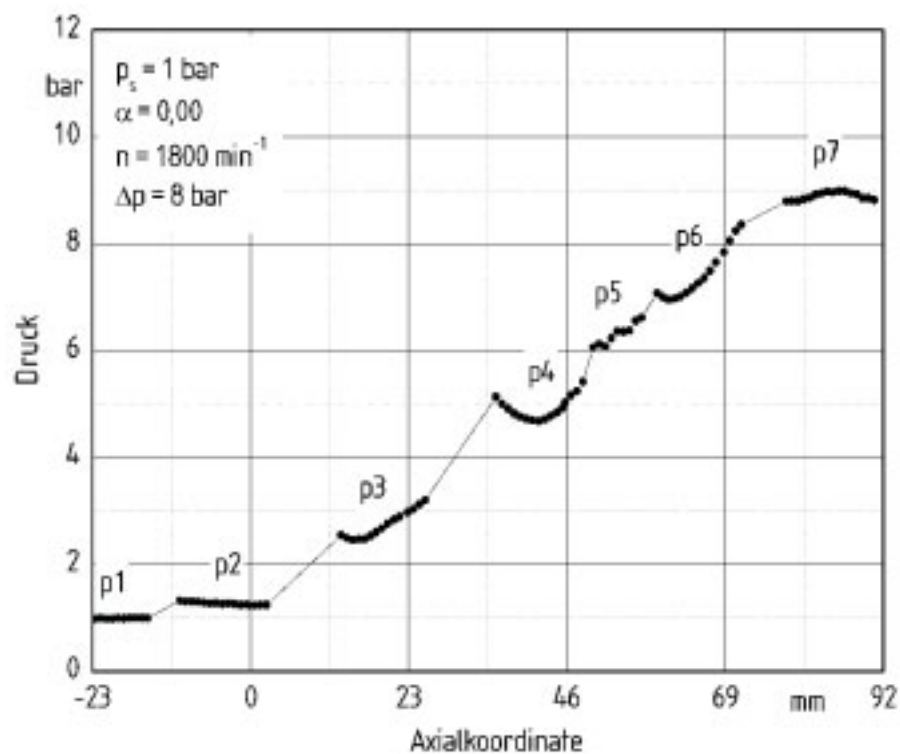


Bild 7.5 Erstellung eines Druckprofils aus den Rohsignalen der Druckmesser

Um aus den verschiedenen gemessenen Drücken ein Druckprofil entlang der Förderschraubenachse zu erstellen, müssen die einzelnen Signale den Stellwinkeln der Förderschrauben zugeordnet werden. Während die Bereiche des Druckanstiegs dem zunehmenden Druck in einer Förderkammer entsprechen, zeigen die Bereiche des sinkenden Drucks den Druckabfall in einem am betroffenen Sensor vorüber gleitenden Umfangsspalt. Das Messen der Stellwinkel der Förderschrauben ermöglicht die exakte Zuordnung der Drucksignale in Förderkammerdrücke und Umfangspaltdrücke.

In Bild 7.5 ist beispielhaft ein gemessenes Druckprofil abgebildet, das aus den Druckrohrsignalen der sieben Druckmesser (p1 – p7) erstellt wird. Ein Druckprofil zeigt die Entwicklung des Druckes in einer Förderkammer von ihrer vollständigen Schließung an der Saugseite (Axialkoordinate = 0 mm) bis zur Öffnung der Förderkammer an der Druckseite.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wird die Schraubenspindel-pumpe mit den beiden oben beschriebenen Förderschraubenpaaren betrieben. Als Betriebsparameter wird die Drehzahl (n : 1200 min^{-1} – 1800 min^{-1}), die Druckdifferenz über der Pumpe (Δp : 4 bar – 10 bar) sowie der Gasgehalt des Fördergemisches (α : 0,00 – 0,95) variiert.

In Bild 7.6 sind gemessene Druckprofile für verschiedene Gasgehalte dargestellt. Die Druckdifferenz der Pumpe beträgt 8 bar und die Drehzahl 1500 min^{-1} . Es werden Förderschrauben mit konstanter Steigung verwendet. Für den Wert der dimensionslosen Axialkoordinate $z^* = 0$ wird die erste Kammer definitionsgemäß vollständig geschlossen. Eine Kammer entspricht einer Schraubenumdrehung und in dieser Darstellung dem Ansteigen der Axialkoordinate um 0,25. Insgesamt zeigen alle gemessenen Druckprofile einen wellenförmigen Verlauf. Während der ersten halben Schraubenumdrehung steigt der Druck in allen Kammern stetig an.

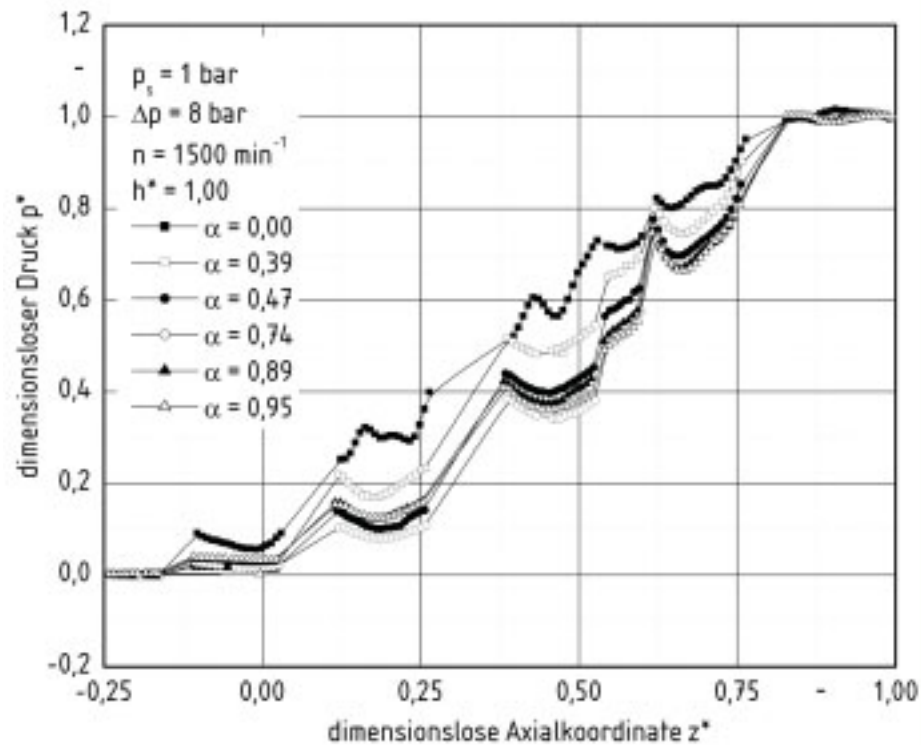


Bild 7.6 Gemessene Druckprofile für verschiedene Gasgehalte, $h^* = 1.00$

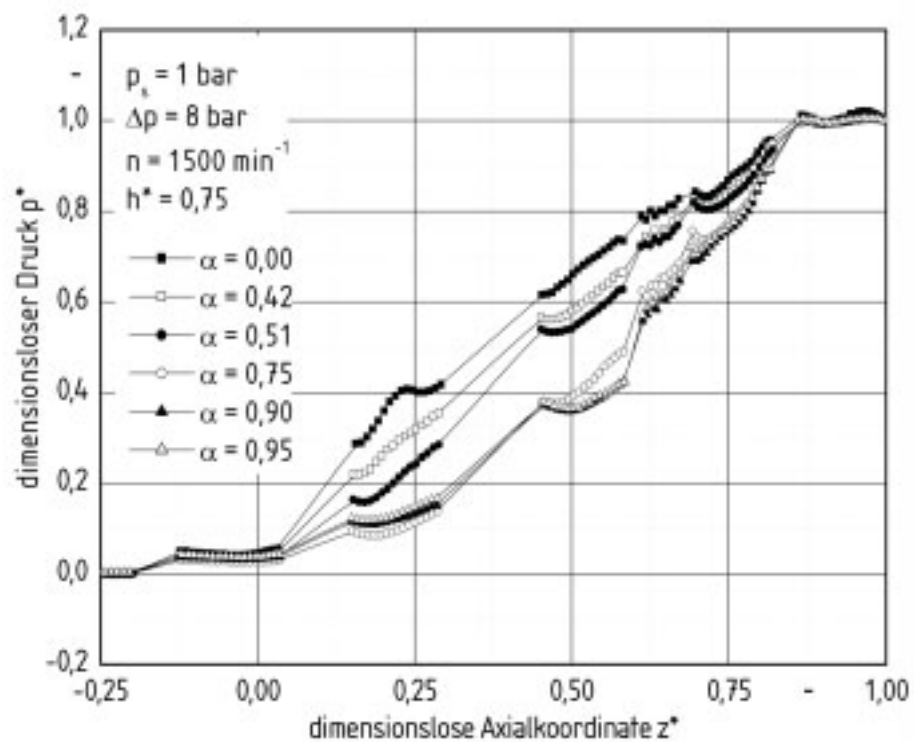


Bild 7.7 Gemessene Druckprofile für verschiedene Gasgehalte, $h^* = 0.75$

Nach einer halben Umdrehung wird die erste Kammer der Gegenschraube geschlossen, wodurch sich die Drücke und damit die Spaltströme zwischen den Förderschrauben verändern. Dieser Effekt hat ein kurzzeitiges Absinken der Kammerdrücke nach einer halben Umdrehung zur Folge, bevor sie wieder bis zur Vollendung einer Schraubenumdrehung ansteigen. Der Gasgehalt des geförderten Gemischs beeinflusst das Druckprofil. Aufgrund der Kompressibilität der Gasphase wird der Verlauf des Druckprofils mit steigendem Gasgehalt progressiver. Dadurch ist der Druckanstieg an der Saugseite für höhere Gasgehalte flacher, sodass sich der Verluststrom aus den ersten Kammern zurück zur Saugseite vermindert. Für sehr hohe Gasgehalte ($\alpha < 0,74$) werden die Spalte nicht mehr ausreichend mit Flüssigkeit gedichtet, sodass vermehrt Gas über die Spalte tritt. Dadurch nehmen die Spaltströme und der Verluststrom der Pumpe zu. Die gemessenen Druckprofile erhalten für sehr hohe Gasgehalte einen stärker linearen Verlauf.

Bild 7.7 zeigt gemessene Druckprofile, die für vergleichbare Betriebsbedingungen unter Verwendung der Schrauben mit abnehmender Steigung gemessen werden. Die zur Druckseite abnehmende Schraubensteigung führt zu einer Abnahme des Förderkammervolumens während des Transportes von der Saug- zur Druckseite. Die Abnahme des Kammervolumens bewirkt eine zusätzliche Kompression der Gasphase, wodurch der isotherme bzw. isentrope Wirkungsgrad des Förderprozesses erhöht wird. Bedingt durch das abnehmende Kammervolumen wird jedoch mehr Fluid über die Spalte gedrückt, sodass aufgrund der zunehmenden Spaltströme die gemessenen Druckprofile einen stärker linearen Verlauf aufweisen als unter Verwendung von Schrauben mit konstanter Steigung (vgl. Bild 7.6). Analog zu den gemessenen Druckprofilen für Schrauben mit konstanter Steigung wird der Verlauf der Druckprofile mit steigendem Gasgehalt progressiver. Aufgrund der deaktivierten Flüssigkeitsrezirkulation werden die Spalte für Gasgehalte über 0,74 nicht mehr ausreichend mit Flüssigkeit

abgedichtet, sodass die Spalteströme zunehmen und die Druckprofile wieder einen stärker linearen Verlauf aufweisen.

In Bild 7.8 ist der Einfluss der anliegenden Druckdifferenz auf das Druckprofil dargestellt.

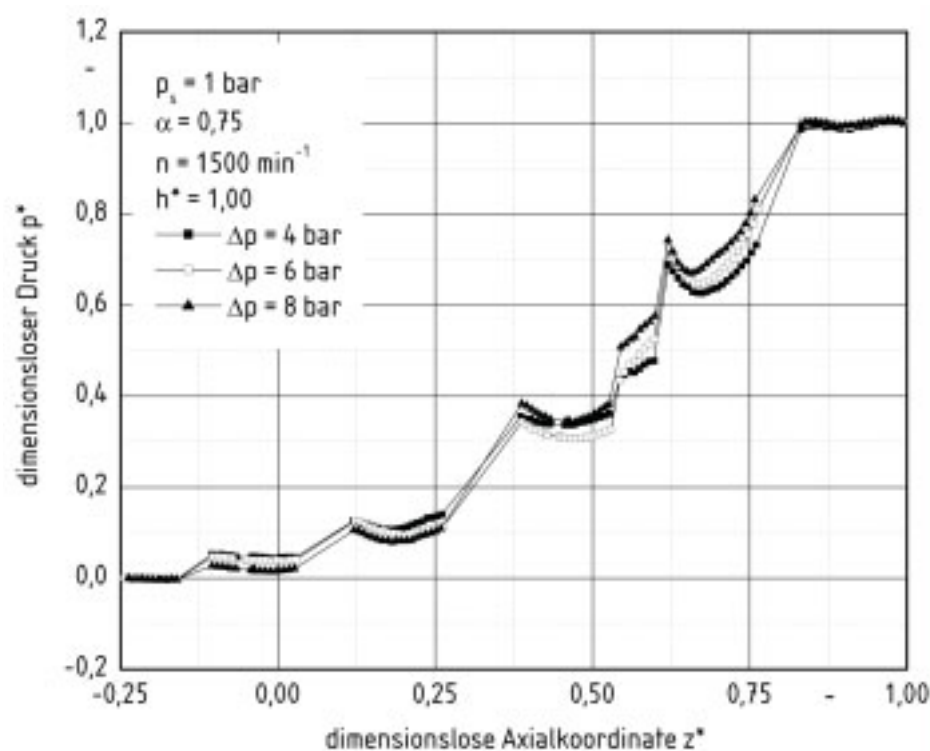


Bild 7.8 Gemessene Druckprofile für verschiedene Druckdifferenzen, $h^* = 1,00$

Mit zunehmender Druckdifferenz steigen die Volumenströme in den Spalten. Das Druckprofil wird insgesamt steiler und stärker linear.

Der gemessene Einfluss der Drehzahl auf das Druckprofil ist in Bild 7.9 dargestellt. Mit steigender Drehzahl der Förderschrauben wird das Druckprofil progressiver. Durch die Erhöhung der Drehzahl nimmt der theoretische Fördervolumenstrom zu. Für betriebstypische Druckdifferenzen und Drehzahlen überwiegt der druckgetriebene Anteil der Spaltströme. Der Schleppstromanteil macht nur einen kleinen Anteil der sich einstellenden Spaltströme aus. Folglich

steigt der Verluststrom der Pumpe nicht im gleichen Maße wie der Förderstrom mit zunehmender Drehzahl und konstanter Druckdifferenz.

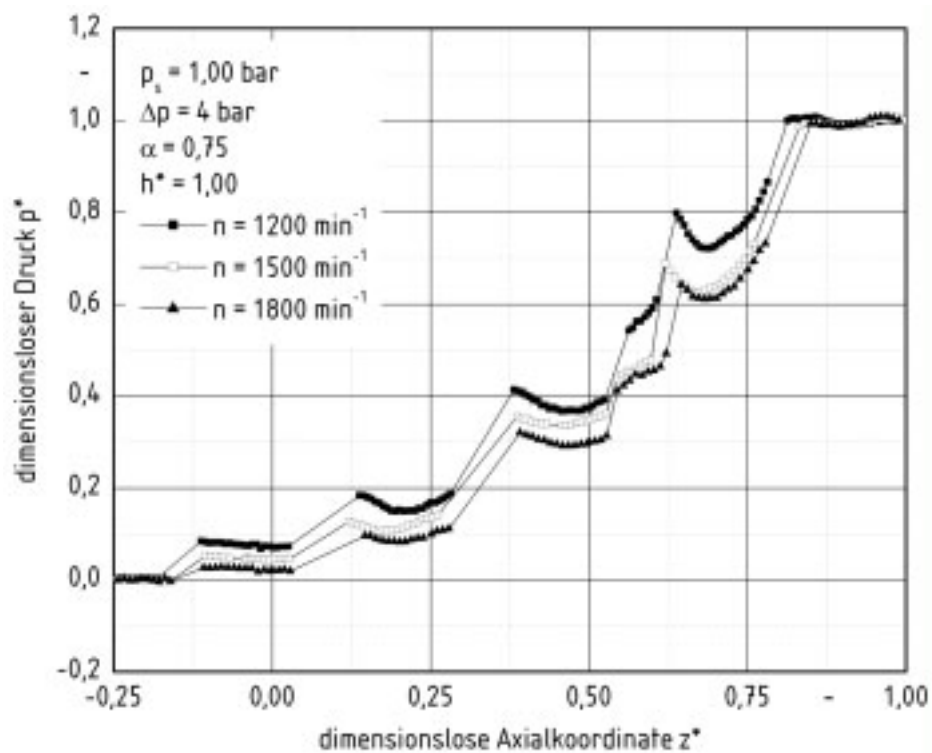


Bild 7.9 Gemessene Druckprofile für verschiedene Drehzahlen, $h^* = 1,00$

Aus diesem Grund weist das sich einstellende Druckprofil für höhere Drehzahlen und konstante Druckdifferenzen einen progressiveren Verlauf auf.

8. BERECHNUNG DES FÖRDERVERHALTENS

Zur Vorhersage des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen für mehrphasige Gemische ist es notwendig, das von Rausch [66] angewendete Berechnungsverfahren weiterzuentwickeln. Hierbei wird der Schwerpunkt auf die Berechnung der Druck- und Temperaturprofile in der Pumpe gelegt. Aus ihnen sind alle weiteren Größen zu berechnen, die den Förderprozess in der Pumpe beeinflussen.

Das Berechnungsverfahren berücksichtigt zwei unterschiedliche Apparatévolumen innerhalb der Pumpe:

- Die Förderkammern sind Speichervolumen für Masse und Energie.
- Die Spalte verbinden einzelne Förderkammern miteinander und ermöglichen den Massen- und Energieaustausch zwischen benachbarten Förderkammern (kein Speichervolumen).

Zur Berechnung der sich einstellenden Druck- und Temperaturprofile werden für die einzelnen Förderkammern Massen- und Energiebilanzen formuliert. Da die Änderung der Masse und der inneren Energie in jeder Förderkammer durch ein- und austretende Spaltströme erfolgt, ist deren Berechnung notwendig. Neben den Stoffströmen durch die unterschiedlichen Spalte wird ein zusätzlicher Massen- und Energietransport berücksichtigt, der während der Öffnungs- und Schließprozesse an der Saug- bzw. Druckseite in die jeweiligen Förderkammern ein- bzw. austritt.

Zusätzlich zum Berechnen des Verdichtungsprozesses bietet das Berechnungsverfahren die Möglichkeit, das Betriebsverhalten der Schraubenspindelmaschine im Motorbetrieb abzuschätzen.

Zur Berechnung des Förderprozesses wird die Bewegung der Förderkammern durch die Pumpe in zeit- und ortsdiskrete Schritte unterteilt. In Bild 8.1 ist ein vereinfachtes Ablaufschema des Berechnungsverfahrens abgebildet.

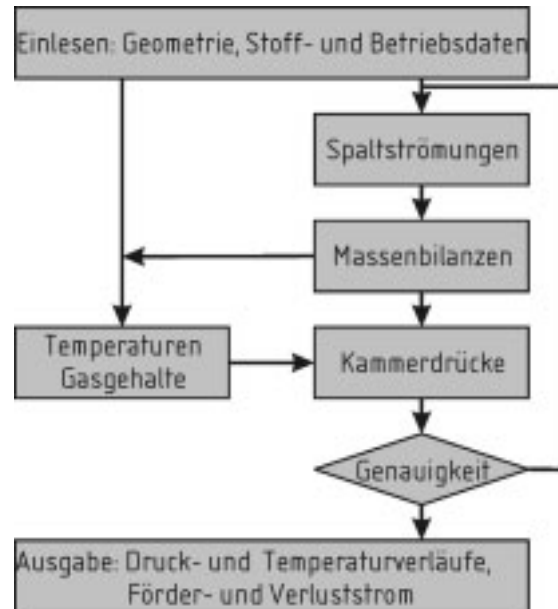


Bild 8.1 Ablaufschema zur Berechnung des Förderprozesses

Nach dem Einlesen der Schrauben- und Spaltabmaße sowie der Stoff- und Betriebsdaten werden für jeden Zeitschritt die sich einstellenden Spaltmassenströme berechnet. Die Spaltströme führen zur Änderung der Gas- und Flüssigkeitsmasse sowie zur Änderung des Energieinhaltes in den einzelnen Förderkammern. Folglich werden für alle Förderkammern zu jedem Zeitschritt Massen- und Energiebilanzen gelöst, um anhand der erhaltenen Masseninhalte und Kammertemperaturen neue Kammerdrücke für den jeweils aktuellen Zeitschritt zu berechnen. In einem iterativen Prozess werden mit den neu berechneten Kammerdrücken wiederum die Spaltmassenströme berechnet bis eine entsprechende Genauigkeit der Ergebnisse erreicht ist. Dieser Berechnungsablauf erfolgt für jeden Zeitschritt während einer Schraubenumdrehung. Neben den Druck- und Temperaturprofilen werden der sich einstellende Förder- und Verluststrom, die erforderliche Antriebsleistung sowie volumetrische und isotherme bzw. isentrope Wirkungsgrade berechnet.

8.1 Massen- und Energiebilanzen

Die während der Bewegung der Förderkammern auftretenden Druck- und Temperaturänderungen werden mit Hilfe von Massen- und Energiebilanzen für die jeweils geschlossenen Förderkammern ermittelt. In Bild 8.2 ist die Indizierung und Verbindung von Förderkammern einer Schraube schematisch dargestellt.

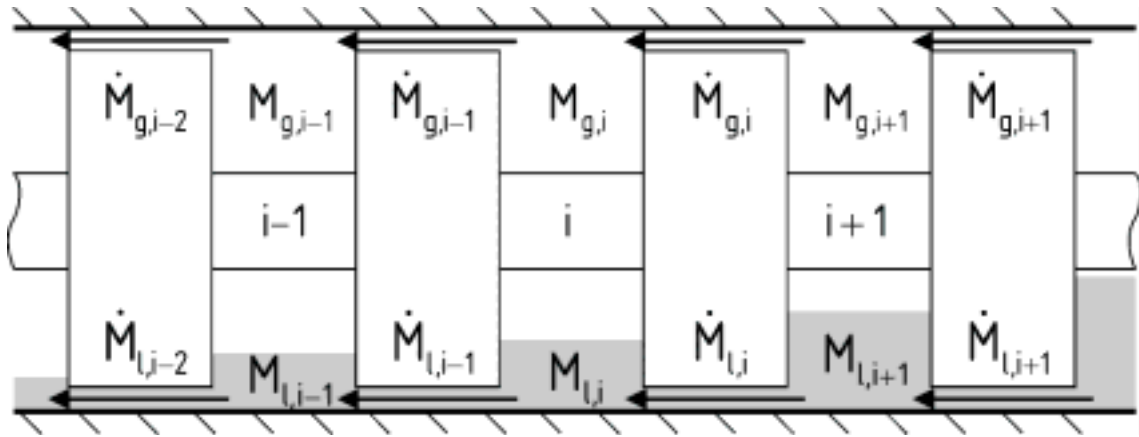


Bild 8.2 Indizierung von Förderkammern

Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird die erste Kammer an der Saugseite geschlossen. Die benachbarten Kammern einer Schraube sind von der Saug- zur Druckseite ganzzahlig durchnummeriert. Aufgrund der Schraubenrotation werden die Kammern entlang der Schraubenachse zur Druckseite transportiert. Nach jeder vollen Umdrehung ($t = 1/n$) wird der Kammerindex i jeder Kammer um eins erhöht ($i \rightarrow i + 1$). Dabei bleibt der Inhalt der Kammer unverändert. Es gelten somit folgende Anfangsbedingungen für geschlossene Förderkammern:

$$(M_{l,i+1})_{N+1,t=0} = (M_{l,i})_{N,t=1/n} \quad (8.1)$$

und

$$(M_{g,i+1})_{N+1,t=0} = (M_{g,i})_{N,t=1/n} \quad (8.2)$$

Ein stationärer Förderprozess ist erreicht, wenn während der Umdrehung N die Masseninhalte einer Förderkammer i zum Zeitschritt t mit denen der vorherigen Umdrehung N-1 übereinstimmen. Somit gelten

$$(M_{l,i})_{N,t} = (M_{l,i})_{N-1,t} \quad (8.3)$$

und

$$(M_{g,i})_{N,t} = (M_{g,i})_{N-1,t} \quad (8.4)$$

als Randbedingungen für den stationären Förderprozess. In Bild 8.3 ist eine geschlossene Förderkammer dargestellt.

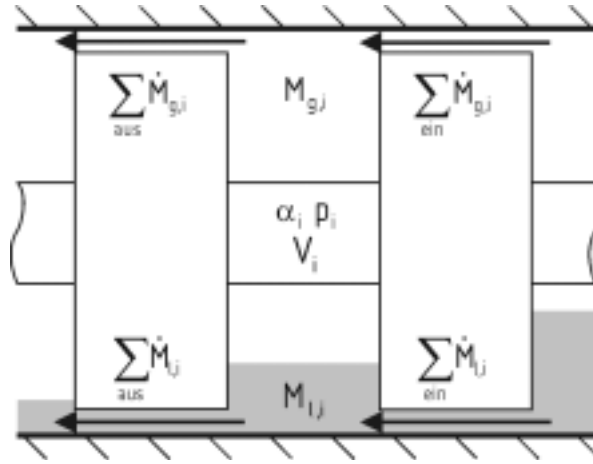


Bild 8.3 Massenbilanz für eine geschlossene Förderkammer

Die Änderung der Masse in der Förderkammer erfolgt ausschließlich über die ein- und austretenden Spaltmassenströme. Damit ergibt sich die zeitliche Änderung der Flüssigkeitsmasse

$$\frac{dM_{l,i}}{dt} = \sum_{\text{ein}} (\dot{M}_{l,i})_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} (\dot{M}_{l,i})_{\text{aus}} \quad (8.5)$$

sowie die zeitliche Änderung der Gasmasse

$$\frac{dM_{g,i}}{dt} = \sum_{\text{ein}} (\dot{M}_{g,i})_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} (\dot{M}_{g,i})_{\text{aus}} \quad (8.6)$$

aus der Differenz der ein- und austretenden Spaltmassenströme der jeweiligen Phase. In Bild 4.4 sind schematisch die Spaltverbindungen von einer Förderkammer zu benachbarten Kammern dargestellt, über die der Transport von Masse und Energie erfolgt. Die Berechnung der Gas- und Flüssigkeitsmasse in der Förderkammer erfolgt zeitdiskret. Auf Basis der Gas- und Flüssigkeitsmasse zum Zeitpunkt t und den ein- und austretenden Spaltmassenströmen werden die Masseninhalte des nächsten Zeitschritts $t + \Delta t$ numerisch mit Hilfe des Runge-Kutta-Verfahrens 4. Ordnung berechnet. In der Praxis erweist es sich als Berechnungsverfahren von hoher Genauigkeit zum Lösen gewöhnlicher Differentialgleichungen 1. Ordnung [76]. Nach der Berechnung der extensiven Größen des Gemischs für den nächsten Zeitschritt $t + \Delta t$ werden die intensiven Größen mit Hilfe der Energiebilanz berechnet.

Zur Berechnung der intensiven Zustandsgrößen wird eine Förderkammer als ein offenes thermodynamisches System betrachtet (Bild 8.4).

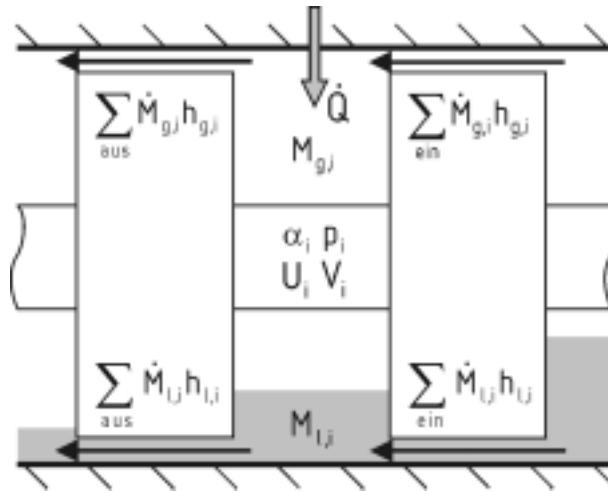


Bild 8.4 Energiebilanz für eine geschlossene Förderkammer

Die zeitliche Änderung der inneren Energie in einer Förderkammer

$$\frac{dU_i}{dt} = \sum_{\text{ein}} (\dot{M}_{l,i} h_{l,i} + \dot{M}_{g,i} h_{g,i}) - \sum_{\text{aus}} (\dot{M}_{l,i} h_{l,i} + \dot{M}_{g,i} h_{g,i}) + \dot{Q} + P_v \quad (8.7)$$

entspricht der Summe aus der Differenz der über die Spalte ein- und austretenden Enthalpieströme, des über die Systemgrenze tretenden Wärmestroms $\dot{Q}$ und der Volumenänderungsleistung P_V im Fall einer Änderung des Kammervolumens für Förderschrauben mit veränderlicher Steigung. Zur Berechnung von Druck und Temperatur des nächsten Zeitschritts wird die Energiebilanz zeitlich diskretisiert. Unter Verwendung der Definitionsgleichung der spezifischen Enthalpie

$$U = M(h - pv) \quad (8.8)$$

ergibt sich die Änderung der inneren Energie vom Zeitpunkt t zum Zeitpunkt $t + \Delta t$

$$\begin{aligned} U_{i,t+\Delta t} - U_{i,t} = & \sum_{t+\Delta t} [M_{g_i} (h_{g_i} - p_i v_{g_i}) + M_{l_i} (h_{l_i} - p_i v_{l_i})] \\ & - \sum_t [M_{g_i} (h_{g_i} - p_i v_{g_i}) + M_{l_i} (h_{l_i} - p_i v_{l_i})] + Q_{\Delta t} + W_{V,\Delta t} \end{aligned} \quad (8.9)$$

als Funktion der Masse M , der spezifischen Enthalpie h , des Drucks p und dem spezifischen Volumen v der beiden Phasen zu beiden Zeitpunkten sowie der im Zeitintervall hinzugeführten Wärme $Q_{\Delta t}$ und Volumenänderungsarbeit $W_{V,\Delta t}$. Die flüssige Phase wird als inkompressibles Fluid betrachtet, sodass folgendes Differential zur Berechnung der spezifischen Enthalpie gilt

$$dh = c_{p,l}(T, p) dT + v_l dp, \quad (\partial v / \partial T)_p \equiv 0. \quad (8.10)$$

Unter der Annahme, dass für inkompressible Fluide die isochore und isobare spezifische Wärmekapazität übereinstimmen und für kleine Temperaturänderungen die Temperaturabhängigkeit der isobaren spezifischen Wärmekapazität $c_{p,l}$ vernachlässigt werden kann [77], wird die Änderung der spezifischen Enthalpie der flüssigen Phase

$$h_{l,t+\Delta t} - h_{l,t} = c_{p,l}(T_{t+\Delta t} - T_t) + v_l(p_{t+\Delta t} - p_t) \quad (8.11)$$

als Funktion der isobaren spezifischen Wärmekapazität $c_{p,l}$ und des spezifischen Volumens der Flüssigkeit v_l sowie des Drucks p und der Temperatur T vor und

nach dem Zeitintervall Δt berechnet. Die gasförmige Phase wird als ideales Gas betrachtet. Folglich wird die Änderung der spezifischen Enthalpie der Gasphase

$$h_{g,t+\Delta t} - h_{g,t} = c_{p,g}(T_{t+\Delta t} - T_t); \quad c_{p,g} = \text{const.} \quad (8.12)$$

in Abhängigkeit der isobaren spezifischen Wärmekapazität $c_{p,g}$ und der Temperatur vor und nach dem Zeitintervall Δt berechnet. Aufgrund der starken Durchmischung in der Förderkammer wird angenommen, dass beide Phasen im thermischen Gleichgewicht stehen. Diese Annahme ermöglicht zu jedem Zeitpunkt die Berechnung der spezifischen Enthalpie der flüssigen Phase

$$h_l = \frac{c_{p,l}}{c_{p,g}} h_g + v_l p \quad \text{für} \quad T_g \equiv T_l \quad (8.13)$$

aus der spezifischen Enthalpie der Gasphase. In Kombination mit dem idealen Gasgesetz

$$p v_g = RT \quad (8.14)$$

ergibt sich aus Gl. (8.7) – Gl. (8.13) ein Gleichungssystem, das die Berechnung der intensiven Größen Druck, Temperatur und Gasgehalt in der Förderkammer für den nächsten Zeitschritt $t + \Delta t$ ermöglicht. Im Vorfeld werden die Spaltmassenströme sowie die Massengehalte beider Phasen für den nächsten Zeitschritt ermittelt (vgl. Bild 8.1).

8.2 Spaltströme

Um den in Kapitel 8.1 beschriebenen Massen- und Energietransport zwischen benachbarten Förderkammern zu berechnen, werden die Massenströme durch die unterschiedlichen Spalte bilanziert. Sie bestimmen die einer Förderkammer zu- bzw. abgeführte Masse und Enthalpie. Des Weiteren ergeben die zur Saugseite zurückfließenden Spaltströme den Verluststrom der Pumpe.

In Kapitel 5 und 6 werden experimentelle und numerische Ergebnisse zu Strömungsfeldern und Phasenverteilungen in den Förderkammern und den verschiedenen Spalten erläutert. Während der obere Zwickel in einer Förderkammer und damit die Eintrittsquerschnitte zu den Flanken- und Radialspalten stets mit Flüssigkeit gefüllt ist, besteht die Strömung im Umfangsspalt für große Teile des Betriebsbereichs aus einer Blasenströmung. Für hohe Gasgehalten und geringe Drehzahlen bilden sich im oberen Bereich des Umfangsspalt Gaskanäle, die zu stark erhöhten Spaltvolumenströmen führen. In Kapitel 6.2 wird die Berechnung der Massenströme für die Gaskanalströmung durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse werden mit denen der numerisch berechneten Strömungsfelder verglichen. Die Berechnung der Massenströme für die Blasenströmung im Umfangsspalt, die sich für betriebstypische Drehzahlen einstellt, wird im folgenden beschrieben. Im Anschluss werden die Berechnungen der einphasigen Flüssigkeitsströmungen im Flanken- und Radialspalt erläutert.

8.2.1 Umfangsspalt

Der Umfangsspalt ist ein kreisringförmiger Spalt zwischen dem Kopfkreis des Schraubengangs und der Innenwand des Gehäuses (Bild 4.3). Über ihn werden zwei benachbarte Förderkammern einer Schraube verbunden. Die beobachtete Blasenströmung im Umfangsspalt weist homogen verteilte kleine Blasen auf. Aufgrund der großen Phasengrenzfläche zwischen der Flüssigkeit und dem Gas wird die Strömung als homogene Zweiphasenströmung betrachtet, für die die Relativgeschwindigkeit zwischen der Flüssigkeit und dem Gas gleich null ist. Verschiedene Autoren [60], [55] verwenden empirische Gleichungen zum Bestimmen des Gasanteils im Umfangsspalt. Andere [41], [36], [39], [66] berufen sich auf die an der Flüssigkeit angreifenden Zentrifugalkraft und betrachten die Spaltströmungen als einphasige Flüssigkeitsströmungen. Da kein analytischer

Zusammenhang zwischen dem Gasanteil in einer Förderkammer und dem Gasanteil im angrenzenden Umfangsspalt existiert, werden zwei Grenzfälle betrachtet:

- untere Grenze: $\alpha_{\text{US},i} = 0$
- obere Grenze: $\alpha_{\text{US},i} = \alpha_{i+1}$

Die untere Grenze für den Gasanteil im Umfangsspalt bildet die Annahme der einphasigen Flüssigkeitsströmung. Aufgrund der betriebstypisch hohen Drehzahlen sammelt sich generell Flüssigkeit im Außenbereich einer Förderkammer, sodass der Gasanteil im Eintrittsquerschnitt zum Umfangsspalt stets geringer ist als der mittlere Gasanteil in der gesamten Förderkammer. Daher stellt die Annahme, dass der Gasgehalt im Umfangsspalt dem Gasgehalt der druckseitig angrenzenden Förderkammer entspricht, eine obere Grenze für den Gasgehalt im Umfangsspalt dar.

Zur Berechnung der homogenen Zweiphasenströmung wird die Strömung als quasi-einphasig betrachtet. Die Stoffeigenschaften des Gemisches werden dabei in Abhängigkeit der Phasenanteile aus denen der Reinstoffe berechnet [78]:

$$\rho_{2\text{ph}} = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (8.15)$$

$$\eta_{2\text{ph}} = \alpha \eta_g + (1 - \alpha) \eta_l \quad (8.16)$$

Dabei werden mit ρ die Dichten und mit η die dynamischen Viskositäten bezeichnet.

Der berechnete Volumenstrom durch den Umfangsspalt setzt sich in Abhängigkeit der Druckdifferenz und der Drehzahl aus einem Druck- und einem Schleppströmungsanteil zusammen.

Berechnung der Druckströmung

Der Reibungsdruckabfall einer voll ausgebildeten stationären Strömung ist im Umfangsspalt

$$\Delta p = \psi \frac{1}{d_h} \frac{\rho_{2ph}}{2} v_{2ph}^2 \quad (8.17)$$

proportional der Spaltlänge. Mit d_h wird der hydraulische Durchmesser bezeichnet, der für ebene und Ringspalte der doppelten Spalthöhe $d_h = 2s$ entspricht. Die Widerstandszahl

$$\Psi = \frac{96}{Re} \quad (8.18)$$

gilt für laminare Strömung für ebene Spalte oder Ringspalte mit großem Krümmungsradius [79], wobei die Reynoldszahl

$$Re = \frac{v_{2ph} d_h \rho_{2ph}}{\eta_{2ph}}, \quad (8.19)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser und der örtlich gemittelten Geschwindigkeit, der Dichte und der dynamischen Viskosität des homogenen Gas-Flüssigkeits-Gemisches berechnet wird.

Im Betrieb wirken auf die Förderschrauben Biegemomente, die durch das sich einstellende Druckfeld verursacht werden. Um den metallischen Kontakt zwischen den verformten Förderschrauben und dem Gehäuse zu vermeiden, erfolgt die Lagerung der Förderschrauben im Gehäuse exzentrisch entgegen der Durchbiegung. Der Einfluss der Exzentrizität auf den Strömungsdruckverlust in den Umfangspalten wird nach Tiedt [80] berücksichtigt. Für turbulente Strömungen im Umfangsspalt wird die Widerstandszahl für konzentrische glatte Rohre [80]

$$\frac{1}{\sqrt{\Psi}} = 2,135 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\Psi}) - 1,551; \quad Re > 2300 \quad (8.20)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\Psi}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\Psi}) - 0,97; \quad 10^4 < \text{Re} < 10^5 \quad (8.21)$$

iterativ in Abhängigkeit der Reynoldszahl berechnet. Ein zusätzlicher Druckverlust, verursacht durch die plötzliche Querschnittverengung am Spalteintritt, wird für die Berechnung des Spaltvolumenstroms berücksichtigt:

$$\Delta p = \Psi_E \frac{\rho_{2ph} V_{2ph}^2}{2} \quad (8.22)$$

Die Widerstandszahl Ψ_E wird durch die Spaltabmaße und die Strömungsform bestimmt [80].

Berechnung der Schleppströmung

Während der Rotation der Förderschrauben im ruhenden Gehäuse bildet sich aufgrund der tangentialen Beschleunigung eine Couette-Strömung im Umfangspalt aus. Bedingt durch die Steigung des Schraubenganges findet eine axiale Bewegung der Förderkammern und der Umfangsspalte im Gehäuse statt. Dadurch wird dem Gemisch im Umfangspalt eine Bewegung relativ zu der der Förderkammer aufgeprägt, die eine Schleppströmung zur saugseitig angrenzenden Förderkammer bedingt. Die örtlich gemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung

$$\bar{v}_\theta = \omega \frac{r_{geh}^2}{r_{geh} - r_a} \left[\frac{1}{2} + \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_{geh}^2} \ln \left(\frac{r_{geh}}{r_a} \right) \right] \quad (8.23)$$

wird in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit ω , des Innenradius des Gehäuses r_{geh} und des Außenradius des Schraubenganges r_a berechnet. Der durch die Schleppströmung im Umfangspalt verursachte Volumenstrom

$$\dot{V} = \sin(h) s b \bar{v}_\theta \quad (8.24)$$

ist eine Funktion der Schraubensteigung h , der Spalthöhe s , der Spaltbreite b und der örtlich gemittelten Umfangsgeschwindigkeit $\bar{v}_\theta$.

8.2.2 Flankenspalt

Die Berechnung von Form und Volumen des Flankenspalts erfolgt nach Hamelberg [24]. Dazu werden die Oberflächen der ineinander greifenden Flanken ortsdiskret bestimmt, indem die Positionen von einzelnen Oberflächenpunkten beider Flanken berechnet und in Matrizen gespeichert werden. In einem weiteren Schritt werden die beiden Positionsmatrizen der ineinander greifenden Flanken voneinander subtrahiert. Das Ergebnis ist eine Matrix, die die Werte der lokalen Höhen des Flankenspalt enthält. Da der Flankenspalt vier Förderkammern miteinander verbindet und eine komplexe Form aufweist (Kapitel 4.2), ist die Berechnung der Strömungen durch den Flankenspalt aufwendiger als für den Umfangs- und Radialspalt. Die numerische Berechnung des Strömungsfeldes erfolgt im Flankenspalt mit Hilfe der CFD-Software Ansys CFX 11.0. Das Strömungsfeld richtet sich nach der Profilierung der Flanken. Einen wesentlichen Einfluss auf das Strömungsfeld hat dabei die Eingriffslinie, die sich durch das Ineinandergreifen der profilierten Flanken beider Förderschrauben ergibt. Die Form und Lage der Eingriffslinie wird durch das Verhältnis aus Fußkreis- und Kopfkreisdurchmesser des Schraubengangs und durch die radiale Eingriffsverschiebung bestimmt [24]. Es bilden sich Hauptströmungsrichtungen im Flankenspalt zwischen jeweils zwei Kammern aus, die in Kapitel 6.3 beschrieben werden. Um den Massen- und Energietransport in den Hauptströmungsrichtungen zu berechnen, werden Ersatzströmungskanäle im Flankenspalt erstellt, die schematisch in Bild 8.5 dargestellt sind.

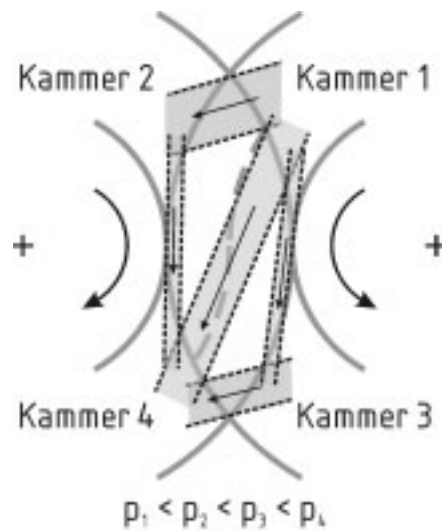


Bild 8.5 Ersatzströmungskanäle im Flankenspalt

Da sich das Strömungsfeld nach der Eingriffslinie im Flankenspalt ausrichtet, sind die Breite, Höhe und Orientierung der Ersatzkanäle - wie der Verlauf der Eingriffslinie - vom Verhältnis aus Fußkreis- und Kopfkreisdurchmesser des Schraubengangs, dem Flankenspiel und der radialen Eingriffsverschiebung abhängig. Für jeden Ersatzströmungskanal werden mit Hilfe der berechneten lokalen Spalthöhen örtlich gemittelte Abmaße berechnet (Bild 8.6).

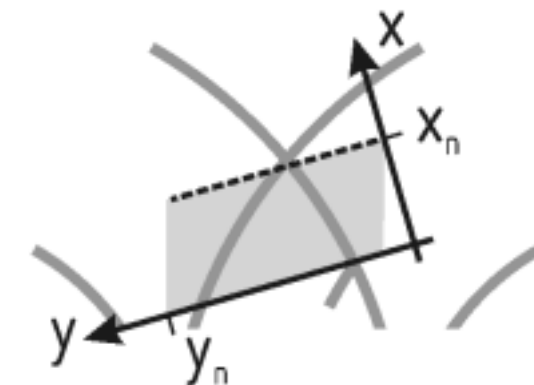


Bild 8.6 Lokales Koordinatensystem eines Ersatzströmungskanals

Die Länge

$$\bar{l}_{\text{Ch},i} = \frac{1}{x_{i,n} - x_{i,0}} \int_0^n l_{\text{Ch},i}(x_i) dx_i \quad (8.25)$$

und die Breite eines Ersatzströmungskanals

$$\bar{b}_{\text{Ch},i} = \frac{1}{y_{i,n} - y_{i,0}} \int_0^n b_{\text{Ch},i}(y_i) dy_i \quad (8.26)$$

werden durch eine integrale Mittelwertbildung entsprechend der gekrümmten Umrandung des Kanals örtlich gemittelt. Die gemittelte Höhe eines Ersatzströmungskanals

$$\bar{h}_{\text{Ch},i} = \frac{1}{(x_{i,n} - x_{i,0})(y_{i,n} - y_{i,0})} \iint_0 h_{\text{Ch},i}(x_i, y_i) dx_i dy_i \quad (8.27)$$

wird durch eine integrale Mittelwertbildung über der Kanalgrundfläche berechnet. Mit Hilfe eines Ersatzströmungskanals wird jeweils der Massen- und Energietransport zwischen zwei an den Flankenspalt grenzenden Förderkammern berechnet. Auf Basis der experimentellen und numerischen Ergebnisse (Kapitel 5.1, 6.1) wird die Strömung im Flankenspalt als einphasige Flüssigkeitsströmung angenommen. Die Druckströmung in den Ersatzkanälen wird mit Hilfe des für den Umfangsspalt gültigen Gleichungssystems (Gl. (8.17) - (8.22)) als einphasige Flüssigkeitsströmung berechnet. Die Schleppströmung wird im Flankenspalt nicht berücksichtigt, da die Spalthöhen in den Austrittsbereichen große Werte aufweisen.

8.2.3 Radialspalt

Die Strömung im Radialspalt wird analog zur Strömung im Flankenspalt als einphasige Flüssigkeitsströmung betrachtet. Die ermittelten Volumenströme durch den Radialspalt sind im Vergleich zum Umfangs- und Flankenspalt

relativ gering, sodass der Radialspalt nur einen geringen Einfluss auf das sich einstellende Druckprofil und den Verluststrom der Pumpe hat. Aufgrund seiner geringen Querschnittsfläche wird sowohl der Druckströmungsanteil als auch der Schleppströmungsanteil berücksichtigt.

Berechnung der Druckströmung

Bedingt durch die starke Querschnittsänderung in Strömungsrichtung ist der Strömungsdruckverlust nicht linear über der Spaltlänge. Folglich ist der Druckgradient in Strömungsrichtung

$$-\frac{dp}{dx} = \psi \frac{1}{d_{h,x}} \frac{\rho_1}{2} v_1^2 \quad (8.28)$$

neben der Dichte ρ_1 und der Geschwindigkeit v_1 des Fluids abhängig vom lokalen hydraulischen Durchmesser

$$d_{h,x} = 2s_x, \quad (8.29)$$

welcher der doppelten lokalen Spalthöhe s_x entspricht. Die Widerstandszahl wird für die laminare Strömung

$$\Psi = \frac{96}{Re} \quad (8.30)$$

sowie für die turbulente Strömung

$$\Psi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (8.31)$$

als Funktion der Reynoldszahl

$$Re = \frac{v_{l,x} d_{h,x}}{\nu_1} \quad (8.32)$$

berechnet. Darin wird mit $v_{l,x}$ die über den Querschnitt an der Stelle x gemittelte Strömungsgeschwindigkeit und mit ν_1 die kinematische Viskosität der Flüssigkeit bezeichnet. Die Berechnung des druckgetriebenen Volumenstroms im

Radialspalt erfolgt iterativ durch die Integration des Drucks entlang der Strömungsrichtung.

Berechnung der Schleppströmung

Aufgrund der gegensinnigen Rotation der ineinander greifenden Schrauben, drehen sich die Fußkreisfläche der einen Schraube und die Kopfkreisfläche der Gegenschraube im Radialspalt in die gleiche Richtung. Da der Radialspalt in seinem engsten Querschnitt eine sehr geringe Spalthöhe aufweist, wird zwischen den beiden Schrauben über der Spalthöhe ein lineares Geschwindigkeitsprofil im Fluid angenommen. Die über den engsten Querschnitt gemittelte Geschwindigkeit

$$\bar{v}_x = \frac{\omega r_f + \omega r_a}{2} \quad (8.33)$$

wird daher als Mittelwert aus beiden Umfangsgeschwindigkeiten berechnet. Der Volumenstrom durch den Radialspalt

$$\dot{V}_{RS} = s_0 b \bar{v}_x \quad (8.34)$$

ergibt sich aus dem Produkt von der geringsten Spalthöhe s_0 , der Spaltbreite b und der örtlich gemittelten Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt $\bar{v}_x$.

8.3 Öffnungs- und Schließvorgänge

Die Schließung der ersten Kammer sowie die Öffnung der letzten Kammer in einer Schraubenspindelpumpe erfolgen nicht sprunghaft. Da der Öffnungsprozess einer Kammer und seine Berechnung dem Schließprozess entsprechen, wird im folgenden lediglich der Schließvorgang einer Förderkammer beschrieben.

Mit fortlaufender Rotation der ineinander greifenden Förderschrauben wird die in Bild 8.7 dargestellte Fläche der Profilöffnung A_{PrOe} kleiner, bis die erste Kammer vollständig von der Saugseite abgeschlossen ist.

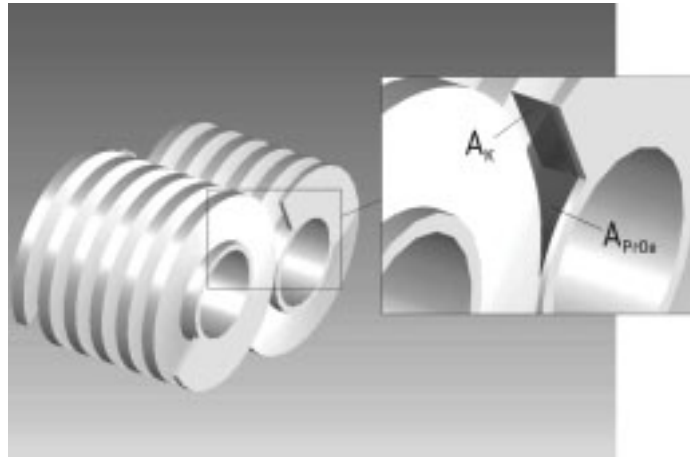


Bild 8.7 Profilöffnung an einer nicht geschlossenen Förderkammer

Während der Schließung der ersten Kammer findet Massen- und Energietransport durch die Profilöffnung zur Saugseite statt. Aufgrund der Verkleinerung der Profilöffnung ändern sich die intensiven und extensiven Zustandsgrößen in der ersten Kammer gegenüber der Saugseite bereits vor dem vollständigen Schließen der Kammer. Berechnet wird dieser Prozess, indem die Strömung durch die Profilöffnung als Blendenströmung betrachtet und der engste Querschnitt in Abhängigkeit des Schraubendrehwinkels verändert wird.

In Bild 8.8 ist die Profilöffnung für zwei unterschiedliche Auslaufkanten a), b) dargestellt. Durch Variation der Auslaufkantenform lässt sich das Öffnungs- und Schließverhalten und damit das Druckprofil beeinflussen. Die Form und die Fläche der Profilöffnung sind des Weiteren vom Fußkreis- und Kopfkreisdurchmesser des Schraubengangs abhängig. Die Berechnung der Fläche der Profilöffnung erfolgt in Abhängigkeit des Drehwinkels für jeden Zeitschritt.

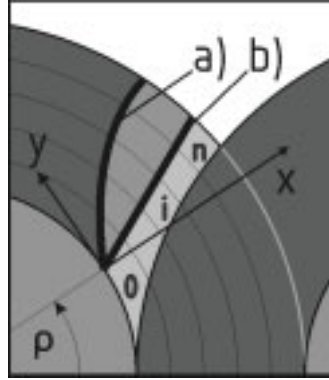


Bild 8.8 Form und Lage der Profilöffnung für zwei verschiedene Auslaufkanten

Dazu wird die Fläche in schmale Kreisbogensegmente diskretisiert, deren Fläche jeweils näherungsweise berechnet wird. Die Fläche der Profilöffnung

$$A_{\text{PrOe}}(\varphi) = \sum_n A_{\text{PrOe},i}(\varphi) \quad (8.35)$$

ergibt sich für den Drehwinkel φ aus der Summe der Flächen aller n Kreisbogenelemente für den Winkel φ .

Zur Berechnung der Blendenströmung müssen neben der Fläche des engsten Querschnitts die Ein- und Austrittsflächen der Blende bekannt sein. Die Eintrittsfläche (Bild 8.7)

$$A_K = (r_a - r_f) b_m, \quad \text{mit} \quad b_m = \frac{b_a + b_f}{2} \quad (8.36)$$

entspricht der trapezförmigen Querschnittsfläche der angrenzenden ersten Förderkammer. In Gl. (8.36) wird mit r_a der Kopfkreisradius und mit r_f der Fußkreisradius des Schraubengangs bezeichnet. Die Breite der Förderkammer wird am Kopfkreis mit b_a und am Fußkreis mit b_f bezeichnet. Die Austrittsfläche an der Saugseite

$$A_s = \pi(r_a^2 - r_f^2) \quad (8.37)$$

entspricht der kreisringförmigen freien Querschnittsfläche zwischen der Innenwand des Gehäuses und der Hohlwelle des Förderelements. Der Volumenstrom des Gemisches durch die Blende

$$\dot{V}_{\text{PrOe}}(\varphi) = A_{\text{PrOe}}(\varphi) \left[\frac{p_K - p_s}{\rho_{2\text{ph}} \left[\left(1 - \frac{A_{\text{PrOe}}^2(\varphi)}{A_K^2} \right) + \frac{2 A_s}{A_{\text{PrOe}}(\varphi)} \left(\frac{A_s}{A_{\text{PrOe}}(\varphi)} - 1 \right) \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8.38)$$

wird nach Kojasoy, Landis, Kwame-Mensah und Chang [81] in Abhängigkeit des Drehwinkels für jeden Zeitschritt berechnet. Hierbei wird mit p_K der Druck in der ersten Kammer, mit p_s der saugseitige Druck und mit $\rho_{2\text{ph}}$ die Dichte des homogenen Gemischs bezeichnet. Der Gültigkeitsbereich von Gl. (8.38) und damit die Annahme der Blendenströmung sind eingeschränkt, da sie keine reelle Lösung liefert, solange die Fläche der Profilöffnung größer ist als die konstant großen Ein- und Austrittsquerschnitte. Folglich werden solange für die erste Kammer saugseitige Bedingungen angenommen, bis Gl. (8.38) in Abhängigkeit des Drehwinkels eine reelle Lösung besitzt und die Profilöffnung eine Größe annimmt, die die Annahme einer Blendenströmung zulässt.

8.4 Motorbetrieb

Neben ihrer Anwendung als Pumpen werden Schraubenmaschinen zunehmend als Motoren verwendet [82], [6]. Dazu wird der Strömung, während des Transports durch die Schraubenmaschine, Enthalpie entzogen, die an den Fördererelementen in mechanische Wellenleistung umgewandelt wird. Somit ist der wesentliche Unterschied zur Pumpe, dass die Förderung des Fluidgemisches vom hohen zum niedrigen Druckniveau erfolgt. Damit stimmt die Strömungsrichtung der Spaltströme im Motorbetrieb mit der Förderrichtung überein, insofern der druckgetriebene Anteil der Spaltströmungen größer ist als der Rotationsanteil.

Spaltströmungen und Bilanzgleichungen

Der sich einstellende Förderstrom

$$\dot{V}_M = \dot{V}_{th} + \dot{V}_{loss,M} \quad (8.39)$$

ergibt sich somit aus der Summe des theoretischen Förderstroms und des Verluststroms.

Die Massen- und Energiebilanzen für geschlossene Förderkammern im Motorbetrieb entsprechen denen des Pumpbetriebs (vgl. Gl.(8.5) - (8.7)).

Im Gegensatz zur Pumpe ist im Motorbetrieb der Schleppströmungsanteil der Spaltströme der Druckströmung entgegengerichtet. Während für die Flanken-spaltströmung die Schleppströmung nicht berücksichtigt wird, werden die Volumenströme durch Umfangs-

$$\dot{V}_{US} = \dot{V}_{US,p} - \dot{V}_{US,rot} \quad (8.40)$$

und Radialspalt

$$\dot{V}_{RS} = \dot{V}_{RS,p} - \dot{V}_{RS,rot} \quad (8.41)$$

als der Differenz beider Strömungsanteile berechnet.

Während des Transports durch den Schraubenmotor, nimmt der Gasgehalt in den Förderkammern durch die Druckabsenkung zu.

Kraftübertragung und Leistungsberechnung

Aufgrund der Druckdifferenzen zwischen benachbarten Förderkammern wirkt auf jeden Schraubengang eine Druckkraft

$$\vec{F}_{p,i} = (p_{i+1} - p_i) A_{foe} \quad (8.42)$$

normal auf die Flankenoberfläche. In Bild 8.9 ist die an einem Schraubengang angreifenden Druckkraft vektoriell dargestellt.

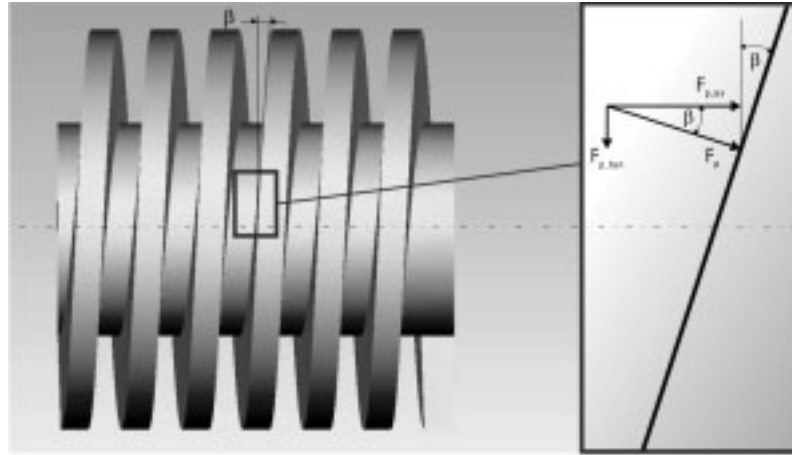


Bild 8.9 Komponenten der Druckkraft am Schraubengang

Bedingt durch die Steigung des Schraubengangs weist die Druckkraft eine radiale, axiale, und tangentiale Komponente auf. Während die axiale und radiale Kraftkomponente von der Wellenlagerung aufgenommen werden, erzeugt die tangentiale Druckkraftkomponente ein Drehmoment

$$M_{\theta} = \underbrace{F_p \sin(\beta)}_{F_{p,\theta}} r_{\theta}, \quad \text{mit} \quad r_{\theta} = \frac{d_a + d_f}{4}, \quad (8.43)$$

dass neben der Druckkraft vom örtlich gemittelten Steigungswinkel β und dem Hebelarm r_{θ} abhängt. Der Hebelarm wird als Funktion der Durchmesser vom Kopfkreis d_a und Fußkreis d_f des Schraubengangs berechnet. Die Wellenleistung

$$P_w = M_{\theta} \omega, \quad \text{mit} \quad \omega = 2\pi n \quad (8.44)$$

ergibt sich aus dem Produkt des Drehmoments und der Winkelgeschwindigkeit ω . Die Verlustleistungen durch Lager- und Dichtungsreibung werden nicht berücksichtigt.

9. ERGEBNISSE

Die auf numerischem Wege erzielten Ergebnisse gelten für die im experimentellen Teil der Arbeiten eingesetzten Pumpen SL-125-23 (vgl. Kapitel 7) und MPC-133-20 (vgl. Kapitel 5, [63], [64]). Die Abmaße beider Pumpen sind in Tabelle 5.1 und Tabelle 7.1 angegeben. Alle im folgenden erläuterten Ergebnisse gelten für Gemische aus Wasser und Luft.

Zur numerischen Berechnung wird eine Schraubenumdrehung in 1000 Zeitschritte diskretisiert. Da eine höhere zeitliche Auflösung zu keiner Veränderung der Ergebnisse führt, wird die gewählte Zeitschrittweite als ausreichend erachtet. Als Abbruchkriterium der iterativen Berechnung wird ein relativer Fehler von $5 \cdot 10^{-4}$ gewählt.

9.1 Einfluss der Spaltströmungen

Die Strömungsfelder in den Spalten beeinflussen das sich einstellende Druckprofil und damit alle daraus abgeleiteten Ergebnisse. Die in Kapitel 5 und 6 erläuterten experimentellen und numerischen Ergebnisse geben Aufschluss über die Art und den Einfluss der unterschiedlichen Spaltströmungen. Es wird ein starker Einfluss der Strömung in den Flankenspalten auf das Druckprofil nachgewiesen. Die Berechnung der Strömungsfelder im Flankenspalt erfolgt mit Hilfe von angenommenen Kanalformen (Kapitel 8.2.2), die jeweils zwei an den Flankenspalt angrenzende Kammern miteinander verbinden. In Bild 9.1 sind die berechneten Volumenströme dargestellt, die in Abhängigkeit der maximalen anliegenden Druckdifferenz in den Flankenspalt ein- bzw. austreten.

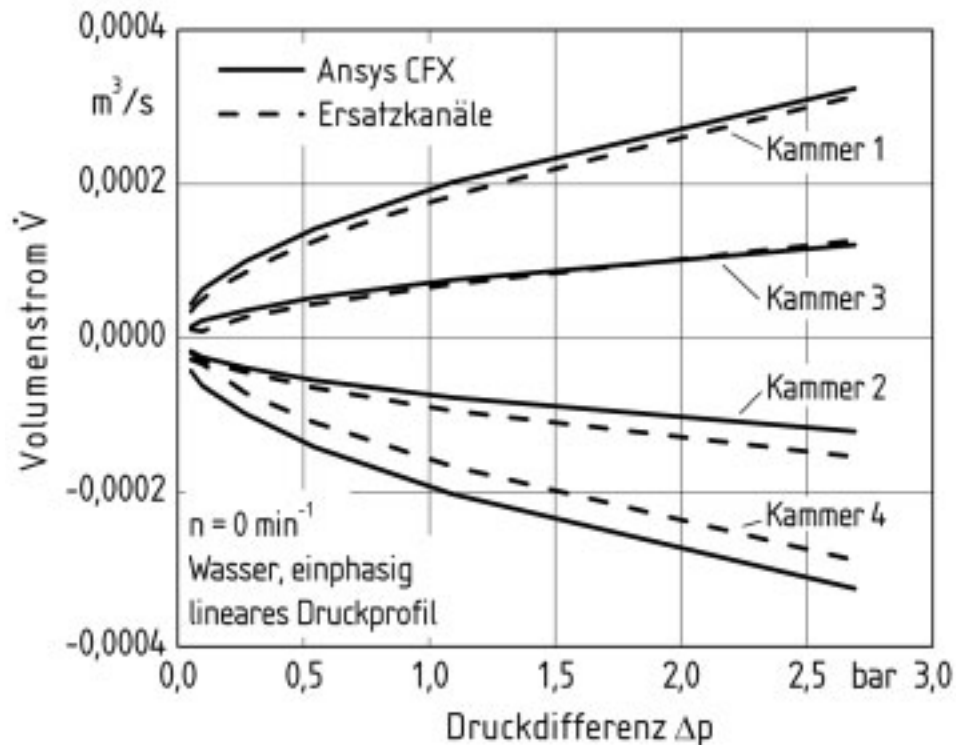


Bild 9.1 Ein- und austretende Volumenströme im Flankenspalt als Funktion der maximalen Druckdifferenz entlang des Spaltes

Dabei werden die mit Hilfe der Ersatzkanäle berechneten Kammerströme mit denen verglichen, die anhand einer mit Ansys CFX 11.0 durchgeführten Berechnung des Strömungsfeldes erzielt werden. Die mit den Berechnungsmethoden erzielten Ergebnisse stimmen überein, wobei Abweichungen für die Kammerströme 2 und 4 erkennbar sind, welche größer als für die für die Gegenschraube (vgl. [Bild 8.5](#)) sind.

In [Bild 9.2](#) sind die aus verschiedenen Spalten in eine Förderkammer eintretenden Volumenströme in Abhängigkeit der entlang der Spalte anliegenden Druckdifferenzen dargestellt. Während die über Umfangs- und Flankenspalt in eine Kammer eintretenden Volumenströme ähnliche Werte aufweisen, beeinflusst die Strömung durch den Radialspalt das Förderverhalten der Pumpe im geringeren Maße. Oberhalb der Druckdifferenz von ca. 1 bar steigen die

Spaltvolumenströme langsamer mit zunehmender Druckdifferenz. Dies ist auf den Umschlag der laminaren in die turbulente Strömungsform zurückzuführen.

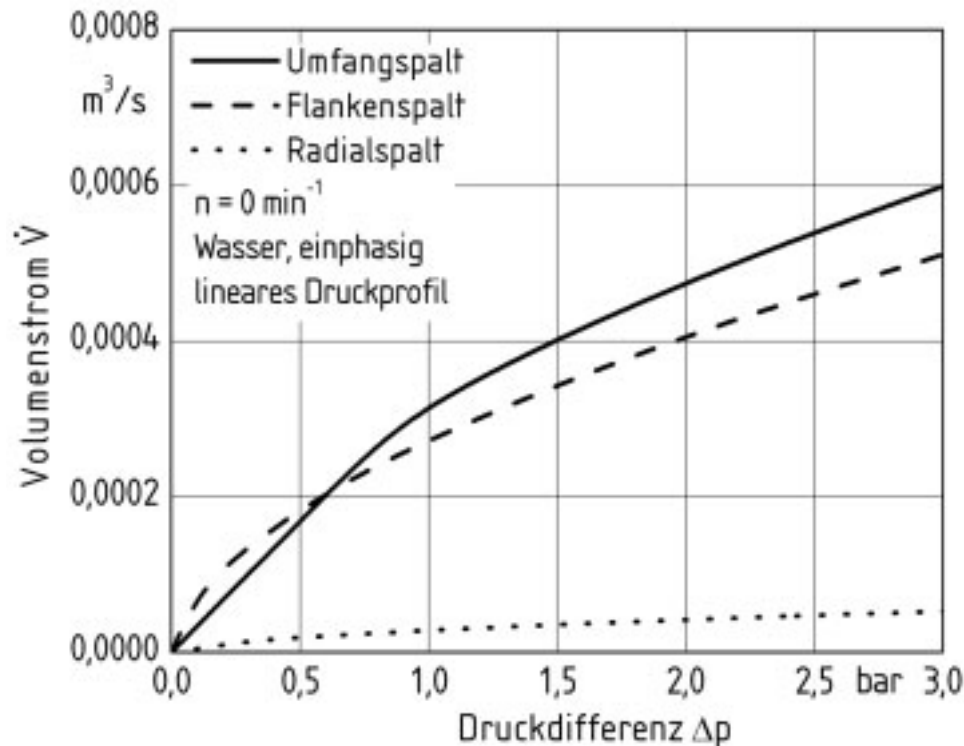


Bild 9.2 Vergleich der Volumenströme durch verschiedene Spalte als Funktion der Druckdifferenz über die Spalte

Da das zu fördernde Gemisch in eine Förderkammer jeweils über zwei Flankenspalte jedoch nur über einen Umfangspalt einströmt, besitzen erstere den größten Anteil am Leckstrom. Somit beeinflussen die Flankenspaltströmungen das Förderverhalten der Pumpe am stärksten. Der Einfluss der Flankenspaltströmungen auf das Druckprofil in der Pumpe wird in Bild 9.3 für unterschiedliche Gasphasenanteile gezeigt. Durch die Berücksichtigung der Strömungen im Flankenspalt nimmt der Stofftransport zwischen den Förderkammern zu. Der Verlauf der sich einstellenden Druckprofile wird folglich linearer. Mit zunehmendem Gasphasenanteil steigt der Einfluss der Flankenspaltströmungen auf das Druckprofil. Darüber hinaus ist erkennbar, dass die berechneten Druckprofi-

le - wie die gemessenen - mit steigendem Gasphasenanteil einen zunehmend progressiveren Verlauf annehmen.

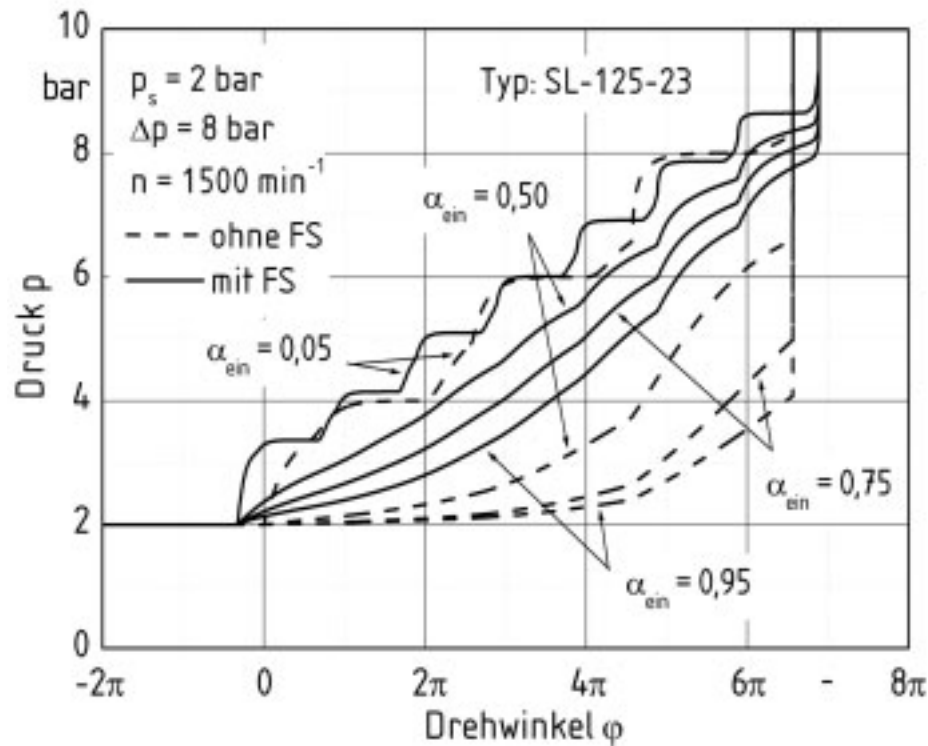


Bild 9.3 Einfluss der Flankenspaltströmungen auf das Druckprofil für verschiedene Gasphasenanteile

Aus den experimentellen Ergebnissen folgt, dass sich über weite Betriebsbereiche eine Gasblasenströmung im Umfangspalt einstellt. Da der Gasphasenanteil in der Umfangspaltströmung nicht analytisch bestimmt werden kann, werden für die Berechnung zwei Grenzfälle betrachtet. Die einphasige Flüssigkeitsströmung stellt die untere Begrenzung und die homogene Gas-Flüssigkeitsströmung, deren Gasphasenanteil dem der druckseitig benachbarten Förderkammer entspricht, die obere Begrenzung für den Gasgehalt der Umfangspaltströmung dar. In [Bild 9.4](#) werden Druckprofile miteinander verglichen, die für verschiedene Gasphasenanteile jeweils für beide Grenzfälle berechnet werden.

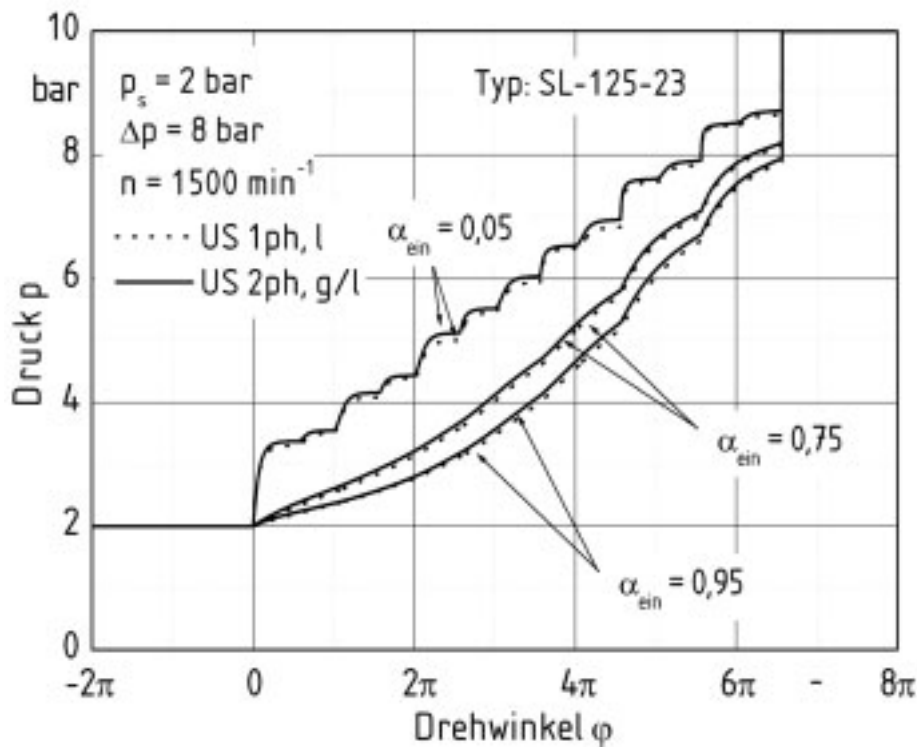


Bild 9.4 Einfluss der Umfangsspaltströmung auf das Druckprofil

Die mit den unterschiedlichen Annahmen berechneten Druckprofile differieren für alle Gasphasenanteile wenig. Bedingt durch die Entspannung der Gasphase im Umfangsspalt ergibt sich für die zweiphasige Umfangsspaltströmung eine zusätzliche Zunahme der Spaltvolumenströme. Dies spiegeln insbesondere die berechneten volumetrischen Wirkungsgrade wider, die in Bild 9.5 als Funktion des Gasphasenanteils für verschiedene Drehzahlen dargestellt sind. Mit zunehmendem Gasgehalt des Gemischs werden die Druckprofile progressiver. Da für ein progressives Druckprofil die Druckdifferenzen zwischen den ersten Kammern und der Saugseite verhältnismäßig gering sind, ergeben sich geringe Verlustströme und folglich höhere volumetrische Wirkungsgrade. Die für die einphasige Flüssigkeitsströmung im Umfangsspalt berechneten volumetrischen Wirkungsgrade sind stets größer als die der zweiphasigen Gas-Flüssigkeitsströmung. Der für Gas-Flüssigkeitsströmungen erkennbar größere Verluststrom resultiert aus den geringeren mittleren Dichten und Viskositäten

(Gl. (8.15), (8.16)) der geförderten Gemische, deren Werte mit steigendem Gasphasenanteil abnehmen.

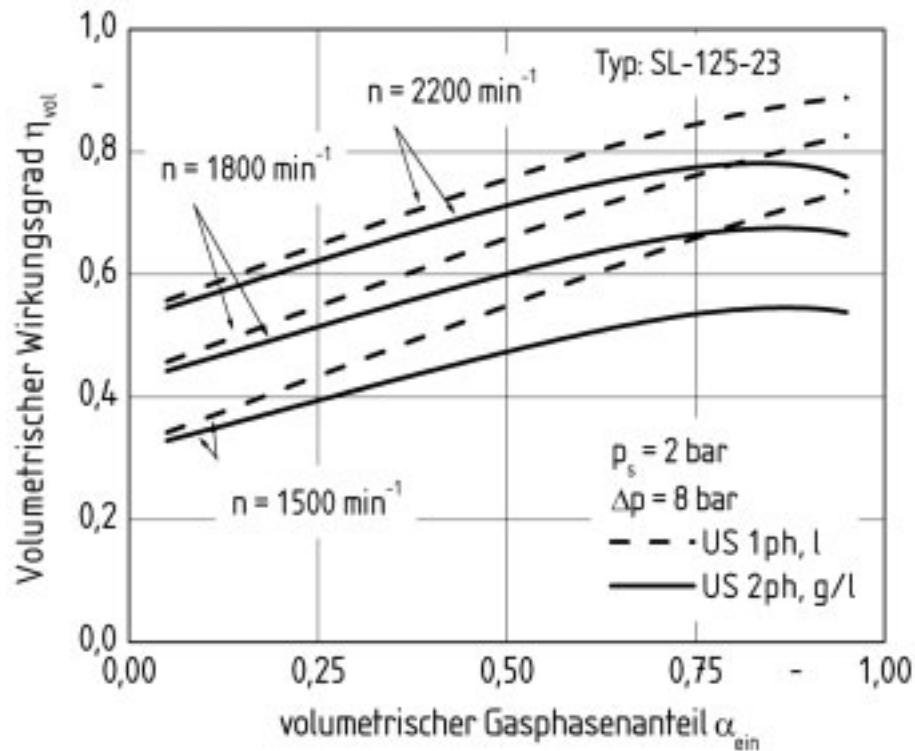


Bild 9.5 Einfluss der Umfangsspaltströmung auf den volumetrischen Wirkungsgrad

Folglich nimmt die Differenz der für beide Grenzfälle berechneten volumetrischen Wirkungsgrade mit steigendem Gasphasenanteil zu.

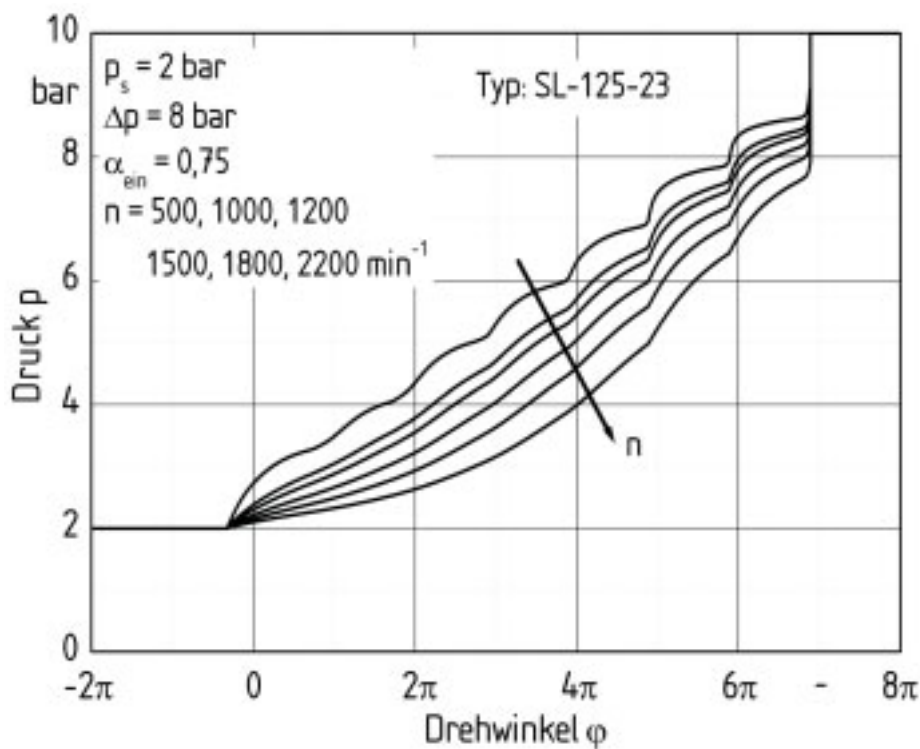
9.2 Einfluss der Betriebsparameter

Im folgenden wird der Einfluss folgender Betriebsparameter auf das Förderverhalten der Pumpe beschrieben:

- der volumetrische Gasphasenanteil α
- die Drehzahl n

- die Druckdifferenz Δp

Der Einfluss des Gasphasenanteils geht aus den bereits in [Bild 9.4](#) und [Bild 9.5](#) gezeigten Ergebnissen hervor. Bedingt durch die Kompressibilität der Gasphase wird das Druckprofil mit steigendem Gasphasenanteil progressiver. Dies führt zu geringeren Druckdifferenzen zwischen den ersten Förderkammern und der Saugseite und damit zu geringeren Verlustströmen bzw. höheren volumetrischen Wirkungsgraden. Der Einfluss der Drehzahl auf das Druckprofil ist in [Bild 9.6](#) für Drehzahlen zwischen 500 und 2200 min^{-1} und den Gasphasenanteil 0,75 dargestellt.



[Bild 9.6](#) Einfluss der Drehzahl auf das Druckprofil

Mit steigender Drehzahl nimmt der Förderstrom zu. Bedingt durch die konstante Druckdifferenz und den geringen Schleppströmungsanteil, bleiben die Spaltströme nahezu unverändert. Dadurch nimmt der Einfluss der Spaltströme auf die Gemischzusammensetzung in den Förderkammern ab. Der Verlauf der Druckprofile ist somit für hohe Drehzahlen stärker vom Gasphasenanteil

abhängig, sodass er für hohe Gasphasenanteile progressiver ist. Folglich sinkt der Verluststrom bzw. steigt der volumetrische Wirkungsgrad für hohe Drehzahlen, was den in Bild 9.5 gezeigten Berechnungsergebnissen zu entnehmen ist. Darüber hinaus wird die Gefahr eines durch Gaskanäle stark erhöhten Verluststroms mit hohen Drehzahlen reduziert (vgl. Kapitel 5.2, 6.2).

Neben dem Gasphasenanteil und der Drehzahl ist die durch die Pumpe erzeugte Druckdifferenz ein Betriebsparameter, der das Verhalten der Pumpe beeinflusst. In Bild 9.7 ist die Abhängigkeit des Druckprofils von der Druckdifferenz für den Gasphasenanteil 0,75 dargestellt.

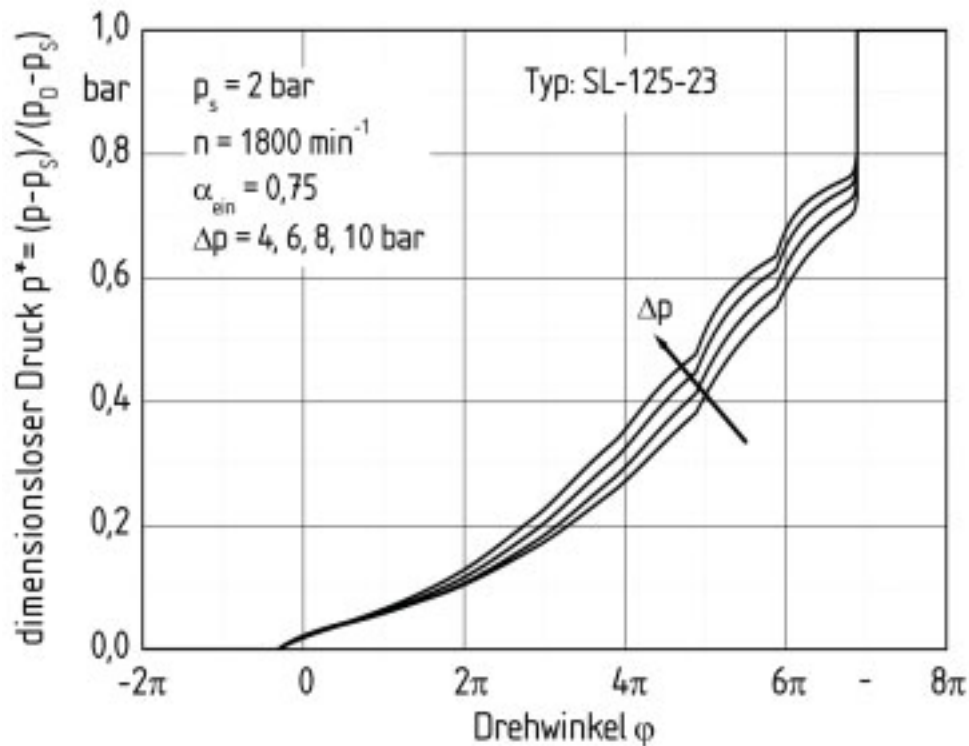


Bild 9.7 Einfluss der Druckdifferenz auf das Druckprofil

Für die gewählte Drehzahl bleibt der Förderstrom mit steigender Druckdifferenz nahezu konstant, während die Spaltströme und damit der Verluststrom der Pumpe zunehmen. Dadurch wird die Gemischzusammensetzung in den Förderkammern stärker durch die Spaltströme und weniger durch den Eintritts-

gasgehalt bestimmt. Die Druckprofile werden linearer und der volumetrische Wirkungsgrad geringer für hohe Druckdifferenzen.

9.3 Einfluss der Öffnungs- und Schließvorgänge

In Kapitel 8.3 wird die Berechnung der Volumenströme in und aus nicht vollständig geschlossenen Förderkammern beschrieben. Da das Öffnen und Schließen von Förderkammern ein drehzahlabhängiger Prozess ist, strömt ein Teil des Gemischs während des Schließens der ersten Kammer durch die Profilöffnung zurück zur Saugseite. Analog dazu findet eine Rückströmung durch die Profilöffnung von der Druckseite in die letzte Kammer während des Öffnens statt. Die daraus resultierende Änderung des Druckprofils wird in Bild 9.8 beispielhaft gezeigt.

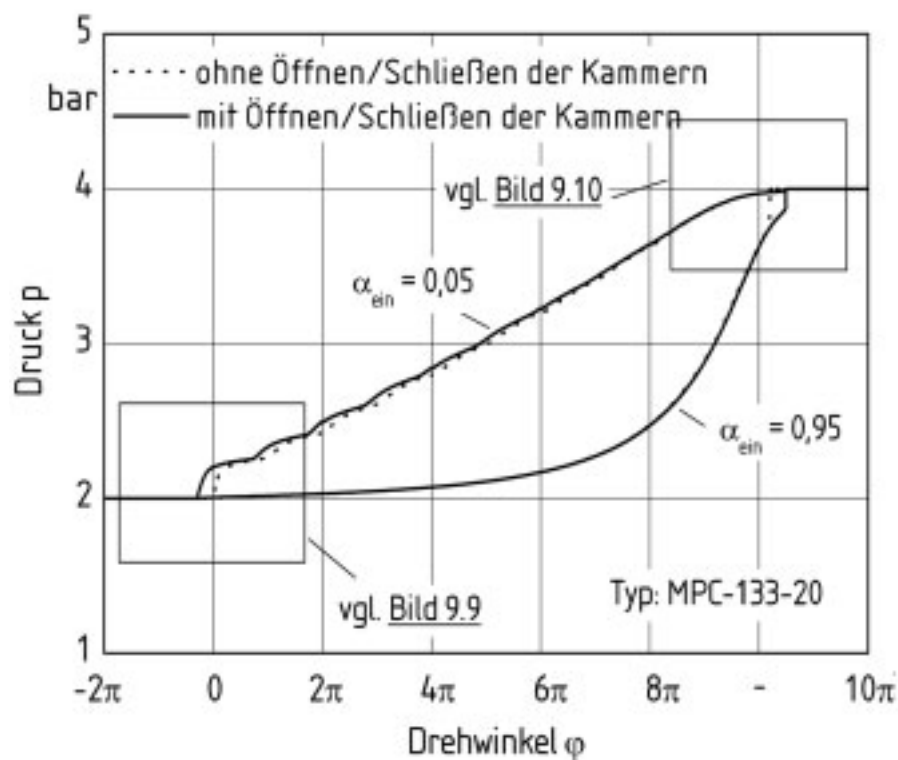


Bild 9.8 Einfluss der Öffnungs- und Schließvorgänge auf das Druckprofil

Vergrößerte Ausschnitte der in Bild 9.8 gezeigten Druckprofile sind in Bild 9.9 für das Schließen der ersten Kammer und in Bild 9.10 für das Öffnen der letzten Kammer dargestellt. Durch das Berücksichtigen der sich in Abhängigkeit des Drehwinkels verengenden Profilöffnung wird ein Druckanstieg in der ersten Kammer berechnet, bevor sie für den Drehwinkel $\varphi = 0$ vollständig geschlossen ist. Analog dazu wird eine Rückströmung von der Druckseite in die letzte Kammer berechnet, nachdem sie nicht mehr vollständig geschlossen ist. Dadurch erfolgt über den Drehwinkel des beginnenden Öffnens der Kammer hinaus ein nicht sprungartiger Druckanstieg. Insgesamt wird das Druckprofil durch das Berücksichtigen der Öffnungs- und Schließvorgänge über dem Drehwinkel gestreckt, wodurch die berechneten Verlustströme geringere bzw. die volumetrischen Wirkungsgrade höhere Werte annehmen.

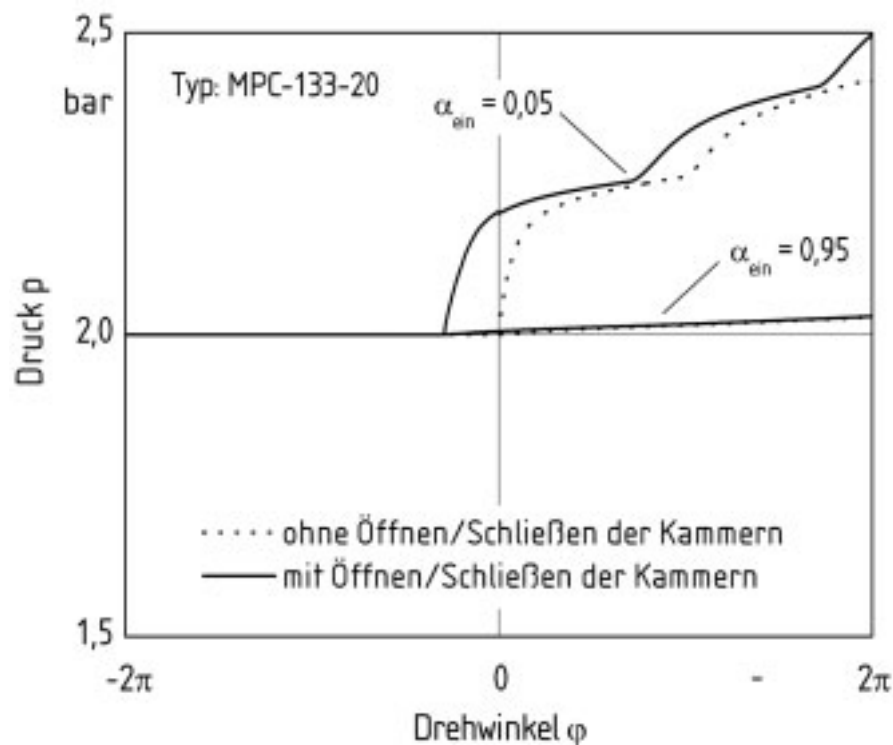


Bild 9.9 Einfluss des Schließens der ersten Kammer auf das Druckprofil

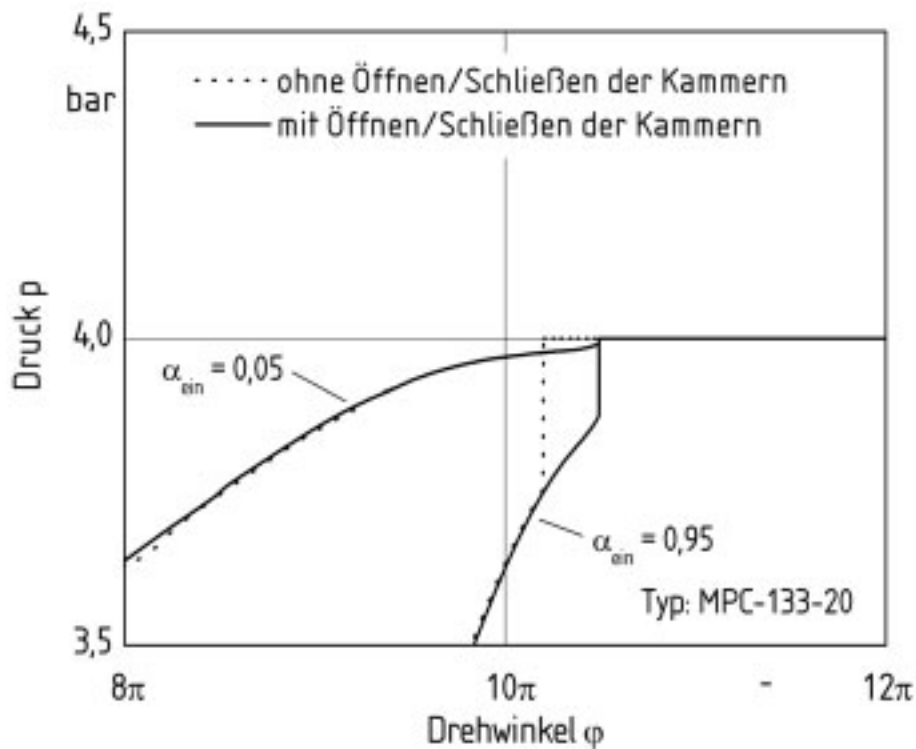


Bild 9.10 Einfluss des Öffnens der letzten Kammer auf das Druckprofil

9.4 Vergleich mit experimentellen Ergebnissen

Zur Überprüfung der Ergebnisse des in Kapitel 8 erläuterten Berechnungsverfahrens werden diese im folgenden mit experimentellen Ergebnissen (Kapitel 7) verglichen.

In Bild 9.11 werden berechnete und gemessene Druckprofile für verschiedene Gasphasenanteile verglichen. Während die berechneten Druckprofile, die die Flankenspaltströmungen berücksichtigen (mit FS), eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten zeigen, wird aus dem Vergleich ersichtlich, dass insbesondere für hohe Gasphasenanteile das Vernachlässigen der Flankenspaltströmung zu großen Abweichungen von den Messwerten führt.

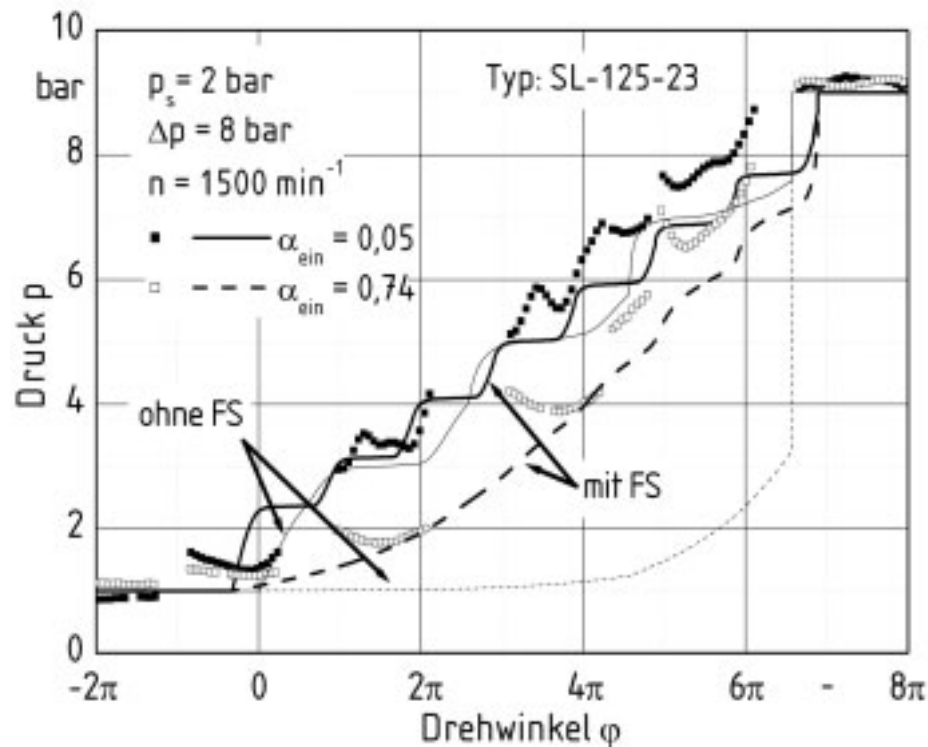


Bild 9.11 Berechnete und gemessene Druckprofile für verschiedene Gasphasenanteile

Der Vergleich des berechneten und gemessenen volumetrischen Wirkungsgrads ist in Bild 9.12 für verschiedene Drehzahlen als Funktion des Gasphasenanteils dargestellt. Für geringe bis mittlere Gasphasenanteile steigt sowohl der berechnete als auch der gemessene volumetrische Wirkungsgrad mit zunehmendem Gasphasenanteil an. Der höhere volumetrische Wirkungsgrad bzw. der geringe Verluststrom ist für hohe Gasphasenanteile auf das progressiver werdende Druckprofil zurückzuführen, wodurch die Druckdifferenzen zur Saugseite geringer werden. Während der berechnete volumetrische Wirkungsgrad für hohe Gasphasenanteile weiter steigt, zeigen die Messungen größere Verlustströme und damit abnehmende volumetrische Wirkungsgrade. Da die Messungen ohne Flüssigkeitsrezirkulation durchgeführt werden, reicht die in den Förderkammern vorhandene Flüssigkeit für hohe Gasphasenanteile nicht aus, um die Spalte mit Flüssigkeit abzudichten. Folglich tritt vermehrt Gas über die Spalte was zu stark erhöhten Verlustströmen führt.

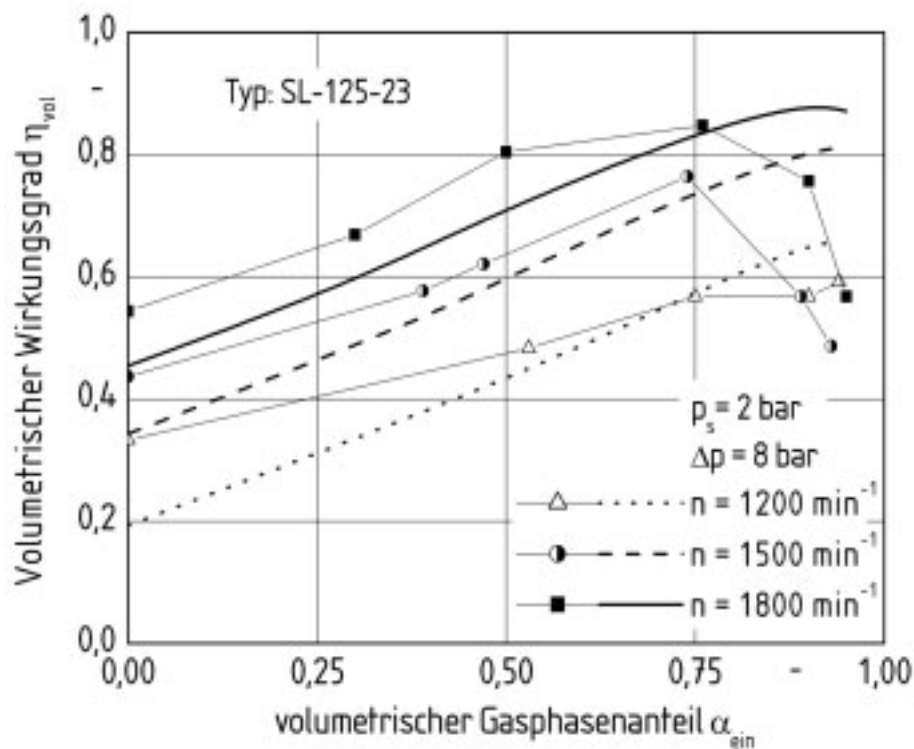


Bild 9.12 Berechnete und gemessene volumetrische Wirkungsgrade für verschiedene Drehzahlen als Funktion des Gasphasenanteils

Ein weiterer Vergleich der berechneten und gemessenen volumetrischen Wirkungsgrade wird in Bild 9.13 durchgeführt. Da die ermittelten volumetrischen Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz dargestellt werden, handelt es sich hierbei um Pumpenkennlinien für verschiedene volumetrische Gasphasenanteile. Gegenüber dem idealen Verhalten eines Volumenförderers fällt sowohl der berechnete als auch der gemessene volumetrische Wirkungsgrad und damit der Förderstrom mit zunehmender Druckdifferenz ab. Die zunehmende Druckdifferenz führt zu größeren Druckabfällen über den Spalten und damit zu größeren Verlustströmen. Diesem Effekt wirkt das mit steigendem Gasphasenanteil progressiver werdende Druckprofil entgegen, sodass die Pumpenkennlinie für höhere Gasphasenanteile zu größeren volumetrischen Wirkungsgraden verschoben wird.

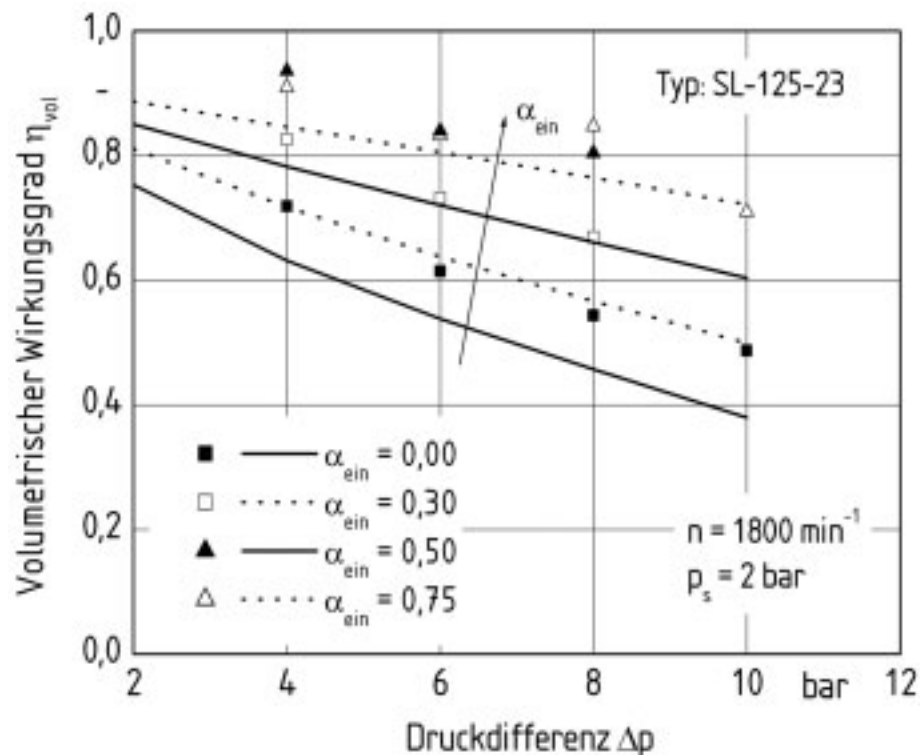


Bild 9.13 Berechnete und gemessene volumetrische Wirkungsgrade für verschiedene Gasphasenanteile als Funktion der Druckdifferenz

Der Vergleich der berechneten und gemessenen Antriebsleistung der Pumpe wird für verschiedene Drehzahlen als Funktion der Druckdifferenz in Bild 9.14 dargestellt. Sowohl die berechnete als auch die gemessene Antriebsleistung zeigt eine lineare Abhängigkeit von der Druckdifferenz für konstante Drehzahlen. Mit zunehmender Drehzahl steigt der Förderstrom, sodass für eine konstante Druckdifferenz auch die benötigte Antriebsleistung zunimmt. Der Vergleich zeigt eine Differenz zwischen gemessenen und berechneten Werten, die unabhängig von der anliegenden Druckdifferenz ist, mit steigender Drehzahl hingegen zunimmt. Weiterführende Berechnungen zeigen, dass die Ursache für die Differenz Verlustleistungen aufgrund von Reibung in Lagern und Dichtungen sind, die zusätzlich durch die Antriebsmaschine aufgebracht werden müssen und im Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt werden.

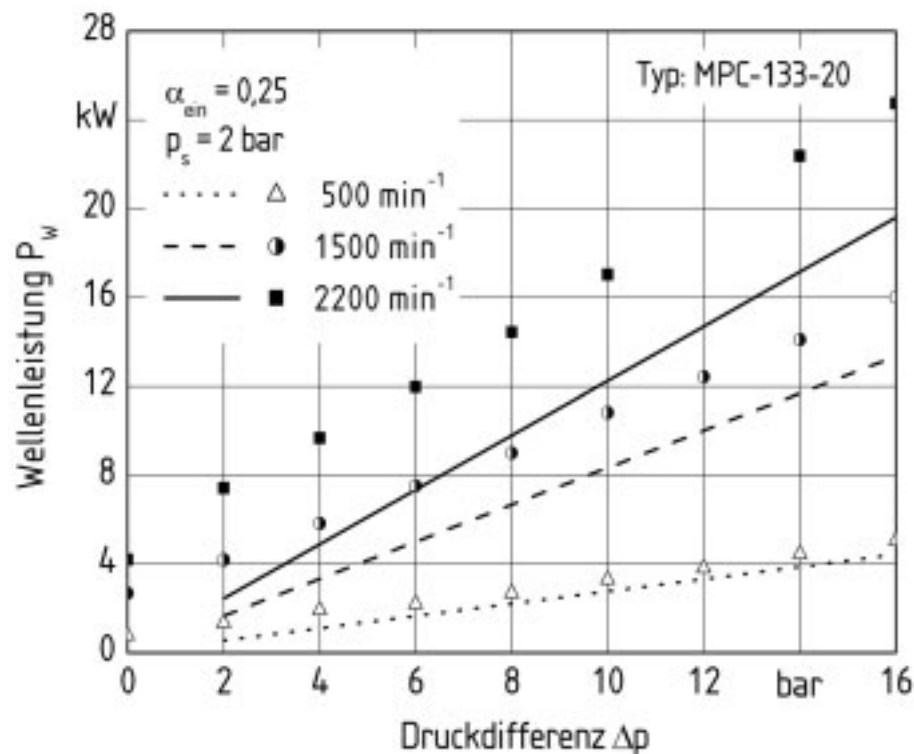


Bild 9.14 Berechnete und gemessene Antriebsleistungen für verschiedene Drehzahlen als Funktion der Druckdifferenz

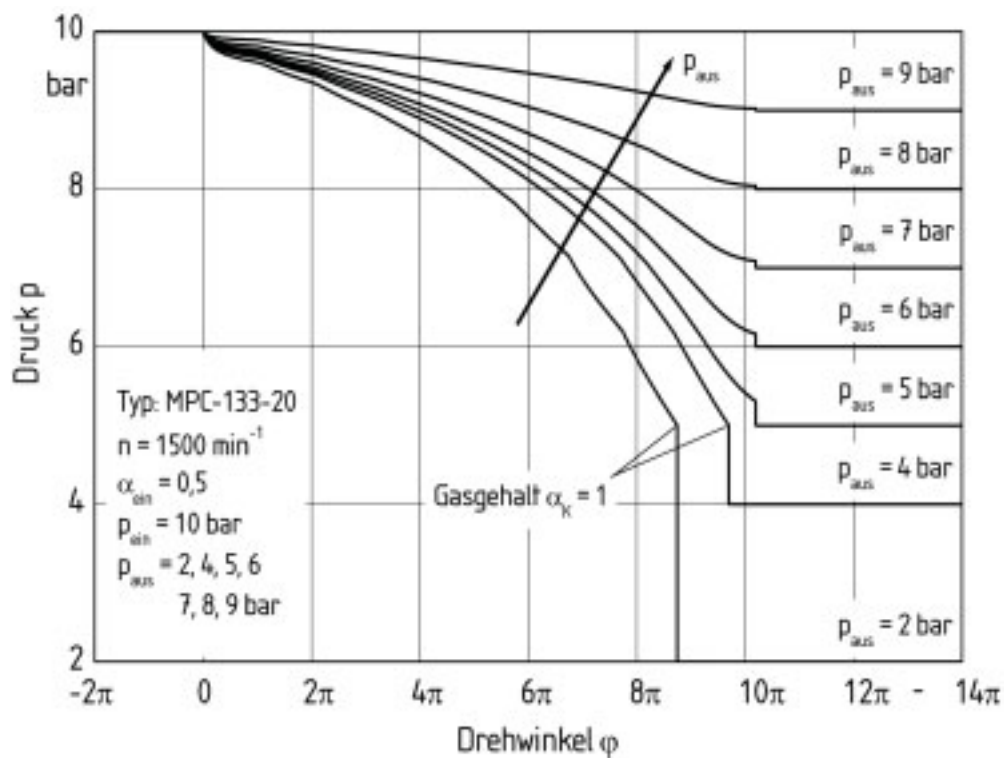
9.5 Betriebsverhalten als Motor

Neben dem Einsatz als Pumpe erlaubt das in Kapitel 8 beschriebene Berechnungsverfahren auch die Vorhersage des Förderverhaltens für Schraubenmaschinen, die als Motor betrieben werden. Der Berechnung der im folgenden aufgeführten Ergebnisse basiert auf den Abmaßen der Schraubenmaschine vom Typ MPC-133-20 (vgl. [Tabelle 5.1](#), [63], [64]). Für die energetischen Betrachtungen werden neben den Abmaßen der Schraube mit der konstanten Steigung 20 mm die Abmaße von zwei weiteren Schrauben verwendet, deren Steigung zur Auslassseite zunimmt. In [Tabelle 9.1](#) werden die unterschiedlichen Abmaße der drei Schraubentypen gegenüber gestellt.

Tabelle 9.1 Abmaße der drei betrachteten Schraubentypen

h_0 [mm]	20	20	20
$h^* = h_0/h_{\text{end}}$ [-]	1,0	1,3	1,3
l [mm]	142	142	182
N_K [-]	5,1	3,58	5,1

Als gefördertes Fluid wird wie für den Pumpenbetrieb ein Wasser-Luft-Gemisch betrachtet. In Bild 9.15 werden berechnete Druckprofile mit dem Eintrittsgasphasenanteil 0,5 und dem Einlassdruck 10 bar für verschiedene Austrittsdrücke dargestellt.

Bild 9.15 Berechnete Druckprofile für verschiedene Austrittsdrücke

Während der Förderung durch den Schraubenmotor wird dem Gemisch Enthalpie entzogen und an der Förderschraube in mechanische Wellenleistung

umgewandelt. Folglich sinkt der Druck der Strömung. Für sinkende Austrittsdrücke nimmt neben der Druckdifferenz das Verhältnis aus Eintritts- und Austrittsdruck und damit die Expansion der kompressiblen Gasphase zu. Dadurch wird der Verlauf der Druckprofile mit zunehmendem Druckverhältnis progressiver.

Die entsprechenden Temperaturprofile sind in Bild 9.16 dargestellt.

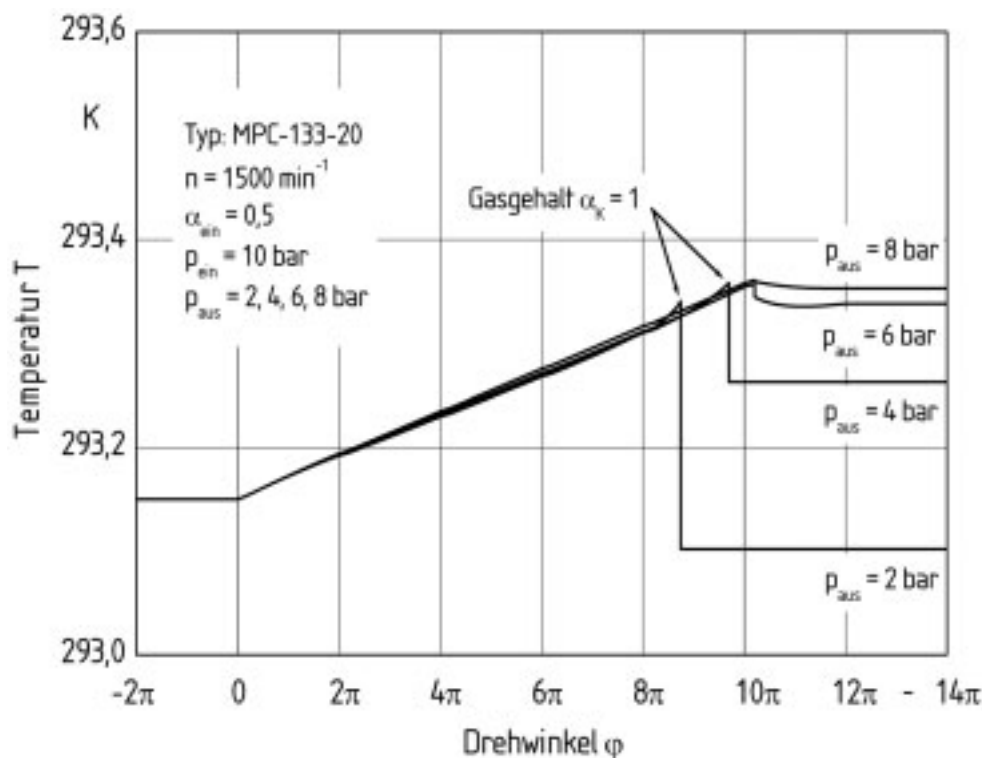


Bild 9.16 Berechnete Temperaturprofile für verschiedene Austrittsdrücke

Während der Förderung nimmt die Gemischtemperatur aufgrund der Dissipation durch Spaltströmungen leicht zu. Für das Öffnen der letzten Kammer zur Auslassseite bzw., wenn der Kammergasgehalt 1,00 erreicht wird, erfolgt ein sprunghafter Druckabfall, der zu einer sprunghaften Expansion der Gasphase führt. Dies führt in Abhängigkeit des Flüssigkeitsanteils zu einem Absinken der Temperatur. Da in weiten Betriebsbereichen ausreichend Flüssigkeit vorhanden ist und aufgrund der starken Durchmischung der Phasen thermisches Gleichge-

wicht zwischen den Phasen angenommen wird, fallen die berechneten Temperaturänderungen insgesamt gering aus.

Um einen höheren isothermen bzw. isentropen Wirkungsgrad insbesondere für Gemische mit hohen Gasphasenanteilen zu erzielen, wird analog zur Schraubepumpe [66] das Betriebsverhalten für Schrauben mit variabler Steigung untersucht. Da im Gegensatz zur Pumpe im Schraubenmotor eine Expansion der Gasphase stattfindet, werden Schrauben mit zur Auslassseite zunehmender Steigung betrachtet (Tabelle 9.1). In Bild 9.17 sind berechnete Druckprofile für eine Schraube mit zunehmender Steigung ($h^* = 1,3$) für verschiedene Eintrittsgasphasenanteile dargestellt.

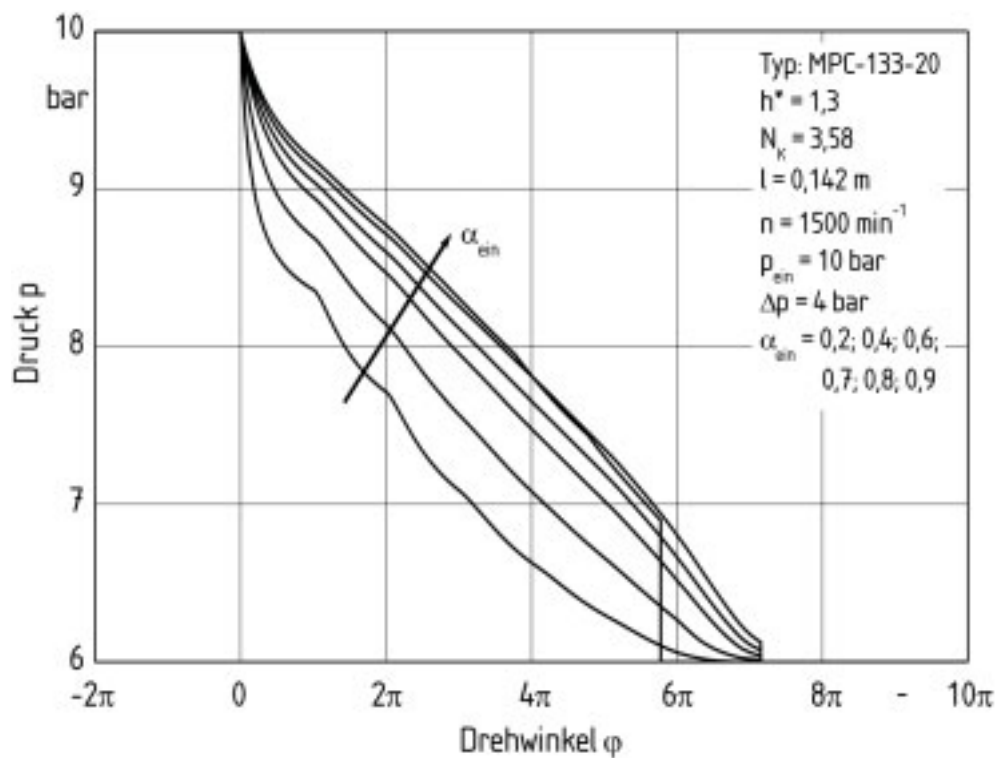


Bild 9.17 Berechnete Druckprofile für verschiedene Eintrittsgasphasenanteile, $h^* = 1,3$

Aus dem Vergleich der in Bild 9.17 dargestellten mit denen in Bild 9.15 gezeigten Druckprofilen ist erkennbar, dass die Druckprofile aufgrund der zunehmenden Steigung einen stärker linearen Verlauf annehmen. Die in

Förderrichtung zunehmende Steigung bedingt die kontinuierliche Vergrößerung des Kammervolumens während des Förderprozesses. Dadurch wird weniger Flüssigkeit aus der Kammer gedrückt, sodass die Kompressibilität der Gasphase einen geringeren Einfluss auf das Druckprofil hat. Die Auswirkung des veränderten Druckprofils auf die Motorleistung geht aus dem in Bild 9.18 gezeigten Vergleich der berechneten Wellenleistung für die drei verschiedenen Förderschrauben hervor.

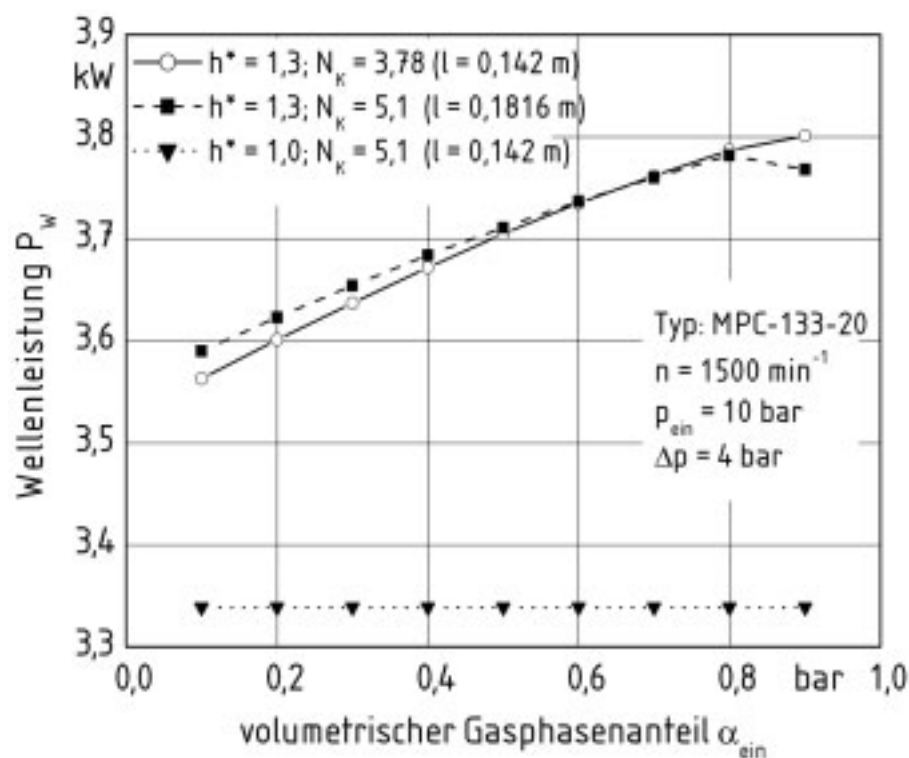


Bild 9.18 Berechnete Wellenleistung als Funktion des Eintrittsgasphasenanteils für verschiedene Förderschrauben

Während die erzeugte Wellenleistung für Schrauben mit konstanter Steigung unabhängig vom Gasphasenanteil ist, wird sie für Schrauben mit zunehmender Steigung mit steigendem Gasphasenanteil größer. Für Förderschrauben mit veränderlicher Steigung ist die Leistung, die im Druckfeld an die Schraube abgegeben wird, von dem Verlauf des Druckprofils abhängig. Die maximale Leistung wird dabei für lineare Druckprofile umgewandelt. Da das Druckprofil

für Schrauben mit zunehmender Steigung einen stärker linearen Verlauf annimmt, kann folglich mehr Leistung an die Welle übertragen werden.

10. ZUSAMMENFASSUNG

Schraubenspindelpumpen werden zunehmend zur Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen in der Erdöl- und Erdgasindustrie eingesetzt. Dabei erfolgt ihr Einsatz insbesondere in Subsea-Anwendungen und in anderen geologisch schwer zugänglichen Gebieten. Aufgrund der steigenden Nachfrage findet eine kontinuierliche Weiterentwicklung der Schraubenspindelpumpen zu größeren Baugrößen und erweiterten Betriebsbedingungen statt. Zur Vorhersage des Förderverhaltens neu entwickelter Pumpen werden experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt.

Mit Hilfe einer Versuchsanlage mit transparenten Wänden werden Strömungsformen in der Förderkammer und dem Umfangsspalt visualisiert. In Abhängigkeit von Drehzahl und Gasphasenanteil stellen sich in der Förderkammer verschiedene Strömungsformen des Wasser-Luft-Gemischs ein. Dabei ist ein nennenswerter Anteil des Gases in der Flüssigkeit dispergiert. Die Eintrittsquerschnitte zu Radial- und Flankenspalt sind stets durch einen Flüssigkeitsfilm gedichtet. Im Umfangsspalt werden in Abhängigkeit von Drehzahl und Gasphasenanteil drei verschiedene Strömungsformen beobachtet. In weiten Betriebsbereichen stellt sich die Blasenströmung ein, in der die kleinen Blasen homogen im Spalt verteilt vorliegen.

Die in der Förderkammer beobachteten Strömungsformen werden mit Hilfe numerischer Strömungsberechnungen bestätigt. Darüber hinaus werden die Gaskanalströmung im Umfangsspalt sowie das einphasige Strömungsfeld im Flankenspalt numerisch berechnet.

Auf Basis der berechneten Strömungsfelder im Flankenspalt wird der Flankenspalt als eine Kombination von sog. Ersatzströmungskanälen angenommen,

womit die entsprechenden Strömungsfelder berechnet werden. Die Form und Lage der Kanäle sind durch die Profilierung der Flanken des Schraubengangs bestimmt. Sie ermöglichen die Berechnung des Massen- und Energietransports zwischen den vier über den Flankenspalt verbundenen Förderkammern. Diese Berechnung wird in das Berechnungsverfahren integriert, mit dessen Hilfe das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen vorhergesagt wird. Die Berechnung der Massen- und Energiegehalte in den Förderkammern erfolgt durch das Lösen von Massen- und Energiebilanzen. Neben dem Massen- und Energietransport durch den Flankenspalt werden eine homogene Zweiphasenströmung im Umfangspalt, eine Flüssigkeitsströmung im Radialspalt sowie eine homogene Zweiphasenströmung während des Öffnens und Schließens von Förderkammern berücksichtigt. Darüber hinaus erlaubt das Berechnungsverfahren die Vorhersage des Förderverhaltens der Schraubenmaschine im Motorbetrieb.

Die berechneten Ergebnisse werden mit Messdaten verglichen. Das Druckprofil zeigt dabei eine starke Abhängigkeit von den berücksichtigten Spaltströmungen und stimmt unter Berücksichtigung der Strömung zwischen den Schrauben im Flankenspalt mit den gemessenen Druckprofilen überein. Als Betriebsparameter haben der volumetrische Gasphasenanteil des Fördergemischs, die Drehzahl der Förderschrauben sowie die Druckdifferenz einen starken Einfluss auf das Förderverhalten. Mit steigendem Gasphasenanteil bzw. steigender Drehzahl wird der Verlauf des Druckprofils progressiver. Dadurch verringert sich der Druckabfall von den ersten Förderkammern zur Saugseite, was zu geringeren Verlustströmen bzw. größeren Förderströmen führt. Die Zunahme der Druckdifferenz hingegen führt zu geringeren volumetrischen Wirkungsgraden.

Als Grenzfälle für die zweiphasige Strömung im Umfangspalt werden die einphasige Flüssigkeitsströmung und eine homogene Gas-Flüssigkeitsströmung betrachtet, deren Gasphasenanteil dem der druckseitig angrenzenden Förderkammer entspricht. Da die Strömungen durch den Flankenspalt den stärksten

Einfluss auf das Druckprofil haben, ist der Einfluss der Strömungszusammensetzung im Umfangspalt auf das sich einstellende Druckprofil gering.

Durch die Berücksichtigung der Öffnungs- und Schließvorgänge von Förderkammern, wird ein stetiger Druckanstieg bereits vor dem vollständigen Schließen der ersten Kammer und nach dem Öffnen der letzten Kammer berechnet. Dadurch ergeben sich höhere volumetrische Wirkungsgrade.

Für die Verwendung der Schraubenmaschine als Motor wird der Einfluss des Gasphasenanteils, der Drehzahl, der Druckdifferenz und der Schraubenbauart auf das Druckprofil, die Wellenleistung und den volumetrischen sowie den isothermen bzw. isentropen Wirkungsgrad untersucht. Für geringe Druckdifferenzen und hohe Gasphasenanteile werden progressive Druckprofile berechnet, die hohe Verlustströme bzw. geringe volumetrische Wirkungsgrade zur Folge haben. Um dem entgegenzuwirken, wird das Förderverhalten von Schrauben mit zum Auslass zunehmender Steigung berechnet. Die Druckprofile weisen eine stärker lineare Proportionalität auf, sodass die Wellenleistung für große Gasphasenanteile durch den Einsatz dieser Schrauben erhöht werden.

Der Vergleich der berechneten und gemessenen Ergebnisse zeigt, dass das Berechnungsverfahren zur Vorhersage von Druckprofilen, Fördervolumenströmen, Wellenleistungen sowie von volumetrischen und isothermen bzw. isentropen Wirkungsgraden des Förderprozesses geeignet ist.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] International Energy Agency: *Key World Energy Statistics*; Paris, Frankreich, 2008
- [2] P.-R. Bauquis, E. Bauquis: *Oil & natural gas: understanding the future*; Editions Hirlé, Straßburg, Frankreich, 2005
- [3] J. Anderson: *Multiphase boosting - a Chevron global perspective*; 2nd International EMBT Conference, Hannover, Germany, 2008
- [4] B. Reeves: *Examples of multiphase booster applications in field development studies*; Multiphase Pumping & Metering Technologies Conference, Manama, Bahrain, 2005
- [5] D. Müller-Link, G. Rohlfing, M. Reichwage: *Subsea multiphase boosting - a full size test rig*; The 4th North American Conference on Multiphase Technology, Banff, Kanada, 2004
- [6] A. Jäschke: *Further subsea development - The MBS research project and subsea demonstrator*; 2nd International EMBT Conference, Hannover, Germany, 2008
- [7] S. L. Scott: *Multiphase pumping addresses a wide range of operating problems*; Oil and Gas Journal 101 (2003) 37, 59-71
- [8] P. Cooper, B. Schiavello, C. de Marolles, J. de Salis, A. J. Prang: *Tutorial on multiphase gas-liquid pumping*; 13th Int.Pump Users Symp., Houston, USA, 1996
- [9] H. G. Schafstall: *Research and Development Trends in Underwater Technology*; International Maritime Conference, Jakarta, Indonesien, 1991

- [10] G. Wyborn: *Multiphase pumps offer alternative for moving wellhead fluids*; Oil and Gas Journal 97 (1999) 36, 56-63
- [11] E. F. Caetano: *Multiphase boosting: Developments, applications & future demands at Petrobras*; 2nd International EMBT Conference, Hannover, Germany, 2008
- [12] J. O. A. Baruzzi, E. F. Caetano, J. R. Fagundes Netto: *Production forecast for a subsea multiphase pumping system in the Marlim Field*; SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, LA, USA, 2001
- [13] D. Müller-Link, G. Rohlfing, R. Linck: *Brown field revitalization using small twin-screw multiphase pumps*; The 6th North American Conference on Multiphase Technology, Banff, Kanada, 2008
- [14] D. Müller-Link: *History and Presence - Marginal Fields and Multiphase Pumps*; Multiphase Pumping and Technology Conference, Abu Dhabi, 2005
- [15] P. Cooper, A. J. Prang, P. U. Thamsen, J. Mair: *Versatile multiphase two-screw pump package for subsea deployment*; Offshore Technology Conference, 1998
- [16] W. Hardeveld: *Multiphase pumps - Future needs for the oil and gas industry*; 2nd International EMBT Conference, Hannover, Germany, 2008
- [17] V. P. Selvam: *Pipeline capacity increasing by multiphase pump*; 2nd International EMBT Conference, Hannover, Germany, 2008
- [18] H. Saadawi: *Operating multiphase pumps in series*; Multiphase Pumping & Metering Technologies Conference, Manama, Bahrain, 2005

-
- [19] D. Müller-Link, J. U. Brandt, M. Reichwage, G. Schröder: *Wet gas compression with twin-screw multiphase pumps*; 8th Europ.Congress on Fluid Machinery for the Oil, Gas and Petrochemical Industry, The Hague, NL, 2002
- [20] G. Rohlfing, D. Müller-Link, J. U. Brandt: *A new basic physical principle for twin-screw pumps in multiphase service*; The 13th International Conference on Multiphase Production Technology, Edinburgh, UK, 2007
- [21] W. M. Schlösser: *Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren*; Ölhydraulik und Pneumatik 5 (1961) 4, 122-130
- [22] W. M. Schlösser: *Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen*; Ölhydraulik und Pneumatik 12 (1968) 10, 415-420
- [23] F. W. Hamelberg: *Läuferkräfte bei Schraubenpumpen*; Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Hochschule Hannover, Bamberg/ K. Urlaub GmbH, 1966
- [24] F. W. Hamelberg: *Läuferprofile, Läuferkräfte und Leistungen von Schraubenpumpen*; VDI Forschungsheft 527, Untersuchungen an Pumpen, VDI Verlag, Düsseldorf, 1968
- [25] W. S. Kim, W. W. Skatschkow, S. D. Jewmenow: *Theoretische Beschreibung des Mischprozesses in den Schneckenkanälen von Doppelschneckenextrudern*; Plaste und Kautschuk 20 (1973) 9, 696-702
- [26] B. Poltersdorf, W. Günther, E. O. Reher: *Geschwindigkeitsverteilung und Druckaufbau im Radialspalt*; Plaste und Kautschuk 25 (1978) 10, 592-594
- [27] V. I. Jankov: *Strömung einer viskosen Flüssigkeit in Doppelschneckenmaschinen unter Berücksichtigung der Spaltströmungen (Leckverluste)*; Plaste und Kautschuk 32 (1985) 12, 457-462

- [28] R. Naujoks: *Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Rechnung und Experiment*; Dissertation, Universität Dortmund, Düsseldorf: VDI Verlag, 1982
- [29] B. Christiansen: *Preliminary tests of a two-phase flow pumping using the Bornemann 7.2z-28 screw pump*; University Trondheim, 1986
- [30] V. Karge: *Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Multiphasengemischen*; Pumpen Vakuumpumpen Kompressoren (1988), 14-20
- [31] K. Kauder: *Das Öl in Schraubenkompressoren - Ein Faktor für optimale Betriebsverhältnisse*; Pumpen Vakuumpumpen Kompressoren (1987)
- [32] V. M. Ryazantsev: *Profile of single-cut screw of double-screw pumps*; Chemical and Petroleum Engineering 6 (1981) 7-8, 322-324
- [33] V. M. Ryazantsev: *Asymmetric profile of screws of dual-screw pump*; Russian Engineering Research 18 (1999) 8, 27-30
- [34] V. M. Ryazantsev: *The A9 2VV 16/25 multiphase pump*; Chemical and Petroleum Engineering 38 (2002) 3-4, 222-224
- [35] V. M. Ryazantsev, V. V. Plyasov: *Multiphase two-screw pump A8 2VV 125/40-80/80 for a differential pressure of 40 bar*; Chemical and Petroleum Engineering 42 (2006) 11-12, 645-650
- [36] M. Winck: *Zur Berechnung des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpe bei der Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen*; Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1992
- [37] G. Vetter, M. Winck: *Performance prediction of twin screw pumps for two-phase gas/liquid flow*; ASME/FED 154 (1993), 331-340
- [38] G. Vetter, M. Winck: *Zum Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen bei der Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen*; Konstruktion 45 (1993) 6

-
- [39] A. Körner: *Zum Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen für Zweiphasengemische hohen Gasgehalts*; Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1993
- [40] G. Vetter, A. Körner: *Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen für Zweiphasenbetrieb bei hohen Gasgehalten*; Industriepumpen + Kompressoren 6 (2000), 34-43
- [41] S. Etzold: *Verlustanalyse von Schraubenspindelpumpen bei Mehrphasenförderung*; Dissertation, Universität Hannover, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993
- [42] K. Egashira, Sh. Shoda, T. Tochikawa, A. Furukawa: *Backflow in twin-screw-type multiphase pump*; SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, CO, USA, 1996
- [43] K. Egashira, Sh. Shoda, T. Tochikawa, H. Takahara, A. Furukawa, M. Akiyoshi: *A simple method for predicting backflow in twin-screw-type multiphase pump*; 16th International Conference on OMAE - Pipeline Technology, Yokohama, Japan, 1997
- [44] M. H. J. Geimer: *Messtechnische Untersuchung und Erstellung von Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Einsatzgrenze dreispindeliger Schraubenpumpen*; Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 1995
- [45] G. C. Mimmi, P. E. Pennacchi: *Computation of pressure loads in three screw pump rotors*; Journal of Mechanical Design 120 (1998) 4, 581-588
- [46] A. J. Prang: *Selecting multiphase pumps*; Chemical Engineering (1997), 74-79
- [47] A. J. Prang, P. Cooper: *Improved performance prediction methods for multiphase twin-screw pumps*; The 4th North American Conference on Multiphase Technology, Banff, Kanada, 2004

- [48] A. J. Prang, P. Cooper: *Enhanced multiphase flow predictions in twin-screw pumps*; 21st Int.Pump Users Symp., Baltimore, USA, 2004
- [49] K. Kauder, D. Wenderott: *Gasspaltströmungen in Schraubenspindel-Vakuumpumpen. Teil 1*; Schraubenmaschinen 6 (1998), 5-19
- [50] K. Kauder, A. Rohe: *Simulation und Messung des Druckverlaufs am Beispiel einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe*; Schraubenmaschinen 10 (2002), 137-148
- [51] K. Kauder, D. Stratmann: *Experimentelle Untersuchung und Simulation der Ladungswechsel einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe. Teil 1*; Schraubenmaschinen 12 (2004), 37-50
- [52] K. Kauder, M. Janicki: *Ein einfaches Wärmeübertragungsmodell in der thermodynamischen Simulation von Rotationsverdrängungsmaschinen*; Schraubenmaschinen 12 (2004), 5-14
- [53] T. Ohbayashi, T. Sawada, M. Hamagushi, H. Miyamura: *Study on the performance prediction of screw vacuum pump*; Applied Surface Science 169-170 (2001), 768-771
- [54] Z. H. Fong, F. C. Huang: *Evaluating the interlobe clearance and determining the sizes and shapes of all the leakage paths for twin-screw vacuum pump*; Journal of Mechanical Engineering Science Part C 220 (2006) 4, 499-506
- [55] C. Feng, P. Yueyuan, X. Ziwen, S. Pengcheng: *Thermodynamic performance simulation of a twin-screw multiphase pump*; Journal of Process Mechanical Engineering Part E 215 (2001) 2, 157-163
- [56] C. Y. Nakashima, S. d. Oliveira Jr., E. F. Caetano: *Thermodynamic model of a twin-screw multiphase pump*; ASME Engineering Technology Conference on Energy, Houston, TX, USA, 2002

-
- [57] C. Y. Nakashima, S. d. Oliveira Jr., E. F. Caetano: *Thermo-Hydraulic Model of a Twin-Screw Multiphase Pump*; ASME IMECE, 2004
- [58] C. Y. Nakashima, S. d. Oliveira Jr.: *Pressure drop and heat transfer coefficients in narrow rotating annular clearances of twin-screw multiphase pumps*; The 12th International Conference on Multiphase Production Technology, Barcelona, Spanien, 2005
- [59] K. Rübiger, T. M. A. Maksoud, J. Ward, G. Hausmann: *Development of a finite volume model for the compressible gap flow inside a screw pump*; Schriftreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg 30 (2005), 2-19
- [60] K. Rübiger, T. M. A. Maksoud, G. Hausmann: *Investigation of the fluid dynamic and thermodynamic behaviour of multiphase screw pumps handling liquid/gas mixtures with very high gas volume fractions*; The 13th International Conference on Multiphase Production Technology, Edinburgh, UK, 2007
- [61] K. Rübiger, T. M. A. Maksoud, J. Ward, G. Hausmann: *Theoretical and experimental analyses of a multiphase screw pump, handling gas-liquid with very high gas volume fractions*; Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008) 8, 1694-1701
- [62] E. Schlücker, S. Blendinger, A. Ismaier, A. Ruschel, T. Predel: *Strömungsanalyse mit Hilfe von High-Speed-Kameras*; Chemie Ingenieur Technik 80 (2008) 12, 1753-1758
- [63] T. Vauth: *Mehrphasenpumpen im Netzbetrieb*; Dissertation, Universität Hannover, Düsseldorf VDI Verlag, 2006
- [64] G. K. Aleksieva: *Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit variabler Spindelsteigung*; Dissertation, Universität Hannover, 2008

- [65] T. Groth, M. Reichwage, D. Mewes, A. Luke: *Effects of dissolving and degassing phenomena on multiphase oil and gas boosting*; 14th International Conference on Multiphase Technology, Cannes, Frankreich, 2009
- [66] T. Rausch: *Thermofluidodynamik zweiphasiger Strömungen in Schraubenspindelpumpen*; Dissertation, Universität Hannover, Göttingen Cuvillier Verlag, 2006
- [67] K. Groth: *Hydraulische Kolbenmaschinen*; Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus III, Braunschweig / Wiesbaden, 1996
- [68] D. Wehling: *Schraubenspindelpumpe - Konstruktion und Wirkungsweise*; Maschinenmarkt 75 (1969) 77, 1706-1712
- [69] W. H. Faragallah, D. Surek: *Rotierende Verdrängermaschinen (Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen)*; Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, Sulzbach, 1996
- [70] W. Pohlenz: *Grundlagen für Pumpen*; VEB Verlag Technik, Berlin, 1975
- [71] Schulz H.: *Die Pumpen - Arbeitsweise Berechnung Konstruktion*; Springer Verlag, Berlin, 1977
- [72] ANSYS Inc.: *Dokumentation zu ANSYS CFX 11.0*; Canonsburg, USA, 2009
- [73] S. H. K. King, G. Piar: *Effects of entrainment and deposition mechanisms on annular dispersed two-phase flow in a converging nozzle*; International Journal of Multiphase Flow 25 (1999) 2, 321-347
- [74] R. W. Lockhart, R. C. Martinelli: *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes*; Chemical Engineering Progress 45 (1949) 1, 39-48

-
- [75] A. Kawahara, M. Sadatomi, M. Kawaji, K. Okayama, P. M. Y. Chung: *Assessment of void fraction correlation for adiabatic two-phase flows in microchannels*; 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels, Toronto, Kanada, 2005
- [76] L. Papula: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, 7. Auflage; Vieweg Verlag, Braunschweig / Wiesbaden, 1994
- [77] H. D. Baehr: *Thermodynamik*, 11. Auflage; Springer Verlag, Berlin, 2002
- [78] S. G. Bankoff: *A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow*; ASME Journal of Heat Transfer 82 (1960) 4, 265-272
- [79] V. Gnielinski: *Berechnung des Druckverlustes in glatten konzentrischen Ringspalten bei ausgebildeter laminarer und turbulenter isothermer Strömung*; Chemie-Ingenieur-Technik 79 (2007) 1-2, 91-95
- [80] W. Tiedt: *Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte*; Technischer Bericht Nr.4, Institut für Hydraulik und Hydrologie, Darmstadt, 1968
- [81] G. Kojasoy, F. Landis, P. Kwame-Mensah, C. T. Chang: *Two-Phase Pressure Drop in Multiple Thick- and Thin-Orifice Plates*; Experimental Thermal and Fluid Science 15 (1997) 4, 347-358
- [82] H. Taniguchi, K. Kudo, W. H. Giedt, I. Park, S. Kumazawa: *Analytical and Experimental Investigation of Two-Phase Flow Screw Expanders for Power Generation*; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 110 (1988) 4, 628-635

Lebenslauf

Alexander Scharf, geboren am 20. Dezember 1979 in Hannover.

Schulbildung

1986 – 1990	Grundschule Kaltenweide
1990 – 1992	Orientierungsstufe Langenhagen
1992 – 1999	Gymnasium Langenhagen

Zivildienst

1999 – 2000	Grundwehrdienst im Führungsunterstützungsregiment 20 der 1. Panzerdivision in Hannover
-------------	---

Studium

2000 – 2005	Diplomstudiengang Maschinenbau an der Universität Hannover mit der Vertiefungsrichtung Energie- und Verfahrenstechnik
08/2002	Diplomvorprüfung
08/2005	Diplomprüfung

Berufliche Tätigkeit

09/2005 – 06/2009	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verfahrenstechnik der Universität Hannover Leitung: Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. D. Mewes
-------------------	--

Hannover, im Mai 2009

