Galabina Aleksieva

Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit variabler Spindelsteigung





# Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit variabler Spindelsteigung

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

Doktor-Ingenieurin

genehmigte Dissertation von

Dipl.-Ing. Galabina Aleksieva MSc.

geboren am 05. Juni 1981 in Pazardzhik/Bulgarien

2008

## Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2008 Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2008

978-3-86727-836-2

Referent:
Referent:
Vorsitzender der Prüfungskommission:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. D. Mewes Prof. Dr.-Ing. A. Luke Prof. Dr.-Ing. habil. L. Schulze

Tag der Promotion: 15.01.2008

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2008 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, 2008 Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-836-2

### Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlichere Mitarbeiterin am Institut für Verfahrenstechnik (später Mehrphasenprozesse) der Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Mewes, der mir die Durchführung dieser Arbeit ermöglichte. Durch die Freiheit und das Vertrauen, die er mir entgegenbrachte, konnte ich selbstständig meine eigenen Ideen bei der Entstehung dieser Arbeit umsetzen. Während der Promotion hat er nicht nur meine wissenschaftliche, sondern auch meine persönliche Weiterentwicklung gefördert.

Frau Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke danke ich für die Übernahme des Koreferats und für das freundliche Interesse, dass sie der Arbeit entgegenbrachte. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Schulze danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission. Herrn Prof. Dr.-Ing. Heinrich-Günter Schafstall danke ich für die Teilnahme an der Prüfung, sowie für die interessanten Gespräche und guten Ratschläge.

Für die gute, erfolgreiche und sehr angenehme Zusammenarbeit danke ich den Mitarbeitern der Joh. Heinr. Bornemann GmbH. Mein besonderer Dank gilt Herrn Mark Reichwage, Herrn Jens-Uwe Brandt, Herrn Jörg Lewerenz und Herrn Marco Drewniok, die mir jederzeit als erfahrene Ansprechpartner zur Verfügung standen.

Meinen Kolleginnen und Kollegen danke ich für die sehr interessante Zeit am Institut. Danke besonders an Tobias Rausch, Daniel Wothe, Karijm Salem und Thorsten Vauth für die zahlreichen spannenden Diskussionen.

Den technischen Mitarbeitern des Instituts, insbesondere Herrn Andre Papke, Herrn Georg Siedenberg, Herrn Bernhard Schickedanz und Herrn Joachim Steding danke ich für die wertvolle Unterstützung beim Umbau der Versuchsanlage.

Den von mir betreuten Studenten danke ich für ihren Beitrag im Rahmen ihrer Diplom- und Projektarbeiten, oder ihrer Tätigkeit als studentische Hilfskraft. Für ihr großes Engagement danke ich besonderes Korrakid Chantharawisud, Thomas Rakel, Nora Langhorst, Tuan Nguyen Quang, Natalia Zeitz, Dona Blaskova-Kochnitcharova und Patrick Schmidt. Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern und meinem Bruder, die mir trotz der großen Entfernung jederzeit mit Rat und Tat zur Seite standen und immer meine Arbeit unterstützt haben und somit zu ihrem erfolgreichen Abschluss beitrugen.

Für die finanzielle Unterstützung der Arbeit bedanke ich mich beim Bundesministerium für Bildung und Forschung.

Hannover, im Januar 2008

Galabina Aleksieva

### Kurzfassung

Aleksieva, Galabina Kirilova

#### Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit variabler Spindelsteigung

Die Mehrphasenfördertechnik hat sich im vergangenen Jahrzehnt weltweit für die Exploration und den Transport von Erdöl und Erdgas aus schwer zugänglichen Gebieten bewährt. Hierzu werden Schraubenspindelpumpen eingesetzt, die in unmittelbarer Nähe der Fördersonden installiert sind. Letztere befinden sich teilweise in großen Wassertiefen oder auf Böden mit Permafrost. Die Pumpen sind jeweils mit zwei achsparallel angeordneten und gegensinnig rotierenden Schraubenspindeln ausgerüstet. Deren Flanken greifen so ineinander, dass geschlossene Kammern entstehen. Infolge der Drehbewegung der Spindeln gelangt das in den Kammern befindliche Gemisch von der Saug- zur Druckseite. Die Pumpen fördern daher volumetrisch. Sie sind in der Lage, den Druck der austretenden und mehrphasig strömenden Gemische aus Öl, wässrigen Salzlösungen und Erdgas soweit zu erhöhen, dass diese über große Entfernungen zu den entsprechenden Anlagen für Phasenseparation und Weiterverarbeitung transportiert werden können. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Gemische sich durch sehr hohe relative Strömungsgasanteile auszeichnen.

Die Fördercharakteristiken von Schraubenspindelpumpen werden gemessen. Sie stellen die geförderten Gesamtvolumenströme als Funktion der gewählten Druckdifferenzen und Antriebsdrehzahlen dar. Die Messungen erfolgen im halbtechnischen Maßstab mit Hilfe einer kontinuierlich zu betreibenden Versuchsanlage. In dieser sind als variable Parameter neben den relativen Phasenanteilen der zur Förderung gelangenden Gemische, deren Strömungsformen und Fließeigenschaften sowie die konstruktive Gestaltung der Spindeln unabhängig voneinander wählbar. Die Ergebnisse den zu gemessenen Gesamtvolumenströmen und Antriebsleistungen sowie den volumetrischen und isothermen Wirkungsgraden werden in graphischer Form dargestellt. Sie stehen in Übereinstimmung mit den im Betrieb einer Fördersonde ermittelten Daten und werden mit Hilfe der gemessenen und der aus theoretischen Untersuchungen bekannten Zusammenhänge erklärt. Diese bestehen zwischen den gemessenen Druckdifferenzen und den Verlustströmen, die zwischen den Kammern der kämmenden Schraubenspindeln ausgetauscht werden.

Stichworte: Schraubenspindelpumpen, Mehrphasenfördertechnik, Mehrphasenströmungen

### Abstract

Aleksieva, Galabina Kirilova

#### Delivery Characteristics of Multiphase Twin-Screw Pumps with Variable Screw Pitch

The techniques for the conveyance and exploration of crude oil and gas from difficult accessible areas have developed world wide during the last decades. Multiphase screw pumps are frequently operating in the close facility of wellheads. Those are located sub sea or on locations with permafrost. The pumps are working with two axially parallel and counterrotating screws. The flanks of the screws are intermeshing and closed chambers are formed. The chambers enclose the multiphase mixtures and move from the suction to the pressure side of the pump by rotation of the screws. The volumetrically conveying pumps increase the pressure of the multiphase mixtures which consist of oil and in particular large amounts of gas. They are conveyed over large distances to the facilities, designed for phase separation and further processing.

For multiphase pumps the delivery characteristics are measured. They are defined by the conveyed overall volume flows as functions of the pressure differences and the rotational frequencies. A test facility of technical scale is applied for the measurements. It is designed in order to feed the multiphase pumps with mixtures of preselected phase void fractions, different flow regimes and liquid phase viscosities. Different designs of the rotating screws are tested. The measurements for the volume flows and power consumptions as well as volumetric and isothermal efficiencies are presented in diagrams. They are compared with theoretical results derived from a model considering the leakage flows between the chambers.

keywords: twin screw pump, multiphase conveyer technology, multiphase flows

## Inhaltsverzeichnis

V	orwort	III	
KurzfassungV			
A	bstract	VI	
In	haltsverzeichnis	VII	
Fo	ormelzeichen	IX	
_			
1.	Einleitung	1	
2.	Ziele der Arbeit		
3.	Stand der Forschung		
	3.1. Schraubenspindelpumpen		
	3.1.1. Schraubenspindelpumpen zum Fördern mehrphasiger Gemische		
	3.1.2. Schraubenspindelpumpen in der Erdöl- und Erdgasfördertechnik	9	
	3.2. Mehrphasenströmungen in horizontalen Rohren		
	3.2.1. Strömungsformen		
	3.2.2. Einfluss der Stoffeigenschaften auf die Phasenverteilung		
4.	Funktionsweise der Schraubenspindelpumpe		
	4.1. Aufbau und Förderprinzip		
	4.2. Fördervolumenstrom		
	4.3. Kammerbildung und Spaltströmungen		
4.4 Leistung und Wirkungsgrade			
5.	Experimenteller Aufbau		
	5.1. Eingesetzte Flüssigkeiten und Gase		
	5.2. Versuchsanlage		
	5.3. Mehrphasenpumpen		
	5.4. Anlagenteil zur Phasentrennung		
	5.5. Heiz-/Kühlkreislauf		
	5.6. Messtechnik		
	5.6.1. Druck-, Temperatur-, Füllstands- und Volumenstrommessung		
	5.6.2. Coriolis-Durchflussmesser		
	5.6.3. Strömungsmesstechnik		

5.7. Mes	ssen, Steuern und Regeln der Anlage	44
5.8. Sich	erheitstechnik	47
6. Experime	entelle Ergebnisse	48
6.1. Före	derverhalten von Mehrphasenpumpen mit kurzen Spindeln	48
6.1.1.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft	49
6.1.2.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Öl	55
6.1.3.	Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft	61
6.2. Före	derverhalten von Mehrphasenpumpen mit Spindeln konstanter Steigung	70
6.2.1.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Luft	70
6.2.2.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft	74
6.2.3.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Öl	77
6.2.4.	Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft	79
6.3. Före	derverhalten von Mehrphasenpumpen mit Spindeln degressiver Steigung	89
6.3.1.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Luft	90
6.3.2.	Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft	93
6.3.3.	Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft	97
6.3.4.	Vergleich des Förderverhaltens von Mehrphasenpumpen mit Spindeln	
	unterschiedlicher Steigung und gleicher Länge	101
6.4. Einf	fluss der Viskosität auf das Förderverhalten	105
6.4.1.	Abhängigkeit der Viskosität des Öls von der Temperatur	105
6.4.2.	Förderverhalten für unterschiedliche Viskositäten der flüssigen Phase	105
7. Vergleich	experimenteller mit berechneten Ergebnissen	112
8. Zusammo	enfassung	116
Anhang		117
Literaturverz	eichnis	119

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
F	Ν	Kraft
d	m	Durchmesser
h	m	Steigung
h*	-	Steigungsverhältnis
М	kg	Masse
n	s <sup>-1</sup>	Drehzahl
p	bar	Druck
$\Delta p$	bar	Druckdifferenz
Р	W	Leistung
t	S	Zeit
Т	°C	Temperatur
v	$ms^{-1}$	Geschwindigkeit
V	m <sup>3</sup>	Volumen
V	$m^3 s^{-1}$	Volumenstrom
x	m	Koordinate
у	m	Koordinate
Z	m	axiale Koordinate
Z*	-	Rezirkulationsanteil

## Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung	
α	-	volumetrischer Gasanteil	
ά	-	Gasanteil des Volumenstroms	
Φ	-	Integral der Feldgöße	
η	-	Wirkungsgrad	
φ	-	Rotationswinkel der Schraubenspindel	
μ	Pas	Viskosität	
ν	$m^2 s^{-1}$	kinematische Viskosität	

ρ	kgm <sup>-3</sup>	Dichte
ω	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit

## Indices

Symbol	Bedeutung	
ad	adiabat	
aus	aus	
c	Coriolis	
d	Druck	
ein	ein	
end	End	
g	gasförmig	
ges	gesamt	
Н	hydraulisch	
i	Kammernummer	
isoth	isotherm	
1	flüssig	
loss	Verlust	
М	Messwert	
Ν	Nutz	
oil	Öl	
r	Rotation	
R	Reibung	
rec	Rezirkulation	
Rück	Rückströmung	
S	Spalt	
th	theoretisch	
tot	gesamt	
u	Umdrehung	
vol	volumetrisch	
W	Welle	
x	lokal	
Z	axial	

## Kennzahlen

SymbolBedeutungReReynolds-Zahl

## 1. Einleitung

Das Fördern von Erdöl und Erdgas erfolgt aus der überwiegenden Zahl natürlicher Quellen in Form mehrphasiger Gemische aus Öl, Gas und wässrigen Salzlösungen mit darin suspendierten festen Partikeln. Die Gemische strömen unter der Wirkung des natürlichen Druckgefälles aus der Lagerstätte durch die Fördersonde zu den in unmittelbarer Nähe angeordneten Trennapparaten. Von dort werden die einzelnen separierten Volumenströme über große Entfernungen zu den entsprechenden Verarbeitungsanlagen transportiert. Da es sich hierbei um einphasige gasförmige oder flüssige Medien handelt, lassen sich diese mit Hilfe erprobter Pumpen oder Kompressen durch die dafür vorgesehenen Rohrnetze fördern. Um den Betriebsbereich derartiger Anlagen auch auf extreme Förderbedingungen zu erweitern, ist es notwendig, die aus der Fördersonde austretenden mehrphasigen Gemische ohne sie zu trennen auf höhere Drücke zu verdichten. Dies kann durch das Zwischenschalten von geeigneten Pumpen erreicht werden, wenn der Druck der mehrphasig aus der Fördersonde austretenden Gemische derart erhöht wird, dass diese über große Entfernungen zu transportieren sind. Anwendungsfälle hierfür ergeben sich in schwer zugänglichen Fördergebieten, die z.B. unter Wasser oder in Regionen mit durch Permafrost verfestigten Böden liegen. Als Pumpen scheiden solche aus, deren volumetrische Förderleistung durch Dichteänderungen der zu fördernden Gemische beeinflusst wird, so dass allein sog. Verdrängerpumpen zum Einsatz kommen. Als solche haben sich Schraubenspindelpumpen für die Erdölförderung bewährt.

Sie bestehen aus zwei achsparallel angeordneten und dicht kämmenden Schnecken, die gegensinnig rotieren. Bei jeder Umdrehung bilden sich zwischen den Spindelnflanken abgeschlossene und nur über enge wandnahe Spalte verbundene Kammern. Diese bewegen sich in einem zylindrischen Gehäuse von der Saug- zur Druckseite. Sie bewirken das Fördern der Gemische, welche aus fluiden Phasen beliebiger volumetrischer Zusammensetzung bestehen.

Bisher sind wenige technische Daten bekannt, die das Dimensionieren derartiger Pumpen oder das Vorhersagen von deren Förderverhalten im betrieblichen Einsatz ermöglichen. Hierzu dienen sog. Fördercharakteristiken, welche den funktionellen Zusammenhang der angesaugten Volumenströme und der zwischen Saug- und Druckstutzen aufgebauten Druckdifferenzen angeben. Ihre Messung erfolgt für speziell konstruierte zweispindlige Schraubenpumpen mit Hilfe einer Versuchsanlage im halbtechnischen Maßstab. Diese ermöglicht es, das Förderverhalten für mehrphasig strömende Gemische beliebiger Zusammensetzung, also insbesondere auch solcher Gemische mit hohen Strömungsgasanteilen zu messen. Dabei sollen die Einflüsse unterschiedlicher sich im Ansaugquerschnitt der Pumpe einstellender Strömungsformen auf deren Förderverhalten erkannt werden. Die beim Fördern von mehrphasigen Gemischen stattfindende Kompression der gasförmigen Phase führt zwischen den einzelnen Kammern zu Ausgleichs- und Leckströmen der flüssigen Phasen.

Durch den Einsatz von Schraubenspindeln mit sich verminderten Kammervolumen wird der thermodynamische Wirkungsgrad der Mehrphasenpumpen erhöht, da sie eine kleinere Wellenleistung erfordern. Aufgrund des kürzeren Wegs der Spindelflanken in Förderrichtung wird weniger Arbeit für das Überwinden der Druckdifferenz geleistet. Aus diesen Gründen werden neben Schraubenspindeln mit konstanter Steigung auch solche mit abnehmender Steigung erprobt. Für letztere werden erstmalig die Fördercharakteristiken gemessen, wobei die Drehzahl der Spindeln und die relativen Strömungsanteile der einzelnen Phasen einstellbare Parameter sind.

## 2. Ziele der Arbeit

Der Erdöl- und Erdgasverbrauch wird auch in Zukunft ansteigen. Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit Erdöl und Erdgas produzierender und verarbeitender Betriebe ist zu erreichen, wenn ein Transport der mehrphasigen Gemische von der Quelle zur Weiterverarbeitungsanlage stattfindet. Dies erfolgt durch den Einsatz von Mehrphasenpumpen. Sie müssen den störungsfreien Betrieb bei langen Wartungsintervallen ermöglichen und dabei gleichzeitig hohe betriebliche Anforderungen erfüllen. Neuartige Mehrphasenpumpen mit degressiver Steigung der Spindeln werden eingesetzt, um den thermodynamischen Wirkungsgrad der Pumpen zu verbessern. Alle bisher publizierten Ergebnisse gelten für das Förderverhalten von Pumpen, welche mit Spindeln konstanter Steigung ausgerüstet sind und Gemische aus Wasser und Luft fördern. Andererseits ist der Einfluss der Viskositäten der flüssigen Phasen von technischem Interesse, da sie das Förderverhalten derartigen Pumpen beeinflussen, wenn sie in der Erdölindustrie eingesetzt werden.

In der vorliegenden Arbeit werden Fördercharakteristiken für Schraubenspindelpumpen gemessen, die Gemische aus Wasser, Öl und Luft fördern. Dazu werden in einer halbtechnischen Versuchsanlage die relativen Anteile der strömenden Phasen in den Grenzen zwischen 0 und 1 eingestellt und dem Saugstutzen der Pumpe zugeführt. Die sich druckseitig anschließende und in zwei Stufen durchgeführte Trennung der geförderten Phasen Wasser, Luft und Öl ermöglicht es, betriebsnahe Volumenströme und Drücke zu wählen. In den Experimenten werden daher zahlreiche Fördercharakteristiken mit dem Differenzdruck, der Drehzahl, den relativen Strömungsanteilen der Phasen und der Viskosität als Parameter für unterschiedliche Spindeln gemessen. Letztere besitzen unterschiedliche Längen, Kammerzahlen und Steigungen. In den Messungen zum Förderverhalten werden Spindeln mit konstanter und degressiver Steigung eingesetzt.

Die experimentellen Ergebnisse werden mit berechneten verglichen, die auf der Basis einer Modellentwicklung hergeleitet sind. Sie führen zu Erkenntnissen, welche mit Hilfe des Modells zu höheren Pumpenleistungen extrapolierbar sind.

## 3. Stand der Forschung

## 3.1. Schraubenspindelpumpen

Schraubenspindelpumpen sind rotierende Verdrängerpumpen, d.h. der von ihnen geförderte Volumenstrom hängt wesentlich von der Drehzahl und weniger vom Gegendruck ab. Aufgrund dieser besonderen Fördereigenschaften werden sie in vielen Bereichen der Industrie eingesetzt. Abhängig von dem Anwendungsfall können verschiedene Bauformen gewählt werden. Aufgrund ihrer besonderen Eignung zum Fördern mehrphasiger Gemische gibt es für sie viele Anwendungen, vorwiegend in der Erdöl- und Erdgasförderung.

Die bisher publizierten experimentellen Ergebnisse zum Förderverhalten beruhen sowohl auf Forschungsarbeiten an Versuchsanlagen, als auch auf Messungen während des Betriebs im Öl- oder Gasfeld. Theoretische Ergebnisse aus Forschungsarbeiten zum Berechnen des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen ergänzen die experimentellen Untersuchungen.

#### 3.1.1. Schraubenspindelpumpen zum Fördern mehrphasiger Gemische

Schraubenspindelpumpen werden in den letzten 40 Jahren zum Transport mehrphasiger Gemische in unterschiedlichen Anwendungen eingesetzt. Diese befinden sich in der chemischen, der papierverarbeitenden- sowie der petrochemischen Industrie. Im letzten Jahrzehnt werden Schraubenspindelpumpen vorwiegend für das Fördern von Erdöl- und Erdgasprodukten eingesetzt [1].

Hamelberg [2], [3] berechnet Druckfelder, Schraubenspindelprofile, Schraubenspindelkräfte und resultierenden Deformationen der Schraubenspindeln.

Herpel, Muschelkautz und Mayinger [4] beschreiben ein mehrphasiges Fördersystem, das mit Schraubenspindelpumpen ausgestattet ist. Vor der Pumpe erfolgt die Trennung des Gases von der flüssigen Phase. Die Feststoffe werden in einem Hydrozyklon abgeschieden. Mit Hilfe der Schraubenspindelpumpe wird der Druck soweit erhöht, dass die Flüssigkeit als Strahl in einem Injektor wieder mit dem Gas und den Feststoffen zusammengeführt werden kann, um das Gemisch zu fördern. Für volumetrische Gasanteile größer als 0,5 wird der Einsatz eines zusätzlichen Kompressors empfohlen. Karge [5] untersucht eingängige, zweispindelige, doppelflutige Schraubenspindelpumpen in drei unterschiedlichen Baugrößen, in welchen Wasser-Luft-Volumenströme bis zu 120 m<sup>3</sup>/h beim Austrittsdruck von 70 bar gefördert werden. Der geförderte Gemischvolumenstrom steigt mit steigendem Gasanteil des Volumenstroms von 0 bis 0,95 an. Karge definiert den Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_{tot} = \frac{P_{MIX-adiabat}}{P_{tot}}$$
(3.1)

mit der kleinstmöglich aufzubringenden Leistung für die adiabate Druckerhöhung des Förderstromes P<sub>MIX-adiabat</sub> und der Gesamtleistung P<sub>tot</sub>. Der so definierte Gesamtwirkungsgrad sinkt mit steigendem Strömungsgasanteil des Gesamtvolumenstroms im Ansaugstutzen. Ferner ergeben die Messungen eine vom Gasanteil unabhängige Leistungsaufnahme für die Förderung eines zweiphasigen Gemischs. Für das Förderverhalten entwickelt Karge ein Modell: Die Schraubenspindelpumpe arbeitet während der Gemischförderung nicht als Pumpe sondern auch als Verdichter. Jede Spindel bildet gemeinsam mit ihrer Nachbarspindel und dem Gehäuse Förderkammern konstanten Volumens, die axial vom Einlass zum Auslass bewegt werden. Sie sind durch Spalte endlicher Weite voneinander getrennt, durch die Leckströme in Richtung des Druckgefälles fließen. Aus den Ergebnissen der Experimente folgt, dass der Volumenstromverlust infolge der Leckströmung auch für die zweiphasige Förderung fast ausschließlich aus einem Verlust an Flüssigkeit besteht.

Vetter und Wincek [6], [7], [8] beschreiben ebenfalls ein Modell für die Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen durch Schraubenspindelpumpen. Sie nehmen an, dass die Gaskompression isotherm und allein durch die Flüssigkeitsrückströmung erfolgt. Die Kammern werden als adiabat betrachtet. Der gesamte Leckstrom setzt sich aus den einzelnen Leckströmen durch die Spalte zwischen Gehäusewandung und den Flanken der Spindeln zusammen. Der jeweilige einphasig flüssige Leckstrom eines Spaltes ist:

$$\dot{\mathbf{V}}_{\mathrm{S}} = \dot{\mathbf{V}}_{\mathrm{Sd}} + \dot{\mathbf{V}}_{\mathrm{Sr}} \tag{3.2}$$

Er resultiert aus einem Differenzdruck-  $\dot{V}_{sd}$  und einem Rotationsanteil $\dot{V}_{sr}$ , die getrennt voneinander berechnet werden. Der Differenzdruckanteil wird mit bekannten Gesetzen der Spaltströmung berechnet. Dabei werden folgende Annahmen getroffen:

- voll ausgebildete und stationäre Strömung
- Ein- und Ausströmverluste bleiben unberücksichtigt
- linearer Druckverlauf über den Spalten

Zum Überprüfen der berechneten Ergebnisse führen Vetter und Wincek Messungen an einund zweigängigen Pumpen mit Gasanteilen des Volumenstroms bis 0,9 für Gemische aus Wasser und Luft durch.

Körner [9], [10] untersucht das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen für Gemische aus Wasser und Luft mit Gasanteilen bis 0,99 und erweitert zu diesem Zweck das von Wincek und Vetter angegebene Modell. Es gelingt ihm den Förderstrom, die Leckströme und die einzelnen Kammerdrücke in Abhängigkeit vom Gasanteil des Volumenstroms im Zulauf, der Drehzahl und dem Differenzdruck zu berechnen. Die Ergebnisse werden durch Messungen an einer Schraubenspindelpumpe mit dem Spindelaußendurchmesser 100 mm und der Kammerzahl 3,347 sowie dem Förderstrom von ca. 50 m<sup>3</sup>/h bei 2900 1/min bestätigt. Für Gasanteile des Volumenstroms, die oberhalb von 0,9 liegen, werden im Einlassquerschnitt mit steigendem Gegendruck abnehmende Förderströme gemessen.

Etzold [11] leitet ein Modell zur Berechnung der Verluste von Schraubenspindelpumpen für die Förderung zweiphasiger Gemische her. Die Ergebnisse zu den berechneten Volumenströmen vergleicht er mit experimentellen Untersuchungen, die mit Gemischen aus Wasser und Luft durchgeführt sind. Für Bereiche niedriger Gasanteile des Volumenstroms und großer Druckdifferenzen weichen die berechneten Leckverluste bis zu 20% von den Messwerten ab.

Nakashima, Oliveira Jr. und Caetano [12], berechnen das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen mit Hilfe des Simulationsprogramms Hysys. Die Berechnungen für die stationäre Förderung erfolgen unter der Annahme adiabater Zustandsänderungen in den Kammern und einphasig flüssiger Spaltströmung. Sie veröffentlichen noch ein zweites Modell [13] in dem sie Massen- und Energiebilanzen für die in den geschlossenen Kammern befindlichen flüssigen und gasförmigen Phasen nach dem Modell von Rausch [14] formulieren. Zusätzlich wird eine Massenbilanz der stofflichen Komponenten durchgeführt. Von den Autoren wird vorgeschlagen, die Stoffgrößen und das Phasengleichgewicht in der Pumpe zu berechnen. Damit berechnen sie [33] Störfälle, bei denen aufgrund sehr hoher Druckdifferenzen und niedriger Viskositäten der flüssigen Phase, sehr hohe Verlustströme auftreten, die in einzelnen Fällen zum kompletten Ausfall der Pumpenleistung führen. Die daraus folgenden Temperaturerhöhungen können zur Wärmeausdehnung des Gehäuses und der Spindel führen. Das Modell dient dazu, diese Temperaturerhöhungen zu berechnen.

Prang [15] untersucht eine Pumpe mit dem Schraubenspindeldurchmesser 135 mm und 8,5 bzw. 4,5 Kammern für Gemische aus Wasser und Luft mit Differenzdrücken bis ca. 16 bar. Er stellt fest, dass Schraubenspindelpumpen eine kleine Steigung und damit viele Kammern benötigen, um Gemische mit hohen Gasanteilen zu fördern. Prang und Cooper [16], [17] beschreiben ein Modell zum Berechnen des Fördervolumenstroms über den theoretischen Volumenstrom und den Verlustvolumenstrom. Sie untersuchen auch den Einfluss der Viskosität auf den Fördervolumenstrom. Für weniger viskose Flüssigkeiten sinkt der Volumenstrom mit zunehmender Druckdifferenz stärker als dies für hoch viskose der Fall ist.

Egashira [18] untersucht die Rückströmung in Schraubenspindelpumpen für Gemische aus Wasser und Luft. Es werden Gemischvolumenströme von ca. 100 m<sup>3</sup>/h gefördert, deren Gasanteile im Einlass 0 oder zwischen 0,6 und 0,9 betragen. Er misst die Druckprofile, aus denen empirisch die Rückströmungen berechnet werden. Im Grenzfall der reinen Flüssigkeitsförderung hat die Drehzahl keinen Einfluss auf die Rückströmung und der Druckaufbau erfolgt proportional zur Spindellänge.

Schraubenspindelpumpen benötigen nur sehr geringe Flüssigkeitsvolumenströme, um die unterschiedlichen Spalte zwischen Gehäuse und Spindel zu dichten und die Schmierung und Kühlung der Gleitringdichtungen zu gewährleisten. Laut Herstellerangaben ist die Förderung von Gasanteilen bis maximal 0,97 möglich [19]. Für hohe Gasanteile des Volumenstroms kann laut Cooper, Prang, Thamsen und Mair [1], Prang [15], Wyborn [19], Neumann [20] und Vauth [21] Flüssigkeit vom Auslass zum Einlass rezirkuliert werden.

Neumann [20] untersucht den Einfluss einer Schwallströmung, die in den Einlass einer Schraubenspindelpumpe eintritt, auf deren Förderverhalten. Er misst Druckmaxima in der Rohrleitung auf der Druckseite und sinkende Temperaturen.

Vauth [21] untersucht das Förderverhalten von zweispindeligen Schraubenspindelpumpen in Rohrnetzen, die von zweiphasigen Gemischen aus Wasser und Luft durchströmt sind. Dazu verwendet er zweispindelige, doppelflutige, außengelagerte Schraubenspindelpumpen mit dem Spindeldurchmesser 133 mm und der Steigung 20 mm mit zwei unterschiedlich langen Spindelsätzen. Die Messungen ergeben nahezu konstante Volumenströme bei Verwendung des Spindelsatzes mit 5 Kammern und Drehzahlen über 1500 1/min bei Gasanteilen von 0,5 bis 0,95. Für den kurzen Spindelsatz mit unter einer Kammer oder Drehzahlen unter 500 1/min nimmt der Fördervolumenstrom mit steigender Druckdifferenz ab. Für hohe Gasanteile über 0,95 wird der geförderte Volumenstrom bei Rezirkulation einer gewählten Flüssigkeitsmenge erhöht. Dieser Flüssigkeitsanteil wird vom Auslass zum Einlass gefördert, um die Spaltabdichtung innerhalb der Schraubenspindelpumpe zu verbessern. Für die untersuchte Pumpe liegt der Flüssigkeitsanteil im Einlassquerschnitt, der sich durch die Rezirkulation und die Zusammensetzung des Zustroms ergibt, für maximale Volumenströme zwischen 4 und 5 %. Liegt der Füllstand der Pumpe unterhalb eines Minimalwertes, so bricht die Förderung für die einphasige Gasströmung zusammen.

Experimentelle Untersuchungen für Schwallströmungen am Pumpeneintritt ergeben für den instationären Betrieb und für beliebige Gasanteile im Einlass ein Förderverhalten, welches nur geringfügig gegenüber dem stationären Betrieb abweicht. Die stark veränderlichen Gasanteile der Schwallströmung rufen keine Druck- oder Leistungsspitzen hervor, die die Funktion der Schraubenspindelpumpe gefährden.

Obwohl Schraubenspindelpumpen Verdrängungspumpen sind, lassen sie sich in Reihenschaltung betrieben. Um Druckspitzen zu vermeiden, ist bei instationärem Betrieb ein Puffervolumen notwendig.

Rausch [22] entwickelt ein Berechnungsmodell zur Vorhersage des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen. Dazu löst er erstmalig orts- und zeitdiskrete Massen- und Energiebilanzen Berücksichtigung im Pumpenraum unter aller Anfangsund Randbedingungen. Als Ergebnis erhält er die Druckprofile, Gasanteile und Temperaturen für die durch die Pumpe bewegten Kammern. Seine Ergebnisse stimmen mit den Messungen von Vauth [21] überein. Weiterhin untersucht Rausch das Strömungsfeld in den Kammern von Schraubenspindelpumpen, sowie das im Umfangsspalt. Dabei unterscheidet er bei den Kammern drei verschiedene Strömungsformen: Schichtströmung, inverse Schichtströmung und Strahlströmung. Als Spaltströmungen beobachtet er die reine Flüssigkeitsströmung, eine Gaskanalströmung und eine Gaskanalströmung mit Tropfen. Damit weist er nach, dass die sog. "Kammerstromhypothese" von Wincek [7], Körner [9] und Etzold [11], nach der die Flüssigkeit an die Gehäusewand geschleudert wird und dadurch die Spalten abdichtet, nicht für alle Betriebsbedingungen gültig ist. Der Flüssigkeitsfilm reißt immer zuerst am obersten Punkt der Kammer, wodurch Gas über den Spalt tritt.

Rausch [22] berechnet das instationäre Betriebsverhalten der Schraubenspindelpumpen und zeigt, dass sich innerhalb der Pumpe keine Druckspitzen oberhalb des Auslassdrucks ergeben, die ihre Funktion gefährden. Zusätzlich berücksichtigt er den Einfluss des Phasengleichgewichts in den Kammern auf das Förderverhalten.

Rausch entwickelt erstmalig ein Modell zum Berechnen des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen mit degressiver Steigung der Spindeln. Das Förderverhalten wird durch einen größeren Druckanstieg entlang der einlassseitigen Schraubenspindelhälfte beeinflusst als dies für Schraubenspindelpumpen mit konstanter Steigung der Fall ist. Für kleine Gasanteile, Druckdifferenzen, Steigungsverhältnisse und Drehzahlen können Überdruckbereiche oberhalb des Auslassdrucks der Pumpe entstehen. Der Einsatz von solchen Pumpen, die im Vergleich zu Schraubenspindelpumpen mit konstanter Steigung einen schlechteren volumetrischen Wirkungsgrad aufweisen, wird durch einen höheren thermodynamischen Wirkungsgrad gerechtfertigt.

Räbiger [23] schlägt ein Modell vor, in dem er eine zweiphasige Spaltströmung unter Berücksichtigung des kritischen Massenstroms annimmt. Er beschränkt sich auf Pumpen, die eine ganzzahlige Kammerzahl aufweisen. Wenn dies nicht zutrifft, so berechnet er die Pumpe mit kleineren und die mit größeren Kammerzahlen um die Mittelwerte beider zu bilden (wie Wincek [7] und Körner [9]).

#### 3.1.2. Schraubenspindelpumpen in der Erdöl- und Erdgasfördertechnik

Für den Einsatz der Mehrphasenpumpen in der Erdöl und Ergasförderung werden folgende Vorteile genannt [15], [19], [24], [25]:

- Der Kapitaleinsatz kann reduziert werden.
- Der Druck kann am Bohrkopf reduziert und damit die Förderrate erhöht werden.
- Die Lebensdauer von Plattformen und Fördersonden kann verlängert werden.

- Das Gas wird nicht abgefackelt sondern zentral aufbereitet.
- Förderplattformen können durch Mehrphasenpumpen-Aggregate am Meeresgrund ersetzt werden.

Übersichten zu verschiedenen Pumpentypen, die zur Mehrphasenförderung von Erdöl und Erdgas eingesetzt werden, werden von Scott [24] und von Cooper [26] gegeben. Cooper [25], [26] stellt die Fördereigenschaften von Schraubenspindelpumpen und mehrstufigen rotierenden Pumpen zum Fördern mehrphasiger Gemische gegenüber. Er empfiehlt für den erfolgreichen Einsatz von Mehrphasenpumpen auf dem Meeresboden alle Ausrüstungsgegenstände aus einer Hand zu beziehen und auch die Installation und Instandhaltung von derselben Organisation abwickeln zu lassen.

Weitere Autoren befassen sich ebenfalls mit den Voraussetzungen für den Einsatz auf dem Meeresboden und beschreiben Konzepte eines Unterwassersystems [1], [10], [27]. Nakashima, Olivera und Caetano [28] vergleichen verschiedene Anlagen zum Fördern von Erdöl und Erdgas und beweisen die wesentlichen thermodynamischen und wirtschaftlichen Vorteile der Mehrphasenpumpen.

Wincek [29] beschreibt ein Unterwasseraggregat bestehend aus einer Schraubenspindelpumpe und einem nachgeschalteten Separator, der durch Rezirkulation von Flüssigkeit das Fördern mit einphasigen Gasströmungen ermöglicht. Baruzzi [30] gibt als optimale Position einer Schraubenspindelpumpe in einer Pipeline eine möglichst dichte Position an der Fördersonde an.

Für das Fördern von erdöl- und erdgashaltigen Gemischen werden nach Karge[5], Prang [15], Scott [24] und Quast [31] die folgenden Anforderungen von Schraubenspindelpumpen erfüllt:

- Verdichten und Fördern von Flüssigkeits-Gas-Gemischen mit geringen und sehr hohen Gasanteilen
- Unempfindlichkeit gegen sich zeitlich rasch ändernde Strömungsformen
- Verschleißfestigkeit gegen mitgeförderte Partikeln

Müller-Link [32] beschreibt das Fördern von Nassgas mit Schraubenspindelpumpen für verschiedene Anwendungsfälle. Die Nassgaskompression wird definiert als das Fördern von Flüssigkeits-Gas-Gemischen mit Gasanteilen oberhalb von 0,98. Dabei sind besonders die Abführung der Kompressionswärme und die Abdichtung aufwändig.

## 3.2. Mehrphasenströmungen in horizontalen Rohren

#### 3.2.1. Strömungsformen

In zweiphasig von Gasen und Flüssigkeiten durchströmten horizontalen Rohren stellen sich in Abhängigkeit der Volumenstromdichten beider Phasen unterschiedliche Strömungsformen ein. Hierbei kommt es wegen der senkrecht zur Strömungsrichtung wirksamen Schwerkraft im Gegensatz zur Strömung in vertikalen Rohren zu einer unsymmetrischen Verteilung der Phasenanteile über den Rohrquerschnitt. Die in horizontalen Rohren auftretenden Strömungsformen sind in <u>Bild 3.1</u> [34] dargestellt. Gegenüber der Strömung in vertikalen Rohren werden als zusätzliche Strömungsformen die Schichten-, Wellen- und Schwallströmung beobachtet.



Bild 3.1: Strömungsformen für Gas-Flüssigkeitsströmung im horizontalen Rohr

Im Falle geringer Gasvolumenströme ist das Gas in Form von Blasen innerhalb der Flüssigkeit dispergiert, wobei sich die Blasen vor allem im oberen Bereich des Rohrquerschnitts bewegen. Entsprechend wird diese Strömungsform als Blasenströmung bezeichnet. Mit steigender Volumenstromdichte des Gases beginnen die Blasen zu koaleszieren, sie bilden einzelne größere kolbenähnliche Großblasen und markieren so den

12

Übergang zur Kolbenströmung. Eine weitere Steigerung der Gasvolumenstromdichte führt zu erhöhten Trägheits- und Reibungskräften. Die Oberflächenspannungskräfte reichen schließlich nicht mehr aus, um die größer werdenden Blasen voneinander zu trennen. Dementsprechend erfolgt eine der Wirkrichtung der Schwerkraft entsprechende Trennung der beiden Phasen. Für diese als Schichtenströmung bezeichnete Strömungsform besitzen beide Phasen unterschiedliche mittlere Geschwindigkeiten. Wird die Gasgeschwindigkeit weiter gesteigert, so führt dies zum erhöhten Impulsaustausch zwischen den Phasen. Dadurch bilden sich Wellen, welche sich in Strömungsrichtung fortbewegen. Die Strömungsform wird als Wellenströmung bezeichnet. Eine weitere Erhöhung der Gasvolumenstromdichte steigert den Impulsaustausch zwischen den Phasen, wodurch sich die Wellen soweit vergrößern, dass sie schließlich den gesamten Rohrquerschnitt einnehmen. Diese als Schwallströmung bezeichnete Strömungsform hat einen instationären Charakter, da sowohl die zeitliche Schwallabfolge als auch die Schwalllänge variieren. Für weiter steigende Gasvolumenstromdichten stellt sich die Pfropfenströmung und schließlich die Ring- bzw. Filmströmung ein. Dabei wird die Flüssigkeit solange entlang der Rohrwände aufwärts bewegt bis sie das in der Mitte des Rohres strömende Gas als Flüssigkeitsring umschließt. Besteht das Gemisch letztendlich hauptsächlich aus einer mit hoher Volumenstromdichte strömenden Gasphase, so handelt es sich um die Nebelströmung, in der die Flüssigkeit in Form von dispergierten Tropfen mitgerissen wird.

Zur Vorhersage der sich jeweils einstellenden Strömungsformen werden Strömungsbilderkarten verwendet. Aus diesen lassen sich mittels der vorliegenden Volumenstromdichten der Phasen die Grenzen für einzelne Strömungsformen ablesen, was wiederum zur Berechnung des Druckverlustes erforderlich ist.

In Rohrleitungssystemen der Erdöl- und Erdgasförderung ist die Schwallströmung die am häufigsten auftretende Strömungsform.

#### 3.2.2. Einfluss der Stoffeigenschaften auf die Phasenverteilung

Die physikalischen Stoffeigenschaften der Fluide beeinflussen deren relative Phasenanteile im jeweiligen Rohrquerschnitt und die Art der sich einstellenden Strömungsformen. Für den Fall der häufig auftretenden Schwallströmung ist aus Experimenten bekannt, dass ihre relativen Phasenanteile sowohl von der Oberflächenspannung als auch von der Dichte der Gasphase und der Viskosität der Flüssigkeit abhängen [36]. Nädler [35] erkennt durch den Vergleich

der Strömungsformen von Gemischen aus Wasser-Luft und Öl-Luft (Öl: Ondina 917) einen Unterschied in den sich einstellenden jeweiligen Phasenverteilungen. Im Falle der Schwallströmung eines Gemisches aus Wasser und Luft, befinden sich geringere Mengen an dispergierter Gasphase in der Flüssigkeit als für die Schwallströmung von Öl und Luft. Dies ist auf die unterschiedlichen Oberflächenspannungen zurückzuführen, denn die Oberflächenspannung zwischen Wasser und Luft ist mit  $\sigma_{f1}=0,063$  Nm um ein mehrfaches größer ist als diejenige zwischen Öl und Luft, welche nur  $\sigma_{f2}=0.024$  Nm beträgt. Der Einfluss der Flüssigkeitsviskosität auf die Dispersion von Gasblasen wird für das System Öl-Luft von Nädler [35] durch Variation der Temperatur festgestellt. Wegen der nur geringen Veränderung der Dichte und der Oberflächenspannung mit der Temperatur, kann der Einfluss dieser Stoffparameter ausgeschlossen werden. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen für die Schwallströmung, dass mit steigender Viskosität der Flüssigkeit die Gasdispersion im Flüssigkeitsschwall selbst abnimmt. Dies ist für technische Anwendungen bedeutsam, da sich mit steigender Viskosität die Schwallgeschwindigkeit erhöht und höhere Geschwindigkeiten wiederum die Gasdispersion fördern.

## 4. Funktionsweise der Schraubenspindelpumpe

### 4.1. Aufbau und Förderprinzip

Schraubenspindelpumpen gehören zur Gruppe der rotierenden Verdrängerpumpen. Ihre Konstruktion wird in Patenten des schwedischen Ingenieurs Montelius [37] aus der Zeit um 1920 beschrieben. Während in oszillierenden Verdrängerpumpen zum Befüllen und Entleeren des Verdichtungs- bzw. des Arbeitsraums meist Ventile eingesetzt sind, kommen rotierende Verdrängerpumpen ohne Ventile aus. Sie sind selbstansaugend, d.h. für ihren Betrieb ist kein Mindestdruck im Saugstutzen einzuhalten. Dies bedeutet, dass sich bei begrenztem saugseitigen Zufluss sehr geringe Drücke in der Saugleitung einstellen können. Der umgekehrte Fall tritt auf der Druckseite von Schraubenspindelpumpen auf. Ist der drehzahlabhängig geförderte Volumenstrom größer als der abführbahre, so stellen sich druckseitig beliebig hohe Drücke ein. Während des Betriebs und besonders während der Inbetriebnahme ist daher besonders darauf zu achten, dass die Förderung niemals gegen geschlossene oder nur teilgeöffnete Ventile erfolgt.

Der konstruktive Aufbau und die Wirkungsweise von Schraubenspindelpumpen werden von Faragallah und Surek [38], Pohlenz [39], Schulz [40] und Karassik, Messina, Cooper und Heald [41] beschrieben. Sie bestehen aus einem zylindrischen Gehäuse, in dem sich eine, zwei oder mehr achsparallel angeordnete und jeweils gegensinnig rotierende Schraubenspindeln befinden. Die Spindeln sind außerhalb des Gehäuses gelagert. Sie rotieren berührungsfrei, wobei ihre wendelförmigen Flanken paarweise ineinander greifen. Dabei bilden sich zwischen je zwei Flanken einer Spindel, den Flanken der Gegenspindel und dem Gehäuse geschlossene Kammern. Diese bewegen sich während der Rotation der Spindeln in axialer Richtung. Dabei erfolgt der Transport des in den Kammern eingeschlossenen Volumens von der Saug- zur Druckseite.

Abhängig von der Art des zu fördernden Gemischs, vom Volumenstrom und vom zu überwindenden Differenzdruck, existieren verschiedene Bauweisen. Diese unterscheiden sich in der Anzahl der achsparallelen Spindeln, der Anzahl der Gänge je Spindel, der konstruktiven Gestaltung der Drehmomentübertragung zwischen den Spindeln, ihrer Lagerung und der Anordnung und Anzahl der Ein- und Auslässe der Pumpe.

Die einspindelige Bauform wird auch als Exzenterschneckenpumpe bezeichnet. Derartige Pumpen werden häufig zum Fördern von Suspensionen oder hochviskosen Flüssigkeiten eingesetzt. Von den mehrspindeligen Bauformen sind die zweispindelingen die am häufigsten eingesetzten. Sie kommen für die Förderung von mehrphasig strömenden Gemischen, wie sie in der Erdöl- und Erdgasförderung vorliegen, bevorzugt zum Einsatz. Je nach Gangzahl der Schraubenspindeln wird zwischen ein-, zwei- oder dreigängigen Spindeln unterschieden.

Die Übertragung des Drehmoments erfolgt für innengelagerte oder lagerlose Pumpen von der angetrieben Schraubenspindel über deren Flanken auf die Flanken der getriebenen Welle.

Werden nicht schmierende Fluide gefördert, so wird eine sog. außengelagerte Bauform gewählt, für diese befinden sich die Lager in einem gedichteten Raum außerhalb des Gehäuses und werden dort vom Schmiermittel versorgt. Die Drehmomentübertragung erfolgt über außenliegende Zahnräder. Für diese Bauform besteht kein treibender Eingriff der Förderelemente. Sie ist daher unempfindlicher gegen Verschmutzung und Verschleiß.

Weiterhin wird zwischen einflutig und zweiflutig fördernden Schraubenspindelpumpen unterschieden. In Pumpen mit einflutiger Bauweise werden die Gemische in einer Richtung axial gefördert. In Pumpen mit zweiflutiger Bauweise, die meist für große und außengelagerte Pumpen angewendet wird, werden die zu fördernden Gemische in zwei Volumenströme geteilt, die axial jeweils von außen nach innen oder von innen nach außen gefördert werden. Dadurch werden größere Volumenströme transportiert und die entstehenden axialen Kräfte lassen sich kompensieren. Erfolgt die Förderung von innen nach außen, so treten die höheren Drücke in Lagernähe auf, wodurch das auf die Schraubenspindeln einwirkende Biegemoment reduziert wird. Allerdings werden dann auch die Dichtungssysteme mit höheren Drücken beaufschlagt.

Für das Fördern mehrphasiger Gemische ist die doppelflutige und mit zwei Spindeln ausgerüstete Pumpe besonders geeignet. Diese Bauart bietet die Möglichkeit, auch Gemische mit hohen Gasanteilen zu fördern. Sie besitzt zwei außengelagerte gegeneinander rotierende Schraubenspindeln mit je einer links- und einer rechtsgängigen Spindel. Auf diese Weise werden während der Rotation geschlossene Klammern gebildet, die jeweils durch zwei Flanken eines Spindelgangs, die Flankenstirnfläche der kämmenden Spindel und die Gehäuseinnenwand begrenzt sind. Durch den Eingriff der paarweise kämmenden Schraubenspindeln entstehen Spalte, über die das zu fördernde Gemisch entsprechend dem sich zwischen den einzelnen Kammern einstellenden Differenzdruck fließen kann. Die Kraftübertragung erfolgt von der Antriebs- auf die Laufspindel formschlüssig über ein Zahnradpaar. Dadurch werden die beiden Schraubenspindeln so in einstellbarer Winkelstellung zueinander fixiert, dass sie sich nicht gegenseitig berühren. Sie sind jeweils in zwei zum Förderraum abgedichteten fremdgeschmierten Wälzlagern gelagert.

In Bild 4.1 a) und b) sind doppelflutige zweispindelige Schraubenspindelpumpen dargestellt.



<u>Bild 4.1</u>: Schnittbilder doppelflutiger zweispindeliger Schraubenspindelpumpen:

Die beiden achsparallel angeordneten und gegensinnig rotierenden Schraubenspindeln sind jeweils zweigeteilt, wobei jeder Teil eine Spindel mit entgegengesetzter Steigung trägt. Auf diese Weise fördern sie das Gemisch jeweils von außen nach innen. Mit Hilfe dieser Bauweise können mehrphasige Gemische mit Gasanteilen bis 97% gefördert werden, wobei über kürzere Zeitintervalle sogar Gasanteile bis zu 100% zugelassen sind. Wegen der doppelflutigen Ausführung heben sich die während der Förderung von außen nach innen auftretenden Axialkräfte auf. Der saugseitige Druck stellt sich in den Lagern der Spindelachsen ein, so dass die Abdichtung des Antriebs- und Lagergehäuses entlastet wird. Außerdem befindet sich sowohl die Lagerung als auch der Antrieb der Spindeln außerhalb des Pumpeninnenraums, was den Gehäuseinnenraum unempfindlich gegen Verschmutzungen und Verschleiß macht.

Da zwischen den Spindeln nur eine formschlüssige Verbindung besteht und keine kraftschlüssige notwendig ist, können zweispindelige Schraubenspindelpumpen auch mäßig partikelbeladene Fluide Gemische fördern [6].

Mit Hilfe von Schraubenspindelpumpen wird das auf die Spindeln wirksame Antriebsdrehmoment über deren Rotationsbewegung in Verdichtungsarbeit umgewandelt. Die Spindeln bilden dazu Kammern, in die sie mit Hilfe ihrer kämmenden Flanken ein jeweils konstantes Volumen des zu fördernden Gemisches einschließen. Die Druckerhöhung erfolgt entlang der gesamten Spindellänge und wird durch das Strömen des Gemischs von der Hochzur Niederdruckseite über die zwischen der Gehäuseinnenwand und den Spindelflanken sich einstellenden Spalte bestimmt [42]. Dabei trägt insbesondere die zurückströmende flüssige Phase zur Verdichtung der in den Kammern befindlichen gasförmigen Phase bei.

In eine in Richtung des Druckanstiegs bewegte Förderkammer, die teilweise mit der gasförmigen Phase gefüllt ist, tritt somit stets mehr Flüssigkeit ein als aus. Dadurch stellt sich zwischen den Kammern längs des Förderwegs eine kontinuierliche Druckerhöhung ein, die Schraubenspindelpumpen fördern auf diese Weise pulsationsfrei und erzeugen einen vom Drehwinkel der Spindeln zeitunabhängigen Austrittsdruck [43]. Ohne über die Spalte rückströmende flüssige Phasen würde die Druckerhöhung längs des Förderwegs der Spindel schlagartig an deren Ende erfolgen.

Für den Fall der reinen Gasförderung wird die zum Dichten der Spalte und zum Komprimieren der gasförmigen Phase notwendige Flüssigkeit von der Druck- zur Saugseite auf getrenntem Wege rezirkuliert. Dieser rückgeführte Flüssigkeitsstrom erfüllt gleichzeitig die Aufgabe, die beim Fördern von Gemischen mit hohen Gasgehalten anfallende Kompressionswärme abzuführen.

#### 4.2. Fördervolumenstrom

Da Schraubenspindelpumpen Volumenstromförderer sind, hängt der geförderte Volumenstrom im Wesentlichen vom Kammervolumen und der Drehzahl ab. Er beträgt im Eintrittsquerschnitt der Pumpe

$$\dot{\mathbf{V}} = \dot{\mathbf{V}}_{\rm th} - \dot{\mathbf{V}}_{\rm loss} - \dot{\mathbf{V}}_{\rm rec}, \qquad (4.1)$$

wobei  $\dot{V}_{th}$  den theoretischen Förderstrom,  $\dot{V}_{loss}$  den mehrphasigen Verluststrom und  $\dot{V}_{rec}$  den Rezirkulationsstrom bezeichnen. Der theoretische Förderstrom

$$\dot{V}_{th} = V_u \ n \tag{4.2}$$

ist von der Drehzahl n und dem Kammervolumen V<sub>u</sub> abhängig, welches zur Förderung je Umdrehung im gesamten Pumpengehäuse zur Verfügung steht. Das Kammervolumen hängt vom Außen- und Innendurchmesser der Spindel, vom Achsabstand, der Spindelsteigung und der Anzahl der Gänge ab. Faragallah und Surek [38], Pohlenz [39] und Vetter und Wincek [8] berechnen das Kammervolumen. Die über die unterschiedlichen Spalte tretenden Verlustströme

$$\dot{\mathbf{V}}_{\text{loss}} = \dot{\mathbf{V}}_{\text{l,loss}} + \dot{\mathbf{V}}_{\text{g,loss}} \tag{4.3}$$

setzen sich aus den flüssigen  $\dot{V}_{l,loss}$  und den gasförmigen  $\dot{V}_{g,loss}$  Anteilen zusammen. Der gesamte Verluststrom ergibt sich aus der Summe der Volumenströme, die über die verschiedenen Spalte aus den geschlossenen Kammern und von der Druckseite zum Einlass zurück strömen. Diese werden maßgeblich von der Druckdifferenz und vom relativen Strömungsgasanteil

$$\dot{\alpha} = \frac{\dot{V}_g}{\dot{V}} \tag{4.4}$$

des geförderten Gemisches beeinflusst. Dieser ist definiert als Quotient des Gasvolumenstroms  $\dot{V}_g$  und des Gesamtvolumenstroms  $\dot{V}$ .

Der rezirkulierte Flüssigkeitsstrom ist einphasig und vom Austrittsstutzen zum Einlass der Pumpe gerichtet. Eine besondere konstruktive Gestaltung der Schraubenspindelpumpen ermöglicht diese Rezirkulation. Diese führt zum verbesserten Füllen und Abdichten der Spalte zwischen den Kammern, was das Fördern von mehrphasigen Gemischen mit hohen Gasanteilen erleichtert. Der Rezirkulationsstrom wird in der Patentschrift von Rohlfing [44] beschrieben. Sein Anteil am gefördertem Volumenstrom

$$z^* = \frac{\dot{V}_{rec}}{\dot{V}}$$
(4.5)

ist der Quotient aus dem Volumenstrom der Rezirkulation und dem geförderten Gesamtvolumenstrom. Vauth [21] untersucht den Einfluss des rezirkulierten Flüssigkeitsstroms auf das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen.

### 4.3. Kammerbildung und Spaltströmungen

Das Förderprinzip der Schraubenspindelpumpen basiert auf der Bildung mehrerer hintereinander angeordneter Kammern, die axial entlang der Spindelachsen vom Einlass zum Auslass bewegt werden. Die einzelnen Kammern sind über Spalte miteinander verbunden, die von unterschiedlichen bewegten und ruhenden Wänden gebildet werden.





Die Umfangsspalte entstehen zwischen den Flankenköpfen der einzelnen Schraubenspindeln und dem Gehäuse. Die Radialspalte befinden sich zwischen den Flankenköpfen der einen und dem jeweiligen Flankengrund der kämmenden Schraubenspindel. Die dritte Spaltart befindet sich zwischen den Flanken der Profile und wird als Flankenspalt bezeichnet. Die einzelnen Spalte gewährleisten, dass es zu keinem metallischen Kontakt zwischen den Schraubenspindeln untereinander und mit dem Gehäuse kommt. Ebenso müssen die Spalte Verformungen der Spindeln ausgleichen, welche während des Betriebes auftreten. Die Abmessungen der unterschiedlichen Spalte hängen von den Fertigungstoleranzen, der Festigkeit der Spindeln, der Verformbarkeit des Gehäuses sowie dem Lagerspiel ab.

Zwei benachbarten Kammern einer Spindel sind über den Umfangsspalt und den Radialspalt miteinander verbunden. Die Kammer der kämmenden zweiten Spindel ist über jeweils zwei Flankenspalte mit der Kammer der ersten Spindel verbunden. Welche Kammern jeweils miteinander in Kontakt stehen, hängt von der Kammeranzahl, der Winkelstellung der Schraubenspindeln und der Anzahl der Spindelgänge ab.

Durch die zwischen den Kammern ausgetauschten Volumenströme entstehen die unterschiedlichen zeitveränderlichen Gemischzusammensetzungen in den Kammern. Während des Förderprozesses treten Verlustströme aus bereits geschlossenen Kammern aus und sind über angrenzende Spalte gegen den Hauptförderstrom gerichtet. Die Verlustströme können mehrphasig über die Radial-, Umfangs- und Flankenspalte treten. Für den Umfangsspalt gilt die Annahme, dass er vollständig mit Flüssigkeit gefüllt ist, da die Flüssigkeit in den Förderkammern aufgrund der Zentrifugalkraft nach außen getragen wird. Der Spalt mit dem höchsten Beitrag zum Verlustvolumenstrom ist der Umfangsspalt (US). Vetter [8] misst die Verlustvolumenströme der einzelnen Spalte für eine zweispindelige Schraubenspindelpumpe. Der Anteil des Umfangsspaltes am gesamten Verlustvolumenstrom beträgt danach 80 %. Weitere 15 % entfallen demzufolge auf den Radialspalt (RS). Den geringsten Anteil hat mit 5 % der Flankenspalt (FS).

Die Strömung kann in den Spalten laminar oder turbulent sein. Die Strömungsformen werden durch die Druckdifferenz zwischen den Kammern und die Rotation der Schraubenspindeln beeinflusst. Die durch die Druckdifferenzen hervorgerufenen Verlustvolumenströme können mit Hilfe von bekannten Widerstandsgesetzen für Ringspaltströmungen berechnet werden.

Vetter und Körner [10] gehen aufgrund experimenteller Beobachtungen für ihre Modellbildung für die Förderung zweiphasiger Gemische mit Strömungsgasanteilen oberhalb von 85% davon aus, dass die Phasentrennung zwischen Gas und Flüssigkeit unterbleibt , so dass sich eine Blasenströmung einstellt. Diese soll in Form eines homogenen Gas-Flüssigkeitsgemischs die Kammern ausfüllen und durch die Spalte strömen. Rausch [22] beschreibt den durch die Rotation verursachten Schleppstrom analog zur Couette-Strömung.

Der Umfangsspalt zwischen den Schraubenspindeln und dem Gehäuse verursacht den größten Verluststrom innerhalb der Pumpe. Wincek [7], Körner [9] und Etzold [11] vertreten die Hypothese, dass die Flüssigkeit in den Kammern durch die Rotation separiert und radial nach außen geschleudert wird. Folglich wird der Umfangsspalt allein durch die Flüssigkeit gedichtet. Rausch [22] entwickelt ein Berechnungsverfahren für die einphasig flüssige Spaltströmung unter der Einwirkung von Druckdifferenzen und Rotation der Schraubenspindeln.

#### Druckströmung:

Wegen der Druckerhöhung entlang der Schraubenspindel kann sich diese während des Betriebs durchbiegen. Um dies zu vermeiden, werden die Spindeln entgegen der Durchbiegungsrichtung exzentrisch gelagert. Somit kann der Ringspalt unterschiedliche Querschnittsformen annehmen, die zwischen zentrischer und vollexzentrischer Lage möglich sind. Wegen der plötzlichen Querschnittsverengung zwischen Kammer und Spalt entstehen infolge Strahlkontraktion am Einlauf und durch Verwirbelungen am Austritt zusätzliche Druckverluste. Aus Druckabfall infolge Reibung und Querschnittsverengung sowie Beschleunigung kann bei bekannter Druckdifferenz die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in den einzelnen Spalten mit Berücksichtigen der durchströmten Querschnittsfläche berechnet werden. Daraus ergibt sich der druckabhängige Volumenstromanteil für die Einzelspalte.

#### Schleppströmung:

Der Umfangsspalt befindet sich zwischen der Gehäusewandung und der rotierenden Schraubenspindel. Durch die Rotation entsteht im Spalt das Geschwindigkeitsfeld einer Couette-Strömung. Die Fördercharakteristik der Pumpe wird durch den daraus resultierenden Spaltvolumenstrom beeinflusst. Dieser ergibt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit, welche relativ zur bewegten Spindel und senkrecht zum Spindelsteg gerichtet ist. Damit keine Leckströmung auftritt, muss die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Spalt der Umfangsgeschwindigkeit der Schraubenspindel entsprechen. Diese Geschwindigkeit wird jedoch innerhalb des Geschwindigkeitsfeldes der Couette-Strömung nur an der Spindeloberfläche selbst erreicht.

**Der Radialspalt** zwischen dem Kopf der einen und dem Fuß der kämmenden Spindelflanke hat einen geringeren Einfluss auf die Gesamtverluste. Durch die Rotation der Spindeln wird stetig Flüssigkeit in den Bereich des Radialspalts gefördert, so dass dieser dichtend wirkt. Der Reibungsdruckabfall erfolgt im Radialspalt aufgrund dessen gekrümmter Kontur nicht linear entlang der Spaltlänge wie im Umfangsspalt. Durch die Rotation der beiden Schraubenspindeln entsteht eine Schleppströmung zwischen dem Kopf der einen Spindel und dem Fuß der kämmenden Spindel. Hierbei handelt es sich um einen flachen Spalt von dem nur der engste Querschnitt bedeutsam ist.

### 4.4. Leistung und Wirkungsgrade

Da Schraubenspindelpumpen Volumenförderer sind, ist der volumetrische Wirkungsgrad für ihr Förderverhalten eine der wichtigsten Kenngrößen. Er wird aus dem Quotient des theoretischen Volumenstroms  $\dot{V}_{th}$  Gl. (4.2) und dem geförderten Volumenstrom  $\dot{V}$  Gl. (4.1) jeweils für die Saugseite der Pumpe definiert

$$\eta_{\rm vol} = \frac{\dot{\rm V}}{\dot{\rm V}_{\rm th}} \tag{4.6}$$

und gibt Auskunft über den prozentualen Anteil, den die Summe aus Verlust- und Rezirkulationsströmen am Gesamtförderstrom ausmachen. Der Verluststrom ergibt sich als Summe der Spaltströme, wobei der größte Verluststrom aus der ersten geschlossenen Kammer erfolgt. Daher hängt der volumetrische Wirkungsgrad wesentlich vom Druck, der sich in der ersten geschlossenen Kammer einstellt und von der geometrischen Form der Spalte ab.

Die für den Antrieb der Pumpe benötigte Wellenleistung

$$P_{\rm W} = P_{\rm H} + P_{\rm R} \tag{4.7}$$

setzt sich zum einen aus der hydraulischen Leistung  $P_H$ , die zur Verdichtung des mehrphasigen Gemisches aufgebracht werden muss und zum anderen aus der Reibleistung  $P_R$  zusammen. Die Reibleistung wird von der Reibung in den Wellenlagern, den Wellendichtungen und im Zahneingriff verursacht.

Die hydraulische Leistung

$$P_{\rm H} = P_{\rm N} + P_{\rm Rück} \tag{4.8}$$

kann in die Nutzleistung  $P_N$  und die durch die Rückströmung verursachte Verlustleistung  $P_{Rück}$  unterteilt werden. Letztere wird durch die Überströmung der Spalte, die dadurch erfolgende Kompression des Gasanteils der Kammern und die Rezirkulation von Flüssigkeit über einen außen liegenden Bypass zur Saugseite verursacht. Die Nutzleistung kann unter der Annahme, dass die Temperatur während des Verdichtungsvorganges konstant bleibt, als
isotherme Verdichtungsleistung  $P_{isoth}$  beschrieben werden. Die Annahme, dass die Kompressionswärme des Gases vernachlässigt werden kann, ist gerechtfertigt, da der Wärmeaustausch zwischen Flüssigkeit und Gas innerhalb der Kammern erfolgt, wobei die Wärmekapazität der Flüssigkeit die des Gases um ein Vielfaches übertrifft [21], [10].

Die isotherme Verdichtungsleistung setzt sich für die Förderung eines zweiphasigen Gemischs

$$\mathbf{P}_{\text{isoth}} = \mathbf{P}_{1,\text{isoth}} + \mathbf{P}_{g,\text{isoth}} \tag{4.9}$$

aus der Summe der für die flüssige und der für die gasförmige Phase aufzuwendenden isothermen Verdichterleistung zusammen. Für die reine Flüssigkeitsförderung ist die isotherme Leistung

$$\mathbf{P}_{\text{l,isoth}} = \dot{\mathbf{V}}_{1} \Delta \mathbf{p} \,. \tag{4.10}$$

Sie lässt sich aus dem geförderten Volumenstrom der Flüssigkeit  $\dot{V}_1$  und der Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass berechnen. Die Leistung des isothermen Verdichtungsprozesses

$$P_{g,isoth} = \dot{V}_{g} p_{ein} \ln\left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right)$$
(4.11)

wird für den Gasanteil aus dem Volumenstrom des Gases  $\dot{V}_g$  und dem Einlassdruck  $p_{ein}$  sowie dem Auslassdruck  $p_{aus}$  berechnet. Die isotherme Verdichtungsleistung für die Förderung eines zweiphasigen Gemischs lautet somit:

$$P_{isoth} = \dot{V}_{1}\Delta p + \dot{V}_{g} p_{ein} \ln \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right).$$
(4.12)

Damit setzt sich die isotherme Verdichtungsleistung aus einem durch den Flüssigkeitsvolumenstrom  $\dot{V}_1$  und einem durch den Gasvolumenstrom  $\dot{V}_g$  bedingten Anteil zusammen. Die sich an der Pumpe einstellende Druckdifferenz wird mit  $\Delta p$  bezeichnet. Die Drücke auf der Ein- bzw. Auslassseite sind  $p_{in}$  bzw.  $p_{out}$ .

Die an das Fluid übertragene nutzbare Energie lässt sich vereinfachend durch die isotherme Verdichterleistung ersetzen. Das so gebildete Verhältnis zur insgesamt aufgebrachten mechanischen Wellenleistung  $P_W$  ergibt den isothermen Wirkungsgrad:

$$\eta_{isoth} = \frac{P_{N}}{P_{W}} = \frac{P_{isoth}}{P_{W}} = \frac{\dot{V}_{I}\Delta p + \dot{V}_{g}p_{in}\ln\frac{p_{out}}{p_{in}}}{P_{W}}.$$
(4.13)

# 5. Experimenteller Aufbau

Zum Messen der Fördercharakteristiken von Mehrphasenpumpen dient eine Versuchanlage, deren Aufbau und Arbeitsweise im Folgen erläutert wird. Die in der Versuchsanlage in Form eines dreiphasigen Gemischs geförderten Fluide sind Öl, Wasser und Luft.

### 5.1. Eingesetzte Flüssigkeiten und Gase

Als Flüssigkeiten werden neben Wasser ein paraffinisches Weißöl mit der Bezeichnung Ondina 917 eingesetzt. Es handelt sich um ein klares Öl mit der Farbbezeichnung Saybolt. Nach Herstellerangaben beträgt die Dichte des Öls 854 kg/m<sup>3</sup> (bei 15 °C). Seine kinematische Viskosität weist eine starke Temperaturabhängigkeit auf, so dass diese zwischen 20 und 100°C von 42 auf 3,7x10-6 m<sup>2</sup>/s fällt. Als Gas wird Luft aus der Umgebung eingesetzt, die dem Druckluftnetz entnommen wird.

#### 5.2. Versuchsanlage

Schraubenspindelpumpen eignen sich für das Fördern mehrphasig strömender Gemische. Der von ihnen geförderte Volumenstrom ist von der Drehzahl und in untergeordnetem Maße vom Differenzdruck zwischen Saug- und Druckstutzen abhängig. Ihre Fördercharakteristiken geben Auskunft über die Abhängigkeiten, welche zwischen den geförderten Volumenströmen und den für ihren Betrieb sowie ihre konstruktive Gestaltung maßgeblichen Parametern bestehen. Die geförderten Volumenströme setzen sich aus drei miteinander nicht mischbaren Phasen zusammen: zwei flüssigen und einer gasförmigen Phase.

Die zu messenden Fördercharakteristiken der mit Schraubenspindeln ausgerüsteten Mehrphasenpumpen sollen auf alle während ihres vorgesehenen Einsatzes in der Erdöl- und Erdgasindustrie möglichen Betriebszustände übertragbar sein. Dazu müssen die Pumpen in das Rohrleitungsnetz einer Versuchsanlage eingebaut werden, die es gestattet, alle Parameter, die ihr Förderverhalten beeinflussen, unabhängig voneinander einzustellen,. Außerdem ist mit Hilfe einer Parameterwahl die Übertragung der geeigneten gemessenen Fördercharakteristiken auf den technischen Betrieb mit Erdgas, Wasser und Erdöl sicherzustellen. Dazu ist die Anlage kontinuierlich zu betreiben. Dies bedeutet, dass mit ihrer Hilfe die Volumenströme aus Wasser, Öl und Luft jeweils in einphasiger Form, d.h. auf getrennten Wegen der Pumpe zuzuführen sind. Sie sind vor Eintritt in den Saugstutzen der Pumpe durch Vermischen zu Gesamtvolumenströmen zusammenzuführen, welche durch ihre Strömungsphasenanteile und ihre Strömungsformen gekennzeichnet sind. Der verdichtete Gesamtvolumenstrom ist nach Verlassen der Mehrphasenpumpe in die einzelnen Phasenströme zu trennen. Auf diese Weise wird es möglich, Öl, Wasser und Luft in getrennter Form dem Saugstutzen wiederum mit einstellbaren Volumenstromanteilen zuzuführen. Die relativen Strömungsanteile sollen für die einzelnen Phasen in weiten Grenzen variierbar sein.

In die Versuchsanlage sind zwei Mehrphasenpumpen integriert. Sie können in Einzel-, Parallel- oder in Reihenschaltung betrieben werden. Der parallele Betrieb soll den Transport vergrößerter Volumenströme für konstante Druckdifferenzen simulieren während der Reihenbetrieb eine vergrößerte Druckdifferenz zur Verfügung stellen soll, um damit den Transport über große Entfernungen zu ermöglichen.



Bild 5.1: Vereinfachtes Verfahrensschema der Versuchsanlage

In <u>Bild 5.1</u> ist ein vereinfachtes Verfahrensschema der Versuchsanlage dargestellt.

Die Flüssigkeiten Öl und Wasser befinden sich jeweils in 6m<sup>3</sup> fassenden druckbeaufschlagten Vorratsbehältern (1, 2). Die Luft wird dem Druckluftnetz des Instituts entnommen. Der saugseitige Druck ist für die Mehrphasenpumpen daher auf 6 bar begrenzt. Vor dem Zusammenführen der Phasenströme im Mischer (3) werden ihre Volumenströme, Temperaturen und Drücke gemessen.

Für die Volumenstrommessung der Luft werden Oszillationsdurchflussmesser, für die des Öls Coriolis-Durchflussmesser und für die des Wassers magnetisch-induktive Durchflussmesser verwendet. Mit Hilfe pneumatisch angetriebener Regelventile, werden die Strömungsanteile der zu vermischenden Phasen eingestellt.

Vom Mischer strömt das Gemisch der saugseitig angeordneten Messstrecke und anschließend der Mehrphasenpumpe zu. Der Innendurchmesser der geraden Rohrleitung beträgt 70,3 mm. In den saugseitig und druckseitig angeschlossenen Rohrleitungen sind Sensoren für die Druckmessung installiert. Außerdem befinden sich tomographisch messende Sensoren und ein Gamma Densitometer in den an die Mehrphasenpumpe angeschlossenen Rohrleitungen, die als Messstrecken dienen. Mit ihrer Hilfe können die in der Rohrleitung sich einstellenden Strömungsformen, wie z.B. die Schwall- oder Schichtenströmung visualisiert und damit identifiziert werden. An den installierten Pumpen sind Sensoren für die Druck-, Temperatur- und Füllstandsmessung angebracht. Die elektrische Leistung und die Drehzahl werden jeweils mit Hilfe der Frequenzumrichter gemessen.

Von der Druckseite der Pumpe wird das Gemisch dem Vorseparator (4) zugeführt. Dort trennen sich auf Grund der Schwerkraft die flüssigen Phasen von der gasförmigen Phase. Gleichzeitig werden die Phasenströme nach Austritt aus dem Behälter gedrosselt, so dass sie auf einem niedrigeren Druckniveau in den Phasentrenner (5) eintreten. Hier erfolgt die Abtrennung des Luftvolumenstroms und eine Vortrennung der ineinander dispergierten flüssigen Phasen. Die endgültige Trennung des Öls vom Wasser erfolgt in jeweils einem der nachgeschalteten Restabscheider (6,7). Danach werden die einphasig vorliegenden Flüssigkeiten zurück zu den Vorratsbehältern geführt. Dies gescheit mit Hilfe von zwei Kreiselpumpen (10,11).

Hinter den Restabscheidern sind zwei Wärmeübertrager und ein Stromerhitzer eingebaut. Dadurch besteht die Möglichkeit, die Temperatur und damit die Viskosität der Fluide einzustellen. Die technischen Daten der Hauptkomponenten werden in Tabelle 5.1 angegeben.

Apparate	Position [-]	Abmessung [m]	Volumen [m <sup>3</sup> ]	Leergewicht [t]	Auslegungsdruck [bar]
Ölbehälter	1	Ø1,80*2,75	6	2	8,8
Wasserbehälter	2	Ø1,80*2,75	6	2	8,8
3-Phasentrenner	5	Ø1,50*8,50	15	6,2	14
Druck-Vorseparator	4	Ø0,75*2,00	0,75	0,9	40
Wasserabscheider	7	Ø1,20*4,70	5	4,7	14
Ölabscheider	6	Ø0,80*4,00	2	2	14
Pumpaggregate	Position [-]	Drehzahl [1/min]	Leistung [kW]	Volumenstrom [m <sup>3</sup> /h]	Druckdifferenz [bar]
Wasserpumpe	10	<2900	30	100	6
Ölpumpe	11	<2900	30	100	6
Mehrphasenpumpe	8	500-2200	37	40	16
Mehrphasenpumpe	9	500-2200	37	40	16

Tabelle 5.1: Positionsliste des Rohrleitungs- und Instrumentierungsschema

# 5.3. Mehrphasenpumpen

Die in der Versuchsanlage eingesetzten Mehrphasenpumpen sind doppelflutige zweispindelige Schraubenspindelpumpen der Firma Bornemann vom Typ MPC 112/133. Die

Spindeln haben den Durchmesser 133 mm. Es werden drei unterschiedliche Schraubenspindelsätze untersucht. Das Gemisch wird in der doppelflutigen und außengelagerten Bauweise von der Mitte nach außen gefördert.

Am Auslass findet innerhalb des Gehäuses eine Teilseparation der Phasen statt, damit ein Teilstrom des flüssigen Gemisches vom Auslass zum Einlass rezirkuliert werden kann.

Die wesentlichen technischen Daten der eingesetzten Mehrphasenpumpen sind in der Tabelle 5.2 angegeben.

MPC 112/133	lange Spindel	degressive Spindel	kurze Spindel
Spindellänge (mm)	91,7	91,7	50
(Anfangs-)Steigung (mm)	18,14	20	20
Gangzahl	1	1	1
Kammerzahl	3,1	3,9	0,5
Schraubendurchmesser (mm)	133	133	133
Fördervolumenstrom V (m <sup>3</sup> /h)	40	42	40
Max. Druckdifferenz (bar)	16	16	16
Nenndrehzahl n (1/min)	2200	2200	2200
Motorleistung PM (kW)	37	37	37

Tabelle 5.2: Technische Daten der eingesetzten Schraubenspindelpumpen

In <u>Bild 5.2</u> ist eine Schnittzeichnung der Mehrphasenpumpe. <u>Bild 5.3</u> ist ein Photo der Mehrphasenpumpen und <u>Bild 5.4</u> ist ein Photo der Versuchsanlage.



Bild 5.2: Schittzeichnung der eingesetzten Schraubenspindelpumpe



Bild 5.3: Ansicht der Mehrphasenpumpen



Bild 5.4: Ansicht der Versuchsanlage

# 5.4. Anlagenteil zur Phasentrennung

Die Versuchsanlage ist für eine vollständige Trennung des dreiphasigen Gemisches konzipiert. Der dafür vorgesehene Teil besteht aus Vorseparator, Phasentrenner, Wasserabscheider und Ölabscheider. Der Vorseparator dient der Separation von gasförmiger und flüssiger Phase sowie der Reduktion des Drucks auf den des Phasentrenners. Auf diese Weise läst sich der Druck im Phasentrenner unabhängig vom Differenzdruck, bzw. dem Druck im Auslassquerschnitt der Mehrphasenpumpe einstellen.

Im Phasentrenner erfolgt die Trennung der nicht mischbaren flüssigen Phasen aufgrund der Schwerkraft. Das Gas wird größtenteils schon im Vorseparator von den flüssigen Phasen getrennt. Dennoch wird der den Vorseparator verlassende Gasstrom ebenfalls durch den Phasentrenner geleitet und von dort über ein im Entgasungsdom befindliches Regelventil in das hauseigene Abluftsystem abgelassen. Das Mitreißen von Tropfen wird durch einen Demister verhindert.

Das flüssige Gemisch aus Öl und Wasser tritt durch den sich aufweitenden Einlassquerschnitt in den Phasentrenner ein, wobei der Einlassstutzen im Inneren des Phasentrenners um 90° abgewinkelt ist, so dass der Auslass in Richtung des Klöpperbodens zeigt. Durch die Aufweitung des Querschnitts und die Umlenkung in Richtung des Klöpperbodens wird der Impulseintrag in den Phasentrenner minimiert.

Um die Abtrennung der in Form von Blasen und Tropfen dispergierten Phasen zu verbessern, befindet sich im Eintrittsbereich des Phasentrenners ein 150 mm dickes Koaleszenzpaket. Es dient dazu, den Durchmesser der Tropfen zu vergrößern und dadurch die Phasentrennung zu beschleunigen. Die horizontale Anordnung des Phasentrenners bewirkt eine sehr geringe Strömungsgeschwindigkeit der Phasen. Hohe Verweilzeiten werden durch das große Volumen (15 m<sup>3</sup>) und den 7m langen Strömungsweg zwischen Eintrittsquerschnitt und Überlaufwehr erzeugt. Großen Einfluss auf die sich einstellende Verweilzeit der einzelnen Phasen hat der jeweils zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt bzw. das im Phasentrenner vorhandene Gesamtvolumen. Um die Ölphase getrennt abführen zu können, wird diese mit Hilfe des 900 mm hohen Ablaufwehrs im Austrittsbereich des Phasentrenners gesammelt. Die Wehrhöhe legt gleichzeitig die maximal zulässige Füllhöhe für die wässrige Phase fest. Die Wasser- bzw. die Ölphase verlassen den Phasentrenner über zwei Ablassdome, die im Querschnitt vor bzw. hinter dem Wehr angeordnet sind.

Das Abtrennen der restlichen Ölanteile vom Wasser vor der Rückführung in den Wassertank wird im Ölabscheider mit Hilfe von Koaleszenzelementen erreicht. Dazu durchströmt die wässrige Phase von innen nach außen zylindrische Koaleszenzelemente [21]. Diese bestehen innen aus einem Filtermaterial und an der Außenseite aus beschichteten Glasfasern, die hydrophobe Eigenschaften besitzen und daher die Koaleszenz der Öltropfen fördern. Werden die Tropfen durch die Strömung von den Koaleszenzelmenten abgetrennt, so steigen sie auf und sammeln sich im Öldom am Ende des Ölabscheiders. Füllt sich dieser, so wird er niveaugesteuert mittels einer Pumpe entleert und das Öl dem Zulaufstrom des Wasserabscheiders zugeführt.

Im Wasserabscheider wird der Volumenstrom des Öls von darin noch dispergierten Wassertropfen befreit. Dazu wird die Tropfengröße an Koaleszenzelementen aus Glasfasern, die hydrophile Eigenschaften aufweisen und von innen nach außen durchströmt werden, zunächst erhöht. Im zweiten Schritt werden zylindrische Membranen, die lediglich für Öl durchlässig sind, von außen nach innen durchströmt. An den hydrophilen Oberflächen perlt das Wasser ab und sammelt sich in dem darunter befindlichen Wasserdom. Auch hier wird niveaugesteuert die Rückführung zum Zulauf des Ölabscheiders vorgenommen, wenn ein

gewisser Füllstand im Dom erreicht ist. Die separierten Volumenströme des Öls bzw. des Wassers werden in die jeweiligen Vorlagebehälter zurückgeführt.

# 5.5. Heiz-/Kühlkreislauf

Im Rücklauf des Öls und des Wassers ist die Versuchsanlage mit Wärmeaustauschern ausgestattet, wie im Verfahrensschema in <u>Bild 5.1</u> dargestellt. Aufgrund des Druckverlustes den die Wärmetauscher im Kreislauf der Versuchsanlage verursachen, sind sie auf der Druckseite der Rücklaufpumpen eingebaut. Zugeschaltet werden die Wärmeaustauscher jeweils durch Schließen eines Drehschieberventils und Öffnen der Kugelhähne am Ein- bzw. am Austritt.

In <u>Bild 5.5</u> ist das Verfahrensschema des Heiz- und Kühlkreislaufes dargestellt. Die Rücklaufströme von Wasser und Öl werden jeweils in den Wärmeüberträgern (WÜ) im Gegenstrom zu dem Wasser des Heiz- bzw. des Kühlkreislaufs geführt. Der Heizkreislauf dient zum Erhöhen der Öltemperatur, da sich die Viskosität des Öls deutlich stärker mit der Temperatur ändert als die des Wassers. Der Wärmeübertrager im Rückstrom des Wassers ist daher lediglich für das Abführen der dissipierten Pumpenleistung ausgelegt, um die Wassertemperatur konstant zu halten. Entsprechend besitzt der Wärmeübertrager im Rückstrom des Öls die Fläche 10 m<sup>2</sup>.

Das in <u>Bild 5.5</u> eingezeichnete Heizrohr besitzt eine elektrische Heizleistung von 100 kW. Die Temperatur, auf die das Heizrohr das durchgehend umgepumpte Wasser aufheizt, kann über einen Regler zwischen 0 und 85 °C variiert werden. Die Vorlauftemperatur des Kühlwassers beträgt 20 °C, wobei bis zu 2,5 m<sup>3</sup>/h die Wärmeaustauscher durchströmen können. Durch die Temperatur des Kühlwassers von 20 °C ist nur schwer möglich größere Wärmemengen unterhalb von 25°C abzuführen.



Bild 5.5: Verfahrensschema der Heiz- und Kühlkreisläufe

Da das Kühlwasser einen ausreichenden Vordruck besitzt, muss die in <u>Bild 5.5</u> eingezeichnete Kreiselpumpe nicht betrieben werden und kann einfach durchströmt werden. Die Höhe des Kühlwasserstroms kann individuell für beide Wärmeaustauscher über die Regelventile eingestellt werden. Wird der Kreislauf zum Heizen verwendet, werden die Vorund Rücklaufventile des Kühlwassers geschlossen und die Ventile des Heizrohres geöffnet. Die Inbetriebnahme der Kreiselpumpe sorgt für die notwendige Umwälzung des Wassers, wobei die Durchflussmenge ebenfalls durch die Stellung der Regelventile bestimmt wird. Die am Strömungsrohr eingestellte Temperatur wird in Abhängigkeit von der gewünschten Temperatur des Öls gewählt.

Der zusätzliche Betrieb des Heiz- bzw. des Kühlkreislaufs hat keinen Einfluss auf die Betriebsweise der Mehrphasenpumpe oder der Trenneinrichtung. Der Heiz- bzw. Kühlkreislauf wird verwendet, um den Einfluss der Viskosität auf das Förderverhalten der Mehrphasenpumpen zu untersuchen. Dies erfolgt durch das Erhöhen der Öltemperatur mit Hilfe des Wärmeübertragers. Für die Zeit einer Messreihe ist dann die Temperatur im Öltank konstant zu halten. Prinzipiell muss nicht das in der gesamten Versuchsanlage befindliche Öl die entsprechende Temperatur besitzen, sondern lediglich das Öl, welches sich im Vorlagetank befindet. Um eine möglichst konstante Austrittstemperatur des Öls aus dem Wärmeaustauscher zu erhalten, sollte jedoch die Öltemperatur im Vorlauf des Wärmeaustauschers lediglich 1 bis 2 °C unterhalb der angestrebten Temperatur liegen. Somit muss zunächst das gesamte Öl in der Versuchsanlage auf annähernd die angestrebte Temperatur erwärmt werden. Mit veränderter Förderleistung der Mehrphasenpumpe sind Schwankungen der Öltemperatur verbunden. Dadurch kann bereits vor dem Wärmeaustauscher die im Rücklauf gewünschte Temperatur überschritten werden. In einem solchen Fall wird die Wärmezufuhr gestoppt und der Kühlkreislauf wird in Betrieb genommen.

Für das Messen des Einflusses der Viskosität auf das Betriebsverhalten der Mehrphasenpumpen ist die vollständige Phasentrennung notwendig. Eine erhöhte Temperatur und somit geringere Viskosität des Öls erleichtern die Phasentrennung.

# 5.6. Messtechnik

Der Betrieb von Mehrphasenpumpen und Versuchsanlage erfolgen computergesteuert. Hierfür ist ein hoher messtechnischer Aufwand notwendig. Die insgesamt installierte Messtechnik ist mit den genauen Bezeichnungen der jeweiligen Messstellen in <u>Bild 5.6</u> eingezeichnet.



Bild 5.6: Verfahrensschema der Versuchsanlage mit Mess- und Regelkreisen

#### 5.6.1. Druck-, Temperatur-, Füllstands- und Volumenstrommessung

In <u>Bild 5.6</u> sind alle Instrumente angegeben und benannt. Alle Messsignale werden an ein zentrales Datenerfassungssystem übertragen und dort angezeigt. Die Übertragung der Messwerte an den Rechner erfolgt über analoge Signale, die zwischen 4 und 20 mA variieren. Den Stromintervallen wird jeweils ein Messbereich zugeordnet, wie z. B. im Falle einer Temperaturmessung der Bereich zwischen 0 und 100 °C einem Signal zwischen 4 und 20 mA entspricht, wobei das Stromausgangssignal linear mit der Temperatur ansteigt. In den Datenerfassungskarten des Rechners wird das Stromsignal mit Hilfe von 500 Ohm Widerständen in ein Spannungssignal zwischen 2 und 10 V umgewandelt und mit einer Auflösung von 16 bit digitalisiert. Ebenfalls abgebildet sind die Regelungszusammenhänge zwischen Parametern. So wird beispielsweise im Vorseparator das obere Regelventil anhand der Anzeige des Füllstandsmessers LI 3302 geregelt.

Die wesentlichen Messgeräte sind in <u>Tabelle 5.3</u> angegeben. Das Messen der Drücke in den Ein- und Austrittsquerschnitten der Mehrphasenpumpen sowie die dort ein- und austretenden Volumenströme sind von besonderem Interesse. Diese werden direkt für die Auswertung des Betriebsverhaltens der Mehrphasenpumpen benötigt und haben dementsprechend somit einen großen Einfluss auf die Messgenauigkeit. An den Mehrphasenpumpen selbst werden mit Hilfe der Dünnfilmtechnik und der piezoresistiven Technik Drücke mit einer höhere Genauigkeit gemessen, als es die Druckmessungen mittels kapazitiver Keramiksensoren ermöglichen. Diese werden lediglich für das Überwachen des Betriebs der Anlage benötigt.

Tabelle 5.3: S	pezifikation of	der Messgeräte
----------------	-----------------	----------------

Messgröße	Messprinzip	Messbereich	Genauigkeit
Druck PIR0801, PIR0901 MPP ein	Dünnfilmtechnik	0-25 bar rel.	Genauigkeit K1.0,25 Wiederholgenauigkeit < +/- 0,05% v.E.
Druck PIR0803, PIR0903 MPP aus	piezoresistiv	0-50 bar rel.	Genauigkeit 0,2% v.E. Wiederholgenauigkeit < +/- 0,1% v.E.

Druck p allg.	kapazitiver	0-16 bar abs.	Genauigkeit 0,5% v.E
	Keramiksensor		
Temperatur allg.	Pt 100 Sensor	0-100°C	Klasse A
Volumenstrom Wasser	magnetisch-	(0,3) 1,75 – 28	rel. Fehler (1,75) 0,5 – 0,2 %
FIR0203	induktiv	m <sup>3</sup> /h	v. MW.
Volumenstrom Wasser	magnetisch-	$20 - 100 \text{ m}^3/\text{h}$	rel. Fehler <0,5 % v. MW
FIR0204	induktiv		
Massenstrom Öl FIR0104	Coriolis	(0,5) 2 – 180 t/h	rel. Fehler (1,9) 0,55 – 0,11 %
Volumenstrom Luft FIR1103	Oszillation	0,2 – 20 m <sup>3</sup> /h (6 bar, 25° C)	rel. Fehler 1,5 % v. MW.
Volumenstrom Luft FIR1104	Oszillation	1,4 – 135 m <sup>3</sup> /h (6 bar, 25° C)	rel. Fehler 1,5 % v. MW

Die zum Messen der Volumen- bzw. der Massenströme unterschiedlicher Phasen gewählten Methoden orientieren sich an den jeweiligen Stoffeigenschaften. Aufgrund der Leitfähigkeit des Wassers können auf magnetisch-induktiven Messprinzipien basierende Volumenstrommesser eingesetzt werden. Um eine möglichst hohe Messgenauigkeit zu erreichen, werden zwei Volumenstrommesser mit unterschiedlichen Messbereichen (Tabelle 5.3) eingesetzt. Für das Messen des Luftvolumenstroms werden ebenfalls zwei Geräte mit unterschiedlichen Messbereichen eingesetzt. In beiden Volumenstrommessern wird dabei das Oszillations-Messprinzip angewendet. Im Falle der Messung des kleineren Volumenstroms der Luft ist zu beachten, dass die Messbereichsgrenze bei 10 m<sup>3</sup>/h liegt. Die Überschreitung kann zur Zerstörung des im Rohrquerschnitt gespannten Drahtes führen.

Da das Öl im Gegensatz zum Wasser nicht leitfähig ist, wird zur Messung des Ölmassenstroms ein Coriolis-Durchflussmesser eingesetzt. Das Messgerät zeigt den Massenstrom direkt an, vorausgesetzt Dichte und Temperatur des Fluidstroms sind bekannt. Indirekt ist somit auch der Volumenstrom als Messgröße verfügbar. Zu beachten ist, dass die Anzeige sowie die Messgenauigkeit unabhängig von Druck, Viskosität, Leitfähigkeit und Geschwindigkeitsprofil sind, jedoch stark vom Gasanteil des Fluidstroms abhängen.

Die Füllstandsanzeiger der jeweiligen Apparate dienen der Überwachung des Betriebs der Anlage. In vielen Fällen wird die Stellung der pneumatischen Regelventile anhand der Füllstände in den Behältern geregelt. Abgesehen von der Trennschichtanzeige im Phasentrenner, die zur Überwachung des Wasserstandes vor dem Überlaufwehr dient, werden für die übrigen Behälter Füllstandsmesser bzw. -anzeiger verwendet, die im sog. Bypass geschaltet sind. Dabei befindet sich in einem an den Behälter angeflanschten vertikalem Rohr ein magnetischer Schwimmer, der zum einen die örtlichen Anzeigelamellen beeinflusst und zum anderen den Widerstand des Messwertgebers verändert, der wiederum ein analoges Stromausgangssignal erzeugt. Für den sich im Inneren des Phasentrenners befindlichen Trennschichtmesser gibt es keine Vorort Anzeige. Der an die Dichten der Flüssigkeiten angepasste Schwimmer bewegt sich direkt auf einem Messstab und seine Stellung wird auf elektronischem Wege an den Computer übermittelt.

#### 5.6.2. Coriolis-Durchflussmesser

Die in die Mehrphasenpumpe eintretenden Volumenströme des Öls werden mit Hilfe eines Corioliskraft-Durchflussmessers angezeigt. Das Messprinzip basiert auf der kontrollierten Erzeugung von auf die strömende Flüssigkeit einwirkenden Corioliskräften. Diese entstehen durch das Überlagern von translatorischen (geradlinigen) und rotatorischen (drehenden) Bewegungen. Da die Corioliskraft nur in rotierenden Systemen auftritt, wird sie auch als Scheinkraft bezeichnet. Sie ist der Masse proportional und entsprechende Durchflussmesser zeigen daher die Massenströme direkt an. Diesen Zusammenhang verdeutlicht die Berechnungsgleichung für die Corioliskraft

$$\vec{F}_{c} = -2m(\vec{\omega} \times \vec{v}) \tag{5.1}$$

wobei m die bewegte Masse,  $\vec{\omega}$  die Rotation um die Drehachse und  $\vec{v}$  den Geschwindigkeitsvektor beschreiben. Dabei wirkt die Corioliskraft hinsichtlich der Hauptströmungsrichtung ausschließlich ablenkend und nicht beschleunigend.

Diesen Effekt setzen die Corioliskraft-Durchflussmesser ein, indem sie in kontrollierter Weise Corioliskräfte erzeugen. Im Falle des in der Versuchsanlage verwendeten Massenflussmessers werden zwei parallel durchströmte Rohre in Gegenphase zu Schwingungen erregt, wobei jedoch anstelle einer konstanten Drehgeschwindigkeit eine oszillierende Schwingung verwendet wird. Der Massendurchfluss verzögert die Rohrschwingung einlaufseitig und beschleunigt sie auslaufseitig. Zwei elektrodynamische Sensoren, die in einem bestimmten Abstand zwischen Ein- und Austritt platziert sind, nehmen die im Falle eines Massendurchflusses auftretende Phasenverschiebung auf. Diese ist direkt proportional zum Massendurchfluss. Neben dem Massendurchfluss können auch Dichte und Temperatur des Mediums gemessen werden. Die Resonanzfrequenz des Systems Messrohr-Medium ändert sich mit der Dichte des Mediums. Sie kann daher aus der sich nachstellenden Erregerfrequenz ermittelt werden und als Anzeige für die Dichte der strömenden Flüssigkeit dienen. Für den Fall mehrphasiger flüssig-flüssig oder flüssig-fest Strömungen und bekannten Dichten von Träger- und Zielmedium kann der jeweilige Massen- oder Volumenanteil der Phasen berechnet werden.

Corioliskraft-Durchflussmesser zeichnen sich durch eine äußerst hohe Messgenauigkeit aus. Die Messfehler liegen unterhalb von 0,1%. Dies gilt allerdings nur für inkompressible Fluide. Für flüssige Medien mit Gasanteilen versagen sie. Schon sehr kleine Gasanteile können nicht unerhebliche Messungenauigkeiten hervorrufen [45]. Geringe Gasanteile zwischen 2 - 20% führen bereits zu Problemen bei der Aufrechterhaltung der Oszillation der Messrohre. Goeke und Steffensen [46] untersuchen den Einfluss des Gasanteils auf die Messabweichung und bestimmen diese mit Hilfe von zwei in Reihe geschalteten Corioliskraft-Durchflussmessern. Die Untersuchungen belegen die Empfindlichkeit der Coriolis-Durchflussmesser gegenüber Gasanteilen. Im Falle des waagerechten Einbaus der Messgeräte ergeben sich für atmosphärischen Druck und den Gasanteil von 1 % Messabweichungen von bis zu 10 %. Insgesamt werden hierbei zu geringe Werte für die Massenströme angezeigt. Ebenfalls aufgezeigt wird ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen dem Messfehler des Massenströms und dem Messfehler der Dichte. Dies lässt darauf schließen, dass im Falle einer korrekt ermittelten Dichte auch der Massenström korrekt erfasst wird.

#### 5.6.3. Strömungsmesstechnik

Die Phasenanteile und die Strömungsformen können für dreiphasige Strömungsfelder in den Rohrleitungen mit Hilfe der Leitfähigkeitstomographie und der Gamma-Densitometrie gemessen und visualisiert werden.

#### Tomografische Messtechnik (Leitfähigkeitstomographie)

Die tomographische Rekostruktion von Phasenanteilen für einzelne Querschnitte basiert auf Messungen integraler Werte einer den Phasenanteilen proportionalen Feldgröße entlang gerader oder gekrümmter Feldlinien. Aus einer Vielzahl derartiger, linear voneinander unabhängiger Messungen wird mit geeigneten mathematischen Algorithmen die Feldgröße für jeden Ort im gesamten Messbereich berechnet [47]. In <u>Bild 5.7</u> ist für drei Projektionsrichtungen schematisch dargestellt, wie sich für eine gegebene Feldfunktion f(x,y,t) die Projektionen

$$\vec{\Phi}_{\rm M} = \int f(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{t}) d\mathbf{s}$$
(5.2)

durch Intergration der Feldfunktionen entlang beliebig vieler Feldlinien ergeben. Im Falle der hier eingesetzten Leitfähigkeitstomographie wird der elektrische Widerstand zwischen jeweils zwei eng beieinander liegenden dünnen Drähten gemessen. Dieser wird verursacht von der unterschiedlichen elektrischen Leitfähigkeit des Wassers und des Öls, welche je nach lokalen Phasenanteilen dem Raum zwischen den Drähten ausfüllen. Viele als Elektroden geschaltete Drahtpaare sind in drei Messebenen parallel angeordnet und jeweils senkrecht zur Rohrachse in drei Richtungen gespannt. In <u>Bild 5.7</u> ist das tomographische Messprinzip (links) schematisch dargestellt und ein Photo bildet den Sensor (rechts) ab.



Bild 5.7: Tomographische Messprinzip und Sensor für die Leitfähigkeitstomographie

# **Gamma-Densitometer**

Messungen mit Hilfe der Gamma-Densitometrie beruhen auf der Absorbtion von Gamma-Strahlung in Abhängigkeit der Dichte bzw. des Massenschwächungskoeffizienten der durchstrahlten Materie. Die drei für die Messsungen eingesetzten Fluide weisen fast gleiche Massenschwächungskoeffizienten auf (<u>Tabelle 5.4</u>). Daher wird in diesem Falle der große Dichtenunterschied zwischen Luft einerseits und Wasser und Öl andererseits, wirksam.

<u>Tabelle 5.4</u> : Stoffeigenschaften von Wasser, OI und Luf	Tabelle 5	5.4: Stoffeig	genschaften	von Wasser	, Öl und Luf
--	-----------	---------------	-------------	------------	--------------

	Dichte, 20°C kg/m <sup>3</sup>	elektr.Leitfähigkeit mS/cm	rel. Permittivität -	Massenschwächungskoeffizient m <sup>2</sup> /kg
Wasser	998	20 - 140	30 - 80	0,0085
Öl	851	0	1,75 – 2,55	0,0087
Luft	1,19	0	1-1,11	0,0081



Bild 5.8: Aufbau des Gamma-Densitometers

In <u>Bild 5.8</u> ist der schematische Aufbau des Gamma-Densitometers dargestellt. Die Gamma-Quelle ist das Cs-137 Isotop mit der Aktivität von ca. 120 GBq.

Mit Hilfe des Gesetzes vom Lambert-Beer kann aus den gemessenen Intensitäten der Gamma-Strahlung der Gasanteil berechnet werden.

## 5.7. Messen, Steuern und Regeln der Anlage

Alle Instrumente und Sensoren der Versuchsanlage sind über ein Datenerfassungssystem und die entsprechenden Dateikarten mit einer Rechenanlage verbunden. Alle Sensoren senden analoge Signale an diesen Rechner. Die ausgehenden Steuersignale dienen zur Regelung der elektro-pneumatischen Ventile oder des Frequenzumrichters der Mehrphasenpumpen. Zur Verarbeitung der Signale im Rechner wird die Software LabView 6.1 verwendet. Mit ihrer Hilfe können zum einen Steuer- und Regelabläufe definiert werden und zum anderen die vom Programm verarbeiteten Messwerte gespeichert werden. LabView unterscheidet dabei prinzipiell zwischen einer sog. Oberflächen Ansicht und einer sog. Diagramm Ansicht. In der Diagramm Ansicht werden die Ergebnisse aus den verschiedenen Unterprogrammen verknüpft, die wiederum die Verbindungen zu den Daten der Eingangs- und Ausgangskarten erstellen oder die notwendigen Umrechnungen für die Messsignale ausführen. Die für den Betrieb der Versuchsanlage verwendete graphische Benutzeroberfläche ist in <u>Bild 5.9</u> dargestellt.

In der Tabelle auf der linken oberen Seite der Benutzeroberfläche werden alle eingelesenen Messwerte für die Drücke, Temperaturen, Volumenströme und Füllstände nach Baugruppen aufgeschlüsselt angezeigt. Außerdem erfasst die Tabelle die von den Frequenzumrichtern gelieferten Betriebsdaten der beiden Mehrphasenpumpen (z.B. Drehzahl, Leistung). Für die Zeitdauer der Aufnahme von Messdaten werden die in der Tabelle aufgeführten Daten im Sekundentakt in eine Datei geschrieben.

Über die Schieberegler lassen sich die Drehzahlen der Mehrphasenpumpen, die Leistungen der Rücklaufpumpen und der Öffnungsgrad der elektropneumatischen Ventile manuell einstellen. Um den Anlagenbetrieb zu vereinfachen und um einen konstanten Betriebspunkt automatisch einstellen zu können, werden für verschiedene Stellgrößen PID Regelkreise verwendet. Diese übernehmen die Regelung der Stellgröße und gleichen den Wert der Prozessvariablen an den vorzugebenden Soll-Wert an. Die Regelkreise sind durch Verbindung von Mess- und Stellgrößen im <u>Bild 5.6</u> eingezeichnet.

Für den saugseitigen Volumenstrom der Mehrphasenpumpen sind die Phasenanteile der unterschiedlichen Fluide geregelt einstellbar und der konstant gehaltene Vordruck sorgt für vergleichbare Versuchsbedingungen.



Bild 5.9: Benutzeroberfläche des Programs zum Messen, Steuern und Regeln der Anlage

Alle Angaben zur Regelung der Volumenströme für Wasser und Öl befinden sich unterhalb der Messwert-Tabelle. Für beide Phasen besteht die Bedienoberfläche von links nach rechts aus Einlassventil, Rücklaufventil und Rücklaufpumpe, deren PID-Regler jeweils mit einem Verlaufsfenster ausgestattet sind. Zwischen den beiden für die Flüssigkeitsphasen vorgesehenen Schaltflächen werden die Messwerte für die Phasenanteile und die Volumenströme der flüssigen Phasen angezeigt. Rechts davon werden die Grenzwerte für die Füllstände des Phasentrenners vorgegeben. Die Regelung des Drucks im Phasentrenner und die Regelungen der Heiz-und Kühlreisläufe befinden sich auf der Anzeigetafel darüber.

Um unzulässige Füllstände im Phasentrenner zu vermeiden, sind zusätzliche Regeln für die Öffnung des jeweiligen Rücklaufventils in der Anlagensteuerung vorgesehen. Da sich die Füllstände der flüssigen Phasen im Phasentrenner innerhalb eines bestimmten Bereichs befinden, sind für beide minimale und maximale Niveaus festgelegt. Dies verhindert einerseits das Durchschlagen von Luft zum Wasserabscheider und anderseits das Überlaufen des gesamten Phasentrenners. Auf der Benutzeroberfläche wird das Einhalten dieser Grenzwerte jeweils durch zwei grüne Anzeigefelder mit entsprechenden Aufschriften illustriert, die im Bereich der Steuerung des Rücklaufventils angeordnet sind. Im Falle eines Überschreitens Unteroder der Grenzwerte verfärben sich die Felder zu Signalisierungszwecken rot. Gleichzeitig wird Einfluss auf die Stellung des jeweiligen Rücklaufventils genommen. Eine Unterschreitung des Grenzwerts führt zum Schließen und ein Überschreiten führt zum Öffnen des Rücklaufventils, unabhängig vom Füllstand des jeweiligen Vorlagebehälters.

#### 5.8. Sicherheitstechnik

Mehrphasenpumpen sind Verdrängerpumpen. Daher können bei druckseitig gedrosselten Ventilstellungen Drücke oberhalb der zulässigen Grenzwerte entstehen. Um die Apparate vor unzulässigen Betriebsdrücken zu schützen, sind an jedem Behälter und auf der Druckseite der Mehrphasenpumpen mechanische Sicherheitsventile angebracht. Zudem sind auf der Druckseite der Mehrphasenpumpen Druckschalter installiert, die den elektrischen Antrieb der Pumpen im Falle zu hoher Drücke unterbrechen. Die Mehrphasenpumpen sind weiterhin gegen Differenzdrücke oberhalb von 16 bar und Gehäusetemperaturen oberhalb von 80 °C abgesichert. Eine zusätzliche von der Computersteuerung unabhängige Absicherung erfolgt für die Übertemperatur durch sog. Kaltleiter, für Überstrombelastungen durch Sicherheitseinrichtungen der Frequenzumrichter und für zu geringe Flüssigkeitsstände in den Mehrphasenpumpen durch Niveauschalter. Außerdem sind manuelle Not-Aus Schalter an beiden Mehrphasenpumpen und am Rechner installiert. Gegen das Rückströmen der komprimierten Gemische durch die Mehrphasenpumpen im Falle einer Schnellabschaltung sind Rückschlagklappen auf der Druckseite angebracht. Aufgrund der Verwendung Stoffe ist die gesamte Versuchsanlage von abgewinkelten wassergefährdender Edelstahlblechen umgeben, die gemeinsam mit dem flüssigkeitsdichten Boden eine Auffangwanne bilden. Das Rückhaltevolumen entspricht dem gesamten Flüssigkeitsinhalt der Versuchsanlage.

# 6. Experimentelle Ergebnisse

Die experimentellen Ergebnisse zum Förderverhalten der in Kapitel 5.3 beschriebenen Mehrphasenpumpen werden dargestellt. Hierzu werden die jeweils gemessenen Gesamtvolumenströme der ein- oder mehrphasig strömenden Gemische als Funktion der zwischen Saug- und Druckstutzen der Pumpe eingestellten Druckdifferenzen in Abhängigkeit der Parameter: Drehzahl, relativer Anteil der Phasen im jeweils strömenden Gemisch, sowie Temperatur und Ölviskosität erläutert. Hierbei wird insbesondere der relative Gasanteil der eingestellten Gemischzusammensetzungen in weiten Grenzen variiert, da er die im Saug- und Druckstutzen vorliegenden Strömungsformen beeinflusst. Für die graphisch in Form von Messreihen dargestellten Ergebnisse werden Mehrphasenpumpen mit unterschiedlich konstruierten Spindelpaaren eingesetzt, die sich durch ihre Länge und Steigung unterscheiden.

Es kommt ein Spindelpaar zum Einsatz, welches nur 0,5 Förderkammern bildet und die konstante Steigung von 20 mm besitzt. Es handelt sich um eine kurze Spindel, die 50 mm lang ist.

Zwei Spindelpaare sind 91,7 mm lang, besitzen jedoch unterschiedliche Steigungen. Eins davon hat die konstante Steigung von 18,14 mm und bildet 3,1 Förderkammern, während das andere (dritte) Spindelpaar ebenfalls 91,7 mm lang ist, jedoch eine degressive Steigung besitzt und 3,9 Förderkammern bildet, deren Volumen in Förderrichtung abnimmt.

# 6.1. Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit kurzen Spindeln

Das Förderverhalten der Mehrphasenpumpe wird erläutert, die mit dem in <u>Bild 6.1</u> dargestellten Spindelsatz ausgerüstet ist. Die Spindellänge beträgt 50mm und ihre Steigung ist 20 mm. Somit ergeben sich 0,5 Förderkammern in axialer Richtung.

	MPC 112/133-20	kurze Spindel
	Spindellänge (mm)	50
	Steigung (mm)	20
A REPORT OF THE OWNER WATER OF THE OWNER OF THE	Gangzahl	1
2.4.4	Kammerzahl	0,5
	Schraubendurchmesser(mm)	133
	Födervolumenstrom V (m³/h)	40
	max Differenzdruck (bar)	16
	Nenndrehzahl n (1/min)	2200
	Motorleistung PM (kW)	37

<u>Bild 6.1</u>: Darstellung des für die Messung eingesetzten Spindelpaars mit konstanter Steigung und kurzer Länge. Die technische Daten sind in der Tabelle angegeben

# 6.1.1. Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft

Das Förderverhalten wird für jede eingestellte Drehzahl in Form der gemessenen Volumenströme in Abhängigkeit der wählbaren Differenzdrücke zwischen Saug- und Druckstutzen der Mehrphasenpumpe dargestellt. Im <u>Bild 6.2</u> ist diese Abhängigkeit für die Drehzahl 2200 1/min und geförderte Gemische aus Öl und Luft unterschiedlicher relativer Luftanteile angegeben.



<u>Bild 6.2</u>: Gemessener Gesamtvolumenstrom unterschiedlicher Gemische aus Öl und Luft als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln mit konstanter Steigung mit Angabe der Bereiche in denen Abweichungen von dem dargestellten Mittelwerten auftreten.

Die geförderten Volumenströme sind für den Differenzdruck 0 bar vom relativen Strömungsgasanteil des in die Pumpe eintretenden Volumenstroms unabhängig, da in diesem Fall die Gasphase nicht komprimiert wird. Mit steigender Druckdifferenz fällt der gesamte geförderte Volumenstrom für relative Strömungsgasanteile zwischen 0 und 0,75 stetig, da mit steigenden Druckdifferenzen die Verlustströme innerhalb der Pumpe ansteigen. Die größten Volumenströme werden für Strömungsgasanteile zwischen 0,25 und 0,50 erreicht. Somit wird für die einphasige Strömung aus Öl jeweils ein geringerer Volumenstrom gemessen, als für die entsprechende Förderung eines zweiphasigen Gemischs. Die auftretenden höheren Verlustvolumenströme stellen sich infolge unterschiedlicher Druckprofile innerhalb der Mehrphasenpumpe ein, wenn einphasige und zweiphasige Gemische gefördert werden. Im Falle zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft kommt es zum progressiven Druckanstieg, in axialer Richtung, wodurch größere Druckdifferenzen über die Spalten in der Nähe der Druckseite auftreten. Dementsprechend geringer fallen die an den saugseitigen Spalten anliegenden Druckdifferenzen aus, welche zur Verringerung des auf der Saugseite austretenden Verluststroms führen. Für die inkompressible einphasige Ölströmung verläuft der Druckanstieg zwischen Saug- und Druckseite nahe zu linear. Dadurch treten an der Saugseite größere Rückströme aus, als im Falle der zweiphasigen Förderung. Die Förderkennlinie für einphasige Gasströmungen weist ein ausgeprägtes Minimum für kleine Druckdifferenzen auf. Ausgehend vom Differenzdruck 0 bar, für den der Volumenstrom unabhängig vom Gasanteil ist, nimmt der Volumenstrom mit wachsender Druckdifferenz ab. Er durchläuft für etwa 2 bar ein Minimum, um für wachsende Differenzdrücke anzusteigen. Ein Maximum durchläuft der Gesamtvolumenstrom bei ca. 10 bar. Darunter erhöht sich der Volumenstrom trotz steigender Druckdifferenzen. Dies wiederspricht dem allgemein bekannten Verhalten, welches zu abnehmenden Volumenströmen für steigende Druckdifferenzen führt. Eine ähnliche Tendenz ist für die Messreihe mit dem relativen Strömungsgasanteil 0,9 zu erkennen. Die Ausbildung des Minimums für die Volumenströme bei hohen Gasanteilen und geringen Differenzdrücken lässt sich ebenfalls für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft feststellen (Vauth [21] ). Der Grund für dieses Förderverhalten sind die große Gasanteile, welche dazu führen, dass es sich die Flüssigkeit im Pumpengehäuse vornehmlich auf der Druckseite sammelt. Erst für steigende Differenzdrücke strömt eine ausreichend große Flüssigkeitsmenge in die letzte Kammer, um die in Richtung der Saugseite liegenden Spalte besser zu dichten (Vauth [21]).

Die dargestellten Fehlerbalken sind mit der Hilfe der statistischen Standartabweichung berechnet worden. Die maximale Abweichung beträgt ca. 3 %.

Für den Vergleich der Förderkennlinien von Gemischen aus Öl und Luft mit denen für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft ist anzumerken, dass mit Wasser als spaltabdichtendes Medium erst oberhalb des Gasanteils 0,9 zum Minimum des geförderten Volumenstroms im Bereich kleiner Differenzdrücke kommt. Der Abfall der geförderten Volumenströme von Gemischen aus Öl und Luft ist auf die höhere Viskosität des Öls zurückzuführen. Diese bewirkt einen verminderten Rückstrom und behindert dadurch das Abdichten der saugseitigen Spalte. Dadurch erhöhen sich wiederum die Verlustvolumenströme.



<u>Bild 6.3</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  ist das Verhältnis aus dem geförderten und dem theoretischen Volumenstrom. Letzterer ist gemäß Gl. (4.62) vom Kammervolumen und der Drehzahl abhängig. In <u>Bild 6.3</u> ist der volumetrische Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Druckdifferenz für verschiedene Strömungsgasanteile dargestellt. Für die Druckdifferenz 0 bar ergibt sich unabhängig von den Phasenanteilen der volumetrische Wirkungsgrad 0,96. Wegen des Bezugs auf den maximal möglichen Volumenstrom wird der relative Anteil des Verluststroms am Gesamtvolumenstrom erkennbar. An der Darstellung geht auch der Abfall des Volumenstroms für die einphasige Gasströmung bei geringen Differenzdrücken hervor. Der Anteil des Verlustvolumenstroms beträgt für den Differenzdruck 2 bar etwa 70%.

Während der volumetrische Wirkungsgrad die innerhalb der Mehrphasenpumpe auftretenden Volumenströme kennzeichnet, ist deren isothermer Wirkungsgrad ein Maß für das Verhältnis aus isothermer Verdichtungsleistung und dazu benötigter Wellenleistung. In <u>Bild 6.4</u> ist der

isotherme Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Öl und Luft mit jeweils unterschiedlichen relativen Phasenanteilen dargestellt. Die Drehzahl beträgt 2200 1/min.



<u>Bild 6.4</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Da für den Differenzdruck 0 bar keine Verdichtung der gasförmigen Phase erfolgt, ergeben sich die isotherme Verdichtungsleistung und der isotherme Wirkungsgrad zu null. Mit steigender Druckdifferenz steigt der isotherme Wirkungsgrad für geringe Druckdifferenzen zunächst unabhängig vom Gasanteil. Für wachende Druckdifferenzen ist der Anstieg des Wirkungsgrades umso ausgeprägter, je geringer der Gasanteil ist. Dementsprechend wird für die einphasige Ölströmung für alle Differenzdrücke der höchste isotherme Wirkungsgrad erreicht. Dies ist zu erklären mit der geringfügigen Abhängigkeit der Wellenleistung vom Gasanteil und dem unterschiedlichen Verhalten der isothermen Verdichtungsleistung je nachdem ob Flüssigkeiten oder Gasen gefördert werden. Da die isotherme Verdichtungsleistung zum Fördern der Flüssigkeitsphase direkt proportional zur Druckdifferenz ist und die der Gasphase lediglich dem Logarithmus des Quotienten von Ausund Eintrittsdruck (Gl.(4.13)) proportional ist, werden für geringe Gasanteile höhere isotherme Wirkungsgrade erzielt. Letztere steigen für relative Strömungsgasanteile zwischen 0 und 0,5 kontinuierlich mit steigender Druckdifferenz, für größere Gasgehalte kommt es jedoch zwischen 0,75 und 1,0 zum Maximum des Wirkungsgrades im Bereich mittlerer Differenzdrücke.

In <u>Bild 6.5</u> ist die Wellenleistung als Funktion des Differenzdrucks für die Förderung von Gemischen aus Öl und Luft mit Gasanteilen zwischen 0 und 1 dargestellt. Einen großen Einfluss auf die Wellenleistung hat die Drehzahl. Dargestellt ist die Leistungsaufnahme der Mehrphasenpumpe für die maximale Drehzahl von 2200 1/min. Die Wellenleistung steigt für alle Phasenanteile nahezu linear mit der Druckdifferenz. Unabhängig von der Druckdifferenz erhöht sich die gemessene Wellenleistung mit abnehmenden Gasanteilen, wobei die Differenz der Wellenleistungen zwischen einphasiger Förderung von Öl bzw. Gas nahezu konstant ist. Die Wellenleistungen für das Fördern zweiphasiger Gemische liegen jeweils zwischen diesen Grenzfällen. Für dem Differenzdruck 14 bar benötigt die Mehrphasenpumpe bereits die Wellenleistung 25 kW für geringe Gasanteile.



<u>Bild 6.5</u>: Wellenleistung der Mehrphasenpumpe als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

#### 6.1.2. Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Öl

In <u>Bild 6.6</u> ist der geförderte Volumenstrom für zweiphasige Gemische aus Wasser und Öl in Abhängigkeit der Druckdifferenz dargestellt. Die Drehzahl beträgt 2200 1/min. Neben den gemessenen Volumenströmen für zweiphasige Gemische mit Phasenanteilen des Wassers von 0,25 und 0,5, sind die Ergebnisse für die einphasige Förderung von Wasser bzw. Öl eingetragen. Wegen der Förderung zweier inkompressibler Flüssigkeiten erfolgt der Druckanstieg zwischen Saug- und Druckseite linear. Ist der Fördervolumenstrom für die Druckdifferenz 0 bar noch unabhängig von den Anteilen der flüssigen Phasen, so zeigt sich mit steigendem Differenzdruck der Einfluss der viskoseren Ölphase im gegenüber anderen Gemischen deutlich größeren Volumenstrom.



<u>Bild 6.6</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Wasser und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Für die in Bild 6.6 dargestellten Messwerte liegt die Öltemperatur bei 25 °C. Dies ergibt die Viskosität 28 mPa s, welche um ein Vielfaches größer als die von Wasser ist. Durch den Unterschied der Viskositäten lässt sich die Differenz der geförderten einphasigen Volumenströme erklären. Für das Fördern der zweiphasigen Gemische aus Wasser und Öl haben bereits geringe Phasenanteile des Wassers einen großen Einfluss auf die Volumenströme. Wird der Phasenanteil des Wassers zu 0,25 eingestellt, so führt dies gegenüber der einphasigen Ölförderung zu einem deutlich verminderten Volumenstrom des Gemisches. Dieser Unterschied nimmt mit steigender Druckdifferenz zu. Zurückgeführt werden kann dies auf die durch Spalte tretenden Verlustströme. Durch die von den rotierenden Spindeln induzierte Flüssigkeitsbewegung, wirken innerhalb der Kammern auf beide Phasen die Zentrifugalkräfte, die die wässrige Phase aufgrund ihrer größeren Dichte gegen die äußeren Gehäusewände drängen. Somit wird schon für sehr geringe Phasenanteile des Wassers ein wesentlicher Anteil der Umfangsspalte von der niederviskoseren Wasserphase durchströmt und gedichtet. Für den Phasenanteil 0,50 des Wassers stellen sich bereits die geförderten Volumenströme ähnlich denen der einphasigen Förderung von Wasser ein. Dies lässt auf eine vollständige Abdichtung der Umfangsspalte mit Wasser schließen. Da

die Drehzahl der Spindeln den Volumenstrom festlegt, ergibt sich für die Drehzahl 1500 1/min ein entsprechendes Förderverhalten. Für diesen Fall ist der Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz in <u>Bild 6.7</u> dargestellt.



<u>Bild 6.7</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Wasser und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Aus den gemessenen Volumenströmen folgt für die Strömungsanteile des Wassers von 0,5 und 0,75, dass der äußere Umfangsspalt vollständig mit Wasser gefüllt ist und die Verlustvolumenströme unabhängig von den Strömungsanteilen der Phasen im Gemisch entstehen. Der gegenüber der Förderung einphasig strömenden Wassers dennoch größere Volumenstrom kann auf eine teilweise verbesserte Abdichtung des innen liegenden Radialspaltes durch das dort vorhandene Öl zurückgeführt werden. Der Anteil des innen liegenden Radialspalts beträgt 15%. (Kapitel 4.3)

In <u>Bild 6.8</u> ist der volumetrische Wirkungsgrad für die in <u>Bild 6.6</u> dargestellten Messreihen zur Förderung von Gemischen aus Öl und Wasser als Funktion der Druckdifferenz aufgetragen. Entsprechend des oben erläuterten Einflusses der Verlustströme auf die geförderten Gesamtvolumenströme nimmt der volumetrische Wirkungsgrad für steigende Druckdifferenz ab. Die entsprechende Darstellung der Ergebnisse für die Drehzahl 1500 1/min befindet sich im Anhang. Der Vergleich der volumetrischen Wirkungsgrade für die Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min erfolgt in Kapitel 6.1.3.



<u>Bild 6.8</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Wasser und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Die Abhängigkeit der gemessenen Wellenleistungen von den Druckdifferenzen ist in <u>Bild 6.9</u> dargestellt. Ähnlich der für das Fördern von Öl und Luft gemessenen Wellenleistung, steigt diese proportional zur Druckdifferenz an.



<u>Bild 6.9</u>: Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Wasser und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Die gemessenen Differenzen der Wellenleistung, die zwischen den einzelnen für die Förderung eingestellten Gemischen beobachtet werden, sind unabhängig von der Druckdifferenz. Der jeweilige Unterschied wird auf den unterschiedlich hohen Reibungsverlust zurückgeführt, der zwischen den Spindeln und dem Fördermedium auftritt und von den Viskositäten der Phasen und deren Zusammensetzung abhängt. Kommt es durch die Fliehkräfte nicht zu einer Trennung der flüssigen Phasen, so bestimmt die Viskosität der in kontinuierlicher Form vorliegenden Phase die Wellenleistung. Für die einphasige Förderung des Öls wird die größte und für die Förderung des Wassers die geringste Wellenleistung beobachtet.

In <u>Bild 6.10</u> ist der isotherme Wirkungsgrad für die Drehzahl 2200 1/min als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Für jede Druckdifferenz hängt der isotherme Wirkungsgrad von dem geförderten Gesamtvolumenstrom und der gemessenen Wellenleistung ab. Werden Druckdifferenzen zwischen 0 und 12 bar eingestellt, so wird für die einphasige Förderung des Wassers der jeweils größte isotherme Wirkungsgrad gemessen. Dieser durchläuft für Druckdifferenzen von 10 bar ein Maximum, um mit steigenden Druckdifferenzen abzufallen.


<u>Bild 6.10:</u> Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Wasser und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Der ebenfalls in <u>Bild 6.10</u> eingetragene Verlauf des isothermen Wirkungsgrads für die einphasige Förderung von Öl ist demgegenüber für kleine Druckdifferenzen aufgrund der höheren Wellenleistung am geringsten. Mit steigenden Druckdifferenzen erhöht sich die Differenz zwischen den gemessenen Gesamtvolumenströmen des Wassers und des Öls. Dabei ist die Differenz der jeweils gemessenen Wellenleistungen unabhängig von der Druckdifferenz. Daher verringert sich kontinuierlich die Differenz zwischen den isothermen Wirkungsgraden der Öl- und der Wasserförderung. Für 14 bar Druckdifferenz ergibt sich für die einphasige Förderung des Öls der größte isotherme Wirkungsgrad. Eine größere Viskosität des Öls bewirkt für große Differenzdrücke verbesserte isotherme Wirkungsgrade sind für die gemessenen Wellenleistungen und die zugehörigen isothermen Wirkungsgrade sind für die Drehzahl 1500 1/min im Anhang dargestellt.

Da die Unterschiede der für verschiedene Gemische gemessenen Wellenleistungen für die geringeren Drehzahlen kleiner ausfallen und gleichzeitig die höhere Viskosität des Öls unabhängig von der Drehzahl zu einer verbesserten Spaltabdichtung führt, stellt sich für die

Ölförderung bereits für Druckdifferenzen oberhalb von 4 bar der größte isotherme Wirkungsgrad ein.

## 6.1.3. Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft

Während der Förderung dreiphasiger Gemische kann für die zusätzliche Phase ein weiterer relativer Strömungsphasenanteil frei gewählt werden. Zum einen kann damit der Einfluss des Gasanteils auf das Förderverhalten festgestellt werden, indem die flüssige Phase zu gleichen Teilen aus Wasser und Öl zusammengesetzt wird. Zum anderen werden für den zu 0,25 festgelegten Strömungsanteil die Strömungsanteile der Phasen Wasser und Öl variiert.

In <u>Bild 6.11</u> sind die gemessenen Gesamtvolumenströme für Drehzahlen 1500 und 2200 1/min als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Für beide Drehzahlen sind die Ergebnisse aus Messreihen mit Strömungsgasanteilen von 0, 0,5 und 0,75 aufgetragen. Die flüssigen Phasen bestehen jeweils zur Hälfte aus Wasser und Öl. Durch das Auftragen von den Ergebnissen für beide Drehzahlen wird der Einfluss der Drehzahl auf die geförderten Volumenströme erkennbar. Entsprechend der in <u>Bild 6.2</u> erläuterten Zusammenhänge, werden jeweils die größten Volumenströme für Strömungsgasanteile von 0,5 erzielt. Für Differenzdrücke oberhalb von 10 bar führt die reine Flüssigkeitsförderung wegen des stetigen Druckabfalls entlang die Spalte zu den geringsten Volumenströmen.



<u>Bild 6.11:</u> Gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Insgesamt führt die Förderung dreiphasiger Gemische mit zwei flüssigen Phasen nicht zu einem durch die gasförmige Phase bedingt veränderten Förderverhalten. Die in <u>Bild 6.11</u> dargestellten Volumenströme stimmen qualitativ mit denen der zweiphasigen Förderung von Gas und Flüssigkeit überein. Werden die geförderten Volumenströme auf den jeweiligen theoretischen Volumenströme bezogen, ergibt sich für gewählten Drehzahlen der in <u>Bild 6.12</u> dargestellte volumetrische Wirkungsgrad. Werden die Fördercharakteristiken beider Drehzahlen verglichen, so zeigt sich, dass die auf den jeweiligen theoretischen Volumenströme für die niedrigere Drehzahl 1500 1/min größer sind. Der Vergleich aus <u>Bild 6.11</u> zeigt, dass der gesamte Verlustvolumenström für die geringere Drehzahl höher ausfällt. Wäre der Verlustvolumenström ausschließlich von der Druckdifferenz abhängig, sollte dieser für beide Drehzahlen gleich hoch ausfallen. Der Grund für den kleineren Verlustvolumenström für die höhere Drehzahl ist die geringere Zeit, die der Rückströmung zur Verfügung steht.



<u>Bild 6.12:</u> Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

In <u>Bild 6.13</u> sind die gemessenen Wellenleistungen als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Die für Drehzahlen 1500 und 2200 1/min erzielten Ergebnisse werden verglichen. Die Wellenleistung steigt linear proportional zur Druckdifferenz, wobei der Anstieg von den Drehzahlen abhängt. Die Wellenleistungen sind für jede der Drehzahlen nahezu unabhängig von der jeweiligen Gemischzusammensetzung. Der geringere Einfluss der viskoseren Ölphase ergibt sich im Falle von gleichen Wasser- und Ölanteilen daraus, dass das Öl als disperse Phase und das Wasser als kontinuierliche Phase vorliegt. Letztere überträgt die Scherkräfte.



<u>Bild 6.13</u>: Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Ein Vergleich der für unterschiedliche Drehzahlen gemessenen Wirkungsgrade ist mit Hilfe der in <u>Bild 6.14</u> dargestellten Ergebnisse möglich. Eingetragen sind die gemessenen isothermen Wirkungsgrade als Funktion der Differenzdrücke. Die isothermen Wirkungsgrade nehmen mit zunehmenden Gasanteilen ab. Für drei Gemische mit unterschiedlichen Phasenanteilen liegen die isothermen Wirkungsgrade für die Drehzahl 2200 1/min aufgrund der geringeren Verlustvolumenströme jeweils bei größeren Werten als für die Drehzahl 1500 1/min.



<u>Bild 6.14</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Die geförderten Volumenströme sind für dreiphasige Gemische mit dem konstanten Gasanteil 0,25 in Bild 6.15 als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Die Drehzahl der Schraubenspindelpumpe beträgt 2200 1/min. Die gemessenen Volumenströme unterscheiden sich durch die relativen Anteile der flüssigen Phasen Öl und Wasser. Wie im Falle der zweiphasigen Förderung von Öl und Wasser, wird der größte Volumenstrom für die einphasig strömende Phase aus Öl gemessen. Der für die jeweiligen Druckdifferenzen geringste Gesamtvolumenstrom wird gefördert, wenn Gemische mit der Zusammensetzung der flüssigen Phasen aus Wasser und Öl im Verhältnis von 2 zu 1 vorliegen. Die großen Verlustströme können dann auf zweiphasige Strömungen in den Spalten zurückgeführt werden. Vor allem der gesteigerte Anteil des Wassers von 0 auf 0,25 führt zum Abfall des Volumenstroms. Für diese fällt geförderte Gemischzusammensetzung der Gesamtvolumenstrom für Druckdifferenzen von 0 bis 6 bar auf Werte unterhalb der der zweiphasigen Förderung von Wasser und Luft ab. Für die in Bild 6.6 dargestellten Volumenströme der zweiphasigen Förderung von Öl und Wasser führt der Wasseranteil 0,25 zwar ebenfalls zur Abnahme der Gesamtvolumenströme, letztere sind jedoch größer als die für reines Wasser. Beeinflusst wird der Abfall der Gesamtvolumenströme vom Verhältnis der volumetrischen Anteile der flüssigen Phasen. Durch das Verändern des Gasanteils von 0 auf 0,25 verringert sich bei konstantem Wasseranteil von 0,25 das volumetrische Verhältnis des Wassers zum Öl und zwar von 1 zu 3 auf 1 zu 2. Werden dreiphasige Gemisches gefördert, so erhöht sich daher der Einfluss des Wassers auf das Förderverhalten der flüssigen Phase. Somit tritt bereits für den Wasseranteil von 0,25 die Phaseninversion in den flüssigen Phasen auf. Dabei wird das Wasser zur kontinuierlichen Phase, so dass die Eigenschaften des Wassers die Spaltabdichtung beeinflussen, wodurch der geförderte Gesamtvolumenstrom sinkt.



<u>Bild 6.15</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

In <u>Bild 6.16</u> ist der volumetrische Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für die mit Hilfe von <u>Bild 6.15</u> bereits erklärten Messreihen dargestellt. Der volumetrische Wirkungsgrad für die Förderung zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft weist einen geringeren negativen Gradienten nach der Druckdifferenz auf, als dies für die dreiphasigen und für die zweiphasigen Gemische aus Wasser und Luft der Fall ist.



<u>Bild 6.16</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Sowohl für geringere Druckdifferenzen im Bereich zwischen 2 und 6 bar als auch für große Druckdifferenzen oberhalb von 10 bar liegt für alle eingesetzten Gemische der gleiche Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades mit steigenden Druckdifferenzen vor. Hierbei liegt der volumetrische Wirkungsgrad für geringe Differenzdrücke noch unterhalb der für die Förderung von Gemischen aus Wasser und Luft gemessenen, während er für Differenzdrücke über 10 bar darüber liegt. Somit kommt es im Bereich der Differenzdrücke zwischen 6 und 10 bar zur Verminderung der Verlustvolumenströme infolge einer verbesserten Spaltabdichtung, was auf das viskosere Fließverhalten der Ölphase zurückzuführen ist. Ein äquivalentes Verhalten liegt für das Fördern dreiphasiger Gemische mit relativen Strömungsgehalten an Gas und Wasser von jeweils 0,25 für die Drehzahl 1500 1/min vor. Trotz der verringerten Drehzahl und der dadurch veränderten Volumenströme ist dies für Differenzdrücke zwischen 6 und 10 bar zu beobachten. Daher wird dieser Effekt hauptsächlich durch die Druckdifferenz beeinflusst und nicht von den Volumenströmen oder der Drehzahl. Die entsprechenden Ergebnisse für die Drehzahl 1500 1/min sind in Form der gemessenen Volumenströme und volumetrischen Wirkungsgrade im Anhang in Bild A 1 und Bild A 2 dargestellt.



<u>Bild 6.17:</u> Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

In <u>Bild 6.17</u> ist die zur Förderung dreiphasig strömender Gemische benötigte Wellenleistung für die Drehzahl 2200 1/min als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Die Wellenleistung steigt unabhängig von der Gemischzusammensetzung linear proportional zur Druckdifferenz. Wie bereits anhand von <u>Bild 6.9</u> erläutert, wird zum Fördern von ölhaltigen Gemischen die größte Wellenleistung benötigt, wobei der Einfluss des Gasanteils vernachlässigt werden kann. Der deutliche Unterschied zu den übrigen drei Messreihen ist auf die bereits für Wasseranteile von 0,25 stattfindende Phaseninversion in den Gemischen aus Wasser und Öl zurückzuführen. Für diesen Fall wird die Wellenleistung von der Viskosität der kontinuierlichen Wasserphase beeinflusst und nicht von der deutlich höheren Viskosität der Ölphase. Die für die Drehzahl 1500 1/min gemessenen Wellenleistungen sind in <u>Bild A 3</u> des Anhangs als Funktion des Differenzdrucks dargestellt.

Die gemessenen isothermen Wirkungsgrade sind für die Förderung dreiphasiger Gemische in <u>Bild 6.18</u> als Funktion der Druckdifferenzen dargestellt. Entsprechend der Förderung einphasiger Flüssigkeiten (<u>Bild 6.10</u>) liegen für Wasser im Bereich der Differenzdrücke bis zu 10 bar die höchsten isothermen Wirkungsgrade vor. Beträgt der relative

Strömungsgasanteil 0,25, so führt dies verglichen mit dem Förderverhalten für einphasige Flüssigkeiten zu einem verminderten isothermen Wirkungsgrad. Dieser steigt für die Förderung von Gemischen aus Öl und Luft ähnlich dem der einphasigen Ölförderung kontinuierlich mit der Druckdifferenz. Oberhalb von 14 bar ist er größer als der für die Förderung von Wasser und Luft. Werden dreiphasige Gemische gefördert und beträgt die Drehzahl 1500 1/min, so tritt dieser Fall bereits für niedrigere Druckdifferenzen auf. Die entsprechende Darstellung des isothermen Wirkungsgrads als Funktion der Druckdifferenz befindet sich im Anhang in <u>Bild A 4</u>. Die für das Fördern von Gemischen aus Öl und Luft gemessen sind bereits für Differenzdrücke oberhalb 8 bar. Im Gegensatz zu den wasserhaltigen Gemischen, deren Förderung zu isothermen Wirkungsgraden führt, die ein Maximum durchlaufen und oberhalb der Druckdifferenz von 10 bar absinken, steigen die isothermen Wirkungsgrade für die Förderung von Gemischen aus Öl und Luft, im betrachteten Bereich der Differenzdrücke, kontinuierlich. Dies bestätigt den positiven Einfluss der Viskosität des Öls für hohe Differenzdrücke.



<u>Bild 6.18:</u> Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

## 6.2. Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit Spindeln konstanter Steigung

In den Experimenten, deren Ergebnisse im Folgenden erläutert werden, werden Spindeln der Länge 91,7 mm und konstanter Steigung 18,14 mm eingesetzt. Im Gegensatz zu den im Kapitel 6.1 beschriebenen Ergebnissen stehen nun 3,1 Kammern für die Förderung der unterschiedlich zusammengesetzten Gemische zur Verfügung. Dadurch ist die Zahl der Spalte zwischen den rotierenden Spindeln und den Gehäusewänden größer und die für den Übertritt von Verlustströmen maßgeblichen Druckunterschiede kleiner.

In dem vorangehenden Kapitel werden die gemessenen Volumenströme, volumetrischen und isothermen Wirkungsgrade sowie Wellenleistungen als Funktion der für die Förderung eingestellten Druckdifferenzen zwischen Saug- und Druckstutzen der Mehrphasenpumpe erläutert.

Im Folgenden werden daher die Veränderungen des Förderverhaltens im Vergleich zu dem der kurzen Spindel für ein- und mehrphasig strömende Gemische erläutert.

## 6.2.1. Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Luft

In <u>Bild 6.19</u> sind die gemessenen Volumenströme als Funktion der Druckdifferenzen für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft für unterschiedliche Gasanteile dargestellt. Die Drehzahl beträgt 1500 1/min. Mit steigender Druckdifferenz sinken die geförderten Volumenströme wegen der wachsenden Verlustströme. Für die Druckdifferenz 0 bar ist der Volumenstrom vom Gasgehalt nahezu unabhängig. Für das Fördern einphasiger flüssiger Volumenströme sind die gemessenen Gesamtvolumenströme geringer als die für zweiphasige Gemische. Der Grund dafür ist das unterschiedliche Druckprofil entlang der Spindeln für einphasig strömende Flüssigkeiten und für zweiphasig strömende Gemische.



<u>Bild 6.19</u>: Gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

Für den Vergleich des Förderverhaltens von verschiedener Spindeln, wird der volumetrische Wirkungsgrad angewendet. Er definiert das Verhältnis aus den geförderten Gesamtvolumenströme und den theoretisch zu erwartenden Volumenströme, die sich ohne Verlustströme einstellen würden. Der volumetrische Wirkungsgrad gibt somit Auskunft über den Anteil der Summe aus Verlust- und Rezirkulationsstrom. Der volumetrische Wirkungsgrad ist in <u>Bild 6.20</u> als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Für große relative Strömungsanteile werden volumetrische Wirkungsgrade zwischen 0,8 und 0,99 gemessen.



<u>Bild 6.20:</u> Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

In <u>Bild 6.21</u> ist die gemessene Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft dargestellt. Die Drehzahl beträgt 1500 1/min. Die Wellenleistung ist von der Druckdifferenz und der Drehzahl abhängig. Mit steigenden Druckdifferenzen steigt die Wellenleistung wobei sie für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft nahezu unabhängig vom Gasgehalt ist.



<u>Bild 6.21</u>: Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

Der isotherme Wirkungsgrad beschreibt die energetische Effizienz der Pumpe und ist nach Gl. (4.13) als Verhältnis von isothermer Verdichtungsleistung zu benötigter Wellenleistung definiert. In <u>Bild 6.22</u> ist der isotherme Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Druckdifferenz dargestellt. Liegt die Druckdifferenz bei Null, so findet keine Verdichtung statt und der isotherme Wirkungsgrad ist ebenfalls Null. Mit steigenden Druckdifferenzen wachsen die isothermen Verdichtungsleistungen zunächst stärker als die Wellenleistung, so dass der isotherme Wirkungsgrad steigt. Für große Druckdifferenzen nähern sich die isothermen Wirkungsgrade von der Gemischzusammensetzung abhängenden Endwerten.



<u>Bild 6.22</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

## 6.2.2. Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft

In <u>Bild 6.23</u> sind die gemessenen Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Öl und Luft dargestellt. Wegen der großen Viskosität des Öls im Vergleich zum Wasser und dadurch verbesserten Spaltabdichtung, sind die geförderte Volumenströme nahezu unabhängig vom Gasgehalt.



<u>Bild 6.23</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)



<u>Bild 6.24:</u> Volumetrische Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)

In <u>Bild 6.24</u> sind die volumetrischen Wirkungsgrade zum Vergleich für die Drehzahlen 2200 1/min und 1500 1/min für Gemische aus Öl und Luft als Funktion der Druckdifferenzen dargestellt. Der Verlauf der Wirkungsgrade in <u>Bild 6.24</u> entspricht demjenigen, der für zweiphasige Strömungen aus Öl und Luft in <u>Bild 6.3</u> dargestellt ist. Die Wirkungsgrade sind für Gemische mit gleichen Gasgehalten für beide Drehzahlen nahezu gleich. Wegen der verbesserten Spaltdichtung beim Fördern von Gemischen aus Öl und Luft, ist der volumetrische Wirkungsgrad für die geringere Drehzahl (15001/min) nahezu so hoch wie für die größere Drehzahl. Wegen der höheren Viskosität des Öls, wird eine verbesserte Förderung mit der Schraubenspindelpumpe auch für niedrigere Drehzahlen erreicht.



<u>Bild 6.25</u>: Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)



<u>Bild 6.26</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)

## 6.2.3. Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Öl

Im folgenden werden die gemessenen Volumenströme und Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenzen für Mehrphasenpumpen erläutert, die mit Spindeln konstanter Steigung und Länge 91,7 mm ausgerüstet sind und Gemische aus Wasser und Öl fördern.

In <u>Bild 6.27</u> sind die gemessene Volumenströme für unterschiedliche relative Strömungsanteile von Wasser und Öl als Funktion der Druckdifferenzen für die Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min dargestellt. Die gewählten Phasenanteile des Wassers zu denen des Öls sind 1:3, 1:1 und 3:1. Erst oberhalb des relativen Ölanteils von 1:3 (Wasser : Öl), wirkt sich die verbesserte Spaltdichtung durch das Öl aus und die geförderten Volumenströme steigen. (Kapitel 6.1.2)



<u>Bild 6.27</u>: Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Öl mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm und Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min.



<u>Bild 6.28:</u> Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von Gemischen aus Wasser und Öl mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm und Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min.

Im <u>Bild 6.28</u> sind die gemessenen Wellenleistungen als Funktionen der Druckdifferenzen für Gemische aus Wasser und Öl dargestellt. Die Ergebnisse für die Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min werden verglichen. Auch hier zeigt sich der Einfluss der höheren Viskosität des Öls auf die Verlustströme über die Spalte erst für das Verhältnis der Phasenanteile von 1:3. Für diesen Fall wird eine höhere Wellenleistung gemessen (Kapitel 6.1.2).

## 6.2.4. Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft

#### Einfluss der Drehzahl auf das Förderverhalten

Um den Einfluss der Drehzahl auf das Förderverhalten zu beurteilen, wird diese für gewählte Phasenanteile variiert. In <u>Bild 6.29</u> sind die gemessenen Volumenströme für Drehzahlen von 1500 1/min und 2200 1/min als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Für beide Drehzahlen sind die gemessenen Gesamtvolumenströme für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft mit relativen Strömungsgasanteilen von 0,25, 0,5 und 0,9 dargestellt. Die Gesamtvolumenströme sind für die höhere Drehzahl größer und verhalten sich für gleiche Phasenanteile, in ihrer funktionalen Abhängigkeit von der Druckdifferenz für beide Drehzahlen ähnlich.



<u>Bild 6.29</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm und Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min

Wird der tatsächlich geförderte Volumenstrom auf den jeweiligen theoretischen Volumenstrom bezogen, so ergibt sich der volumetrische Wirkungsgrad. Mit seiner Hilfe sind die Fördereigenschaften der Spindel für beide Drehzahlen vergleichbar. In <u>Bild 6.30</u> ist der volumetrische Wirkungsgrad als Funktion des Differenzdrucks aufgetragen. Wegen der größeren Verlustvolumenströme fällt der volumetrische Wirkungsgrad für gleiche Phasenanteile für die geringere Drehzahl von 1500 1/min kleiner aus.



<u>Bild 6.30</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min )

Aus dem Vergleich der in <u>Bild 6.30</u> dargestellten volumetrischen Wirkungsgrade mit den im <u>Bild 6.29</u> dargestellten Volumenströmen ist ersichtlich, dass für die Drehzahl 1500 1/min und Differenzdrücke oberhalb von 4 bar auch der Verlustvolumenstrom größer ist. Wäre der Verlustvolumenstrom allein von der Druckdifferenz abhängig, so wäre zu erwarten, dass er für beide Drehzahlen bei sonst gleichen Versuchsbedingungen gleich groß ist. Bei höheren Drehzahlen ist die Verlustströme in der Mehrphasenpumpe kürzer. Somit ist das Zeitintervall während dessen die Verlustströme zurück zur Saugseite gelangen können kürzer. Die Spaltabdichtung der Umfangsspalte ist daher bei hohen Drehzahlen ebenfalls besser.

Die gemessenen Wellenleistungen werden für die Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min miteinander verglichen. Dazu sind sie in <u>Bild 6.31</u> als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Die gemessenen Wellenleistungen sind für die höhere Drehzahl stets größer. Sowohl für 1500 1/min als auch für 2200 1/min steigen sie linear mit den Differenzdrücken an, wobei der Anstieg für die höhere Drehzahl einen größeren Gradienten nach der Druckdifferenz besitzt. Außerdem ist der Einfluss der Phasenzusammensetzung auf die Wellenleistung für die höhere Drehzahl stärker. Dieser Einfluss wird in dem folgenden Abschnitt näher erläutert.



<u>Bild 6.31:</u> Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)



<u>Bild 6.32:</u> Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min )

In <u>Bild 6.32</u> ist der isotherme Wirkungsgrad als Funktion des Differenzdrucks dargestellt. Wegen der geringeren Verlustvolumenströme wird der isotherme Wirkungsgrad der Mehrphasenpumpe für die Drehzahl 2200 1/min verbessert.

## Einfluss des Gasanteils auf das Förderverhalten

In <u>Bild 6.33</u> sind die gemessenen Volumenströme für die relative Strömungsgasanteile 0; 0,25; 0,5; 0,75 und 0,9 als Funktionen der Druckdifferenzen dargestellt. Für die Druckdifferenz 0 bar sind die Volumenströme vom Gasanteil unabhängig, da die gasförmige Phase nicht komprimiert wird. Mit steigenden Differenzdrücken nehmen die gemessenen Gesamtvolumenströme der Messreihen mit geringen Strömungsgasanteilen stärker ab. Da für geringere Gasanteile die Verlustvolumenströme größer sind, sind die gemessenen Gesamtvolumenströme umso geringer, je höher ihre Gasanteile und je größer die Druckdifferenzen sind. Dieses Verhalten ergibt sich aus dem Druckprofil innerhalb der Pumpe, welches von Rausch [22] berechnet wird und in <u>Bild 6.34</u> dargestellt ist.



<u>Bild 6.33:</u> Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)



<u>Bild 6.34:</u> Berechnete Druckprofile entlang einer Spindel konstanter Steigung für unterschiedliche relative Strömungsgasanteile

Für den Grenzfall der einphasigen Flüssigkeitsförderung erfolgt der Druckanstieg von der Saug- zur Druckseite aufgrund der Inkompressibilität des Fördermediums linear. Wird jedoch ein mehrphasiges Gemisch mit einem gasförmigen Anteil gefördert, so erfolgt der Druckanstieg längs der Spindelachse nicht mehr linear, sondern progressiv. Dadurch stellen sich einerseits größere Druckgradienten und dadurch auch größere Druckdifferenzen zur Druckseite ein und andererseits flachere Druckgradienten auf der Saugseite. Daher ist die zur Saugseite austretende Rückströmung geringer als für die einphasige Flüssigkeitsförderung. Die zur Kompression des Gases in den Kammern führende Rückströmung nimmt zwar mit steigenden Gasanteilen zu, ist jedoch gegenüber dem Einfluss des Druckgradienten gering. Das oben beschriebene betriebsverhalten ist unabhängig davon, ob die flüssige Phase aus Öl und Wasser oder nur aus Wasser besteht.

Der isotherme Wirkungsgrad der Mehrphasenpumpe hängt vom relativen Strömungsgasanteil ab. In <u>Bild 6.35</u> ist der isotherme Wirkungsgrad für verschiedene Gasanteile als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Für die Druckdifferenz 0 bar findet keine Verdichtung statt und der isotherme Wirkungsgrad ist unabhängig vom Gasanteil ebenfalls Null. Für hohe Druckdifferenzen ist der isotherme Wirkungsgrad umso größer, je geringer die relativen Strömungsgasanteile sind. Da die Wellenleistung nur sehr geringfügig vom Gasanteil abhängt, ist dieses Verhalten auf den Einfluss der isothermen Verdichtungsleistung zurückzuführen. Diese ist gemäß Gl. (4.12) für die flüssige Phase zur Druckdifferenz direkt proportional. Sie hängt für die gasförmige Phase vom Logarithmus des Druckverhältnisses aus Austritts- und Eintrittsdruck ab. Somit steigt der isotherme Wirkungsgrad mit wachsenden relativen Strömungsanteilen der flüssigen Phasen.



<u>Bild 6.35</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

## Einfluss der Phasenanteile von Öl und Wasser auf das Förderverhalten

Um den Einfluss der relativen Strömungsanteile der flüssigen Phasen darzustellen, sind im <u>Bild 6.36</u> die gemessene Gesamtvolumenströme mit dem relativen Strömungsgasanteil 0,5 als Funktion der Druckdifferenzen eingetragen. Die geförderten Volumenströme sind für Ölanteile von 0, 0,1 und 0,25 nahezu gleich. Allein für den relativen Anteil des Öls von 0,4 werden für große Druckdifferenzen größere Volumenströme gefördert. Die Viskosität des Öls beträgt 28mPas für die Temperatur 25°C, während die des Wassers lediglich 1mPas ist. Die höhere Viskosität des Öls führt zu einer besseren Spaltabdichtung und dadurch zu verminderten Verlustströmen. Dieser Einfluss auf das Förderverhalten ist für große Druckdifferenzen stärker, da hier die Verlustströme größer sind. Für die Druckdifferenz 0 bar hat die verbesserte Spaltdichtung keinen Einfluss auf das Förderverhalten und die gemessenen Volumenströme mit dem relativen Ölanteil von 0,4 sind sogar geringer als die in den übrigen Messungen. In den Messungen, die mit geringeren relativen Strömungsölanteilen erfolgen, wirkt sich der Einfluss des Öls kaum aus, da das Wasser wegen seiner größeren Dichte von

der Fliehkraft gegen die Gehäusewände der Pumpe gedrückt wird. Dadurch wird der Umfangsspalt, der mit 80% zum Verluststrom beiträgt, durch die niederviskose Wasserphase verschlossen. Die für große Druckdifferenzen vergrößerten Volumenströme können mit Hilfe der verbesserten Abdichtung des innen liegenden Radialspaltes erklärt werden, über den ca. 15% der Verlustströme fließen.



<u>Bild 6.36</u>: Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Gasgehalt 0,5 mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

In <u>Bild 6.37</u> sind die gemessenen Wellenleistungen für Gemische aus Öl, Wasser und Luft als Funktion der Druckdifferenz dargestellt. Es zeigt sich, dass die gemessenen Wellenleistungen für Gemische mit geringeren Strömungsgasanteilen größer sind, als für solche mit größeren Anteilen. Die größte Wellenleistung liegt für große Ölanteile vor, da wegen der höheren Viskosität des Öls größere Scherkräfte zwischen den Flanken der Spindeln übertragen werden. Dadurch steigen neben dem Drehmoment der Spindeln die benötigten Wellenleistungen.

Der Anstieg der Wellenleistung infolge der erhöhten Viskosität ist von der Druckdifferenz unabhängig, da die Reibungskräfte, welche infolge der Druckdifferenz in den Strömungsfeldern der Umfangsspalte erzeugt werden, parallel zur Spindelachse wirken und keinen unmittelbaren Einfluss auf das Drehmoment ausüben. Der Anteil der Reibungsspannungen, der zur erhöhten Wellenleistung führt, wirkt in Umfangsrichtung und tritt in den Spalten der Kämmenden und gegensinnig rotierenden Flanken der Spindeln auf. Der Einfluss des relativen Strömungsölanteils ist größer bei höheren Drehzahlen.



<u>Bild 6.37</u>: Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

In <u>Bild 6.38</u> sind die isothermen Wirkungsgrade als Funktion der Differenzdrücke dargestellt, wobei insbesondere der Einfluss des relativen Strömungsölanteils von Interesse ist. Für relative Strömungsgasanteile von 0,25 und 0,5 ist der isotherme Wirkungsgrad umso größer, je größer der relative Strömungsanteil des Öls ist. Dies gilt für große Druckdifferenzen und konstante Gasanteile, weil der geförderte Gesamtvolumenstrom mit steigendem Ölanteil stärker ansteigt, als die Wellenleistung. Daher steigt der thermodynamische Wirkungsgrad.



<u>Bild 6.38</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für das Fördern von dreiphasigen Gemischen aus Wasser, Öl und Luft mit Spindel konstanter Steigung und Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

# 6.3. Förderverhalten von Mehrphasenpumpen mit Spindeln degressiver Steigung

Spindeln mit degressiver Steigung sind dadurch gekennzeichnet, dass das Kammervolumen von der Saug- zur Druckseite der Pumpe kleiner wird. (Bild 6.39)



Bild 6.39: Spindel mit degressiver Steigung

Die Spindeln haben die gleiche Länge wie die in den vorangehenden Versuchsreihen eingesetzten, jedoch keine konstante Steigung. Die Steigung verändert sich längs der Spindelachse degressiv und zwar von 20mm im Bereich der Saugseite auf die Endsteigung von 15 mm im Bereich der Druckseite. Die Zahl der Kammern ist 3,9, d.h. sie ist gegenüber der für die Spindeln mit konstanter Steigung gültigen Zahl 3,1 vergrößert.

Das Steigungsverhältnis

$$\mathbf{h}^* = \mathbf{h}_{\text{end}} / \mathbf{h}_0 \tag{6.1}$$

$$\mathbf{h}_{\text{end}} = \mathbf{h}(\boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\varphi}_{\text{end}}) \tag{6.2}$$

wird aus der Endsteigung  $h_{end}$  und der Anfangssteigung  $h_0$  berechnet. Das Steigungsverhältnis kann Werte zwischen null und eins annehmen. Die bisher untersuchten Spindeln haben das

Steigungsverhältnis eins, d.h. die Anfangsteigung ist gleich der Endsteigung. Wenn das Steigungsverhältnis gegen null strebt, geht die Endsteigung und das Kammervolumen gegen null. Für die in den Messreihen eingesetzten degressiven Spindeln lautet das Steigungsverhältnis 0,75 ( $h_0$ =20mm und  $h_{end}$ =15mm). Daraus ergibt sich eine Reduzierung des Kammervolumens entlang der Spindeln auf 44% des saugseitigen Eintrittsvolumens. Die weitere Reduzierung des Kammervolumens würde keine Steigerung des isothermen Wirkungsgrads erbringen [22].

## 6.3.1. Fördern zweiphasiger Gemische aus Wasser und Luft

Wegen den von Rausch [22] beschriebenen Druckprofilen für Spindeln mit degressiver Steigung im Vergleich zu den Druckprofilen für Spindeln mit konstanter Steigung, ist zu erwarten, dass die gemessenen Gesamtvolumenströme und die volumetrischen Wirkungsgrade für degressive Spindeln geringer ausfallen.

In <u>Bild 6.40</u> und <u>Bild 6.41</u> sind die gemessenen Volumenströme und die daraus berechneten volumetrischen Wirkungsgrade als Funktionen der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft dargestellt. Mit steigenden Druckdifferenzen werden die Verlustströme in den Spalten auf Grund der progressiven Druckanstiege entlang der Spindellachse größer. Dies hat einen starken Abfall der Volumenströme und der volumetrischen Wirkungsgrade zur Folge. Der Einfluss der relativen Strömungsgasanteile ist gering. Für größere relative Gasanteile sind die geförderten Volumenströme nur ein wenig größer.



<u>Bild 6.40:</u> Gemessene Gesamtvolumenströme als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung



<u>Bild 6.41</u>: Volumetrische Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung

In <u>Bild 6.42</u> sind die gemessenen Wellenleistungen als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft mit dem relativen Strömungsgasgehalt und der Drehzahl als Parameter dargestellt. Die Wellenleistung steigt mit steigender Druckdifferenz linear an. Für die Drehzahl 2200 1/min wird eine größere Wellenleistung benötigt als für die Drehzahl 1500 1/min. Die Förderung zweiphasiger Gemische aus Wasser und Luft erfordert eine Wellenleistung, die fast unabhängig vom Gasgehalt ist.



<u>Bild 6.42:</u> Gemessenen Wellenleistungen als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung

In <u>Bild 6.43</u> ist der isotherme Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft dargestellt. Mit steigender Druckdifferenz durchläuft der isotherme Wirkungsgrad ein Maximum. Er sinkt mit steigendem relativen Strömungsgasanteil, da die Wellenleistung wenig vom Gasanteil abhängt.



<u>Bild 6.43</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung

## 6.3.2. Fördern zweiphasiger Gemische aus Öl und Luft

In <u>Bild 6.44</u> sind die gemessenen Gesamtvolumenströme als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Öl und Luft dargestellt. Die Ergebnisse werden für zwei unterschiedliche Drehzahlen verglichen. Für die höhere Drehzahl stellen sich größere Volumenströme ein. Der relative Gasanteil hat wenig Einfluss auf die Volumenströme. Für die Druckdifferenz 2 bar fallen die gemessenen Volumenströme mit relativen Strömungsgasgehalten 0,9 und 0,95 zunächst ab. Wegen der hohen Gasgehalte reicht in diesem Fall der über die Spalte zurückfließende Flüssigkeitsvolumenstrom nicht aus, um diese zu dichten. Für größere Druckdifferenzen kann Flüssigkeit von der Druck- zur Saugseite der Pumpe zurückfließen, um so die Spalte zu dichten.



<u>Bild 6.44</u>: Volumenstrom als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung

Der Vergleich der Wellenleistungen für die Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min (Bild 6.45) ergibt einen sich vergrößernden Einfluss des relativen Strömungsgasanteils auf die Wellenleistung mit steigenden Drehzahlen. Für die Drehzahl 1500 1/min hat der Gasanteil wenig Einfluss auf die Wellenleistung, während für 2200 1/min die Wellenleistung für den relativen Gasanteil  $\dot{\alpha} = 0.5$  größer ist als für den relativen Gasanteil $\dot{\alpha} = 1$ . Grund hierfür ist die größere Viskosität des Öls gegenüber den anderen Medien, die sich für 2200 1/min deutlich stärker auswirkt als für die geringere Drehzahl.

Der Einfluss der Viskosität wird deutlicher durch einen Vergleich der Ergebnisse für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft mit solchen für Öl und Luft (<u>Bild 6.46</u> und <u>Bild 6.47</u>). In <u>Bild 6.46</u> sind die gemessenen Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft mit denen für Gemische aus Öl und Luft verglichen. Die Drehzahl beträgt 1500 1/min und die Gasanteile liegen zwischen 0,5 und 0,9.



<u>Bild 6.45</u>: Wellemleistung als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung



<u>Bild 6.46</u>: Gemessene Gesamtvolumenströme als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft und Gemische aus Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung
Für die zweiphasige Förderung von Gemischen aus Wasser und Luft fallen die gemessenen Volumenströme mit steigenden Druckdifferenzen. In den Messungen mit Gemischen aus Öl und Luft stellen sich demgegenüber größere geförderte Gesamtvolumenströme ein. Sie sind mit steigender Druckdifferenz nahezu unverändert, was auf die verbesserte Spaltabdichtung aufgrund der höheren Viskosität des Öls zurückzuführen ist.



<u>Bild 6.47</u>: Gemessene Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft und Gemische aus Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung

In <u>Bild 6.47</u> ist die gemessene Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für Gemische aus Wasser und Luft, sowie Öl und Luft dargestellt. Im Kapitel 6.3.1 wird bereits darauf hingewiesen, dass der Gasanteil für die Förderung von Gemischen aus Wasser und Luft einen nur geringen Einfluss auf die Wellenleistung hat. Im Unterschied dazu ist der Einfluss des Gasanteils für die Förderung von Gemischen aus Öl und Luft deutlich größer. Grund hierfür sind die größeren Reibungskräfte, die durch die hohen Viskosität des Öls verursacht sind.

#### 6.3.3. Fördern dreiphasiger Gemische aus Wasser, Öl und Luft

#### Einfluss der flüssigen Phase für konstante Gasgehalte

Wie in den Kapitel 6.3.1 und 6.3.2 erläutert, hat der relative Strömungsgasanteil einen großen Einfluss auf das Förderverhalten von Mehrphasenpumpen, wenn zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft, sowie Öl und Luft vorliegen. Für das Fördern dreiphasiger Gemische besteht die Möglichkeit, den Einfluss der Flüssigkeitsanteile auf das Förderverhalten zu untersuchen.



<u>Bild 6.48</u>: Gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)

Im <u>Bild 6.48</u> sind die gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenzen für zwei- und dreiphasig strömende Gemische, sowie Drehzahlen 2200 1/min und 1500 1/min dargestellt. Der relative Strömungsgasanteil ist konstant und beträgt  $\dot{\alpha} = 0,75$ . Der Einfluss der Viskosität des Öls zeigt sich insbesondere für die niedrige Drehzahl. Für sie werden die größten Volumenströme dann gemessen, wenn der Ölanteil am größten ist.

Der Vergleich der zugehörigen volumetrischen Wirkungsgrade erfolgt anhand von <u>Bild 6.49</u>. Die volumetrischen Wirkungsgrade liegen für Gemische mit dem größten Ölanteil im gleichen Bereich, wie die mit der höheren Drehzahl erzielten Ergebnisse. Das zeigt, dass der Einfluss der höheren Viskosität des Öls selbst für relativ geringe Ölanteile ( $\dot{\alpha}_{oil} = 0.25$ ), einen großen Einfluss auf die Verminderung der Verlustvolumenströme durch die Spalte hat.



<u>Bild 6.49</u>: Volumetrische Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)

Im <u>Bild 6.50</u> sind die gemessenen Gesamtvolumenströme als Funktion der Druckdifferenz für zwei unterschiedliche relative Strömungsgasanteile ( $\dot{\alpha}_{g} = 0,5$  und  $\dot{\alpha}_{g} = 0,75$ ) dargestellt. Für jeden Gasanteil sind jeweils drei Messreihen angegeben:

- Der Flüssigkeitsanteil des Gemisches ist das Öl.
- Die Anteile des Öls und des Wassers sind im Gemisch gleich.
- o Der Flüssigkeitsanteil des Gemisches ist das Wasser.

Die geringsten Gesamtvolumenströme werden für die Gemische aus Wasser und Luft gemessen. Für dreiphasige Gemische stellen sich große Volumenströme ein, während sich für Gemische aus Öl und Luft die größten Volumenströme ergeben.



<u>Bild 6.50</u>: Gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahl 1500 1/min)

Im <u>Bild 6.51</u> sind die gemessenen Wellenleistungen als Funktion der Druckdifferenz für die in <u>Bild 6.48</u> gewählten Parameter dargestellt. Die Wellenleistungen steigen mit wachsenden Drehzahlen und mit steigenden Anteilen des Öls.



<u>Bild 6.51</u>: Gemessene Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahlen 1500 1/min und 2200 1/min)

Werden die gemessenen Wellenleistungen aus Messreihen mit gleichen Gasgehalten  $(\dot{\alpha}_g = 0,5)$  aber unterschiedlichen Anteilen von Öl und Wasser (<u>Bild 6.52</u>) verglichen, so ist der Einfluss der flüssigen Phase zu erkennen. Steigende Ölanteile führen zu vergrößerten Wellenleistungen. Dies ist auf vergrößerte Reibungskräfte, in Folge der Viskosität des Öls zurückzuführen.



<u>Bild 6.52</u>: Gemessene Wellenleistung als Funktion der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahl 2200 1/min)

# 6.3.4. Vergleich des Förderverhaltens von Mehrphasenpumpen mit Spindeln unterschiedlicher Steigung und gleicher Länge

Die in Kapitel 6.3 erläuterten Ergebnisse gelten für eine Schraubenspindel mit degressiver, d.h. abnehmender Steigung. Sie werden im Folgenden mit den in Kapitel 6.2 beschriebenen Ergebnissen verglichen, die für eine Spindel gleicher Länge, jedoch konstanter Steigung zwischen Saug- und Druckseite und somit konstantem Kammervolumen gelten. Über den volumetrischen Wirkungsgrad kann das Förderverhalten beider Spindeln verglichen werden. Er ist in <u>Bild 6.53</u> für die Drehzahl 2200 1/min als Funktion des Differenzdrucks aufgetragen. Der volumetrische Wirkungsgrad der Spindel mit konstanter Steigung liegt für alle Messungen über dem der Spindel mit abnehmender Steigung. Dabei ist die Differenz für hohe Gasanteile des Volumenstroms geringer, als für niedrige. Dieses Verhalten kann anhand der unterschiedlichen Druckprofile innerhalb der Schraubenspindelpumpe erklärt werden.



<u>Bild 6.53:</u> Volumetrische Wirkungsgrade als Funktionen der Druckdifferenz für Spindeln der Länge 91,7 mm und konstanter sowie abnehmender Steigung (Drehzahl 2200 1/min)

Wegen der abnehmenden Steigung verringert sich das Kammervolumen der degressiven Spindeln von der Saug- zur Druckseite. Dadurch wird die Gasphase in stärkerem Maße komprimiert, als bei Spindeln mit konstantem Kammervolumen. Der Druck steigt entlang der saugseitigen Spindelhälfte stärker an. Entlang der Spindel konstanter Steigung erfolgt der Druckanstieg, wie in <u>Bild 6.34</u> dargestellt, progressiv, wodurch sich saugseitig ein geringerer Druckgradient einstellt, als in der Spindel mit degressiver Steigung. Die Verlustströmung, welche saugseitig austritt, ist somit geringer. Für hohe relative Strömungsgasanteile nähert sich das Druckprofil, welches sich entlang der Spindel mit degressiver Steigung einstellt, dem der Spindel mit konstanter Steigung. Auf diese Weise verringert sich der Verluststrom, wodurch der geförderte Gesamtvolumenstrom steigt. Der volumetrische Wirkungsgrad nähert sich für die Spindel mit abnehmender Steigung dem der Spindel mit konstanter Steigung. Im <u>Bild 6.54</u> ist der volumetrische Wirkungsgrad für beide Spindeln als Funktion der Druckdifferenz für die Drehzahl 1500 1/min dargestellt.



<u>Bild 6.54</u>: Volumetrische Wirkungsgrade als Funktionen der Druckdifferenz für Spindeln der Länge 91,7 mm und konstanter sowie abnehmender Steigung (Drehzahl 1500 1/min)

Die Unterschiede zwischen den volumetrischen Wirkungsgrade der Spindeln mit konstanter und der mit abnehmender Steigung sind gering. Grund für dieses Verhalten sind die von der Drehzahl abhängigen Druckprofile entlang der Spindeln. Je größer die Drehzahlen sind, umso größer werden die Ortsgradienten der Druckprofile längs der Spindelachse. Dies wird auf die kürzere Verweilzeit, die für druckausgleichende Strömungen zwischen den Kammern zur Verfügung steht, zurückgeführt. Somit treten geringere Flüssigkeitsvolumen je Spindelumdrehung in eine Kammer ein, so dass das Gas im saugseitigen Bereich der Spindel weniger stark komprimiert wird. Der Druckanstieg wird somit zeitlich verzögert. Für die geringere Drehzahl und Spindeln konstanter Steigung erfolgt der Druckanstieg entlang der Spindelachse mit einem geringeren Ortsgradienten, verglichen mit hohen Drehzahlen. Die Unterschiede zwischen den für die unterschiedlichen Spindeln beobachteten Druckprofile werden somit geringer und wirken sich weniger stark auf das Förderverhalten aus.

Zum Vergleich der mit den Spindeln unterschiedlicher Steigung erzielbaren isothermen Wirkungsgrade sind diese in <u>Bild 6.55</u> für die Drehzahl 1500 1/min als Funktion der Druckdifferenzen dargestellt.



<u>Bild 6.55:</u> Isothermer Wirkungsgrad als Funktionen der Druckdifferenz für dreiphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft für Spindeln der Länge 91,7 mm und konstanter sowie abnehmender Steigung (Drehzahl 1500 1/min)

Die Spindel mit degressiver Steigung besitzt für die Drehzahl 1500 1/min einen größeren isothermen Wirkungsgrad. Wegen des sich verringernden Kammervolumens wird die Gasphase je Wellenumdrehung stärker komprimiert, als dies für konstantes Kammervolumen der Fall war. Mit steigender Druckdifferenz steigt der isotherme Wirkungsgrad zuerst an, erreicht ein Maximum und sinkt wieder für die beiden Spindelsätze. Die Spindelflanken von den Spindeln mit degressiver Steigung müssen einen kleineren Weg axial gegen der Druckdifferenz überwinden, im Vergleich zu den Spindeln mit konstanter Steigung.

### 6.4. Einfluss der Viskosität auf das Förderverhalten

#### 6.4.1. Abhängigkeit der Viskosität des Öls von der Temperatur

Um den Einfluss der Viskosität auf das Förderverhalten zu erkennen, muss die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur bekannt sein. In <u>Bild 6.56</u> sind experimentelle Ergebnisse für die Viskosität des Öls als Funktion der Temperatur dargestellt. Die gemessenen Viskositäten werden mit den Angaben des Herstellers für die entsprechenden Temperaturen verglichen.



Bild 6.56: Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Öls "Shell Ondina 917"

#### 6.4.2. Förderverhalten für unterschiedliche Viskositäten der flüssigen Phase

Der Einfluss der Viskosität der flüssigen Phase auf das Förderverhalten wird mit Hilfe unterschiedlicher Temperaturen des Öls für zweiphasige Gemische aus Öl und Luft untersucht. Das gewählte Öl besitzt eine geringe Abhängigkeit der Dichte und der Oberflächenspannung von der Temperatur. In <u>Bild 6.57</u> ist der von der Mehrphasenpumpe geförderte Volumenstrom für die Drehzahl 2200 1/min als Funktion der Viskosität des Öls

dargestellt. Es werden jeweils Messreihen für die Differenzdrücke 8 und 14 bar durchgeführt, in denen die drei relativen Strömungsgasanteile 0, 0,5 und 0,9 eingestellt sind. Die gemessenen Volumenströme für den Differenzdruck von 14 bar sind geringer als die Volumenströme für die Druckdifferenz von 8 bar. Die gemessenen Volumenströme für den relativen Strömungsgasanteil von 0,5 sind für beide Differenzdrücke größer als die der einphasigen Strömung des Öls. Mit Ausnahme der Messreihe für die Druckdifferenz von 8 bar und den Gasanteil von 0,9 erhöht sich der geförderte Volumenstrom für steigende Viskositäten der flüssigen Phase.



<u>Bild 6.57</u>: Volumenstrom als Funktion der Viskosität des Öls für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Die vergrößerten Volumenströme sind auf verringerte Verlustströme zurückzuführen und weisen auf das verbesserte Abdichten der Spalte, welches durch die steigende Viskosität des Öls erfolgt. Dabei steigt der Volumenstrom für die Druckdifferenz von 14 bar stärker als für die Druckdifferenz von 8 bar. In diesem Fall treten größere Verlustströme auf und es ergibt sich dementsprechend ein erhöhter Einfluss der Spaltströmung auf das Förderverhalten infolge der größeren Viskosität. Für die Messreihen mit dem relativen Strömungsgasanteil von 0,5 ist der Anstieg der gemessenen Volumenströme für Viskositäten zwischen 0 und 10 mPa s stärker als für Viskositäten, die sich zwischen 20 und 30 mPa s ändern. Verglichen mit dem beschriebenen Anstieg der geförderten Volumenströme für steigende Viskositäten verhält sich die für die Druckdifferenz von 8 bar und dem Gasanteil von 0,9 gültige Messreihe genau entgegengesetzt. Die geförderten Volumenströme sinken mit steigender Viskosität der flüssigen Phase. Ursache hierfür ist das in Bild 6.2 angegebene Minimum des Volumenstroms für hohe Gasanteile und geringe Differenzdrücke. Für steigende Druckdifferenzen kommt es in Bild 6.2 für den Gasanteil von 0,9 zum Anstieg des Volumenstroms. Somit ist der Verlauf der Volumenströme in beiden Fällen der eigentlichen Tendenz, die besagt, dass die Volumenströme mit steigenden Druckdifferenzen sinken und mit ansteigernden Viskositäten steigen entgegengesetzt. Wie in Kapitel 6.1.1 erläutert, behindert die erhöhte Viskosität einen ausreichenden Rückstrom der Flüssigkeit von der Druck- zur Saugseite. Dadurch erfolgt für kleine Druckdifferenzen keine ausreichende Abdichtung der Spalte in der Nähe der Saugseite.

Die Ursachen für den Verlauf der gemessenen Volumenströme der jeweiligen Messreihen stehen für beide Graphen miteinander in Verbindung. Dies zeigt der Vergleich der gemessenen Volumenströme für den Gasanteil von 0,9 und den Differenzdruck von 14 bar. Für diese Parameter folgen die Messwerte in <u>Bild 6.2</u> dem Verlauf der abfallenden Volumenströme für steigende Druckdifferenzen. Entsprechend steigen in <u>Bild 6.57</u> die gemessenen Volumenströme mit wachsenden Viskositäten. Es ist davon auszugehen, dass es in allen Messreihen mit dem Gasanteil von 0,9 und Differenzdrücken zwischen 2 und 8 bar zum Abfall der gemessenen Volumenströme mit zunehmender Viskosität kommt. Für Differenzdrücke zwischen 10 und 14 bar kommt es hingegen zu einem Anstieg des Volumenströms mit der Viskosität.

Der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  ist in <u>Bild 6.58</u> als Funktion der Viskosität des Öls dargestellt. Dabei wird auf die bekannten Messreihen aus dem vorangegangenen Bild zurückgegriffen. Die Abhängigkeiten der sich einstellenden volumetrischen Wirkungsgrade

von den Druckdifferenzen entsprechen aufgrund ihrer Definition qualitativ denen der gemessenen Volumenströme.



<u>Bild 6.58</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Viskosität des Öls für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Der Einfluss der Viskosität auf den isothermen Wirkungsgrad lässt sich mit Hilfe von <u>Bild</u> <u>6.59</u> erläutern. Dazu sind für Druckdifferenzen von 8 und 14 bar die isothermen Wirkungsgrade als Funktion der Viskosität aufgetragen. Die Gasanteile betragen wie zuvor 0, 0,5 und 0,9. Werden die für die unterschiedlichen Gasanteile gültigen Messungen für die jeweiligen Druckdifferenzen verglichen, so ergeben sich keine merklichen Unterschiede. Ein Vergleich zwischen den für einzelne Differenzdrücke gültigen Ergebnissen zeigt hingegen Unterschiede. So ist für den Differenzdruck von 8 bar ein mit steigender Viskosität absinkender isothermer Wirkungsgrad zu erkennen. Für den großen Differenzdruck von 14 bar hingegen bleibt der isotherme Wirkungsgrad nahezu unabhängig von der Viskosität des Öls. Der isotherme Wirkungsgrad wird für konstante Differenzdrücke und konstante Phasenanteile allein durch den veränderlichen Quotienten von Volumenstrom und Wellenleistung bestimmt.

In <u>Bild 6.60</u> ist die gemessene Wellenleistung der Mehrphasenpumpe für die oben beschriebenen Parameter als Funktion der Viskosität des Öls dargestellt.



<u>Bild 6.59</u>: Isothermer Wirkungsgrad als Funktion der Viskosität des Öls für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen



<u>Bild 6.60</u>: Wellenleistung als Funktion der dynamischen Viskosität des Öls für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

Die Wellenleistung steigt für alle Messreihen mit steigender Viskosität. Da die viskosere Flüssigkeit in der Lage ist, höhere Scherkräfte zu übertragen, steigt das Drehmoment der Mehrphasenpumpe an. Für konstante Drehzahlen ist dies gleichbedeutend mit erhöhten Wellenleistungen. Die gemessenen Wellenleistungen sind entsprechend <u>Bild 6.5</u> Funktionen der Druckdifferenzen. Der Anstieg der Wellenleistungen mit steigenden Viskositäten fällt jedoch für die Druckdifferenzen von 8 und 14 bar nahezu gleich hoch aus. Da die Volumenströme für die Druckdifferenz von 14 bar stärker ansteigen als diejenigen für die Druckdifferenz von 8 bar, erklärt dies das Absinken der isothermen Wirkungsgrade für die größere Druckdifferenz von 14 bar konstant. Für den Fall konstanter Wirkungsgrade steigen somit die Volumenströme und die Wellenleistung in gleichem Maße an. Für absinkende Wirkungsgrade steigt die Wellenleistung istärker als die geförderten Volumenströme.

Der in Bild 6.60 dargestellte von der Druckdifferenz unabhängige Anstieg der Wellenleistung für steigende Viskositäten ist darauf zurückzuführen, dass der durch die Scherung verursachte Anteil der Wellenleistung hauptsächlich durch die Rotation der Spindeln erzeugt wird. Die durch die Druckdifferenz verursachte Scherung des Fluids in den Umfangsspalten ist parallel zur Spindelachse gerichtet und hat dementsprechend keinen direkten Einfluss auf das Drehmoment. Somit hängt die entsprechend der Viskositätssteigerung benötigte Wellenleistung von der Drehzahl der Mehrphasenpumpe ab. Höhere Viskositäten wirken sich daher insbesondere für höhere Differenzdrücke positiv aus.

# 7. Vergleich experimenteller mit berechneten Ergebnissen

Die oben beschriebenen experimentellen Ergebnisse werden mit den von Rausch [22] und Scharf [48] auf theoretischem Wege erzielten verglichen. Hierzu ist es notwendig, dass die Abmessungen der in den Berechnungen eingesetzten Spindeln mit denen der Experimente übereinstimmen. Die theoretischen Ergebnisse werden mit Hilfe einer Modellbildung für die Förderung und die Kompression der gasförmigen Phase in einer Kammer erzielt. Dabei werden die über die Kammergrenzen tretenden Verlustströme berücksichtigt.

In <u>Bild 7.1</u> und <u>Bild 7.2</u> sind die gemessenen und berechneten Werte für die Volumenströme und die volumetrischen Wirkungsgrade als Funktionen der Druckdifferenzen für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft dargestellt. Die theoretischen und die experimentellen Ergebnisse für die Volumenströme sinken mit steigenden Druckdifferenzen. Abweichungen sind damit zu erklären, dass die Verlustströme über den Flankenspalt in den Berechnungen nicht berücksichtigt werden. Außerdem wird angenommen, dass die Verlustströme aus einphasigen Flüssigkeiten bestehen. Aus dem Vergleich der Ergebnisse für unterschiedliche Strömungsgasanteile und aus experimentellen Ergebnissen von Rausch [22] geht hervor, dass speziell für die Förderung von Gemischen mit höheren relativen Strömungsgasanteilen, die Verlustströme über die Spalte auch teilweise aus der Gasphase bestehen.



<u>Bild 7.1</u>: Gemessene und berechnete Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft für Spindeln der Länge 91,7 mm



<u>Bild 7.2</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft für Spindeln der Länge 91,7 mm (Drehzahl 1500 1/min)

In <u>Bild 7.3</u> sind die gemessenen und berechneten volumetrischen Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft dargestellt. Hierbei sind die Mehrphasenpumpen mit Spindeln degressiver Steigung der Länge 91,7 mm ausgerüstet. Die Differenzen zwischen gemessenen und berechneten Ergebnissen lassen sich mit dem Nichtberücksichtigen von Verlustströmen über die Flankenspalte erklären.

Die Gemischzusammensetzung der über die Spalte tretenden Leckströmung hat für Gemische aus Öl und Luft einen größeren Einfluss auf die Differenzen zwischen den berechneten und gemessenen Ergebnissen, als für Gemische aus Wasser und Luft. Deswegen sind entsprechend die Unterschiede zwischen gemessenen und berechneten Ergebnissen etwas größer. In <u>Bild 7.4</u> sind die gemessenen und von Scharf [48] berechneten Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Öl und Luft dargestellt.



<u>Bild 7.3</u>: Volumetrischer Wirkungsgrad als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Wasser und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm und degressiver Steigung (Drehzahl 1500 1/min)



<u>Bild 7.4</u>: Gemessene und berechnete Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für zweiphasige Gemische aus Öl und Luft für Mehrphasenpumpen mit Spindeln der Länge 91,7 mm (Drehzahl 2200 1/min)

## 8. Zusammenfassung

Schraubenspindelpumpen finden einen breiten Einsatz in der Erdöl- und Erdgasindustrie, weil sie geeignet sind, mehrphasige Gemische über große Entfernungen zu transportieren. Sie sind mit zwei achsparallel angeordneten und gegensinnig rotierenden Schraubenspindeln ausgerüstet. Diese bilden geschlossene Kammern, welche das Gemisch einschließen und durch die Drehbewegung der Spindeln von der Saug- zur Druckseite transportieren.

Um das Förderverhalten von Mehrphasenpumpen unter betriebsnahen Bedingungen vorherzusagen, werden Messungen an diesen durchgeführt. Dazu fördern sie Gemische aus Luft, Wasser und Öl mit wählbaren Strömungsanteilen aller drei Phasen innerhalb eines Rohrleitungsnetzes. In den Experimenten werden die geförderten Volumenströme, die Leistungen und Wirkungsgrade als Funktion des Differenzdrucks gemessen, wobei unterschiedliche Drehzahlen, Strömungsphasenanteile des Öls, des Wassers und der Luft eingestellt, sowie unterschiedliche Spindelsätze eingebaut sind. Die Spindeln unterscheiden sich durch ihre Längen, Kammerzahlen, Steigungen und Steigungsverhältnisse. Für den kurzen Spindelsatz mit 0,5 Kammern ist ein stärkerer Abfall des Volumenstroms als Funktion der Druckdifferenz zu beobachten, wie für den Spindelsatz mit 3,1 Kammern. Für Spindeln mit degressiver Steigung werden höhere Verlustströme aufgrund der Überdruckbereiche gemessen, die entlang der Spindeln auftreten, wenn Gemische mit niedrigeren Strömungsgasanteilen gefördert werden.

Die höhere Viskosität des Öls liefert eine bessere Spaltabdichtung. Sie sorgt für kleinere Verlustströme und entsprechend höhere volumetrische Wirkungsgrade für alle Spindelsätze. Die größten Volumenströme werden für alle Spindelsätze beim Fördern von zweiphasigen Gemischen aus Öl und Luft gemessen. Die niedrigsten Volumenströme ergeben sich für die einphasige Förderung von Wasser.

Der isotherme Wirkungsgrad der Schraubenspindelpumpe fällt mit steigendem Strömungsgasanteil. Eine Verbesserung ergibt sich für den Einsatz von Spindeln mit degressiver Steigung. Wegen des sich verringernden Kammervolumens wird die Gasphase je Wellenumdrehung stärker komprimiert, als dies für Spindeln mit konstantem Kammervolumen der Fall ist. Die Spindelflanken von den Spindeln mit degressiver Steigung müssen einen kleineren Weg axial gegen der Druckdifferenz überwinden, im Vergleich zu den Spindeln mit konstanter Steigung.

## Anhang

Bilder zu Kapitel 6.1:



<u>Bild A 1:</u> Gemessene Volumenströme als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen



<u>Bild A 2:</u> Volumetrische Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen



<u>Bild A 3:</u> Wellenleistungen als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen



<u>Bild A 4:</u> Isotherme Wirkungsgrade als Funktion der Druckdifferenz für kurze Spindeln konstanter Steigung und Gemische aus Wasser, Öl und Luft und unterschiedlichen relativen Strömungsanteilen der Phasen

### Literaturverzeichnis

- P. Cooper, A. J. Prang, P. U. Thamsen, J. Mair: A versatile multiphase two-screw pump package for Subsea deployment; Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 4-7May 1998
- [2] F. W. Hamelberg, Läuferkräfte bei Schraubenpumpen; Dissertation, TH Hannover 1966
- [3] F. W. Hamelberg: Untersuchungen an Pumpen Läuferprofile, Läuferkräfte und Leistungen von Schraubenpumpen; VDI-Forschungsheft 527, 1968
- T. Herpel, S. Muschelknautz; F. Mayinger: Konzept einer Mehrphasenpumpstation zur Förderung von Erdöl-Erdgas-Feststoffgemischen im Offshore-Betrieb, Rohre, Rohrleitungsbau, Rohrleitungstransport, 30 (1991) 12,709-720
- [5] V. Karge: Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Multiphasengemischen; Pumpen Vakuumpumpen und Kompressoren, (1988) 14-20
- [6] G. Vetter, M. Wincek: Zum Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen bei der Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen, Konstruktion 45,(1993) 6, 203-210
- [7] M. Wincek: Zur Berechnung des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpe bei der Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen, Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg 1992
- [8] G. Vetter, M. Wincek: Performance prediction of twin screw pumps for two-phase gas/liquid flow; ASME/FED 154 (1993), 331-340
- [9] A. Körner: Zum Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen für Zweiphasengemische hohen Gasgehalts, Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg 1993
- G. Vetter, H. Körner: Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen für Zweiphasenbetrieb bei hohen Gasgehalten, Industriepumpen + Kompressoren, 6 (2000) 34-43
- [11] S. Etzold: Verlustanalyse von Schraubenspindelpumpen bei Mehrphasenförderung, VDI Fortschritt-Berichte Nr.221, VDI-Verlag, Düsseldorf 1993
- [12] C. Y. Nakashima, S. d. Oliveira Jr., E. F. Caetano: Thermodynamic model of a twinscrew multiphase pump; ASME ETCE, Houston 2002
- [13] C. Y. Nakashima, S. d. Oliveira Jr., E. F. Caetano: Thermo-Hydraulic Model of a Twin-Screw Multiphase Pump; ASME IMECE, Anaheim, California, USA, November 13-20, 2004

- [14] T. Rausch, Th. Vauth, J.U. Brandt, D. Mewes: A model for the delivering characteristic of multiphase pumps; 4th North American Conf. Multiphase Technology, 3-4 June 2004, Banff, Canada
- [15] J. Prang: Selecting multiphase pumps, Chemical Engineering, 104 (1997) 2, 74-79
- [16] A. J. Prang, P. Cooper: Enhanced multiphase flow predictions in twin-screw pumps; Internat. Pump Users Symp., 21 (2004), 69-76, Baltimore, US, Mar 8-11, 2004
- [17] A. J. Prang, P. Cooper: Improved performance prediction methods for multiphase twins crew pumps; 4th North American Conf. on Multiphase Technology, Banff, CA, 3-4 Jun 2004
- [18] K. Egashira, S. Shoda, T. Tochikawa, A. Furukawa: Backflow in twin-screw-type multiphase pump, SPE Production & Facilities, 13 (1998), 1, 64-69
- [19] G. Wyborn: Multiphase pumps offer alternative for moving wellhead fluids, Oil and Gas Journal, 97 (1999) 36, 56-63
- [20] W. Neumann, W.: Efficient multiphase pump station for onshore application and prospects for offshore application, 8. International Pump User Symposium, Texas, March 1991
- [21] T. Vauth: Mehrphasenpumpen im Netzbetrieb, Dissertation, Universität Hannover, 2005
- [22] T. Rausch: Thermofluiddynamik zweiphasiger Strömungen in Schraubenspindelpumpen, Dissertation, Universität Hannover, 2006
- [23] K. Räbiger, T.M.A. Maksoud, J. Ward: Thermo- and fluid dynamic model of a multiphase screw pump, operating at very high gas volume fractions, Sonderdruck Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg Nr. 35, Nov. 2006
- [24] S. L. Scott,: Multiphase pumping addresses a wide range of operating problems; Oil & Gas Journal, 29 (2003), 59-71
- [25] P. Cooper, A. J. Prang, P. U. Thamsen: Applying multiphase screw pumps subsea; 7th European IMechE Conference Transactions
- [26] P. Cooper, B. Schiavello, C. de Marolles, J. de Salis, A. J. Prang, D. H. Broussard: Tutorial on multiphase gas-liquid pumping, 13th Int. Pump Users Symp., 1996
- [27] E. F. Caetano, R. M. Silva, M. A. A. Lopes, C. Kchupil, R. M. T. Camargo, S. F. Candido, J. M. Kujawski, J. E. Livingston, D. R. Farruggia, R. D. Pollick, C. H. Campen, R. Maurischat: Cooperation on a Subsea Multiphase Flow Pumping System, Offshore technology Conference, Houston 1997
- [28] C. Y. Nakashima, S. O. Oliveira, E. F. Caetano: Subsea multiphase pumping system x gas lift: an exergo-economic comparison; Thermal Engineering, 3 (2004), 107-114
- [29] M. Wincek, W. Moser: Subsea Ein neues Anwendungsgebiet f
  ür die Mehrphasenschraubenpumpe, Industriepumpen + Kompressoren, 5 (1999) 93-98

- [30] 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 Tech. Conf., September 30 – October 3, 2001, New Orleans, USA
- [31] R. Quast, G. Rohlfing, D. Seeger: Anwendungsgebiete moderner Schraubenspindelpumpen; Pumpen und Kompressoren aus Deutschland, (1998) Key No. 74329
- [32] 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, 31 Oct - 1 Nov, 2002
- [33] C. Y. Nakashima, S. O. Oliveira, E. F. Caetano: Heat transfer in a twin- screw multiphase pump: Thermal modeling and one application in the petroleum industry; Energy, 31(2006), 3415-3425
- [34] H. Brauer: Grundlagen der Ein- und Mehrphasenströmung; Verlag Sauerländer, Frankfurt/Main 1971
- [35] Nädler, M., Mewes, D.: Effects of the liquid viscosity on the phase distribution in horizontal gas-liquid slug flow; Int. J. Multiphase Flow 21 (1995) 2, 253-266
- [36] Nädler, M.: Der Druckverlust mehrphasiger Strömungen aus Öl, Wasser und Luft in horizontalen Rohren; Dissertation Universität Hannover, Hannover 1995
- [37] D. Wehling: Schraubenspindelpumpe Konstruktion und Wirkungsweise, Maschinenmarkt, Band 75 (1969) 77, 1706-1712
- [38] W. H. Faragallah, D. Surek: Rotierende Verdrängermaschinen, Pumpen Verdichter und Vakuumpumpen; Verlag und Bildarchiv W. H. Faragallah, Sulzbach 1996
- [39] W. Pohlenz: Grundlagen für Pumpen; VEB Verlag Technik, Berlin 1975
- [40] H. Schulz: Die Pumpen Arbeitsweise Berechnung Konstruktion; Springer Verlag, Berlin 1977
- [41] I. J. Karrasik, J. P. Messina, P. Cooper, C. C. Heald: Pump Handbook Third Edition; McGraw-Hill, New York 2001
- [42] Würsig, G.: Sicherheit und Zuverlässigkeit eines Mehrphasen-Pumpen-Systems; Germanischer Lioyd, Hamburg 2001
- [43] Vetter, G., Schlücker, E.: Rotierende Verdrängerpumpen Auswahlkriterien und Eigenschaften; Deutsche Pumpen, Kompressoren, Vakuumpumpen (1995), 19-27
- [44] G. Rohlfing: Pumpverfahren zum Betreiben einer Multiphasen-Schraubenspindelpumpe und Pumpe; Patentschrift DE 4316735 C2, 1996
- [45] Henry, M., Duta, M., Tombs, M. Yeung, H. Mattar, W.: How a Coriolis mass flow meter can operate in two-phase (gas/liquid) flow; 4th Annual Emerging Technologies Conference, ISA EXPO 2004, Oct 5-7 2004, Houston (TX), USA

- [46] Goeke, J., Steffensen, E.: Coriolis-Massemessung in einer modulierten Zweiphasenströmung; Automatisierungstechnische Praxis, 46 (2004) 11, 56-62
- [47] C. G. Xie, N. Reinecke, M. S. Beck, D. Mewes, R. A. Williams: Electrical tomography techniques for process engineering application; Chem. Eng. Journal, 56 (1995), 127-133
- [48] A. Scharf, T. Rausch, Th. Vauth, G. Aleksieva, M. Reichwage, G. Rohlfing, D. Mewes: Performance and application range of multiphase twin-screw pumps with declining pitch, 5th North American Conf. on Multiphase Technology, Banff, Canada, June 1-2, 2006

# Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name	Galabina Kirilova Aleksieva
Geburtsdaten	05.06.1981 in Pazardzhik/Bulgarien
Familienstand	ledig
Schulbildung	
09/1987 - 06/1994	Grundschule, Christo Smirnenski" Vetren dol Bulgarien
09/1994 - 06/1999	Naturwissenschaftliches und mathematisches Gymnasium "K.Velichkov", Pazardzhik, Bulgarien
09/1996 - 01/1999	Fremdsprachengymnasium "Bertolt Brecht", Pazardzhik, Bulgarien (Privatschülerin) Fach: Deutsch
Studium	
09/1999 - 09/2004	Universität für Chemische Technologie und Metallurgie, Sofia,
	Bulgarien, Studiengang: Verfahrenstechnik (gemäß dem Studienplan der Technischen Universität Hamburg-Harburg)
06/2003 - 09/2003	Universität Hannover, Institut für Verfahrenstechnik
	Bachelorarbeit (DAAD - Stipendium)
03/2004 - 09/2004	Universität Hannover, Institut für Verfahrenstechnik
	Diplomarbeit (SOKRATES/ERASMUS – Stipendium)
09/2004	Abschluss: Diplom/Master of Science
Berufstätigkeit	

11/2004-02/2008	Institut für Verfahrenstechnik, Universität Hannover Wissenschaftliche Mitarbeiterin
	Leitung: Prof. DrIng. Dr.h.c. D. Mewes