

1. EINLEITUNG

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

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

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

2. ZIELE DER ARBEIT

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

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

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

3. STAND DER FORSCHUNG

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

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

3.1 Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Erdöl und Erdgas

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

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

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

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

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

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

3.2 Bekannte Ergebnisse

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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