

(19)



(11)

EP 3 961 035 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
02.03.2022 Patentblatt 2022/09

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F04C 2/08 ^(2006.01) **F04C 2/16** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **21187900.2**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F04C 2/16; F04C 2/084; F04C 2210/24;
F04C 2250/20

(22) Anmeldetag: **27.07.2021**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
Benannte Validierungsstaaten:
KH MA MD TN

(71) Anmelder: **Leistritz Pumpen GmbH**
90459 Nürnberg (DE)

(72) Erfinder: **MAURISCHAT, Roland**
90453 Nürnberg (DE)

(74) Vertreter: **Lindner Blaumeier**
Patent- und Rechtsanwälte
Partnerschaftsgesellschaft mbB
Dr. Kurt-Schumacher-Str. 23
90402 Nürnberg (DE)

(30) Priorität: **27.08.2020 DE 102020122460**

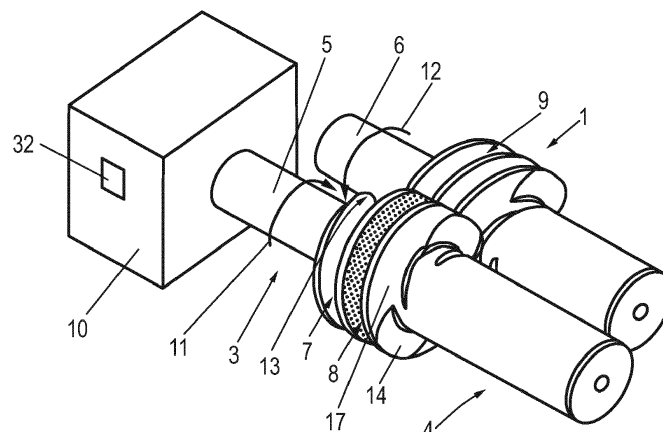
(54) **VERFAHREN UND SCHRAUBENSPIDELPUMPE ZUR FÖRDERUNG EINES GAS-FLÜSSIGKEITSGEMISCHS**

(57) Verfahren zur Förderung eines Gas-Flüssigkeitsgemischs, durch eine Schraubenspindelpumpe (1), die ein Gehäuse (2) aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass (3) und einen Fluidauslass (4) ausbildet und in dem wenigstens eine Antriebsspindel (5) und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel (6) der Schraubenspindelpumpe (1) aufgenommen sind, die in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel (5) gemeinsam mit dem Gehäuse (2) mehrere Pumpenkammern (7, 8, 9) begrenzen, wobei die Antriebsspindel (5) derart angetrieben wird, dass bei gegebener Pumpengeometrie der Schraubenspindelpumpe (1) der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer (7, 8, 9) vor und/oder bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels gegenüber dem

Saugdruck der Schraubenspindelpumpe (1), der im Bereich des jeweiligen Fluideinlasses (3) vorliegt, um maximal 20% oder um maximal 10% eines Differenzdrucks zwischen dem Saugdruck und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses (4) erhöht ist.

Schraubenspindelpumpe zur Förderung eines Gas-Flüssigkeitsgemischs, wobei die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6) derart gewählt sind, dass der Mittelwert der Anzahl der Pumpenkammern (7, 8, 9) pro Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6), die sowohl gegenüber dem Fluideinlass (3) als auch gegenüber dem Fluidauslass (4) verschlossen sind, über einen Rotationswinkel der Antriebsspindel (5) von 360° maximal 1,5 ist.

FIG. 1

**EP 3 961 035 A1**

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Förderung eines Fluids, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch ist, durch eine Schraubenspindelpumpe, die ein Gehäuse aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass und einen Fluidauslass ausbildet und in dem wenigstens eine Antriebsspindel und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel der Schraubenspindelpumpe aufgenommen sind, die in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel gemeinsam mit dem Gehäuse mehrere Pumpenkammern begrenzen, wobei die Antriebsspindel durch einen Antrieb in eine Antriebsrichtung rotiert wird, wodurch eine jeweilige zunächst zu dem jeweiligen Fluideinlass offene der Pumpenkammern verschlossen, die resultierende verschlossene Pumpenkammer axial zu dem Fluidauslass hin bewegt und dort bei Erreichen eines Öffnungsrotationswinkels zu dem Fluidauslass hin geöffnet wird. Daneben betrifft die Erfindung eine Schraubenspindelpumpe.

[0002] Schraubenspindelpumpen werden in vielen Bereichen eingesetzt, um Fluide zu fördern. Hierbei können rein flüssige Medien, beispielsweise Rohöl oder Erdöl, gefördert werden. Häufig liegen jedoch Gemische von Gasen und Flüssigkeiten, beispielsweise von Erdöl und Erdgas, vor, die gefördert werden sollen.

[0003] Bei herkömmlichen Schraubenspindelpumpen werden in Axialrichtung mehrere Kammern gebildet, zwischen denen bei einer reinen Fluidförderung der Druck zumindest näherungsweise linear von einem Druck am Fluideinlass zu einem Druck am Fluidauslass ansteigt. Hierbei werden häufig relativ hohe Druckunterschiede zwischen dem Fluideinlass und dem Fluidauslass von z. B. 5 bis 50 bar oder sogar noch höhere Druckunterschiede genutzt.

[0004] Wird ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem relativ hohen Gasanteil durch eine herkömmliche Schraubenspindelpumpe gefördert, so resultiert ein hyperbolischer Druckaufbau, da aufgrund der Kompressibilität des Gasanteils und der stets vorhandenen Radial- und Axialspalte zwischen den einzelnen Spindeln bzw. zwischen den Spindeln und dem Gehäuse Flüssigkeit aus Kammern mit einem höheren Druck in die voranliegenden Kammern zurückströmen kann, wodurch das dort befindliche Gas komprimiert wird und ein Druckanstieg resultiert. Nachteilig ist hierbei, dass das Fluid zunächst gegen einen relativ steilen Druckgradienten gefördert wird und anschließend zumindest teilweise in einen Bereich geringeren Drucks zurückströmt. Hierdurch resultiert typischerweise eine Leistungsanforderung für die Pumpe, die näherungsweise vom Gasanteil unabhängig ist und auf reiner Flüssigkeitsförderung basiert.

[0005] Zur Kompression von Gasen mit sehr geringem Flüssigkeitsgehalt sind prinzipiell effizientere Ansätze bekannt. So können Schraubenspindelpumpen genutzt werden, deren Spindel eine variable Schraubensteigung aufweisen, um das Gas unmittelbar durch Verringerung des Kammervolumens zu komprimieren. Zudem sind

Gaskompressoren bekannt, die durch Schraubenspindeln das Gas zunächst gegen eine feststehende Wand fördern und somit verdichten, wobei das Gas erst nach Erreichen der gewünschten Verdichtung aus der Förderkammer austreten kann.

[0006] Nachteilig an den genannten Ansätzen zur effizienten Gasverdichtung ist es, dass die Gasverdichtung jeweils durch Veränderung der Geometrie einer Kompressorkammer erfolgt. Somit sind diese Ansätze jedoch nicht für Anwendungsfälle nutzbar, in denen zumindest vorübergehend ein hoher Flüssigkeitsanteil, insbesondere ein Flüssigkeitsanteil von nahe 100 %, auftreten kann. In diesem Fall müsste zur Verkleinerung der Kompressorkammer nämlich das Fluid komprimiert werden, wozu Kräfte erforderlich wären, die durch entsprechende Kompressoren typischerweise nicht aufgebracht werden können bzw. die zu einer Beschädigung des Kompressors führen können.

[0007] Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, den Wirkungsgrad einer Förderung eines Gas-Flüssigkeitsgemischs zu verbessern, wobei es gleichzeitig möglich bleiben soll, zumindest vorübergehend auch Gemische mit hohem Flüssigkeitsanteil zu fördern.

[0008] Die Aufgabe wird durch ein Verfahren der eingangs genannten Art gelöst, wobei die Antriebsspindel derart angetrieben wird, dass bei gegebener Pumpengeometrie der Schraubenspindelpumpe der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer vor und/oder bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels gegenüber dem Saugdruck der Schraubenspindelpumpe, der im Bereich des jeweiligen Fluideinlasses vorliegt, um maximal 20 % oder um maximal 10 % eines Differenzdrucks zwischen dem Saugdruck und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses erhöht ist. Insbesondere kann der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer vor und/oder bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels um maximal 5 % des Differenzdrucks über dem Saugdruck liegen.

[0009] Wie obig erläutert resultiert der hyperbolische Druckanstieg bei Förderung eines Gas-Flüssigkeitsgemischs in üblichen Schraubenspindelpumpen aus dem Rückströmen von Flüssigkeit durch verbleibende Spalten zwischen den Pumpenkammern. Es wurde erkannt, dass durch geeignete Anpassung der Pumpengeometrie und/oder der Drehzahl der Pumpe dieses Rückströmen der Flüssigkeit soweit reduziert werden kann, dass der überwiegende Teil des durch die Schraubenspindelpumpe erzeugten Druckanstiegs erst nach dem Öffnen der jeweiligen Pumpenkammer zum Fluidauslass hin erfolgt. Bei hinreichender Drehzahl bzw. geeigneter Pumpengeometrie kann hierbei zumindest näherungsweise davon ausgegangen werden, dass die bereits im Bereich des Fluidauslasses befindliche Flüssigkeit aufgrund ihrer Trägheit im Wesentlichen nicht in die öffnende Pumpenkammer einströmt, sondern stattdessen als starre Wand betrachtet werden kann, gegen die das Gas-Flüssigkeitsgemisch mit insbesondere hohem Gasanteil verdichtet wird. Solange das Fluid in der öffnenden Kammer einen hohen Gasanteil aufweist, wird in dem erfindungs-

gemäßen Verfahren somit ein ähnlich guter Wirkungsgrad erreicht wie mit Gaskompressoren, die Gas gegen eine starre Wand des Gehäuses fördern.

[0010] Ist die öffnende Pumpenkammer hingegen mit einem Gas-Flüssigkeitsgemisch mit sehr hohem Flüssigkeitsanteil oder sogar ausschließlich mit Flüssigkeit gefüllt, kann die Flüssigkeitssäule im Fluidauslassbereich hierdurch weitertransportiert werden, wodurch im Wesentlichen das gleiche Verhalten wie bei der Nutzung der Schraubenspindelpumpe zum Transport von reinen Flüssigkeiten resultiert. Die Optimierung des Betriebsparameter zum Erreichen der obig beschriebenen Eigenschaften bei hohen Gasanteilen kann zwar zu einer geringfügigen Verschlechterung des Wirkungsgrades bei hohen Flüssigkeitsanteilen des Gas-Flüssigkeitsgemischs führen. Bei hinreichend häufigem Auftreten von hinreichend hohen Gasanteilen wird dennoch eine erhebliche Energieeinsparung erreicht, da der Leistungsbedarf für diese Zeiträume erheblich unterhalb von üblichen Schraubenspindelpumpen liegt.

[0011] Der verringerte Leistungs- bzw. Energiebedarf im erfindungsgemäßen Verfahren gegenüber üblichen Schraubenspindelpumpen ergibt sich einerseits daraus, dass das obig erläuterte Rückströmen von Flüssigkeit durch relativ enge Spalten der Pumpe weitgehend vermieden werden kann, wodurch hieraus resultierende Verluste vermieden werden können. Eine geringere Leistungsanforderung ergibt sich jedoch auch unmittelbar aus der Betrachtung der erforderlichen Drehmomente. Bei dem obig beschriebenen Vorgehen, bei dem eine Verdichtung von Gas näherungsweise gegen eine stehende Flüssigkeitswand erfolgt, steigt der Druck in der sich zunehmend weiter öffnenden Pumpenkammer unter Annahme einer isothermen Verdichtung linear mit dem Drehwinkel der jeweiligen Spindel an. Gleichzeitig reduziert sich mit dem Drehwinkel bei zunehmender Öffnung die Ausdehnung der Pumpenkammer in Umfangsrichtung. Näherungsweise nimmt die drehmomentwirksame Kammerfläche somit beim Öffnen der Kammer linear mit dem Drehwinkel ab. Diese Faktoren führen gemeinsam dazu, dass der für die Kompression in der jeweiligen Pumpenkammer erforderliche Drehmomentbeitrag im Vergleich zu einer Drehmomentberechnung, die von einem bereits beim Öffnen deutlich erhöhten Druck in der Pumpenkammer ausgeht, auf die Hälfte reduziert wird, womit auch die erforderliche Antriebsleistung entsprechend reduziert werden kann.

[0012] Zur Umsetzung des erfindungsgemäßen Verfahrens kann es ausreichend sein, bei an sich bekannten Schraubenspindelpumpen ausreichend hohe Drehzahlen zu nutzen, da hierbei bei einem gegebenen Rückstromvolumen der Flüssigkeit pro Zeit insgesamt weniger Flüssigkeit in die vorangehenden Pumpenkammern zurückströmt und somit eine geringere Druckerhöhung resultiert. Eine ausschließliche Umsetzung des erfindungsgemäßen Verfahrens durch eine Drehzahlerhöhung kann jedoch bezüglich der erforderlichen Leistung und somit der Antriebsdimensionierung bzw. bezüglich

der mechanischen Belastung und dem Verschleiß der Pumpe problematisch sein. In vorteilhaften Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Verfahrens kann daher eine entsprechend angepasste Pumpengeometrie, insbesondere bezüglich von Spaltmaßen bzw. Kammervolumen, genutzt werden, wodurch die Nutzung von allzu hohen Drehzahlen zur Umsetzung des erfindungsgemäßen Verfahrens vermieden werden kann.

[0013] Vor dem Erreichen des Öffnungsrotationswinkels ist die jeweilige Pumpenkammer zur in Richtung des Fluideinlasses benachbarten Pumpenkammer und zum Fluidauslass hin abgesehen von toleranzbedingten Abweichungen gleich abgedichtet. Ein Fluidaustausch in beide Richtungen ist somit im Wesentlichen nur über die Radial- und Axialspalte der Pumpe möglich. Das Öffnen der Pumpenkammer zum Fluidauslass hin bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels resultiert daraus, dass der die Pumpenkammer bildende Gang der jeweiligen Spindel bzw. die den jeweiligen Gang zum Fluidauslass hin begrenzende Wand an einer bestimmten Winkelposition endet, die vom Rotationswinkel der Spindel abhängt. Dies führt dazu, dass ab einem gewissen Grenzwinkel ein Spalt in Umfangsrichtung zwischen dieser Wand und einer anderen der Spindeln resultiert, die die Pumpenkammer begrenzt. Durch diesen Spalt in Umfangsrichtung ist die Pumpenkammer zum Fluidauslass hin geöffnet. Der Öffnungsrotationswinkel kann somit als jener Winkel definiert werden, ab dem zusätzlich zu den Axial- bzw. Radialspalten ein Spalt in Umfangsrichtung resultiert.

[0014] Alternativ könnte der Öffnungsrotationswinkel über den einen Fluidaustausch zwischen Pumpenkammer und Fluidauslass ermöglichenden Strömungsquerschnitt definiert werden. Ist dieser Strömungsquerschnitt um 50 % oder 100 % oder 200 % gegenüber der verschlossenen Pumpenkammer vergrößert, kann das Erreichen dieser Grenze als Erreichen des Öffnungsrotationswinkels definiert werden.

[0015] Die erfindungsgemäße Schraubenspindelpumpe kann ein- oder zweiflutig sei, das heißt einen oder zwei in Axialrichtung gegenüberliegende Fluideinlässe aufweisen. Die Schraubenspindelpumpe kann zwei, drei oder mehr Spindeln aufweisen. Einzelne Spindeln können beispielsweise zweigängig sein. Einzelne oder alle Spindeln können jedoch auch eingängig oder dreigängig sein oder auch mehr Gänge aufweisen.

[0016] Die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebspindel und Laufspindel können derart gewählt sein, dass der Mittelwert der Anzahl der Pumpenkammern pro Antriebsspindel und Laufspindel, die sowohl gegenüber dem Fluideinlass als auch gegenüber dem Fluidauslass verschlossen sind, über einen Rotationswinkel der Antriebsspindel von 360° maximal 1,5 ist. Werden beispielsweise genau eine Antriebsspindel und genau eine Laufspindel verwendet, können im Mittel maximal 3 Pumpenkammern vollständig geschlossen sein. Der Mittelwert kann beispielsweise durch Integration der Anzahl der für einen jeweiligen Rotationswinkel der Antriebsspindel ge-

geschlossenen Kammern über den Winkel von 360° und anschließendes Teilen des Ergebnisses durch 360° ermittelt werden. Dies entspricht bei konstanter Drehzahl einer Integration der Anzahl der gleichzeitig geschlossenen Pumpenkammern über eine Rotationsperiode der Antriebsspindel und einer Division durch die Rotationsperiode.

[0017] Während bei Schraubenspindelpumpen zur Flüssigkeitsförderung typischerweise eine Nutzung von relativ vielen axial aufeinanderfolgenden Pumpenkammern gewünscht ist, wurde im Rahmen der Erfindung erkannt, dass durch Nutzung von relativ wenigen maximal gleichzeitig geschlossenen Kammern bei reduzierter Länge des Schraubenprofils ein größeres Volumen für die einzelnen Pumpenkammern resultiert. Die gleiche Menge von durch Pumpenspalte rückströmender Flüssigkeit führt somit zu einer geringeren relativen Änderung des für den Gasanteil verbleibenden Volumens, wodurch eine geringere Gaskompression und somit eine geringere Druckerhöhung vor dem Öffnen der Pumpenkammer zum Fluidauslass hin resultiert. Der gewünschte Effekt kann somit bereits bei erheblich geringeren Drehzahlen erreicht werden als in Fällen, in denen relativ viele axial aufeinanderfolgende Pumpenkammern genutzt werden.

[0018] Eine untere Grenze für die Anzahl von Pumpenkammern, die sowohl gegenüber dem Fluideinlass als auch gegenüber dem Fluidauslass unabhängig vom Rotationszustand maximal verschlossen sind, ergibt sich daraus, dass für jedes Paar aus einer Spindel und einem Fluideinlass in zumindest einem Rotationszustand eine Pumpenkammer sowohl gegenüber dem Fluideinlass als auch gegenüber dem Fluidauslass verschlossen sein muss, da anderenfalls bei einem Übergang von einem fluideinlassseitigen Öffnen zu einem fluidauslassseitigen Öffnen kurzzeitig eine beidseitige Öffnung der Pumpenkammer und somit eine direkte Verbindung von Fluideinlass und Fluidauslass resultieren würde, was zu sehr hohen, nicht gewünschten Leckagen der Pumpe führen würde.

[0019] Im Rahmen des Verfahrens kann während wenigstens einem Zeitintervall ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem Gasanteil von wenigstens 90 % gefördert werden. Alternativ oder ergänzend kann im Rahmen des Verfahrens während wenigstens einem weiteren Zeitintervall ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem Flüssigkeitsanteil von wenigstens 70 % gefördert werden. Das erfindungsgemäße Verfahren ist besonders geeignet, wenn Fluide mit zeitlich stark unterschiedlichen Mischungsverhältnissen gefördert werden sollen. Die Reduktion der erforderlichen Leistung ist für hohe Gasanteile besonders hoch. Somit können insbesondere auch Gasanteile von mehr als 95 % genutzt werden. Gegenüber Gaskompressoren können jedoch Fluide mit erheblich höherem Flüssigkeitsanteil transportiert werden. Insbesondere kann im erfindungsgemäßen Verfahren eine Schraubenspindelpumpe verwendet werden, die selbst bei 90 % oder 100 % Flüssigkeitsanteil am Gas-Flüssigkeitsgemisch weiterhin eine Förderung des Gas-Flüssig-

keitsgemischs ermöglicht.

[0020] Die Pumpengeometrie und die Drehzahl der verwendeten Schraubenspindelpumpe kann so gewählt sein, dass die Axialgeschwindigkeit der jeweiligen Pumpenkammer bei der axialen Bewegung zu dem Fluidauslass hin wenigstens 4 m/s ist. Die Axialgeschwindigkeit hängt sowohl von der Steigung des Gangs bzw. der Gänge der jeweiligen Spindel als auch von der Drehzahl ab. Anders ausgedrückt können hohe Axialgeschwindigkeiten durch hohe Drehzahlen und/oder hohe Steigungen bzw. relativ lange Pumpenkammern erreicht werden. Hohe Steigungen bzw. lange Pumpenkammern führen wiederum zu großen Kammervolumen und somit zu einer Verringerung des Einflusses von Rückströmender Flüssigkeit auf den Druck in der Pumpenkammer.

[0021] Die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe kann so gewählt sein, dass der Innendurchmesser des Schraubenprofils der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers des jeweiligen Schraubenprofils ist. Insbesondere kann dieser Zusammenhang für alle Antriebsspindeln und Laufspindeln gelten. Anders ausgedrückt ist die minimale Ausdehnung des Kerns des Schraubenprofils in Radialrichtung der jeweiligen Spindel weniger als das 0,7-fache der maximalen Ausdehnung des Schraubenprofils. Hieraus resultiert, dass der Unterschied zwischen Innen- und Außendurchmesser und somit das Pumpenkammervolumen relativ groß ist, wodurch, wie bereits obig erläutert, die gleiche Menge von rückströmender Flüssigkeit zu einem geringeren Druckanstieg führt.

[0022] Die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe kann so gewählt sein, dass der mittlere Umfangsspalt zwischen dem äußeren Rand des Schraubenprofils der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln und dem Gehäuse weniger als das 0,002-fache des Außendurchmessers des jeweiligen Schraubenprofils ist. Als mittlerer Umfangsspalt kann insbesondere der Mittelwert der Breite des Umfangsspalts entlang der Länge des Umfangsspalt betrachtet werden. Ergänzend kann eine Mittelung über eine Rotation der Antriebsspindel erfolgen, um Variationen des Umfangsspalts mit der Rotation der Spindeln zu berücksichtigen. Anders ausgedrückt ist die mittlere Breite des Umfangsspalts zwischen einer Spindel und dem Gehäuse vorzugsweise weniger als $2\text{ }\mu\text{m}$ pro Millimeter des Außendurchmessers der jeweiligen Spindel. Durch die Nutzung von kleinen Umfangsspalten kann die Leckage der Pumpe, also die Menge des in die Pumpenkammer rückströmenden Fluids, reduziert werden, wodurch wiederum der Druckanstieg in der Pumpenkammer bis zum Öffnen zum Fluidauslass hin reduziert werden kann.

[0023] Die Pumpengeometrie und die Drehzahl der verwendeten Schraubenspindelpumpe können so gewählt sein, dass die Umfangsgeschwindigkeit am Profi-

laußendurchmesser der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln wenigstens 15 m/s ist. Dies kann insbesondere für alle Antriebs- und Laufspindeln gelten. Die Umfangsgeschwindigkeit kann als Produkt aus dem Profilaußendurchmesser, der Drehzahl und π berechnet werden. Somit kann die angegebene Bedingung insbesondere bei Nutzung von hohen Drehzahlen bzw. großen Profilaußendurchmessern erreicht werden. Kleinere Profillinendurchmesser führen tendenziell zu einer Vergrößerung des Volumens der jeweiligen Pumpenkammer, wodurch, wie obig erläutert, der Einfluss von rückströmender Flüssigkeit auf den Druck in der Pumpenkammer reduziert werden kann.

[0024] Neben dem erfindungsgemäßen Verfahren betrifft die Erfindung eine Schraubenspindelpumpe zur Förderung eines Fluids, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch ist, wobei die Schraubenspindelpumpe ein Gehäuse aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass und einen Fluidauslass ausbildet und in dem wenigstens eine Antriebsspindel und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel der Schraubenspindelpumpe aufgenommen sind, die in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel gemeinsam mit dem Gehäuse mehrere Pumpenkammern begrenzen, wobei die Schraubenspindelpumpe einen Antrieb aufweist, der dazu eingerichtet ist, die Antriebsspindel in eine Antriebsrichtung zu rotieren, wodurch eine jeweilige zunächst zu dem jeweiligen Fluideinlass offene der Pumpenkammern verschlossen, die resultierende verschlossene Pumpenkammer axial zu dem Fluidauslass hin bewegt und dort bei Erreichen eines Öffnungsrotationswinkels zu dem Fluidauslass hin geöffnet wird, wobei die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebsspindel und Laufspindel derart gewählt sind, dass der Mittelwert der Anzahl der Pumpenkammern pro Antriebsspindel und Laufspindel, die sowohl gegenüber dem Fluideinlass als auch gegenüber dem Fluidauslass verschlossen sind, über einen Rotationswinkel der Antriebsspindel von 360° maximal 1,5 ist.

[0025] Details bezüglich einer solchen Pumpengeometrie wurden bereits zum erfindungsgemäßen Verfahren erläutert. Die Schraubenspindelpumpe kann insbesondere zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens eingerichtet sein. Unabhängig davon können zu dem erfindungsgemäßen Verfahren erläuterte Merkmale mit den genannten Vorteilen auf die erfindungsgemäße Schraubenspindelpumpe übertragen werden und umgekehrt.

[0026] Insbesondere kann der Antrieb bzw. eine den Antrieb steuernde Steuereinrichtung so eingerichtet sein, dass die Antriebsspindel in wenigstens einem Betriebszustand der Schraubenspindelpumpe zumindest mit einer Mindestdrehzahl betrieben wird, bei der der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer vor und/oder bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels gegenüber dem Saugdruck der Schraubenspindelpumpe, der im Bereich des jeweiligen Fluideinlasses vorliegt, um maximal 20 % oder um maximal 10 % eines Differenzdruckes zwischen

dem Saugdruck und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses erhöht ist.

[0027] Ergänzend oder alternativ können durch entsprechende Ausgestaltungen des Antriebs bzw. der Steuereinrichtung auch die obig zum erfindungsgemäßen Verfahren angegebenen drehzahlabhängigen Bedingungen in dem Betriebszustand erfüllt sein.

[0028] Der Innendurchmesser des Schraubenprofils der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln kann weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers des jeweiligen Schraubenprofils sein. Ergänzend oder alternativ kann der mittlere Umfangspalt zwischen dem äußeren Rand des Schraubenprofils der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln und dem Gehäuse weniger als das 0,002-fache des Außendurchmessers des jeweiligen Schraubenprofils sein. Diese Merkmale und ihre Vorteile wurden bereits zum erfindungsgemäßen Verfahren diskutiert.

[0029] Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus den folgenden Ausführungsbeispielen sowie den zugehörigen Zeichnungen. Hierbei zeigen schematisch:

Fig. 1 bis 3 verschiedene Detailansichten eines Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe, durch die ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Verfahrens durchgeführt wird,

Fig. 4 bis 7 eine Illustration der Veränderung der Geometrie der Pumpenkammer beim Öffnen zum Fluidauslass hin in dem Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Verfahrens, und

Fig. 8 Testmessungen zur Auswirkung von hohen Gasanteilen auf die erforderliche Antriebsleistung.

[0030] Die Fig. 1, 2 und 3 zeigen verschiedene Detailansichten einer Schraubenspindelpumpe, die zur Förderung eines Fluids dient, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch ist. Hierbei zeigt Fig. 1 schematisch eine perspektivische Ansicht der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 der Schraubenspindelpumpe 1, wobei aus Übersichtlichkeitsgründen das Gehäuse 2 in Fig. 1 nicht dargestellt ist. Fig. 1 verdeutlicht insbesondere die Form der Schraubenprofile der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 sowie deren Ineinandergreifen.

[0031] Fig. 2 zeigt einen Stirnschnitt, in dem insbesondere das Zusammenwirken der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 mit dem Gehäuse 2 zu erkennen ist, um mehrere getrennte Pumpenkammern 7, 8, 9 auszubilden, die wiederum in Fig. 1 gekennzeichnet sind, da sie sich über die in Fig. 2 gezeigte Schnittebene hinaus

erstrecken.

[0032] Zur Verdeutlichung des Fluidtransports von einem durch das Gehäuse 2 ausgebildeten Fluideinlass 3 zu einem durch das Gehäuse 2 ausgebildeten Fluidauslass 4 durch Betrieb der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 ist in Fig. 3 zudem ein Schnitt senkrecht zur Axialrichtung und zur Ebene, in der die Drehachsen der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 liegen, dargestellt.

[0033] Die Laufspindel 6 ist mit der Antriebsspindel 5 durch eine nicht dargestellte Kupplungseinrichtung rotationsgekoppelt, wobei im Beispiel von einer 1:1-Übersetzung ausgegangen wird. Somit wird bei einem Antrieb der Antriebswelle 5 durch den Antrieb 10 in die Antriebsrichtung 11 die Laufspindel 6 mit umgekehrtem Drehsinn 12 und gleicher Drehzahl rotiert. Die Drehzahl der Antriebsspindel 5 und somit auch der Laufspindel 6 kann durch eine Steuereinrichtung 32 des Antriebs 10 vorgegeben werden.

[0034] Durch das Ineinandergreifen der Schraubenprofile der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 wird das im Gehäuse 2 befindliche Fluid in mehreren voneinander getrennten Pumpenkammern 7, 8, 9 aufgenommen. Das Trennen bzw. der Verschluss der Pumpenkammern 7, 8, 9 ist aufgrund des Radialspalts 25 zwischen Gehäuse 2 und Antriebsspindel 5 bzw. Laufspindel 6 und aufgrund von verbleibenden Axialspalten zwischen den ineinandergreifenden Schraubenprofilen nicht vollständig dicht, sondern erlaubt einen gewissen Fluidaustausch zwischen den Pumpenkammern 7, 8, 9, der auch als Leckage betrachtet werden kann.

[0035] In der in Fig. 1 gezeigten Rotationsstellung der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 ist die Pumpenkammer 7 zum Fluideinlass 3 hin offen, da das freie Ende 13 der Wand 17 des Schraubengangs der Antriebsspindel 5 in Fig. 1 nach oben gerichtet ist, womit ein Spalt in Umfangsrichtung zwischen diesem freien Ende 13 und der Laufspindel 6 verbleibt, durch das das Fluid zwischen der Pumpenkammer 7 und dem Fluideinlass 3 strömen kann. Entsprechend ist die in Fig. 1 durch Bepunktung ihrer Außenfläche hervorgehobene Pumpenkammer 8 offen zum Fluidauslass 4, da das freie Ende 14 der diese begrenzenden Wand 17 aufgrund der Rotationsstellung wiederum von der Laufspindel 6 beabstandet ist und somit einen Radialspalt bildet, durch den das Fluid strömen kann. Die Pumpenkammer 9 ist sowohl gegenüber dem Fluideinlass 3 als auch gegenüber dem Fluidauslass 4 verschlossen.

[0036] Bei einem Antrieb der Antriebsspindel 5 in die Antriebsrichtung 11 wird zunächst das freie Ende 13 der Wand 17 zur Laufspule 6 hinbewegt und somit die zunächst offene Pumpenkammer 7 verschlossen. Eine weitere Rotation führt dann zur Verschiebung der verschlossenen Pumpenkammer zum Fluidauslass 4 hin. Beim Erreichen eines gewissen Öffnungsrotationswinkels wird die Pumpenkammer dann zum Fluidauslass 4 hin geöffnet, wobei bei einer weiteren Rotation um 90° nach Erreichen des Öffnungsrotationswinkels die Anordnung

resultiert, wie sie in Fig. 1 für die Pumpenkammer 8 dargestellt ist, bei der bereits ein Spalt in Umfangsrichtung mit einer gewissen Breite zwischen dem freien Ende 14 und der Laufspule 6 resultiert.

[0037] Das beschriebene Vorgehen zum Transport von Flüssigkeiten oder auch von Gas-Flüssigkeitsgemischen durch eine Schraubenspindelpumpe 1 ist an sich im Stand der Technik bekannt. Daher sollen weitere Details und Abwandlungsmöglichkeiten, beispielsweise die Nutzung von mehreren Fluideinlässen oder mehreren Laufspindeln, nicht näher erläutert werden.

[0038] Schraubenspindelpumpen werden häufig in Bereichen eingesetzt, bei denen deutliche Druckunterschiede von beispielsweise 5 bis 50 bar zwischen dem Fluideinlass 3 und dem Fluidauslass 4 auftreten können. Wird hierbei ein Gas-Flüssigkeitsgemisch gefördert, resultiert hierbei eine Kompression des Gasanteils. Übliche Schraubenspindelpumpen sind hierbei so ausgestaltet, dass in Axialrichtung relativ viele gegeneinander verschlossene Pumpenkammern, beispielsweise fünf bis zehn gegeneinander verschlossene Pumpenkammern, resultieren. Die Verdichtung des Gases erfolgt hierbei in den einzelnen Pumpenkammern dadurch, dass Flüssigkeit aus der jeweils in Richtung zum Fluidauslass hin benachbarten Pumpenkammer, in der bereits ein höherer Druck herrscht, zurückströmt und somit das für das Gas zur Verfügung stehende Volumen in der Pumpenkammer reduziert, was zur Kompression des Gases führt. Wie bereits im allgemeinen Teil der Beschreibung diskutiert, führt eine derartige Kompression des Gasanteils jedoch dazu, dass der Leistungsbedarf der Schraubenspindelpumpe bei hohen Gasanteilen relativ hoch ist, nämlich ungefähr so hoch wie bei einer Flüssigkeitsförderung.

[0039] Es wurde erkannt, dass die Leistungsaufnahme bei einer Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen mit hohem Gasanteil erheblich reduziert werden kann, wenn eine Gaskompression durch einen solchen Flüssigkeitsrückstrom weitgehend vermieden wird und somit die Kompression des Gases und somit auch die Druckerhöhung in den Pumpenkammern 7, 8, 9 im Wesentlichen erst nach dem Öffnen der Pumpenkammer 8 zum Fluidauslass 4 hin erfolgt. Dies wird in der in Fig. 1 bis 3 dargestellten Schraubenspindelpumpe einerseits durch Wahl einer geeigneten Pumpengeometrie und andererseits durch Nutzung einer ausreichend hohen Drehzahl erreicht. Hierdurch kann erreicht werden, dass der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer 7, 8, 9 vor bzw. beim Erreichen des Öffnungsrotationswinkels gegenüber dem Saugdruck der Schraubenspindelpumpe 1, der im Bereich des Fluideinlasses 3 vorliegt, nur um einige Prozent des Differenzdrucks zwischen dem Saugdruck und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses 4 erhöht ist. Beispielsweise kann der Druck in der Pumpenkammer beim Öffnen um maximal 10 % oder maximal 20 % des Differenzdrucks oberhalb des Saugdrucks liegen.

[0040] Wird nun näherungsweise angenommen, dass nur ein vernachlässigbarer Teil des Fluids 23, insbeson-

dere des Flüssigkeitsanteils des Fluids 23 aus dem Bereich des Fluidauslasses 4 in die geöffnete Pumpenkammer 8 zurückströmt, so entspricht dies näherungsweise einer Kompression des Fluids in der Kammer 8 gegen eine stehende Fluidwand 33 im Bereich des Fluidauslasses 4. Die Rotation der Antriebsspindel 5 in der Antriebsrichtung 11 führt, wie im Folgenden mit Bezug auf Fig. 4 bis 7 genauer erläutert werden wird, hierbei zu einer Verkleinerung des Volumens der Pumpenkammer 8 und somit zu einer Kompression des Gasanteils und einem Druckanstieg. Somit können ähnliche Wirkungsgrade erreicht werden, wie bei Gaskompressoren, die eine Kompression von Gas durch Förderung gegen eine starre Wand implementieren. Gleichzeitig können jedoch weiterhin Fluide mit hohem Flüssigkeitsanteil gefördert werden, was bei üblichen Gaskompressoren nicht möglich wäre.

[0041] In einem Zeitpunkt vor dem in Fig. 1 gezeigten Zeitpunkt, in dem die Antriebsspindel 5 verglichen mit der in Fig. 1 dargestellten Stellung um 90° entgegen der Antriebsrichtung 11 rotiert ist, ist die die Pumpenkammer 8 gerade noch verschlossen und weist die in Fig. 4 gezeigte Form auf. Diese Stellung entspricht dem Öffnungsrotationswinkel, da eine infinitesimale Rotation aus dieser Stellung in die Antriebsrichtung 11 die Pumpenkammer 8 öffnet.

[0042] Bei geschlossener Pumpenkammer 8 wird Außenfläche 24 der Pumpenkammer 8 durch das Gehäuse 2 begrenzt, die Innenfläche 18 durch den Innendurchmesser 19 der Antriebsspindel 5, die Stirnfläche 16 durch die Wand 17 des die Pumpenkammer 8 ausbildenden Ganges der Schraubenspindel 5 und die verdeckten Flächen 20, 21 durch die Laufspindel 6.

[0043] Bei einer Rotation der Antriebswelle 5 in die Antriebsrichtung 11 öffnet sich die Pumpenkammer 8, indem das freie Ende bezüglich der Pumpenkammer 8 in die in Fig. 5 gezeigte Position 34 verschoben wird. Somit erfolgt die Begrenzung der Pumpenkammer zum Fluidauslass 4 hin, nicht mehr auf der gesamten Fläche der Pumpenkammer durch die Wand 17, sondern der Flächenabschnitt 22 liegt frei bzw. wird durch die Fluidwand 33 begrenzt. Wird die Fluidwand 33 wie obig erläutert näherungsweise als starr angenommen, führt dies zu einer Kompression des Gases in der Pumpenkammer 8 durch eine Verringerung des Volumens der Pumpenkammer 8.

[0044] Eine weitere Rotation der Antriebsspindel 5 in Antriebsrichtung 11 um 90° führt zu der in Fig. 6 dargestellten Form der Pumpenkammer 8 und somit zu einer weiteren Kompression. Fig. 7 zeigt einen weiteren Rotationszustand mit noch stärkerer Kompression.

[0045] Das beschriebene Verhalten ließe sich prinzipiell allein durch Wahl einer ausreichend hohen Drehzahl auch mit üblichen Pumpengeometrien erreichen, wobei die erforderlichen hohen Drehzahlen unter Umständen zu hohen Belastungen bzw. hohem Verschleiß der Pumpe führen können. Daher nutzt die Schraubenspindelpumpe 1 eine spezielle Pumpengeometrie, bei der das

beschriebene Verhalten bereits bei relativ geringen Drehzahlen, beispielsweise bereits bei 1000 Umdrehungen pro Minute oder 1800 Umdrehungen pro Minute, erreicht werden kann. Insbesondere werden statt der bei Schraubenspindelpumpen üblichen Nutzung von einer Vielzahl von in Axialrichtung aufeinanderfolgenden Pumpenkammern relativ wenige Pumpenkammern bzw. Umläufe der Schraubengänge der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 genutzt. In der in Fig. 1 gezeigten Rotationsstellung ist nur genau eine Pumpenkammer 9 sowohl gegenüber dem Fluideinlass 3 als auch gegenüber dem Fluidauslass 4 verschlossen. Abhängig von der konkreten geometrischen Ausgestaltung der freien Enden 13, 14 der Wand 17 können hierbei unabhängig vom Rotationszustand der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 im gezeigten Beispiel maximal eine oder maximal zwei gleichzeitig verschlossene Pumpenkammern resultieren. Die geeignete Anzahl maximal gleichzeitig verschließbarer Pumpenkammern skaliert mit der Anzahl der Fluideinlässe, so dass bei einer zweiflutigen Pumpe typischerweise doppelt so viele Pumpenkammern gleichzeitig verschlossen werden können, wie bei einer einflutigen Pumpe. Zudem kann die maximale Anzahl gleichzeitig verschlossener Pumpenkammern mit der Anzahl der genutzten Lauf- bzw. Antriebsspindeln skalieren.

[0046] Durch Nutzung von relativ wenigen in Axialrichtung aufeinanderfolgenden Pumpenkammern und somit relativ wenigen maximal gleichzeitig verschließbaren Pumpenkammern können axial relativ lange Pumpenkammern und somit Pumpenkammern mit relativ großem Volumen realisiert werden, wodurch die gleiche Menge einer durch Spalte in die Pumpenkammer rückströmenden Flüssigkeit einen geringeren Einfluss auf den Druck in der Pumpenkammer hat.

[0047] Weiterhin ist es zum Erreichen eines großen Volumens der Pumpenkammern 7 bis 9 vorteilhaft, dass der Innendurchmesser 19 des Schraubenprofils der Antriebs- und Laufspindel 5, 6, wie insbesondere in Fig. 2 deutlich zu erkennen ist, deutlich kleiner, im Beispiel ungefähr um den Faktor 2 kleiner, ist als der Außendurchmesser 24 der jeweiligen Spindel.

[0048] Zur Vermeidung einer zu starken Kompression und somit eines zu starken Druckanstiegs vor dem Öffnen der jeweiligen Pumpenkammer 7, 8, 9 ist es auch zweckmäßig, den Rückstrom von Flüssigkeit in die jeweilige Pumpenkammer durch Nutzung von engen Spalten in der Schraubenspindelpumpe 1 zu minimieren. Insbesondere kann der Radialspalt 25 zwischen dem Gehäuse 2 und dem jeweiligen Außendurchmesser 24 der Antriebsspindel 5 bzw. der Laufspindel 6 schmaler sein als zwei Tausendstel des Außendurchmesser 24.

[0049] Wie erläutert, wirken die Pumpengeometrie der Schraubenspindelpumpe 1 und eine hinreichend hohe Drehzahl zusammen, um die obig erläuterten Effekte zu erreichen. Die Drehzahl sollte hierbei bei gegebener Pumpengeometrie so gewählt werden, dass die Axialgeschwindigkeit der Bewegung der jeweiligen Pumpen-

kammer 7, 8, 9 zum Fluidauslass 4 hin zumindest vier Meter pro Sekunde ist und/oder dass die Umfangsgeschwindigkeit am Profilaußendurchmesser 24 der Antriebsspindel 5 bzw. der Laufspindel 6 zumindest 15 Meter pro Sekunde ist.

[0050] Fig. 8 zeigt für Testmessungen an einem Prototypen den Zusammenhang zwischen dem auf der X-Achse 26 aufgetragenen Differenzdruck zwischen dem Saugdruck der Schraubenspindelpumpe und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses und der auf der Y-Achse angegebenen, zur Erreichung dieses Differenzdruckes erforderlichen Antriebsleistung. Hierbei zeigen die Kurven 28, 29 diesen Zusammenhang für eine Drehzahl von 1000 Umdrehungen pro Minute, wobei der Zusammenhang gemäß Kurve 28 bei einem reinen Flüssigkeitstransport und der Zusammenhang gemäß Kurve 29 bei einem Gasanteil von 95 % an dem geförderten Fluid resultiert. Wie in Fig. 8 deutlich zu erkennen ist, sind die erforderlichen Antriebsleistungen in beiden Fällen sehr ähnlich, das heißt, der Prototyp weist bei einer Drehzahl von 1000 Umdrehungen pro Minute noch das Verhalten üblicher Schraubenspindelpumpen auf.

[0051] Die Kurven 30, 31 zeigen den gleichen Zusammenhang für eine Drehzahl von 1800 Umdrehungen pro Minute. Hierbei betrifft die Kurve 30 den Transport einer reinen Flüssigkeit und die Kurve 31 den Transport eines Fluids mit einem Gasanteil von 95 %. Durch Wahl einer ausreichend hohen Drehzahl wird hierbei erreicht, dass im Falle eines hohen Gasanteils im geförderten Fluid beim Öffnen der jeweiligen Pumpenkammer der Druck in dieser nur geringfügig oberhalb des Saugdrucks liegt, womit für geförderten Fluid mit hohem Gasanteil erheblich weniger Antriebsleistung erforderlich ist als für eine Förderung von Flüssigkeiten. Im gezeigten Beispiel sind ca. 25 % weniger Leistung zum Betrieb der Schraubenspindelpumpe erforderlich. Wie obig erläutert kann durch geeignete Modifikation der Pumpengeometrie dieser Effekt auch schon bei geringeren Drehzahlen erreicht werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Förderung eines Fluids, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch ist, durch eine Schraubenspindelpumpe (1), die ein Gehäuse (2) aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass (3) und einen Fluidauslass (4) ausbildet und in dem wenigstens eine Antriebsspindel (5) und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel (6) der Schraubenspindelpumpe (1) aufgenommen sind, die in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel (5) gemeinsam mit dem Gehäuse (2) mehrere Pumpenkammern (7, 8, 9) begrenzen, wobei die Antriebsspindel (5) durch einen Antrieb (10) in eine Antriebsrichtung (11) rotiert wird, wodurch eine jeweilige zunächst zu dem jeweiligen Fluideinlass (4) offene der Pumpenkammern (7, 8, 9) verschlossen, die resultierende

verschlossene Pumpenkammer (7, 8, 9) axial zu dem Fluidauslass (4) hinbewegt und dort bei Erreichen eines Öffnungsrotationswinkels zu dem Fluidauslass (4) hin geöffnet wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Antriebsspindel (5) derart angetrieben wird, dass bei gegebener Pumpengeometrie der Schraubenspindelpumpe (1) der Druck in der jeweiligen Pumpenkammer (7, 8, 9) vor und/oder bei Erreichen des Öffnungsrotationswinkels gegenüber dem Saugdruck der Schraubenspindelpumpe (1), der im Bereich des jeweiligen Fluideinlasses (3) vorliegt, um maximal 20% oder um maximal 10% eines Differenzdrucks zwischen dem Saugdruck und dem Druck im Bereich des Fluidauslasses (4) erhöht ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6) derart gewählt sind, dass der Mittelwert der Anzahl der Pumpenkammern (7, 8, 9) pro Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6), die sowohl gegenüber dem Fluideinlass (3) als auch gegenüber dem Fluidauslass (4) verschlossen sind, über einen Rotationswinkel der Antriebsspindel (5) von 360° maximal 1,5 ist.

3. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Rahmen des Verfahrens während wenigstens einem Zeitintervall ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem Gasanteil von wenigstens 90% gefördert wird, und/oder dass im Rahmen des Verfahrens während wenigstens einem weiteren Zeitintervall ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem Flüssigkeitsanteil von wenigstens 70% gefördert wird.

4. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpengeometrie und die Drehzahl der verwendeten Schraubenspindelpumpe (1) so gewählt sind, dass die Axialgeschwindigkeit der jeweiligen Pumpenkammer (7, 8, 9) bei der axialen Bewegung zu dem Fluidauslass (4) hin wenigstens 4 m/s ist.

5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe (1) so gewählt ist, dass der Innendurchmesser (19) des Schraubenprofils der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder wenigstens einer der Laufspindeln (6) weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers (24) des jeweiligen Schraubenprofils ist.

6. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe (1) so gewählt ist, dass der mittlere Umfangs-

spalt (25) zwischen dem äußeren Rand des Schraubenprofils der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder wenigstens einer der Laufspindeln (6) und dem Gehäuse (2) weniger als das 0,002-fache des Außendurchmessers (24) des jeweiligen Schraubenprofils ist.

5

7. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpengeometrie und die Drehzahl der verwendeten Schraubenspindelpumpe (1) so gewählt sind, dass die Umfangsgeschwindigkeit am Profilaußendurchmesser (24) der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder wenigstens einer der Laufspindeln (6) wenigstens 15 m/s ist. 10 15
8. Schraubenspindelpumpe zur Förderung eines Fluids, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch ist, wobei die Schraubenspindelpumpe (1) ein Gehäuse (2) aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass (3) und einen Fluidauslass (4) ausbildet und in dem wenigstens eine Antriebsspindel (5) und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel (6) der Schraubenspindelpumpe (1) aufgenommen sind, die in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel (5) gemeinsam mit dem Gehäuse (2) mehrere Pumpenkammern (7, 8, 9) begrenzen, wobei die Schraubenspindelpumpe (1) einen Antrieb (10) aufweist, der dazu eingerichtet ist, die Antriebsspindel (5) in eine Antriebsrichtung (11) zu rotieren, wodurch eine jeweilige zunächst zu dem jeweiligen Fluideinlass (3) offene der Pumpenkammern (7, 8, 9) verschlossen, die resultierende verschlossene Pumpenkammer (7, 8, 9) axial zu dem Fluidauslass (4) hinbewegt und dort bei Erreichen eines Öffnungsrotationswinkels zu dem Fluidauslass (4) hin geöffnet wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6) derart gewählt sind, dass der Mittelwert der Anzahl der Pumpenkammern (7, 8, 9) pro Antriebsspindel (5) und Laufspindel (6), die sowohl gegenüber dem Fluideinlass (3) als auch gegenüber dem Fluidauslass (4) verschlossen sind, über einen Rotationswinkel der Antriebsspindel (5) von 360° maximal 1,5 ist. 20 25 30 35 40 45
9. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Innendurchmesser (19) des Schraubenprofils der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder wenigstens einer der Laufspindeln (6) weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers (24) des jeweiligen Schraubenprofils ist. 50 55
10. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mittlere Um-

fangsspalt (25) zwischen dem äußeren Rand des Schraubenprofils der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder wenigstens einer der Laufspindeln (6) und dem Gehäuse (2) weniger als das 0,002-fache des Außendurchmessers (24) des jeweiligen Schraubenprofils ist.

FIG. 1

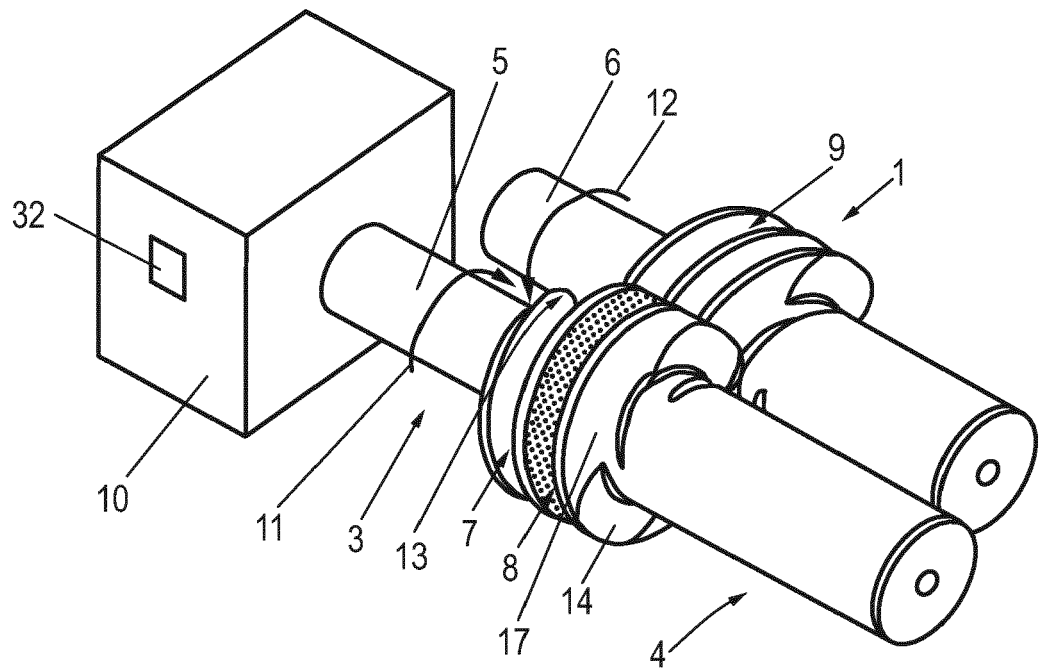


FIG. 2

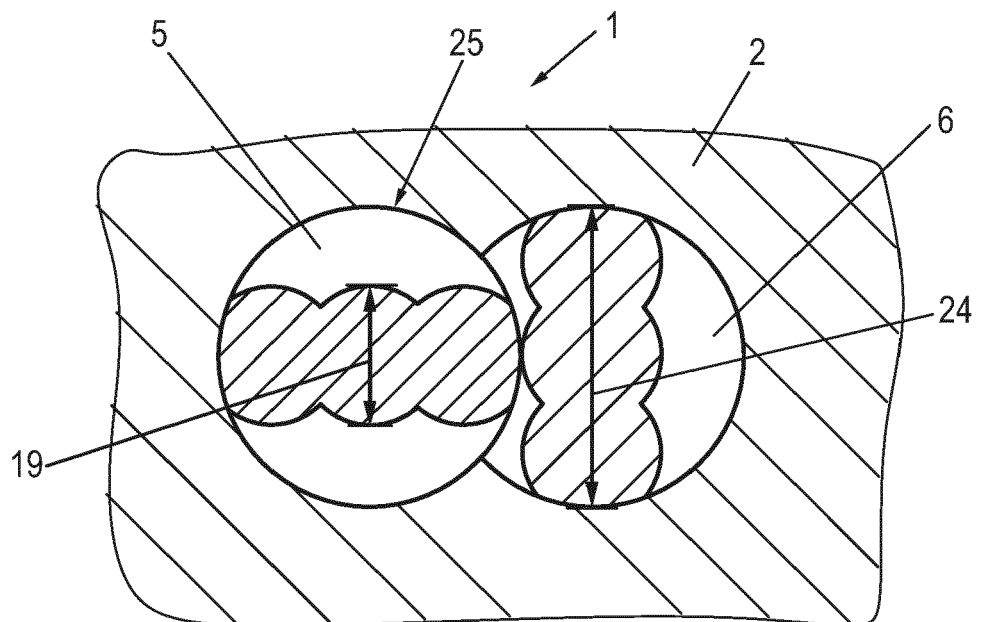


FIG. 3

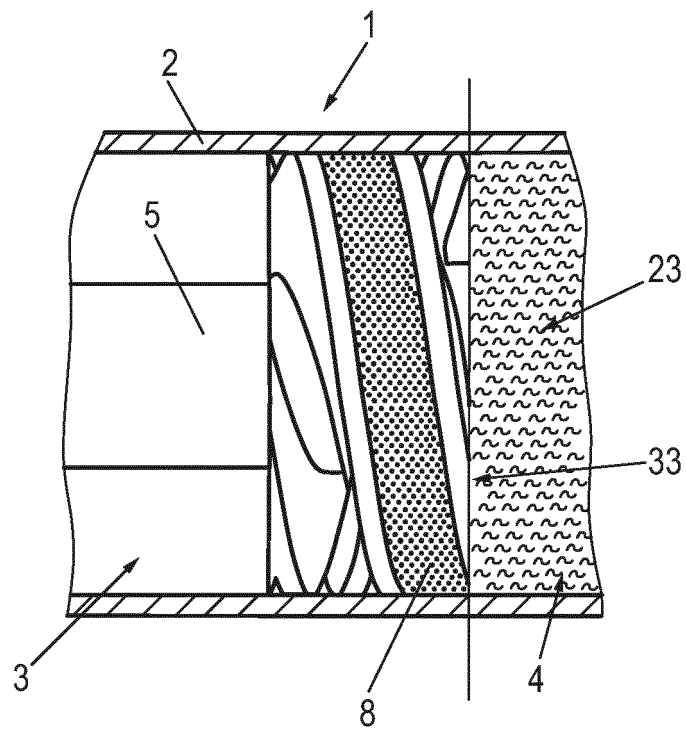


FIG. 4

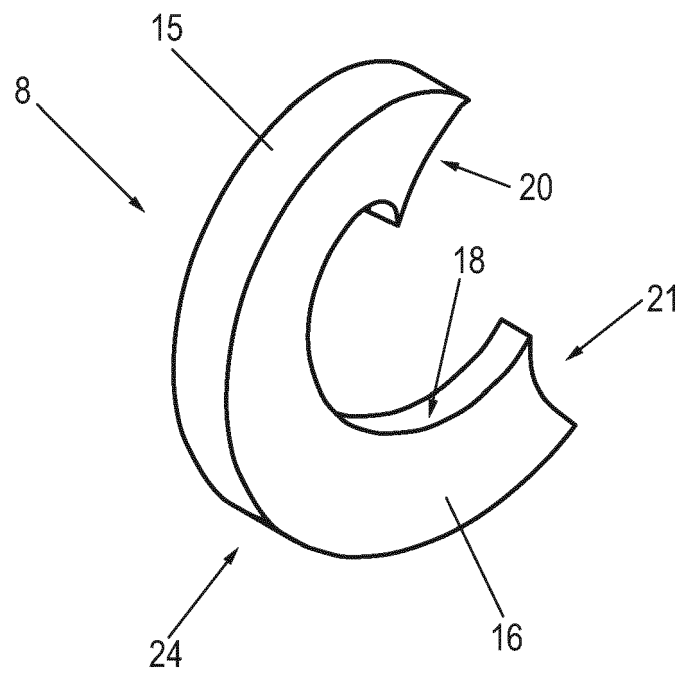


FIG. 5

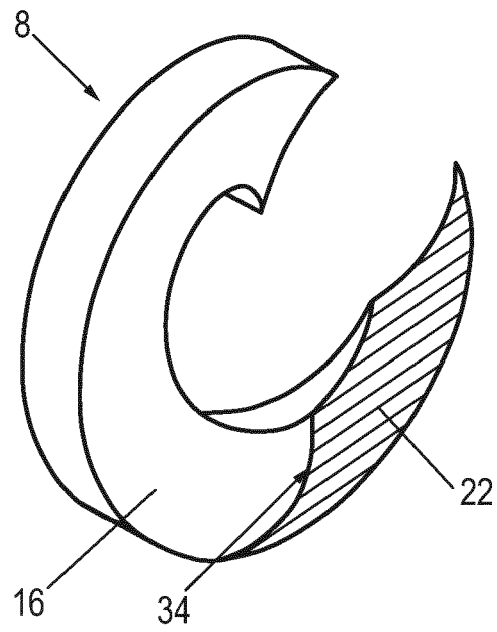


FIG. 6

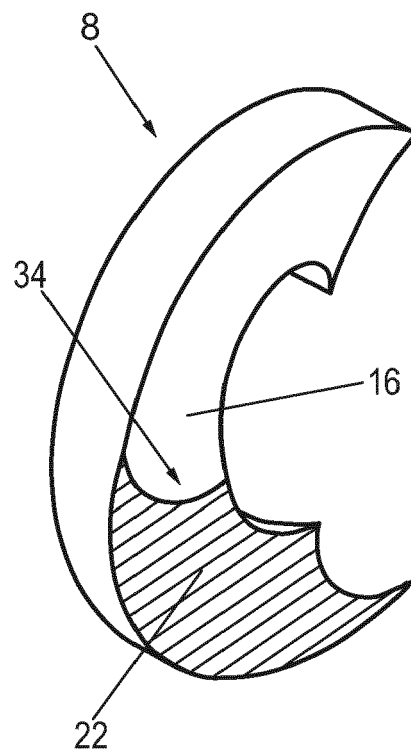


FIG. 7

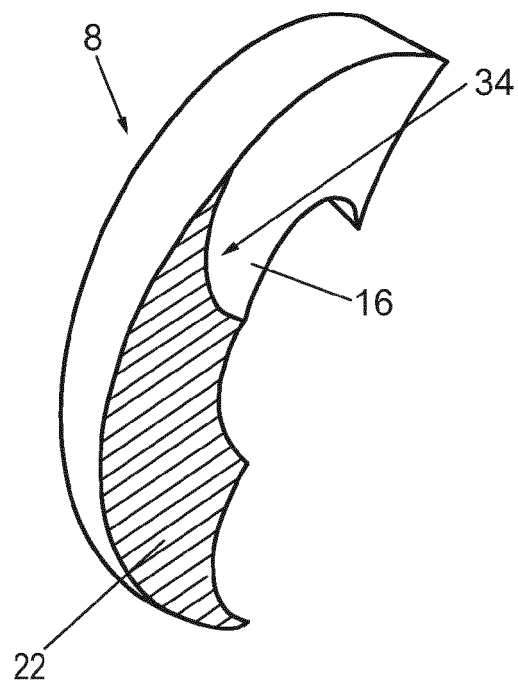
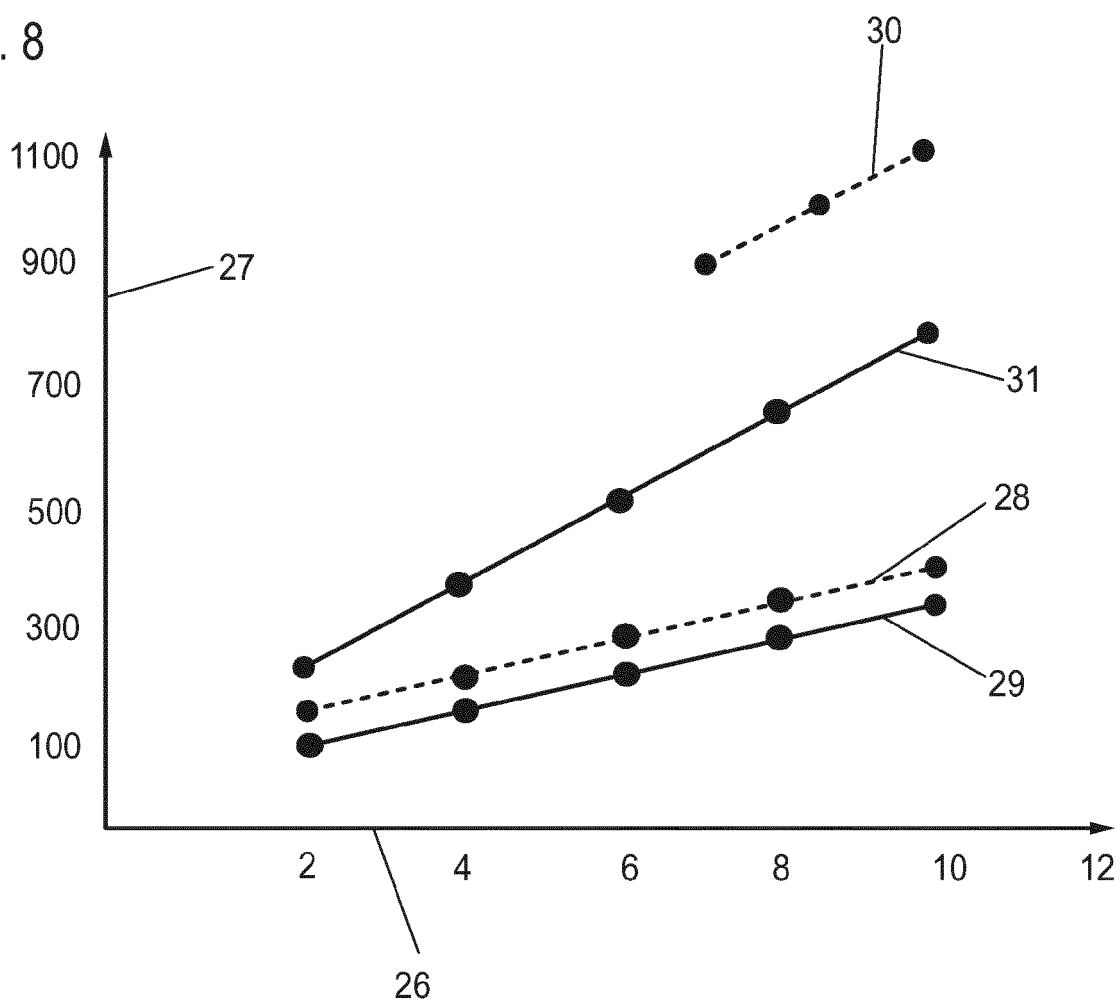


FIG. 8





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 21 18 7900

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

1

EPO FORM 1503 03.82 (F04C03)

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	US 6 719 548 B1 (HEIZER CHARLES K [US]) 13. April 2004 (2004-04-13) * Spalte 3, Zeile 1 - Zeile 44; Ansprüche 17,19,20; Abbildung 1 *	1-10	INV. F04C2/08 F04C2/16
X	US 2 511 878 A (RATHMAN GILBERT) 20. Juni 1950 (1950-06-20) * Spalte 3, Zeile 19 - Zeile 30; Abbildungen 1,2 *	8-10	
X	US 2 656 972 A (GILBERT RATHMAN) 27. Oktober 1953 (1953-10-27) * Spalte 4, Zeile 9 - Zeile 22; Abbildungen 1,2 *	8-10	
A	DE 10 2005 025816 A1 (BORNEMANN J H GMBH & CO [DE]) 7. Dezember 2006 (2006-12-07) * Zusammenfassung; Abbildung 1 *	1-10	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F04C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 12. Januar 2022	Prüfer Descoubes, Pierre
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 21 18 7900

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben.
Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

12-01-2022

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
	US 6719548 B1	13-04-2004	KEINE	

15	US 2511878 A	20-06-1950	KEINE	

	US 2656972 A	27-10-1953	KEINE	

20	DE 102005025816 A1	07-12-2006	AT 487063 T	15-11-2010
			BR PI0611073 A2	03-08-2010
			CA 2609670 A1	07-12-2006
			CN 101208518 A	25-06-2008
			DE 102005025816 A1	07-12-2006
			DK 1893872 T3	21-02-2011
			EP 1893872 A1	05-03-2008
25			ES 2353972 T3	08-03-2011
			JP 4955665 B2	20-06-2012
			JP 2008542605 A	27-11-2008
			KR 20080034875 A	22-04-2008
			NO 337323 B1	07-03-2016
			US 2008199340 A1	21-08-2008
30			WO 2006128441 A1	07-12-2006

35				
40				
45				
50				
55				

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82