

(19)



(11)

EP 4 015 822 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
22.06.2022 Patentblatt 2022/25

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F04C 2/16 ^(2006.01) **F04C 18/16** ^(2006.01)
F04C 28/28 ^(2006.01) **F04C 14/28** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **21204667.6**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F04C 2/16; F04C 14/28; F04C 18/16; F04C 28/28;
F04C 2210/24; F04C 2270/095

(22) Anmeldetag: **26.10.2021**

(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)

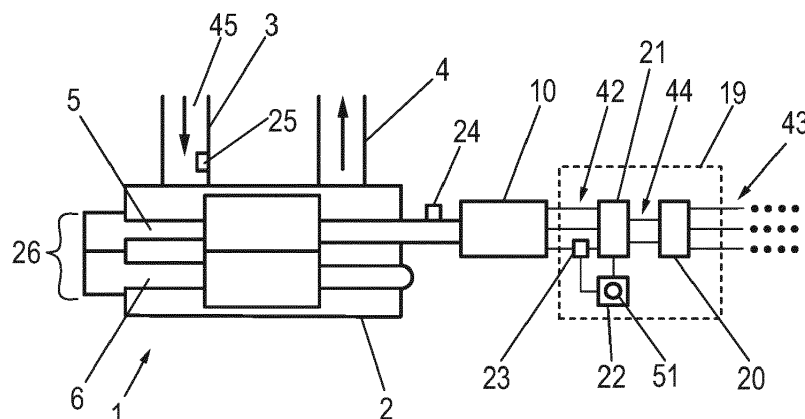
(30) Priorität: **16.12.2020 DE 102020133760**

(54) **VERFAHREN ZUR FÖRDERUNG EINES FLUIDS DURCH EINE SCHRAUBENSPINDELPUMPE UND SCHRAUBENSPINDELPUMPE**

(57) Verfahren zur Förderung eines Fluids durch eine Schraubenspindelpumpe (1), wobei wenigstens eine Antriebsspindel (5) der Schraubenspindelpumpe (1) durch einen Asynchronmotor (10) angetrieben wird, wobei
- der Asynchronmotor (10) mit einer ersten Sollfrequenz (37) betrieben wird, wobei als Fluid (45) ein Gas-Flüssigkeitsgemisch gefördert wird,

- eine von einem Flüssigkeitsanteil des Fluids (45) abhängige Messgröße (46) erfasst wird, und
- nach einer Erfüllung einer von der Messgröße (46) abhängigen Frequenzänderungsbedingung (47) der Asynchronmotor (10) mit einer gegenüber der ersten Sollfrequenz (37) reduzierten zweiten Sollfrequenz (38) betrieben wird.

FIG. 1

**EP 4 015 822 A1**

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Förderung eines Fluids durch eine Schraubenspindelpumpe, wobei wenigstens eine Antriebsspindel der Schraubenspindelpumpe durch einen Asynchronmotor angetrieben 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] Wird in herkömmlichen Schraubenspindelpumpen ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit einem relativ hohen Gasanteil gefördert, so erfolgt die Gaskompression primär dadurch, dass Flüssigkeit aus Pumpenkammern, die sich bereits auf einem relativ hohen Druck befinden, in vorangehende Pumpenkammern zurückströmt und dort das Gas komprimiert. 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. Selbst bei hohen Gasanteilen erfolgt die Auslegung und Ansteuerung der Pumpe somit genauso, wie sie auch für eine reine Flüssigkeitsförderung erfolgen würde.

[0004] Im Rahmen einer internen Weiterentwicklung entsprechender Pumpen wurde erkannt, dass durch geeignete Wahl der Pumpengeometrie und Drehzahl erreicht werden kann, dass Schraubenspindelpumpen im Mehrphasenbetrieb bei hohen Gasgehalten von beispielsweise 90 % oder mehr eine, beispielsweise um 25 %, geringere Antriebsleistung benötigen als für einen reinen Flüssigkeitstransport.

[0005] In vielen Anwendungsfällen, in denen ein Mehrphasengemisch gefördert wird, beispielsweise im Bereich der gemeinsamen Erdöl- und Erdgasförderung, können jedoch Pfropfenströmungen auftreten, sodass kurzzeitig ein Fluid mit nahezu 100 % Flüssigkeitsanteil gefördert werden muss. Da die erwähnte Weiterentwicklung jedoch ausschließlich bei hohen Gasgehalten die erforderliche Antriebsleistung senkt, resultiert in solchen Anwendungsfällen zwar eine merkliche Reduktion der Energiekosten. Der Asynchronmotor muss jedoch so ausgelegt werden, dass die Schraubenspindelpumpe eine ausreichende Leistung für einen reinen Flüssigkeitstransport bereitstellt. Daher ist die Reduzierung der erforderlichen Antriebsleistung ausschließlich beim Transport von Fluiden mit hohem Gasgehalt in den meisten Anwendungsfällen nicht ausreichend ist, um auch den Antrieb der Schraubenspindelpumpe kleiner dimensionieren zu können und somit die Anschaffungskosten der Schraubenspindelpumpe zu senken.

[0006] Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrun-

de, die Kosten bzw. den technischen Aufwand für die Bereitstellung einer Schraubenspindelpumpe zu reduzieren.

[0007] Die Aufgabe wird durch ein Verfahren zur Förderung eines Fluids durch eine Schraubenspindelpumpe gelöst, wobei wenigstens eine Antriebsspindel der Schraubenspindelpumpe durch einen Asynchronmotor angetrieben wird, wobei

- der Asynchronmotor mit einer ersten Sollfrequenz betrieben wird, wobei als Fluid ein Gas-Flüssigkeitsgemisch gefördert wird,
- eine von einem Flüssigkeitsanteil des Fluids abhängige Messgröße erfasst wird, und
- nach einer Erfüllung einer von der Messgröße abhängigen Frequenzänderungsbedingung der Asynchronmotor mit einer gegenüber der ersten Sollfrequenz reduzierten zweiten Sollfrequenz betrieben wird.

[0008] Wie später noch genauer erläutert werden wird, kann eine Verringerung der erforderlichen Antriebsleistung zur Förderung von Fluiden mit hohem Gasgehalt gegenüber der erforderlichen Antriebsleistung zur Förderung von reinen Flüssigkeiten insbesondere bei relativ hohe Drehzahlen der Schraubenspindelpumpe erreicht werden. Um ausreichend hohe Drehzahlen bei relativ kleinbauenden Pumpen zu erreichen, ist es vorteilhaft, den Asynchronmotor im sogenannten Feldschwächbereich zu betreiben, in dem eine Maximalspannung, die zum bestromen der Wicklungen des Asynchronmotors genutzt wird, aufgrund der Induktivität der Spulen und der genutzten Frequenz nicht ausreicht, um maximale Ströme und somit maximale Feldstärken im Asynchronmotor zu erreichen. Dies wird im erfindungsgemäßen Verfahren ausgenutzt, indem bei Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung die Sollfrequenz abgesenkt wird, sodass keine oder zumindest eine geringere Feldschwächung resultiert und somit bei gleicher Leistung ein höheres Drehmoment bereitgestellt werden kann. Der Asynchronmotor kann somit so dimensioniert werden, dass er bei der ersten Sollfrequenz ein ausreichend hohes Drehmoment bereitstellt, um ein Fluid mit hohem Gasanteil von beispielsweise wenigstens 90 % bzw. einem entsprechenden Flüssigkeitsanteil von maximal 10 % zu fördern. Wird anhand der Messgröße festgestellt, dass der Flüssigkeitsanteil des Fluids zu hoch ist, kann die Sollfrequenz aufgrund der Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung abgesenkt werden, womit ein ausreichend hohes Drehmoment bereitgestellt werden kann, um auch ein Fluid mit einem höheren Flüssigkeitsanteil, beispielsweise eine reine Flüssigkeit, zu fördern. Der Asynchronmotor und/oder dessen Stromversorgung können somit bei im Wesentlichen gleicher Förderleistung kleiner dimensioniert werden als dies ohne die erfindungsgemäße Absenkung der Sollfrequenz möglich wäre.

[0009] Die jeweilige Sollfrequenz kann an eine Motor-

steuerung bzw. einen Frequenzumrichter bereitgestellt werden, die bzw. der den Asynchronmotor bestromt. Die Sollfrequenz kann in Abhängigkeit der Polpaarzahl des Asynchronmotors die Solldrehzahl des Asynchronmotors vorgeben. Um trotz des bei Asynchronmotoren auftretenden Schlupfes die Solldrehzahl tatsächlich zu erreichen, kann die Frequenz des dem Asynchronmotor zugeführten Wechselstroms oberhalb der Sollfrequenz liegen, beispielsweise aufgrund einer Drehzahlrückführung oder eines vorgegebenen Offsets. Alternativ kann die Sollfrequenz auch unmittelbar als Frequenz des dem Asynchronmotor zugeführten Wechselstroms verwendet werden, womit die tatsächlich erreichte Drehzahl des Asynchronmotors aufgrund des Schlupfes etwas kleiner als die Solldrehzahl ist.

[0010] Gegenüber einem alternativen Verfahren zur Förderung eines Fluids, bei dem unabhängig von der Messgröße bzw. einem Flüssigkeitsanteil grundsätzlich ein Betrieb mit der niedrigeren zweiten Sollfrequenz erfolgen würde, werden durch das erfindungsgemäße Verfahren mehrere Vorteile erreicht. Zum einen resultiert durch Nutzung der ersten Sollfrequenz solange die Frequenzänderungsbedingung nicht erfüllt ist eine höhere Drehzahl des Asynchronmotors und somit auch der Antriebsspindel gegenüber einem Betrieb mit der zweiten Sollfrequenz und somit auch eine höhere Förderleistung der Schraubenspindelpumpe bei ansonsten gleicher Auslegung. Dies ist insbesondere vorteilhaft, wenn die Frequenzänderungsbedingung nur für einen Bruchteil der Betriebszeit erfüllt ist, da in diesem Fall durch das erfindungsgemäße Verfahren näherungsweise die gleiche Fördermenge erreicht wird wie bei einer durchgehenden Nutzung der ersten Sollfrequenz und einer entsprechend angepassten Auslegung des Asynchronmotors. Beispielsweise erreicht das erfindungsgemäße Verfahren in Anwendungsfällen, in denen nur selten bzw. für kurze Zeiträume Flüssigkeitspfropfen gefördert werden und ansonsten ein hoher Gasanteil vorliegt, fast die gleiche Förderleistung, wie sie durch einen entsprechend größer ausgelegten Asynchronmotor, der stets mit der ersten Sollfrequenz betrieben wird, erreicht wird.

[0011] Wie bereits erläutert, ermöglicht die Nutzung relativ hoher Drehzahl eine besonders deutliche Reduzierung der erforderlichen Antriebsleistung bei einer Förderung eines Fluids mit hohem Gasanteil gegenüber der Förderung von reinen Flüssigkeiten. Eine dauerhafte Reduzierung der genutzten Sollfrequenz und somit der Drehzahl wäre somit bezüglich der erforderlichen Leistung nachteilig, wenn über einen Großteil der Betriebszeit Fluide mit sehr kleinem Flüssigkeitsanteil gefördert werden.

[0012] In dem erfindungsgemäßen Verfahren kann während des Betriebs der Schraubenspindelpumpe, abgesehen von An- und Auslaufphasen, eine Reduzierung der Sollfrequenz gegenüber der ersten Sollfrequenz insbesondere ausschließlich bei bzw. nach Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung erfolgen. Die Erfassung der Messgröße und die Prüfung der Frequenzände-

rungsbedingung wird vorzugsweise wiederholt, insbesondere periodisch, durchgeführt. Insbesondere kann auch nach dem Wechsel zur zweiten Sollfrequenz bzw. nach Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung die Messgröße weiterhin überwacht werden und es kann eine weitere Frequenzänderungsbedingung ausgewertet werden, bei bzw. nach deren Erfüllung ein Rückwechsel zur ersten Sollfrequenz erfolgt.

[0013] Anders ausgedrückt kann eine Steuereinrichtung in einem ersten Betriebsmodus den Asynchronmotor mit der ersten Sollfrequenz und in einem zweiten Betriebsmodus mit der zweiten Sollfrequenz betreiben, wobei in Abhängigkeit der Messgröße, also insbesondere bei Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung bzw. der weiteren Frequenzänderungsbedingungen, zwischen den Betriebsmodi gewechselt wird.

[0014] Der zum Betrieb des Asynchronmotors genutzte Wechselstrom kann insbesondere ein Drehstrom bzw. ein dreiphasiger Wechselstrom mit einem Phasenversatz von insbesondere 120° zwischen den Phasen sein. Die verschiedenen Pole des Asynchronmotors werden hierbei durch die unterschiedlichen Phasen des mehrphasigen Wechselstroms bestromt.

[0015] Die Messgröße kann ein durch die Asynchronmaschine aufgebrachtes Drehmoment oder eine Stromstärke eines der Asynchronmaschine zugeführten Wechselstroms oder eine Drehzahl der Asynchronmaschine betreffen. Bei einem höheren Flüssigkeitsanteil am geförderten Fluid wirkt der Rotation der Antriebsspindel und somit des Asynchronmotors ein größeres bremsendes Drehmoment entgegen. Dies führt zunächst zu einem Abbremsen der Antriebsspindel und somit des Asynchronmotors, die durch Überwachung der Drehzahl erkannt werden kann.

[0016] Zugleich führt diese Drehzahlreduzierung zu einem größeren Schlupf der Asynchronmaschine. Da Asynchronmaschinen typischerweise oberhalb des Kippunkts betrieben werden, führt eine solche Schlupfvergrößerung zu einer Erhöhung des Drehmoments der Asynchronmaschine und somit auch zu einer höheren Stromstärke des Wechselstroms, insbesondere zu einem höheren Wirkstrom. Das aufgebrachte Drehmoment kann beispielsweise über einen Drehmomentsensor erfasst werden. Die Stromstärke bzw. die Stärke eines Wirkstroms kann durch einen Stromsensor erfasst werden. Hierbei kann insbesondere ausgenutzt werden, dass Frequenzumrichter, also z.B. Spannungs- bzw. Stromrichter, häufig bereits eine die Stromstärke betreffende Information, beispielsweise eine zum Wirkstrom proportionale Spannung, an einem separaten Ausgang bereitstellen, womit die Messgröße z.B. durch Abtasten eines solchen Ausgangs erfasst werden kann.

[0017] Ergänzend oder alternativ zur obig erläuterten indirekten Erfassung des Flüssigkeitsanteils über von diesem abhängende Messgrößen, die Parameter der Asynchronmaschine betreffen, kann auch direkt wenigstens ein Fluidparameter als die Messgröße erfasst und ausgewertet werden, beispielsweise eine elektrische

Leitfähigkeit, eine Wärmeleitfähigkeit, eine Temperaturleitfähigkeit oder eine Dichte des geförderten Fluids.

[0018] Ansätze zur Erfassung entsprechender Fluidgrößen sind prinzipiell im Stand der Technik bekannt und können im erfindungsgemäßen Verfahren genutzt werden, um den Flüssigkeitsanteil zu ermitteln bzw. im Rahmen der Frequenzänderungsbedingung als Messgröße ausgewertet werden.

[0019] Der Wechsel von der ersten Sollfrequenz zu der zweiten Sollfrequenz kann über ein Zeitintervall nach Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung kontinuierlich oder in mehreren Stufen erfolgen. Ergänzend oder alternativ kann der Wechsel von der ersten zu der zweiten Sollfrequenz durch einen Regelkreis erfolgen, der die Messgröße auf einen vorgegebenen Wert regelt. Durch eine kontinuierliche bzw. zumindest mehrstufige Änderung der Sollfrequenz werden plötzliche Drehmomentwechsel vermieden, die zu starken mechanischen Belastungen von Komponenten der Schraubenspindelpumpe führen können. Beispielsweise kann die Sollfrequenz durch eine digitale Signalverarbeitung, beispielsweise durch einen Microcontroller, vorgegeben werden, der bei Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung die Sollfrequenz pseudo-kontinuierlich rampenartig ändert.

[0020] Als Regelkreis zur Regelung der Sollfrequenz als Stellgröße können übliche Regler, beispielsweise Integralregler oder Proportional-Integralregler genutzt werden. Wird der entsprechende Regelkreis so ausgestaltet, dass die erste Sollfrequenz nicht überschritten werden kann, also die Regelung bei der ersten Sollfrequenz sättigt, so entspricht die Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung einem Reglerzustand, bei dem die erste Sollfrequenz unterschritten wird und somit das Regelverhalten nicht gesättigt ist. Die Nutzung eines Regelkreises ermöglicht es insbesondere, abhängig vom tatsächlichen Flüssigkeitsanteil bzw. von dessen Auswirkung bezüglich des erforderlichen aufgebrauchten Drehmoments zur Aufrechterhaltung einer Drehzahl eine geeignete Sollfrequenz einzuregeln.

[0021] Die erste Sollfrequenz kann um wenigstens 10 % oder um wenigstens 20 % größer sein als die Eckfrequenz der Asynchronmaschine, an der bei gegebener Maximalbetriebsspannung der Feldschwäcbereich beginnt. Ergänzend oder alternativ kann die erste Sollfrequenz um maximal 30 % oder um maximal 40 % größer sein als die Eckfrequenz. Die erste Sollfrequenz wird insbesondere im Regelbetrieb der Schraubenspindelpumpe genutzt. Wie eingangs erläutert, kann es insbesondere zur Förderung von Fluiden mit geringem Flüssigkeitsanteil und somit mit hohem Gasanteil vorteilhaft sein, relativ große Drehzahlen zu nutzen und somit die Asynchronmaschine im Feldschwäcbereich, also oberhalb der Eckfrequenz, die auch als Typ-Punkt bezeichnet wird, zum Betreiben. Das erreichte Drehmoment ist jedoch näherungsweise proportional zum Quadrat des Quotienten aus Eckfrequenz und Sollfrequenz, sodass bei einer allzu starken Überschreitung der Eckfrequenz durch die erste Sollfrequenz sehr geringe Drehmomente

resultieren würden. Daher haben sich die oben angegebenen Grenzen für die erste Sollfrequenz als vorteilhaft herausgestellt.

[0022] Ergänzend oder alternativ kann die zweite Sollfrequenz größer oder gleich der Eckfrequenz sein. Diese Wahl der zweiten Sollfrequenz ist vorteilhaft, da bei einer Absenkung der Sollfrequenz unter die Eckfrequenz die dem Asynchronmotor zugeführten Spannungen reduziert werden sollten, um zu große Ströme und somit eine potenzielle Beschädigung des Asynchronmotors zu vermeiden. Hieraus resultiert jedoch unterhalb der Eckfrequenz typischerweise ein konstantes Drehmoment, womit eine weitere Absenkung der Sollfrequenz unter die Eckfrequenz keine weiteren Vorteile bringen würde und zugleich die Förderleistung der Schraubenspindelpumpe reduzieren würde.

[0023] Die Eckfrequenz bzw. der Typ-Punkt kann der Frequenz des Netzes von 50 Hz oder 60 Hz entsprechen, sodass beispielsweise bei zwei Poolpaaren bei einem Netzbetrieb eine Synchrondrehzahl von 1500 U/min bzw. 1800 U/min resultieren würde. Der Betriebspunkt bzw. die erste Sollfrequenz kann dann beispielsweise als 70 Hz gewählt werden, sodass beim Normalbetrieb, also bei nicht allzu hohem Flüssigkeitsanteil, eine Synchrondrehzahl von 2100 U/min resultiert.

[0024] In dem erfindungsgemäßen Verfahren kann eine Schraubenspindelpumpe verwendet werden, die ein Gehäuse aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass und einen Fluidauslass ausbildet und in dem die 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 die Asynchronmaschine 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, wobei die Antriebsspindel zumindest vor Erfüllung der Frequenzwechselbedingung derart angetrieben wird, dass bei einem unter einem Grenzwert liegenden Flüssigkeitsanteil 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. Dies kann z.B. bis zu einem Grenzwert für den Flüssigkeitsanteil von 1 % oder 3 % oder 5 % oder 10 % oder 15 % oder auch bis zu einem zwischen den angegebenen Werten liegenden Grenzwert gelten.

[0025] Es wurde erkannt, dass durch geeignete Anpassung der Pumpengeometrie und/oder der Drehzahl der Pumpe ein Rückströmen von Fluid durch verbleiben-

de Spalte zwischen den Pumpenkammern so weit 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 näherungsweise als starre Wand betrachtet werden kann, gegen die das Gas-Flüssigkeitsgemisch verdichtet wird. Solange das Fluid in der öffnenden Kammer einen hohen Gasanteil aufweist, wird somit ein ähnlich guter Wirkungsgrad erreicht wie mit Gaskompressoren, die Gas gegen eine starre Wand des Gehäuses fördern. Im Gegensatz zu diesen Gaskompressoren können jedoch auch Fluide mit einem sehr hohen Flüssigkeitsanteil bzw. reine Flüssigkeiten gefördert werden.

[0026] Vor dem Erreichen des Öffnungsrotationswinkels ist die jeweilige Pumpenkammer zum Fluideinlass bzw. 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 begrenzte 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 Spindel 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. 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.

[0027] Die verwendete Schraubenspindelpumpe kann ein- oder zweiflutig sein, 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.

[0028] Die Schraubenprofile der jeweiligen Antriebs- 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 drei Pumpenkammern vollständig geschlossen sein. Der Mittelwert kann beispielsweise durch Integration der Anzahl der für einen jeweiligen Rotationswinkel der Antriebsspindel 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.

[0029] 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.

[0030] Die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe und die Solldrehzahl bei der ersten Sollfrequenz können so gewählt sein, dass die Umfangsgeschwindigkeit am Profilaußendurchmesser der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindeln und/oder der Laufspindeln 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 Solldrehzahl und π berechnet werden. Die Solldrehzahl kann proportional zu der Sollfrequenz sein, wobei der Proportionalitätsfaktor durch die Polpaarzahl der Asynchronmaschine vorgegeben ist. Somit kann die angegebene Bedingung insbesondere bei Nutzung von hohen Drehzahlen bzw. großen Profilaußendurchmessern erreicht werden. Hierdurch kann der Beitrag von durch Spalte rückströmender Flüssigkeit an der Gaskompression reduziert werden und hierdurch ein höherer Wirkungsgrad bei hohen Gasanteilen erreicht werden.

[0031] Ergänzend oder alternativ können die Pumpengeometrie und die Solldrehzahl bei der ersten Sollfrequenz 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. All diese Faktoren führen zu einer Verringerung des Einflusses von rückströmender Flüssigkeit auf den Druck in der Pumpenkammer und somit zum erläuterten Effizienzgewinn.

[0032] Neben dem erfindungsgemäßen Verfahren betrifft die Erfindung eine Schraubenspindelpumpe zur Förderung eines Fluids, die ein Gehäuse, in dem wenigstens eine Antriebsspindel und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel der Schraubenspindelpumpe aufgenommen sind, einen Asynchronmotor zum Antrieb der Antriebsspindel und eine Steuereinrichtung zur Bestromung des Asynchronmotors aufweist, wobei die Steuereinrichtung zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens eingerichtet ist. Insbesondere betreibt die Steuereinrichtung in einem ersten Betriebszustand den Asynchronmotor mit der ersten Sollfrequenz und in einem zweiten Betriebszustand mit der zweiten Sollfrequenz. Über interne oder externe Sensoren, die bereits obig erläutert wurden, kann die Steuereinrichtung die Messgröße erfassen und in Abhängigkeit der Messgröße im ersten oder zweiten Betriebsmodus betrieben werden. Insbesondere kann bei oder nach Erfüllung der von der Messgröße abhängende Frequenzänderungsbedingung ein Wechsel in den zweiten Betriebsmodus erfolgen.

[0033] Die erfindungsgemäße Schraubenspindelpumpe kann mit den zum erfindungsgemäßen Verfahren erläuterten Merkmalen mit den dort genannten Vorteilen weitergebildet werden und umgekehrt.

[0034] Insbesondere kann das Gehäuse wenigstens einen Fluideinlass und einen Fluidauslass ausbilden, wobei die Antriebsspindel und die Laufspindel in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel gemeinsam mit dem Gehäuse mehrere Pumpenkammern begrenzen, wobei die Asynchronmaschine 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 Fluideinlass hinbewegt 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, bei einem Rotationswinkel der Antriebsspindel von 360° maximal 1,5 ist.

[0035] In der erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe kann einerseits der Innendurchmesser des Schraubenprofils der Antriebsspindel oder wenigstens einer der Antriebsspindel und/oder der Laufspindel oder wenigstens einer der Laufspindeln weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers des jeweiligen Schraubenprofils sein und/oder andererseits der mittlere Um-

fangsspalt 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. Durch einen relativ großen Unterschied zwischen Innen- und Außendurchmesser kann ein großes Pumpenkammervolumen erreicht werden, wodurch die gleiche Menge von rückströmender Flüssigkeit zu einem geringeren Druckanstieg in der Pumpenkammer führt und somit geringere Leistungen bei hohen Gasanteilen im Fluid erforderlich sind. Relativ enge Spalte können ergänzend oder alternativ die Menge an rückströmendem Fluid begrenzen und somit ebenfalls zur hohen Effizienz beim Fluidtransport mit hohem Gasanteil beitragen. Als mittlerer Umfangsspalt kann insbesondere der Mittelwert der Breite des Umfangspalts entlang der Länge des Umfangspaltes betrachtet werden. Ergänzend kann eine Mittelung über eine Rotation an der Antriebsspindel von 360° erfolgen, um Variationen des Umfangspalts mit der Rotation der Spindel zu berücksichtigen.

[0036] Weitere Vorteile und Einzelheiten der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus den im Folgenden beschriebenen Ausführungsbeispielen sowie den zugehörigen Zeichnungen. Hierbei zeigen schematisch:

- Fig. 1 ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe,
- Fig. 2 sollfrequenzabhängige Leistungen und Drehmomente für zwei Asynchronmotoren,
- Fig. 3 ein Ablaufdiagramm eines Ausführungsbeispiels des erfindungsgemäßen Verfahrens, und
- Fig. 4 und 5 Detailansichten der in Fig. 1 gezeigten Schraubenspindelpumpe.

[0037] Fig. 1 zeigt schematisch eine Schraubenspindelpumpe 1 zur Förderung eines Fluids 45 von einem Fluideinlass 3 zu einem Fluidauslass 4. Zur Förderung des Fluids 45 sind in dem Gehäuse 2 der Schraubenspindelpumpe 1 eine durch den Asynchronmotor 10 angetriebene Antriebsspindel 5 und eine mit dieser über ein Getriebe 26 gekoppelte Laufspindel 6 angeordnet. Aus Übersichtlichkeitsgründen ist eine relativ einfach gestaltete Schraubenspindelpumpe 1 dargestellt, die einflutig ist, also nur einen Fluideinlass 3 aufweist, und in der nur eine Laufspindel 6 genutzt wird. Die folgenden Erläuterungen lassen sich jedoch auch auf mehrflutige Schraubenspindelpumpen bzw. Schraubenspindelpumpen mit mehr als zwei Spindeln, beispielsweise mit mehreren Laufspindeln oder sogar mit mehreren Antriebspindeln, übertragen.

[0038] Bei üblichen Schraubenspindelpumpen wird, wie bereits im allgemeinen Teil der Beschreibung erläutert, zum Transport von Flüssigkeiten und Gasen zumindest näherungsweise das gleiche Drehmoment und somit auch die gleiche Leistung des Asynchronmotors 10 benötigt. Der Zusammenhang zwischen dem Drehmoment 31 bzw. der Leistung 32 und der Drehzahl für eine solche übliche Auslegung einer Schraubenspindelpumpe ist in Fig. 2 dargestellt. Dort zeigt die X-Achse die Drehzahl in Umdrehungen pro Minute (U/min), die linke Y-Achse 28 das Drehmoment in Newtonmeter (Nm) und die rechte Y-Achse 29 die Leistung in Kilowatt (kW).

[0039] Im Rahmen der Weiterentwicklung entsprechender Pumpen wurde festgestellt, dass durch geeignete Wahl der Pumpengeometrie und Drehzahl der Schraubenspindelpumpe 1, wie später noch mit Bezug auf die Fig. 4 und 5 erläutert werden wird, erreicht werden kann, dass bei einer Förderung eines Fluids 45 mit hohem Gasanteil und somit mit geringem Flüssigkeitsanteil deutlich geringere Drehmomente erforderlich sind. Zur Förderung eines Fluids 45 mit hohem Gasanteil kann somit ein kleiner dimensionierter Asynchronmotor 10 genutzt werden. Auch für diesen kleiner dimensionierten Asynchronmotor 10 ist in der Fig. 2 der Zusammenhang zwischen der auf der X-Achse 27 aufgetragenen Drehzahl und dem erreichten Drehmoment 34 bzw. der erforderlichen Leistung 35 aufgetragen. Die in Fig. 2 aufgetragenen Drehzahlen sind jeweils Solldrehzahlen. Zudem sind in Fig. 2 die bei einer jeweiligen Sollfrequenz 37, 38 erreichten Solldrehzahl markiert. Wird beispielsweise eine Asynchronmaschine 10 mit zwei Polpaaren genutzt, entspricht eine erste Sollfrequenz 37 von 70 Hz einer Solldrehzahl von 2100 U/min.

[0040] Wird nun die Schraubenspindelpumpe 1 beispielsweise für eine Solldrehzahl von 2100 U/min und somit für eine entsprechende Fördermenge ausgelegt, und wird hierbei davon ausgegangen, dass Fluid mit hohem Gasanteil transportiert wird, so resultiert statt dem erforderlichen Drehmoment 30, das für einen Flüssigkeitstransport erforderlich wäre, ein erforderliches Drehmoment 33. Entsprechend ist auch eine geringere Leistung der Asynchronmaschine 10 erforderlich, wobei je nach Geometrie, Drehzahl und Flüssigkeitsanteil Leistungsunterschiede 36 von bis zu 25 % der Leistung 32 bei reinem Flüssigkeitstransport erreicht werden können.

[0041] Beim Transport von Mehrphasengemischen kann typischerweise nicht von einem homogenen Gemisch ausgegangen werden, sodass die Schraubenspindelpumpe 1 derart ausgelegt sein muss, dass sie zumindest vorübergehend einen Fluid 45 mit einem Flüssigkeitsanteil von bis zu 100 % transportieren kann. Im einfachsten Fall wäre es möglich, die Asynchronmaschine 10 so auszulegen, dass sie bei der genutzten ersten Sollfrequenz 37 ein ausreichend hohes Drehmoment 30 bereitstellen kann, um auch reine Flüssigkeiten fördern zu können. Die Möglichkeit, ein Fluid 45 mit hohem Gasanteil mit geringerer Leistung zu fördern, würde in diesem Fall zwar den Energiebedarf und das somit die Betriebs-

kosten der Schraubenspindelpumpe 1 senken, der technische Aufwand und die Anschaffungskosten blieben jedoch unverändert, da der Asynchronmotor 10 weiterhin gleich dimensioniert werden muss, wie für eine Schraubenspindelpumpe, die zum reinen Flüssigkeitstransport dient.

[0042] Um auch eine Nutzung eines kleiner dimensionierten Asynchronmotors 10 zu ermöglichen, wird in der Schraubenspindelpumpe 1 stattdessen eine Steuereinrichtung 19 zur Bereitstellung des Wechselstroms 42 für die Asynchronmaschine 10 genutzt, die das im Folgenden mit Bezug auf Fig. 3 erläuterte Steuerungsverfahren implementiert.

[0043] In Schritt S1 wird hierbei der Asynchronmotor 10 zunächst mit einer ersten Sollfrequenz 37 betrieben. Hierbei wird im Rahmen der Erläuterung des Verfahrens davon ausgegangen, dass zunächst ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit relativ hohem Gasanteil gefördert wird, sodass das erreichte Drehmoment 33 für eine Aufrechterhaltung der gewünschten Drehzahl ausreicht.

[0044] Zur Bereitstellung der Wechselspannung 42 kann beispielsweise ein bereitgestellter Wechselstrom 43, insbesondere ein Drehstrom, zunächst durch einen Gleichrichter 20 gleichgerichtet werden, um einen Gleichstrom 44 bereitzustellen, der anschließend durch einen Wechselrichter 21 in den Wechselstrom 42, insbesondere ebenfalls in einen Drehstrom, umgesetzt wird. Der Wechselrichter 21 kann beispielsweise mithilfe einer Pulsweitenmodulation eine Wechselspannung 42 über einen weiteren Frequenzbereich von Sollfrequenzen bereitstellen und auch die Spannungsamplitude variieren. Das Vorgehen in Schritt S1 entspricht somit dem üblichen Vorgehen zur Bereitstellung von Wechselstrom für einen Asynchronmotor, sobald eine von der Netzspannung abweichende Sollfrequenz gewünscht ist.

[0045] In Schritt S2 wird durch ein Mess- und Steuerglied 22 eine Messgröße 46 erfasst, die von einem Flüssigkeitsanteil des Fluids 45 abhängt. Steigt der Flüssigkeitsanteil des Fluids 45, so führt dies zu einem stärkeren Bremsmoment auf die Antriebs- und Laufspindel 5, 6 und somit auf die Asynchronmaschine 10, wodurch die Drehzahl der Asynchronmaschine 10 reduziert wird. Dies führt wiederum zu einem größeren Schlupf und somit, zumindest solange der Kippunkt der Asynchronmaschine noch nicht erreicht ist, zu einem höheren durch die Asynchronmaschine 10 bereitgestellten Drehmoment und höheren Stromstärken des der Asynchronmaschine 10 zugeführten Wechselstroms.

[0046] Eine einfache Möglichkeit, eine geeignete Messgröße zu erfassen, ist somit ein Stromsensor 23, der eine Stromstärke des Wechselstroms 42 misst. Dieser ist in Fig. 1 zur klaren Darstellung als separate Komponente dargestellt. In vielen Fällen kann der Wechselrichter 21 bzw. allgemein der Frequenzrichter, der den Wechselstrom 42 bereitstellt, jedoch bereits ein Ausgangssignal, insbesondere eine Spannung, bereitstellen, die zur Stromstärke proportional ist, sodass die Messgröße beispielsweise durch Analog-Digital-Wand-

lung dieser Spannung erfasst werden kann.

[0047] Alternativ könnte als Messgröße beispielsweise auch eine Drehzahl oder ein Drehmoment über einen im Bereich der Antriebswelle abgeordneten Sensor 24 erfasst werden oder ein Messwert eines Fluidsensors 25, der beispielsweise eine elektrische Leitfähigkeit oder eine Temperaturleitfähigkeit des Fluids 45 misst.

[0048] In Schritt S3 wird eine Frequenzänderungsbedingung 47 ausgewertet, die von der Messgröße 46 abhängt. Die Frequenzänderungsbedingung kann beispielsweise erfüllt sein, wenn die Messgröße einen vorgegebenen Grenzwert über- bzw. unterschreitet. Beispielsweise kann die Frequenzänderungsbedingung 47 erfüllt sein, wenn ein von der Asynchronmaschine aufgebrachtes Drehmoment oder eine Stromstärke des der Asynchronmaschine zugeführten Wechselstroms einen Grenzwert überschreitet oder wenn eine Ist-Drehzahl der Asynchronmaschine einen Grenzwert unterschreitet. Ist die Frequenzänderungsbedingung 47 nicht erfüllt, kann das Verfahren ab Schritt S1 wiederholt werden, wobei insbesondere die Erfassung der Messgröße und die Prüfung der Frequenzänderungsbedingung periodisch wiederholt werden können.

[0049] Nach Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung 47 wird hingegen in Schritt S4 der Asynchronmotor 10 mit einer gegenüber der ersten Sollfrequenz 37 reduzierten zweiten Sollfrequenz 38 betrieben. Die Änderung der Sollfrequenz kann über ein Zeitintervall 50 erfolgen, um plötzliche Drehmomentänderungen zu vermeiden. Wie in Fig. 2 dargestellt ist, kann durch Nutzung der niedrigeren, zweiten Sollfrequenz 38 ein Drehmoment 39 erreicht werden, das im gezeigten Beispiel dem Drehmoment 30 entspricht, dass bei der ursprünglich genutzten Drehzahl von 2100 U/min für einen reinen Fluidtransport erforderlich wäre. Hierbei wird vereinfachend davon ausgegangen, dass das zur Aufrechterhaltung der Drehzahl erforderliche Drehmoment von der Drehzahl unabhängig ist. In Schraubenspindelpumpen ist bei nicht allzu geringen Drehzahlen zur Aufrechterhaltung von niedrigeren Drehzahlen typischerweise auch ein geringeres Drehmoment erforderlich, sodass die zweite Sollfrequenz 38 auch geringfügig höher gewählt werden könnte, als in Fig. 2 dargestellt ist.

[0050] Die beschriebene, bedarfsgerechte Drehmomenterhöhung ist möglich, da die erste und zweite Sollfrequenz 37, 38 im Feldschwäcbereich 40 der Asynchronmaschine 10 liegen, das heißt in einem Bereich, in dem aufgrund einer begrenzten maximalen Betriebsspannung, die durch die Steuereinrichtung 19 bereitgestellt werden kann bzw. der Asynchronmaschine 10 zugeführt werden darf, in den Spulen der Asynchronmaschine 10 nicht mehr die Maximalströme und somit nicht die maximalen Feldstärken erreicht werden. Zum Erreichen von hohen Effizienzen für einen Transport von Fluiden mit hohem Gasanteil ist es vorteilhaft, relativ hohe Drehzahlen der Antriebs- und Laufspindel und somit der Asynchronmaschine 10 zu nutzen. Um gleichzeitig eine kleinbauende Pumpe zu erreichen ist es typischerweise

ohnehin vorteilhaft, im normalen Betrieb einer Schraubenspindelpumpe Sollfrequenzen im Feldschwäcbereich 40, also oberhalb der Eckfrequenz 41 der Asynchronmaschine 10 zu nutzen. Im gezeigten Beispiel wird zur deutlicheren Hervorhebung des beschriebenen Effekts eine erste Sollfrequenz 37 genutzt, die ca. 40 % oberhalb der Eckfrequenz 41 liegt. Bei realen Umsetzungen des beschriebenen Vorgehens sind, je nach konkretem Anwendungsfall, typischerweise erste Sollfrequenzen 37 zweckmäßig, die um 20 — 30 % oberhalb der Eckfrequenz 41 liegen.

[0051] Der Betrieb der Asynchronmaschine 10 mit Wechselstrom 42 mit der zweiten Sollfrequenz 38 und somit mit geringerer Drehzahl soll typischerweise nur vorübergehend erfolgen, beispielsweise während ein Flüssigkeitspfropf gefördert wird. Daher wird in Schritt S5 erneut eine Messgröße 48 erfasst, die von dem Flüssigkeitsanteil des Fluids abhängt. Hierbei können die gleichen Größen erfasst werden, die bereits zur Messgröße 46 erläutert wurden.

[0052] In Schritt S6 wird eine weitere Frequenzänderungsbedingung 49 ausgewertet, bei deren Erfüllung ein Wechsel zurück zur ersten Sollfrequenz 37 und somit eine Fortsetzung des Verfahrens in Schritt S1 erfolgt. Bei Nichterfüllung der weiteren Frequenzänderungsbedingung wird das Verfahren hingegen ab Schritt S4 wiederholt.

[0053] Das beschriebene Verfahren kann auch modifiziert werden, indem beispielsweise statt dem erwähnten Grenzwertvergleich im Rahmen der Frequenzänderungsbedingung ein Regelkreis 51 als Teil des Mess- und Steuerglieds 22 genutzt wird, der versucht die Messgröße 46 auf einen vorgegebenen Wert zu regeln, wobei die Sollfrequenz 37, 38 als Stellgröße dient. Hierbei kann diese Stellgröße derart begrenzt werden, dass die erste Sollfrequenz nicht überschritten werden kann, beispielsweise indem ein Sättigungsglied vorgesehen wird. Die Nichterfüllung der Frequenzänderungsbedingung entspricht in diesem Fall der Sättigung des Regelkreises 51. Solange der Sättigungsbereich der Regelung nicht verlassen wird, wird somit die erste Sollfrequenz als Stellgröße ausgegeben.

[0054] Fig. 4 und 5 zeigen verschiedene Detailansichten einer Schraubenspindelpumpe, die bei einer Förderung eines Fluids, das ein Gas-Flüssigkeitsgemisch mit geringem Flüssigkeitsanteil ist, deutlich geringere Leistung, beispielsweise 25 % weniger Leistung, benötigt als bei einem Transport einer Flüssigkeit. Hierbei zeigt Fig. 4 schematisch eine perspektivische Ansicht der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 der Schraubenspindelpumpe 1, wobei aus Übersichtlichkeitsgründen das Gehäuse nicht dargestellt ist. Fig. 4 verdeutlicht insbesondere die Form der Schraubenprofile der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 sowie deren ineinandergreifen. Fig. 5 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 auszubil-

den, die wiederum in Fig. 4 gekennzeichnet sind, da sie sich über die in Fig. 2 gezeigte Schnittebene hinaus erstrecken.

[0055] Wie bereits mit Bezug auf Fig. 1 diskutiert wurde, ist die Laufspindel 6 mit der Antriebsspindel 5 durch eine Kupplungseinrichtung 26 rotationsgekoppelt, wobei im Beispiel von einer 1:1-Übersetzung ausgegangen wird. Somit wird bei einem Antrieb der Antriebswelle 5 durch den Asynchronmotor 10 in die Antriebsrichtung 11 die Laufspindel 6 mit umgekehrtem Drehsinn 12 und gleicher Drehzahl rotiert. Die Drehzahl wird durch die obig erläuterte Wahl der Sollfrequenz 37, 38 durch die Steuereinrichtung 19 vorgegeben.

[0056] 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 17 zwischen Gehäuse 2 und Antriebsspindel 5 bzw. Laufspindel 6 und aufgrund von verbleibenden Axialspalten zwischen denen ineinandergreifenden Schraubenprofilen nicht vollständig dicht, sondern erlaubt einen gewissen Fluidaustausch zwischen den Pumpenkammern 7, 8, 9, der auch als Leckage betrachtet werden kann.

[0057] In der in Fig. 4 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 15 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 den das Fluid zwischen der Pumpenkammer 7 und dem Fluideinlass 3 strömen kann. Entsprechend ist die in Fig. 4 durch Bepunktung ihrer Außenfläche markierte Pumpenkammer 8 offen zum Fluidauslass 4, da das freie Ende 14 der diese begrenzenden Wand 15 aufgrund der Rotationsstellung wiederum von der Laufspindel 6 beabstandet ist und somit einen Radialspalt bildet, durch den Fluid strömen kann. Die Pumpenkammer 9 ist sowohl gegenüber dem Fluideinlass 3 als auch gegenüber dem Fluidauslass 4 verschlossen.

[0058] Bei einem Antrieb der Antriebsspindel 5 in die Antriebsrichtung 11 wird zunächst das freie Ende 13 der Wand 15 zur Laufspindel 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 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 Laufspindel 6 resultiert.

[0059] Es wurde erkannt, dass die Leistungsaufnahme bei einer Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemischen mit

hohem Gasanteil erheblich reduziert werden kann, wenn erreicht wird, dass eine Gaskompression bei der Förderung nicht primär dadurch erfolgt, dass Fluid von dem Fluidauslass bzw. stromabwärts liegenden Pumpenkammern in geschlossene Pumpenkammern rückströmt und dort das Gas verdichtet, sondern die Kompression des Gases und somit auch die Druckerhöhung in den Pumpenkammer 7, 8, 9 im Wesentlichen erst nach dem Öffnen der jeweiligen Pumpenkammer zum Fluidauslass 4 hin erfolgt. Dies wird im gezeigten Beispiel einerseits durch die 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 in dem 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 bei Öffnen maximal 10 % oder maximal 20 % des Differenzdrucks oberhalb des Saugdrucks liegen.

[0060] Das beschriebene Verhalten ließe sich prinzipiell alleine 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 U/min oder 1800 U/min, 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. 4 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 15 können hierbei unabhängig vom Rotationszustand der Antriebsspindel 5 und der Laufspindel 6 im gezeigten Beispiel maximal eine oder maximal zwei gleichzeitig verschlossene Pumpenkammern resultieren.

[0061] Durch die Nutzung relativ weniger in Axialrichtung aufeinanderfolgender Pumpenkammern wird bereits ein relativ großes Volumen der einzelnen Pumpenkammern erreicht, wodurch die gleiche Menge einer durch Spalte in die jeweilige Pumpenkammer rückströmenden Flüssigkeit einen geringeren Einfluss auf den Druck in der Pumpenkammer hat. Zum Erreichen eines großen Volumens der Pumpenkammern 7 bis 9 ist es zudem vorteilhaft, dass der Innendurchmesser 16 des Schraubenprofils der Antriebs- und Laufspindel 5, 6, wie insbesondere in Fig. 5 deutlich zu erkennen ist, deutlich

kleiner, zum Beispiel ungefähr um den Faktor 2 kleiner, ist als der Außendurchmesser 18 der jeweiligen Spindel.

[0062] Durch Nutzung eines hinreichend schmalen Radialspalts 17 zwischen dem Gehäuse 2 und dem jeweiligen Außendurchmesser 18 der Antriebsspindel 5 bzw. der Laufspindel 6 kann zudem die Menge der in die jeweilige Pumpenkammer 7, 8, 9 rückströmenden Flüssigkeit weiter reduziert werden. Beispielsweise kann der Radialspalt 25 schmäler sein als zwei Tausendstel des Außendurchmessers 18.

[0063] 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 Pumpenkammern 7, 8, 9 zum Fluidauslass 4 hin zumindest 4 m/s ist und/oder dass die Umfangsgeschwindigkeit am Außenprofil 18 der Antriebsspindel 5 bzw. der Laufspindel 6 zumindest 15 m/s ist.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Förderung eines Fluids durch eine Schraubenspindelpumpe (1), wobei wenigstens eine Antriebsspindel (5) der Schraubenspindelpumpe (1) durch einen Asynchronmotor (10) angetrieben wird, wobei
 - der Asynchronmotor (10) mit einer ersten Sollfrequenz (37) betrieben wird, wobei als Fluid (45) ein Gas-Flüssigkeitsgemisch gefördert wird,
 - eine von einem Flüssigkeitsanteil des Fluids (45) abhängige Messgröße (46) erfasst wird, und
 - nach einer Erfüllung einer von der Messgröße (46) abhängigen Frequenzänderungsbedingung (47) der Asynchronmotor (10) mit einer gegenüber der ersten Sollfrequenz (37) reduzierten zweiten Sollfrequenz (38) betrieben wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Messgröße (46) ein durch die Asynchronmaschine (10) aufgebrachtes Drehmoment oder eine Stromstärke eines der Asynchronmaschine (10) zugeführten Wechselstroms (42) oder eine Drehzahl der Asynchronmaschine (10) betrifft.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Wechsel von der ersten Sollfrequenz (37) zu der zweiten Sollfrequenz (38) über ein Zeitintervall nach Erfüllung der Frequenzänderungsbedingung (50) kontinuierlich oder in mehreren Stufen erfolgt und/oder dass der Wechsel von der ersten zu der zweiten Sollfrequenz (37, 38) durch

einen Regelkreis (51) erfolgt, der die Messgröße (46) auf einen vorgegebene Wert regelt.

4. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Sollfrequenz (37) um wenigstens 10% oder um wenigstens 20% größer ist als die Eckfrequenz (41) der Asynchronmaschine (10), an der bei gegebener Maximalbetriebsspannung der Feldschwächbereich (40) beginnt, und/oder dass die erste Sollfrequenz (37) um maximal 30% oder um maximal 40% größer ist als die Eckfrequenz (41), und/oder dass die zweite Sollfrequenz (38) größer oder gleich der Eckfrequenz (41) ist.
5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Schraubenspindelpumpe (1) verwendet wird, die ein Gehäuse (2) aufweist, das wenigstens einen Fluideinlass (3) und einen Fluidauslass (4) ausbildet und in dem die 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 die Asynchronmaschine 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, wobei die Antriebsspindel (5) zumindest vor Erfüllung der Frequenzwechselbedingung derart angetrieben wird, dass bei einem unter einem Grenzwert liegenden Flüssigkeitsanteil 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.
6. Verfahren nach Anspruch 5, **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.

7. Verfahren nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** einerseits die Pumpengeometrie der verwendeten Schraubenspindelpumpe (1) und die Solldrehzahl bei der ersten Sollfrequenz (37) so gewählt sind, dass die Umfangsgeschwindigkeit am Profilaußendurchmesser (18) 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 und/oder dass andererseits die Pumpengeometrie und die Solldrehzahl bei der ersten Sollfrequenz 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.
8. Schraubenspindelpumpe zur Förderung eines Fluids, die ein Gehäuse (2), in dem wenigstens eine Antriebsspindel (5) und wenigstens eine mit dieser rotationsgekoppelte Laufspindel (6) der Schraubenspindelpumpe (1) aufgenommen sind, einen Asynchronmotor (10) zum Antrieb der Antriebsspindel (5) und eine Steuereinrichtung (19) zur Bestromung des Asynchronmotors (10) aufweist, wobei die Steuereinrichtung (19) zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangehenden Ansprüche eingerichtet ist.
9. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Gehäuse (2) wenigstens einen Fluideinlass (3) und einen Fluidauslass (4) ausbildet, wobei die Antriebsspindel (5) und die Laufspindel (6) in jeder Rotationsstellung der Antriebsspindel (5) gemeinsam mit dem Gehäuse (2) mehrere Pumpenkammern (7, 8, 9) begrenzen, wobei die Asynchronmaschine (10) 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, 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.
10. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** einerseits der Innendurchmesser (16) des Schraubenprofils der Antriebsspindel (5) oder wenigstens einer der Antriebsspindeln (5) und/oder der Laufspindel (6) oder we-

nigstens einer der Laufspindeln (6) weniger als das 0,7-fache des Außendurchmessers (18) des jeweiligen Schraubenprofils ist und/oder dass andererseits der mittlere Umfangsspalt (17) 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 (18) des jeweiligen Schraubenprofils ist.

FIG. 1

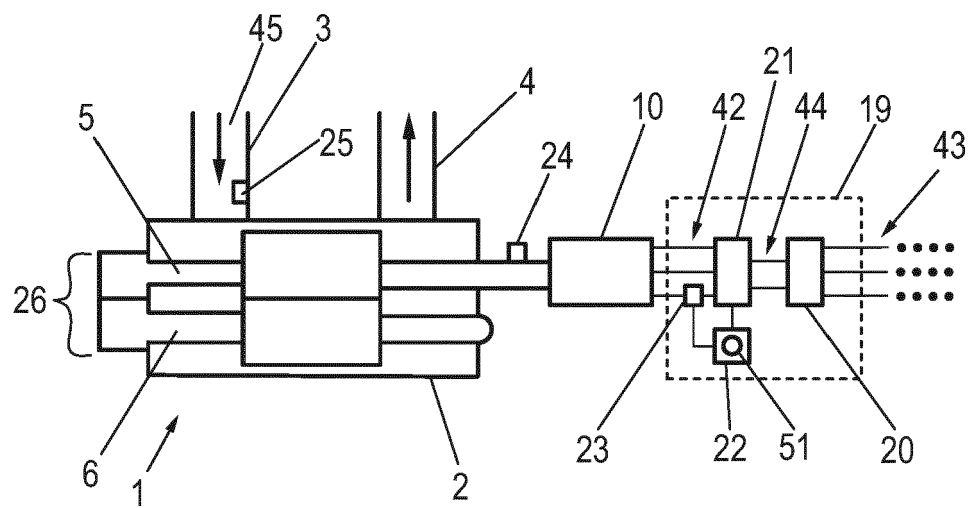


FIG. 2

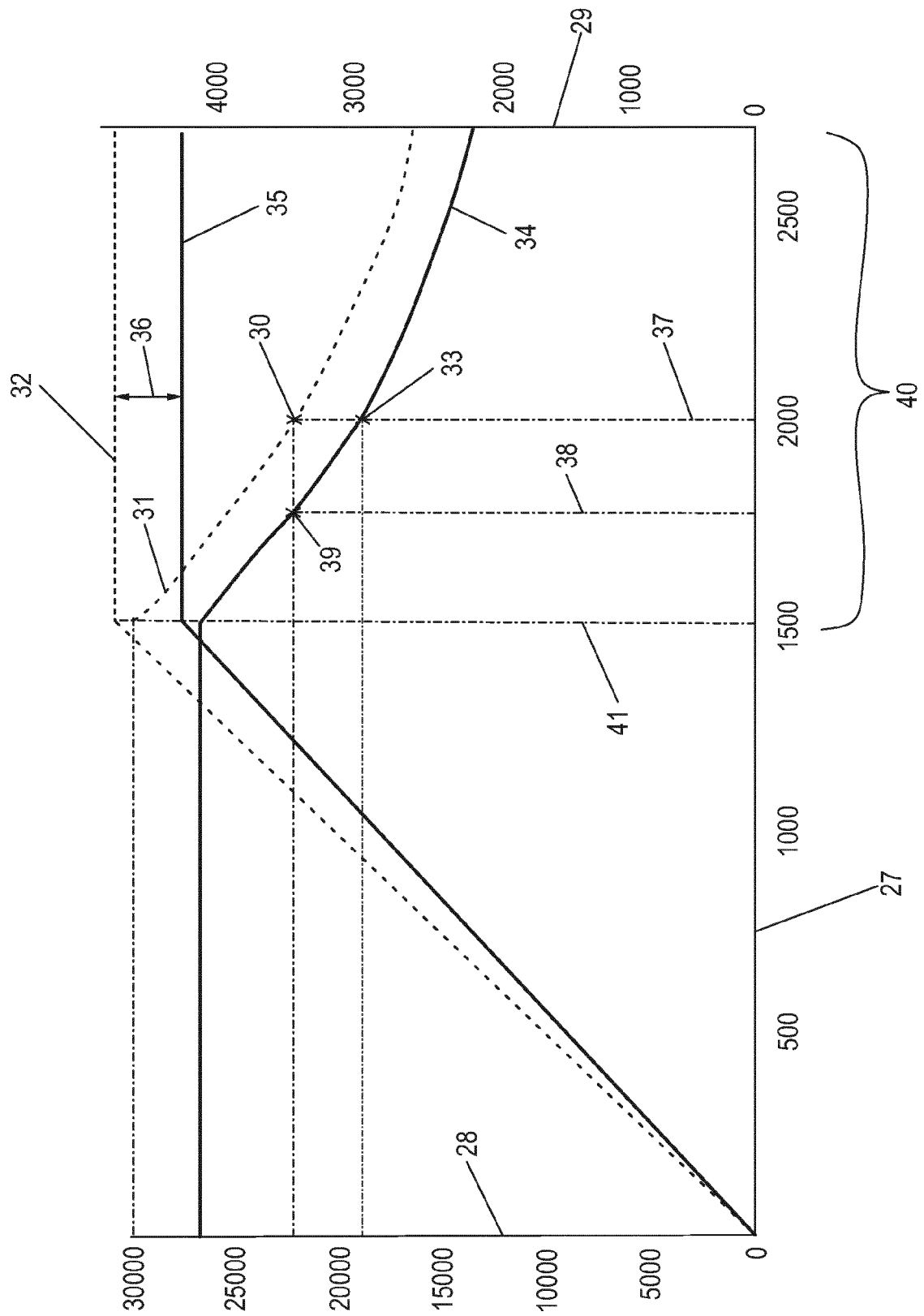


FIG. 3

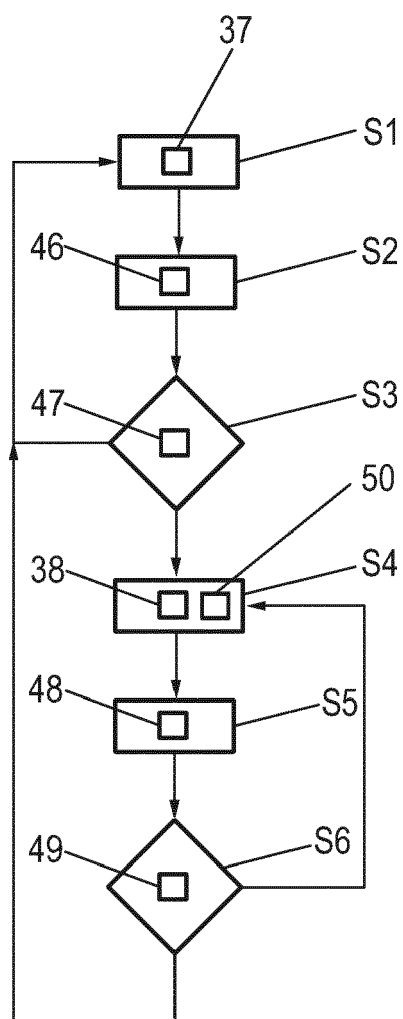


FIG. 4

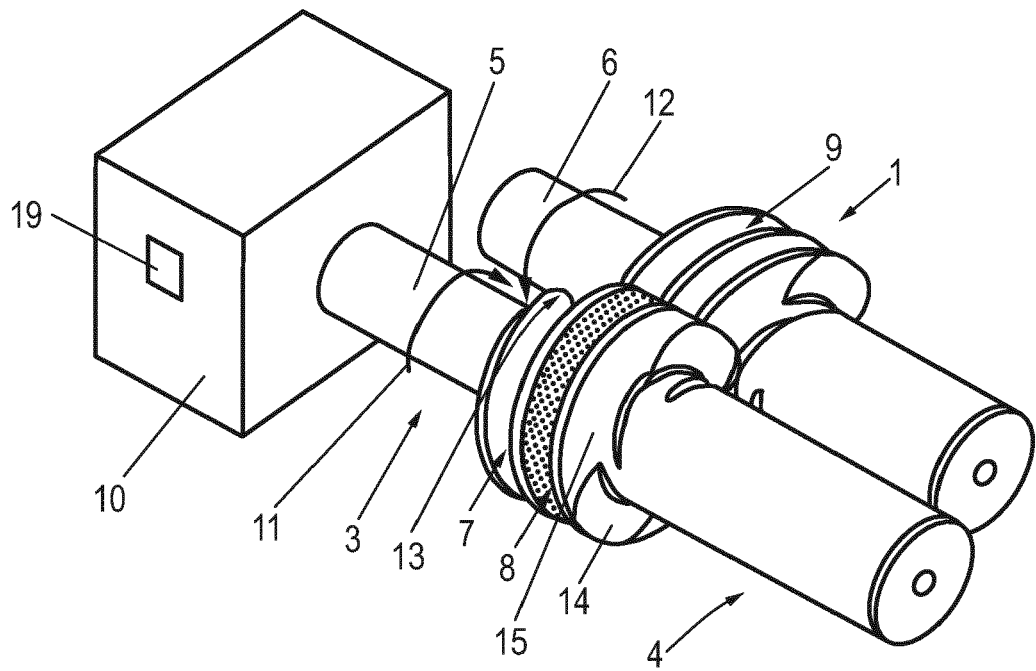
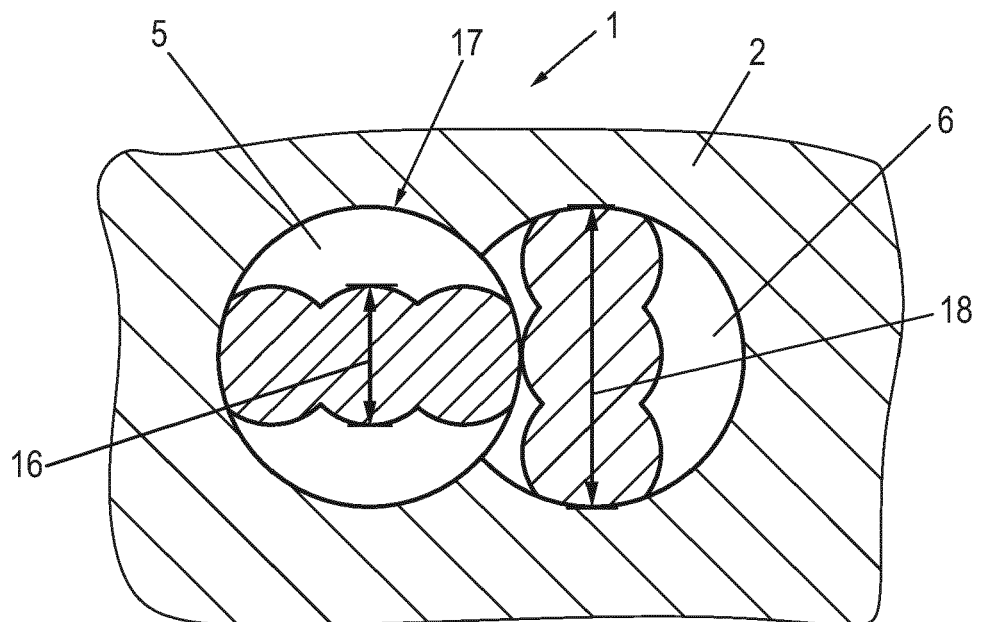


FIG. 5





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 21 20 4667

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	DE 36 21 967 A1 (LETTMANN HEINRICH JOSEF [DE]) 14. Januar 1988 (1988-01-14)	1-4, 7, 8, 10	INV. F04C2/16
A	* das ganze Dokument *	5, 6, 9	F04C18/16
	* Spalte 2, Zeile 63 - Spalte 3, Zeile 15 *		F04C28/28
	* Spalte 6, Zeile 43 - Zeile 64 *		F04C14/28
A	US 6 457 950 B1 (COOPER PAUL [US] ET AL) 1. Oktober 2002 (2002-10-01)	1-10	
	* das ganze Dokument *		
	* Abbildungen 1-4b *		
	* Spalte 1, Zeile 13 - Zeile 48 *		
	* Spalte 2, Zeile 38 - Zeile 52 *		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F04C F01C
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
München		4. Mai 2022	Sbresny, Heiko
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze	
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie		E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist	
A : technologischer Hintergrund		D : in der Anmeldung angeführtes Dokument	
O : nichtschriftliche Offenbarung		L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument	
P : Zwischenliteratur		& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

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

EP 21 20 4667

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.

04-05-2022

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
	DE 3621967	A1	14-01-1988	KEINE	

15	US 6457950	B1	01-10-2002	KEINE	

20					
25					
30					
35					
40					
45					
50					
55					

EPO FORM P0461

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