

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 819 832 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:

21.01.1998 Patentblatt 1998/04

(51) Int. Cl.⁶: E21B 43/12

(21) Anmeldenummer: 97111621.5

(22) Anmeldetag: 09.07.1997

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AT BE CH DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC
NL PT SE

(30) Priorität: 18.07.1996 DE 19628950

(71) Anmelder:

Voith Turbo GmbH & Co. KG
89522 Heidenheim (DE)

(72) Erfinder:

- Fecht, Andreas
London SE 193SW (GB)
- Höller, Heinz
74564 Crailsheim (DE)
- Weber, Wolfgang
74564 Crailsheim (DE)

(74) Vertreter:

Weitzel, Wolfgang, Dr.-Ing.
Friedenstrasse 10
89522 Heidenheim (DE)

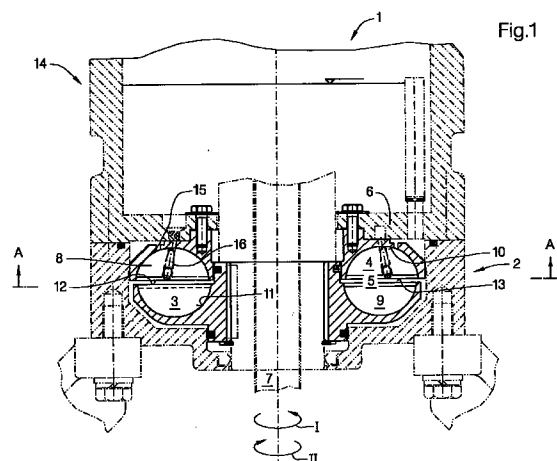
(54) **Tiefbohrvorrichtung, Tiefbohrpumpenvorrichtung und Verwendung eines hydrodynamischen Retarders zur Kompensation der vom Antriebssystem ausgelösten Rückstellmomente**

(57) Die Erfindung betrifft eine Tiefbohrvorrichtung oder eine Tiefbohrpumpenvorrichtung, umfassend eine Antriebsmaschine;

ein von der Antriebsmaschine wenigstens mittelbar antreibbares Abtriebsbauteil, welches im Fall der Tiefbohrvorrichtung als Bohrspindel und im Fall der Tiefbohrpumpenvorrichtung als Pumpenrotor ausgeführt ist; eine, zwischen Antriebsmaschine und Abtriebsbauteil angeordnete Einrichtung zur Kompensation der bei Änderung des Betriebes auftretenden Rückstellkräfte.

Die Erfindung ist gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

Die Einrichtung ist als hydrodynamischer Retarder, umfassend ein Rotor- und ein Statorschaufelrad, ausgeführt, wobei das Rotorschaufelrad und das Statorschaufelrad miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum bilden, welcher bei Betrieb der Tiefbohrvorrichtung oder der Tiefbohrpumpenvorrichtung ständig befüllt ist. Das Rotorschaufelrad steht mit der Antriebsmaschine wenigstens mittelbar in ständiger Triebverbindung. Die Beschauelfung von Rotor- und Statorschaufelrad ist derart ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung in der Betriebsweise Antrieb das Rotorschaufelrad im wesentlichen frei umläuft und im Fall des Auftretens von Rückstellkräften an den Abtriebsbauteilen der Retarder spießend arbeitet.



EP 0 819 832 A2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Tiefbohrvorrichtung, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1; eine Tiefbohrpumpenvorrichtung, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 7; ferner allgemein einen Verwendungszweck eines hydrodynamischen Retarders zur Kompensation vom Abtrieb in den Antriebsstrang eingebrachter Rückstellmomente.

Tiefbohrvorrichtungen und Tiefbohrpumpenvorrichtungen sind in einer Vielzahl von Ausführungen bekannt. Ihnen ist gemeinsam, daß mittels einer Antriebsmaschine ein sich über eine längere Distanz erstreckendes mit einer Bohrspindel oder dem Pumpenrotor gekoppeltes Gestänge angetrieben wird. Die erstgenannte Vorrichtung dient dabei der Bereitstellung des Bohrloches, in welches anschließend der Rotor und der Stator einer Tiefbohrpumpenvorrichtung zum Zweck der Förderung von beispielsweise Öl eingebracht werden können. Bei derartigen Systemen kommt es aufgrund der Länge der rotierenden Bauteile, d.h. des Bohrgestänges bzw. des Rotors, bei deren Rotation zum Auftreten von Torsionskräften, welche in diesen Bauteilen über deren Länge als Rückstellkräfte gespeichert werden. Die Verdrehung in Umfangsrichtung bzw. die Torsionsbeanspruchung der angetriebenen rotierenden Bauteile führt bei Unterbrechung des Kraftflusses von der Antriebsmaschine zum Abtrieb, beispielsweise bei Abschaltung der Antriebsmaschine oder im Havariefall zur Auslösung eines Rückstellmomentes durch die rotierend antreibbaren Bauteile, das in den Antrieb, insbesondere die Antriebsmaschine und den dieser nachgeordneten Bauteilen, beispielsweise im der Antriebsmaschine nachgeschalteten Getriebe wirksam wird. Dies kann zu erheblichen auch irreversiblen Schädigungen je nach Größe des Rückstellmomentes führen. Insbesondere beim Einsatz eines elektrischen Antriebsmotors kann dieser rückwärts angetrieben und damit geschädigt werden. Insbesondere sind die Antriebssysteme meist auch nicht für derartig hohe stoßartig auftretende Belastungen ausgelegt.

Zur Lösung dieses Problems ist in der US 5,358,036 für den Anwendungsfall einer Tiefbohrpumpenvorrichtung eine mittels Druckmittel betätigbare Scheibenbremseinrichtung offenbart, welche zwischen Antriebsmaschine und anzutreibenden Gestänge angeordnet ist. Der zur Betätigung erforderliche Druck wird durch eine Pumpeneinrichtung erzeugt. Die Pumpeneinrichtung ist im Antriebsstrang derart angeordnet, daß diese in Abhängigkeit der Drehrichtung des anzutreibenden Gestänges durch dessen Verdrehung in Betrieb genommen wird und damit die Scheibenbremseinrichtung betätigt.

Eine derartige Lösung zeichnet sich jedoch durch einen erheblichen konstruktiven Aufwand und damit erhöhte Kosten aus. Auch sind die die Abfederung des

Rückstellmomentes und damit die die Bremswirkung realisierenden Bauteile aufgrund der mechanischen Beanspruchung einem hohen Verschleiß unterworfen.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine Tiefbohrvorrichtung und eine Tiefbohrpumpenvorrichtung derart weiterzuentwickeln, daß die Schädigungen aufgrund der durch die rotierenden Abtriebsteile bei Unterbrechung des Kraftflusses auftretenden Rückstellmomente mit geringem konstruktiven Aufwand und kostengünstig vermieden werden.

Die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe ist für die Tiefbohrvorrichtung durch die Merkmale des Anspruchs 1 und für die Tiefbohrpumpenvorrichtung durch die Merkmale des Anspruchs 8 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen wiedergegeben.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß in einer Tiefbohrvorrichtung und in der Tiefbohrpumpenvorrichtung zwischen der Antriebsmaschine und dem Gestänge bzw. den rotierend antreibbaren Abtriebsteilen, welche sich über eine längere Distanz erstrecken können, ein hydrodynamischer Retarder angeordnet ist. Der hydrodynamische Retarder umfaßt ein Rotorscheufelrad und ein Statorschufelrad, welche miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum bilden, wobei die Beschufelung, wie an sich bekannt, schräg ausgeführt ist. Die Schufelrichtung bezogen auf die Einbaulage wird dabei derart gewählt, daß das Rotorscheufelrad im Normalbetrieb der Tiefbohr- und der Tiefbohrpumpenvorrichtung, d.h. im Bohr- bzw. Förderbetrieb, "fliehend" arbeitet, d.h. daß das Rotorscheufelrad bei Rotation mit Freilaufwirkung arbeitet. Bei Auftreten der Rückstellmomente arbeitet das Rotorscheufelrad gegenüber dem Statorschufelrad spießend, d.h. es wird ein dem Rückstellmoment entgegengerichtetes Moment erzeugt. Eine derartige Vorrichtung zeichnet sich im wesentlichen dadurch aus, daß aufgrund der schräg ausgeführten Beschufelung das Rotorscheufelrad trotz Befüllung des Retarders in ständiger Triebverbindung mit der Antriebsmaschine stehen und auf eine separate Freilaufeinrichtung zur Entkopplung des Rotorscheufelrades vom Antrieb verzichtet werden kann, während von der Antriebsmaschine selbst nur ein geringer Teil an Antriebsleistung für den Betrieb des Rotorscheufelrades aufgebracht werden muß. Der hydrodynamische Retarder kann deshalb während des gesamten Betriebes befüllt bleiben, d.h. ein externer Zu- und Ablauf für die Befüllung für den Fall der Unterbrechung des Kraftflusses kann entfallen. Eine derartige Vorrichtung zeichnet sich durch einen geringen konstruktiven Aufwand aus und ist daher sehr kostengünstig.

Der Retarder arbeitet vorzugsweise selbststeuernd.

Dem torusförmigen Arbeitsraum zwischen Rotor- und Statorschufelrad ist ein geschlossener Kreislauf für das Betriebsfluid zugeordnet. Dieser dient dazu, evtl. erwärmtes Betriebsmittel aus dem torusförmigen

Arbeitsraum herauszuführen und diesem nach Abkühlung direkt wieder zuzuführen oder eventuell über einen hier, im einzelnen nicht dargestellten Wärmetauscher zu führen und dem hydrodynamischen Retarder wieder zuzuführen. Der Austritt aus dem torusförmigen Arbeitsraum wird über Schlitze im Schaufelgrund des Statorschaufelrades ermöglicht. Die Zufuhr des Betriebsmittels erfolgt über entsprechende Einrichtungen im Statorschaufelrad. Diese Einrichtungen können beispielsweise als sogenannte Füllschlitze ausgeführt sein, die einen Füllkanal bilden. Zu diesem Zweck ist die Beschauelung des Statorschaufelrades vorzugsweise derart ausgeführt, daß die Füllschlitze tragenden Schaufeln bezüglich ihrer Vorder- und Rückseite nicht parallel verlaufen. Im besonderen werden die Schaufeln vom Schaufelgrund ausgehend zum Schaufelende - hier also vom Schaufelgrund zum Schaufelende - hin, verjüngend ausgeführt. Im Schaufelgrund weist dabei die den Füllschlitz tragende Schaufel eine Stärke auf, die es ermöglicht, den gesamten Füllschlitz vom Querschnitt her in der Schaufel zu integrieren. Vom Schaufelgrund zum Schaufelende hin, verkleinert sich die Schaufeldicke zunehmend. Lediglich im Bereich des sich im wesentlichen vom Schaufelgrund zur Schaufelvorderkante hin erstreckenden Füllkanales erfolgt entsprechend der Kontur bzw. der Größe des Füllschlitzes bzw. des Füllkanales eine örtliche Ausbuchtung bzw. Auswölbung an der Schaufel. Diese bleibt jedoch im wesentlichen im Bereich des Schaufelendes bzw. der Schaufelvorderkante angeordnet. Die Anzahl und die Größe der Füllschlitze sowie deren Ausführung richtet sich im wesentlichen nach der gewünschten Zeit zum Füllen des Retarderkreislaufes und dem geforderten Flüssigkeitsdurchsatz zur Abfuhr der entwickelten Wärme. Eine derartige Ausführung der Füllkanäle ermöglicht es, im sogenannten spießenden Betrieb, d.h. beim Abfedern der von der Bohrspindel oder vom Pumpenrotor aufgebrachten Rückstellkraft, eine ungestörte Meridianströmung zwischen Rotor- und Statorschaufelrad zu erzeugen.

Andere Ausführungen der Füllkanäle sind ebenfalls denkbar, beispielsweise in Form von Füllnocken oder in eine über die gesamte Breite verdickte Schaufel eingearbeitete Schlitze.

Im geschlossen ausgeführten Kreislauf ist ein Betriebsmittelbehältnis integriert. Dieses ist in Einbaulage oberhalb des Retarders angeordnet. Dies ermöglicht es, evt. Leckageverluste schnell durch Zuführung zum Arbeitsraum auszugleichen.

Die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe ist nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Ausschnitt aus einem Antriebssystem, einsetzbar sowohl für eine Tiefbohrvorrichtung als auch eine Tiefbohrpumpenvorrichtung in Einbaulage;

Fig. 2 eine Ansicht A-A gemäß Fig. 1 auf ein Statorschaufelrad.

Die Figur 1 verdeutlicht einen Ausschnitt aus einem Antriebssystem 1, wie es für eine Tiefbohrvorrichtung oder eine Tiefbohrpumpenvorrichtung einsetzbar ist. Dieses umfaßt, hier im einzelnen nicht dargestellt, eine Antriebsmaschine und wenigstens ein, wenigstens mittelbar über die Antriebsmaschine rotierend antreibbares Abtriebsbauteil. Dieses ist

- a) im Fall der Tiefbohrvorrichtung als Bohrspindel, bzw.
- b) im Fall der Tiefbohrpumpenvorrichtung als Pumpenrotor, der beispielsweise als Schraubenspindel ausgeführt sein kann, ausgeführt.

Im allgemeinen wird die Bohrspindel und der Pumpenrotor nicht direkt mit der Antriebswelle der Antriebsmaschine sondern über ein Gestänge gekoppelt sein. Das Gestänge wird in diesem Fall ebenfalls als Bestandteil des Abtriebs angesehen.

Erfindungsgemäß ist zwischen der Antriebsmaschine und dem Abtriebsbauteil ein hydrodynamischer Retarder 2 vorgesehen, d.h. zwischen Antriebsmaschine und Gestänge und/oder Bohrspindel und Pumpenrotor. Der hydrodynamische Retarder 2 umfaßt ein Rotorschaufelrad 3 und ein Statorschaufelrad 4, welche miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum 5 bilden. Der hydrodynamische Retarder, insbesondere das Statorschaufelrad 4 ist in einem Gehäuse 6 gelagert. Das Rotorschaufelrad 3 steht ständig wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine in Triebverbindung. Es kann dazu drehfest wenigstens mittelbar mit einer hier im einzelnen nicht dargestellten Antriebswelle oder den Abtriebsbauteilen gekoppelt sein. In der dargestellten Ausführung handelt es sich um ein mit der Bohrspindel der Tiefbohrvorrichtung oder dem Pumpenrotor einer Tiefbohrpumpenvorrichtung drehfest gekoppeltes Bauteil 7.

Das Rotorschaufelrad 3 und das Statorschaufelrad 4 weisen eine schräge Beschauelung 8 bzw. 9 auf, d.h. die Schaufeln sind gegenüber der Trennebene E zwischen dem Rotor 3 - und dem Statorschaufelrad 4 geneigt angeordnet. Die Schaufelrichtung, d.h. die Neigung der einzelnen Schaufeln gegenüber dem jeweiligen Schaufelgrund - für das Statorschaufelrad mit 10, für das Rotorschaufelrad mit 11 bezeichnet - zum jeweiligen Schaufelende hin - für das Rotorschaufelrad mit 12 und das Statorschaufelrad mit 13 bezeichnet, in Richtung der Trennebene E ist derart gewählt, daß im Normalbetrieb, d.h. beim Antrieb der Bohrspindel bzw. des mit diesem drehfest verbundenen Bauteiles 7 oder des Pumpenrotors bzw. des mit diesem drehfest gekoppelten Bauteiles 7 über die Antriebsmaschine das Rotorschaufelrad 3 fortlaufend mitgeführt wird, jedoch aufgrund der schrägen Beschauelung sich kein geschlossener Kreislauf von Betriebsmittel zwischen dem Rotor- und Statorschaufelrad entstehen kann. Die Arbeitsweise des Rotorschaufelrades 3 in diesem Betriebszustand kann als "fliehend" gegenüber dem

Statorschaufelrad bezeichnet werden. Das Betriebsmittel verbleibt im wesentlichen zwischen den zwei einander benachbarten Schaufeln der Beschauelung 9 des Rotorschaufelrades 3. Es findet keine Umwälzung in Richtung des Statorschaufelrades 4 dahingehend statt, daß ein Bremsreaktionsmoment erzeugt wird. Der hydrodynamische Retarder 2 arbeitet somit im Normalbetrieb des Antriebssystems im wesentlichen mit der Wirkung eines Freilaufes. Bei der Auslegung des Antriebssystems ist lediglich die zur Rotation des Rotorschaufelrades 3 und damit die zur Umwälzung des Betriebsmittels durch das Rotorschaufelrad 3 geringe erforderliche Leistung zu berücksichtigen.

Im Normalbetrieb wird das Drehmoment von der Antriebsmaschine auf das rotierend antriebbaare Abtriebsbauteil -

- a) im Fall der Tiefbohrvorrichtung auf die mehrere hundert Meter lange Bohrspindel und
- b) im Fall der Tiefbohrpumpenvorrichtung auf den sich ebenfalls über eine erhebliche Distanz erstreckenden Pumpenrotor -

übertragen. Dies führt dazu, daß aufgrund der Länge der Abtriebsbauteile diese der Torsion ausgesetzt sind. Die Torsionskräfte werden in den Abtriebsbauteilen gespeichert. Die Verdrehung der Abtriebsbauteile in Rotationsrichtung führt dazu, daß diese beim Abschalten der Antriebsmaschine einer Rückstellkraft ausgesetzt sind bzw. ein Rückstellmoment gegenüber der Antriebsmaschine auslösen. Das Rückstellmoment führt zur Lösung der Verdrehung, was je nach Größe zu einer stoßartigen Belastung der Antriebsmaschine und der dieser nachgeschalteten Bauteile führen kann.

Das Rotorschaufelrad 3 des hydrodynamischen Retarders 2 wird bei Rückstellung der Bohrspindel bzw. des Pumpenrotors aufgrund der wenigstens mittelbar drehfesten Verbindung mit dieser bzw. diesem oder einem mit dieser bzw. diesem verbundenem Bauteil 7 entgegen der Drehrichtung im Normalbetrieb - der Normalbetrieb ist hier mit II bezeichnet, die entgegengesetzte Drehrichtung mit I - bewegt. Aufgrund der schrägen Beschauelung arbeitet der hydrodynamische Retarder beim Rückstellen wie eine hydrodynamische Bremse, d.h. im sogenannten "spießenden" Betrieb.

Entsprechend des Füllungsgrades und der Umfangsgeschwindigkeit im Bereich der Lagerung des Rotorschaufelrades 3 wird ein bestimmtes Bremsmoment am Statorschaufelrad 4 erzeugt, daß dem Rückstellmoment entgegengesetzt gerichtet ist und damit der Abfederung des Rückstellmomentes dient.

Da der hydrodynamische Retarder 2 aufgrund der schrägen Beschauelung und der Möglichkeit, entsprechend der Schaufelrichtung eine Freilaufwirkung zu erzielen, ständig befüllt sein kann, ist das Vorsehen eines separaten Zu- und Abflusses für den Normalbetrieb II des gesamten Antriebssystems nicht erforderlich. Im Normalbetrieb, d.h. beim Antrieb der

Bohrspindel oder des Pumpenrotors über die Antriebsmaschine, wird das Betriebsfluid vom Rotorschaufelrad 3 mitgeführt und umgewälzt. Ein sogenannter Arbeitskreislauf zwischen dem Rotor- und dem Statorschaufelrad 3 bzw. 4 wird lediglich im Falle der Rückstellung der Bohrspindel oder des Pumpenrotors erzeugt.

Dem torusförmigen Arbeitsraum 5 zwischen Rotor- und Statorschaufelrad ist ein geschlossener Kreislauf für das Betriebsfluid zugeordnet, welcher hier mit 14 bezeichnet ist. Der geschlossene Kreislauf 14 dient dazu, erwärmtes Betriebsmittel aus dem torusförmigen Arbeitsraum 5 herauszuführen und diesem nach Abkühlung direkt wieder zuzuführen oder eventuell über einen hier, im einzelnen nicht dargestellten Wärmetauscher zu führen und dem hydrodynamischen Retarder wieder zuzuführen. Der Austritt aus dem torusförmigen Arbeitsraum wird über Schlitze 15 im Schaufelgrund 10 des Statorschaufelrades 4 ermöglicht. Die Zufuhr des Betriebsmittels erfolgt nach erfolgter Kühlung über entsprechende Einrichtungen im Statorschaufelrad 4. Diese Einrichtungen können beispielsweise als sogenannte Füllschlitze 16 ausgeführt sein, die den Füllkanal bilden. Zu diesem Zweck ist die Beschauelung des Statorschaufelrades, wie in Figur 2 dargestellt, derart ausgeführt, daß die Füllschlitze tragenden Schaufeln bezüglich ihrer Vorder- und Rückseite 21 nicht parallel verlaufen. Im besonderen werden die Schaufeln vom Schaufelgrund ausgehend zum Schaufelende - hier also vom Schaufelgrund 10 zum Schaufelende 13 - hin, verjüngend ausgeführt. Im Schaufelgrund weist dabei die den Füllschlitz tragende Schaufel eine Stärke auf, die es ermöglicht, den gesamten Füllschlitz vom Querschnitt her in der Schaufel zu integrieren. Vom Schaufelgrund 10 zum Schaufelende 13, hier der Schaufelvorderkante, hin, verkleinert sich die Schaufeldicke zunehmend. Lediglich im Bereich des sich im wesentlichen vom Schaufelgrund 10 zur Schaufelvorderkante hin erstreckenden Füllkanales erfolgt entsprechend der Kontur bzw. der Größe des Füllschlitzes bzw. des Füllkanales eine örtliche Ausbuchtung bzw. Auswölbung an der Schaufel. Diese bleibt jedoch im wesentlichen im Bereich des Schaufelendes bzw. der Schaufelvorderkante angeordnet. Die Anzahl und die Größe der Füllschlitze 16 sowie deren Ausführung richtet sich im wesentlichen nach der gewünschten Zeit zum Füllen des Retarderkreislaufes und dem geforderten Flüssigkeitsdurchsatz zur Abfuhr der entwickelten Bremswärme. Eine derartige Ausführung der Füllkanäle ermöglicht es, im sogenannten spießenden Betrieb, d.h. beim Abfedern der von der Bohrspindel eingebrachten Rückstellkraft, eine ungestörte Meridianströmung zwischen Rotor- und Statorschaufelrad zu erzeugen.

Neben den hier dargestellten vorteilhaften Ausführungen der Füllschlitze ist es ebenfalls denkbar, die Beschauelung des Statorschaufelrades mit Füllschlitzen derart zu versehen, daß entweder lediglich der Bereich der Füllschlitze vom Schaufelgrund zum

Schaufelende hin verstärkt oder aber die gesamte Schaufel, welche die Füllschlitze trägt, verdickt ausgeführt ist. Diese beiden letztgenannten Möglichkeiten bewirken jedoch das Entstehen von Verwirbelungen und Abreißen der Strömung im Bereich dieser derart gestalteten Schaufeln im spießenden Betrieb. 5

In dem geschlossenen Kreislauf 14 kann eine Einrichtung zur Kühlung, beispielsweise in Form eines Wärmetauschers, angeordnet sein. Der geschlossene Kreislauf 14 kann jedoch auch derart gestaltet werden, daß aufgrund von dessen Länge bzw. der Möglichkeit der Zwischenlagerung des Betriebsmittels bereits eine Kühlung erfolgt. Auf einen externen Kühlkreislauf kann daher verzichtet werden. 10

Für die konstruktive Ausgestaltung und Einbindung des hydrodynamischen Retarders gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten. Erfindungswesentlich ist jedoch eine Anordnung eines hydrodynamischen Retarders in einer Tiefbohrvorrichtung zwischen Antriebsmaschine und Bohrspindel, und in einer Tiefbohrpumpenvorrichtung zwischen Antriebsmaschine und dem Pumpenrotor. 20

Patentansprüche

1. Tiefbohrvorrichtung, umfassend 25

- 1.1 eine Antriebsmaschine;
- 1.2 eine von der Antriebsmaschine wenigstens mittelbar antreibbare Bohrspindel;
- 1.3 eine, zwischen Antriebsmaschine und Bohrspindel angeordnete Einrichtung zur Kompensation der bei Änderung des Betriebszustandes möglichen auftretenden Rückstellmomente an der Bohrspindel; gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale: 30
- 1.4 die Einrichtung ist als hydrodynamischer Retarder, umfassend ein Rotor- und ein Statorschaufelrad, ausgeführt; 35
- 1.5 Rotorschaufelrad und Statorschaufelrad bilden miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum, welcher bei Betrieb der Tiefbohrvorrichtung stets befüllt ist; 40
- 1.6 das Rotorschaufelrad steht wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine in ständiger Triebverbindung; 45
- 1.7 die Beschaukelung von Rotor- und Statorschaufelrad ist derart geneigt gegenüber einer Trennebene zwischen dem Rotor- und dem Statorschaufelrad ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung 50
- 1.7.1 in der Betriebsweise des Antriebes der Bohrspindel das Rotorschaufelrad im wesentlichen im Freilauf rotiert, und
- 1.7.2 im Fall der Unterbrechung des Kraftflusses beim Auftreten von Rückstellmomenten an der Bohrspindel zwischen Rotorschaufelrad und Statorschaufelrad ein Bremsmoment 55

erzeugt wird.

2. Tiefbohrvorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- 2.1 das Statorschaufelrad weist im Schaufelgrund schlitzförmige Öffnungen auf;
- 2.2 der Beschaukelung des Statorschaufelrades sind Einrichtungen zur Befüllung des hydrodynamischen Retarders zugeordnet;
- 2.3 die schlitzförmigen Öffnungen und die Einrichtungen zur Befüllung sind miteinander über einen Kreislauf gekoppelt.

3. Tiefbohrvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kreislauf als geschlossener Kreislauf ausgeführt ist.

4. Tiefbohrvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Retarder frei von einem externen Kühlkreislauf ist.

5. Tiefbohrvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß im geschlossenen Kreislauf ein Wärmetauscher vorgesehen ist.

6. Tiefbohrvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- 6.1 in der Beschaukelung des Statorschaufelrades sind Füllkanäle integriert;
- 6.2 die Füllkanäle tragenden Schaufeln sind vom Schaufelgrund bis hin zur Schaufelvorderkante verjüngend ausgeführt;
- 6.3 im Bereich der Schaufelvorderkante ist in der Rückseite der Schaufel eine örtliche Verdickung für den Füllkanal vorgesehen.

7. Tiefbohrvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß bezogen auf die Einbaulage des hydrodynamischen Retarders im Kreislauf ein Hochbehälter vorgesehen ist, welcher einen bestimmten Betriebsmittelspiegel aufweist.

8. Tiefbohrpumpenvorrichtung, umfassend

- 8.1 eine Antriebsmaschine;
- 8.2 ein von der Antriebsmaschine wenigstens mittelbar mit einem Gestänge gekoppelter und antreibbarer Pumpenrotor;
- 8.3 eine, zwischen Antriebsmaschine und Pumpenrotor oder Gestänge angeordnete Einrichtung zur Kompensation der bei Änderung des Betriebszustandes möglichen auftretenden Rückstellmomente; gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

8.4 die Einrichtung ist als hydrodynamischer Retarder, umfassend ein Rotor- und ein Statorschaufelrad, ausgeführt;

8.5 Rotorschaufelrad und Statorschaufelrad bilden miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum, welcher bei Betrieb der Tiefbohrpumpenvorrichtung stets befüllt ist;

8.6 das Rotorschaufelrad steht wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine in ständiger Triebverbindung;

8.7 die Beschaukelung von Rotor- und Statorschaufelrad ist derart geneigt gegenüber einer Trennebene zwischen dem Rotor- und dem Statorschaufelrad ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung

8.7.1 in der Betriebsweise des Antriebes des Pumpenrotors das Rotorschaufelrad im wesentlichen im Freilauf rotiert, und

8.7.2 im Fall der Unterbrechung des Kraftflusses beim Auftreten von Rückstellmomenten zwischen Rotorschaufelrad und Statorschaufelrad ein Bremsmoment erzeugt wird.

9. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 8, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

9.1 das Statorschaufelrad weist im Schaufelgrund schlitzförmige Öffnungen auf;

9.2 der Beschaukelung des Statorschaufelrades sind Einrichtungen zur Befüllung des hydrodynamischen Retarders zugeordnet;

9.3 die schlitzförmigen Öffnungen und die Einrichtungen zur Befüllung sind miteinander über einen Kreislauf gekoppelt.

10. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Kreislauf als geschlossener Kreislauf ausgeführt ist.

11. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Retarder frei von einem externen Kühlkreislauf ist.

12. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß im geschlossenen Kreislauf ein Wärmetauscher vorgesehen ist.

13. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 12, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

13.1 in der Beschaukelung des Statorschaufelrades sind Füllkanäle integriert;

13.2 die die Füllkanäle tragenden Schaufeln sind vom Schaufelgrund bis hin zur Schaufelvorderkante verjüngend ausgeführt;

13.3 im Bereich der Schaufelvorderkante ist in

der Rückseite der Schaufel eine örtliche Verdickung für den Füllkanal vorgesehen.

14. Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß bezogen auf die Einbaulage des hydrodynamischen Retarders im Kreislauf ein Hochbehälter vorgesehen ist, welcher einen bestimmten Betriebsmittelspiegel aufweist.

15. Verwendung eines hydrodynamischen Retarders in einem Antriebssystem mit einer Antriebsmaschine und einem rotierend antreibbaren Abtrieb zur Kompensation vom Abtrieb im Fall der Unterbrechung des Kraftflusses im Antriebssystem ausgelöster Rückstellmomente.

16. Verwendung eines hydrodynamischen Retarders in einer Tiefbohrvorrichtung zwischen Antriebsmaschine und Bohrspindel zur Kompensation der durch die Bohrspindel bei Unterbrechung des Kraftflusses im Antriebsstrang ausgelösten Rückstellmomente.

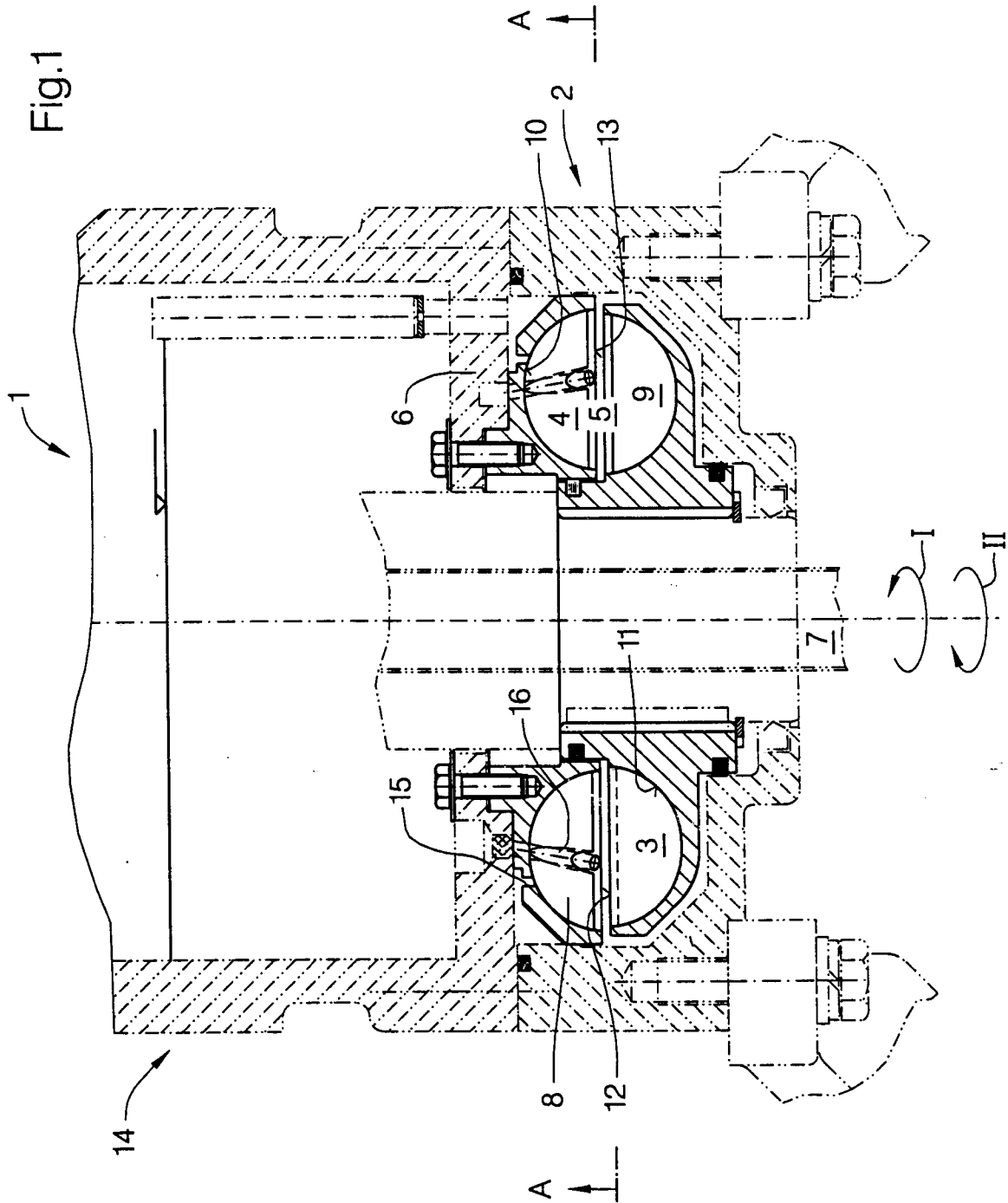


Fig.2

Ansicht A-A

