



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
30.05.2007 Patentblatt 2007/22

(51) Int Cl.:
F04C 2/18 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05025919.1**

(22) Anmeldetag: **28.11.2005**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK YU

(72) Erfinder: **Schriber, Jörg**
8854 Galgenen (CH)

(74) Vertreter: **Troesch Scheidegger Werner AG**
Schwäntenmos 14
8126 Zumikon (CH)

(71) Anmelder: **Maag Pump Systems Textron AG**
8154 Oberglatt (CH)

(54) **Zahnradpumpe**

(57) Die Zahnradpumpe besteht im Wesentlichen aus ineinander greifenden von einem Gehäuse umschlossenen Zahnrädern (1) und um die Längsachse (9) angeordneten, jeweils seitlich von den Zahnrädern (1) abstehenden Lagerzapfen (6). Erfindungsgemäss besit-

zen die Lagerzapfen (6) zumindest über einen Teil ihrer axialen Erstreckung jeweils einen Lagerzapfendurchmesser (D_L), der im Bereich von 90% bis 100% des Fuskreisdurchmessers (D_F) der Verzahnung des zugehörigen Zahnrades (1, 2) liegt.

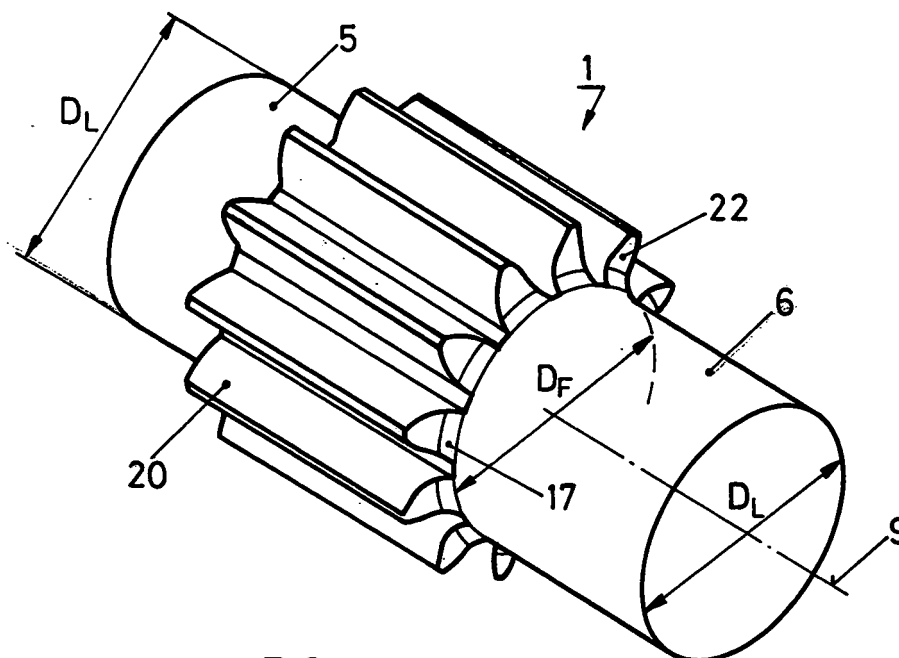


FIG. 5

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Zahnrادpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 sowie eine Verwendung der Zahnrادpumpe.

[0002] Zahnrادpumpen bestehen im Wesentlichen aus einem Paar ineinander greifender Zahnräder, die von einem Gehäuse umschlossen sind und von denen seitlich jeweils um die Längsachse angeordnete Lagerzapfen abstehen, die in Fördermedium-geschmierten Gleitlagern ihren Sitz haben.

[0003] Da Zahnrادpumpen eine fördersteife Kennlinie besitzen, eignen sie sich besonders gut für den Transport von Fördermedien von einer Saug- auf eine Druckseite. Zwischen beiden letzteren entsteht aufgrund des geförderten Volumenstromes in den Folgeaggregaten ein Druckgefälle, welches bei hochviskosen Medien besonders gross ist und zu einer Kraftübertragung auf jedes Zahnrاد führt.

Da sich diese Kraftübertragung in einer Belastung der von Lagerzapfen und Gleitlagern gebildeten Lagerung auswirkt, ist das maximal anwendbare Druckgefälle durch die Lagertragfähigkeit dieser Lagerung begrenzt, wobei die Lagertragfähigkeit von der Festigkeit der Lagerzapfen und insbesondere vom Durchmesser der Lagerzapfen abhängt.

[0004] Zur Schmierung der Lagerung zwischen Lagerzapfen und Gleitlager ist in konventionellen Zahnrادpumpen ein von der Druckseite her über einen Zuführkanal mit Fördermedium gespeister Verteilerkanal vorgesehen, den ein zwischen den einander zugewandten Stirnflächen von Zahnrاد und Gleitlager gebildeter Dichtspalt von der Saugseite trennt.

[0005] Nachteilig bei dieser Konstruktion ist, dass als Voraussetzung zur Entstehung dieses Dichtspaltes, der Durchmesser des Lagerzapfens gegenüber dem Fuskreisdurchmesser reduziert sein muss. Ein kleinerer Lagerzapfendurchmesser ist mit einer geringeren Festigkeit des Lagerzapfens und damit mit verminderter Tragfähigkeit der von Gleitlagern und Lagerzapfen gebildeten Lagerung verbunden, was letztlich zu einer Reduzierung des zulässigen Druckgefälles zwischen Druck- und Saugseite der Zahnrادpumpe führt.

[0006] Angesichts dieses Nachteils, ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Zahnrادpumpe bereitzustellen, bei welcher die Lagertragfähigkeit der von Gleitlagern und Lagerzapfen gebildeten Lagerung erhöht ist. Diese Aufgabe wird durch die im Kennzeichen von Anspruch 1 aufgeführten Merkmale gelöst. Weitere Ausführungen der Erfindung sowie eine Verwendung sind in weiteren Ansprüchen angegeben.

[0007] Ein Vorteil der Erfindung besteht darin, dass sie eine mit geringem konstruktivem Aufwand verbundene und kostengünstige Lösung zur Erhöhung der Lagerzapfenfestigkeit darstellt, wodurch die Lagertragfähigkeit der von einem Gleitlager und einem Lagerzapfen gebildeten Lagerung erhöht ist.

[0008] Nachstehend wird die Erfindung rein beispiel-

haft anhand von Zeichnungen weiter erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 die beweglichen Bauteile einer herkömmlichen Zahnrادpumpe, in perspektivischer, schematischer Darstellung,

Fig. 2 einen Schnitt durch die Längsachse des angetriebenen Zahnrades gemäss Fig. 1 mit Gleitlager,

Fig. 3 eine Detailansicht von Detail A gemäss Fig. 2,

Fig. 4 einen Schnitt durch die Längsachse des angetriebenen Zahnrades gemäss Fig. 1 ohne Gleitlager,

Fig. 5 ein Zahnrاد mit erfindungsgemäss dimensioniertem Lagerzapfen, in perspektivischer Darstellung,

Fig. 6 einen Schnitt durch die Längsachse der Anordnung gemäss Fig. 5 und

Fig. 7 eine Detailansicht von Detail C gemäss Fig. 6.

[0009] Fig. 1 zeigt eine bekannte Anordnung mit zwei ineinander greifenden Zahnrädern 1 und 2 einer Zahnrادpumpe, wobei zur einfachen Erläuterung die feststehenden Bauteile der Zahnrادpumpe - wie Gehäuse, Gleitlager, Antrieb und dgl. - nicht dargestellt sind. Es wird darauf hingewiesen, dass die Zahnräder 1, 2 und an diese seitlich angeordnete Lagerzapfen 3 bis 6 aus einem Werkstück gefertigt sein können. Es ist jedoch auch möglich, dass die Anordnung, bestehend aus den Lagerzapfen 3 bis 6 und den Zahnrädern 1 und 2 aus einer Welle und aus einem auf dieser aufgeschraubten Zahnkranz bestehen.

[0010] Das angetriebene Zahnrاد 1 ist über die in axialer Richtung an den Lagerzapfen 4 anschliessende Verlängerung 7 mit einem nicht dargestellten Antrieb verbunden. Beidseits an den Zahnrädern 1 und 2 setzen jeweils die gemeinsam mit diesen auf den Längsachsen 9 angeordneten Lagerzapfen 3 bis 6 an.

[0011] Bei der Rotation der Zahnräder 1 und 2 in den in Fig. 1 angegebenen Drehrichtungen wird Fördermedium in Pfeilrichtung 8 von einer Saugseite auf eine Druckseite gepumpt. Als Folge des Pumpvorganges wird eine Druckdifferenz zwischen der Saug- und der Druckseite aufgebaut. Die Druckdifferenz führt zu einer Kraftwirkung auf die Zahnräder 1 und 2 und schliesslich auf die in den Gleitlagern 10 sitzenden Lagerzapfen 3 bis 6.

[0012] Die Fig. 2 bis 4 beziehen sich auf einen Schnitt durch die Längsachse 9 des angetriebenen Zahnrades 1 der bekannten Zahnrادpumpe gemäss Fig. 1.

[0013] Fig. 2 zeigt einen Schnitt durch die Längsachse des angetriebenen Zahnrades 1 gemäss Fig. 1, wobei gegenüber Fig. 1 zusätzlich ein Gleitlager 10 ersichtlich ist,

in das der Lagerzapfen 4 ragt und in dem der Lagerzapfen 4 so gelagert ist, dass zwischen den einander zugewandten Stirnflächen 11, 21 des Gleitlagers 10 und des Zahnrades 1 ein Spiel verbleibt. Da der Aussendurchmesser des Gleitlagers 10 grösser als der Fusskreisdurchmesser D_F ist, liegen sich zwei Ringflächen auf der Zahnradstirnfläche 11 bzw. auf der Gleitlagerstirnfläche 21 gegenüber, von denen die Ringfläche auf der Zahnradstirnfläche 11 nach Aussen durch den Fusskreisdurchmesser D_F begrenzt ist. Zwischen der Aussenseite des Lagerzapfen 4 und der Innenseite des Gleitlagers 10 ist ein bezüglich der Längsachse 9 konzentrischer Lagerspalt vorhanden.

[0014] In Fig. 3 ist eine Vergrößerung des Details A aus Fig. 2 dargestellt. Eine Hohlkerbe 12 im Lagerzapfen 4 bildet gemeinsam mit einer Phase 18 im Gleitlager 10 einen Verteilerkanal 13, der sich mit konstantem Querschnitt ringförmig über den gesamten Umfang des Lagerzapfens 4 erstreckt. Der Verteilerkanal 13 ist ferner über einen nicht dargestellten, mit der Druckseite verbundenen Zuführkanal im Gleitlager 10 mit dem Fördermedium gespeist. Vom Verteilerkanal 13 gelangt das Fördermedium schliesslich in den oben erwähnten sich in axialer Richtung des Lagerzapfens 4 erstreckenden Lagerspalt zwischen Oberfläche 14 des Lagerzapfens 4 und Innenfläche 15 des Gleitlagers 10. Der den Verteilerkanal 13 umlaufende Dichtspalt 16, dessen Breite durch das axiale Spiel 19 definiert ist, trennt den Verteilerkanal 13 von der Saugseite der Zahnradpumpe.

[0015] Da der Dichtspalt 16 zwischen der Gleitlagerstirnfläche 21 des um den Lagerzapfen 4 angeordneten Gleitlagers 10 und der angesprochenen nach aussen durch den Fusskreis begrenzten Kreisringfläche auf der Zahnradstirnfläche 11 gebildet wird, muss als Voraussetzung zur Schaffung eines Dichtspaltes 16 der Lagerzapfendurchmesser D_L kleiner als der Fusskreisdurchmesser D_F sein.

[0016] Aus Fig. 4, welche einen Schnitt durch die Längsachse ohne Gleitlager 10 zeigt, ist ersichtlich, dass der Lagerzapfendurchmesser D_L deutlich kleiner als der Fusskreisdurchmesser D_F ist, wodurch auf der Zahnradstirnfläche 11 eine den Lagerzapfen 4 umgebende Ringfläche zur Bildung des Dichtspaltes 16 freiliegt.

[0017] Die Fig. 5 bis 7 beziehen sich auf das Zahnrad 1 für eine erfindungsgemässe Zahnradpumpe mit Lagerzapfen 5 und 6, deren Durchmesser D_L erfindungsgemäss dimensioniert sind.

[0018] Erfindungsgemäss weisen die Lagerzapfen 5 und 6 gemäss Fig. 5 zumindest über einen Teil ihrer axialen Erstreckung jeweils einen Durchmesser D_L auf, der im Bereich von 90% bis 100% des Fusskreisdurchmessers D_F liegt. Selbstverständlich gilt dies auch für die in Fig. 5 nicht dargestellten Lagerzapfen des zweiten Zahnrades.

[0019] In der in Fig. 5 gezeigten Ausführungsvariante der vorliegenden Erfindung ist der Lagerzapfendurchmesser D_L annähernd so gross wie der Fusskreisdurchmesser D_F .

[0020] Wie unter Bezugnahme auf Fig. 1 erläutert wurde, muss jedoch als Voraussetzung für die Schaffung eines Dichtspaltes 16 der Lagerzapfendurchmesser D_L deutlich kleiner als der Fusskreisdurchmesser D_F sein.

[0021] Die vorliegende Erfindung basiert auf dem Verzicht des oben beschriebenen Verteilerkanals 13 bei der Lagerung der Lagerzapfen 3 bis 6 in den Gleitlagern. Der Verzicht auf den Verteilerkanal 13 wiederum erlaubt das Weglassen des sonst zur Trennung des Verteilerkanals 13 von der Saugseite erforderlichen Dichtspaltes 16, wodurch sich schliesslich die Möglichkeit zur erfindungsgemässen Dimensionierung des Lagerzapfendurchmessers D_L bezüglich des Fusskreisdurchmessers D_F eröffnet. Da die Festigkeit der Lagerzapfen 3 bis 6 mit deren Durchmesser rapide wächst, weist die Erfindung den Vorteil auf, dass bei vorgegebenem Fusskreisdurchmesser D_F des Zahnrades 1 eine - im Vergleich zur herkömmlichen Dimensionierung des Lagerzapfendurchmessers D_L - erhöhte Festigkeit der Lagerzapfen 3 bis 6 und folglich der Tragfähigkeit der von Gleitlager 10 und Lagerzapfen 3 bis 6 gebildeten Lagerung erreicht wird.

[0022] Auf den Zahnstirnflächen 22 (von denen in Fig. 5 nur die dem Lagerzapfen 6 zugewandte Zahnstirnfläche 22 ersichtlich ist) sind zur Abschwächung der durch Kerbwirkung auftretenden Spannungen spannungsoptimierte Übergänge 17 vorgesehen, die beispielsweise aus einem oder mehreren tangential zusammenlaufenden Radien bestehen und die sich bis zur Oberfläche des Lagerzapfens 6 erstrecken.

[0023] Fig. 6 zeigt einen Schnitt durch die Längsachse 9 und durch Zahnspalten der Ausführungsvariante gemäss Fig. 5. Es ist deutlich ersichtlich, dass der Lagerzapfendurchmesser D_L in etwa dem Fusskreisdurchmesser D_F entspricht, so dass auf der dem Lagerzapfen 6 zugewandte Fläche des Zahnrades 1 im Wesentlichen nur die Zahnstirnflächen 22 freiliegen. Eine ausreichend grosse Ringfläche zur Bildung des Dichtspaltes 16 steht auf der Zahnstirnfläche 22 nicht zur Verfügung.

[0024] Fig. 7 zeigt eine Detailansicht von Detail C gemäss Fig. 6. Die Übergänge 17 haben eine spannungsoptimierte Form und enden in einem durch den Punkt P markierten Abstand d zum Fusskreisumfang. Beispielsweise kann P so gewählt werden, dass die Zahnspitzen des eingreifenden Gegenzahnrades bei maximaler Eindringtiefe in die Zahnspalten auf einer gedachten durch den Punkt P und parallel zur Längsachse 9 (Fig. 6) verlaufenden Linie liegen.

[0025] Bei der Definition des Abstandes d sind zwei gegenläufige Kriterien zu berücksichtigen: Ein Minimieren des Abstandes d reduziert die durch die Ausbildung der Übergänge 17 der Zähne gebildeten Schauffelflächen. Ein grosser Abstand d verbessert die Spannungsverhältnisse in den Übergängen 17 der Zähne.

[0026] Es hat sich unter Berücksichtigung der vorstehend genannten allgemeinen Randbedingungen gezeigt, dass als Abstand d ein Wert zwischen dem halben Kopfspiel des Zahnrades und dem zehnfachen Kopfspiel gewählt werden soll, wobei der dreibis fünffache Wert

des Kopfspeies für den Abstand d besonders vorteilhaft ist.

[0027] Bei einer derartigen Dimensionierung der Übergänge 17 ergibt sich ein Optimum zwischen Wellenfestigkeit einerseits und Minimierung der durch die spannungsoptimierte Ausbildung der Übergänge 17 reduzierten Schauffelfläche der Zähne 20 andererseits.

[0028] Es wird darauf hingewiesen, dass die dem Lagerzapfen 5 zugewandte Zahnstirnfläche 22 gleich beschaffen ist wie die dem Lagerzapfen 6 zugewandte Zahnstirnfläche 22. Ferner wird darauf hingewiesen, dass das Zahnrad 1 und an diese seitlich angeordnete Lagerzapfen 5, 6 aus einem Werkstück gefertigt sein können. Es ist jedoch auch möglich, dass die Anordnung, bestehend aus den Lagerzapfen 5, 6 und dem Zahnrad 1, aus einer Welle und aus einem auf dieser aufgeschumpften Zahnkranz besteht. Dies gilt selbstverständlich auch für das angetriebene zweite Zahnrad.

Patentansprüche

1. Zahnradpumpe mit ineinander greifenden von einem Gehäuse umschlossenen Zahnrädern (1, 2) mit auf den Achsen angeordneten, jeweils seitlich von den Zahnrädern (1, 2) abstehenden Lagerzapfen (3, 4, 5, 6), **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens einer der Lagerzapfen (3, 4, 5, 6) zumindest über einen Teil seiner axialen Erstreckung einen Lagerzapfendurchmesser (D_L) aufweist, der im Bereich von 90% bis 100% eines Fusskreisdurchmessers (D_F) der Verzahnung des zugehörigen Zahnrades (1, 2) liegt.
2. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens einer der Lagerzapfen (3, 4, 5, 6) über einen Teil seiner axialen Erstreckung einen Lagerzapfendurchmesser (D_L) aufweist, der im Wesentlichen dem Fusskreisdurchmesser (D_F) der Verzahnung des zugehörigen Zahnrades (1, 2) entspricht.
3. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zahnräder (1, 2) und an diese seitlich angeordnete Lagerzapfen (3, 4, 5, 6) aus einem Werkstück gefertigt sind.
4. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Anordnung, bestehend aus den Lagerzapfen (3, 4, 5, 6) und den Zahnrädern (1, 2), aus einer Welle und aus einem auf dieser aufgeschumpften Zahnkranz bestehen.
5. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** an Zahnstirnflächen (22) jeweils spannungsoptimierte Übergänge (17) vorgesehen sind, die beispielsweise aus einem oder mehreren tangential zusammenlaufenden Ra-

dien bestehen.

6. Zahnradpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die Übergänge (17) in die Oberflächen der Lagerzapfen (3, 4, 5, 6) erstrecken.
7. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 5 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übergänge (17) jeweils in einem Abstand (d) zum Fusskreisumfang enden, der einer Distanz entspricht, welche die Zahnspitzen des eingreifenden Gegenzahnades bei maximaler Eindringtiefe in die Zahnlücken zum Fusskreisumfang haben.
8. Zahnradpumpe nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abstand (d) in einem Wertebereich von einem halben bis maximal dem zehnfachen Kopfspeies eines Zahnrades liegt.
9. Zahnradpumpe nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abstand (d) im Wesentlichen dem drei- bis fünffachen Kopfspeies eines Zahnrades entspricht.
10. Verwendung der Zahnradpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche zur Förderung von hochviskosen Medien.

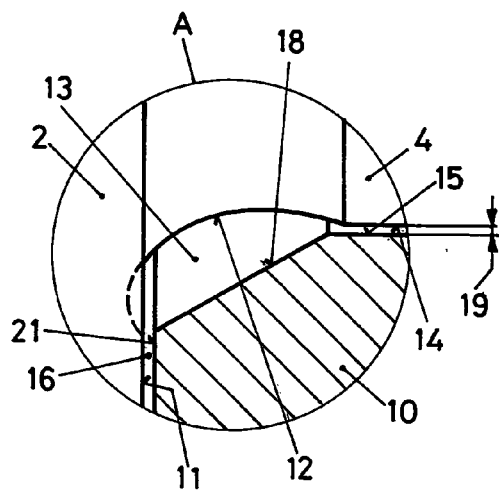
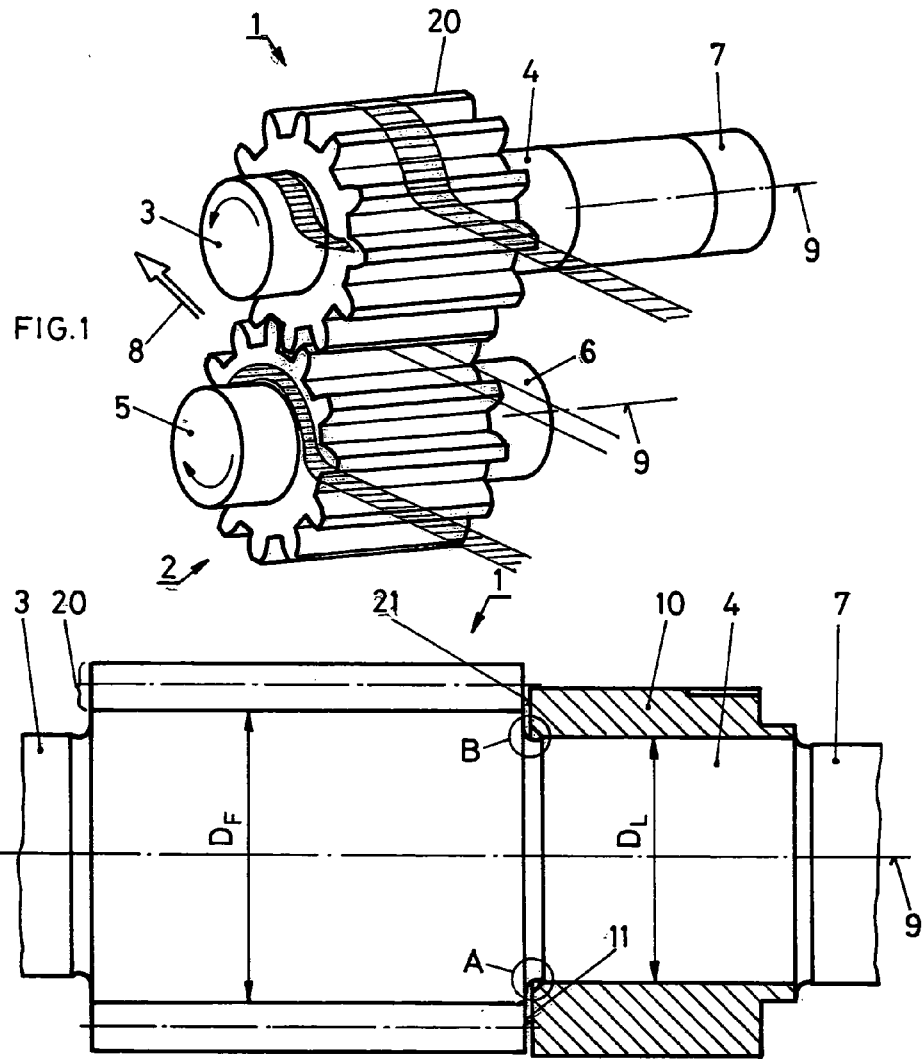


FIG. 2

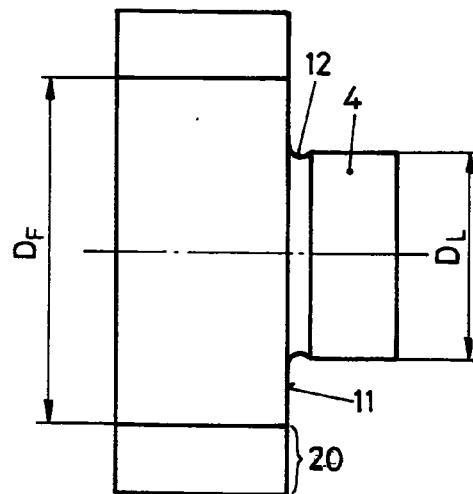


FIG. 4

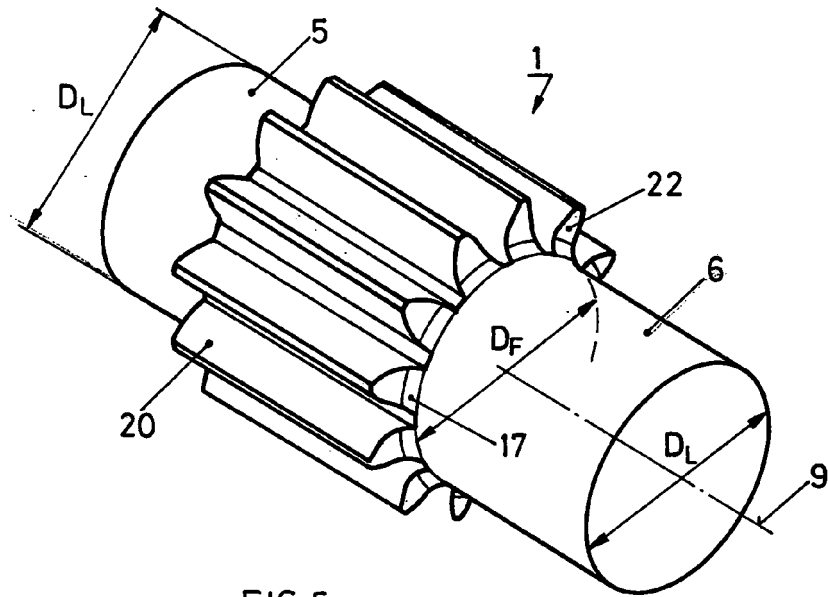


FIG. 5

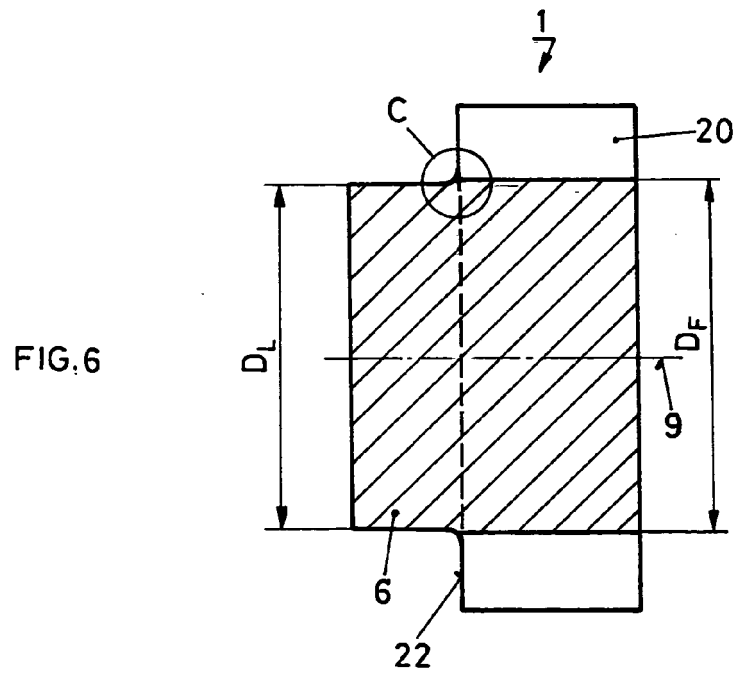


FIG. 6

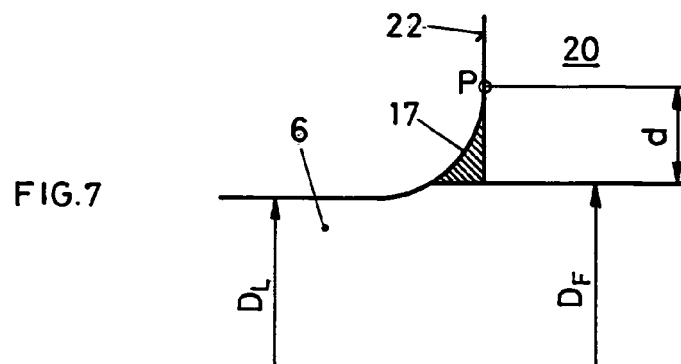


FIG. 7



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	US 2 759 426 A (BLOMGREN OSCAR C ET AL) 21. August 1956 (1956-08-21)	1-3,10	INV. F04C2/18
Y	* Spalte 3, Zeile 28 - Zeile 56; Anspruch 5; Abbildungen 2,5 *	4-6	
Y	----- US 1 880 108 A (ROSS AUBREY A) 27. September 1932 (1932-09-27) * Seite 1, Zeile 78 - Zeile 81; Abbildung 1 *	4	
Y	----- EP 1 508 697 A (MAAG PUMP SYSTEMS TEXTRON AG) 23. Februar 2005 (2005-02-23) * Zusammenfassung; Abbildungen 1,2,5 *	5,6	
A	----- EP 1 508 698 A (MAAG PUMP SYSTEMS TEXTRON AG) 23. Februar 2005 (2005-02-23) * Zusammenfassung; Abbildungen 1,2,4 *	1-10	
A	----- DE 19 53 887 U (PREMATEX S.A) 19. Januar 1967 (1967-01-19) * Seite 2, Zeile 8 - Zeile 10; Abbildung 1 * * Seite 4, Zeile 4 - Zeile 8 *	1-10	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F04C F01C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 27. April 2006	Prüfer Descoubes, P
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 : mündliche 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	

 1
EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

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

EP 05 02 5919

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patendokumente 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.

27-04-2006

Im Recherchenbericht angeführtes Patendokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 2759426	A	21-08-1956	KEINE		
US 1880108	A	27-09-1932	KEINE		
EP 1508697	A	23-02-2005	KEINE		
EP 1508698	A	23-02-2005	KEINE		
DE 1953887	U	19-01-1967	CH	385768 A	15-12-1964
			GB	1027736 A	27-04-1966
			US	3162138 A	22-12-1964

EPO FORM P0461

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