



⑫

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :  
**12.04.95 Patentblatt 95/15**

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup> : **F04C 2/10**

②① Anmeldenummer : **91905137.5**

②② Anmeldetag : **19.02.91**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :  
**PCT/EP91/00312**

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :  
**WO 91/12430 22.08.91 Gazette 91/19**

⑤④ **ZAHNRADPUMPE ODER -MOTOR.**

③⑩ Priorität : **19.02.90 CH 522/90**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :  
**05.02.92 Patentblatt 92/06**

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die  
Patenterteilung :  
**12.04.95 Patentblatt 95/15**

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :  
**DE FR GB**

⑤⑥ Entgegenhaltungen :  
**DE-A- 1 905 146**

⑤⑥ Entgegenhaltungen :  
**DE-A- 2 641 278**  
**DE-B- 1 280 056**  
**DE-C- 551 485**  
**DE-C- 2 942 417**

⑦③ Patentinhaber : **BUCHER GmbH**  
**Maschinenfabrik**  
**Postfach**  
**D-79770 Klettgau (DE)**

⑦② Erfinder : **ZATRIEB, Jacek**  
**Heidelstr. 4**  
**D-7891 Eggingen (DE)**  
Erfinder : **DÖRFLINGER, Clemens**  
**Im Winkel 14**  
**D-7809 Birkendorf (DE)**

**EP 0 469 135 B1**

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

**Beschreibung**

Die Erfindung betrifft eine Zahnradpumpe oder -motor nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

5 Zur Erzielung eines günstigen volumetrischen Wirkungsgrades sind beim vorliegenden Gegenstand die Leckströme des zu führenden Mediums zwischen Hochdruck- und Niederdruckraum weitestgehend gering zu halten.

Dabei stellen sich zur Abdichtung zwischen Hochdruck- und Niederdruckraum hohe Anforderungen u.a. an das Dichtelement - auch Füllstück genannt -, welches einerseits in der Lage sein muss, den auf wenigstens einer den Verzahnungen zugewendeten Seiten eintretenden Spalt dichtend zu kompensieren und die Belastungen  
10 der einwirkenden Kräfte zu übernehmen. Zudem soll sich das Dichtelement an den anliegenden Teilen durch vorteilhafte Gleiteigenschaften auszeichnen.

Durch die DE-PS 15'53'027 ist eine Innenzahnradpumpe bekannt geworden, bei welcher das Dichtelement mittels eines durchdringenden Bolzens beidseits in jeweils einem in Axialplatten angeordneten Gleitstein beweglich gelagert ist. Bei dieser Konstruktion kommt es wesentlich darauf an, dass die Resultierende der auf  
15 das Füllstück einwirkenden hydraulischen Kräfte durch die geometrische Axe des Füllstückbolzens verläuft.

Aufgrund der DE-PS 29'42'417 ist eine Innenzahnradmaschine bekannt, die ein längs einer sich etwa in Umfangsrichtung erstreckenden Teilfläche geteiltes halbsichelförmiges Füllstück aufweist, dessen Füllstückteile sich mit Abstützflächen an einem den Raum zwischen Hohlrad und Ritzel axial durchsetzenden, um seine Längsachse drehbar gelagerten Füllstückstift abstützen. Zu diesem Zweck ist am Füllstückstift eine plane Ab-  
20 stützfläche vorgesehen und das Füllstück weist mehrere Teile auf, deren Montage eine entsprechende Sorgfalt und besondere Aufmerksamkeit erfordert.

Zur Vermeidung, dass beim drucklosen Anlaufen, insbesondere einer Innenzahnradmaschine, sich das Füllstück durch die Reibung mit den Verzahnungen zwischen Ritzel und Hohlrad verkeilt, wird u.a. gemäss DE-OS 16'53'818 ein das Füllstück in Axialrichtung durchsetzender zusätzlicher Stift eingesetzt.

25 Diese Ausführungen enthalten den gemeinsamen Nachteil, wonach durch die auf mehrere Teile verteilten Dicht- und Haltefunktionen sich die Zahl der Trennfugen und Reibungsflächen erhöht und somit zu hohen Beanspruchungen führt.

Durch DE-B- 1'280'056 (Robert Bosch) ist eine Drehkolbenmaschine, Pumpe oder ein Motor bekannt. Diese weist zwei Zahnräder im Inneneingriff auf, mit beiderseits derselben dichtend gegen die Zahnradseitenflächen gedrückten Druckplatten. Auf deren den Zahnrädern abgewandten Rückseiten befindet sich je ein durch eine Dichtung umgrenztes, von Flüssigkeit unter Druck beaufschlagbares Druckfeld. Dieses liegt, in Querschnitt durch die Maschine betrachtet, exzentrisch zu den Zahnrad-Drehachsen, bzw. nach einer Seite verschoben bezüglich des innenverzahnten Aussenrades. Diese, mit zwei als Druck- oder Niederdruckkanal dienenden Anschlüssen versehene Drehkolbenmaschine ist so ausgebildet, dass der Anpressdruck der Druckplatten an den Zahnradseitenflächen bei beiden Drehrichtungen der Zahnräder mindestens nahezu gleichmässig ist.  
30

Die Druckfelder können bei einfacher Formgebung durch ihre Grösse und Lage bestmöglich den an den Zahnradseitenflächen auftretenden axialen Kräften entgegenwirken. Dies ist dadurch erreicht, dass das Druckfeld hinter der auf der einen Seite der Zahnräder befindlichen Druckplatte, bei Betrachtung in entsprechenden Querschnittsebenen, entgegengesetzt exzentrisch bezüglich der Zahnradrehachsen angeordnet ist. Es ist somit, bezüglich des Aussenrades entgegengesetzt verschoben zu dem Druckfeld hinter der auf der anderen Seite der Zahnräder befindlichen Druckplatte. Das erstgenannte Druckfeld ist mit dem einen der Anschlüsse (Druck- oder Niederdruckkanäle) verbunden und das zweitgenannte Druckfeld mit dem anderen Anschluss der Maschine. Diese Anschlüsse sind wechselweise als Zu- oder Ablauf verwendbar, wodurch die Maschine in ihrer Drehrichtung umkehrbar eingesetzt werden kann.  
40

Durch die DE-A- 26'41'278 (Voith) ist eine Innenzahnradpumpe mit einem angetriebenen aussenverzahnten Ritzel bekannt. Mit dem Ritzel kämmt ein innenverzahntes Hohlrad, das in einem Gehäuse oder in einer ortsfest mit diesem verbundenen Lagerschale gelagert ist. Mit je einer Dichtfläche am Ritzel und am Hohlrad liegt ein halbsichelförmiges Füllstück an, welches zusammen mit diesen die Umfangsbegrenzung einer Druckkammer bildet. Hierbei wird ein selbsttätiger radialer Verschleissausgleich im wesentlichen nur während des Einlaufvorganges erzielt, wobei zur Vereinfachung der Fertigung auf jegliche Kompensationsmöglichkeit verzichtet und ein einteiliges Füllstück beibehalten ist. Dies wird dadurch erreicht, dass das einstückig ausgebildete Füllstück einen Innenraum aufweist. Dieser erstreckt sich im wesentlichen über die volle Länge des Füllstückes parallel zu den Drehachsen der Zahnräder durch das Füllstück hindurch. Der Innenraum steht mit der Druckkammer in Leitungsverbindung und ist in seinem Querschnitt derart bemessen, dass sich das Füllstück unter dem Flüssigkeitsdruck elastisch ausdehnt.  
50

Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, das Füllstück einer Zahnradpumpe oder eines Zahnradmotors der eingangs beschriebenen Art so auszugestalten, dass die Abdichtung zwischen Hochdruck- und Niederdruckraum weitestgehend gering zu halten ist.  
55

derdruckraum erheblich verbessert und die Montage des Füllstücks erleichtert sowie die Funktionssicherheit erhöht und ein geringerer Verschleiss - bspw. durch Reduzierung der Abstützflächen - feststellbar werden.

Erfindungsgemäss wird diese Aufgabe dadurch gelöst, dass der/die Lagerzapfen wenigstens annähernd an dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende des Dichtkörpers angeordnet sind und dass sich der Trenns-  
 5 spalt wenigstens annähernd bis an das dem Niederdruckraum zugewendete Ende des Füllstücks erstreckt.

Dadurch kann die Verschleissfestigkeit und Funktionssicherheit des Füllstücks verbessert werden.

Eine bevorzugte Ausführungsform des Füllstücks weist ein aus Dichtkörper und Lagerzapfen gebildetes einstückiges Füllstück auf. Der Einbau des Füllstücks in den seitlich angrenzenden Teilen der Zahnradpumpe oder des Zahnradmotors kann auf einfachste Weise erfolgen.

10 Die Anordnung der Lagerzapfen an dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende des Dichtkörpers gestattet eine optimale Nutzung der Dichtflächen an den Zahnköpfen, indem sich die Aussenseiten des Dichtkörpers über die gesamte Erstreckungslänge des Füllstückes im Zwischenraum hinziehen.

Zur Verbesserung der Anpassungsfähigkeit des Dichtkörpers an den Zahnköpfen, kann das Füllstück mit einem vom Hochdruckbereich in Umfangsrichtung sich erstreckenden, einen Innen- und einen Aussenschenkel bildenden Trennspace versehen sein. Dadurch kann insbesondere durch die erhöhte Elastizität des aufgetrennten Dichtkörpers eine deutlich verbesserte Dichtwirkung an den Zahnköpfen erzeugt werden.

Dadurch, dass Dichtkörper und Lagerzapfen gemeinsam ein Füllstück bilden, ist es u.a. möglich, dass der Trennspace zumindest annähernd auf die ganze Erstreckungslänge des Füllstücks ausgelegt werden kann. D.h., dass an dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende des Füllstücks der Innen- und Aussenschenkel  
 20 miteinander verbunden sind.

Bei einer derartigen Ausbildung ist es zweckmässig, wenn der Trennspace an dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende einen Hohlraum aufweist, um dadurch die infolge des Trennspace im Dichtkörper auftretende Kerbwirkung weitgehend zu vermeiden und die Elastizität der Innen- und Aussenschenkel zu erhöhen.

25 Als vorzüglich erweist sich in diesem Zusammenhang eine zum Niederdruckraum hin etwa stetig zunehmende Form des Hohlraumes.

Alternativ kann zum gleichen Zweck der Hohlraum etwa in Umfangsrichtung gleichmässig beabstandet verlaufende Trennwände aufweisen, um den Hohlraum schon bei der Herstellung des Füllstückrohlings durch Giessen als Kern vorsehen zu können.

30 Den eintretenden Umständen oder Anforderungen entsprechend könnte der Hohlraum zum Niederdruckraum hin sich verjüngend ausgebildet sein, und sich dadurch auf Festigkeit, Verschleiss und Elastizität des Füllstücks vorteilhaft auswirken.

Zur Erzielung optimaler Festigkeitswerte ist es vorteilhaft, wenn der Trennspace wenigstens im Bereich des Lagerzapfens wenigstens annähernd mittig in dem Dichtkörper angeordnet ist. Dies trifft auch dann zu, wenn  
 35 der Trennspace vor dem Lagerzapfen endet.

Um die Fertigung des Trennspace vereinfachen und die Elastizität des Füllstückes bedeutend erhöhen zu können, erstreckt er sich bezüglich seiner Breite über die Gesamtbreite des Füllstücks.

Als Material wird vorzugsweise eine Kupfer-Legierung wie beispielsweise Messing oder Bronze empfohlen, die über gute Gleit- und Trockenlaufeigenschaften verfügen. Selbstverständlich ist auch ein anderes mit diesen Eigenschaften und einem günstigen Elastizitätsverhalten ausgestattetes Material einsetzbar. Verwendbar sind auch Bi-metalle oder beschichtete Materialien.

Durch die konstruktive Massnahme, dass der Hohlraum sich im Dichtkörper über den dem Hochdruckbereich zugewendeten Umfang der Lagerzapfen hinaus erstreckt, kann die Fertigung des Trennspace vor dem Hohlraum bspw. durch Drahterodieren vereinfacht werden. Ueberdies können durch die vorgeschlagene Ausgestaltung und Fertigungsart des Trennspace Fertigungskosten gespart werden.

45 Anstelle eines Trennspace könnte bei entsprechender Elastizität des verwendeten Materials der Dichtkörper einen sich über einen grossen Anteil des Füllstückes ausdehnenden Hohlraum aufweisen, der bspw. über eine oder mehrere Bohrungen oder seitliche Nuten mit dem Hochdruckbereich verbunden ist.

Dieser Hohlraum wäre vorteilhaft im Sinne einer günstigen Anpassungsfähigkeit des Innen- und Aussenschenkels an die Aussenform des Dichtkörpers anzugleichen, d.h. die Wände des Hohlraumes verlaufen etwa parallel zu den Aussenseiten des Innen- und Aussenschenkels. Im Falle eines vorgefabrizierten Giessrohlings könnte der Hohlraum als Kern eines Modells ausgebildet sein.

50 Als weitere alternative Ausführungsform des Erfindungsgedankens könnte das aus Dichtkörper und Lagerzapfen gebildete Füllstück durch den Trennspace in zwei separate Teile getrennt werden, wobei die dichte Trennung von Nieder- und Hochdruckraum durch eine auf der Breite des Trennspace angeordnete Welle erfolgen kann.

Vorzugsweise sind hierfür der Innen- und Aussenschenkel mit Lagerschalen versehen. Die Welle selbst kann drehfest oder drehbar in diesen Lagerschalen verankert bzw. gelagert sein. Die letztere Ausführungsform

erlaubt Schwenkbewegungen der Innen- und Aussenschenkel in dem durch Welle und Lagerschalen gebildeten Schwenklager, das zugleich den Hochdruckbereich vom Niederdruckraum trennt. Die Anordnung des Schwenklagers auf der Länge des Trennspaltes ist in Abstimmung zwischen volumetrischem Wirkungsgrad der Zahnradpumpe oder des -motors und dem Verschleiss durch Reibung zwischen den Verzahnungen und dem Dichtkörper zu bestimmen. Im Vergleich mit dem einstückigen Füllstück erfolgt bei der Ausführungsform nach Fig. 7 die Dichtung zwischen Hochdruckbereich und Niederdruckraum durch Welle und Lagerschalen an den Innen- 15 und Aussenschenkeln 16.

Selbstverständlich könnte, wie schon angedeutet, die Welle auf der Länge des Trennspaltes versetzt zur Axe der Lagerzapfen angeordnet sein und so der reinen Abdichtung des Trennspaltes dienen.

Bei sämtlichen zuvor beschriebenen Ausführungsformen kann der/können die Lagerzapfen von dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende des Dichtkörpers entfernt angeordnet sein.

Dabei ist es zweckmässig, wenn der Dichtkörper im Bereich des/der Lagerzapfen wenigstens auf einer der den Zahnköpfen zugewendeten Seiten mit einem zurückversetzten Abschnitt ausgebildet ist, dass die Schwenkbewegungen des Innen- und Aussenschenkels zu günstigen Abdichtungsverhältnissen führen.

Ebenso vorteilhaft ist es, - wenn die Lagerzapfen einen grösseren Durchmesser aufweisen als wie die Höhe des Dichtkörpers -, dass wenigstens die eine Aussenseite des Dichtkörpers etwa bündig an den Lagerzapfenumfang übergeht.

Um die auf den Dichtkörper am Füllstück einwirkenden hydraulischen Kräfte ausgeglichen halten zu können, ist es vorteilhaft, wenn der/die Lagerzapfen in der Wirkungslinie der aus den auf den Dichtkörper einwirkenden hydraulischen Kräfte entstehenden Resultierenden an dem Dichtkörper angeordnet sind; auch bei einem verkürzten Trennspalt, der vor dem/den Lagerzapfen endet.

Die Form an dem dem Niederdruckraum zugewendeten Ende des Dichtkörpers ist vorteilhaft an die Umfangsform der Lagerzapfen angepasst.

Eine Verbesserung der Effizienz des Füllstücks kann dadurch erzielt werden, wenn wenigstens einer der Innen- und Aussenschenkel an den Verzahnungen von Hohlrad und/ oder Ritzel vorgespannt anliegend ausgebildet ist.

Innerhalb des Gehäuses der Zahnradmaschine kann das Füllstück zu seiner Wirksamkeit starr oder beweglich befestigt sein.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der anschliessenden Beschreibung anhand der Zeichnung erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch eine innenzahnradmaschine senkrecht zu deren Rotationsaxe,

Fig. 2 eine Seitenansicht eines Füllstücks,

Fig. 3 eine Ansicht des Füllstücks gemäss Pfeil A in Fig. 2,

Fig. 4 eine alternative Ausführungsform eines Füllstücks,

Fig. 5 eine weitere alternative Ausführungsform eines Füllstücks,

Fig. 6 eine andere alternative Ausführungsform eines Füllstückes und

Fig. 7 ein zweiteilig ausgebildetes Füllstück.

Fig. 1 zeigt eine Innenzahnradpumpe 1 mit einem innenverzahnten Hohlrad 2 und einem mit diesem kämmenden Ritzel 3, zwischen denen in einem Zwischenraum 4 ein aus einem Dichtkörper 7 und wenigstens einem Lagerzapfen 6 gebildetes Füllstück 8 angeordnet bzw. gelagert ist. Das Füllstück 8 und die Verzahnungen 9, 10 des Hohlrades 2 und des Ritzels 3 begrenzen den Niederdruckraum 11, in den das Fördermedium zufliesst einerseits, und andererseits befindet sich ein Hochdruckbereich 13 zwischen diesen Verzahnungen 9, 10 an dem in Strömungsrichtung hinteren Ende des Dichtkörpers 7.

Durch eine strichpunktierte Linie 12 soll die Möglichkeit der Anordnung des/der Lagerzapfen 6 auf der Erstreckungslänge des Dichtkörpers 7 im Zwischenraum 4 veranschaulicht werden. Erkennbar ist auch der versetzte Lagerzapfen 6 ausserhalb einer möglichen Mittelaxe des Dichtkörpers 7.

Die Fig. 2 und 3 zeigen eine weitere alternative Ausführungsform des Füllstückes 8, das ebenso wie in Fig. 1 einstückig ausgebildet ist, mit dem Unterschied, dass sich in dem Dichtkörper 7, von dessen sich im Hochdruckbereich 13 befindenden hinterem Ende aus ein zu den Achsen des Hohlrades 2 und des Ritzels 3 etwa parallele Trennflächen aufweisenden Trennspalt 14 bis in die Lagerzapfen 6 erstreckt und in diesen endet, wobei im vorliegenden Fall die Lagerzapfen 6 an dem dem Niederdruckraum 11 zugewendeten Ende des Dichtkörpers 7 angeordnet sind. Der Trennspalt 14 teilt den Dichtkörper 7 in einen Innenschenkel 15 und in einen Aussenschenkel 16, die an dem dem Niederdruckraum 11 zugewendeten Ende fest verbunden sind. Am Ende ist der Trennspalt 14 über die beiden fluchtenden Lagerzapfen 6 sich vergrössernd durch einen stetig zunehmenden oder tropfenähnlichen Hohlraum 23 ausgebildet, der die Kerbwirkung erheblich mindern soll. Im Trennspalt 14 befindet sich eine Dichtvorrichtung 18, bestehend aus jeweils einer jedem Schenkel 15, 16 zugeordneten Halbschale 19, die gemeinsam eine Dichtwalze 20 aufnehmen, welche durch den Druck aus dem Hochdruckbereich 13 die Oeffnung des sich fortsetzenden Trennspaltes 14 gegenüber dem Hochdruckraum

13 abdichtet. Diese Dichtvorrichtung 18 ist in Abstimmung mit einer durch den Druck im Trennspace 14 auf die Schenkel 15, 16 bewirkten Spreizung an einer entsprechenden Stelle im Trennspace 14 angeordnet, der etwa durch die Axe der zylindrisch ausgebildeten Lagerzapfen 6 verläuft und wenigstens annähernd mittig auf die sichelförmige Form des Dichtkörpers 7 verteilt ist. Die Breite des Dichtkörpers 7 ist auf jene Breiten von Hohlrad 2 und Ritzel 3 so abgestimmt, dass der Dichtkörper 7 beweglich bleibt. Im Bereich der Lagerzapfen 6 weist der Dichtkörper 7 am Aussenschenkel 16 bzw. an seiner der Verzahnung 9 des Hohlrades 2 zugekehrten Aussenseite einen zurückversetzten Abschnitt 21 auf. Der Trennspace 14, wie auch der an dessen Ende vorgesehene Hohlraum 23 sind in Umfangsrichtung in dem Dichtkörper 7 etwa mittig angeordnet und erstrecken sich über die gesamte Länge der Lagerzapfen 6.

Eine alternative Ausführungsform zeigt Fig. 4, gemäss welcher der Trennspace 14 am Ende mit einem sich etwa fluchtend fortsetzenden, weiter beabstandeten Trennwände 22 aufweisenden Hohlraum 23 ausgebildet ist. Dieser Hohlraum 23 verbessert die Elastizität und Anpassungsfähigkeit der Schenkel 15, 16 an den Zahnköpfen der Verzahnungen 9, 10 von Hohlrad 2 und Ritzel 3 und kann durch einen Kern beim Giessen des Füllstückrohrlings ausgespart werden. Die Trennwände 22, die gemäss Fig. 4 etwa parallel verlaufen und am Ende durch eine regelmässige Kreiskrümmung verbunden sind, könnten auch eine andere geometrische Form bildend angeordnet sein. Da der Trennspace 14 durch Drahterodieren hergestellt werden kann, Absätze zu einer solchen Bearbeitung jedoch hinderlich sind, dehnt sich der Hohlraum 23 über die Lagerzapfen 6 im Dichtkörper 7 aus. Auch diese Ausführungsform könnte wie in Fig. 2 ersichtlich eine Dichtvorrichtung 18 aufweisen und der zurückversetzte Abschnitt 21 könnte auch auf der gegenüberliegenden Seite des Dichtkörpers 7 oder beidseits vorgesehen sein.

Anstelle eines Trennspace 14 weist das Füllstück 8 bzw. Dichtkörper 7 in Fig. 5 einen sichelförmigen Hohlraum 23 auf, der durch eine Bohrung 24 mit dem Hochdruckbereich 13 verbunden ist. Diese Ausführungsform eignet sich vornehmlich bei der Verwendung eines elastischen Materials. Die Trennwände 22 sind vorzugsweise parallel zu den Aussenseiten des Dichtkörpers 7 oder fluchtend zur Krümmung des Trennspace 14 angelegt und an beiden Enden durch Krümmungen verbunden.

Fig. 6 zeigt ein Füllstück 8, bei dem der Trennspace 14 in erweiterter Form, wie beispielsweise in Fig. 2, jedoch vor den Lagerzapfen 6 im Dichtkörper 7 endet.

In Fig. 7 ist ein zweiteiliges Füllstück 8 dargestellt, wobei der Trennspace 14 vom Hochdruckbereich 13 zum Niederdruckraum 11 hin, etwa gleichmässig verteilt auf die sichelförmige Querschnittsform verlaufend, zwei separate Teile aus Innenschenkel 15 und Lagerzapfenteil 25 einerseits sowie Aussenschenkel 16 und Lagerzapfenteil 26 andererseits bildet. Im Zentrum der aus zwei Teilen 25, 26 gebildeten Lagerzapfen 6 befindet sich in Lagerschalen 27, 28 eine Welle 29, die bei montiertem Füllstück 8 den druckbeaufschlagten Raum des Trennspace 14 gegenüber dem Niederdruckraum 11 dicht hält. Selbstverständlich könnten anstelle der Welle 29 auch eine Dichtvorrichtung 18 - wie in Fig. 2 gezeigt - vor der Axe der Lagerzapfen 6 im Trennspace 14 oder zusätzlich zur Welle 29 eine Dichtvorrichtung 18 im Trennspace 14 eingebaut werden.

Die Ausbildung der Füllstücke 8 nach den Fig. 1 bis 7 gestatten die besondere Anordnung zwischen Dichtkörper 7 und Lagerzapfen 6, derart, dass die Wirkungslinie der auf den Dichtkörper 7 einwirkenden resultierenden hydraulischen Kraft die Axe der Lagerzapfen 6 schneidet.

## Patentansprüche

1. Zahnradschlepppumpe oder -motor mit einem, in dem aus einem Ritzel (3) und einem mit diesem kämmenden Hohlrad (2) gebildeten Zwischenraum angeordneten, an den Zahnköpfen des Ritzels und/oder des Hohlrades wenigstens teilweise anliegenden, aus einem, mindestens auf einer Seite einen abstehenden Lagerzapfen (6) aufweisenden, etwa sichelförmigen Dichtkörper (7) bestehenden Füllstück (8), wobei der Dichtkörper (7) und Lagerzapfen (6) wenigstens als Teilwerk des Füllstücks (8) einstückig ausgebildet sind und wobei das Füllstück (8) mindestens einen etwa in Umfangsrichtung sich von dem Hochdruckbereich (13) erstreckenden, jeweils einen an die Zahnköpfe der Verzahnungen (9, 10) des Hohlrades (2) und des Ritzels (3) wenigstens teilweise anlegbaren Innen- (15) und Aussenschenkel (16) bildenden Trennspace (14) aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass der/die Lagerzapfen (6) wenigstens annähernd an dem dem Niederdruckraum (11) zugewendeten Ende des Dichtkörpers (7) angeordnet sind und dass sich der Trennspace (14) wenigstens annähernd bis an das dem Niederdruckraum (11) zugewendete Ende des Füllstücks (8) erstreckt.

2. Zahnradschlepppumpe oder -motor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich der Trennspace (14) wenigstens bis in den Bereich des Füllstücks (8) erstreckt, in dem die Lagerzapfen (6) angeordnet sind.

3. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass an dem dem Niederdruckraum (11) zugewendeten Ende des Füllstücks (8) der Innen- (15) und Aussenschenkel (16) miteinander verbunden sind.
- 5 4. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Trennspace (14) vorzugsweise an dem dem Niederdruckraum (11) zugewendeten Ende einen Hohlraum (23) aufweist.
- 5 5. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Hohlraum (23) zum Niederdruckraum (11) hin sich etwa stetig erweiternd ausgebildet ist.
- 10 6. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Hohlraum (23) etwa in Umfangsrichtung gleichmässig beabstandet verlaufende Trennwände (22) aufweist.
- 15 7. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Hohlraum (23) zum Niederdruckraum (11) hin sich verjüngend ausgebildet ist.
- 20 8. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Trennspace (14) wenigstens im Bereich des/der Lagerzapfen (6) zumindest annähernd mittig in dem Dichtkörper (7) angeordnet ist.
- 25 9. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich der Trennspace (14) in seiner Breite über die Gesamtbreite des Füllstücks (8) erstreckt.
- 30 10. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 4 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich der Hohlraum (23) im Füllstück (8) über den dem Hochdruckbereich (13) zugewendeten Umfang des/der Lagerzapfen (6) hinaus erstreckt.
- 35 11. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens der Dichtkörper (7) einen vorzugsweise mit dem Druckmedium beaufschlagbaren Hohlraum (23) aufweist.
- 40 12. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Wände des Hohlraumes (23) etwa parallel mit den an den Verzahnungen (9, 10) des Hohlrades (2) und Ritzels (3) anliegenden Aussenseiten des Dichtkörpers (7) angeordnet sind.
- 45 13. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Füllstück (8) durch einen von dem dem Hochdruckbereich (13) zugewendeten Ende zu dem dem Niederdruckraum (11) zugewendeten Ende des Dichtkörpers (7) sich erstreckenden Trennspace (14) zweiteilig ausgebildet ist und dass zwischen dem Innen- (15) und Aussenschenkel (16) eine den Trennspace (14) parallel durchsetzende Welle (29) angeordnet ist.
- 50 14. Zahnradpumpe oder -motor nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Welle (29) in Lager-schalen (28) des Innen- (15) und Aussenschenkels (16) vorzugsweise dichtend gelagert ist.
- 55 15. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 13 oder 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Welle (29) konzentrisch zur Achse des/der Lagerzapfen (6) angeordnet ist.
16. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Dichtkörper (7) im Bereich des/der Lagerzapfen (6) an wenigstens einer Aussenseite einen zurückversetzten Abschnitt (21) aufweist.
17. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens eine der an den Verzahnungen (9, 10) von Hohlrad (2) und/oder Ritzel (3) anliegenden Aussenseiten des Dichtkörpers (7) an den/die Lagerzapfen (6) etwa bündig übergehen.
18. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass der/die Lagerzapfen (6) in der Wirkungslinie der aus den auf den Dichtkörper (7) einwirkenden hydraulischen Kräfte entstehenden Resultierenden an dem Dichtkörper (7) angeordnet sind.
19. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass das dem

Niederdruckraum (11) zugewendete Ende des Dichtkörpers (7) wenigstens annähernd die Form des/der Lagerzapfen (6) aufweist.

- 5      20. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens einer der Innen- (15) und Aussenschenkel (16) an den Verzahnungen (9, 10) von Hohlrad (2) und Ritzel (3) vorgespannt anliegend ausgebildet ist.
- 10      21. Zahnradpumpe oder -motor nach einem der Ansprüche 1 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Füllstück (8) starr oder beweglich in dem Gehäuse der Zahnradpumpe oder des -motors befestigt ist.

## Claims

- 15      1. Gear pump or motor comprising a filler (8) arranged in the intermediate space formed by a pinion (3) and an internal geared wheel (2) meshing therewith, bearing at least partially against the tooth tips of the pinion and/or of the internal geared wheel and consisting of an approximately sickle-shaped seal (7) having a downwardly directed bearing pin (6) on at least one side, the seal (7) and the bearing pin (6) being formed in one piece at least as a partial mechanism of the filler (8) and the filler (8) having at least one separating gap (14) extending approximately in the circumferential direction from the high-pressure area (13) and forming internal (15) and external members (16) which can each bear at least partially against the tooth tips of the tooth gearing (9, 10) of the internal geared wheel (2) and of the pinion (3), characterised in that the bearing pin/s (6) are arranged at least approximately on the end of the seal (7) directed towards the low-pressure chamber (11) and that the separating gap (14) extends at least approximately to the end of the filler (8) directed towards the low-pressure chamber (11).
- 20      2. Gear pump or motor according to claim 1, characterised in that the separating gap (14) extends at least into the region of the filler (8) in which the bearing pins (6) are arranged.
- 25      3. Gear pump or motor according to one of claims 1 or 2, characterised in that the internal (15) and external members (16) are connected together at the end of the filler (8) directed towards the low-pressure chamber (11).
- 30      4. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 3, characterised in that the separating gap (14) preferably has a hollow space (23) at the end directed towards the low-pressure chamber (11).
- 35      5. Gear pump or motor according to claim 4, characterised in that the hollow space (23) widens approximately continuously towards the low-pressure chamber (11).
- 40      6. Gear pump or motor according to claim 4, characterised in that the hollow space (23) has dividing walls (22) extending at a uniform spacing approximately in the circumferential direction.
- 45      7. Gear pump or motor according to claim 4, characterised in that the hollow space (23) tapers towards the low-pressure chamber (11).
- 50      8. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 7, characterised in that the separating gap (14) is arranged at least approximately centrally in the seal (7) at least in the region of the bearing pin/s (6).
- 55      9. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 8, characterised in that the separating gap (14) extends in its width over the entire width of the filler (8).
- 10      10. Gear pump or motor according to one of claims 4 to 9, characterised in that the hollow space (23) in the filler (8) extends beyond the circumference of the bearing pin/s (6) directed towards the high-pressure area (13).
11. Gear pump or motor according to claim 1, characterised in that at least the seal (7) has a hollow space (23) to which the pressure medium can preferably be applied.
12. Gear pump or motor according to claim 11, characterised in that the walls of the hollow space (23) are arranged approximately in parallel with the outer faces of the seal (7) bearing against the tooth gearing (9, 10) of the internal geared wheel (2) and of the pinion (3).

- 5
13. Gear pump or motor according to claim 1, characterised in that the filler (8) is formed in two pieces by a separating gap (14) extending from the end of the seal (7) directed towards the high-pressure area (13) to the end of the seal (7) directed towards the low-pressure chamber (11) and that a shaft (29) traversing the separating gap (14) in parallel is arranged between the internal (15) and external members (16).
- 10
14. Gear pump or motor according to claim 13, characterised in that the shaft (29) is supported preferably in a sealed manner in bearing cups (28) of the internal (15) and external members (16).
- 15
15. Gear pump or motor according to one of claims 13 or 14, characterised in that the shaft (29) is arranged concentrically with the axis of the bearing pin/s (6).
16. Gear pump or motor according to one claims 1 to 15, characterised in that the seal (7) has a set-back portion (21) on at least one outer face in the region of the bearing pin/s (6).
17. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 16, characterised in that at least one of the outer faces of the seal (7) bearing against the tooth gearing (9, 10) of the internal geared wheel (2) and/or of the pinion (3) passes over in an approximately flush manner into the bearing pin/s (6).
18. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 17, characterised in that the bearing pin/s (6) are arranged on the seal (7) along the line of application of the resultant of the hydraulic forces acting on the seal (7).
19. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 18, characterised in that the end of the seal (7) directed towards the low-pressure chamber (11) has at least approximately the shape of the bearing pin/s (6).
- 20
20. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 19, characterised in that at least one of the internal (15) and external members (16) bears in a preloaded manner against the tooth gearing (9, 10) of the internal geared wheel (2) and of the pinion (3).
21. Gear pump or motor according to one of claims 1 to 20, characterised in that the filler (8) is fixedly or movably secured in the housing of the gear pump or motor.
- 30

## Revendications

- 35
1. Pompe ou moteur à engrenages comprenant une pièce intercalaire (8) qui est disposée dans un intervalle formé par un pignon (3) et d'une roue à denture intérieure (2), qui est appliquée, au moins partiellement, contre les sommets des dents du pignon et/ou de la roue à denture intérieure et qui est composée d'un corps d'étanchéité (7) approximativement en forme de croissant qui présente, au moins d'un côté, un tourillon saillant (6), sachant que le corps d'étanchéité (7) et le tourillon (6) sont réalisés d'un seul tenant au moins en tant que partie de la pièce intercalaire (8) et que la pièce intercalaire (8) présente au moins une fente de séparation (14) s'étendant approximativement dans la direction du pourtour à partir de la zone de haute pression (13) et formant chaque fois une aile intérieure (15) et une aile extérieure (16) pouvant être appliquées, au moins partiellement, contre les sommets des dents (9, 10) de la roue à denture intérieure (2) et du pignon (3), caractérisé(e) en ce que le(les) tourillon(s) (6) est (sont) disposé(s) au moins approximativement à l'extrémité du corps d'étanchéité (7) qui est tournée vers l'espace de basse pression (11), et en ce que la fente de séparation (14) s'étend au moins approximativement jusqu'à l'extrémité de la pièce intercalaire (8) qui est tournée vers l'espace de basse pression (11).
- 40
2. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 1, caractérisé(e) en ce que la fente de séparation (14) s'étend au moins jusque dans la zone de la pièce intercalaire (8) dans laquelle sont placés les tourillons (6).
- 45
3. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 1 ou 2, caractérisé(e) en ce que l'aile intérieure (15) et l'aile extérieure (16) sont reliées entre elles à l'extrémité de la pièce intercalaire (8) qui est tournée vers l'espace de basse pression (11).
- 50
4. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé(e) en ce que la fente de séparation (14) présente un espace vide (23), de préférence, à l'extrémité tournée vers l'espace de
- 55

basse pression (11).

5. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 4, caractérisé(e) en ce que l'espace vide (23) est réalisé en s'élargissant progressivement vers l'espace de basse pression (11).
- 5 6. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 4, caractérisé(e) en ce que l'espace vide (23) présente des parois de séparation (22) s'étendant en direction du pourtour avec un écartement constant.
7. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 4, caractérisé(e) en ce que l'espace vide (23) est  
10 réalisé en se rétrécissant vers l'espace de basse pression (11).
8. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé(e) en ce que la fente de séparation (14) est placée au moins approximativement au centre du corps d'étanchéité (7), tout au moins dans la zone du (des) tourillon(s) (6).
- 15 9. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé(e) en ce que la largeur de la fente de séparation (14) s'étend sur toute la largeur de la pièce intercalaire (8).
10. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 4 à 9, caractérisé(e) en ce que l'espace vide (23) dans la pièce intercalaire (8) s'étend au-delà du pourtour du (des) tourillon(s) (6) qui est tourné  
20 vers la zone de haute pression (13).
11. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 1, caractérisé(e) en ce qu'au moins le corps d'étanchéité (7) présente un espace vide (23) pouvant, de préférence, être sollicité par un fluide sous pression.
- 25 12. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 11, caractérisé(e) en ce que les parois de l'espace vide (23) sont disposées approximativement parallèlement aux côtés extérieurs du corps d'étanchéité (7) qui sont appliqués contre les dents (9, 10) de la roue à denture intérieure (2) et du pignon (3).
- 30 13. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 1, caractérisé(e) en ce que la pièce intercalaire (8) est réalisée en deux parties par une fente de séparation (14) s'étendant de l'extrémité tournée vers la zone de haute pression (13) à l'extrémité du corps d'étanchéité (7) qui est tournée vers l'espace de basse pression (11), et en ce qu'entre l'aile intérieure (15) et l'aile extérieure (16) est placé un arbre (29) traversant parallèlement la fente de séparation (14).
- 35 14. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 13, caractérisé(e) en ce que l'arbre (29) est logé dans des coquilles de coussinet (28) de l'aile intérieure (15) et de l'aile extérieure (16), de préférence de façon étanche.
15. Pompe ou moteur à engrenages selon la revendication 13 ou 14, caractérisé(e) en ce que l'arbre (29) est  
40 disposé de façon concentrique par rapport à l'axe du (des) tourillon(s) (6).
16. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 15, caractérisé(e) en ce que le corps d'étanchéité (7) présente, dans la zone du (des) tourillon(s) (6), sur au moins un côté extérieur, une partie en retrait (21).
- 45 17. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 16, caractérisé(e) en ce qu'au moins l'un des côtés du corps d'étanchéité (7) qui sont appliqués contre les dents (9, 10) de la roue à denture intérieure (2) et/ou du pignon (3) part approximativement en affleurement vers le (les) tourillon(s) (6).
- 50 18. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 17, caractérisé(e) en ce que le (les) tourillon(s) (6) sont placés sur l'élément d'étanchéité (7) sur la ligne d'influence des résultantes issues des forces hydrauliques qui agissent sur le corps d'étanchéité (7).
19. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 18, caractérisé(e) en ce que l'extrémité du corps d'étanchéité (7) qui est tournée vers l'espace de basse pression (11) présente au moins approxi-  
55 mativement la forme du (des) tourillon(s) (6).
20. Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 19, caractérisé(e) en ce qu'au moins l'une des ailes intérieure (15) et extérieure (16) est réalisée en étant appliquée avec une précontrainte

contre les dents (9, 10) de la roue à denture intérieure (2) et du pignon (3).

- 21.** Pompe ou moteur à engrenages selon l'une des revendications 1 à 20, caractérisé(e) en ce que la pièce intercalaire (8) est montée de façon fixe ou mobile dans le carter de la pompe ou du moteur à engrenages.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG.1

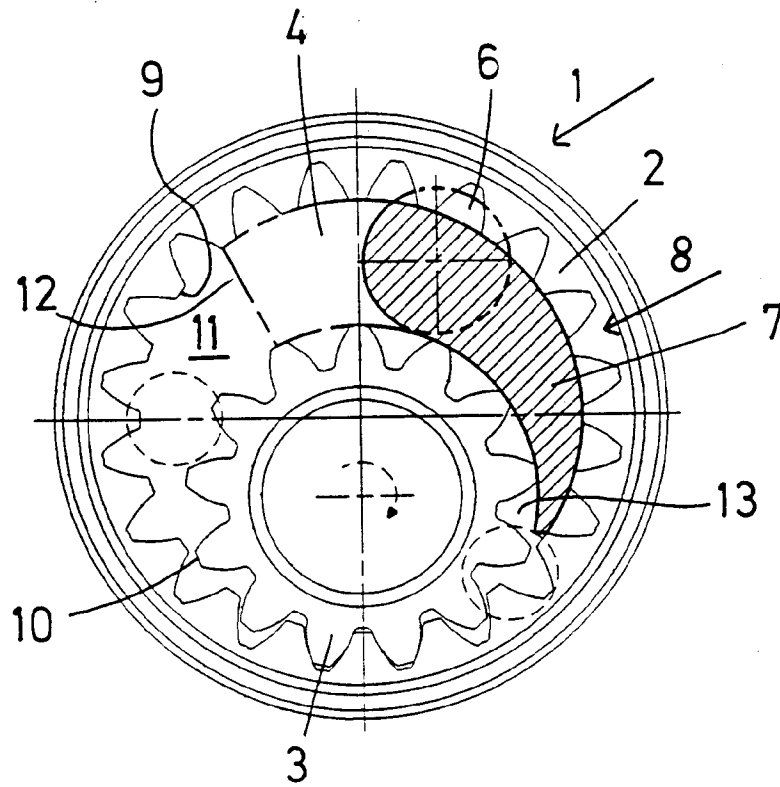


FIG.3

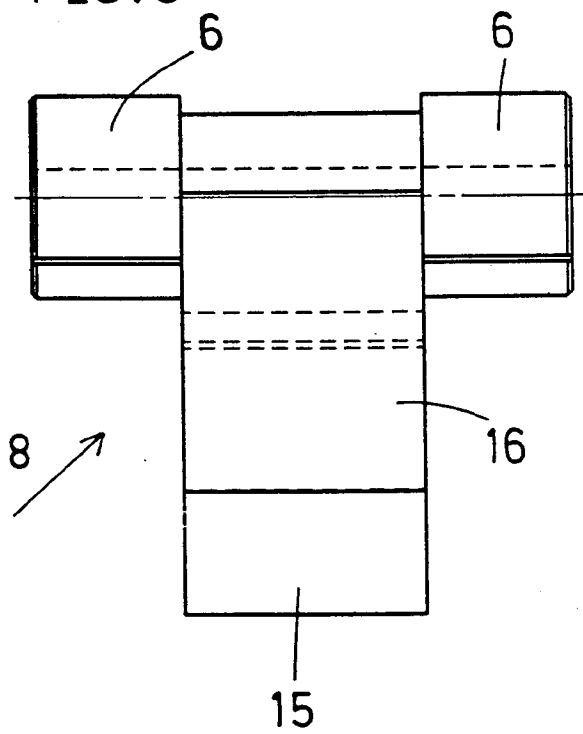


FIG.2

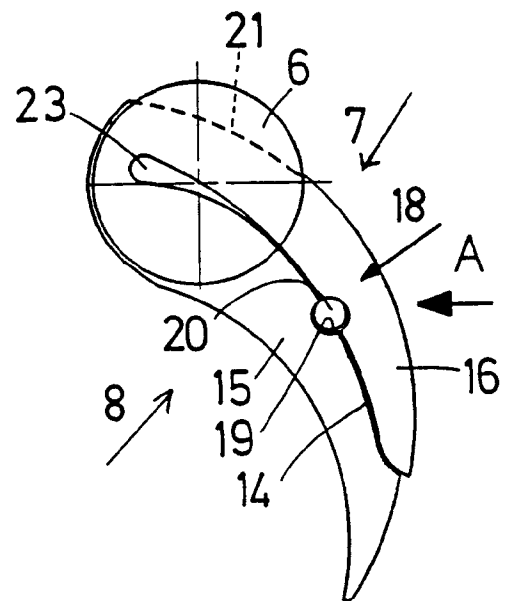


FIG.4

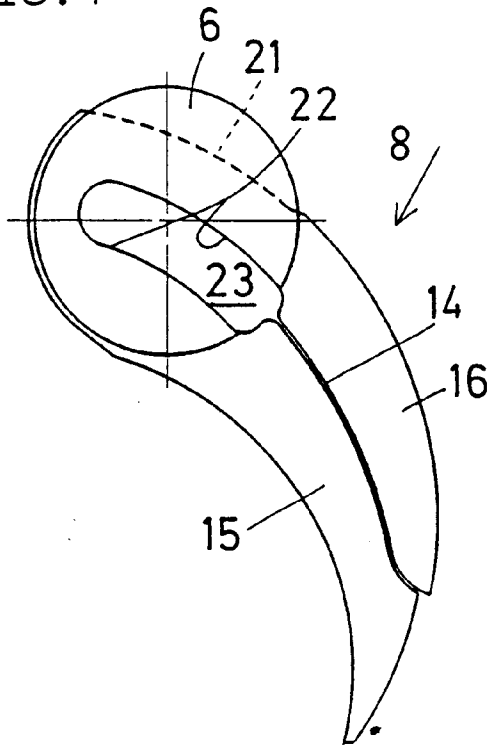


FIG.5

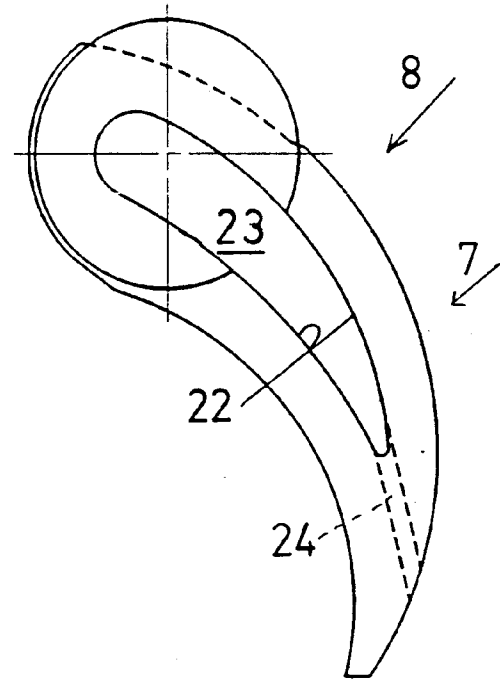


FIG.6

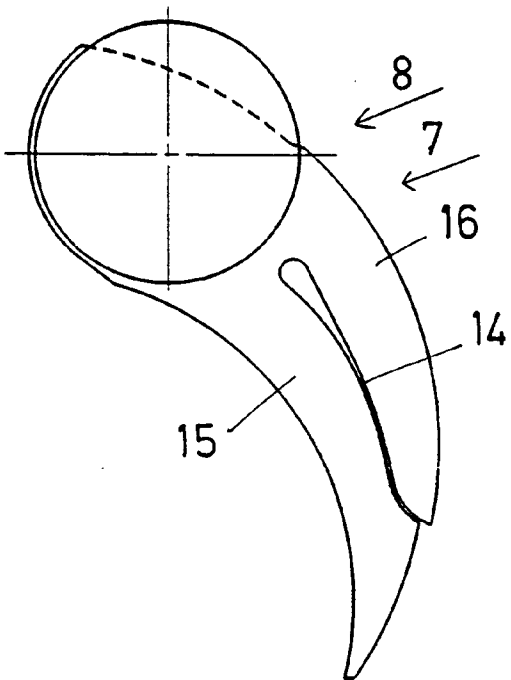


FIG.7

