

(19)



(11)

EP 2 353 790 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
06.04.2016 Patentblatt 2016/14

(51) Int Cl.:
B25D 11/12 (2006.01) B25D 17/06 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **10196701.6**

(22) Anmeldetag: **23.12.2010**

(54) **Handgeführter Bohrhämmer**

Manually-operated hammer drill

Marteau-perforateur manuel

(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**

(30) Priorität: **29.01.2010 DE 102010006152**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.08.2011 Patentblatt 2011/32

(73) Patentinhaber: **AEG Electric Tools GmbH
71364 Winnenden (DE)**

(72) Erfinder:
• **Eisenhardt, Armin
74206, Bisingen (DE)**

• **Klöpfer, Hans
71364, Winnenden (DE)**

(74) Vertreter: **BRP Renaud & Partner mbB
Rechtsanwälte Patentanwälte
Steuerberater
Königstraße 28
70173 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A2- 1 027 963 DE-A1- 2 405 176
DE-A1- 10 311 155 DE-A1-102008 061 173
US-A- 3 067 584 US-A- 4 192 391**

EP 2 353 790 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft einen handgeführten Bohrhämmer gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Ein solcher Bohrhämmer ist beispielsweise bereits aus US 4 192 391 bekannt.

[0002] Üblicherweise umfasst ein handgeführter Bohrhämmer eine Spindel, die im Bohrbetrieb eine Werkzeugaufnahme um eine Rotationsachse rotierend antreibt. Die Spindel selbst ist üblicherweise mittels eines Elektromotors angetrieben. Ferner enthält ein derartiger Bohrhämmer üblicherweise ein pneumatisches Schlagwerk, das im Schlagbetrieb gegen ein in die Werkzeugaufnahme eingesetztes Werkzeug hämmert. Ein derartiges Schlagwerk weist üblicherweise einen Kolben auf, der im Schlagbetrieb in einem in der Spindel ausgebildeten Zylinder Hubbewegungen parallel zur Rotationsachse ausführt. Die Hubbewegungen des Kolbens sollen im Zylinder Druckschwingungen erzeugen, mit deren Hilfe ein Übertragungskolben ebenfalls zu Hubbewegungen angetrieben wird, um gegen einen Schlagkolben, einen sogenannten Döpper, zu schlagen, der seinerseits diese Schläge auf das jeweilige Werkzeug überträgt. Um diese Druckschwingungen möglichst effektiv erzeugen zu können, ist der Kolben gegenüber dem Zylinder zweckmäßig abgedichtet. Hierzu kann der Kolben zumindest eine Ringnut aufweisen, in der eine Ringdichtung angeordnet ist. Durch die Hubbewegung des Kolbens ist die Ringdichtung einem hohen Verschleiß ausgesetzt.

[0003] Moderne Bohrhämmer können außerdem mit einer Schlagabschaltung ausgestattet sein, die einen Bohrbetrieb ohne Schlagbetrieb ermöglicht. Beispielsweise wird hierzu ein Antriebsstrang zwischen dem die Spindel antreibenden Elektromotor und dem Schlagwerk unterbrochen, beispielsweise mittels einer Kupplung oder dergleichen. Bei ausgeschaltetem Schlagbetrieb führt der Kolben im Zylinder keine Hubbewegungen durch. Beim Bohrbetrieb dreht sich die Spindel um die Rotationsachse und somit auch um den Kolben. Bei deaktiviertem Schlagbetrieb führt dies zu einer besonders hohen Belastung der Ringdichtung. Sie kann dadurch überhitzt und beschädigt werden. Eine beschädigte Ringdichtung reduziert die Dichtungswirkung zwischen Kolben und Zylinder, wodurch im Schlagbetrieb die Effektivität der Druckschwingungen und somit die Leistungsfähigkeit des Bohrhammers reduziert werden.

[0004] Die vorliegende Erfindung beschäftigt sich mit dem Problem, für einen derartigen Bohrhämmer eine verbesserte Ausführungsform anzugeben, die sich insbesondere durch einen reduzierten Verschleiß auszeichnet.

[0005] Dieses Problem wird erfindungsgemäß durch den Gegenstand des unabhängigen Anspruchs gelöst. Vorteilhafte Ausführungsformen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

[0006] Die Erfindung beruht auf dem allgemeinen Gedanken, die Ringnut und die Ringdichtung so aufeinander

der abzustimmen, dass die Ringdichtung in der Ringnut parallel zur Rotationsachse beweglich ist, wobei die Ringnut parallel zur Rotationsachse eine variierende Nuttiefe besitzt. Die Dichtungswirkung zwischen Kolben und Zylinder hängt vom Anpressdruck der Ringdichtung am Zylinder ab. Je größer diese radiale Anpressung, desto größer sind auch die wirksamen Reibungskräfte. Durch die variierende Nuttiefe und durch die Verstellbarkeit der Ringdichtung in der Ringnut kann die Ringdichtung beim bewegten Kolben eine Position einnehmen, in der eine kleinere Nuttiefe vorliegt, wodurch die Dichtungswirkung erhöht ist. Sobald der Kolben steht, z.B. beim Durchfahren eines Totpunkts der oszillierenden Hubbewegung, kann die Ringdichtung eine Position einnehmen, in der eine größere Nuttiefe vorliegt, wodurch die Reibung signifikant reduziert werden kann. In der Folge kann für den Bohrbetrieb der Verschleiß der Ringdichtung reduziert werden. Besonders deutlich wirkt sich diese Verschleißreduzierung dann aus, wenn mittels einer gegebenenfalls vorhandenen Schlagabschaltung der Schlagbetrieb deaktiviert ist und der Kolben während des Bohrbetriebs dauerhaft steht.

[0007] In einem bezüglich der Rotationsachse axialen Bereich eines Querschnittsprofils der Ringnut, in dem die größte Nuttiefe vorliegt, besitzt ein Nutgrund einen Maximalabstand vom Zylinder. Axial benachbart dazu liegen dann kleinere Abstände vor. Befindet sich die Ringdichtung im Bereich des Maximalabstands ist sie weniger gegen den Zylinder vorgespannt, wodurch die Reibung zwischen Ringnut und Zylinder für den Bohrbetrieb ohne Schlagbetrieb reduziert ist. Befindet sich dagegen die Ringdichtung in einem Axialbereich des Querschnittsprofils mit kleineren Abständen, erhöht sich die Anpressung der Ringdichtung gegen den Zylinder, was mit einer erhöhten Effektivität der Dichtungswirkung und folglich mit einer Leistungssteigerung des Bohrhammers für den Schlagbetrieb einhergeht.

[0008] Besonders vorteilhaft ist es dabei, das Querschnittsprofil der Ringnut parallel zur Rotationsachse beiderseits des einen Bereichs mit dem Maximalabstand mit je einem Bereich zu versehen, der die kleineren Abstände aufweist. Diese Bauweise hat den Vorteil, dass die Ringdichtung außerhalb des mittigen Bereichs mit dem Maximalabstand aufgeweitet ist und dadurch radial nach innen vorgespannt ist, wodurch die Ringdichtung die Tendenz aufweist, selbsttätig in den mittleren Bereich mit dem Maximalabstand zu gleiten. Dies kann insbesondere dann erfolgen, wenn der Schlagbetrieb ausgeschaltet ist und wenn die Spindel steht. Bei stehendem Kolben und bei rotierender Spindel wird die Bewegung der Ringdichtung in den mittleren Bereich mit dem Maximalabstand zusätzlich unterstützt, so dass die Ringdichtung bei ruhendem Kolben automatisch in den Bereich mit dem Maximalabstand wandert, in dem die kleinste Reibung zwischen Ringdichtung und Zylinder auftritt. Wird dagegen der Schlagbetrieb aktiviert, führen die Hubbewegungen des Kolbens dazu, dass sich die Ringdichtung aus dem mittleren Bereich hinausbewegt

und je nach Hubrichtung in den einen oder in den anderen Bereich mit kleinerem Abstand hineinbewegt. Diese Relativbewegung zwischen Ringdichtung und Ringnut kann einerseits durch die Trägheitskräfte unterstützt werden und kann andererseits durch die zwischen der Ringdichtung und dem Zylinder herrschende Reibung begünstigt werden. Mit anderen Worten, beim bewegten Kolben, also bei aktiviertem Schlagbetrieb nimmt die Ringdichtung innerhalb der Ringnut automatisch die Positionen mit den kleineren Abständen ein, was die Dichtungswirkung und somit die Effektivität des Schlagwerks erhöht.

[0009] Entsprechend einer vorteilhaften Ausführungsform kann das Querschnittsprofil der Ringnut bezogen auf eine senkrecht zur Rotationsachse verlaufende Symmetrieebene spiegelsymmetrisch ausgestaltet sein. Der Bereich mit dem Maximalabstand ist dann mittig im Querschnittsprofil der Ringnut angeordnet, während die beiden benachbarten Endbereiche dann gleich groß sind. Hierdurch ergeben sich für die Ringdichtung für beide Hubrichtungen des Kolbens im Wesentlichen die gleichen Effekte.

[0010] Gemäß einer anderen vorteilhaften Ausführungsform kann der Maximalabstand im Rahmen von Herstellungstoleranzen gleich groß oder größer erzeugt werden wie ein parallel zum Abstand zwischen Nutgrund und Zylinder gemessener maximaler Durchmesser des Querschnitts der Ringdichtung. Mit anderen Worten, der Maximalabstand ist so auf die Ringdichtung angepasst, dass die Ringdichtung den Zylinder nicht oder quasi kraftfrei berührt, wenn sie sich im Axialbereich des Maximalabstands befindet. Die Reibung ist dadurch minimiert.

[0011] Weitere wichtige Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, aus den Zeichnungen und aus der zugehörigen Figurenbeschreibung anhand der Zeichnungen.

[0012] Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert, wobei sich gleiche Bezugszeichen auf gleiche oder ähnliche oder funktional gleiche Bauteile beziehen.

[0013] Es zeigen, jeweils schematisch

- Fig. 1 eine Seitenansicht auf einen Teil eines handgeführten Bohrhammers,
- Fig. 2 eine Schnittansicht des Bohrhammers entsprechend Schnittlinien II aus Fig. 1,
- Fig. 3-5 jeweils einen Längsschnitt durch einen Kolben eines Schlagwerks, bei verschiedenen Betriebszuständen,
- Fig. 6 ein vergrößertes Detail VI des Kolbens aus Fig. 3 im Bereich einer Ringnut,
- Fig. 7 eine Schnittansicht wie in Fig. 6, jedoch stark vereinfacht und bei einer anderen Ausführungsform.

[0014] Entsprechend den Fig. 1 und 2 umfasst ein hier nur teilweise dargestellter handgeführter Bohrhammer 1, in einem Gehäuse 2 eine Spindel 3 und ein pneumatisches Schlagwerk 4. Die Spindel 3 dient im Bohrbetrieb zum Antreiben einer Werkzeugaufnahme 5. Im Bohrbetrieb rotieren die Werkzeugaufnahme 5 und die Spindel 3 um eine Rotationsachse 6. In den Fig. 1 und 2 liegt die Rotationsachse 6 in der Schnittebene II-II. Die Spindel 3 selbst ist beispielsweise mit einem in Fig. 1 angedeuteten Elektromotor 7 antriebsgekoppelt, der in einem separaten Abschnitt des Gehäuses 2 angeordnet ist, der hier jedoch zur vereinfachten Darstellung weggelassen ist.

[0015] Das Schlagwerk 4 dient in einem Schlagbetrieb dazu, gegen ein hier nicht dargestelltes Werkzeug zu hämmern, das hierzu in die Werkzeugaufnahme 5 eingesetzt ist. Zum Aktivieren und Deaktivieren des Schlagwerks 4 kann der Bohrhammer 1 vorzugsweise mit einer Schlagabschaltung 8 ausgestattet sein. Diese umfasst beispielsweise ein manuell betätigbares Schaltelement 9, mit dem der Schlagbetrieb eingeschaltet und ausgeschaltet werden kann. Beispielsweise unterbricht hierzu die Schlagabschaltung 8 auf geeignete Weise, zum Beispiel mittels einer Kupplung, einen Antriebspfad zwischen dem Elektromotor 7 und dem Schlagwerk 4.

[0016] Entsprechend Fig. 2 weist das Schlagwerk 4 einen Kolben 10 auf, der im Schlagbetrieb in einem Zylinder 11 Hubbewegungen parallel zur Rotationsachse 6 durchführt. Der Zylinder 11 ist in der Spindel 3 ausgebildet. Die Spindel 3 ist hierzu hohlzylindrisch gestaltet. Bei eingeschaltetem Schlagwerk führt der Kolben 10 entsprechend einem Doppelpfeil 12 oszillierende Hubbewegungen durch, die im Zylinder 11 in einem Druckübertragungsraum 13 Druckpulsationen erzeugen. Diese werden auf einen Übertragungskolben 14 übertragen. Dieser Übertragungskolben 14 wird dadurch ebenfalls zu oszillierenden Hubbewegungen parallel zur Rotationsachse 6 angeregt. Dabei schlägt der Übergangskolben 14 gegen einen Schlagkolben 15, der auch als Döpper 15 bezeichnet wird. Der Schlagkolben 15 schlägt seinerseits schließlich gegen das in die Werkzeugaufnahme 5 eingesetzte Werkzeug.

[0017] Zum oszillierenden Antreiben des Kolbens 10 kann das Schlagwerk 4 einen Kurbeltrieb 16 aufweisen, der den Kolben 10 über eine Pleuelstange 17 mit einem Antriebsrad 18 koppelt, das bei aktiviertem Schlagbetrieb um eine senkrecht zur Rotationsachse 6 verlaufende Drehachse 19 dreht und einen exzentrisch zur Drehachse 19 angeordneten Mitnehmerzapfen 20 zum Antreiben der Pleuelstange 17 trägt. Die Pleuelstange 17 ist mit dem Kolben 10 drehfest gekoppelt. Bei deaktiviertem Schlagbetrieb führt der Kolben 10 keine Hubbewegung durch, so dass er bezüglich der Rotationsachse 6 still steht. Die Drehsicherung zwischen Pleuelstange 17 und Kolben 10 erfolgt beispielsweise über einen Bolzen 23, mit dem die Pleuelstange 17 mit dem Kolben 10 verbunden ist. In den Schnittdarstellungen der Fig. 3-5 ist die Schnittebene um 90° gegenüber der Schnittebene der Fig. 2 gedreht, so dass dort die Kopplung zwischen

Pleuelstange 17 und Kolben 10 über den Bolzen 23 besser erkennbar ist.

[0018] Entsprechend den Fig. 3-6 besitzt der Kolben 10 an einer dem Zylinder 11 zugewandten Außenseite eine bezüglich der Rotationsachse 6 in Umfangsrichtung geschlossen umlaufende Ringnut 21, in die eine Ringdichtung 22 eingesetzt ist.

[0019] Entsprechend der in Fig. 6 gezeigten Detailansicht besitzt die Ringnut 21 ein Querschnittsprofil 24, das im Wesentlichen U-förmig ausgestaltet ist. Dieses Querschnittsprofil 24 liegt dabei in einer Querschnittsebene, welche die Rotationsachse 6 enthält. Das Querschnittsprofil 24 weist zwei Seitenflanken 25 und einen Nutgrund 26 auf. Im Beispiel sind die beiden Seitenflanken 25 weitgehend eben ausgestaltet, wobei sie jeweils in einer Ebene liegen, die sich senkrecht zur Rotationsachse 6 erstreckt. Auch die Ringdichtung 22 besitzt ein Querschnittsprofil 27. Im Beispiel ist dieses Querschnittsprofil 27 im Wesentlichen kreisförmig ausgestaltet. Insoweit handelt es sich bei der Ringdichtung 22 bevorzugt um einen O-Ring.

[0020] In einer in Fig. 6 durch eine strichpunktierte Linie angedeuteten Axialrichtung 49, die sich parallel zur Rotationsachse 6 erstreckt, besitzt das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 eine Nutbreite 28, die größer ist als eine ebenfalls parallel zur Rotationsachse 6 gemessene Breite 29 des Querschnittsprofils 27 der Ringdichtung 22. Hierdurch ist die Ringdichtung 22 innerhalb der Ringnut 21 axial, also parallel zur Rotationsachse 6 verstellbar, was in Fig. 6 durch einen Doppelpfeil 30 angedeutet ist.

[0021] Am Nutgrund 26 besitzt das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 einen axialen Bereich 31, in dem der Nutgrund 26 vom Zylinder 11 einen Maximalabstand 32 aufweist. Ferner besitzt der Nutgrund 26 zumindest einen weiteren axialen Bereich 33, 34, in welchem der Nutgrund 26 vom Zylinder 11 zumindest einen kleineren Abstand 35 besitzt, also zumindest einen Abstand 35, der kleiner ist als der Maximalabstand 32.

[0022] Im gezeigten, bevorzugten Beispiel der Fig. 6 besitzt das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 parallel zur Rotationsachse 6 beiderseits des den Maximalabstand 32 aufweisenden Bereich 31 jeweils einen Bereich 33 bzw. 34 mit dem mindestens einen kleineren Abstand 35. Folglich ist der mit dem Maximalabstand 32 versehene Bereich 31 zwischen den beiden anderen Bereichen 33, 34 angeordnet, so dass er im Folgenden auch als mittlerer Bereich 31 bezeichnet wird, während die anderen im Folgenden auch als Endbereiche 33, 34 bezeichnet werden.

[0023] Bevorzugt wird die in Fig. 6 gezeigte symmetrische Ausgestaltung der Ringnut 21 bzw. deren Querschnittsprofils 24. Im Beispiel ist das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 bezüglich einer Symmetrieebene 36, die sich senkrecht zur Rotationsachse 6 erstreckt, spiegelsymmetrisch ausgestaltet. Ferner zeigt Fig. 6 weitere Besonderheiten, die optional realisiert werden können. Beispielsweise ist der mittlere Bereich 31 des Nutgrunds

26 zur Ringdichtung 22 hin konkav gekrümmt. Insbesondere kann hier eine kreisbogenförmige Krümmung realisiert sein. Besonders vorteilhaft ist es dann, einen Bogenradius 37 dieses kreisbogenförmig gekrümmten mittleren Bereichs 31 so zu wählen, dass er größer ist als ein Kreisradius 38 des kreisförmigen Querschnittsprofils 27 der Ringdichtung 22.

[0024] Im Unterschied dazu sind die Endbereiche 33, 34 vorzugsweise so geformt, dass sie zumindest in einem wesentlichen Abschnitt geradlinig sind. Diese geradlinigen Abschnitte sind in Fig. 6 mit 39 bzw. 40 bezeichnet. Die geradlinigen Abschnitte 39, 40 der Endbereiche 33, 34 schließen zwischen sich einen stumpfen Winkel 41 ein, der insbesondere größer als 120° ist und beispielsweise $150^\circ \pm 10^\circ$ aufweisen kann. Zweckmäßig gehen die geradlinigen Abschnitte 39, 40 der Endbereiche 33, 34 tangential in den gekrümmten mittleren Bereich 31 über. Ebenso ist hier in den Endbereichen 33, 34 ein bogenförmiger, insbesondere kreisbogenförmiger Übergang 42 zu den geradlinigen Flanken 25 des Querschnittsprofils 24 der Ringnut 21 vorgesehen.

[0025] Fig. 6 zeigt eine weitere Besonderheit, die optional realisierbar ist. In Fig. 6 ist die Ringdichtung 22 im mittleren Bereich 31 der Ringnut 21 angeordnet. Sie befindet sich somit in dem Bereich der Ringnut 21, der die größte Nuttiefe besitzt, also den Maximalabstand 32. Dieser Maximalabstand 32 kann nun entsprechend einer bevorzugten Ausgestaltung gleich groß gewählt sein wie ein Durchmesser 43 des Querschnitts 27 der Ringdichtung 22, wobei dieser Durchmesser 43 parallel zum Abstand zwischen Nutgrund 26 und Zylinder 11 gemessen ist. Der Durchmesser 48 ist parallel zum Abstand 32 gemessen, da der ursprünglich kreisförmige Querschnitt der Ringdichtung 22 unter radialer Spannung, die auch im Zustand der Fig. 6 vorliegen kann, mehr oder weniger oval bzw. elliptisch verformt wird. Da die Herstellung der Ringnut 21 und die Herstellung der Ringdichtung 22 Herstellungstoleranzen ausgesetzt sind, ist die Formulierung "gleich groß" dahingehend zu verstehen, dass der Maximalabstand 32 im Rahmen üblicher Herstellungstoleranzen gleich groß ist wie der Durchmesser 43. Toleranzbedingte Abweichungen können daher auftreten und sollen ebenfalls erfasst sein. Durch die hier vorgeschlagene spezielle Ausführungsform kommt es zwischen der Ringdichtung 22 und dem Zylinder 11 zu einer quasi kraftfreien Berührung oder gerade zu keiner Berührung. Folglich ist die Reibung bei stehendem Kolben 10 und rotierender Spindel 3 zwischen Ringdichtung 22 und Zylinder 11 minimal. Ebenso ist es möglich, den Maximalabstand 32 größer als den Durchmesser 43 der Ringdichtung 22 zu wählen.

[0026] Im Beispiel ist das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 in der Axialrichtung 49, also parallel zur Rotationsachse 6 zumindest 20% größer als das Querschnittsprofil 27 der Ringdichtung 22 in der gleichen Richtung, also parallel zur Rotationsachse 6. Zweckmäßig ist das Querschnittsprofil 24 der Ringnut 21 parallel zur Rotationsachse 6 maximal 50% größer als das Quer-

schnittsprofil 27 der Ringdichtung 22.

[0027] Bei der in Fig. 7 gezeigten Ausführungsform ist der mittlere Bereich 31 so ausgestaltet, dass er sich geradlinig und parallel zur Axialrichtung 49 und somit parallel zur Rotationsachse 6 erstreckt. Insoweit besitzt die Ringnut 21 im mittleren Bereich 31 in der Axialrichtung 49 einen konstanten Abschnitt im Querschnittsprofil 24. Die beiden Endbereiche 33, 34 sind gekrümmt und gehen dabei tangential in den geradlinigen mittleren Bereich 31 über. Insbesondere können die Endbereiche 33, 34 kreisbogenförmig gekrümmt sein, wobei sie dann jeweils einen Radius 50 bzw. 51 aufweisen. Die beiden Radien 50, 51 sind zweckmäßig gleich groß; sie können jedoch auch unterschiedlich groß sein. Der jeweilige Radius 50, 51 ist größer als der Radius 38 des Querschnittsprofils 27 der Ringdichtung 22, das zumindest im entspannten Zustand der Ringdichtung 22 vorliegt. Die Endabschnitte 33, 34 bilden dadurch Rampen, entlang denen die Ringdichtung 22 radial nach außen angehoben wird, wenn sich die Ringdichtung 22 innerhalb der Ringnut 21 vom mittleren Bereich 31 in einen der Endbereiche 33, 34 bewegt.

[0028] Zur Stromversorgung des Elektromotors 7 kann der Bohrhämmer 1 mit einem hier nicht gezeigten Kabel an ein Stromnetz angeschlossen werden. Ebenso ist es möglich, den Bohrhämmer 1 mit einem Akku auszustatten, wodurch der Bohrhämmer 1 unabhängig von einem Stromnetz betrieben werden kann. Ein derartiger Akku ist in Fig. 1 jedoch nicht dargestellt. Er schließt sich üblicherweise bezogen auf die Darstellung in Fig. 1 unten an das Gehäuse 2 an.

[0029] Mit Bezug auf die Fig. 3-5 wird im Folgenden die Funktionsweise des hier vorgestellten Bohrhammers 1 bzw. der speziellen Ausgestaltung der Ringnut 21 näher erläutert.

[0030] Fig. 3 repräsentiert einen Betriebszustand, bei dem mit Hilfe der Schlagabschaltung 8 der Schlagbetrieb deaktiviert ist. In der Folge führt der Kolben 10 relativ zum Zylinder 11 keine Hubbewegungen aus; der Kolben 10 steht. In diesem Fall positioniert sich die Ringdichtung 22 automatisch innerhalb der Ringnut 21 im mittleren Bereich 31, in dem der Maximalabstand 32 herrscht. In der Folge besitzt die Ringdichtung 22 einen minimalen Außendurchmesser 44, der gegenüber der rotierenden Spindel 3 eine minimale Reibung erzeugt. Bei deaktiviertem Schlagwerk 4 nimmt die Ringdichtung 22 diese mittlere Position automatisch ein, da die Endbereiche 33, 34 wie Rampen wirken, welche die Ringdichtung 22 in den mittleren Bereich 33 zentrieren. Angetrieben wird die Ringdichtung 22 dabei durch die innere Vorspannung der Ringdichtung 22, die diese erfährt, wenn sie in den Endbereichen 33, 34 durch die Rampenwirkung aufgeweitet wird. Dieser Zustand gemäß Fig. 3 kann auch bei aktiviertem Schlagbetrieb auftreten, und zwar immer dann, wenn der Kolben 10 beim Durchfahren eines seiner Totpunkte die Bewegungsrichtung umkehrt und vorübergehend steht.

[0031] In den Fig. 4 und 5 sind Zustände wiedergege-

ben, die auftreten, wenn der Kolben 10 Hubbewegungen durchführt. Dies ist dann der Fall, wenn mittels der Schlagabschaltung 8 der Schlagbetrieb aktiviert ist und somit das Schlagwerk 4 eingeschaltet ist. Diese Hubbewegungen treten dann zwischen den Totpunkten des Kolbens 10 bzw. der Kolbenbewegung auf.

[0032] Fig. 4 zeigt dabei die Situation während eines vom Werkzeughalter 5 weg gerichteten Hubs 45. Aufgrund von Trägheitskräften und/oder aufgrund der Reibung zwischen Ringdichtung 22 und Zylinder 11 wird dabei die Ringdichtung 22 innerhalb der Ringnut 21 entgegen der Hubrichtung 45 axial verstellt, wodurch sie in den Bereich 33 bewegt wird, der der Werkzeugaufnahme 5 zugewandt ist. In Fig. 4 ist der Hub 45 nach rechts orientiert, so dass die Ringdichtung 22 in den linken Endbereich 33 verstellt ist. Sie kommt dabei an der linken Flanke 25 der Ringnut 21 zur Anlage. Da in diesem Endbereich 33 der kleinere Abstand 35 wirksam ist, kommt es zu einer radialen Aufweitung der Ringdichtung 22, so dass diese in der Folge einen Außendurchmesser 46 aufweist, der größer ist als der in Fig. 3 gezeigte Außendurchmesser 44, den die Ringdichtung 22 bei ruhendem Kolben 10 aufweist.

[0033] Im Unterschied dazu zeigt Fig. 5 die Situation bei einem in Richtung zur Werkzeugaufnahme 5 orientierten Hub 47. Die an der Ringdichtung 22 wirksamen Kräfte verstellen nun mehr die Ringdichtung 22 innerhalb der Ringnut 21 in einer von der Werkzeugaufnahme 5 weggerichteten Richtung, also wieder entgegen dem Hub 47. In Fig. 5 ist der Hub 47 nach links orientiert. Dementsprechend bewegt sich die Ringdichtung 22 innerhalb der Ringnut 21 nach rechts, also in den rechten Endbereich 34. Auch dort kommt es aufgrund des reduzierten Abstands 35 im Endbereich 34 zu einer radialen Aufweitung der Ringdichtung 22, wodurch dann wieder ein Durchmesser 48 vorliegt. Auch dieser Durchmesser 48 ist größer als der in Fig. 3 gezeigte Durchmesser 44, der bei ruhendem Kolben 10 vorliegt. Zweckmäßig sind die beiden größeren Durchmesser 46 und 48 gleich groß, was insbesondere bei einer symmetrischen Ausgestaltung der Ringnut 21 der Fall ist.

[0034] Die beim Schlagbetrieb sich automatisch einstellenden größeren Durchmesser 46, 48 erhöhen die Anpressung der Ringdichtung 22 am Zylinder 11 und verbessern dadurch die Dichtungswirkung und somit die Leistungsfähigkeit des Schlagwerks 4 bzw. des Bohrhammers 1.

50 Patentansprüche

1. Handgeführter Bohrhämmer,

- mit einer Spindel (3), die im Bohrbetrieb eine Werkzeugaufnahme (5) um eine Rotationsachse (6) rotierend antreibt,
- mit einem pneumatischen Schlagwerk (4), das im Schlagbetrieb gegen ein in die Werkzeugauf-

nahme (5) eingesetztes Werkzeug hämmert,
 - wobei das Schlagwerk (4) einen Kolben (10) aufweist, der im Schlagbetrieb in einem in der Spindel (3) ausgebildeten Zylinder (11) Hubbewegungen (12) parallel zur Rotationsachse (6) ausführt,
 - wobei der Kolben (10) zumindest eine Ringnut (21) aufweist, in der eine Ringdichtung (22) mit einem im Wesentlichen kreisförmigen Querschnittsprofil (27) angeordnet ist,

dadurch gekennzeichnet,

- **dass** die Ringnut (21) ein Querschnittsprofil (24) aufweist, das parallel zur Rotationsachse (6) größer ist als das Querschnittsprofil (27) der Ringdichtung (22) und das am Nutgrund (26) einen Bereich (31) mit einem Maximalabstand (32) vom Zylinder (11) und zumindest einen Bereich (33, 34) mit kleineren Abständen (35) vom Zylinder (11) aufweist, die kleiner sind als der Maximalabstand (32),
 - **dass** die Ringdichtung (22) in der Ringnut (21) parallel zur Rotationsachse (6) beweglich ist, so dass sie bei bewegtem Kolben (10) eine Position einnehmen kann, in der eine kleinere Nuttiefe vorliegt.

2. Bohrhammer nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Querschnittsprofil (24) der Ringnut (21) parallel zur Rotationsachse (6) beiderseits des einen Bereichs (31) mit dem Maximalabstand (32) je einen Bereich (33, 34) mit den kleineren Abständen (35) aufweist.
3. Bohrhammer nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Querschnittsprofil (24) der Ringnut (21) bezüglich einer senkrecht zur Rotationsachse (6) verlaufenden Symmetrieebene spiegelsymmetrisch ausgestaltet ist.
4. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Maximalabstand (32) im Rahmen von Herstellungstoleranzen gleich groß ist wie oder größer ist als ein parallel zum Abstand gemessener maximaler Durchmesser (43) des Querschnitts (27) der Ringdichtung (22).
5. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet,
 - **dass** der eine Bereich (31) mit dem Maximalabstand (32) zur Ringdichtung (22) hin konkav gekrümmt ist,
 - wobei insbesondere vorgesehen sein kann,

dass der Bereich (31) mit dem Maximalabstand (32) mit einem Bogenradius (37), der größer ist als ein Kreisradius (38) des kreisförmigen Querschnittsprofils (27) der Ringdichtung (22), kreisbogenförmig gekrümmt ist.

6. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass sich der eine Bereich (31) mit dem Maximalabstand (32) geradlinig parallel zur Rotationsachse (6) erstreckt.
7. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
 - **dass** der jeweilige Bereich (33, 34) mit den kleineren Abständen (35) geradlinig ist oder einen geradlinigen Abschnitt (39, 40) aufweist, oder
 - **dass** der jeweilige Bereich (33, 34) mit den kleineren Abständen (35), insbesondere kreisbogenförmig, gekrümmt ist oder einen gekrümmten, insbesondere kreisbogenförmigen, Abschnitt aufweist.
8. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet,
dass der jeweilige Bereich (33, 34) mit den kleinen Abständen (35) tangential in den Bereich (31) mit dem Maximalabstand (32) übergeht.
9. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Querschnittsprofil (24) der Ringnut (21) parallel zur Rotationsachse (6) mindestens 20% und/oder maximal 50% größer ist als das Querschnittsprofil (27) der Ringdichtung (22).
10. Bohrhammer nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet,
 - **dass** ein Akku zur Stromversorgung des Elektromotors (7) zum Antreiben der Spindel (3) und/oder des Schlagwerks (4) vorgesehen ist, und/oder
 - **dass** eine Schlagabschaltung (8) vorgesehen ist, die einen Bohrbetrieb ohne Schlagbetrieb ermöglicht.

Claims

1. A hammer drill,
 - having a spindle (3), which drives a tool receptacle (5) in a rotating manner about an axis of rotation (6), during drilling operation,
 - having a pneumatic hammer mechanism (4),

which hammers against a tool inserted into the tool receptacle (5), during hammering operation,
 - wherein the hammer mechanism (4) has a piston (10), which executes reciprocating movements (12) parallel to the axis of rotation (6) in a cylinder (11) constructed in the spindle (3), during hammering operation,
 - wherein the piston (10) has at least one annular groove (21), in which an annular seal (22) with an essentially circular cross-sectional profile (27) is arranged,

characterised

- **in that** the annular groove (21) has a cross-sectional profile (24), which is larger parallel to the axis of rotation (6) than the cross-sectional profile (27) of the annular seal (22) and which at the groove base (26) has a region (31) with a maximum spacing (32) from the cylinder (11) and at least one region (33, 34) with smaller spacings (35) from the cylinder (11), which are smaller than the maximum spacing (32),
 - **in that** the annular seal (22) is movable in the annular groove (21) parallel to the axis of rotation (6), so that it can assume a position in the case of a moved piston (10), in which a smaller groove depth is present.
- 2. The hammer drill according to Claim 1, **characterised in that** the cross-sectional profile (24) of the annular groove (21) has one region (33, 34) with the smaller spacings (35) in each case on both sides of the one region (31) with the maximum spacing (32) parallel to the axis of rotation (6).
- 3. The hammer drill according to Claim 2, **characterised in that** the cross-sectional profile (24) of the annular groove (21) is configured mirror symmetrically with respect to a plane of symmetry running perpendicularly to the axis of rotation (6).
- 4. The hammer drill according to one of Claims 1 to 3, **characterised in that** the maximum spacing (32) in the context of production tolerances is the same size as or is larger than a maximum diameter (43) of the cross section (27) of the annular seal (22), measured parallel to the spacing.
- 5. The hammer drill according to one of Claims 1 to 4, **characterised**
 - **in that** the one region (31) with the maximum spacing (32) is concavely curved towards the annular seal (22),
 - wherein it can be provided in particular that the region (31) with the maximum spacing (32) is curved in a circular manner with an arc radius

(37), which is larger than a circle radius (38) of the circular cross-sectional profile (27) of the annular seal (22).

- 6. The hammer drill according to one of Claims 1 to 4, **characterised in that** the one region (31) with the maximum spacing (32) extends in a straight line parallel to the axis of rotation (6).
- 7. The hammer drill according to one of Claims 1 to 6, **characterised**
 - **in that** the respective region (33, 34) with the smaller spacings (35) is straight or has a straight-line section (39, 40), or
 - **in that** the respective region (33, 34) with the smaller spacings (35) is curved, particularly in a circular manner, or has a curved, particularly circular, section.
- 8. The hammer drill according to one of Claims 1 to 7, **characterised in that** the respective region (33, 34) with the small spacings (35) merges tangentially into the region (31) with the maximum spacing (32).
- 9. The hammer drill according to one of Claims 1 to 8, **characterised in that** the cross-sectional profile (24) of the annular groove (21) parallel to the axis of rotation (6) is at least 20% and/or at most 50% larger than the cross-sectional profile (27) of the annular seal (22).
- 10. The hammer drill according to one of Claims 1 to 9, **characterised**
 - **in that** a rechargeable battery is provided for power supply of the electric motor (7) for driving the spindle (3) and/or the hammer mechanism (4), and/or
 - **in that** a hammer shut-off (8) is provided, which enables drilling operation without hammering operation.

Revendications

- 1. Marteau perforateur portatif,
 - comportant une broche (3), qui en mode de perçage entraîne rotativement un réceptacle d'outil (5) autour d'un axe de rotation (6),
 - comportant un mécanisme de percussion pneumatique (4), qui en mode de percussion martèle contre un outil inséré dans le réceptacle d'outil (5),
 - dans lequel le mécanisme de percussion (4) présente un piston (10), qui en mode de percussion exécute dans un cylindre (11) réalisé dans

la broche (3) des mouvements de levage (12) parallèlement à l'axe de rotation (6),

caractérisé en ce que

- la rainure annulaire (21) présente un profil de section transversale (24), qui est plus grand parallèlement à l'axe de rotation (6) que le profil de section transversale (27) du joint d'étanchéité annulaire (22) et qui présente sur le fond de rainure (26) une zone (31) avec un espacement maximal (32) par rapport au cylindre (11) et au moins une zone (33, 34) avec des plus petits espacements par rapport au cylindre (11), qui sont plus petits (35) que l'espacement maximal (32),
- le joint d'étanchéité annulaire (22) dans la rainure annulaire (21) est mobile parallèlement à l'axe de rotation (6), de sorte qu'il puisse adopter une position lorsque le piston est déplacé (10), dans laquelle une profondeur de rainure plus petite est présente.

2. Marteau perforateur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le profil de section transversale (24) de la rainure annulaire (21) présente parallèlement à l'axe de rotation (6) des deux côtés d'une zone (31) avec l'espacement maximal (32) une zone respective (33, 34) avec les espacements plus petits (35).

3. Marteau perforateur selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le profil de section transversale (24) de la rainure annulaire (21) est conçu symétriquement par rapport à un plan de symétrie s'étendant perpendiculairement à l'axe de rotation (6).

4. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** l'espacement maximal (32) dans le cadre des tolérances de fabrication est identique à ou plus grand qu'un diamètre (43) maximal mesuré parallèlement par rapport à l'espacement de la section transversale (27) du joint d'étanchéité annulaire (22).

5. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** :

- une des zones (31) avec l'espacement maximal (32) est incurvée de manière concave dans la direction du joint d'étanchéité annulaire (22),
- dans lequel il peut notamment être prévu que la zone (31) avec l'espacement maximal (32) soit incurvée en forme d'arc de cercle avec un rayon de courbure (37), qui est plus grand que le rayon circulaire (38) du profil de section transversale circulaire (27) du joint d'étanchéité annulaire (22).

6. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** :

une des zones (31) avec l'espacement maximal (32) s'étend en ligne droite parallèlement à l'axe de rotation (6).

7. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** :

- la zone respective (33,34) avec les espacements plus petits (35) est en ligne droite ou présente une portion en ligne droite (39,40) ou
- la zone respective (33,34) avec les espacements plus petits (35) est incurvée, notamment en forme d'arc de cercle ou présente une portion incurvée, notamment en forme d'arc de cercle.

8. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** la zone respective (33,34) avec les espacements plus petits (35) aboutit tangentiellement à la zone avec l'espacement maximal (32).

9. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** le profil de section transversale (24) de la rainure annulaire (21) parallèlement à l'axe de rotation (6) est plus grand d'au moins 20 % et/ou au maximum de 50 % que le profil de section transversale (27) du joint d'étanchéité annulaire (22).

10. Marteau perforateur selon une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que**

- un accumulateur pour l'alimentation électrique du moteur électrique (7) afin d'entraîner la broche (3) et/ou le mécanisme de percussion (4) est prévu, et/ou
- une mise hors service de percussion (8) est prévue, qui permet un mode de perçage sans mode de percussion.

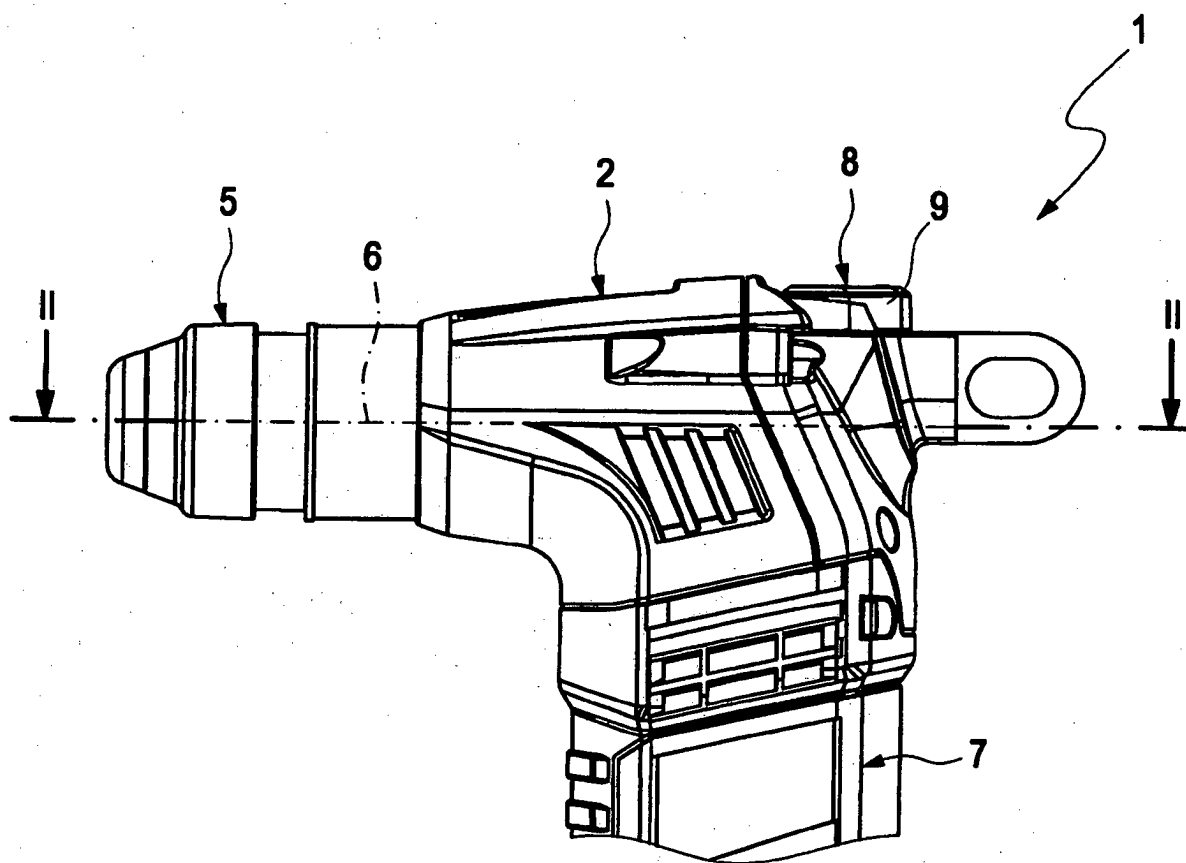


Fig. 1

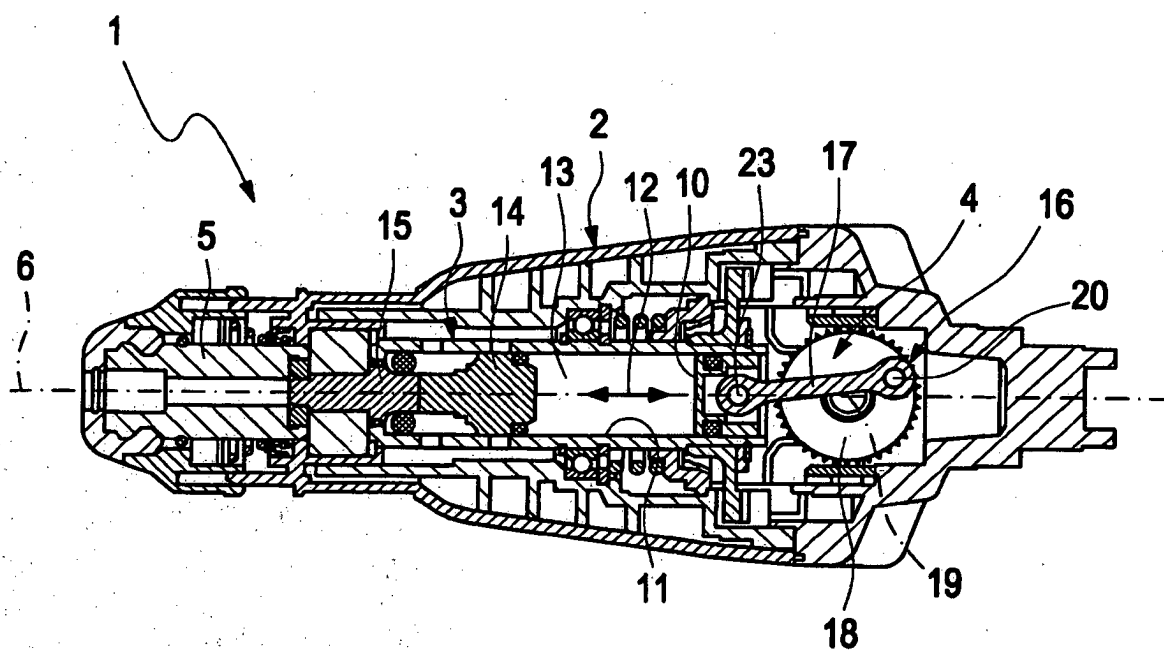


Fig. 2

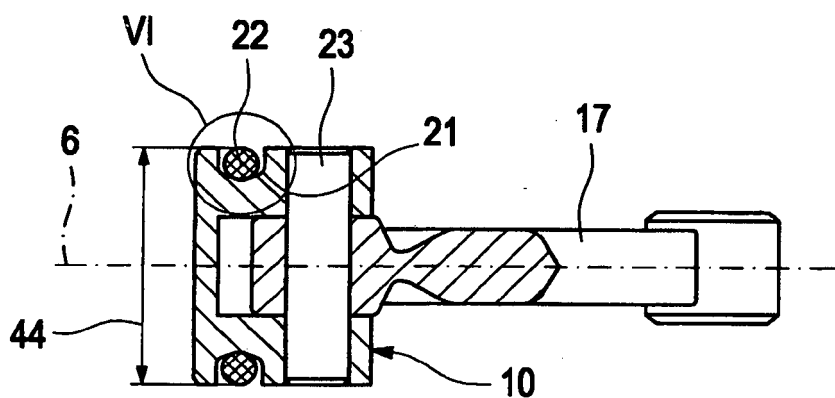


Fig. 3

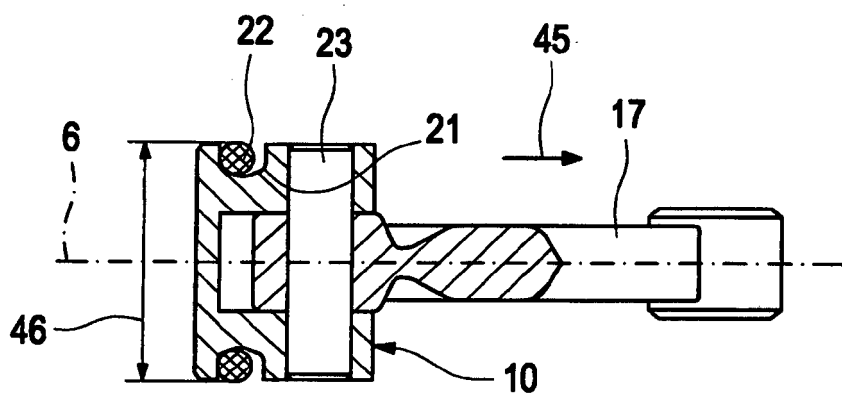


Fig. 4

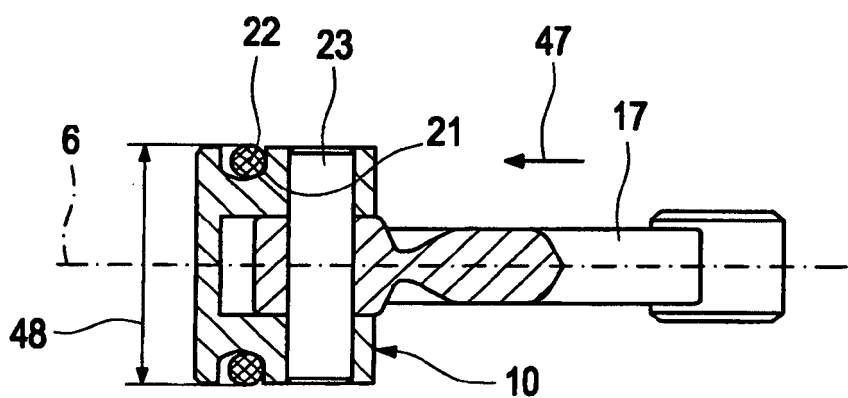


Fig. 5

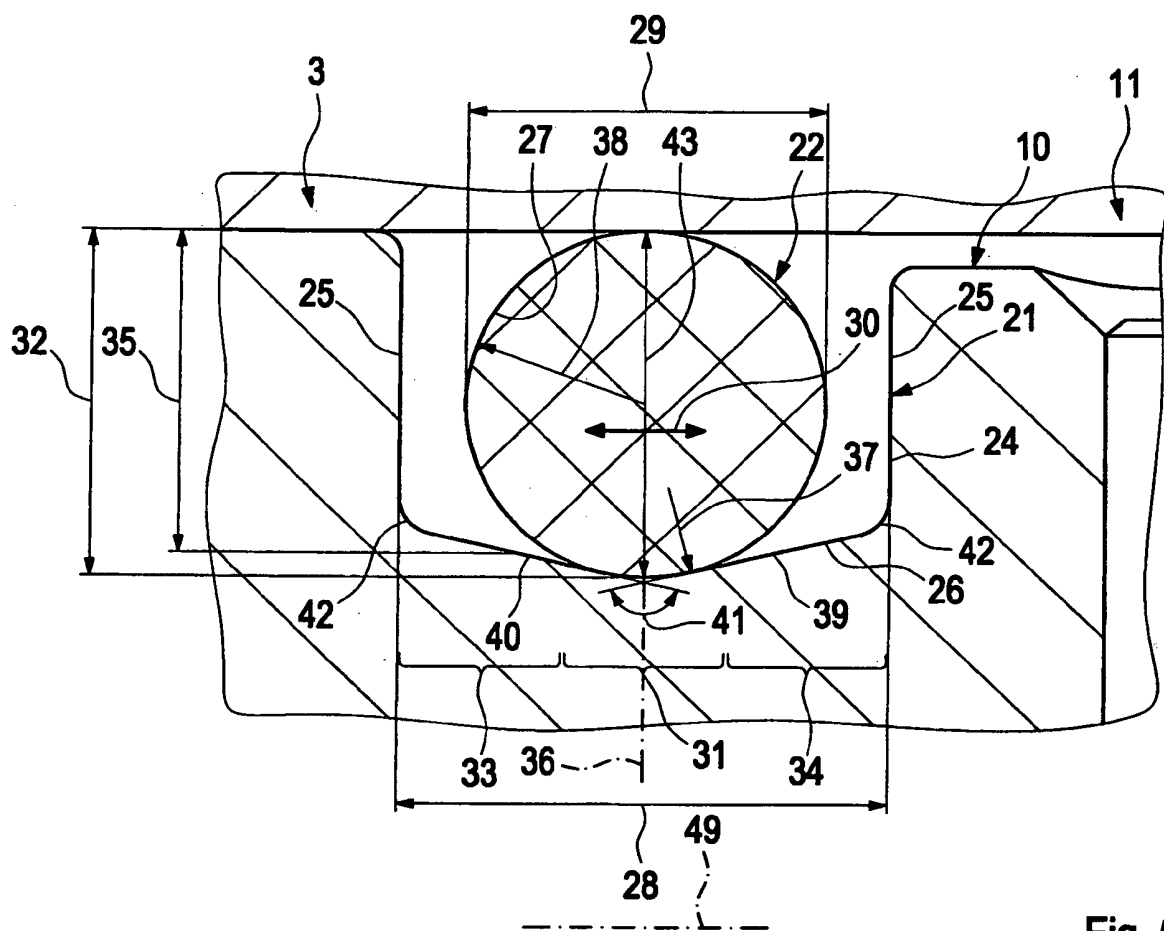


Fig. 6

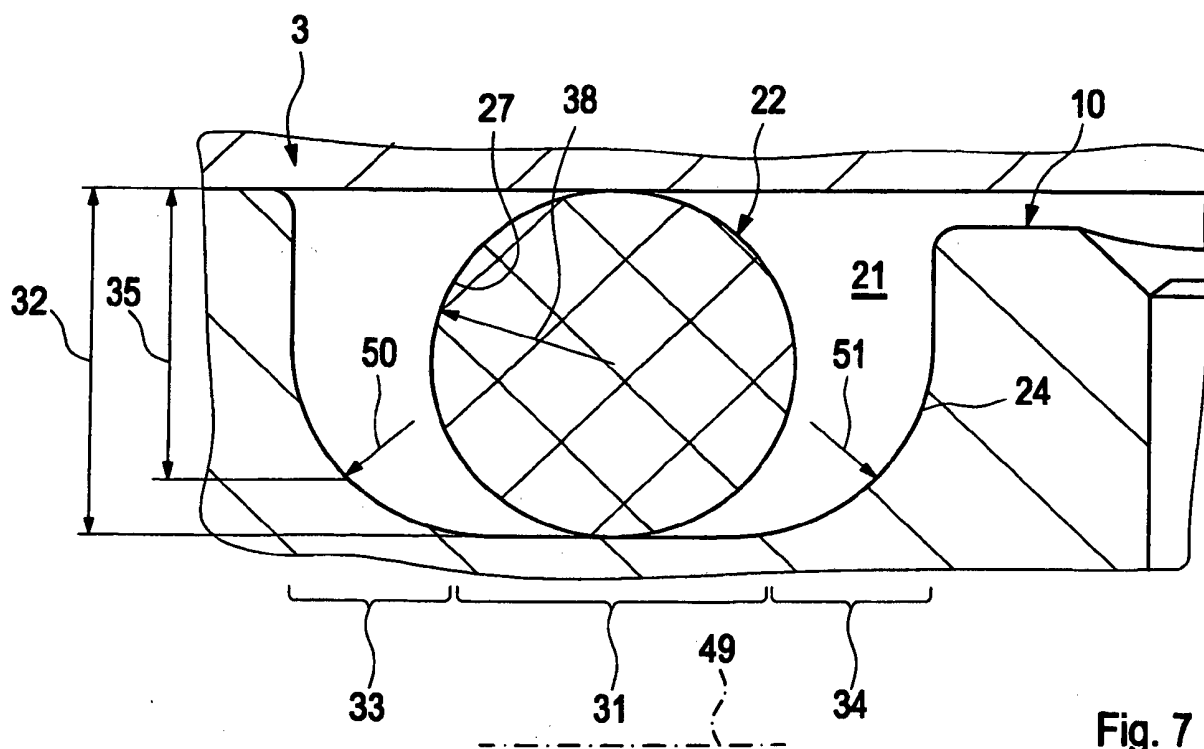


Fig. 7

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 4192391 A [0001]