



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



⑪ Veröffentlichungsnummer: **0 404 035 B1**

⑫

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

⑯ Veröffentlichungstag der Patentschrift: **31.08.94**

⑮ Int. Cl. 5: **B25B 21/00**

⑯ Anmeldenummer: **90111491.8**

⑯ Anmeldetag: **19.06.90**

⑮ **Kraftschrauber.**

⑯ Priorität: **22.06.89 DE 3920471**

⑯ Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**27.12.90 Patentblatt 90/52**

⑯ Bekanntmachung des Hinweises auf die  
Patenterteilung:  
**31.08.94 Patentblatt 94/35**

⑯ Benannte Vertragsstaaten:  
**ES FR GB IT SE**

⑯ Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 092 127**  
**EP-A- 0 329 852**  
**DE-A- 1 478 973**  
**US-A- 3 430 521**

⑯ Patentinhaber: **Wagner, Paul-Heinz**  
**Haus Nr. 70**  
**D-53804 Much-Birrenbachshöhe (DE)**

⑯ Erfinder: **Koppatsch, Wolfgang**  
**Jenastrasse 42**  
**D-5205 St. Augustin 2 (DE)**

⑯ Vertreter: **Selting, Günther, Dipl.-Ing. et al**  
**Patentanwälte**  
**von Kreisler, Selting, Werner**  
**Postfach 10 22 41**  
**D-50462 Köln (DE)**

**EP 0 404 035 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 eingeleitet, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Kraftschrauber nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Es ist bekannt zum Anziehen und Lösen von Schrauben elektrische oder druckmittelbetriebene Kraftschrauber einzusetzen. Da die zu drehende Schraube beim Eindrehen in den Gewindegang zunächst dem Kraftschrauber nur einen geringen Widerstand entgegengesetzt, ist es zweckmäßig, die Schraube erst in einem Schnellgang mit hoher Drehzahl und kleinem Drehmoment zu drehen. Sobald sich der Widerstand der Schraube wesentlich erhöht hat, sollte der Kraftschrauber mit kleinerer Drehzahl und höherem Drehmoment angetrieben werden, um die Schraube festzuziehen. Dagegen ist beim Lösen einer Schraube zunächst ein hohes Drehmoment erforderlich und anschließend ein geringeres Drehmoment, bei dem mit höherer Drehzahl gearbeitet werden kann.

Bekannt sind motorisch angetriebene Kraftschrauber, bei denen die Drehzahl und das mit der Drehzahl verbundene Drehmoment in Abhängigkeit von dem Schraubmoment manuell oder automatisch umgeschaltet werden kann. Bei Kraftschraubern mit automatischer Umschaltung, die mit einem Hydraulikmotor angetriebenen werden, wird der Vorlaufdruck gemessen und der Kraftschrauber auf höheres Drehmoment umgeschaltet, wenn der Vorlaufdruck einen bestimmten Grenzwert übersteigt. Bei elektromotorisch angetriebenen Kraftschraubern erfolgt die automatische Umschaltung des Schraubmomentes in Abhängigkeit von dem aufgenommenen Strom.

Ferner sind Kraftschrauber bekannt, die eine Ratschenkupplung aufweisen. Bei niedrigem Schraubmoment ist die Ratschenkupplung eingekuppelt, so daß die Ausgangswelle über die Ratschenkupplung mit einer hohen Drehzahl gedreht wird. Wenn ein bestimmtes Grenzdrehmoment überschritten ist, rastet die Ratschenkupplung aus und die Ausgangswelle wird von einer langsamer drehenden Welle mitgenommen. Nachteilig ist hierbei, daß die Ratschenkupplung während des Arbeitens mit hohem Drehmoment starken mechanischen Belastungen ausgesetzt ist und ständig Schläge erzeugt.

Bei den bekannten motorgetriebenen Kraftschraubern erfolgt die erforderliche Untersetzung der hohen Drehzahl der Motorausgangswelle über mehrere konventionelle Getriebestufen mit seitlich zueinander versetzt gelagerten Zahnrädern. Die Getriebestufen haben ein relativ großen Raumbedarf und verhältnismäßig hohes Gewicht.

Ferner ist ein Kraftschrauber bekannt (DE 37 20 633 A1), der drei zwischen einer Antriebswelle und einer Abtriebswelle in Reihe angeordnete Planetengetriebe aufweist. Die Ringräder der eingangs- und

ausgangsseitigen Planetengetriebe sind in dem Gehäuse des Kraftschraubers sowohl axial verschiebbar als auch drehbar gelagert, wobei das Ringrad des eingangsseitigen Planetengetriebes durch eine 5 Kupplung in einer ersten Stellung am Planetenradträger und in einer zweiten Stellung am Gehäuse festlegbar ist. Bei geringem Schraubmoment befindet sich die Kupplung in der ersten Stellung, so daß das Ringrad des eingangsseitigen Planetengetriebes reibschlüssig am Planetenträger festgelegt 10 ist und zusammen mit diesem mit derselben relativ hohen Drehzahl rotiert.

Bei Überschreiten eines bestimmten Schraubmoments wird die Kupplung durch einen durch Federn vorgespannten Nockenmechanismus in die 15 zweite Stellung bewegt. Dadurch wird das Ringrad des eingangsseitigen Planetengetriebes gegen Drehung im Gehäuse blockiert und die Klemmkraft zwischen Ringrad und Planetenträger aufgehoben. Der Planetenträger dreht sich folglich mit relativ 20 geringer Drehzahl. Ferner weist der Kraftschrauber noch eine zweite, als Rutschkupplung ausgebildete Kupplung auf, die bei Überschreiten eines maximalen Schraubmoments die Drehmomentübertragung unterbricht.

Nachteilig ist, daß der Schaltmechanismus zum 25 Umschalten des Übersetzungsverhältnisses der eingangsseitigen Getriebestufe relativ aufwendig ist. So sind die Ringräder der Planetengetriebe sowohl drehbeweglich als auch axial verschiebbar in dem Gehäuse gelagert und müssen durch einen 30 komplizierten Mechanismus derart gegeneinander verschoben werden, daß sich das Ringrad des eingangsseitigen Planetengetriebes entweder am Gehäuse oder am Planetenträger festlegen läßt. Die Kupplung, die das Ringrad des eingangsseitigen Planetengetriebes am Planetenträger bzw. am Gehäuse festlegt, bildet mit dem Planetengetriebe eine bauliche Einheit, so daß der Aufbau des 35 Schaltmechanismus relativ kompliziert ist. Ferner müssen die axial beweglichen Teile mit geringen Fertigungstoleranzen hergestellt werden. Es besteht die Gefahr, daß die axial verschiebbar gelagerten Teile sich in ihren Führungen verklemmen 40 und den Schaltmechanismus blockieren.

Ein Kraftschrauber mit einem drehmomentabhängigen Schaltgetriebe, der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art ist aus US-A-3 430 521 bekannt. Der bekannte Kraftschrauber weist eine erste ein Planetengetriebe enthaltene 45 Getriebestufe und eine in Reihe mit der ersten Getriebestufe angeordnete zweite Getriebestufe auf. Die Getriebestufen bilden zwei parallele Antriebszweige, die ständig mitlaufen. Über eine erste Kupplung kann der erste Antriebszweig an die 50 Abtriebswelle des Kraftschrauber und über eine zweite Kupplung kann der zweite Antriebszweig an die Abtriebswelle angekuppelt werden. Die Kupplungen

weisen einen Kupplungskörper auf, der aus zwei miteinander gekoppelten, gegenläufigen Kupplungssteilen besteht, die auf der Abtriebswelle in Axialrichtung verschiebbar gelagert sind und mit entsprechenden Kupplungssteilen der beiden Kupplungszweige in Eingriff gebracht werden können. Die Kupplungsflächen der Kupplungssteile sind zahnförmig ausgebildet. Bei Überschreiten eines bestimmten Grenzdrehmoments wird das innere Kupplungsstein auf der Abtriebswelle zurückgedrückt, so daß die eine Kupplung ausgekuppelt ist. Gleichzeitig wird das äußere Kupplungsstein, das an das innere Kupplungsstein gekoppelt ist, vorgeschoben, so daß die andere Kupplung eingekuppelt ist und sich die Abtriebswelle mit kleinerer Drehzahl und größerem Drehmoment dreht.

Nachteilig ist bei dem bekannten Kraftschrauber, daß ein relativ aufwendiger Mechanismus erforderlich ist, um den Kraftschrauber aus der Getriebestellung mit kleinerer Drehzahl und größerem Drehmoment wieder in die Getriebestellung mit größerer Drehzahl und kleinerem Drehmoment zurückzuschalten zu können.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Kraftschrauber der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art zu schaffen, der einen einfachen Aufbau hat und störungsfrei arbeitet.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt erfundungsgemäß mit den im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmalen.

Bei dem erfundungsgemäßen Kraftschrauber stehen zur Übertragung des Drehmoments zwei separate Antriebszweige mit unterschiedlichem Übersetzungsverhältnis zur Verfügung, die ständig mitlaufen. In Abhängigkeit vom Schraubmoment kann dann wahlweise auf den einen oder den anderen Antriebszweig zugegriffen werden, um die Abtriebswelle mit höherer oder niedriger Drehzahl anzu treiben.

Die Umschaltung erfolgt durch zwei Kupplungen, von denen je eine in einem Antriebszweig angeordnet ist. Das gemeinsame bewegbare Kupplungsstein beider Kupplungen ist derart vorgespannt, daß eine der beiden Kupplungen in Eingriff und die andere Kupplung außer Eingriff ist. Die Drehzahl der Abtriebswelle des Schaltgetriebes wird unabhängig von dem Schraubmoment des Kraftschraubers immer über eine erste Getriebestufe unter setzt. Bei geringem Schraubmoment (Lastmoment) ist der Ausgang der ersten Getriebestufe direkt mit der Abtriebswelle verbunden, so daß die Abtriebswelle mit einer relativ hohen Drehzahl angetrieben wird. Dabei ist die Kraftübertragung über den anderen Antriebszweig unterbrochen. Sobald ein bestimmtes Grenzdrehmoment überschritten wird, nimmt das gemeinsame bewegbare Kupplungsstein die andere Stellung ein. Die Übertragung des Dreh-

moments der Antriebswelle erfolgt nun über die zweite Getriebestufe mit einer geringeren Drehzahl und höherem Drehmoment. Das Umschalten erfolgt ohne externe Steuerung durch eine als Überlastkupplung ausgebildete Umschaltkupplung oder Doppelkupplung, deren Kupplungsstein immer mit einem der Antriebszweige gekoppelt ist und somit niemals leerläuft.

Die Getriebestufen sind einfach aufzubauen, da sie ein festes Übersetzungsverhältnis aufweisen und ein störanfälliger aufwendiger Steuerungsmechanismus zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses mindestens einer der beiden Getriebestufen entfallen kann.

Die Verwendung von Planetengetrieben ermöglicht eine kompakte rohrförmige Bauweise der drehmomentabhängig betätigten Kupplung bei geringem Gewicht. An der Abtriebswelle ist bei dem erfundungsgemäßen Kraftschrauber eine Führungskurve vorgesehen, in die ein an dem Kupplungsstein angebrachtes Führungselement eingreift. Bei Überschreiten des Grenzdrehmomentes wird das gemeinsame Kupplungsstein entgegen der Vorspannung axial verschoben. Die Vorspannung des Kupplungssteils kann durch eine Federvorrichtung oder auch hydraulisch aufgebracht werden. Vorgezugsweise kann diese Vorspannung durch externe Einstellung verändert werden, um die Höhe des Lastmoments, bei dem die Umschaltung erfolgt, verstetzen zu können.

Vorteilhafterweise ist eine der beiden Kupplungen als Kugelkupplung ausgebildet. Bei der Kugelkupplung erfolgt die Kopplung zwischen einem mit dem Planetenträger des ersten Planetengetriebes in Verbindung stehenden Kupplungskörper und dem bewegbaren Kupplungsstein durch federgespannte Kugeln, die gegen eine unruhige Bahn gedrückt werden. Eine solche Kugelkupplung bildet eine Rutschkupplung, bei der der Kupplungskörper und das Kupplungsstein sich relativ zueinander bewegen können. Um im Falle einer solchen Relativbewegung die Belastung der Kupplungskomponenten zu verringern und eine bessere Ausnutzung der Antriebsenergie zu erhalten, ist angrenzend an eine die Ausnehmungen der Kugelkupplung enthaltene Mitnahmehahn eine freie Leerlaufbahn vorgesehen, die die Kugeln aufnimmt, wenn die Kupplung des zweiten Antriebszweiges in Eingriff ist.

Der Planetenträger des ersten Planetengetriebes weist vorteilhafterweise eine koaxial zur Antriebswelle verlaufende Ausgangswelle mit einem sich über die zweite Getriebestufe hinaus erstreckenden Ansatz auf. Die Ausgangswelle kann das Sonnenrad des zweiten nachgeschalteten Planetengetriebes tragen, während der Ansatz mit dem Kupplungskörper der ersten Kupplung verbunden ist. Die koaxiale Anordnung der beiden Getriebestufen und der Kupplungen schafft eine kompakte

Bauform des schaltbaren Getriebes.

Im folgenden werden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung näher erläutert.

Es zeigen:

- Fig. 1 eine Seitenansicht des gesamten Kraftschraubers,
- Fig. 2 ein Funktionsschema eines drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes
- Fig. 3 einen Schnitt durch das drehmomentabhängig betätigte Schaltgetriebe gemäß Fig. 2, dessen zweite Kupplung auf der Abtriebsseite der zweiten Getriebestufe angeordnet ist,
- Fig. 4 eine Draufsicht auf das Schaltgetriebe aus Fig. 3 in teilweiser geschnitten Darstellung,
- Fig. 5 einen Schnitt entlang der Linie V-V von Fig. 3,
- Fig. 6 einen Schnitt entlang der Linie VI-VI von Fig. 3,
- Fig. 7 ein Funktionsschema einer zweiten Ausführungsform des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes,
- Fig. 8 einen Schnitt durch das drehmomentabhängig betätigte Schaltgetriebe gemäß Fig. 7, dessen zweite Kupplung auf der Antriebsseite der zweiten Getriebestufe angeordnet ist,
- Fig. 9 eine Arretievorrichtung zum Blockieren des bewegbaren Kupplungssteils,
- Fig. 10 eine Draufsicht auf ein drehmomentabhängig betätigtes Schaltgetriebe mit einer Arretievorrichtung,
- Fig. 11 eine andere Ausführungsform der ersten Kupplung des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes in geschnitten Darstellung, und
- Fig. 12 einen Schnitt entlang der Linie XII-XII von Fig. 11

Fig. 1 zeigt den gesamten Kraftschrauber in der Seitenansicht. Der Kraftschrauber ist nach Art einer Handbohrmaschine ausgebildet und weist eine Antriebseinrichtung 1 auf, die einen nicht dargestellten Drehmotor enthält. Der Drehmotor kann durch Drücken des Betätigungshebels 2 eingeschaltet werden. Die Antriebseinrichtung 1 ist in einem separaten Gehäuse mit einem Griffstück 3 untergebracht. An dem Gehäuse der Antriebseinrichtung 1 ist ein drehmomentabhängig betätigtes Schaltgetriebe 4 befestigt, dessen Gehäuse 5 gegenüber dem Gehäuse der Antriebseinrichtung 1 drehbar gelagert ist, so daß die Antriebseinrichtung 1 mit dem Griffstück 3 auf eine beliebige Schraubposition verdreht werden kann. Dem drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebe 4 ist ein Planetenradgetriebe nachgeschaltet, das in dem vorde-

ren Gehäuseteil 6 des Kraftschraubers eingesetzt ist. An der Ausgangswelle des Planetenradgetriebes ist ein Kopf 7 befestigt, an dem eine Schlüsselnuß zum Drehen einer Schraube angebracht werden kann. Das vordere Gehäuseteil 6 weist einen Profilabschnitt 8 für die Befestigung eines nicht dargestellten Stützfußes auf, der das vordere Gehäuseteil und das damit verbundene Gehäuse 5 des Schaltgetriebes gegen ein ortfestes Widerlager drückt.

Fig. 2 zeigt das Funktionsschema des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes 4. Das Schaltgetriebe weist eine erste Getriebestufe 21' auf, dessen Ausgangswelle über zwei einzeln einschaltbare Antriebszweige 11,12 die Abtriebswelle 38 des Schaltgetriebes antreibt.

Einer der beiden Antriebszweige enthält eine zweite Getriebestufe 26'. Jeder der beiden Antriebszweige 11,12 ist über eine Kupplung 32,48 zuschaltbar, wobei immer eine der beiden Kupplungen in Eingriff und die andere Kupplung außer Eingriff ist. Beide Kupplungen weisen ein gemeinsames Kupplungsteil 36 auf. Ist die auf der Abtriebsseite der zweiten Getriebestufe 26' angeordnete Kupplung 48 in Eingriff, so wird die Abtriebswelle 38 des Schaltgetriebes mit höherem Drehmoment und niedrigerer Drehzahl angetrieben als wenn die andere Kupplung 32 in Eingriff ist und die zweiten Getriebestufe direkt auf die Abtriebswelle 38 übertragen wird.

Fig. 3 zeigt das gemäß dem Funktionsschema aus Fig. 2 aufgebaute drehmomentabhängig betätigte Schaltgetriebe 4 in geschnittener Darstellung. Das Gehäuse 5 des Schaltgetriebes 4 ist mit einem Kugellager 18 drehbar gegenüber dem Gehäuse der Antriebseinrichtung 1 gelagert. Aus der Stirnwand des Gehäuses der Antriebseinrichtung 1 ragt die von dem Drehmotor angetriebene Antriebswelle 19 in das Innere des Gehäuses 5 hinein. Mit der Antriebswelle 19 ist der wellenförmige Absatz eines Sonnenrades 20 des die erste Getriebestufe 21' bildenden ersten Planetengetriebes 21 drehfest verbunden. Der wellenförmige Absatz des Sonnenrades 20 ist mit den Lagen 23,23' im Gehäuse 5 des Schaltgetriebes gelagert. Die Verzahnung des Sonnenrades 20 ist mit den Verzahnungen der Planetenräder 22 in Eingriff, welche um das Sonnenrad 20 herum angeordnet sind. Die Planetenräder 22 sind in einem Planetenträger 29 gelagert, der auch die Ausgangswelle 24 des ersten Getriebes 21 bildet. Ferner trägt der Planetenträger 29 das Sonnenrad 25 eines zweiten, dem ersten Planetengetriebe 21 nachgeschalteten Planetengetriebes 26, welches die zweite Getriebestufe 26' bildet. Das Sonnenrad 25 des zweiten Planetengetriebes 26 treibt die Planetenräder 27, die ebenso wie die Planetenräder 22 des ersten Planetengetriebes 21

in die Innenverzahnung 17 des Gehäuses 5 greifen. Die Ausgangswelle 24 des Planetenträgers 29 weist einen koaxial im Gehäuse 5 verlaufenden und sich über das zweite Planetengetriebe 26 hinaus erstreckenden wellenförmigen Ansatz 30 auf. Mit den Kugellagern 51,51' ist der Planetenträger 52 des zweiten Planetengetriebes 26 drehbar auf dem wellenförmigen Ansatz 30 gelagert. Mit dem wellenförmigen Ansatz 30 ist der Kupplungskörper 31 der ersten Kupplung 32 drehfest verbunden. Der Kupplungskörper 31 enthält mehrere radial verlaufende Sackbohrungen 50, in denen Kugelrasten 33 eingesetzt sind. In der in Fig. 1 dargestellten Position greifen die Kugeln 34 der Kugelrasten 33 in eine Mitnahmebahn 35 eines bewegbaren Kupplungsteils 36. Das Kupplungsteil 36 wird von einem zylindrischen Ansatz 37 der Abtriebswelle 38 umgeben, welche mit dem Kugellager 54 auf dem wellenförmigen Ansatz 30 und dem Kugellager 53 im Gehäuse 5 gelagert ist.

In der Umfangsfläche des zylindrischen Ansatzes 37 sind zwei Führungskurven 39 in Form einander gegenüberliegender dreieckiger Öffnungen 40 vorgesehen, die in der Aufsicht in Fig. 4 gezeigt sind. In diese Öffnungen ragen die Enden zweier stiftförmiger Führungselemente 41. Durch die Führungskurven 39 und die darin eingreifenden Führungselemente 41 wird erreicht, daß die Abtriebswelle 38 sich stets mit dem Kupplungsteil 36 dreht, wobei jedoch innerhalb der von den Führungskurven 39 gebildeten Öffnungen geringe Relativdrehungen möglich sind. Jede der Öffnungen 40 hat die Form eines gleichschenkligen Dreiecks (Fig.4), dessen Spitze auf die Abtriebswelle 38 gerichtet ist. Die mit dem bewegbaren Kupplungsteil 36 verbundenen Führungselemente 41 werden durch eine sich an dem Planetenträger 52 des zweiten Planetengetriebes 26 abstützende Feder 46 axial in Richtung auf die Spitzen der Dreiecke gedrückt. In der in den Fign. 3 und 4 dargestellten Schnellgangposition laufen die Kugeln 34 der Kugelrasten 33 in der Mitnahmebahn 35 des Kupplungsteils 36, so daß der Kupplungskörper 31 und das Kupplungsteil 36 in Eingriff sind.

Die dreieckförmigen Öffnungen 40 sind bezogen auf die Achse der Abtriebswelle 38 symmetrisch, so daß jede Führungskurve 39 zwei schräge Flanken 40a,40b mit entgegengesetzten Abschrägungen bildet, an denen die Führungselemente 41 entlanggleiten können. Wenn das an der Abtriebswelle 38 auftretende Lastmoment einen bestimmten Grenzwert übersteigt, lösen sich die Führungselemente 41 aus den Spitzen der dreieckigen Führungskurven 39 und gleiten an den Flanken 40a oder 40b entlang, wodurch das Kupplungsteil 36 entgegen der Kraft der Feder 46 in Richtung auf die Antriebswelle 19 verschoben wird. Dabei gleiten die Kugeln 34 der Kugelrasten 33 in eine

seitlich von der Mitnahmebahn 35 an dem Kupplungsteil vorgesehene Leerlaufbahn 47, so daß sich das Kupplungsteil 36 von dem Eingriff mit dem Kupplungskörper 31 löst.

5 An dem Planetenträger 52 des zweiten Planetengetriebes 26 ist ein Kupplungskörper 55 angebracht, der mit dem bewegbaren Kupplungsteil 36 eine zweite Kupplung 48 bildet. Wenn sich das bewegbare Kupplungsteil 36 bei Überschreiten des an der Abtriebswelle 38 auftretenden Lastmoments in Richtung auf den Kupplungskörper 55 der zweiten Kupplung 48 bewegt, sind die Klauen 49, 49' der zweiten Kupplung 48 in Eingriff und die erste Kupplung 32 ist außer Eingriff. In dem Schaltgetriebe ist eine axiale Bohrung 56 vorgesehen, die durch das Sonnenrad 20 des ersten Planetengetriebes und den Planetenträger 29 mit dem wellenförmigen Ansatz sowie die Abtriebswelle 38 verläuft.

10 Fig. 5 zeigt die erste Kupplung 32 im Schnitt, welche aus dem Kupplungskörper 31 und dem verschiebbaren Kupplungsteil 36 gebildet wird. Der Kupplungskörper 31 enthält die Kugelrasten 33, von denen jede eine in der radialen Sackbohrung 50 des Kupplungskörpers 31 enthaltene Feder 60 und die von der Feder 60 nach außen gedrückte Kugeln 34 aufweist. Die Kugeln 34 laufen in der Mitnahmebahn 35, die an der Innenseite des Kupplungskörpers 31 vorgesehen ist. Diese Mitnahmebahn 35 hat einen umfangmäßig variierenden Durchmesser, so daß sich Ausnehmungen 61 ergeben, in die die Kugeln 34 eindringen können. Für jede Kugel 34 ist eine Ausnehmung 61 vorhanden und alle Ausnehmungen sind so angeordnet, daß sich alle Kugeln 34 gleichzeitig in der zugehörigen Ausnehmung befinden können, wie in Fig. 5 dargestellt ist. Solange die Kugeln 34 durch die Kraft der Federn 60 in den Ausnehmungen gedrückt gehalten werden, ist der Kupplungskörper 31 mit dem Kupplungsteil 36 in Eingriff und der zylindrische Ansatz der Abtriebswelle 38 wird über das Führungselement 41 mitgenommen. Da die Kupplung 32 auch dann durchrutschen kann, wenn sich die Kugeln 34 in der Mitnahmebahn befinden und entgegen den Federkräften in die Sackbohrungen 50 gedrückt werden, wird eine erhöhte Sicherheit der Kupplung gegen Beschädigungen erreicht. Ferner wird verhindert, daß beim Schaltvorgang Antriebsstöße übertragen werden.

15

20 Fig. 6 zeigt die an die Mitnahmebahn 35 angrenzende Leerlaufbahn 47. Die Leerlaufbahn 47 hat einen konstanten Durchmesser und weist keine um die Umfangsfläche verteilten Ausnehmungen auf. Wenn das Kupplungsteil 36, das bei geringem Lastmoment in Richtung auf die Abtriebswelle gedrückt wird, sich entgegen der Kraft der Feder 46 in Richtung auf den Kupplungskörper 55 der zweiten Kupplung 48 bewegt, gelangen die Kugeln 34

25

30

35

40

45

50

55

von der Mitnahmebahn 35 in die Leerlaufbahn 47. In diesem Zustand ist der Kupplungskörper 31 rotatorisch von dem Kupplungsteil 36 abgekuppelt, während die Klauen 49,49' der zweiten Kupplung 48 in Eingriff sind.

Der beschriebene Kraftschrauber nach den Figuren 1 - 6 arbeitet wie folgt: Zum Festziehen einer Schraube wird auf den Kopf 7 des Kraftschraubers eine Nuß aufgesetzt, die mit der zu drehenden Schraube verbunden wird. Die Antriebseinrichtung 1 dreht die Antriebswelle 19, wodurch die Planetenräder 22 des ersten Planetengetriebes 21 angetrieben werden. Solange das Schraubmoment noch gering ist, ist die erste Kupplung eingekuppelt und das Drehmoment wird über den Planetenträger 29 des ersten Planetengetriebes 21 direkt auf die Abtriebswelle 38 des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes 4 übertragen. Die Abtriebswelle 38 treibt das dritte nachgeschaltete Planetengetriebe, welches sich in dem vorderen Gehäuseteil 6 befindet und den Kopf 7 mit einer relativ hohen Drehzahl und einem geringen Drehmoment bewegt. Wird der Grenzwert des Lastmoments überschritten, verschiebt sich das gemeinsame Kupplungsteil 36 der beiden Kupplungen 32,48 und die erste Kupplung kommt außer Eingriff. Gleichzeitig wird die zweite Kupplung 48 eingekuppelt. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt nun unter Zwischenschaltung des zweiten Planetengetriebes 26, dessen Planetenträger über das Kupplungsteil 36 die Abtriebswelle 38 des Schaltgetriebes mitnimmt. Die Drehung des Planetenträgers 29 des ersten Planetengetriebes 21 wird durch das zweite nachgeschaltete Planetengetriebe 26 nochmals unterstützt, so daß der Kopf 7 des Kraftschraubers über die Abtriebswelle 38 mit geringerer Drehzahl, aber höherem Drehmoment angetrieben wird. Dieser Antrieb mit höherem Drehmoment und geringerer Drehzahl wird solange fortgesetzt, bis die Schraube festgezogen ist. Dabei erfolgt kein ständiges Hin- und Herschalten zwischen hoher und niedriger Drehzahl.

Fig. 7 zeigt das Funktionsschema eines zweiten Ausführungsbeispiels des drehmomentbetätigten Schaltgetriebes. Im Vergleich zu dem Schaltgetriebe gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel weist das Schaltgetriebe des zweiten Ausführungsbeispiels ebenfalls zwei Planetengetriebe 21,26 und zwei Kupplungen 32,48 auf. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Schaltgetrieben liegt darin, daß bei dem Schaltgetriebe nach dem zweiten Ausführungsbeispiel die zweite Kupplung 48 nicht auf der Abtriebsseite des zweiten Planetengetriebes 26, sondern auf dessen Antriebsseite angeordnet ist.

Fig. 8 zeigt einen Schnitt durch das Schaltgetriebe gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel. Die aus der Antriebseinrichtung 1 vorstehende An-

triebswelle 19 trägt das Sonnenrad 20 des ersten Planetengetriebes 21. Die Außenverzahnung des Sonnenrads 20 ist mit den Innenverzahnungen der Planetenräder 22 in Eingriff, die den Planetenträger 29 bewegen. Der Planetenträger 29 treibt über die erste Kupplung 32 mit den Kugelrasten 33 eine in dem Schaltgetriebe axial drehbare Welle 64, deren der Antriebswelle 19 abgewandtes Endstück mit der Abtriebswelle 38 verzahnt ist. Der Abtriebswelle 38 ist das dritte Planetengetriebe 76 nachgeschaltet, das sich in dem vorderen Gehäuseteil 6 des Kraftschraubers befindet. Bei Überschreiten eines bestimmten Lastmoments an der Abtriebswelle 38 wird das Kupplungsstück 36 der ersten Kupplung 32 verschoben, so daß die erste Kupplung außer Eingriff kommt und die Klauen 49,49' der zweiten Kupplung 48 in Eingriff gelangen, wodurch das Sonnenrad 25 des zweiten Planetengetriebes 26 mitgenommen wird. Das Sonnenrad 25 greift in die Außenverzahnungen der Planetenräder 27 des zweiten Planetengetriebes 26. Solange die erste Kupplung 32 außer Eingriff ist und die zweite Kupplung 48 in Eingriff ist, wird das Sonnenrad 75 des dritten Planetengetriebes 76 von dem Planetenträger 52 des zweiten Planetengetriebes 26 angetrieben. Der Planetenträger 52 weist einen die Welle 64 umschließenden Absatz 73 mit einer Innenverzahnung auf. Die Innenverzahnung des Absatzes 73 ist mit der Außenverzahnung der Welle 64 in Eingriff, so daß die Welle 64 frei mitdreht.

Wenn die erste Kupplung 32 in Eingriff ist, dreht sich die Abtriebswelle 38 mit relativ hoher Drehzahl und geringem Drehmoment. Wird die erste Kupplung durch Verschieben des Kupplungssteils 36 ausgekuppelt und die zweite Kupplung 48 eingekuppelt, so ist dem ersten Planetengetriebe das zweite Planetengetriebe 26 nachgeschaltet und die Abtriebswelle 38 wird mit geringerer Drehzahl und höherem Drehmoment bewegt.

Die Fig. 9 und 10 zeigen eine Arretievorrichtung 77, mit der das bewegbare Kupplungsstück 36 blockiert werden kann, so daß immer die zweite Kupplung 48 eingekuppelt und die erste Kupplung 32 ausgekuppelt ist und der Kraftschrauber im Lastgang mit relativ großem Drehmoment und kleiner Drehzahl arbeitet. An der Außenseite des Kupplungsgehäuses 5 befindet sich ein Stellring 78. An dem Stellring 78 ist ein in das Gehäuseinnere greifender Stift 79 angebracht, der in einer in der Gehäusewand vorgesehenen Schaltkurve 80 (Fig. 10) geführt ist. An dem in das Gehäuseinnere ragenden Ende des Stifts 79 ist ein Schiebestück 81 mit einer Kugelbahn 82 angebracht. Die in der Kugelbahn 82 befindlichen Kugeln 83 greifen in Ausnehmungen 84 des bewegbaren Kupplungssteils. Durch Verdrehen des Stellrings 78 wird das Schiebestück 81 entgegen der Kraft der Feder 46 auf das Kupplungsstück 55 der zweiten Kupplung

48 zubewegt, so daß die Klauen 49,49' der zweiten Kupplung ineinandergreifen. In dieser Stellung, in der die zweite Kupplung 48 eingekuppelt und die erste Kupplung 32 ausgekuppelt ist, ist das Schiebestück 81 durch die Arretiervorrichtung 77 blockiert. Solange das Schiebestück jedoch in Richtung auf die Abtriebswelle des Schaltgetriebes verschoben ist, können die Kugeln 83 auf dem Schiebestück 81 abrollen, so daß sich das Kupplungsteil 36 frei bewegen kann.

Die Figuren 11 und 12 zeigen eine andere Ausführungsform der ersten Kupplung 32 des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes in geschlitterter Darstellung. Die Kupplung 32 unterscheidet sich von der unter Bezugnahme auf die Figuren 5 und 6 beschriebenen Kupplungen dadurch, daß der Kupplungskörper 31 mit den Federn 60 axial zur Antriebeswelle angeordnet ist. Damit wird eine kompakte Bauform des drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebes erreicht.

Der axial angeordnete Kupplungskörper 31 der ersten Kupplung 32 bildet zusammen mit den Federn 60 und den Kugeln 34 das gemeinsame axial verschiebbare Kupplungsteil 36 für die erste und die zweite Kupplung 32,48.

Das gemeinsame Kupplungsteil 36 ist in die in Fig. 11 dargestellte Schnellgangposition vorgespannt, in der die Klauen 49,49' der zweiten Kupplung 48 außer Eingriff sind und die erste Kupplung 32 eingekuppelt ist. In der Schnellgangposition greifen die durch die Federn 60 vorgespannten Kugeln 34 der ersten Kupplung 32 in halbkugelförmige Ausnehmungen 85 eines Ringstücks 86, das die Abtriebswelle des Kraftschraubers mitnimmt. Wird der Grenzwert des Lastmoments überschritten, verschiebt sich das gemeinsame Kupplungsteil 36 in axialer Richtung, wobei die Klauen 49,49' der zweiten Kupplung 48 in Eingriff kommen und die Kugeln 34 der ersten Kupplung 32 aus den Ausnehmungen 85 des Ringstücks 86 herausrutschen, so daß die erste Kupplung 32 ausgekuppelt wird.

Da die erste Kupplung 32 auch dann durchrutschen kann, wenn sich die Kugeln 34 in den Ausnehmungen 85 des Ringstücks 86 befinden und entgegen den Federkräften in die Sackbohrungen 50 des Kupplungskörpers 31 gedrückt werden, wird eine erhöhte Sicherheit der Kupplung gegen Beschädigung erreicht.

## Patentansprüche

- Kraftschrauber mit einem drehmomentabhängig betätigten Schaltgetriebe, das aufweist
  - eine erste Getriebestufe (21') mit festem Übersetzungsverhältnis, die ein erstes Planetengetriebe (21) enthält,
  - eine in Reihe mit der ersten Getriebestufe (21') angeordnete zweite Getriebestufe

- 5 (26'), die in einem von zwei parallelen Antriebszweigen (11,12) enthalten ist, die beide ständig mitlaufen,
- 10 - und eine erste und zweite Kupplung (32,48) mit einem Kupplungsteil (36), das zwei Stellungen einnehmen kann, auf eine dieser Stellungen vorgespannt ist und bei Überschreiten eines Grenzdrehmoments die andere Stellung einnimmt, wobei der Ausgang der ersten Getriebestufe (21') über den die erste Kupplung (32) enthaltenen ersten Antriebszweig (12) und über den die zweite Kupplung (48) und die zweite Getriebestufe (26') enthaltenen zweiten Antriebszweig (11) an die Abtriebswelle (38) ankuppelbar ist, und in jeder der beiden Stellungen des Kupplungsteils (36) nur eine der beiden Kupplungen (32,48) eingekuppelt ist,
- 15 **dadurch gekennzeichnet,** daß das gemeinsame Kupplungsteil (36) durch mindestens ein in eine Führungskurve (39) eingreifendes Führungselement (41) mit der Abtriebswelle (38) derart gekoppelt ist, daß das gemeinsame Kupplungsteil (36) bei Überschreiten eines Grenzmomentes von der Führungskurve (39) zum Einkuppeln der zweiten Kupplung (48) axial verschoben wird.
- 20 30 **2.** Kraftschrauber nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungskurve (39) eine dreieckige Öffnung (40) begrenzt, gegen deren eine Ecke das Führungselement (41) durch eine axiale Vorspannung gedrückt wird und die, bezogen auf die Achse der Abtriebswelle (38), symmetrisch ist.
- 25 35 **3.** Kraftschrauber nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungskurve (39) an der Abtriebswelle (38) und das Führungselement an dem Kupplungsteil (36) vorgesehen ist.
- 30 40 **4.** Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß in dem zweiten Antriebszweig die zweite Kupplung (48) auf der Abtriebsseite der zweiten Getriebestufe (26') angeordnet ist.
- 45 50 **5.** Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß in dem zweiten Antriebszweig die zweite Kupplung (48) auf der Antriebsseite der zweiten Getriebestufe (26') angeordnet ist.
- 55 **6.** Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kupplung (32) mindestens eine an dem Kupp-

- lungsteil (36) vorgesehene Kugelraste (33) aufweist, deren Kugel (34) in eine mit Ausnehmungen (61) versehene Mitnahmebahn (35) eines mit dem Planetenträger (29) des ersten Planetengetriebes (21) verbundenen Kupplungskörpers (31) eingreift. 5
7. Kraftschrauber nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kupplung (32) angrenzend an die Mitnahmebahn (35) des Kupplungskörpers (31) eine Leerlaufbahn (47) aufweist, die die Kugeln (34) aufnimmt, wenn die zweite Kupplung (48) in Eingriff ist. 10
8. Kraftschrauber nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenträger (29) des ersten Planetengetriebes eine koaxial zur Antriebswelle (19) verlaufende Ausgangswelle (24) aufweist, die einen sich über die zweite Getriebestufe hinaus erstreckenden Ansatz (30) aufweist, an dem der Kupplungskörper (31) befestigt ist. 15
9. Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Getriebestufe (26') durch ein zweites Planetengetriebe (26) gebildet wird und daß die Planetenräder (22,27) des ersten und zweiten Planetengetriebes (21,26) in die Innenverzahnung (17) eines gemeinsamen Hohlrades greifen. 20
10. Kraftschrauber nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad von dem Gehäuse (5) des Kraftschraubers gebildet wird. 25
11. Kraftschrauber nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (5) des Kraftschraubers drehbar gelagert ist und daß das Gehäuse (5) einen Profilabschnitt (8) zur Befestigung eines Stützfusses aufweist, welcher das Gehäuse gegen ein ortsfestes Widerlager abstützt. 30
12. Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (38) das Sonnenrad eines dem Schaltgetriebe nachgeschalteten dritten Planetengetriebes (76) trägt. 35
13. Kraftschrauber nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Schaltgetriebe (4) eine das bewegbare Kupplungsteil (36) in einer der beiden Stellungen blockierende Arretiervorrichtung (77) vorgesehen ist. 40
- 45
- 50
- 55

### Claims

1. A power wrench comprising a change speed gear operated in dependence of the torque, which change speed gear comprises:
- a first gear stage (21') having a fixed speed transmission ratio and including a first planetary gear (21),
  - a second gear stage (26') serially arranged with the first gear stage (21') and contained in one of two parallel driving branches (11,12) which both run permanently,
  - and first and second couplings (32,48) having a coupling member (36) which can take two positions and is biased to one of these positions, and which, when a limit torque is exceeded, takes the other position, the output of the first gear stage (21') being adapted to be coupled to the output shaft (38) via the first driving branch (12), that includes the first coupling (32), and via the second driving branch (11), that includes the second coupling (48) and the second gear stage (26'), only one of the couplings (32,48) being engaged in each of the two positions of the coupling member (36),
- characterized in**
- that the common coupling member (36) is coupled in such a manner to the output shaft (38) via at least one guiding element (41) engaging with a guiding curve (39), that, when a limit torque is exceeded, the guiding curve (39) axially displaces the common coupling member (36) to engage with the second coupling (48).
2. The power wrench according to claim 1, characterized in that the guiding curve (39) defines a triangular opening (40) against one corner of which the guiding element (41) is urged by an axial bias force, and which is symmetrical with respect to the axis of the output shaft (38).
3. The power wrench according to claim 1 or 2, characterized in that the guiding curve (39) is provided on the output shaft (38) and the guiding element is provided on the coupling member (36).
4. The power wrench according to any one of claims 1 to 3, characterized in that, in the second driving branch, the second coupling (48) is arranged at the output side of the second gear stage (26').

5. The power wrench according to any one of claims 1 to 3, characterized in that, in the second driving branch, the second coupling (48) is arranged at the input side of the second gear stage (26').
6. The power wrench according to any one of claims 1 to 5, characterized in that the first coupling (32) has at least one ball catch (33) provided on the coupling member (36), the ball (34) of which engages an engaging path (35) having recesses (61) and being provided in a coupling body (31) connected with the planet carrier (29) of the first planetary gear (21).
7. The power wrench according to claim 6, characterized in that the first coupling (32) has an idling path (47) adjacent the engaging path (35) in the coupling body (31) to receive the balls (34) when the second coupling (48) is in engagement.
8. The power wrench according to claim 6 or 7, characterized in that the planet carrier (29) of the first planetary gear has an output shaft (24) arranged coaxially to the drive shaft (19) and comprising a projection (30) extending beyond the second gear stage and having the coupling body (31) mounted thereon.
9. The power wrench according to any one of claims 1 to 8, characterized in that the second gear stage (26') is formed by a second planetary gear (26) and that the planetary wheels (22,27) of the first and second planetary gears (21,26) mesh with the inner toothed ring (17) of a common hollow wheel.
10. The power wrench according to claim 9, characterized in that the hollow wheel is formed by the casing (5) of the power wrench.
11. The power wrench according to claim 10, characterized in that the casing (5) of the power wrench is rotatably supported and that the casing (5) has a profiled portion (8) for mounting a support for supporting the casing on a stationary abutment.
12. The power wrench according to any one of claims 1 to 11, characterized in that the output shaft (38) carries the sun wheel of a third planetary gear (76) provided behind the change speed gear.
13. The power wrench according to any one of claims 1 to 12, characterized in that the change speed gear (4) has a locking device

(77) provided therein for blocking the movable coupling member (36) in one of said two positions.

## 5 Revendications

1. Tournevis motorisé avec un mécanisme de changement de vitesse actionné en fonction du couple de rotation, comprenant :
  - un premier étage de transmission (21') avec un rapport de transmission fixe, qui comprend un premier train d'engrenages planétaires (21),
  - un second étage de transmission (26'), placé en série avec le premier étage de transmission (21'), et qui se trouve dans l'un de deux branchements d'entraînement parallèles (11, 12), les deux étant entraînés en permanence
  - et un premier et un second embrayages (32, 48) avec une partie d'embrayage (36), qui peut prendre deux positions, qui est précontrainte sur l'une de ces positions et qui prend l'autre position lors du dépassement d'un couple de rotation limite, dans lequel la sortie du premier étage de transmission (21') peut être accouplée à la prise de force (38) à travers le premier branchement d'entraînement (12) contenant le premier embrayage (32) et à travers le second branchement d'entraînement (11) contenant le second embrayage (48) et le second étage de transmission (26'), et dans lequel seulement l'un des deux embrayages (32, 48) est enclenché pour chacune des deux positions de la partie d'embrayage (36) caractérisé en ce que, la partie d'embrayage commune (36) est accouplée à la prise de force (38) par au moins un élément de guidage (41) s'engageant dans une courbe de guidage (39), de telle façon que la partie d'embrayage commune (36), lors du dépassement d'un couple limite, soit déplacée axialement par la courbe de guidage (39) pour l'accouplement du second embrayage (48).
2. Tournevis motorisé selon la revendication 1, caractérisé en ce que la courbe de guidage (39) délimite une ouverture triangulaire (40), contre un angle de laquelle est appuyé l'élément de guidage (41) par une tension initiale axiale et qui est symétrique par rapport à l'axe de la prise de force (38).
3. Tournevis motorisé selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la courbe de guidage

- (39) est prévue sur la prise de force (38) et l'élément de guidage est prévu sur la partie d'embrayage (36).
4. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le second embrayage (48) dans le second branchemet d'entraînement est disposé du côté de la prise de force du second étage de transmission (26').
- 5
5. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le second embrayage (48) dans le second branchemet d'entraînement est disposé du côté de l'entraînement du second étage de transmission (26').
- 10
6. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le premier embrayage (32) comprend au moins un encliquetage à bille (33) prévu sur la partie d'embrayage (36), et dont la bille (34) s'engage dans une glissière d'entraînement (35), pourvue d'évidements (61), d'un corps d'embrayage (31) relié à la cage de transmission planétaire (29) du premier train d'engrenages planétaires (21).
- 15
7. Tournevis motorisé selon la revendication 6, caractérisé en ce que le premier embrayage (32) présente une glissière de marche à vide (47) adjacente à la glissière d'entraînement (35) du corps d'embrayage (31), qui reçoit les billes (34), quand le second embrayage (48) est enclenché.
- 20
8. Tournevis motorisé selon la revendication 6 ou 7, caractérisé en ce que la cage de transmission planétaire (29) du premier train d'engrenages planétaires présente un arbre de sortie (24) s'étendant coaxialement par rapport à l'arbre d'entraînement (19), lequel arbre de sortie présente une saillie (30) s'étendant au-delà du second étage de transmission, et sur laquelle le corps d'embrayage (31) est fixé.
- 25
9. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que le second étage de transmission (26') est formé par un deuxième train d'engrenages planétaires (26) et en ce que les roues planétaires (22, 27) des premier et deuxième trains d'engrenages planétaires (21, 26) engrènent avec la denture intérieure (17) d'une couronne commune de train planétaire.
- 30
10. Tournevis motorisé selon la revendication 9, caractérisé en ce que la couronne de train
- 35
11. Tournevis motorisé selon la revendication 10, caractérisé en ce que la carcasse (5) du tournevis motorisé est montée rotative sur palier, et en ce que la carcasse (5) présente un tronçon profilé (8) pour la fixation d'un pied d'appui, qui soutient la carcasse en prenant un appui solide fixe.
- 40
12. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que la prise de force (38) porte la roue solaire d'un troisième train d'engrenages planétaires (76) placé en aval du mécanisme de changement de vitesse.
- 45
13. Tournevis motorisé selon l'une des revendications 1 à 12, caractérisé en ce qu'il est prévu, dans le mécanisme de changement de vitesse (4), un dispositif d'arrêt (77) bloquant la partie d'embrayage mobile (36) dans l'une des deux positions .
- 50
- planétaire est constituée par la carcasse (5) du tournevis motorisé.

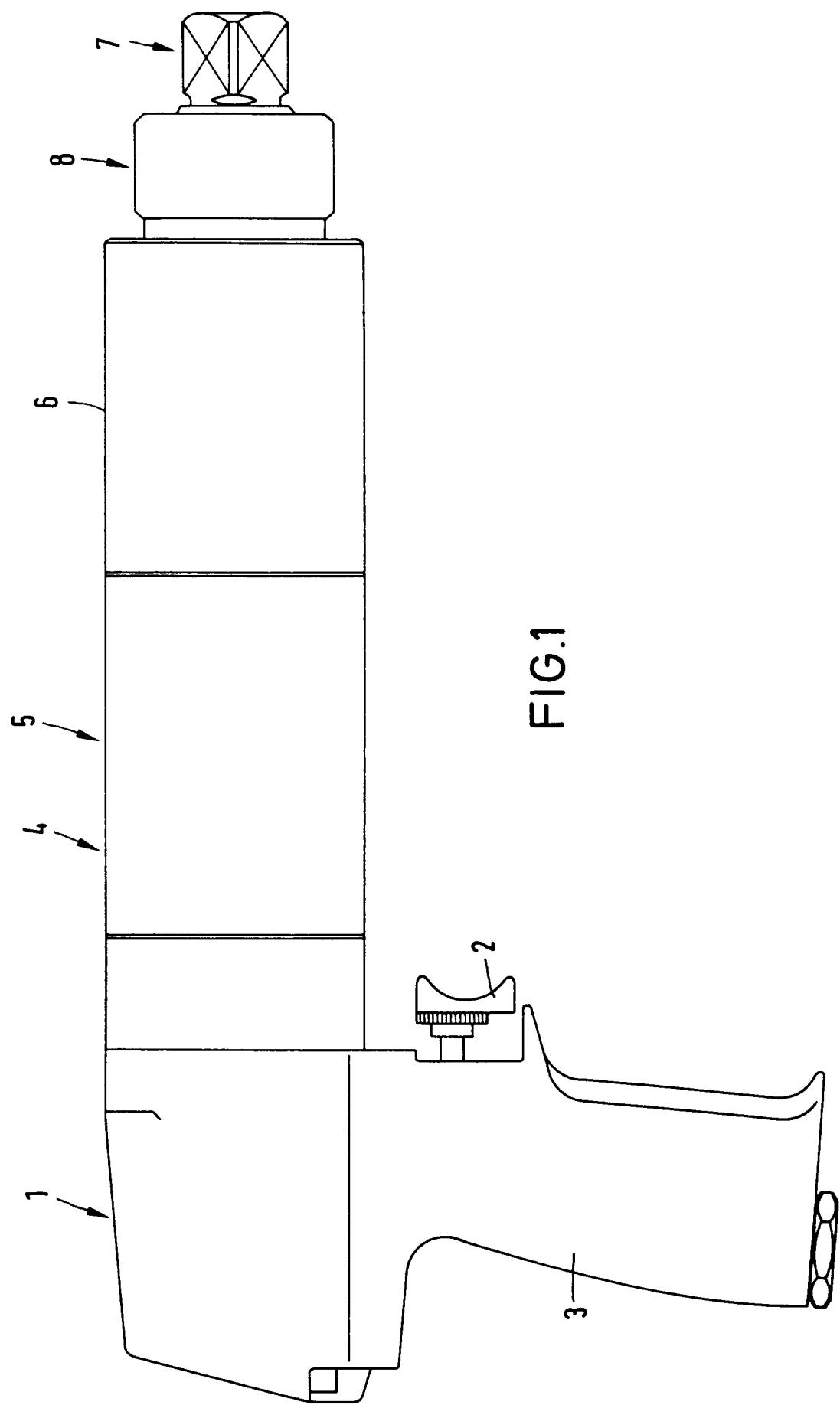
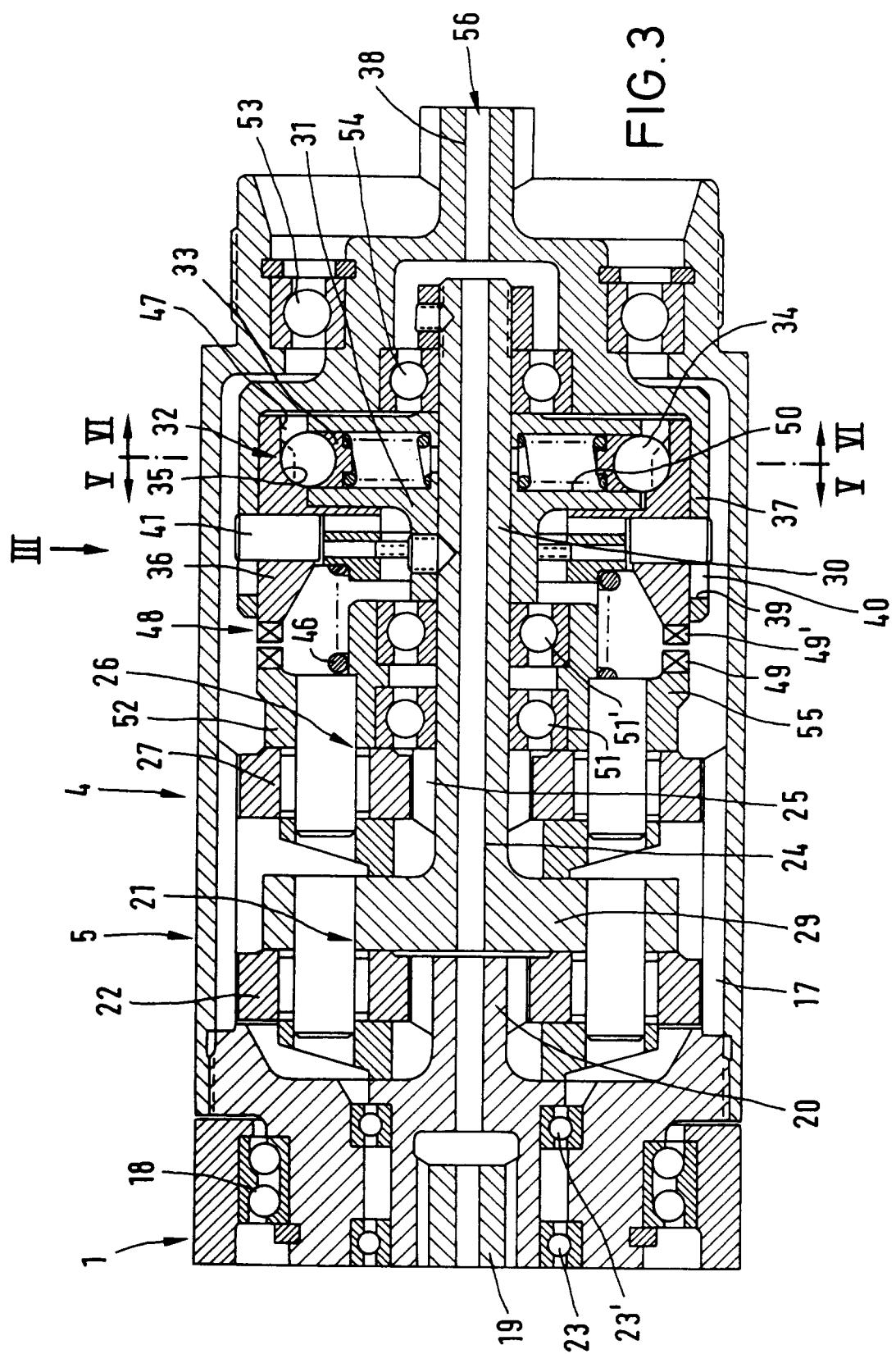


FIG.1



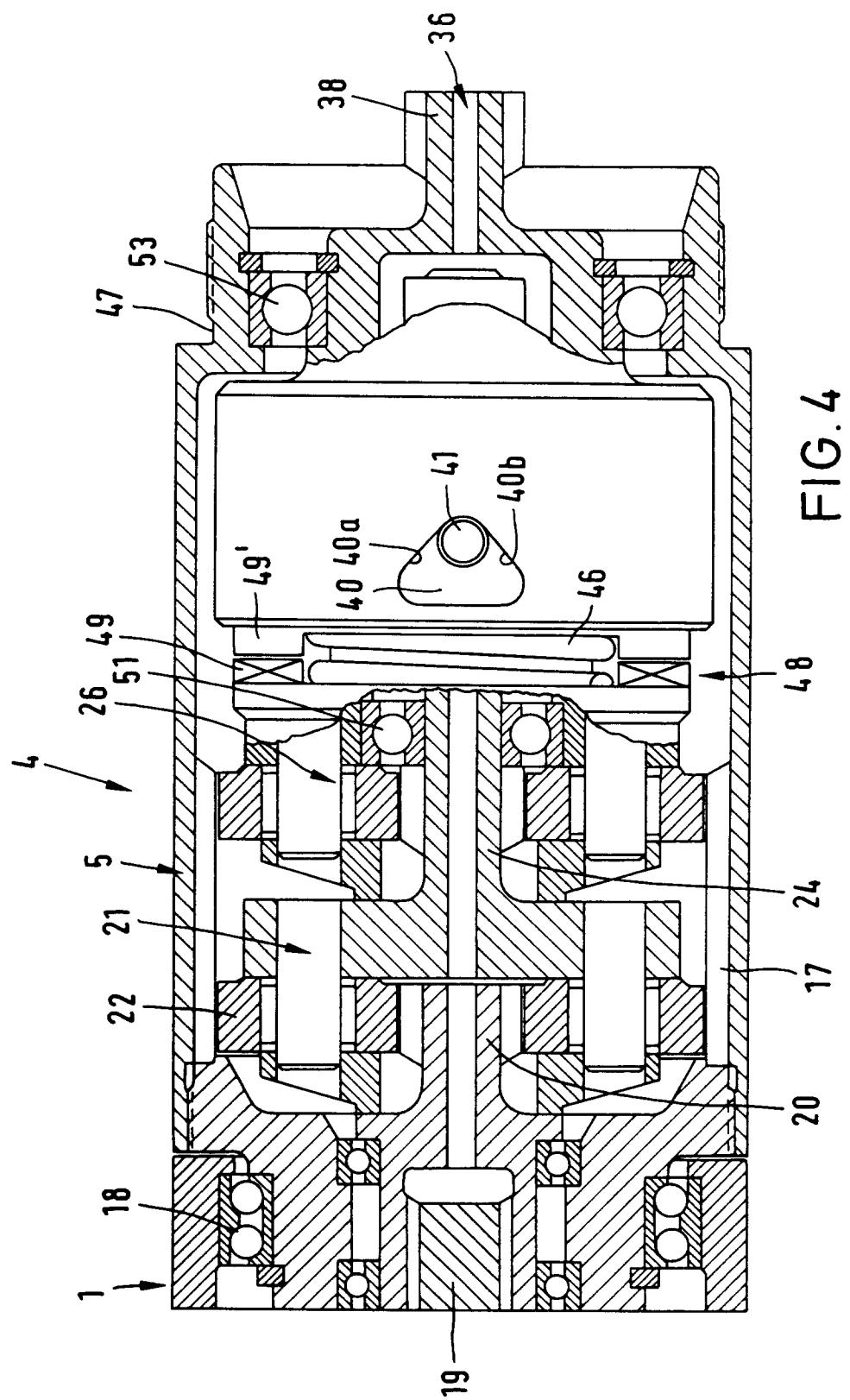
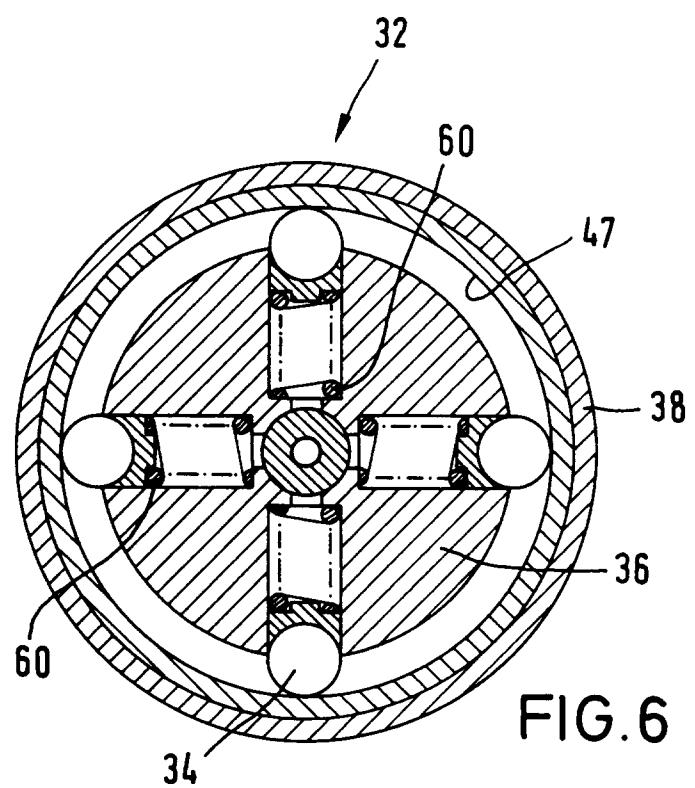
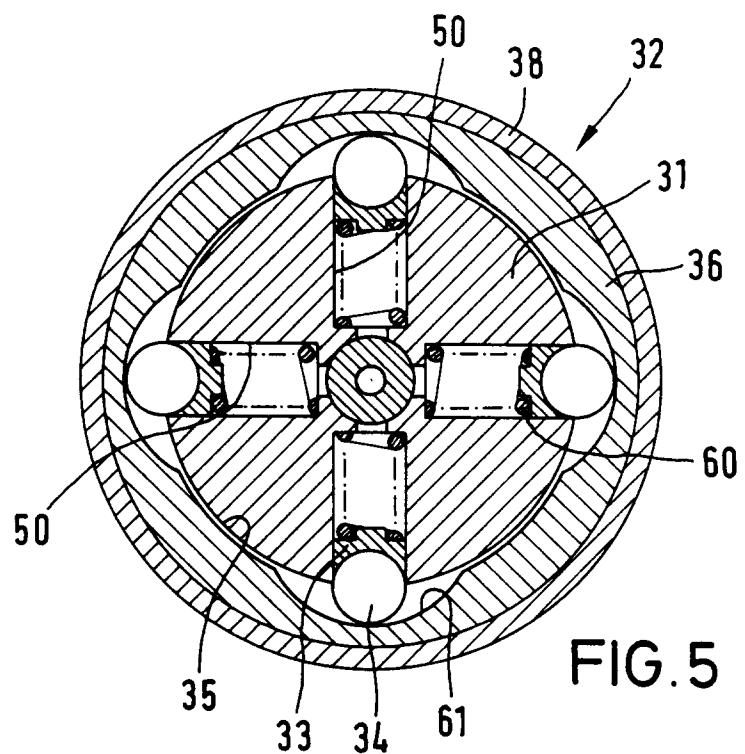
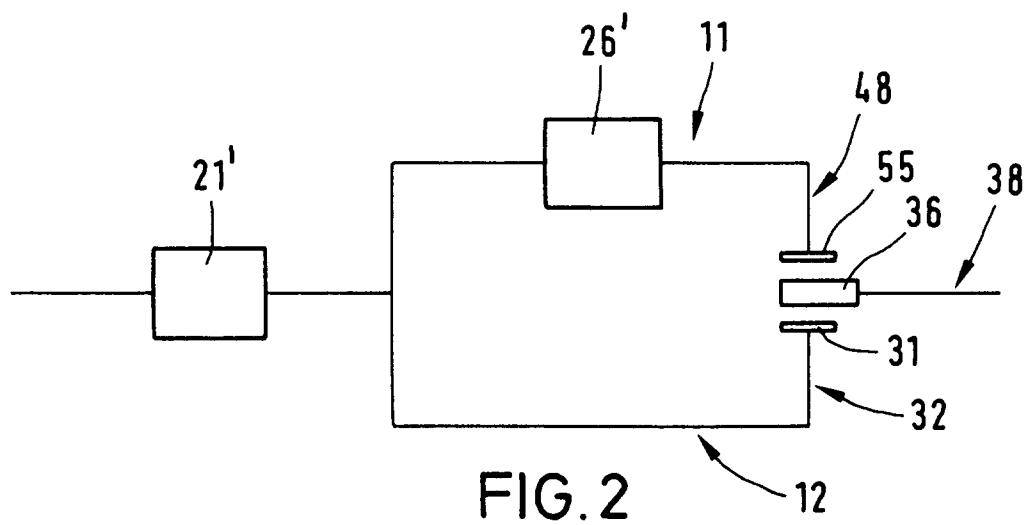
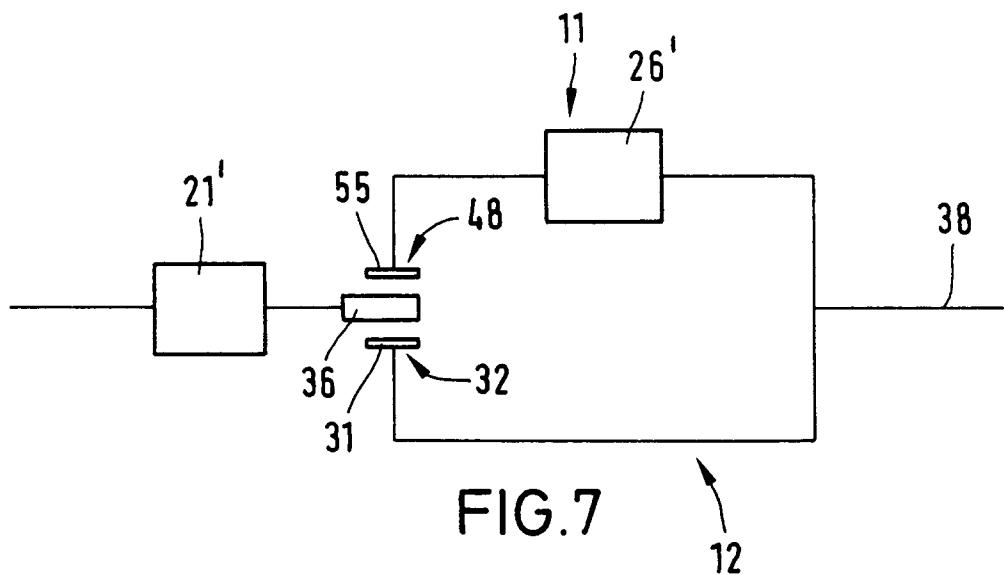
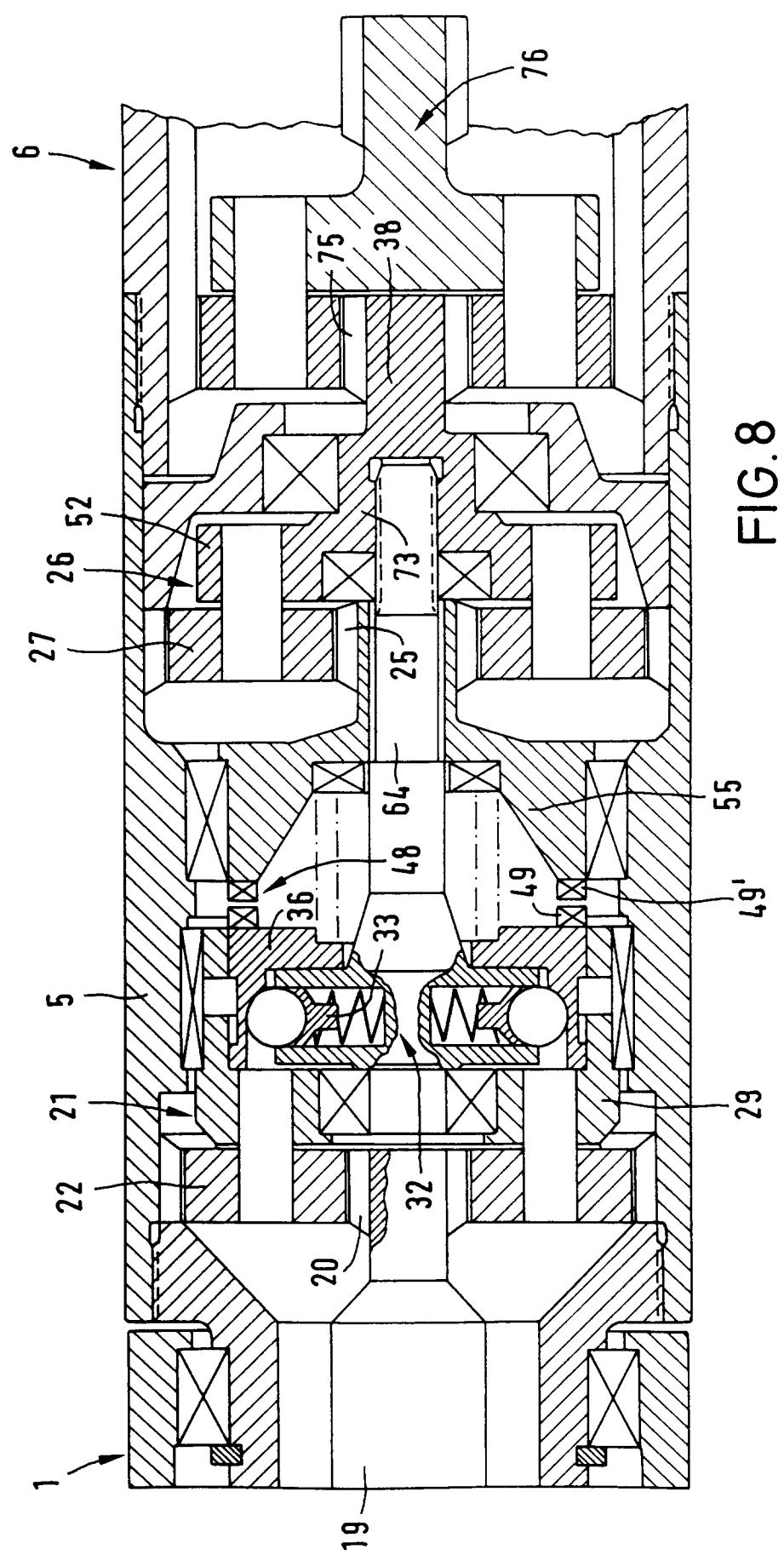
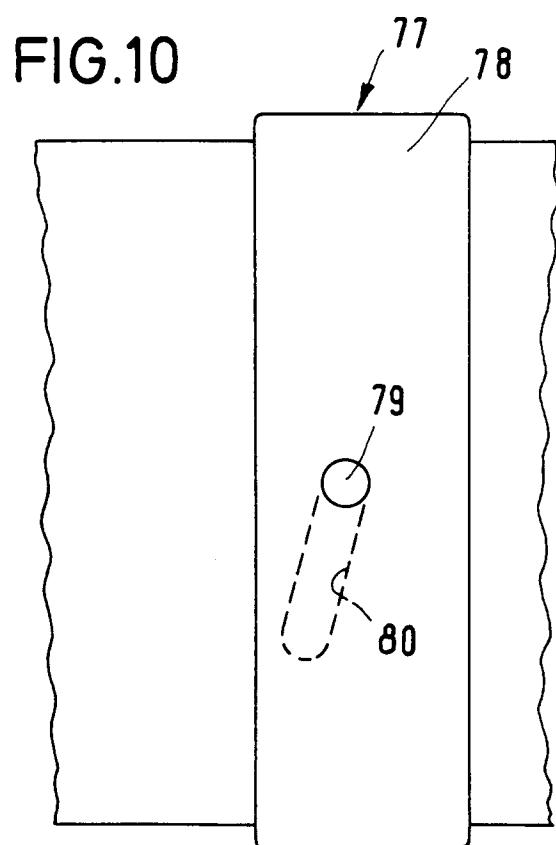
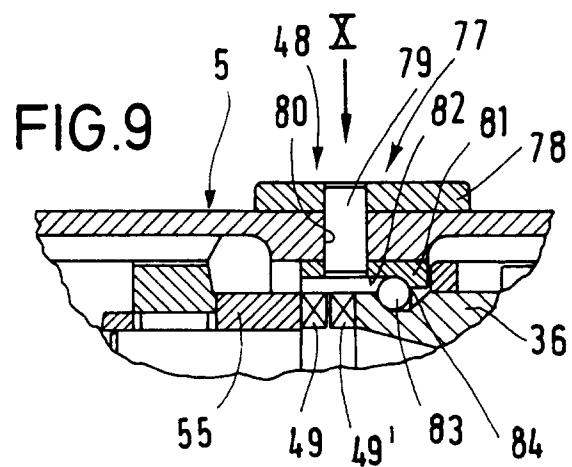


FIG. 4









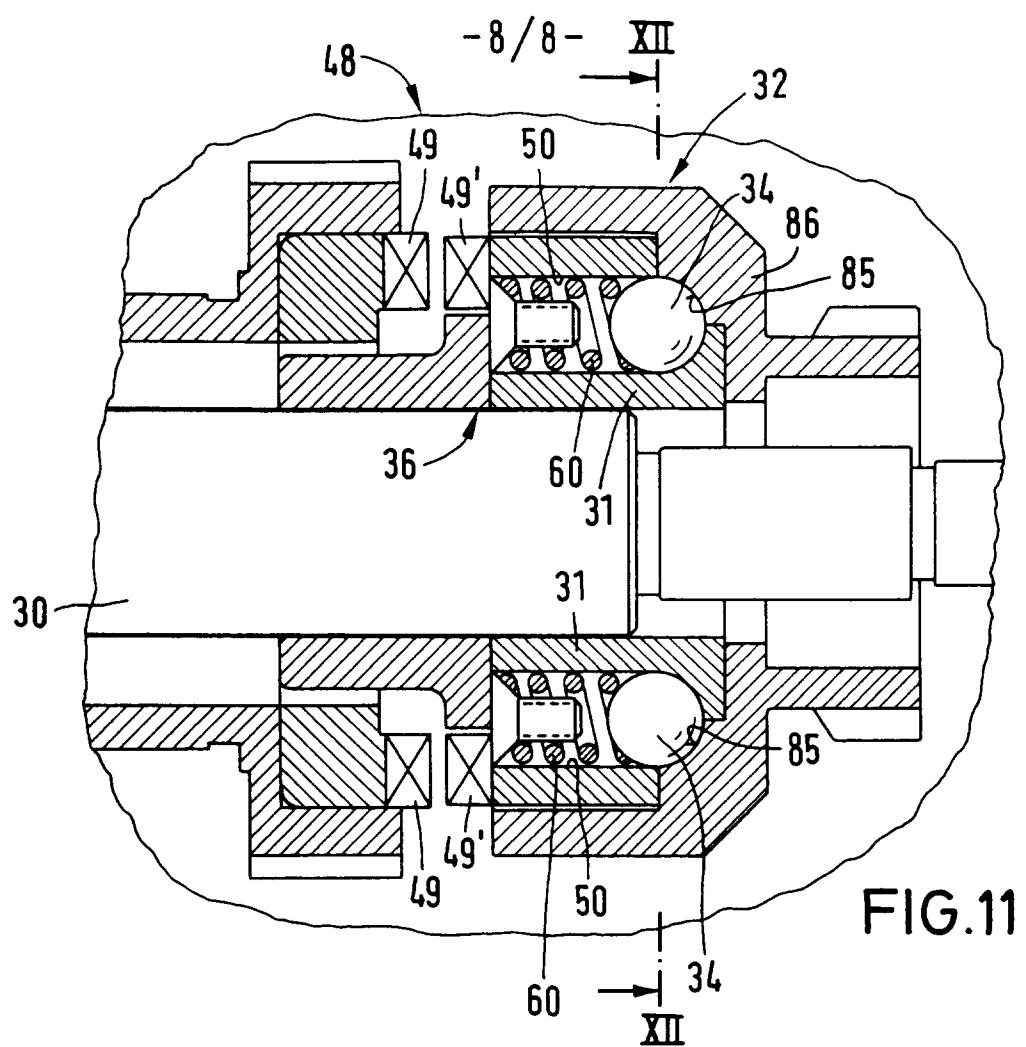


FIG.11

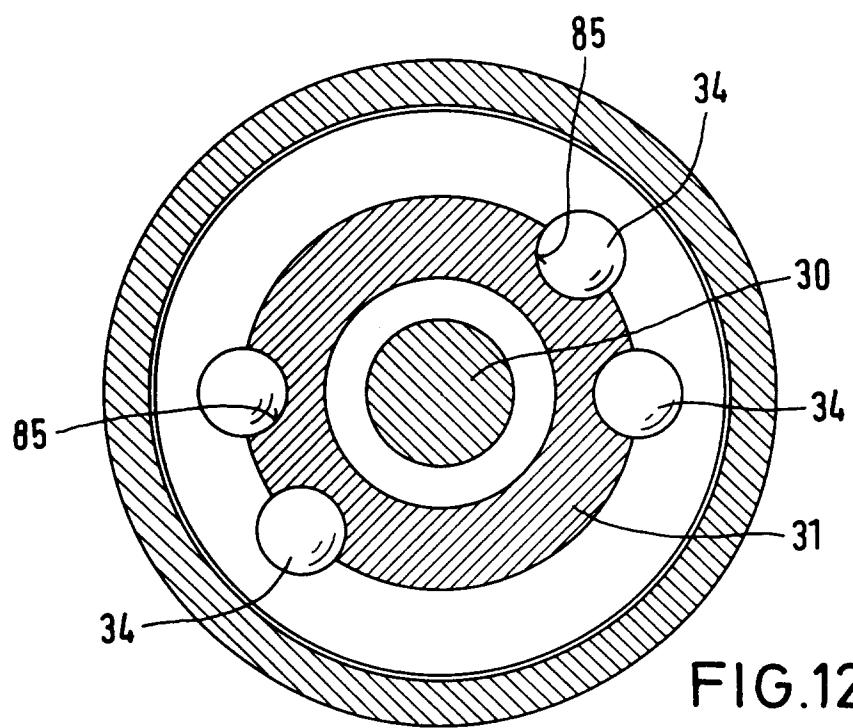


FIG.12