



(11) **EP 1 258 321 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
25.07.2007 Patentblatt 2007/30

(51) Int Cl.:
B25B 23/14 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **02010510.2**

(22) Anmeldetag: **10.05.2002**

(54) **Kraftgetriebener Schrauber mit Drehmomentbegrenzungskupplung**

Power driven screwdriver with torque limiting clutch

Tournevis motorisé avec embrayage limitateur de couple

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **14.05.2001 DE 10124569**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.11.2002 Patentblatt 2002/47

(73) Patentinhaber: **C. & E. Fein GmbH
73529 Schwäbisch-Gmünd-Bargau (DE)**

(72) Erfinder:
• **Listl, Holger
70771 Leinfelden-Echterdingen (DE)**

• **Schmitz, Klaus
72770 Reutlingen (DE)**

(74) Vertreter: **Gahlert, Stefan et al
Witte, Weller & Partner,
Patentanwälte,
Postfach 105462
70047 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-99/16585 US-A- 5 372 206

EP 1 258 321 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

[0001] Die Erfindung betrifft einen kraftgetriebenen Schrauber zum Eindrehen und Lösen von Schrauben, mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung, die ein erstes Kupplungsteil, ein zweites Kupplungsteil, ein Federelement zur axialen Verspannung des ersten Kupplungsteils gegen das zweite Kupplungsteil und wenigstens einen zwischen den beiden Kupplungsteilen ablaufenden Wälzkörper aufweist, über den die beiden Kupplungsteile bei einem Antrieb des Schraubers in einer ersten Drehrichtung (Arbeitsrichtung) bis zum Erreichen eines voreingestellten Auslösemoments miteinander gekoppelt sind.

[0002] Ein derartiger Schrauber ist aus der WO 99/16885 bekannt.

[0003] Kraftgetriebene Schrauber zum Eindrehen und Lösen von Schrauben haben in der Vergangenheit herkömmliche Handschraubendreher zunehmend ersetzt. Im gewerblichen Bereich werden überwiegend kraftgetriebene Schrauber mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung verwendet, da dort Schrauben in der Regel mit genau definierten Anzugsmomenten eingedreht werden sollen. Unter Schrauben werden hier im weitesten Sinne alle Arten von mit Gewinde versehenen Befestigungselementen verstanden, also insbesondere auch Schraubenmuttern.

[0004] Drehmomentbegrenzungskupplungen werden in einen Antriebsstrang zwischen einem Antrieb des Schraubers und einer Werkzeugaufnahme angeordnet. Die Drehmomentbegrenzungskupplung unterbricht die Verbindung zwischen dem Antrieb und der Werkzeugaufnahme, sobald eine eingedrehte Schraube mit der gewünschten Kraft in einem die Schraube aufnehmenden Gewinde verspannt ist. Das Drehmoment, mit dem der Antrieb des Schraubers dann auf die festsitzende Schraube wirkt, wird als Auslösemoment bezeichnet und kann in der Regel an der Drehmomentbegrenzungskupplung eingestellt werden. Damit der Antrieb nicht nach Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung leerläuft, wirkt die Drehmomentbegrenzungskupplung meist auf einen zusätzlichen Schalter, bei dessen Betätigung der Antrieb ausgeschaltet wird. Bei einem Wechsel der Drehrichtung, d.h. zum Lösen von Schrauben, muß ein höheres Drehmoment als beim Eindrehen aufgebracht werden, so daß hierfür geeignete Drehmomentbegrenzungskupplungen häufig ein asymmetrisches Auslöseverhalten zeigen.

[0005] So ist beispielsweise aus der DE 34 32 376 A1 ein kraftgetriebener Schrauber bekannt, dessen Drehmomentbegrenzungskupplung zwei mit Hilfe einer Druckfeder gegeneinander verspannte Kupplungsscheiben umfaßt. Die Kupplungsscheiben weisen Stirnverzahnungen auf, deren Zähne jeweils zwei unterschiedlich geneigte Flanken haben. Bei einem Überschreiten des Auslösemoments gleiten die beiden Stirnverzahnungen auf den geringer geneigten Flanken entgegen der Wirkung der Druckfeder auseinander und gelangen

schließlich außer Eingriff, wodurch sich die Drehmomentbegrenzungskupplung öffnet. Bei einem Lösen einer Schraube ist das durch die Federspannung und die Flankenneigung vorgegebene Auslösemoment höher als beim Eindrehen, da die Flanken dann steiler sind. Diese bekannte Drehmomentbegrenzungskupplung hat allerdings eine relativ geringe Standzeit, da auf die Zähne der Stirnverzahnungen beim Öffnen und Schließen der Drehmomentbegrenzungskupplung große Scherkräfte wirken, die nach und nach zu einem Abtragen der Zahnkanten führen.

[0006] Aus der eingangs genannten WO 99/16858 ist ein Schrauber bekannt, dessen drehmomentabhängig auslösende Drehmomentbegrenzungskupplung nicht zwischen zwei Abschnitten einer Antriebsspindel, sondern zwischen einem Gehäuse des Schraubers und einem Hohlrad eines Planetenradgetriebes angeordnet ist. Das Hohlrad nimmt ein Reaktionsmoment des Planetenradgetriebes gegenüber der Antriebsspindel auf und ist im Gehäuse drehbar aufgenommen. Neben dem drehbaren Hohlrad weist die Drehmomentbegrenzungskupplung noch ein axial verschiebbares Ringrad auf, das gegen das Hohlrad mit Hilfe einer Druckfeder verspannt ist. Auf einer dem Hohlrad zugewandten Stirnseite des Ringrades sind drei Ausnehmungen ausgebildet, in denen Kugeln verliersicher gehalten sind. An dem Hohlrad selbst ist auf der dem Ringrad zugewandten Stirnseite eine Lauffläche ausgebildet, auf der drei Nocken mit gleichen Winkelabständen angeordnet sind.

[0007] Bei einem Eindrehen von Schrauben, d.h. wenn ein Antrieb des Schraubers die Antriebsspindel in einer ersten Drehrichtung (Arbeitsrichtung) antreibt, liegen die Kugeln jeweils an den Nocken an und übertragen dadurch ein Drehmoment zwischen dem Ringrad und dem Hohlrad. Wird das voreingestellte Auslösemoment jedoch überschritten, so dreht sich das Hohlrad mit seinen Nocken unter den Kugeln des Ringrades hinweg. Dies führt zu einem Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung, da das Hohlrad und somit das Planetenradgetriebe nun nicht mehr drehfest in dem Gehäuse des Schraubers festgelegt ist. Außerdem verschiebt sich das Ringrad axial gegenüber dem Hohlrad, betätigt dabei einen Schalter und schaltet auf diese Weise den Antrieb des Schraubers ab.

[0008] Drehmomentbegrenzungskupplungen, bei denen die drehmomentübertragenden Flächen von Kupplungsteilen über Kugeln miteinander gekoppelt sind, unterliegen einem geringeren Verschleiß als Drehmomentbegrenzungskupplungen, bei denen diese Flächen unmittelbar aufeinander gleiten. Nachteilig bei Drehmomentbegrenzungskupplungen mit Kugeln ist allerdings, daß bei einem Lösen von Schrauben häufig entweder kein ausreichend großes Drehmoment zur Verfügung steht oder aber ein erhöhter Verschleiß der Drehmomentbegrenzungskupplung in Kauf genommen werden muß. Erfolgt nämlich eine unterschiedliche Festlegung der maximal übertragbaren Drehmomente mit Hilfe asymmetrischer ausgebildeter Nocken an Kupplungstei-

len, so führt dies stets auch dazu, daß die Kugeln beim Eindrehen einer Schraube zwar relativ "langsam" beim Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung über die geringer geneigte Auflaufflanke des Nockens laufen können, dann jedoch aufgrund der steileren Abaulfflanke des Nockens um so plötzlicher wieder hinabrollen oder, was noch ungünstigster ist, hinabgleiten. Der dabei entstehende Schlag führt zu Verschleißerscheinungen an den Wälzkörpern und ggf. auch an den an den Kupplungsteilen ausgebildeten Nocken.

[0009] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, einen kraftgetriebenen Schrauber der eingangs genannten Art derart zu verbessern, daß der Verschleiß der Drehmomentbegrenzungskupplung bei gleichzeitig hoher Betriebssicherheit verringert wird.

[0010] Diese Aufgabe löst die Erfindung bei einem Schrauber der eingangs genannten Art dadurch, daß an den beiden Kupplungsteilen Rastelemente ausgebildet sind, über die bei einem Antrieb des Schraubers in einer zweiten Drehrichtung (Löserichtung) die beiden Kupplungsteile unmittelbar miteinander verrasten.

[0011] Aufgrund der unmittelbaren Verrastung der beiden Kupplungsteile bei einem Lösen einer Schraube können sehr hohe Drehmomente zwischen den beiden Kupplungsteilen übertragen werden, und zwar auch ohne eine Beteiligung des wenigstens einen Wälzkörpers. Da dieser also die hohen Drehmomente beim Lösen einer Schraube nicht zu übertragen braucht, tritt insgesamt ein wesentlich geringerer Verschleiß des wenigstens einen Wälzkörpers auf, als dies bei den bislang bekannten Drehmomentbegrenzungskupplungen der Fall ist. Entsprechendes gilt auch für an den Kupplungsteilen ausgebildete Nocken, Zähne, Vorsprünge oder Stufen, an denen der wenigstens eine Wälzkörper bei geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung angreift. Unter einem Verrasten wird hier im übrigen jedes Herstellen einer formschlüssigen Verbindung zwischen den beiden Kupplungsteilen verstanden. Vorzugsweise kommen bei dem Formschluß die Rastelemente der Kupplungsteile flächig in Anlage, so daß sich verformungsfrei auch größere Drehmomente zwischen den Kupplungsteilen übertragen lassen.

[0012] Durch das erfindungsgemäße unmittelbare Verrasten der beiden Kupplungsteile wird somit bewußt darauf verzichtet, auch beim Lösen einer Schraube mit Hilfe der Drehmomentbegrenzungskupplung eine drehmomentabhängige Auslösung vornehmen zu können. Das Fehlen einer solchen Auslösemöglichkeit ist unter Sicherheitsgesichtspunkten unbedenklich; sollte dennoch eine solche drehmomentabhängige Auslösung auch beim Lösen von Schrauben gewünscht sein, so kann hierzu beispielsweise eine zweite erfindungsgemäße Drehmomentbegrenzungskupplung in Reihe geschaltet werden, die sich erst bei einem höheren Drehmoment in umgekehrter Richtung öffnet.

[0013] Da das Kuppeln beim Lösen von Schrauben erfindungsgemäß über die unmittelbare Verrastung zwischen den beiden Kupplungsteilen erfolgt, können an

den Kupplungsteilen ausgebildete Laufflächen, auf denen der wenigstens eine Wälzkörper abläuft, so ausgeführt sein, daß sich die beiden Kupplungsteile nach einem Überschreiten des Auslösemoments beim Eindrehen von Schrauben nicht plötzlich, sondern nunmehr in beliebig vorgebbare Weise wieder aufeinander zu bewegen. Dadurch wird insgesamt ein wesentlich ruhigeres Kupplungsverhalten erzielt.

[0014] Die Verrastung der beiden Kupplungsteile kann dabei so erfolgen, daß diese nur manuell, d.h. beispielsweise durch eine von einer Bedienperson veranlaßte Relativbewegung zwischen den beiden Kupplungsteilen, wieder aufgehoben werden kann.

[0015] Vorzugsweise jedoch ist Verrastung durch eine Umkehr der Drehrichtung des Schraubers aufhebbar.

[0016] Auf diese Weise wird die Verrastung also selbsttätig wieder aufgehoben, sobald nach einem Lösen einer Schraube die Drehrichtung umgekehrt wird, um eine Schraube einzudrehen. Solange jedoch die Drehrichtung beibehalten wird, bleibt auch die Verrastung erhalten, so daß sich beliebig viele Schrauben hintereinander ohne zusätzliche Kupplungsbewegungen lösen lassen. Ein solches selbsttätiges Aufheben der Verrastung läßt sich beispielsweise dadurch erzielen, daß die Rastelemente nur in einer Drehrichtung in Anlage gelangen und sich bei einem Umkehren der Drehrichtung voneinander entfernen können.

[0017] Bei einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung sind an zueinander weisenden Stirnseiten der beiden Kupplungsteile einander zugeordnete Gleitflächen ausgebildet, über die die beiden Kupplungsteile bei vorbestimmten relativen Winkelpositionen aneinander anliegen.

[0018] Auf diese Weise wird erreicht, daß der wenigstens eine Wälzkörper bei bestimmten Winkelpositionen ganz oder wenigstens teilweise entlastet ist, wodurch der Verschleiß zusätzlich verringert wird. Diese bestimmten Winkelpositionen umfassen vorzugsweise zumindest diejenigen, bei denen die Kupplung zwischen den beiden Kupplungsteilen nicht über den wenigstens einen Wälzkörper erfolgt. Die Kräfte, die dann zwischen den Kupplungsteilen wirken, gehen dann im wesentlichen nur auf das Federelement zurück, so daß der wenigstens eine Wälzkörper wenig oder ggf. überhaupt nicht belastet wird.

[0019] Zudem erlaubt es diese Maßnahme, die Rastelemente an den Gleitflächen auszubilden.

[0020] Der wenigstens eine Wälzkörper sowie Bereiche der Kupplungsteile, auf denen der Wälzkörper abläuft, werden somit durch die Ausbildung der Rastelemente nicht beeinflusst.

[0021] Bei einer bevorzugten Weiterbildung dieser Ausgestaltung ist die Gleitfläche des einen Kupplungsteils durch eine Stirnfläche und davon axial hervorstehende Vorsprünge gebildet. Die Gleitfläche des anderen Kupplungsteils ist durch Stufen gebildet, die jeweils durch Absätze begrenzt sind, an denen die Vorsprünge in der zweiten Drehrichtung anschlagen können.

[0022] Auf diese Weise läßt sich konstruktiv besonders einfach eine Verrastung zwischen den beiden Kupplungsteilen erzielen. Es ist dann nämlich lediglich dafür Sorge zu tragen, daß durch eine relative Drehung zwischen den beiden Kupplungsteilen die Vorsprünge des Kupplungsteils an den Absätzen des anderen Kupplungsteils anschlagen und damit die Verrastung bewirken können.

[0023] Bei einer anderen bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist auf dem zweiten Kupplungsteil eine in Umfangsrichtung verlaufende Nockenlaufbahn ausgebildet, die sich aus mehreren, vorzugsweise drei, gleich ausgeführten Bahnabschnitten zusammensetzt.

[0024] Durch diese an sich bekannte Maßnahme kann das Kupplungsverhalten der Drehmomentbegrenzungskupplung auf konstruktiv einfache Weise durch die Ausbildung der Nockenlaufbahn beeinflusst werden.

[0025] Vorzugsweise ist die Nockenlaufbahn dabei außerhalb und konzentrisch zu der Gleitfläche des zweiten Kupplungsteils angeordnet.

[0026] Eine außen liegende Nockenlaufbahn ermöglicht einen relativ großen Bewegungsradius für den Wälzkörper und damit eine günstige Hebelwirkung für den Drehmomentübertrag über den Wälzkörper.

[0027] Weiter ist bei dieser Ausgestaltung bevorzugt, wenn jeder Bahnabschnitt einen Nocken aufweist, dessen Flanken eine Auflaufseite und eine Ablaufseite für den wenigstens einen Wälzkörper bilden. Dabei ist es insbesondere bevorzugt, wenn die Auflaufseite steiler ist als die Ablaufseite.

[0028] Wenn die Auflaufseite diejenige Seite des Nockens ist, an der der wenigstens eine Wälzkörper beim Eindrehen einer Schraube in Anlage ist, so führt diese Ausgestaltung dazu, daß der wenigstens eine Wälzkörper langsam über die flachere Ablaufseite herabrollt, wodurch ein schlagartiges Aufeinanderzubewegen der Kupplungsteile nach Überschreiten des Auslösemomentes verhindert wird. Die Möglichkeit, die Ablaufseite flacher als die Auflaufseite auszuführen, bietet sich aufgrund der erfindungsgemäßen Verrastungsmöglichkeit, da die Kupplung beim Lösen von Schrauben nun nicht mehr über den Wälzkörper, sondern über die Verrastung bewirkt wird.

[0029] Bei einer bevorzugten Weiterbildung dieser Ausgestaltung wird die Neigung der Ablaufseite mit zunehmendem Abstand von der Auflaufseite kleiner.

[0030] Dies führt dazu, daß sich die beiden Kupplungsteile zunehmend langsamer aufeinander zu bewegen. Dadurch können die an den beiden Kupplungsteilen ausgebildeten Gleitflächen langsam nach einem Überschreiten des Auslösemomentes aufeinander aufgleiten, so daß bei entsprechender Anordnung der Gleitflächen ein quasikontinuierlicher Übergang von einer Rollbewegung unter Mitwirkung des wenigstens einen Wälzkörpers zu einer Gleitbewegung zwischen den Gleitflächen ermöglicht wird. Auch durch diese Maßnahme werden Verschleißerscheinungen an den Teilen der Drehmomentbegrenzungskupplung verringert und ein insgesamt ru-

higes Kupplungsverhalten erzielt.

[0031] In zusätzlicher Weiterbildung weist die Nockenlaufbahn zwischen den Nocken jeweils einen Teilabschnitt auf, der nicht von dem wenigstens einen Wälzkörper berührt wird.

[0032] Auf diese Weise wird erreicht, daß dann, wenn die Kupplung zwischen den beiden Kupplungsteilen nicht über den wenigstens einen Wälzkörper erfolgt, dieser von der von dem Federelement ausgeübten Druckkraft entlastet wird. Während dieser Zeit wird die Druckkraft dann ausschließlich von den Gleitflächen aufgenommen.

[0033] Bei einer anderen bevorzugten Weiterbildung dieser Ausgestaltung sind die Gleitflächen derart zu der Nockenlaufbahn angeordnet, daß bei einem Antrieb des Schraubers in der ersten Drehrichtung (Arbeitsrichtung) und geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung der wenigstens eine Wälzkörper mit der Auflaufseite eines Nockens in Anlage ist und gleichzeitig sich das erste Kupplungsteil an dem zweiten Kupplungsteil in axialer Richtung über die Gleitflächen abstützt.

[0034] Eine derartige Anordnung führt dazu, daß der wenigstens eine Wälzkörper beim Eindrehen einer Schraube nicht oder nur teilweise in axialer Richtung belastet ist. Diese Maßnahme trägt somit ebenfalls zur Verschleißminderung an dem wenigstens einen Wälzkörper bei.

[0035] Bei dem wenigstens einen Wälzkörper kann es sich beispielsweise um eine freilaufende oder in einer Ausnehmung aufgenommene Kugel handeln, wie dies aus dem Stand der Technik bekannt ist.

[0036] Vorzugsweise jedoch ist der wenigstens eine Wälzkörper als Rolle ausgebildet.

[0037] Dies hat den Vorteil, daß die Punktberührung, die bei der Verwendung von Kugeln an deren Oberfläche stattfindet, durch eine linienhafte Berührung ersetzt wird. Auf diese Weise verteilen sich die an dem wenigstens einen Wälzkörper angreifenden Kräfte über eine erheblich größere Fläche, wodurch der Verschleiß weiter verringert wird. Die Rolle kann dabei z.B. in einer hohlzylindrischen Ausnehmung geführt sein, die auf der Stirnseite einer der beiden Kupplungsteile ausgebildet ist.

[0038] Vorzugsweise jedoch ist die Rolle auf einer an dem ersten Kupplungsteil gehaltenen Achse drehbar gelagert.

[0039] Eine derartige Führung der Rolle erlaubt einen wesentlich reibungs- und damit verschleißärmere Festlegung der Rolle an einem der beiden Kupplungsteile. Das an der Achse ausgebildete Lager kann dabei z.B. als Nadellager ausgeführt sein, welches hohe Belastungen bei gleichzeitig niedrigen Reibungswerten ermöglicht.

[0040] Bei einer bevorzugten Weiterbildung dieser Ausgestaltung ist die durch die Achse festgelegte Drehachse der Rolle zu einer Längsachse des ersten Kupplungsteiles beabstandet angeordnet.

[0041] Die Drehachse der Rolle verläuft somit nicht durch einen Radius des ersten Kupplungsteiles, sondern in einem Winkel hierzu. Dementsprechend ist auch die

Laufrihtung der Rolle nicht tangential, sondern in einem Winkel zur Tangente festgelegt. Dies führt dazu, daß in einer der beiden möglichen Drehrichtungen, bei der es sich vorzugsweise um die Arbeitsrichtung handelt, die Rolle eine selbstzentrierende Bewegung ausführt. Die Rolle wandert deswegen nicht beim Abrollen nach außen und kann sich somit auch nicht in umgebende Gehäuseteile eingraben.

[0042] In einer Weiterbildung dieser Ausgestaltung ist es deswegen bevorzugt, wenn die Rolle auf der Achse fliegend gelagert ist.

[0043] Diese fliegende Lagerung, die durch die Selbstzentrierung der Rolle aufgrund der nicht durch die Längsachse des ersten Kupplungsteils verlaufenden Drehachse ermöglicht wird, vereinfacht die Lagerung der Rolle auf der Achse und verringert die Baugröße, da Befestigungsteile entfallen.

[0044] Insgesamt ist es außerdem bevorzugt, wenn eines der beiden Kupplungsteile drehfest mit einem Gehäuse des Schraubers und das andere Kupplungsteil drehfest mit einem ein Reaktionsmoment gegenüber einer Spindel aufnehmenden und gegenüber dem Gehäuse frei drehbaren Reaktionsteil eines Getriebes verbunden ist.

[0045] Gegenüber Drehmomentbegrenzungskupplungen, die unmittelbar zwischen zwei Abschnitten eines Antriebsstranges angeordnet sind, hat dies den Vorteil, daß keine Drehbewegung der beiden Kupplungsteile bei geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung erfolgt. Dadurch wirken auf den wenigstens einen Wälzkörper keine nennenswerten Fliehkräfte, die zu dessen Verschleiß beitragen.

[0046] Vorzugsweise handelt es sich bei dem Reaktionsteil um ein mehrere Planetenräder aufnehmendes Hohlrad eines Planetenradgetriebes.

[0047] Planetenradgetriebe sind aufgrund ihrer Kräfteverteilung besonders zuverlässig und langlebig und eignen sich deswegen besonders für kraftgetriebene Schrauber im gewerblichen Bereich.

[0048] Besonders bevorzugt ist es, wenn das mit dem Gehäuse des Schraubers drehfest verbundene Kupplungsteil in axialer Richtung verschiebbar angeordnet ist.

[0049] Auf diese Weise wird die axiale Verschiebbarkeit und die Drehbarkeit auf unterschiedliche Kupplungsteile aufgeteilt, wodurch deren Festlegung im Gehäuse des Schraubers vereinfacht wird.

[0050] Bevorzugt ist es außerdem, wenn ein Schalter zum Abschalten des Schraubers vorgesehen ist, der durch das in axialer Richtung verschiebbar angeordnete Kupplungsteil betätigbar ist.

[0051] Auf diese Weise wird verhindert, daß ein Antrieb des Schraubers nach einem Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung weiter auf die Kupplungsteile wirkt und somit zu einem fortgesetzten Umlauf des wenigstens einen Wälzkörpers zwischen den beiden Kupplungsteilen führt.

[0052] Es versteht sich, daß die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale

nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

[0053] Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines Ausführungsbeispiels der Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnung. Darin zeigen:

10 Fig. 1 einen erfindungsgemäßen Schrauber in einer Seitenansicht;

Fig. 2 einen vorderen Abschnitt des in Fig. 1 gezeigten Schraubers, wobei durch einen Gehäuseausschnitt schematisch angeordnete Teile im Inneren des Schraubers erkennbar sind;

Fig. 3 einen axialen Schnitt durch einen Abschnitt eines Antriebsstrangs des in den Fig. 1 und 2 dargestellten Schraubers, in dem ein Planetenradgetriebe und eine Drehmomentbegrenzungskupplung in teilgeschnittener Darstellung erkennbar sind;

Fig. 4 eine in dem Schrauber nach den Fig. 1 bis 3 verwendete Spielkupplung in einer perspektivischen Darstellung;

Fig. 5 einen Schaltring der in Fig. 3 gezeigten Drehmomentbegrenzungskupplung in einer perspektivischen Darstellung;

Fig. 6 eine Draufsicht auf den Schaltring aus Fig. 5, bei der zusätzlich an dem Schaltring gelagerte Rollen dargestellt sind;

Fig. 7 eine schematische Darstellung der Anordnung der Achsen, um die die Rollen des in Fig. 6 gezeigten Schaltrings drehbar gelagert sind;

Fig. 8 einen Nockenring der in Fig. 3 gezeigten Drehmomentbegrenzungskupplung in einer perspektivischen Darstellung;

Fig. 9 eine Draufsicht auf den in Fig. 8 gezeigten Nockenring;

Fig. 10a-h jeweils einen Ausschnitt aus einer Abwicklung des in den Fig. 8 und 9 gezeigten Nockenrings mit verschiedenen Relativpositionen zwischen dem Nockenring und dem Schaltring.

[0054] In Fig. 1 ist ein erfindungsgemäßer Schrauber in einer Seitenansicht dargestellt und insgesamt mit 10 bezeichnet. Der Schrauber 10 weist ein Gehäuse 11 mit

einem Hauptgehäuseteil 12 auf, an dem ein Griffabschnitt 16 ausgebildet ist. Von dort aus ist ein Hauptschalter 18 bequem für eine Bedienperson betätigbar. An dem vorderen Ende des Hauptgehäuseteils 12 ist drehbar ein Winkelkopfgehäuse 19 eines Winkelkopfes 20 befestigt, von dem rechtwinklig zu einer Längsachse des Schraubers 10 eine Werkzeugaufnahme 22 absteht. Derartige Schrauber werden üblicherweise auch als Stabwinkelschrauber bezeichnet und haben gegenüber herkömmlichen kraftgetriebenen Schraubern den Vorteil, daß das vom Schrauber aufgenommene Reaktionsmoment beim Eindrehen von Schrauben nicht zu einem Verdrehen des Schraubers um dessen Längsachse, sondern zu einem Verschwenken des Schraubers um die rechtwinklig abgewinkelte, durch die Werkzeugaufnahme 22 festgelegte Achse führt. Derartige Schwenkbewegungen lassen sich von einer Bedienperson leichter aufnehmen als Drehungen des Schraubers um seine Längsachse.

[0055] An dem Übergang zwischen dem Winkelkopfgehäuse 19 und dem Hauptgehäuseteil 12 ist ein Drehring 28 verdrehbar gegenüber dem Hauptgehäuseteil 12 angeordnet. Durch darin eingebrachte Schlitze 30, von denen in Fig. 1 nur der zum Betrachter weisende erkennbar ist, kann ein Werkzeug in den Schrauber 10 eingeführt werden, mit dem das Auslösemoment des Schraubers 10 in noch näher zu erläuternder Weise eingestellt werden kann.

[0056] Fig. 2 zeigt einen Teil des in Fig. 1 dargestellten Schraubers 10 mit teilweise entfernten Gehäuseteilen. Die durch die Gehäuseöffnung hindurch erkennbaren Teile des Schraubers 10 sind dabei nur schematisch angedeutet.

[0057] Der Schrauber 10 weist einen beispielsweise als Elektromotor ausgeführten Antrieb 32 auf, der drehfest an einer gegenüber dem Hauptgehäuseteil 12 festgelegten Trägerhülse 34 befestigt ist. Der Antrieb 32 treibt über eine Zwischenwelle 36 ein Untersetzungsgetriebe in Form eines Planetenradgetriebes 38 an, welches abtriebsseitig eine Spindel 40 in Drehung versetzt. Die Spindel 40 treibt über eine in dem Winkelkopf 20 angeordnete Kegelradverzahnung 46 eine Werkzeugspindel 44 an, die an ihrem freien Ende die Werkzeugaufnahme 22 trägt.

[0058] Ferner ist in Fig. 2 eine Drehmomentbegrenzungskupplung 50 schematisch dargestellt, die ein ein Reaktionsmoment gegenüber der Spindel 40 aufnehmendes Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 mit einer Stellhülse 52 kuppelt. Die Stellhülse 52 ist einstückig mit einem Winkelkopfgehäuse 19 ausgebildet oder über eines oder mehrere Zwischenteile drehfest mit diesem verbunden. Um den Winkelkopf 20 zu verdrehen, z.B. in die in Fig. 2 gestrichelt dargestellte Position, wird der gesamte Winkelkopf 20, d.h. das Winkelkopfgehäuse 19 mit darin aufgenommenen Lagern 55 und 56 für die Spindeln 40 und 44 sowie die Stellhülse 52, gegenüber der gehäusefesten Trägerhülse 34 entlang einer hier als Verschraubung ausgeführten Verstelleinrichtung 58 ver-

dreht. Bei geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung 50 ist dabei auch das Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 gegenüber dem Winkelkopf 20 drehfest festgelegt und über die Verstelleinrichtung 58 mit dem Antrieb 32 gekoppelt.

[0059] Diese Festlegung des Planetenradgetriebes 38 an dem Winkelkopf 20 bei gleichzeitiger Kopplung an den Antrieb 32 über die Verstelleinrichtung 58 hat gegenüber der herkömmlichen Festlegung an dem Hauptgehäuseteil 12 erhebliche Vorteile, wie sich aus den nachfolgenden Überlegungen ergibt.

[0060] Es sei hierzu angenommen, daß die Spindel 40 durch eine fest angezogene Schraube blockiert sei, so daß das vom Antrieb 32 erzeugte Drehmoment vollständig von den Gehäuseteilen des Winkelschraubers 10 aufgenommen werden muß. Auf die Zwischenwelle 36 zwischen dem Antrieb 32 und dem Planetenradgetriebe 38 wirkt dann das von dem Antrieb 32 erzeugte Drehmoment. Ein entsprechendes Gegenmoment gleicher Größe wird - bei als geschlossen angenommener Drehmomentbegrenzungskupplung 50 - von den Gehäuseteilen, nämlich der Trägerhülse 34 und der Stellhülse 52, aufgenommen. Dieses Drehmoment ist um den Untersetzungsfaktor des Planetenradgetriebes 38 kleiner als das Drehmoment, das zwischen dem Planetenradgetriebe 38 und dem Winkelkopfgehäuse 19 wirkt. Die Verstelleinrichtung 58 kann deswegen als einfache Schraubverbindung ausgeführt sein, die einen zusätzlichen Rastmechanismus aufweisen kann. Aus Gründen der Drehmomentübertragung ist ein solcher Rastmechanismus jedoch nicht erforderlich. Falls dennoch ein derartiger, an sich bekannter Rastmechanismus gewünscht ist, so kann dieser ebenfalls sehr einfach und leicht aufgebaut sein, da er nur kleine Drehmomente aufzunehmen braucht.

[0061] Entsprechende Überlegungen gelten natürlich auch für Schrauber, bei denen das Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 nicht über die Drehmomentbegrenzungskupplung 50, sondern unmittelbar an der Stellhülse 52 oder einem anderen drehfest am Winkelkopf 20 festgelegten Teil befestigt ist.

[0062] Fig. 3 zeigt in einem axialen Schnitt Einzelheiten von in Fig. 2 nur schematisch dargestellten Teilen im Inneren des Schraubers 10.

[0063] Auf einen im Querschnitt sechskantförmigen Läuferstutzen 60 des in Fig. 3 nur angedeuteten Antriebs 32 ist eine Zwischenwelle 62 drehfest aufgeschoben, die einstückig mit einem ersten Sonnenrad 64 des zweistufig ausgeführten Planetenradgetriebes 38 ausgebildet ist. Das erste Sonnenrad 64 kämmt mit drei ersten Planetenrädern 66 einer ersten Planetenradstufe, von denen in Fig. 3 nur zwei erkennbar sind. Die ersten Planetenräder 66 sind an einem ersten Planetenradträger 68 drehbar befestigt und kämmen gleichzeitig mit einem Hohlrad 70, welches sich über die gesamte axiale Länge des Planetenradgetriebes 38 erstreckt. Der erste Planetenradträger 68 ist mit einem zweiten Sonnenrad 72 einstückig ausgebildet oder drehfest verbunden, welches

mit zweiten Planetenrädern 74 kämmt. Die zweiten Planetenräder 74 sind ihrerseits an einem zweiten Planetenradträger 76 drehbar gelagert und kämmen ebenfalls mit dem Hohlrad 70. Planetenradachsen 82, auf denen die zweiten Planetenräder 74 geführt sind, durchsetzen dabei den zweiten Planetenradträger 76 und bilden auf dessen getriebeabgewandter Seite Stützen 80. Diese greifen an Flügeln eines Mitnehmerads 84 an, das die als Sechskant ausgeführte Spindel 40 antreibt und sich in axialer Richtung an einem von einem Sprengring 85 gehaltenen Ring 87 abstützt. Die Stützen 80 und das Mitnehmerad 84 bilden zusammen eine weiter unten anhand der Fig. 4 noch näher erläuterte Spielkupplung 86.

[0064] Das Hohlrad 70, welches gegenüber der Zwischenwelle 62 und der Spindel 40 ein Reaktionsmoment übernimmt und somit das Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 darstellt, ist über ein Lager 88 drehbar in der mit dem Antrieb 32 verschraubten Trägerhülse 34 und der damit über die Verstellereinrichtung 58 verbundenen Stellhülse 52 aufgenommen. Das Hohlrad 70 ist an der Stellhülse 52 (bzw. einem damit drehfest verbundenen Teil) über die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 festgelegt. Diese umfaßt einen drehfest in das Hohlrad 70 eingeschraubten Nockenring 90, dessen über das Hohlrad 70 hervorstehende Schulter 92 sich ebenfalls über das Lager 88 an der Stellhülse 52 abstützt, sowie einen Schaltring 96, der über eine Druckfeder 94 gegen den Nockenring 90 gespannt ist. Der Schaltring 96 ist axial, d.h. in Längsrichtung 95 der Spindel 40, verschiebbar, jedoch drehfest in einer mit der Stellhülse 52 verbundenen Zwischenhülse 98 aufgenommen. Die drehfeste, aber axial verschiebbare Anordnung des Schaltrings 96 wird mit Hilfe von ersten und zweiten Längsnuten 100 erzielt, die auf einer Umfangsfläche des Schaltrings 96 bzw. innenseitig auf der Zwischenhülse 98 angeordnet sind und mit Führungskugeln 102 zusammenwirken. Über die in den ersten und zweiten Längsnuten 100 bzw. 101 abrollenden Führungskugeln 102 können der Schaltring 96 und die Zwischenhülse 98 zueinander in axialer Richtung verschoben werden, wobei ein in die Zwischenhülse 98 eingesetzter Sprengring 105 ein Herausfallen der Führungskugeln 102 verhindert.

[0065] An der dem Nockenring 90 zugewandten Seite des Schaltrings 96 sind umfangsseitig drei Rollen 104 auf Achsen 106 drehbar befestigt. Die Rollen 104 können auf einer Nockenlaufbahn 108 abrollen, die auf einer dem Schaltring 96 zugewandten Stirnseite des Nockenrings 90 ausgebildet ist. An der dem Nockenring 90 zugewandten Stirnseite des Schaltrings 96 sind außerdem drei Vorsprünge 109 ausgebildet, deren Funktion anhand der Fig. 5 bis 10 näher erläutert werden wird.

[0066] Rückwärtig stützt sich die Druckfeder 94 an einer Spannscheibe 110 ab, die in axialer Richtung verschiebbar in der Zwischenhülse 98 aufgenommen ist. Auf die Spannscheibe 110 wirken vier über den Umfang gleichmäßig verteilte Spannbolzen 112 ein, die in Bohrungen 114, die in einer Schulter der Zwischenhülse 98 angebracht sind, geführt sind und sich an einem Stellring

116 abstützen. Der Stellring 116 läßt sich auf einem außen an der Zwischenhülse 98 aufgebrachten Gewindeabschnitt 118 in der Längsrichtung 95 durch Verdrehen verschieben. Eine Längsverschiebung des Stellrings 116 auf dem Gewindeabschnitt 118 der Zwischenhülse 98 wird über die Spannbolzen 112 und die Spannscheibe 110 auf die Druckfeder 94 übertragen, so daß auf diese Weise die Vorspannung zwischen dem Schaltring 96 und dem Nockenring 90 verändert werden kann. Zur Betätigung des Stellrings 116 wird ein Werkzeug, z.B. ein Schraubendreher, durch einen der Schlitze 30 im Drehring 28 (siehe Fig. 1 hindurch in eine von mehreren an dem Stellring 116 ausgebildeten Steckbuchsen 122 eingeführt. Sodann kann der Stellring 116 zusammen mit dem Drehring 28 so weit verdreht werden, bis die gewünschte Vorspannung der Druckfeder 94 und damit das Auslösemoment der Drehmomentbegrenzungskupplung 50 erreicht ist.

[0067] Während des Eindrehens einer Schraube liegen die Rollen 104 an auf der Nockenbahn 108 ausgebildeten Nocken derart an, daß das auf das Hohlrad 70 ausgeübte Reaktionsmoment über die Nocken, die Rollen 104 und den Schaltring 96 auf die Zwischenhülse 98 und dadurch auf die drehfest damit verbundene Stellhülse 52 übertragen wird, so daß das Hohlrad 70 während des Eindrehens einer Schraube ruht. Wenn das Drehmoment zunimmt, so wächst das auf den Nockenring 90 wirkende Drehmoment soweit an, bis sich schließlich der Nockenring 90 zu drehen beginnt und dabei mit seinen Nocken die Rollen 104 und damit den Schaltring 96 entgegen der Kraft der Druckfeder 94 anhebt. Bei weiterer Drehung des Nockenrings läuft dieser mit seinen Nocken unter den Rollen 104 hinweg, so daß sich die Rollen 104 mit dem Schaltring 96 schließlich wieder unter dem Druck der Druckfeder 94 absenken.

[0068] Während der Drehung des Nockenrings 90 und des damit verbundenen Hohlrads 70 ist das Planetenradgetriebe 38 nicht mehr drehfest festgelegt, so daß das vom Antrieb 32 auf die Spindel 40 ausgeübte Drehmoment praktisch auf Null reduziert wird. Bei dem Anheben des Schaltrings 96 entgegen der Kraft der Druckfeder 94 löst der Schaltring 96 einen Schalter 124 aus, der durch die Zwischenhülse 98 in einen oberhalb des Schaltrings 96 verbleibenden Freiraum 128 hineinragt. Der Schalter 124 unterbricht die Spannungsversorgung für den Antrieb 32 und stellt damit sicher, daß sich nach Überschreiten des Auslösemomentes der Nockenring 90 nicht mehrfach unter dem Schaltring 96 hinwegdreht.

[0069] Bevor auf weitere Einzelheiten zur Drehmomentbegrenzungskupplung 50 eingegangen wird, soll im folgenden zunächst anhand der Fig. 4 die bei dem Schrauber 10 vorgesehene Spielkupplung 86 zwischen dem Planetenradgetriebe 38 und der Spindel 40 beschrieben werden.

[0070] In Fig. 4 ist die Spielkupplung 86 zwischen dem Abtrieb des Planetenradgetriebes 38 und der Spindel 40 perspektivisch dargestellt. Die Spielkupplung umfaßt die drei Stützen 80, die von den den zweiten Planetenradt-

räger 76 durchsetzenden Planetenradachsen 82 gebildet werden, und das Mitnahmerad 84, das in einer zentralen Ausnehmung des zweiten Planetenradträgers 76 drehbar geführt ist. Das Mitnahmerad 84 weist einen zentralen, als Innensechskant ausgeführten Durchgang 130 auf, in den im montierten Zustand ein Ende der im Querschnitt ebenfalls sechskantförmigen Spindel 40 eingeschoben ist. Von der Mitte des Mitnahmerades 84 erstrecken sich drei Flügel 132 radial nach außen, und zwar so weit, daß sie in Anlage mit den Stützen 80 gelangen können. Beim Eindrehen einer Schraube drehen sich die Stützen 80 mit dem diese aufnehmenden zweiten Planetenradträger 76 um die Längsachse 95 der Spindel 40 und greifen dabei an den Flügeln 132 des Mitnahmerades 84 an. Auf diese Weise ist die im Mitnahmerad 84 geführte Spindel 40 an den Abtrieb des Planetenradgetriebes 38 gekuppelt.

[0071] Wenn nun bei Erreichen des Auslösemoments die Drehbegrenzungskupplung 50 löst, so bewirkt die von der Druckfeder 94 ausgeübte Kraft, daß die Stützen 80 ihre Drehrichtung umkehren. Bei dieser Bewegung in der durch einen Pfeil 134 angedeuteten Richtung sind die Stützen 80 nicht in Anlage mit den Flügeln 132 des Mitnahmerades 84, so daß kein Drehmoment auf die Spindel 40 übertragen wird. Da die durch die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 hervorgerufene Bewegung der Stützen 80 kurz ist, bleiben sie in einer Zwischenstellung zwischen den Flügeln 132 stehen. Bei einem nachfolgenden Schraubvorgang kuppelt die Spielkupplung 86 deswegen mit kurzer Verzögerung.

[0072] Fig. 5 zeigt den Schaltring 96 in einer perspektivischen Darstellung. Der Schaltring 96 ist in drei Abschnitte 136, 138 und 140 unterschiedlichen Durchmessers unterteilt. An den ersten Abschnitt 136 mit dem größten Durchmesser sind auf dem Umfang die Längsnuten 100 in gleichmäßigen Winkelabständen verteilt. Über diese Längsnuten 100 wird der Schaltring 96 in axialer Richtung verschiebbar, aber drehfest mit Hilfe der Führungskugeln 102 an der Zwischenhülse 98 gehalten. An den ersten Abschnitt 136 schließt sich der zweite Abschnitt 138 und daran der dritte Abschnitt 140 an. Dieser dritte Abschnitt 140 ist umfangseitig mit drei Bohrungen 142 versehen, die der Aufnahme der Achsen 106 dienen und von denen in Fig. 5 nur die zum Betrachter weisende Bohrung erkennbar ist. Der Mündungen der Bohrungen 142 umgebende Bereich des zweiten Abschnitts 138 und des dritten Abschnitts 140 ist eben angefräst, um eine Anlagefläche für die Rollen 104 zu schaffen.

[0073] Auf der im montierten Zustand zum Nockenring 90 weisenden Stirnseite 143 des Schaltrings 96 befindet sich eine ebene Stirnfläche 144, die eine Gleitfläche des Schaltrings 96 bildet. Von der Stirnfläche 144 stehen die drei Vorsprünge 109 ab, die ebenfalls Gleitflächen des Schaltrings 96 bilden. Durch den gesamten Schaltring 96 erstreckt sich zentral eine Bohrung 148, durch die im montierten Zustand die Spindel 40 frei drehbar verläuft.

[0074] Fig. 6 zeigt eine Draufsicht auf die Stirnseite 143 des in Fig. 5 dargestellten Schaltrings 96. In dieser

Darstellung sind auch an dem Schaltring 96 befestigte Rollen 104 gezeigt. Ferner sind in der Draufsicht aus Fig. 6 die Längsnuten 100 sowie die Vorsprünge 109 erkennbar. Gestrichelt angedeutet sind die durch die Lage der Achsen 106 vorgegebenen Drehachsen 152 der Rollen 104. Wie dies in Fig. 6 gut erkennbar ist, verlaufen die Drehachsen 152 beabstandet zu der senkrecht zur Stirnfläche 144 angeordneten Längsachse des Schaltrings 96. Die Drehachsen 152 treffen sich deswegen nicht in einem gemeinsamen Punkt auf dieser Längsachse, sondern sind jeweils versetzt zu einem den Umfang und die Längsachse verbindenden Radius angeordnet.

[0075] Die Wirkung dieses Versatzes der Drehachsen 152 wird nun anhand der schematischen Darstellung der Fig. 7 erläutert. Durch ein Kreuz ist die Längsachse 154 des Schaltrings 96 angedeutet. Zwischen einer in Fig. 7 durchgezogen dargestellten Drehachse 152 und der Längsachse 154 verbleibt ein durch zwei Pfeile angedeuteter Abstand 156, der zwischen 5% und 15%, vorzugsweise zwischen 9% und 11% des Abstandes zwischen der mit 158 gekennzeichneten Mitte einer um die Drehachse 152 drehenden Rolle und der Längsachse 154 beträgt. Durch einen Pfeil ist die senkrecht zur Drehachse 152 verlaufende Laufrichtung 160 einer Rolle angedeutet.

[0076] Gestrichelt dargestellt ist in Fig. 7 eine vektorielle Zerlegung der Laufrichtung 160 in eine tangentielle Bewegungskomponente 163 und eine radial nach innen weisende Bewegungskomponente 164. Die tangentielle Bewegungskomponente 163 entspricht dabei der Laufrichtung einer Rolle, deren Achse nicht beabstandet zur Längsachse 154, sondern durch diese hindurch verläuft. Bei einer solchen Laufrichtung wäre daher keine radiale Bewegungskomponente vorhanden.

[0077] Bei dem neuen Schrauber ist jedoch der Abstand 156 zwischen der Drehachse 152 und der Längsachse 154 und somit auch die radial nach innen weisende Bewegungskomponente 164 von Null verschieden, was zu einer Selbstzentrierung der Rollen 104 führt. Die nach innen weisende Bewegungskomponente 164 bewirkt mit anderen Worten, daß die Rollen 104, wenn sich der Nockenring 90 unter ihnen hinweg bewegt, nicht oder nur unwesentlich radial nach außen wandern und sich somit nicht in die umliegende Trägerhülse 34 eingraben. Daher können die Rollen 104 ohne zusätzliche Mittel zur Fixierung fliegend auf den Achsen 106 gelagert werden. Gleichzeitig werden Verschleißerscheinungen an den Rollen 104 und der umliegenden Trägerhülse 34 verringert und eine sichere Funktion gewährleistet, da reibungsbedingte Probleme vermieden werden.

[0078] In den Fig. 8 und 9 ist der Nockenring 90 in einer perspektivischen Darstellung bzw. in einer Draufsicht auf eine im montierten Zustand zu dem Schaltring 96 weisenden Stirnseite 165 gezeigt. In Fig. 8 ist zunächst ein Außengewinde 166 erkennbar, mit dem der Nockenring 90 in das Hohlrad 70 eingeschraubt ist. Auf der außen liegenden Nockenlaufbahn 108 sind drei Nocken 168 ausgebildet, die jeweils eine steilere Auflaufseite 170 und

eine flacher ausgeführte Ablaufseite 172 aufweisen. Die Nockenlaufbahn 108 setzt sich somit auf drei gleich ausgebildeten Bahnabschnitten zusammen, deren Grenzen aufgrund der periodischen Anordnung natürlich willkürlich festlegbar sind. In Fig. 9 sind diese Grenzen so festgelegt, daß sie mit den von den Nocken 168 abgewandten Enden der Auflaufseiten 170 zusammenfallen und dadurch einen ersten, einen zweiten und einen dritten Bahnabschnitt 176, 178 bzw. 180 bilden.

[0079] Die Nockenlaufbahn 108 umschließt drei beabstandet voneinander angeordnete Stufen 184, die auf der einen Seite von Absätzen 196 und auf den gegenüberliegenden Seiten von den sich dort über die gesamte Ringbreite erstreckenden Auflaufseiten 170 der Nocken 168 begrenzt werden. Die Stufen 184 stellen dabei sich in einer Radialebene erstreckende Gleitflächen des Nockenrings 90 dar, auf denen der Schaltring 96 mit seiner Stirnfläche 144 oder seinen Vorsprüngen 109 in Anlage gelangen und entlang gleiten kann. Durch die Absätze 196 werden ferner Rastelemente gebildet, an denen, wenn die Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 aufliegt, die Vorsprünge 109 bei einer relativen Drehung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 anschlagen können. Auf diese Weise wird eine Verrastung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 erzielt, die eine weitere Relativbewegung in dieser Drehrichtung verhindert.

[0080] Die beim Eindrehen und Lösen von Schrauben zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 stattfindenden Abläufe werden im folgenden anhand der Fig. 10a bis 10h näher erläutert.

[0081] Darin sind auf der unteren Seite jeweils eine sich über annähernd zwei Bahnabschnitte erstreckende Abwicklung des Nockenrings 90 dargestellt. Die durchgezogen gezeichnete Linie entspricht dabei der Kontur der Nockenlaufbahn 108, während die gestrichelt dargestellte Linie die Kontur der Stufen 184 kennzeichnet, die von dazwischen liegenden Absenkungen 192 voneinander getrennt sind. Um einen Vergleich mit der Draufsicht aus Fig. 9 zu erleichtern, sind in beiden Figuren jeweils drei Referenzlinien 186, 188 und 190 eingezeichnet. Die Referenzlinie 186 kennzeichnet dabei die Scheitelpunkte der Nocken 168 und die Referenzlinie 188 die Absätze 196. Mit der Referenzlinie 190 ist das Ende der Ablaufseiten 172 bezeichnet, an das sich die Absenkungen 192 anschließen, die nahtlos in die Auflaufseiten 170 des folgenden Nockens übergehen.

[0082] Ferner ist in den Fig. 10a bis 10h ein Ausschnitt aus dem Schaltring 96 gezeigt, in dem eine der Rollen 104 sowie einer der Vorsprünge 109 unterhalb der Stirnfläche 144 erkennbar sind. Da sich die Anordnung der Rollen 104 und Vorsprünge 109 in gleicher Weise periodisch wiederholt wie die Kontur der Nockenlaufbahn 108, ist an dem Schaltring 96 nur eine der Rollen 104 und einer der Vorsprünge 109 wiedergegeben. Außerdem ist die in den Fig. 10a bis 10h gezeigte Relativbewegung zwischen dem Schaltring 96 und der Nockenbahn 108 aus Gründen der besseren Verständlichkeit

derart dargestellt, als bewege sich der Schaltring 96 über die feststehende Nockenlaufbahn 108 hinweg. Tatsächlich aber bewegt sich, wie dies oben bereits erläutert wurde, der Nockenring 90 unter dem Schaltring 96 hinweg. Wenn also im folgenden z.B. davon gesprochen wird, daß sich die Rollen 104 über die Nocken 168 hinweg bewegen, so ist damit tatsächlich gemeint, daß sich die Nocken 168 unter den feststehenden Rollen 104 hinweg bewegen.

[0083] Fig. 10a zeigt die gegenseitige Anordnung des Nockenrings 90 und des Schaltrings 96 zu einem Zeitpunkt, zu dem die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 gerade gelöst wurde, so daß die Rollen 104 über die Nocken 168 bereits hinweg gerollt sind. Die Rollen 104 liegen dabei auf den Ablaufseiten 172 der Nocken 168 auf, während sowohl die Stirnfläche 144 als auch die Vorsprünge 109 sich beabstandet von den darunter liegenden Stufen 184 über den Nockenring 90 hinweg bewegen.

[0084] Nach einer weiteren Bewegung (Fig. 10b) in Richtung eines Pfeiles 194 laufen die Rollen 104 auf den Ablaufseiten 172 ab, wobei sich der Schaltring 96 dem Nockenring 90 nähert. Die Vorsprünge 109 vollziehen diese Bewegung mit, bis sie, wie dies in Fig. 10c gezeigt ist, schließlich mit ihren Stirnflächen auf die Stufen 184 aufgleiten. Zu diesem Zeitpunkt werden die Rollen 104 entlastet, wobei dieser Entlastungsvorgang aufgrund der relativ flachen Steigung der Ablaufseiten 172 quasikontinuierlich erfolgt. In Fig. 10c begrenzen zwei weitere Referenzlinien 195a und 195b einen Teilabschnitt 197 der Nockenlaufbahn 108, der zu keinem Zeitpunkt von den Rollen 104 berührt wird. Der Schaltring 96 liegt dann an den Stufen 184 des Nockenrings 90 ausschließlich mit seiner Stirnfläche 144 oder seinen Vorsprüngen 109 an.

[0085] In Fig. 10d ist erkennbar, daß sich die Rollen 104 bereits von der Nockenlaufbahn 108 abgehoben haben, so daß der Schaltring 96 nur noch mit den Vorsprüngen 109 auf den Stufen 184 des Nockenrings aufliegt. Bei weiterer Bewegung in Richtung des Pfeiles 194 rutschen die Vorsprünge 109 über die den Übergang zwischen den Stufen 184 und den Absenkungen 192 bildenden Absätze 196, wodurch sich der Schaltring 96 geringfügig gegenüber dem Nockenring 90 absenkt, so daß sich nunmehr der Schaltring 96 gegenüber dem Nockenring 90 über seine Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 abstützt (Fig. 10e).

[0086] Dieser Zustand bleibt auch bei weiterer Vorwärtsbewegung erhalten (Fig. 10f), bis schließlich die Rollen 104 an den Auflaufseiten 170 der jeweils nächsten Nocken 168 anschlagen und bereit für das Eindrehen einer weiteren Schraube sind (Fig. 10g). In diesem Moment wird nämlich die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 wieder geschlossen, da nun ein Drehmomentübertrag zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 über die Rollen 104 entlang der Auflaufseiten 170 erfolgen kann. Während die Rollen 104 an den Auflaufseiten 170 der Nocken 168 anliegen, um beim Eindrehen von Schrauben ein Drehmoment zwischen

dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 zu übertragen, stützt sich der Schaltring gleichzeitig in axialer Richtung über seine Stirnfläche 144 an den Stufen 184 ab. Dadurch wird eine Doppelbelastung der Rollen 104 durch die von der Druckfeder 94 ausgeübte Druckkraft und durch das vom Antrieb 32 ausgeübte Drehmoment vermieden.

[0087] Während des Lösens der Drehmomentbegrenzungskupplung 50 hat sich der Schaltring 96 so weit in axialer Richtung verschoben, daß der Schalter 124 betätigt und somit der Antrieb 32 des Schraubers 10 abgeschaltet wurde. Zu dem Zeitpunkt also, zu dem die Rollen 104 wieder an den Auflaufseiten 170 anschlagen, ist der Antrieb 32 bereits stromlos, so daß kein nennenswertes Drehmoment mehr zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 wirkt, bis der Antrieb 32 erneut von der Bedienperson einschaltet wird.

[0088] Falls sich nun die Bedienperson keine weitere Schraube eindrehen möchte, sondern eine Umkehr der Drehrichtung des Schraubers 10 veranlaßt, so kommt es zu einer entgegengesetzten Relativbewegung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96, die durch einen Pfeil 198 in Fig. 10h angedeutet ist. Der Schaltring 96 bewegt sich daraufhin wieder zurück, wobei er nach wie vor mit seiner Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 aufliegt. Bevor jedoch die Rollen 104 wieder die Ablaufseiten 172 berühren, gelangen die Vorsprünge 109 mit den Absätzen 196 in Anlage, wodurch die oben bereits angesprochene Verrastung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 erzielt wird.

[0089] Über diese Verrastung kann nun ein Drehmomentübertrag zwischen dem Antrieb 32 und der Spindel 40 erfolgen, der erheblich höhere Werte annehmen kann als der Drehmomentübertrag, der zwischen den Rollen 104 und den Auflaufseiten 170 der Nocken 168 möglich ist. Auf diese Weise wird ein asymmetrisches Auslöseverhalten erzielt.

[0090] Die Verrastung zwischen den Vorsprüngen 109 und den Absätzen 196 führt zu einer erheblichen Verringerung des Verschleißes zwischen den Teilen der Drehmomentbegrenzungskupplung 50, da die beim Lösen von Schrauben erforderlichen höheren Drehmomente nicht von den Rollen 104 aufgenommen zu werden brauchen. Da die Vorsprünge 109 flächig an den Absätzen 196 anliegen, treten auch bei höheren Drehmomenten keine punktuellen Druckspitzen auf, die zu einer Verformung oder einem nennenswerten Abrieb der zusammenwirkenden Teile führt.

Patentansprüche

1. Kraftgetriebener Schrauber (10) zum Eindrehen und Lösen von Schrauben, mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung (50), die ein erstes Kupplungsteil (96), ein zweites Kupplungsteil (90), ein Federelement (94) zur axialen Verspannung des ersten Kupplungsteils (96)

gegen das zweite Kupplungsteil (90) und wenigstens einen zwischen den beiden Kupplungsteilen (90, 96) ablaufenden Wälzkörper (104) aufweist, über den die beiden Kupplungsteile (90, 96) bei einem Antrieb des Schraubers (10) in einer ersten Drehrichtung bis zum Erreichen eines voreingestellten Auslösemoments miteinander gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet, daß** an den beiden Kupplungsteilen (90, 96) Rastelemente (109, 196) ausgebildet sind, über die bei einem Antrieb des Schraubers (10) in einer zweiten Drehrichtung die beiden Kupplungsteile (90, 96) unmittelbar miteinander verrasten.

2. Schrauber nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verrastung durch eine Umkehr der Drehrichtung des Schraubers (10) aufhebbar ist.

3. Schrauber nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** an zueinander weisenden Stirnseiten (165, 143) der beiden Kupplungsteile (90, 96) einander zugeordnete Gleitflächen (144, 184), ausgebildet sind, über die die beiden Kupplungsteile (90, 96) bei vorbestimmten relativen Winkelpositionen aneinander anliegen.

4. Schrauber nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Rastelemente (109, 196) an den Gleitflächen (144, 184) ausgebildet sind.

5. Schrauber nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Gleitfläche des einen Kupplungsteils (96) durch eine Stirnfläche (144) und davon axial hervorstehende Vorsprünge (109) gebildet ist, und daß die Gleitfläche (184) des anderen Kupplungsteils durch Stufen (184) gebildet ist, die jeweils durch Absätze (196) begrenzt sind, an denen die Vorsprünge (109) in der zweiten Drehrichtung anschlagen können.

6. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** auf dem zweiten Kupplungsteil (90) eine in Umfangsrichtung verlaufende Nockenlaufbahn (108) ausgebildet ist, die sich aus mehreren, vorzugsweise drei, gleich ausgeführten Bahnabschnitten (176, 178, 180) zusammensetzt.

7. Schrauber nach einem der Ansprüche 3 bis 5 und nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Nockenlaufbahn (108) außerhalb und konzentrisch zu der Gleitfläche (184) des zweiten Kupplungsteils (90) angeordnet ist.

8. Schrauber nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** jeder Bahnabschnitt (176, 178, 180) einen Nocken (168) aufweist, dessen Flanken eine Auflaufseite (170) und eine Ablaufseite (172) für den wenigstens einen Wälzkörper (104) bilden.

9. Schrauber nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Auflaufseite (170) steiler ist als die Ablaufseite (172).
10. Schrauber nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Neigung der Ablaufseite (172) mit zunehmenden Abstand von der Auflaufseite (170) kleiner wird.
11. Schrauber nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Nockenlaufbahn (108) zwischen den Nocken (168) jeweils einen Teilabschnitt (197) aufweist, der nicht von dem wenigstens einen Wälzkörper (104) berührt wird.
12. Schrauber nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Gleitflächen (144, 184) derart zu der Nockenlaufbahn (108) angeordnet sind, daß bei einem Antrieb des Schraubers (10) in der ersten Drehrichtung und geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung (50) der wenigstens eine Wälzkörper (104) mit der Auflaufseite (170) eines Nockens (168) in Anlage ist und gleichzeitig sich das erste Kupplungsteil (96) an dem zweiten Kupplungsteil (90) in axialer Richtung über die Gleitflächen (144, 184) abstützt.
13. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der wenigstens eine Wälzkörper als Rolle (104) ausgebildet ist.
14. Schrauber nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Rolle (104) auf einer an dem ersten Kupplungsteil (96) gehaltenen Achse (106) drehbar gelagert ist.
15. Schrauber nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, daß** die durch die Achse (106) festgelegte Drehachse (152) der Rolle (104) zu einer Längsachse (154) des ersten Kupplungsteils (96) beabstandet angeordnet ist.
16. Schrauber nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Rolle (104) auf der Achse (106) fliegend gelagert ist.
17. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** eines der beiden Kupplungsteile (96) drehfest mit einem Gehäuse (11) des Schraubers (10) und das andere Kupplungsteil (90) drehfest mit einem ein Reaktionsmoment gegenüber einer Spindel (40) aufnehmenden und gegenüber dem Gehäuse (11) frei drehbaren Reaktionsteil (70) eines Getriebes (38) verbunden ist.
18. Schrauber nach Anspruch 17, **dadurch gekenn-**

zeichnet, daß das Reaktionsteil ein mehrere Planetenräder (66, 74) aufnehmendes Hohlrads (70) eines Planetenradgetriebes (38) ist.

- 5 19. Schrauber nach Anspruch 17 oder 18, **dadurch gekennzeichnet, daß** das mit dem Gehäuse (11) des Schraubers (10) drehfest verbundene Kupplungsteil (96) in axialer Richtung (95) verschiebbar angeordnet ist.
- 10 20. Schrauber nach Anspruch 19, **gekennzeichnet durch** einen Schalter (124) zum Abschalten des Schraubers (10), der durch das in axialer Richtung verschiebbar angeordnete Kupplungsteil (96) betätigbar ist.
- 15

Claims

- 20 1. A power screw driver (10) for tightening and loosening of screws, having a torque limiting coupling (50) releasing torque-dependently, comprising a first coupling part (96), a second coupling part (90), a spring element (94) for axially biasing the first coupling part (96) against the second coupling part (90), and further comprising at least one roll body (104) rolling between both coupling parts (90, 96) which couples both coupling parts (90, 96) when driving the screw driver (10) in a first direction of rotation until a predetermined release moment is reached, **characterized in that** on both coupling parts (90, 96) catches (109, 196) are provided for locking both coupling parts (90, 96) directly when driving the screw driver (10) in a second direction of rotation.
- 25 2. The screw driver of claim 1, **characterized in that** the locking can be released by switching the direction of rotation of the screw driver (10).
- 30 3. The screw driver of claim 1 or 2, **characterized in that** on front faces (165, 143) of both coupling parts (90, 96) facing each other slide faces (144, 184) assigned to each other are provided, both coupling parts (90, 96) resting against each other in predetermined angular positions thereby.
- 35 4. The screw driver of claim 3, **characterized in that** the catches (109, 196) are formed on the slide faces (144, 184).
- 40 5. The screw driver of claim 4, **characterized in that** the slide face of one coupling part (96) is formed by a front face (144) and protrusions (109) axially protruding therefrom, and **in that** the slide face (184) of the other coupling part is formed by steps (184) each limited by shoulders (196) against which the protrusions (109) can rest in the second direction of rotation.
- 45 50 55

6. The screw driver of one of the preceding claims, **characterized in that** on the second coupling part (90) a cam guide way (108) extending circumferentially is provided and being formed by several guide sections, preferably by three guide sections (176, 178, 180). 5
7. The screw driver of one of claims 3 to 5 and claim 6, **characterized in that** the cam guide way (108) is arranged outside and concentrically to the slide face (184) of the second coupling part (90). 10
8. The screw driver of claim 6 or 7, **characterized in that** each guide section (176, 178, 180) comprises a cam (168), the flanks of which form a leading side (170) and a trailing side (172) for the at least one roll body (104). 15
9. The screw driver of claim 8, **characterized in that** the leading side (170) is steeper than the trailing side (172). 20
10. The screw driver of claim 8 or 9, **characterized in that** the slope of the trailing section decreases with increasing distance from the leading section. 25
11. The screw driver of claim 9 or 10, **characterized in that** the cam guide way (108) comprises a partial section (197) between two respective cams (168), the partial section (197) not being touched by the at least one roll body (104). 30
12. The screw driver of claim 11, **characterized in that** the slide faces (144, 184) are arranged such with respect to the cam guide way (108) that the at least one roll body (104) is in contact with the leading side (170) of a cam (168) and that the first coupling part (96) simultaneously rests against the second coupling part (90) in axial direction via the slide faces (144, 184), when the screw driver (10) is driven in the first direction of rotation and the torque limiting coupling (50) is closed. 35 40
13. The screw driver of one of the preceding claims, **characterized in that** the at least one roll body is configured as a roll (104). 45
14. The screw driver of claim 13, **characterized in that** the roll (104) is received rotatably on a shaft (106) supported by the first coupling part (96). 50
15. The screw driver of claim 14, **characterized in that** the axis of rotation (152) of the roll (104) determined by the shaft (106) is arranged at a distance from the longitudinal axis (154) of the first coupling part (96). 55
16. The screw driver of claim 15, **characterized in that** the roll (104) is supported in a floating manner on

the shaft (106).

17. The screw driver of one of the preceding claims, **characterized in that** one (96) of the two coupling parts is connected with a housing (11) of the screw driver (10) fixed against rotation, and the other coupling part (90) is connected for common rotation with a reaction part (70) that is free rotatable against the housing (11) and receives a reaction moment with respect to the spindle (40).
18. The screw driver of claim 17, **characterized in that** the reaction part is a hollow wheel (70) of a planetary gear (38) having several planetary wheels (66, 74).
19. The screw driver of claim 17 or 18, **characterized in that** the coupling part (96) that is connected with the housing (11) fixed against rotation is arranged slidable in axial direction (95).
20. The screw driver of claim 19, **characterized by** a switch (124) for switching off the screw driver (10), the switch being actuable by the coupling part (96) being axially slidable.

Revendications

1. Tournevis motorisé (10) pour visser et dévisser des vis, avec un embrayage limiteur de couple (50) se déclenchant en fonction du couple, qui présente une première partie d'embrayage (96), une deuxième partie d'embrayage (90), un élément à ressort (94) pour pousser axialement la première partie d'embrayage (96) contre la deuxième partie d'embrayage (90) et au moins un corps roulant (104) circulant entre les deux parties d'embrayage (90, 96), par l'intermédiaire duquel les deux parties d'embrayage (90, 96) sont couplées l'une à l'autre en cas d'entraînement du tournevis (10) dans une première direction de rotation jusqu'à atteindre un couple de déclenchement prédéfini, **caractérisé en ce que** sur les deux parties d'embrayage (90, 96) sont formés des éléments de crantage (109, 196) par l'intermédiaire desquels les deux parties d'embrayage (90, 96) se crantent directement l'une à l'autre en cas d'entraînement du tournevis (10) dans une deuxième direction de rotation.
2. Tournevis selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le crantage peut être levé par une inversion de la direction de rotation du tournevis (10).
3. Tournevis selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** sur des faces frontales (165, 143) mutuellement en vis-à-vis des deux parties d'embrayage (90, 96) sont formées des surfaces de glissement (144, 184) mutuellement associées, par l'intermé-

diaire desquelles les deux parties d'embrayage (90, 96) s'appuient l'une contre l'autre dans des positions angulaires relatives prédéfinies.

4. Tournevis selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** les éléments de crantage (109, 196) sont réalisés sur les surfaces de glissement (144, 184). 5
5. Tournevis selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** la surface de glissement de la première partie d'embrayage (96) est formée par une surface frontale (144) et par des saillies (109) dépassant axialement de celle-ci, et **en ce que** la surface de glissement (184) de l'autre partie d'embrayage est formée par des gradins (184) qui sont limités chacun par des talons (196), contre lesquels les saillies (109) peuvent buter dans la deuxième direction de rotation. 10
6. Tournevis selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** sur la deuxième partie d'embrayage (90) est formée une piste de roulement de came (108) s'étendant dans la direction circonférentielle, qui se compose de plusieurs, de préférence trois, sections de piste (176, 178, 180) réalisées identiques. 15
7. Tournevis selon l'une des revendications 3 à 5 et selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** la piste de roulement de came (108) est placée à l'extérieur de la surface de glissement (184) de la deuxième partie d'embrayage (90) et de manière concentrique à elle. 20
8. Tournevis selon la revendication 6 ou 7, **caractérisé en ce que** chaque section de piste (176, 178, 180) présente une came (168) dont les flancs forment une face de montée (170) et une face de descente (172) pour le corps roulant (104) au nombre d'au moins un. 25
9. Tournevis selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** la face de montée (170) est plus inclinée que la face de descente (172). 30
10. Tournevis selon la revendication 8 ou 9, **caractérisé en ce que** l'inclinaison de la face de descente (172) diminue quand la distance depuis la face de montée (170) augmente. 35
11. Tournevis selon la revendication 9 ou 10, **caractérisé en ce que** la piste de roulement de came (108) présente entre les comes (168) à chaque fois une sous-section (197) qui n'est pas touchée par le corps de roulement (104) au nombre d'au moins un. 40
12. Tournevis selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** les surfaces de glissement (144, 184) sont agencées de telle manière par rapport à la piste de roulement de came (108) qu'en cas d'entraînement du tournevis (10) dans la première direction de rotation et avec l'embrayage limiteur de couple (50) accouplé, le corps roulant (104) au nombre d'au moins un est en appui avec la face de montée (170) d'une came (168) et, dans le même temps, la première partie d'embrayage (96) s'appuie contre la deuxième partie d'embrayage (90) dans la direction axiale par l'intermédiaire des surfaces de glissement (144, 184). 45
13. Tournevis selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le corps roulant au nombre d'au moins un est conformé en galet (104). 50
14. Tournevis selon la revendication 13, **caractérisé en ce que** le galet (104) est monté rotatif sur un axe (106) tenu sur la première partie d'embrayage (96). 55
15. Tournevis selon la revendication 14, **caractérisé en ce que** l'axe de rotation (152) du rouleau (104) défini par l'axe (106) est placé à distance d'un axe longitudinal (154) de la première partie d'embrayage (96). 60
16. Tournevis selon la revendication 15, **caractérisé en ce que** le galet (104) est monté en roue libre sur l'axe (106). 65
17. Tournevis selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'une des deux parties d'embrayage (96) est reliée de manière fixe en rotation à un boîtier (11) du tournevis (10) et l'autre partie d'embrayage (90) est reliée de manière fixe en rotation à une partie de réaction (70)- d'un mécanisme (38) comprenant rotative par rapport au boîtier (11) et supportant un couple de rotation par rapport à une broche (40). 70
18. Tournevis selon la revendication 17, **caractérisé en ce que** la partie de réaction est une roue creuse (70) d'un mécanisme à roues planétaires (38) comprenant plusieurs roues planétaires (66, 74). 75
19. Tournevis selon la revendication 17 ou 18, **caractérisé en ce que** la partie d'embrayage (96) reliée de manière fixe en rotation au boîtier (11) du tournevis (10) est montée mobile dans la direction axiale (95). 80
20. Tournevis selon la revendication 19, **caractérisé par** un commutateur (124) pour arrêter le tournevis (10), qui peut être actionné par la partie d'embrayage (96) montée mobile dans la direction axiale. 85

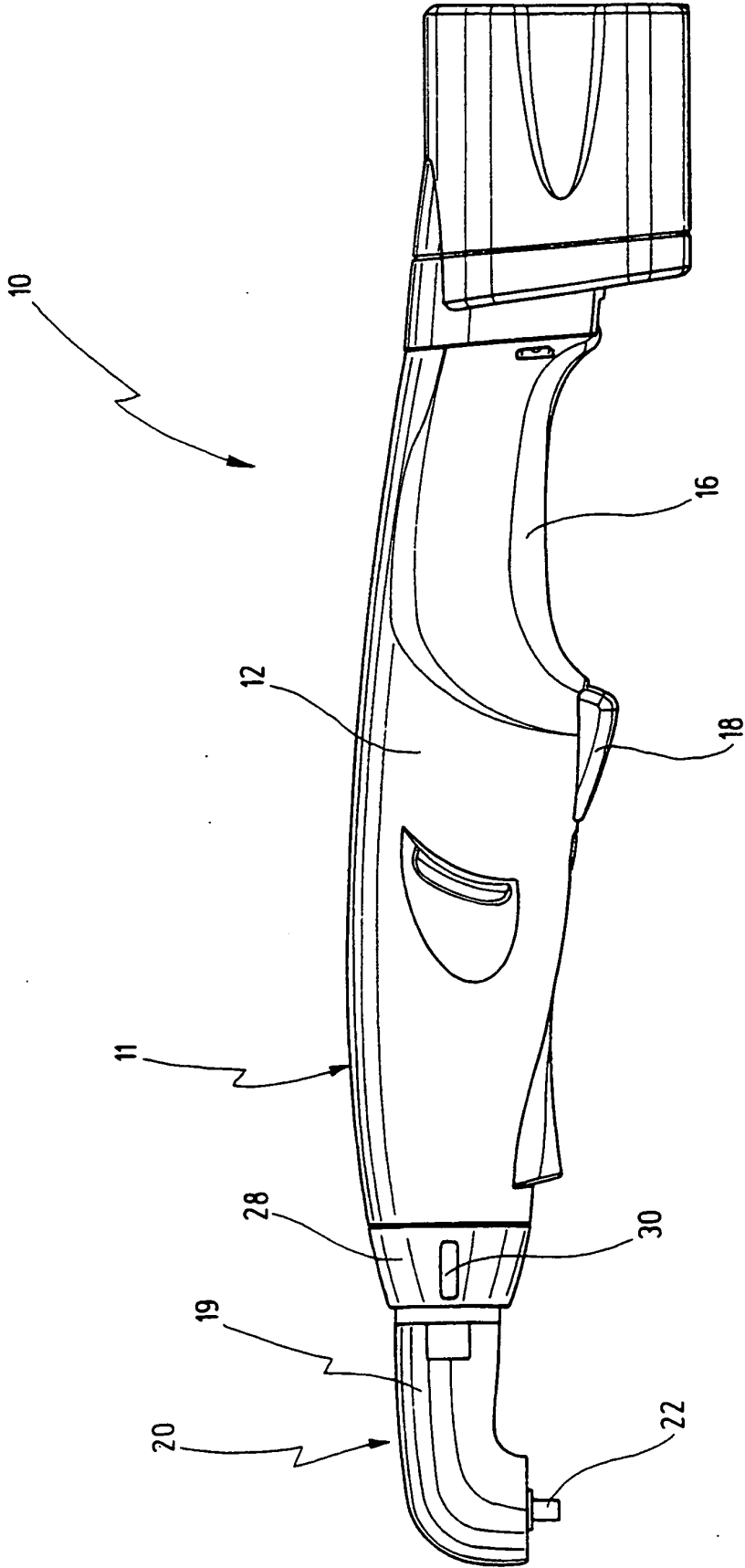


Fig.1

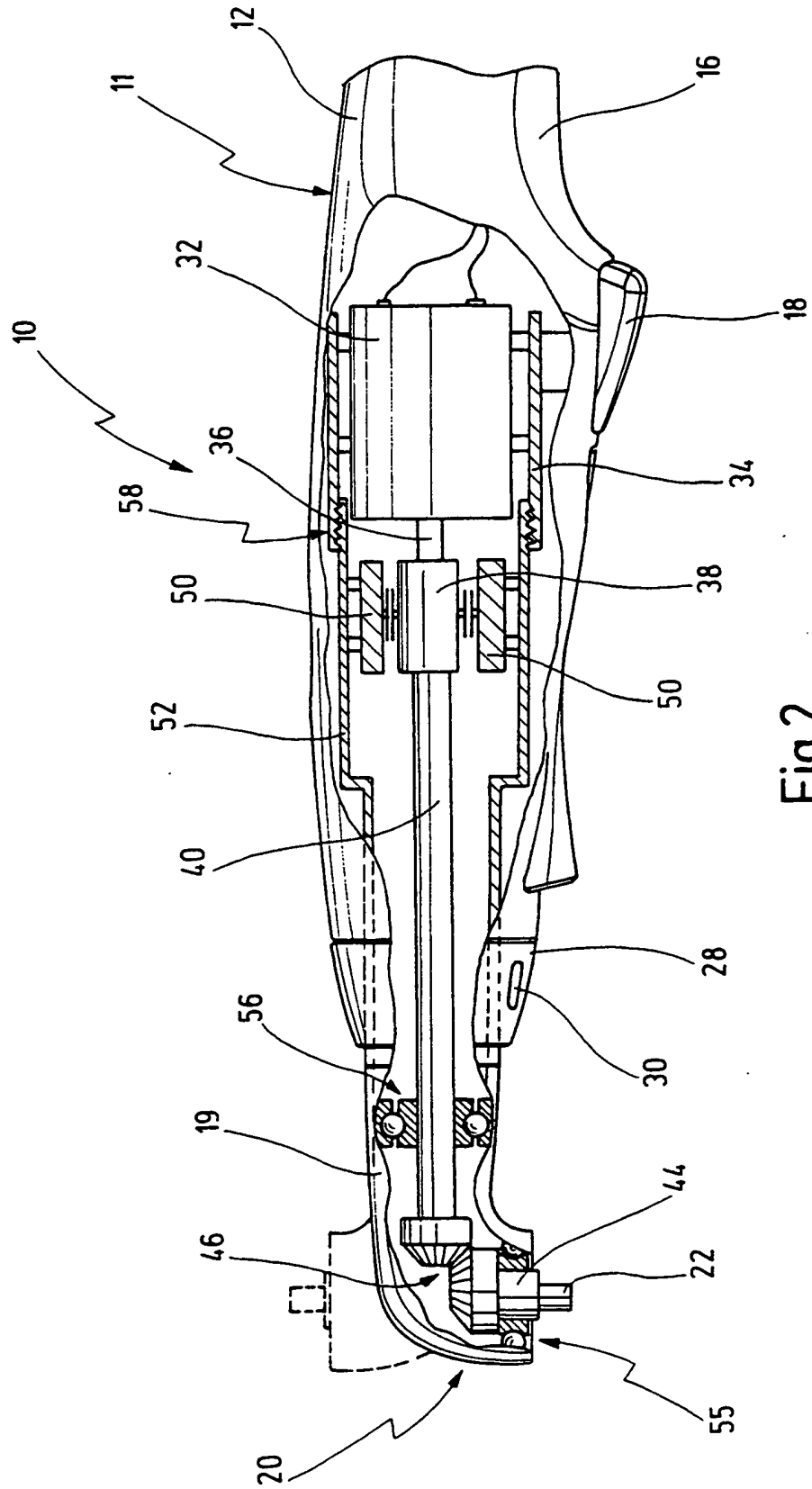


Fig.2

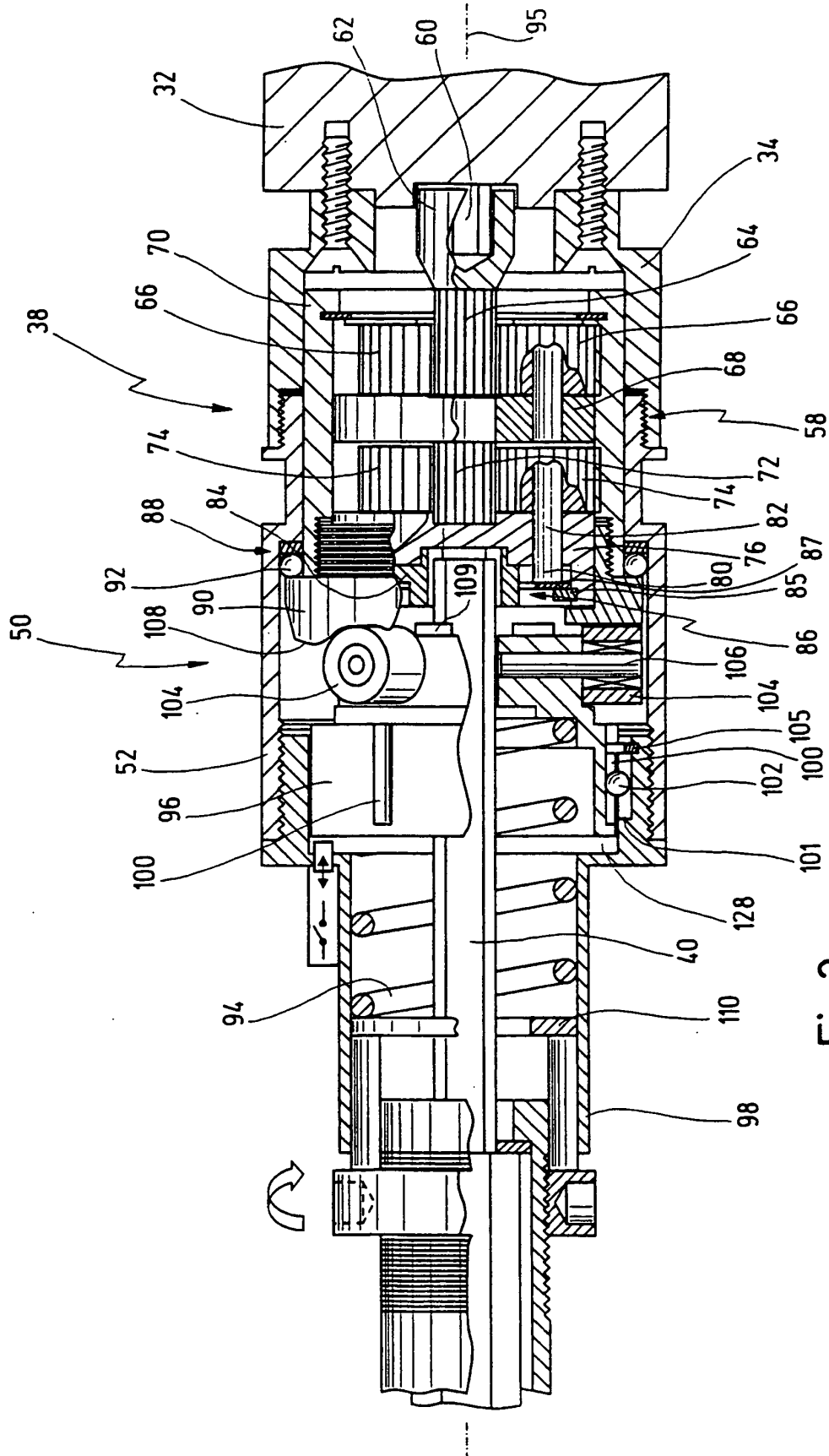
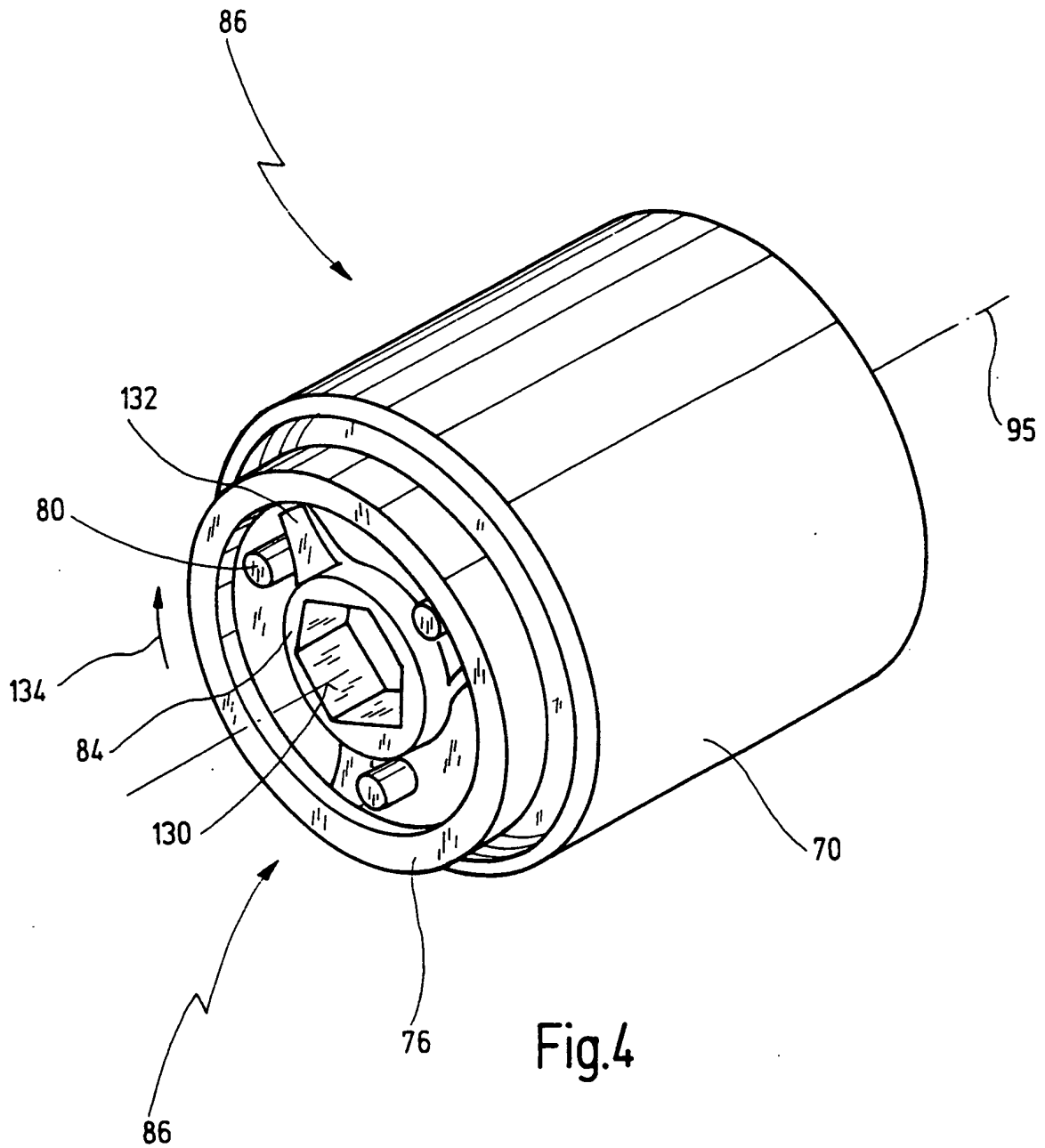


Fig.3



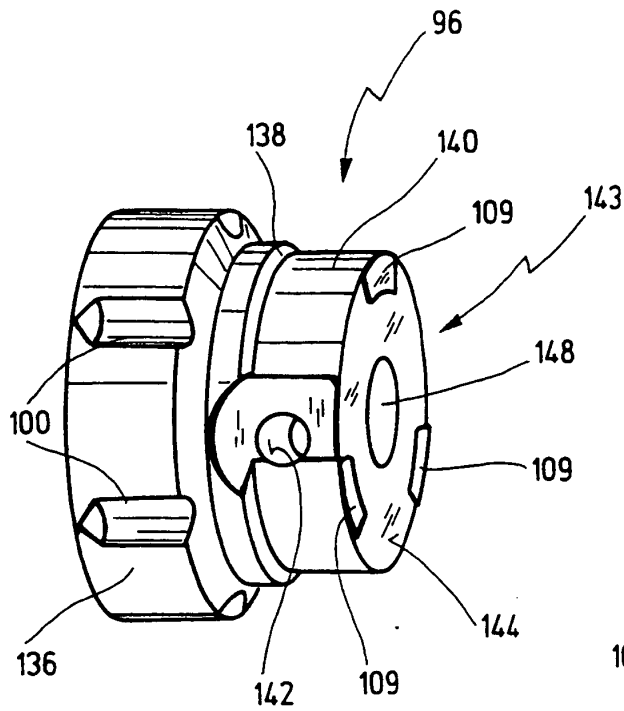


Fig.5

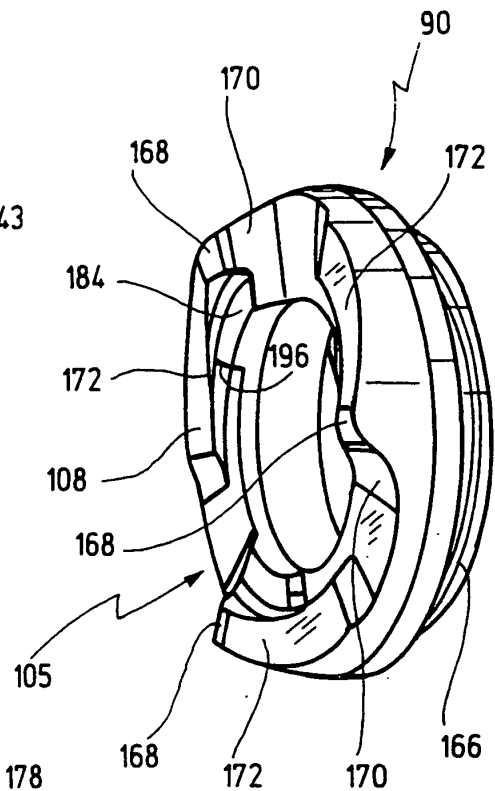


Fig.8

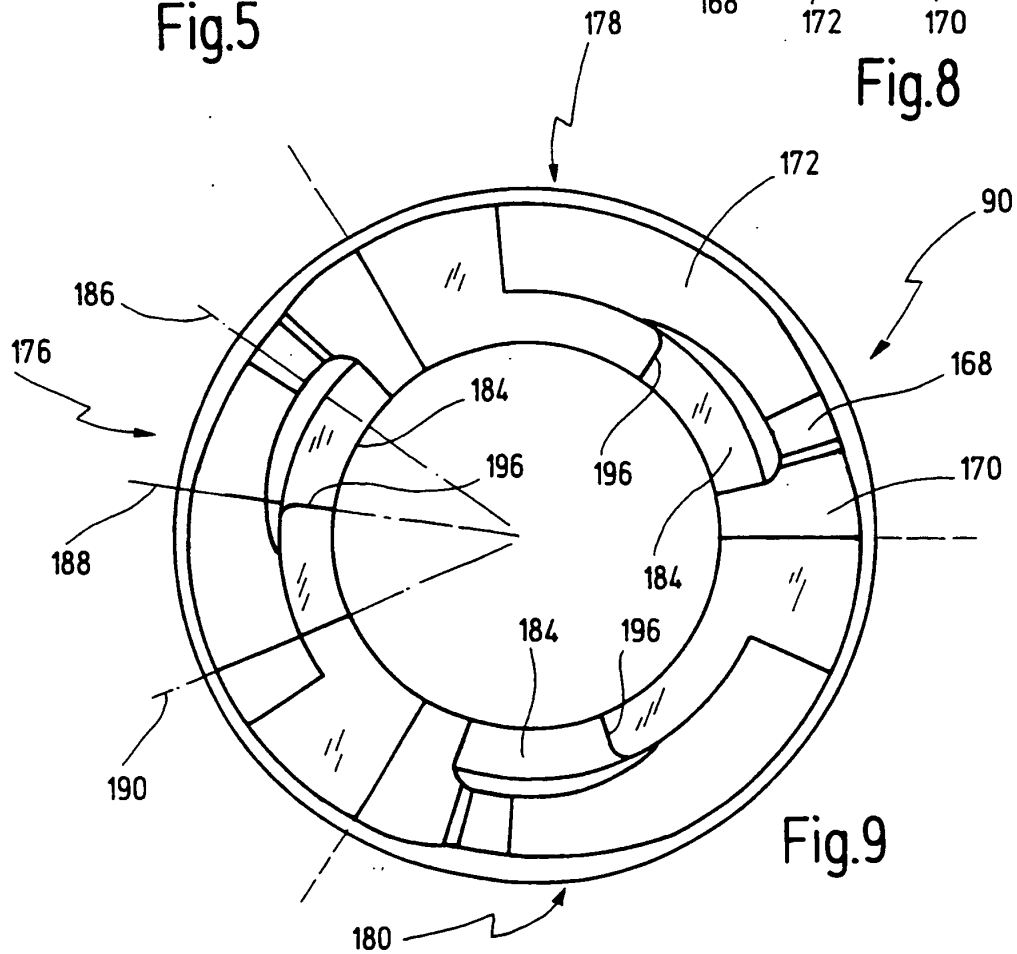


Fig.9

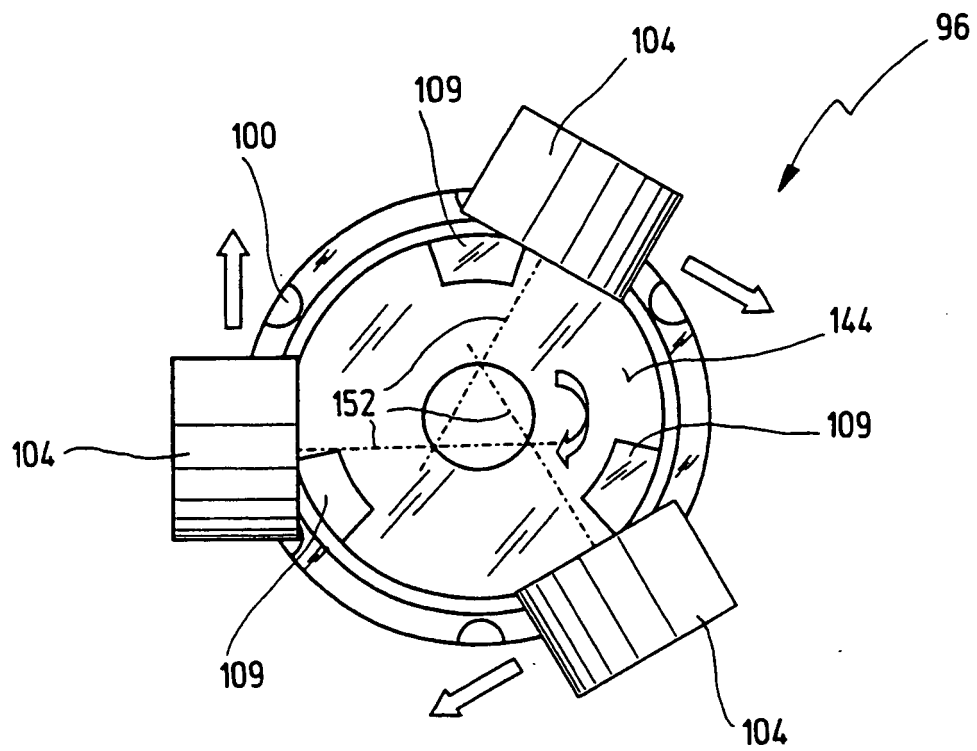


Fig.6

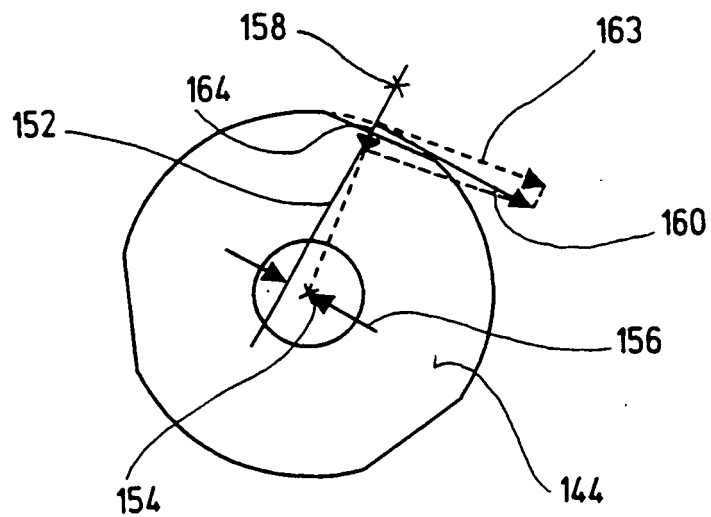


Fig.7

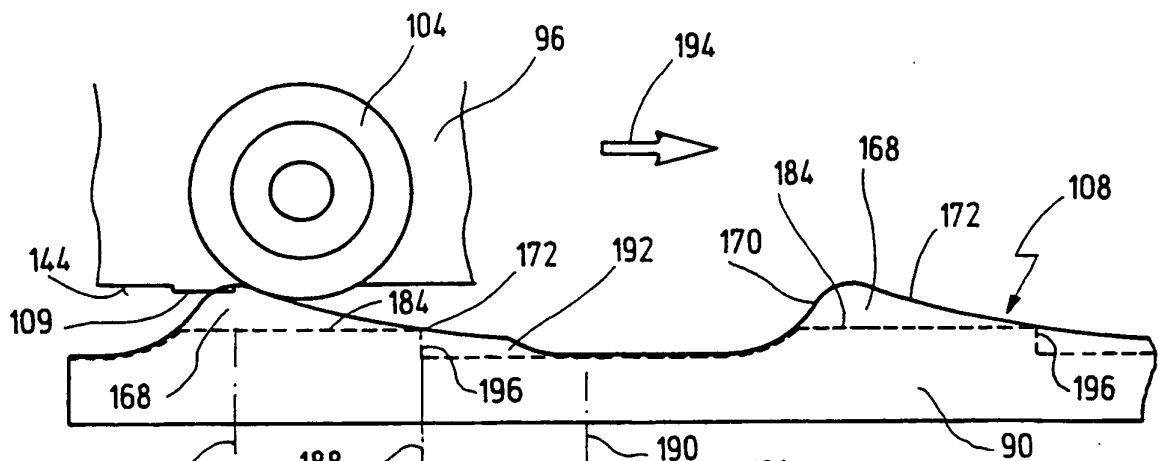


Fig. 10a

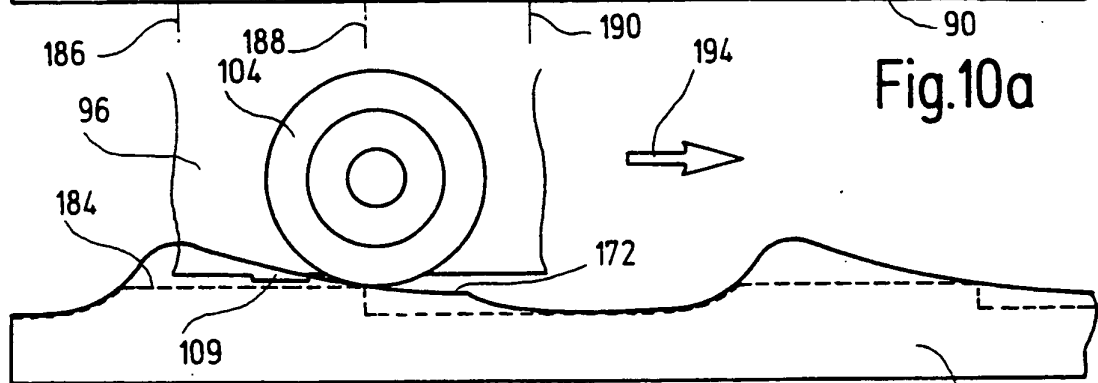


Fig. 10b

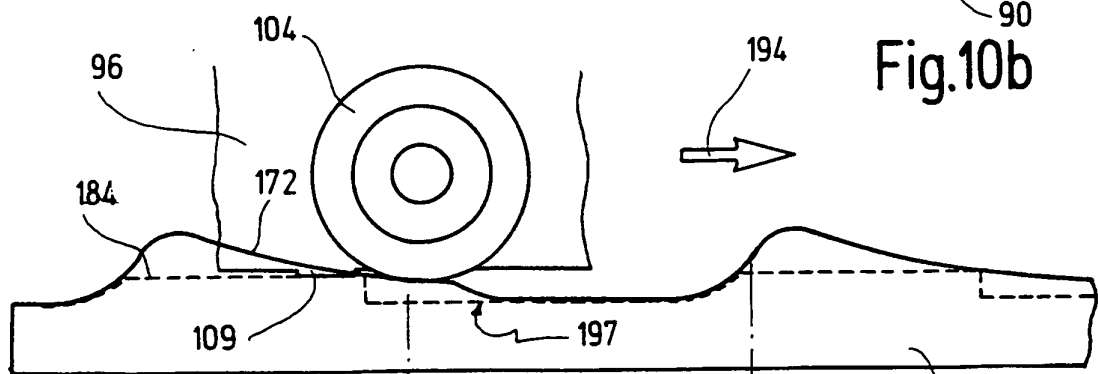


Fig. 10c

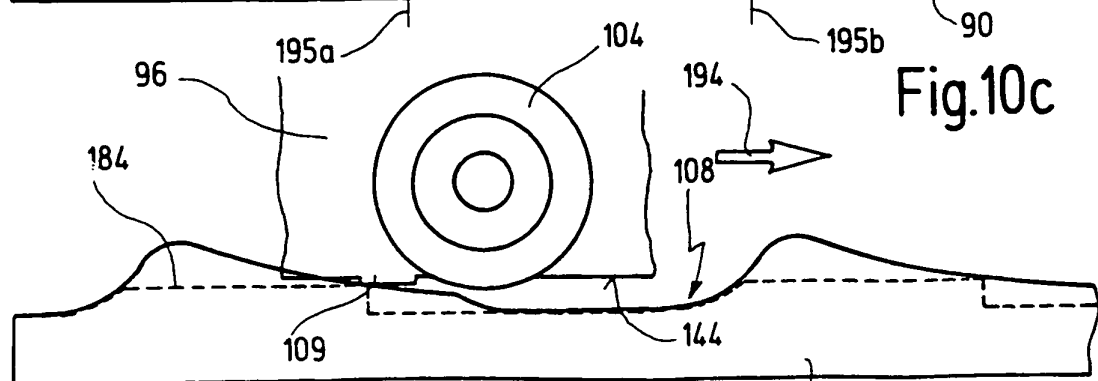


Fig. 10d

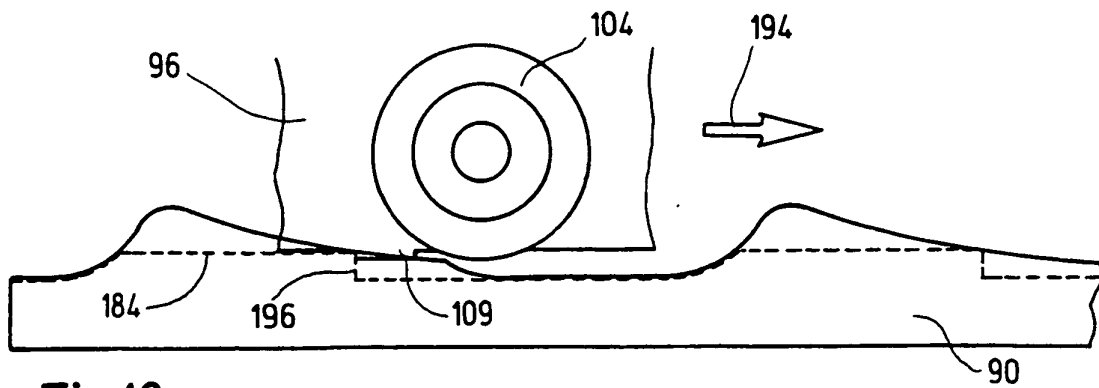


Fig. 10e

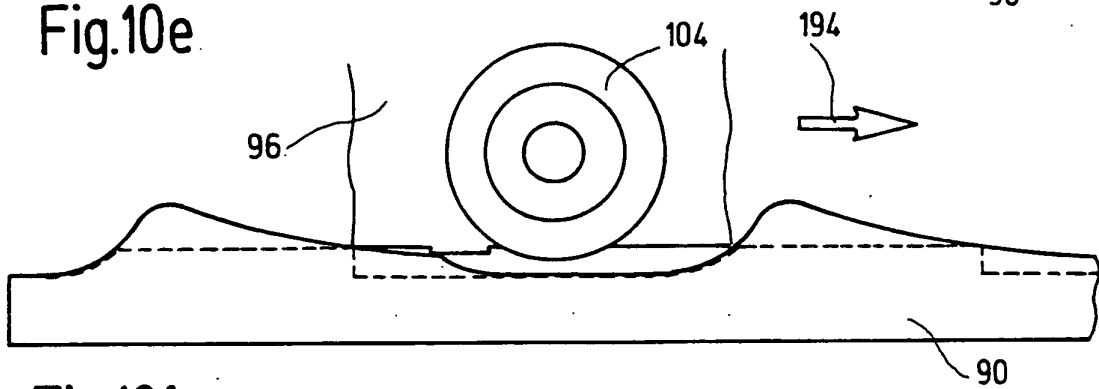


Fig. 10f

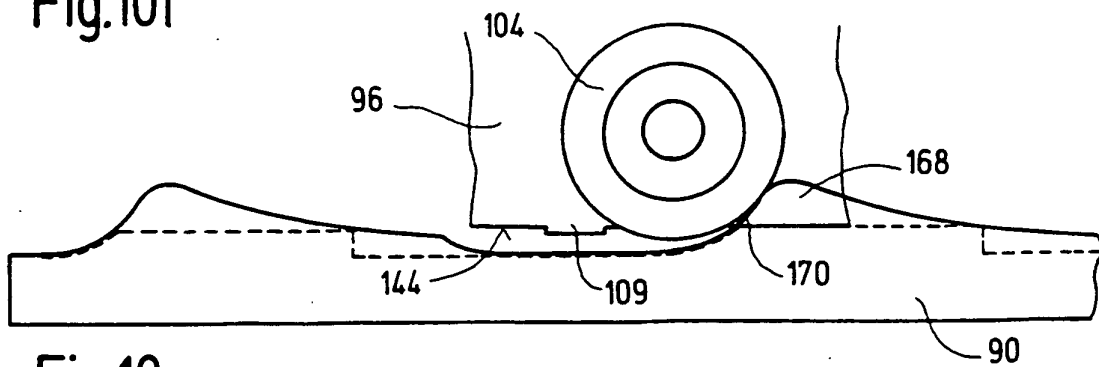


Fig. 10g

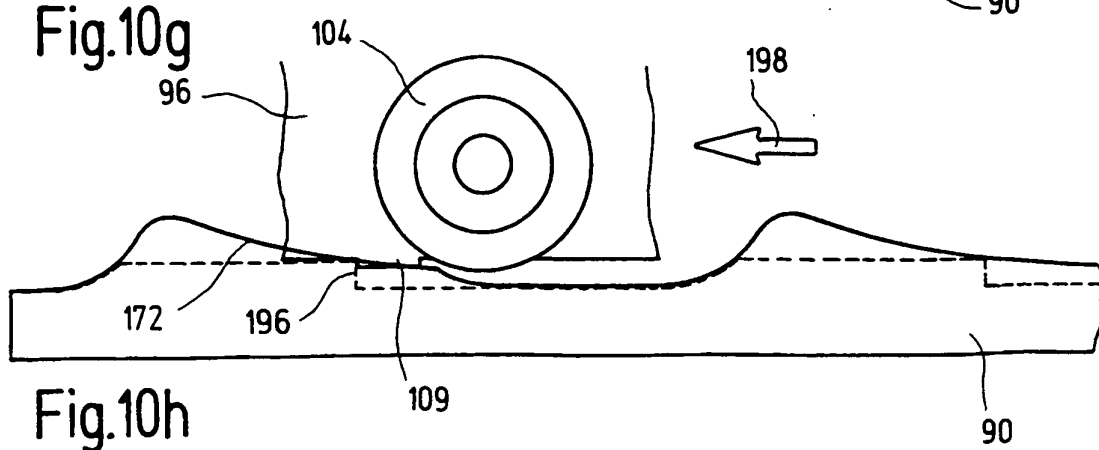


Fig. 10h

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

- WO 9916885 A [0002]
- DE 3432376 A1 [0005]
- WO 9916858 A [0006]