



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 199 29 249 B4 2005.06.09**

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **199 29 249.3**
 (22) Anmeldetag: **25.06.1999**
 (43) Offenlegungstag: **10.08.2000**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **09.06.2005**

(51) Int Cl.7: **F16H 15/38**

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden.

(30) Unionspriorität:
11-3646 11.01.1999 JP

**Kanagawa, JP; Higuchi, Seiji, Fujisawa,
 Kanagawa, JP; Fukushima, Hiroshi, Fujisawa,
 Kanagawa, JP**

(62) Teilung in:
199 64 323.7; 199 64 324.5

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
 gezogene Druckschriften:

(71) Patentinhaber:
NSK Ltd., Tokio/Tokyo, JP

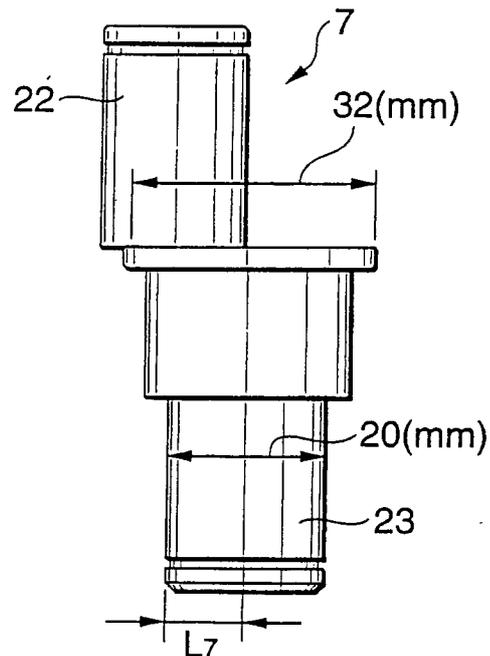
**DE 197 54 146 C2
 DE 198 50 867 A1
 DE 198 50 135 A1
 DE 198 29 631 A1
 DE 195 01 391 A1
 DE 43 28 598 A1
 US 55 36 091 A
 US 49 60 004
 JP 11-2 10 854 A
 JP 11-2 01 253 A
 JP 07-2 80 056 A
 JP 11-44 352 A
 JP 01-1 73 552 U
 JP 62-71 465 U**

(74) Vertreter:
**Grünecker, Kinkeldey, Stockmair &
 Schwanhäusser, 80538 München**

(72) Erfinder:
**Imanishi, Takashi, Fujisawa, Kanagawa, JP; Goto,
 Nobuo, Fujisawa, Kanagawa, JP; Fujinami,
 Makoto, Fujisawa, Kanagawa, JP; Kato, Hiroshi,
 Fujisawa, Kanagawa, JP; Mitamura, Nobuaki,
 Fujisawa, Kanagawa, JP; Itoh, Hiroyuki, Jujisawa,**

(54) Bezeichnung: **Exzenterwelle für ein stufenlos verstellbares Toroidalgetriebe**

(57) Hauptanspruch: Exzenterwelle für ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe, welches aufweist:
 zumindest ein Paar Scheiben (2, 4), von denen jede eine in Axialrichtung konkave Fläche aufweist, die im Querschnitt bogenförmig ist, wobei die Scheiben (2, 4) koaxial zueinander angeordnet und unabhängig voneinander so drehbar gelagert sind, dass die konkaven Flächen einander gegenüberliegend sind;
 einen Drehzapfen (6), der um
 eine Schwenkwelle (5) verschwenkbar ist, wobei der Drehzapfen (6) ein kreisförmiges Loch (21) aufweist, das in Richtung senkrecht zur Axialrichtung der Schwenkwelle (5) in einem Mittelbereich des Drehzapfens ausgebildet ist;
 eine Exzenterwelle (7), die einen Stützwellenbereich (22) und einen Schwenkwellenbereich (23) aufweist, welche parallel und exzentrisch zueinander angeordnet sind, wobei der Stützwellenbereich (22) drehbar relativ zur Innenfläche des kreisförmigen Lochs (21) mittels eines Radiallagers gelagert ist und der Schwenkwellenbereich (23) von einer Innenfläche des Mittelbereichs des Drehzapfens (6) vorsteht;
 eine Kraftrolle (8) mit einer bogenförmig konvexen Fläche auf ihrer...



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Extenter- oder Ausgleichswelle, im folgenden Ausgleichswelle genannt, für ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe, welches als eine Getriebeeinheit verwendet werden kann, die ein Fahrzeuggetriebe bildet oder als Getriebe in verschiedenen Typen von Industriemaschinen montiert werden kann.

[0002] Die Untersuchungen zur Anwendung von stufenlos verstellbaren Toroidgetrieben (wie in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) gezeigt) in einem Fahrzeuggetriebe schreitet fort. Ein Beispiel des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes ist in der ungeprüften japanischen Gebrauchsmusterveröffentlichung Sho. 62-71465 offenbart. Wie gezeigt ist, wird eine eingangsseitige Scheibe **2** konzentrisch von einer Eingangswelle **1** gestützt. Eine Ausgangswelle **3** ist ebenfalls konzentrisch zu einer Eingangswelle **1** angeordnet. Eine ausgangsseitige Scheibe **4** ist mit dem inneren Ende der Ausgangswelle **3** befestigt. In der Innenseite eines Gehäuses, in welchem das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe aufgenommen ist, sind ein Paar von Drehzapfen **6, 6** an einer Zwischenposition der beiden Scheiben **2, 4** entlang der Axialrichtung derselben angeordnet. Die Drehzapfen **6, 6** sind jeweils schwenkbar um ihre jeweiligen Schwenkwellen **5, 5**, an einer Position entlang einer imaginären Ebene angeordnet, die senkrecht zu einer imaginären Linie ist, die die jeweiligen Achsen der Eingangs- und Ausgangswellen **1** und **3** verbindet und sind von dem Schnittpunkt von imaginärer Ebene und imaginärer Linie beabstandet, wie in [Fig. 1](#) gezeigt ist. Diese physikalische Beziehung wird nachstehend als "Torsionsbeziehung" bezeichnet.

[0003] Jeder der Drehzapfen **6, 6**, der von der Mittelachse der eingangsseitigen Scheibe **2** und der ausgangsseitigen Scheibe **4** entfernt angeordnet ist, ist konzentrisch zu jeder der Schwenkwellen **5, 5** auf den Außenflächen der beiden Endbereiche derselben vorgesehen. Untere Enden von Ausgleichswellen **7, 7** sind jeweils in den Mittelbereichen der Drehzapfen **6, 6** gelagert, und wenn die Drehzapfen **6, 6** um die Schwenkwellen **5, 5** jeweils verschwenkt werden, können die Neigungswinkel der Ausgleichswellen **7, 7** frei eingestellt werden. Auf den beiden Ausgleichswellen **7, 7**, die auf den beiden Drehzapfen **6, 6** gelagert sind, sind eine Vielzahl von Kraftrollen **8, 8** jeweils gelagert. Die Kraftrollen **8, 8** sind jeweils zwischen den Innenflächen **2a** und **4a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und der ausgangsseitigen Scheibe **4** gegenüberliegend zueinander angeordnet. Die Innenflächen **2a** und **4a** sind konkav gekrümmt ausgebildet und ergeben sich durch Drehen eines Bogens mit der Schwenkwelle **5** als Mittelachse. Die Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8**, sind konvex gekrümmt und jeweils in Kontakt mit den Innenflächen **2a** und **4a**.

[0004] Zwischen der Eingangswelle **1** und der eingangsseitigen Scheibe **2** ist eine Pressvorrichtung **9** vom Belastungsnockentyp zwischengesetzt, wodurch die eingangsseitige Scheibe **2** über die Kraftrollen an die ausgangsseitige Scheibe **4** elastisch angedrückt wird. Die Pressvorrichtung **9** besteht aus einer Nockenplatte **10**, die drehbar zusammen mit der Eingangswelle **1** ist und aus einer Mehrzahl (z.B. vier Stück) von Rollen **12, 12**, die jeweils wälzend durch einen Abstandhalter (Käfig) **11** gehalten werden.

[0005] Auf einer Fläche auf einer Seite (in [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) die Fläche auf der linken Seite) der Nockenplatte **10** ist eine antriebsseitige Nockenfläche **13** ausgebildet, die eine gekrümmte Fläche ist, welche sich über die Umfangsrichtung der Nockenplatte **10** erstreckt. Auf der Außenfläche (in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) auf der rechten Fläche) der eingangsseitigen Scheibe **2** ist ebenso eine abtriebsseitige Nockenfläche **14** ausgebildet, die eine gleiche Form aufweist. Die Mehrzahl von Rollen **12, 12** werden jeweils drehbar um ihre jeweiligen Achsen gestützt, welche sich in der Radialrichtung bezüglich zur Mittellinie der Eingangswelle **1** erstrecken.

[0006] Das wie oben beschriebene aufgebaute stufenlos verstellbare Toroidgetriebe arbeitet auf folgende Weise. Wenn die Nockenplatte **10** mit der Drehung der Eingangswelle **1** gedreht wird, presst die antriebsseitige Nockenfläche **13** die Mehrzahl der Rollen **12, 12** gegen die abtriebsseitige Nockenfläche **14**, die auf der Außenfläche der eingangsseitigen Scheibe **2** ausgebildet ist. Dadurch wird die eingangsseitige Scheibe **2** gegen die Mehrzahl der Kraftrollen **8, 8** gedrückt, und gleichzeitig werden die antriebsseitige Nockenfläche **13** und die abtriebsseitige Nockenfläche **14** gegen die Mehrzahl der Rollen **12, 12** gepresst, so dass die eingangsseitige Scheibe **2** gedreht wird. Die Drehung der eingangsseitigen Scheibe **2** wird durch die Mehrzahl der Kraftrollen **8, 8** auf die ausgangsseitige Scheibe **4** übertragen, so dass die Ausgangswelle **3**, gedreht wird.

[0007] Als nächstes wird ein Fall mit Änderung eines Drehzahlverhältnisses der Eingangs- und Ausgangswellen **1** und **3** beschrieben. Zuerst, wenn das Drehzahlverhältnis zwischen Eingangswelle **1** und Ausgangswelle **3** vermindert wird, werden die Drehzapfen **6, 6** um die Schwenkwellen **5, 5** in einer vorbestimmten Richtung jeweils verschwenkt. Dann werden die Ausgleichswellen **7, 7** jeweils so geneigt, dass die Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8**, wie in [Fig. 1](#) gezeigt ist, jeweils mit einem mittelpunktnahen Bereich der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und mit einem außenumfangsnahen Bereich auf der Innenfläche **4a** der aus-

gangsseitigen Scheibe 4 in Kontakt gebracht werden.

[0008] Wenn andererseits das Drehzahlverhältnis zwischen Eingangswelle 1 und 3 vergrößert wird, werden die Drehzapfen 6, 6 jeweils um die Schwenkwellen 5, 5 in der entgegengesetzten Richtung zu der vorbestimmten Richtung verschwenkt. Dann werden die Ausgleichswellen 7, 7 jeweils so geneigt, dass die Umfangsflächen 8a, 8a der Kraftrollen 8, 8, wie in Fig. 2 gezeigt, jeweils mit einem außenumfangsnahen Bereich der Innenfläche 2a der eingangsseitigen Scheibe 2 und einem mittelpunktnahen Bereich auf der Innenfläche 4a der ausgangsseitigen Scheibe 4 in Kontakt gebracht werden können. Wenn die Neigungswinkel der Ausgleichswellen 7, 7 auf die Mitte der Neigungswinkel, die in den Fig. 1 und Fig. 2 gezeigt sind, festgelegt werden, dann kann ein zwischenliegendes Übersetzungsverhältnis zwischen den Eingangswellen 1 und 3 erzielt werden.

[0009] Ein spezifisches Beispiel des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes ist in den Fig. 3 und Fig. 4 gezeigt. Dieses Getriebe ist in der ungeprüften japanischen Gebrauchsmusterveröffentlichung Nr. Hei-1-173552 offenbart. Wie gezeigt ist, werden eine eingangsseitige Scheibe 2 und eine ausgangsseitige Scheibe 4 drehbar um eine zylindrische Eingangswelle 15 mit Hilfe von Nadelrollenlagern 16, 16, die dazwischen eingesetzt sind, gelagert. Eine Nockenplatte 10 ist über ein Keilprofil mit der Außenumfangsfläche des Endbereiches (in Fig. 3 der linke Endbereich) der Eingangswelle 15 in Eingriff, und durch einen Flanschbereich 17 wird verhindert, dass sie sich in einer Richtung wegwärts von der eingangsseitigen Scheibe 2 bewegt. Ferner bilden die Nockenplatte 10 und die Rollen 12, 12 eine Pressvorrichtung eines Belastungsnockentyps. Die Pressvorrichtung 9 dreht entsprechend zu der Drehung der Eingangswelle 15 die eingangsseitige Scheibe 2, während sie gegen die eingangsseitige Scheibe 2 zu der ausgangsseitigen Scheibe 4 hin presst. Ein Ausgangszahnrad 18 ist mit der ausgangsseitigen Scheibe 4 mittels Passfedern 19, 19 so gekoppelt, dass die ausgangsseitige Scheibe 4 und das Ausgangszahnrad 18 synchron gedreht werden.

[0010] Ein Paar Drehzapfen 6, 6 und insbesondere deren jeweilige Endbereiche werden auf einem Paar Stützplatten 20, 20 in einer solchen Weise gestützt, dass sie in der Axialrichtung (in Fig. 3 in der Vorwärts- und Rückwärtsrichtung, oder in Fig. 4 in den Horizontalrichtungen) derselben verschwenkt und verschoben werden können. Zwei Ausgleichswellen 7, 7 werden jeweils in kreisförmigen Löchern 21, 21 gestützt, welche jeweils in den Mittelbereichen des Paares von Drehzapfen 6, 6 ausgebildet sind. Die beiden Ausgleichswellen 7, 7 schließen jeweils Stützwellenbereiche 22, 22 und Schwenkwellenbereiche 23, 23 ein, die sich parallel zueinander erstrecken, aber exzentrisch zueinander befindlich sind. Die Stützwellenbereiche 22, 22 werden drehbar innerhalb der kreisförmigen Löcher 21, 21 über Radialnadelrollenlager 24, 24 jeweils gelagert. Auch sind Kraftrollen 8, 8 jeweils im Bereich der Schwenkwellenbereiche 23, 23 über andere Radialnadelrollenlager 25, 25 gelagert.

[0011] Wie in den Fig. 5 und Fig. 6 im Detail gezeigt ist, ist jedes der Radialnadelrollenlager 25, 25 mit einer Mehrzahl von Nadeln 45, 45 und käfigförmigen fensterförmigen Abstandhaltern 53 zum Halten der Nadeln 45, 45 aufgebaut. In diesem Fall dient die Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches 23 als eine zylindrische Innenlaufbahn des Radialnadelrollenlagers 25, und die Innenumfangsfläche der Kraftrolle 8 dient als die Außenlaufbahn 55 des Radialnadelrollenlagers 25.

[0012] Das Paar der Ausgleichswellen 7, 7 ist jeweils auf 180° getrennten gegenüberliegenden Seiten bezüglich der Eingangswelle 15 angeordnet. Eine Richtung, in welcher die Schwenkwellenbereiche 23, 23 der Ausgleichswellen 7, 7 exzentrisch zu den Stützwellenbereichen 22, 22 sind, ist in der gleichen Weise bezüglich der Drehrichtung der eingangs- und ausgangsseitigen Scheiben 2 und 4 festgesetzt, wobei die Exzentrizitätsrichtung im Wesentlichen rechtwinklig zur Eingangswelle 15 angeordnet ist. Daher werden die Kraftrollen 8, 8 in einer solchen Weise gelagert, dass sie etwas in Richtung der Eingangswelle 15 verschoben werden können. Als ein Ergebnis dessen wird, auch wenn aufgrund der Summierung der Maßtoleranzen der Bauteile die eingangs- und ausgangsseitigen Scheiben 2 und 4 von den Drehzapfen 6, 6 in der Axialrichtung der Eingangswelle 15 (in Fig. 3 die Horizontalrichtung oder in Fig. 4 die Vorwärts-Rückwärtsrichtung) in einem bestimmten Grad verschoben werden, ein ausreichender Kontakt der Innenfläche 2a und der Innenfläche 4a der Scheiben 2 und 4 mit den Umfangsflächen 8a der Kraftrollen 8 abgesichert. Wenn ferner die Bauteile durch große Belastungen im Übertragungszustand der Rotationskraft verformt werden, und als ein Ergebnis der Verformung, auch wenn die Kraftrollen 8, 8 wahrscheinlich in der Axialrichtung der Eingangswelle 15 verschoben werden, kann diese Verschiebung der Kraftrollen 8, 8 ohne Aufbringen von übermäßiger Kraft auf die Bauteile aufgenommen werden.

[0013] Auch zwischen den Außenflächen der Kraftrollen 8, 8 und den Innenflächen der Mittelbereiche der Drehzapfen 6, 6 sind Druckkugellager 26, 26 zwischengesetzt, und Drucknadelrollenlager 27 sind in dieser Reihenfolge von den Außenflächen der Kraftrollen 8 angeordnet. Die Druckkugellager 26, 26 werden jeweils

verwendet, um den Kraftrollen **8, 8** zu ermöglichen, sich zu drehen, während die Last gestützt wird, die auf die Kraftrollen in der Druckrichtung aufgebracht wird. Die Druckkugellager **26, 26** bestehen jeweils aus einer Mehrzahl von Kugeln **56, 56**, ringförmigen Abstandhaltern **57, 57** zum wälzbaren Halten der Kugeln **56, 56** darin und ringförmigen Außenlaufringen **28, 28**. Die Innenlaufbahnen der Druckkugellager **26, 26** sind jeweils auf den Außenflächen der Kraftrollen **8, 8** ausgebildet, wogegen die Außenlaufbahnen derselben jeweils auf den Innenflächen der Außenlaufringe **28, 28** ausgebildet sind.

[0014] Jedes der Drucknadelrollenlager **27, 27** besteht aus einem Laufring **58**, einem Abstandhalter **59** und Nadeln **60, 60**. Der Laufring **58** und der Abstandhalter **59** sind in einer solchen Weise miteinander kombiniert, dass sie etwas in der Rotationsrichtung verschoben werden können. Die Drucknadelrollenlager **27, 27** haben die Laufringe **58**, zwischen den Innenflächen der Drehzapfen **6, 6** und den Außenflächen der Außenlaufringe **28, 28** in einem solchen Zustand zwischengesetzt, dass die Laufringe **58, 58** in Kontakt mit den Innenflächen der Drehzapfen **6, 6** sind. Die Drucknadelrollenlager **27, 27** ermöglichen den Schwenkwellenbereichen **23, 23** und den Laufringen **28, 28**, sich um die Achse des jeweiligen Stützwellenbereichs **22, 22** zu drehen, während eine Drucklast, die auf die Außenlaufringe **28, 28** aufgebracht wird, aufgenommen wird.

[0015] Antriebsstäbe **29, 29** sind jeweils mit einem Endbereich (linkes Ende in [Fig. 4](#)) der Drehzapfen **6, 6** gekoppelt. Antriebskolben **30, 30** sind jeweils stabil mit der Außenfläche der Mittelposition der Antriebsstäbe **29, 29** gekoppelt. Die Antriebskolben **30, 30** sind öldicht innerhalb von Antriebszylindern **31, 31** angeordnet. Die Verschiebung jedes Drehzapfens **6, 6**, welche durch die Antriebszylinder **31, 31** bewirkt wird, wird auf einen Präzessionsnocken (nicht gezeigt) übertragen, der mit dem anderen Endbereich der Drehzapfen **6, 6** befestigt ist.

[0016] Eine Schmieröl-Zuführvorrichtung, wie in [Fig. 7](#) gezeigt ist, ist im Inneren des Antriebsstabes **29**, des Drehzapfens **6** und der Ausgleichswelle **7** vorgesehen. Die Schmieröl-Zuführvorrichtung führt eine geeignete Menge an Schmieröl in die Lager **25** und **26**, um die Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers **25** und des Druckkugellagers **26** abzusichern. Die Schmieröl-Zuführvorrichtung besteht aus einem einspeisungsseitigen Zufühdurchlass **42**, der im Inneren des Antriebsstabes **29** und des Drehzapfens **6** vorgesehen ist, aus Ölzuführlöchern **43, 43**, die in dem Außenring **28** des Druckkugellagers **26** ausgebildet sind und aus einem aufnahmeseitigen Ölzufühdurchlass **44**, der im Inneren des Schwenkwellenbereiches **23** vorgesehen ist, welcher die erste Hälfte der Ausgleichswelle **7** bildet. Wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe im Betrieb befindlich ist, führt die Schmieröl-Zuführvorrichtung Schmieröl in den speiseseitigen Ölzufühdurchlass **42** mit Hilfe einer Pumpe (nicht gezeigt), die in dem Getriebe montiert ist, um dadurch die Lager **25** und **26** zu schmieren.

[0017] In dem so aufgebauten stufenlosen Toroidgetriebe wird eine Drehung der Eingangswelle **15** auf die eingangsseitige Scheibe **2** über die Pressvorrichtung **9** übertragen. Eine Drehung der eingangsseitigen Scheibe **2** wird über das Paar der Kraftrollen **8, 8** auf die ausgangsseitige Scheibe **4** übertragen, und eine Drehung der ausgangsseitigen Scheibe **4** wird von dem Ausgangszahnrad **18** abgegeben. Um das Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle **15** und dem Ausgangszahnrad **18** zu ändern, werden die Antriebskolben **30, 30** in den entgegengesetzten Richtungen zueinander verschoben. In Übereinstimmung mit der Verschiebung der Antriebskolben **30, 30** verschiebt sich das Paar von Drehzapfen **6, 6** in entgegengesetzte Richtungen, so dass die untere Kraftrolle **8**, die in der unteren Seite von [Fig. 4](#) angeordnet ist, nach rechts verschoben wird, während gleichzeitig die obere Kraftrolle **8**, die an der oberen Seite von [Fig. 4](#) angeordnet ist, nach links verschoben wird. Entsprechenderweise wird die Richtung der Kräfte in der Tangentialrichtung, welche auf Kontaktpositionen wirken, wo die Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8** in Kontakt mit der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** in Kontakt ist, verändert. Entsprechend der Änderung der Richtung der Kräfte werden die Drehzapfen **6, 6** um die Schwenkwellen **5, 5**, welche durch die Stützplatten **20, 20** gestützt werden, in entgegengesetzte Richtung zueinander verschwenkt. Als ein Ergebnis werden, wie in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) gezeigt ist, die Kontaktpositionen, wo die Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8** in Kontakt mit der Innenflächen **2a** und der Innenfläche **4a** der eingangs- und ausgangsseitigen Scheiben **2** und **4** sind, verschoben, wodurch das Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle **15** und dem Ausgangszahnrad **18** verändert wird. Die Steuerung des Übersetzungsverhältnisses auf einen gewünschten Wert wird in einer Weise so durchgeführt, dass die Verschiebewege der Drehzapfen **6, 6** in den Axialrichtungen der Schwenkwellen **5, 5**, welche durch den Präzessionsnocken nachgewiesen werden, durch Einstellen der Mengen an unter Druck stehendem Öl, das zu den und von den Antriebszylindern **31, 31** eingespeist und abgelassen wird, eingestellt werden.

[0018] Wenn die Rotationskraft zwischen der Eingangswelle **15** und dem Ausgangszahnrad **18** basierend auf der elastischen Verformung der Bauteile übertragen wird, werden die Kraftrollen **8, 8** in der Axialrichtung der Eingangswelle **15** verschoben. Als ein Ergebnis dessen werden die Ausgleichswellen **7, 7**, welche schwenkbar

die Kraftrollen **8** stützen, geringfügig um die jeweiligen Stützwellenbereiche **22** gedreht. Verursacht durch das Drehen der Ausgleichswellen **7, 7** werden die Außenflächen der Außenlaufringe **28, 28** der Druckkugellager **26, 26** relativ zu den Innenflächen der Drehzapfen **6, 6** verschoben. Eine Kraft, die für die relative Verschiebung erforderlich ist, ist klein, da die Drucknadelrollenlager **27** zwischen den Außenflächen der Laufringe **28, 28** und den Innenflächen der Drehzapfen **6, 6** vorhanden sind. Dieser Umstand bedeutet, dass eine Kraft zum Ändern eines Neigungswinkels jeder der Ausgleichswellen **7, 7** klein ist.

[0019] In den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#) sind dort stufenlos verstellbare Toroidgetriebe gezeigt, die ein höheres Drehmoment übertragen können. Wie gezeigt ist, sind ein Paar von Eingangsscheiben **2A** und **2B** und ein Paar Ausgangsscheiben **4, 4** Seite an Seite um eine Eingangswelle **15a** in Getriebeübertragungsrichtung angeordnet. In jedem Aufbau ([Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) ist ein Ausgangszahnrad **18a** in einen Mittelbereich der Eingangswelle **15a** angeordnet, welche um die Eingangswelle herum **15a** drehbar gelagert ist. Die Ausgangsscheiben **4, 4** sind an beiden Enden einer zylindrischen Hülse **32**, welche in dem Mittelbereich des Ausgangszahnrades **18a** vorgesehen ist, über ein Keilprofil in Eingriff. Nadelrollenlager **16, 16** sind jeweils zwischen den Innenumfangsflächen der Ausgangsscheiben **4, 4** und der Außenumfangsfläche der Eingangswelle **15a** vorgesehen. Mit dem Vorsehen der Nadelrollenlager **16** werden die Ausgangsscheiben **4, 4** um die Eingangswelle **15a** herum gelagert, um drehbar um die Eingangswelle **15a**, und beweglich in der Axialrichtung der Eingangswelle **15a** zu sein. Die Eingangsscheiben **2A** und **2B** sind an beiden Enden der Eingangswelle **15a** drehbar mit dieser gelagert. Die Eingangswelle **15a** wird durch eine Antriebswelle **33** über die Pressvorrichtung **9** des Nockenbelastungstyps angetrieben. Ein Radiallager **34**, wie z.B. ein Gleitlager oder ein Nadelrollenlager, ist zwischen der Außenumfangsfläche des einen Endes (rechtes Ende in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der Antriebswelle **33** und der Innenumfangsfläche des anderen Endes (linkes Ende in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der Eingangswelle **15a** angeordnet. Daher sind die Antriebswelle **33** und die Eingangswelle **15a** konzentrisch miteinander kombiniert, socherart, dass die Wellen geringfügig in der Rotationsrichtung beweglich sind.

[0020] Die hintere Fläche der eingangsseitigen Scheibe **2A** (auf der rechten Seite in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#) angeordnet) wird gegen eine Belastungsmutter **35** direkt (in dem in [Fig. 9](#) gezeigten Aufbau) oder mit einer konischen Tellerfeder **36** gedrückt, die eine große Federwirkung hat und dazwischen angeordnet ist (in dem in [Fig. 8](#) gezeigten Aufbau), um dadurch im wesentlichen die Verschiebung der eingangsseitigen Scheibe **2A** in den Axialrichtungen (Horizontalrichtungen in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der Eingangswelle **15a** zu verhindern. Andererseits wird die eingangsseitige Scheibe **2B**, die der Nockenplatte **10** gegenüberliegt, gestützt, um in der Axialrichtung der Eingangswelle **15a** mit Hilfe einer Kugelkeilverbindung **37** beweglich zu sein. Eine konische Tellerfeder **38** und ein Drucknadelrollenlager **39** sind nacheinander zwischen der hinteren Fläche (rechte Fläche in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der eingangsseitigen Scheibe **2B** und der vorderen Fläche (rechte Fläche in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der Nockenplatte **10** angeordnet. Die konische Tellerfeder **38** funktioniert so, dass sie eine Vorspannung auf die Kontaktbereiche überträgt, wo die Innenflächen **2a** der eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** und die Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** in Kontakt mit den Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8** sind. Das Drucknadelrollenlager **39** ermöglicht der eingangsseitigen Scheibe **2B** sich relativ zu der Nockenplatte **10** zu drehen, wenn die Pressvorrichtung **9** in Betrieb befindlich ist.

[0021] In dem Aufbau von [Fig. 8](#) ist das Ausgangszahnrad **18a** auf einer Trennwand **40**, die innerhalb des Gehäuses vorgesehen ist, durch ein Paar Schrägkugellager **41, 41** drehbar gelagert, während die axiale Verschiebung desselben verhindert wird. In dem Aufbau von [Fig. 9](#) ist das Ausgangszahnrad **18a** axial verschiebbar. In dem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe des Doppelhohlraumtyps, in welchem das Paar von eingangsseitigen Scheibe **2A** und **2B** und das Paar von ausgangsseitigen Scheiben **4; 4** Seite an Seite in der Kraftübertragungsrichtung angeordnet sind, wie in den [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#) gezeigt ist, ist eine der eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B**, welche der Nockenplatte **10** gegenüberliegt oder beide von ihnen sind axial beweglich in bezug auf die Eingangswelle **15a** mittels der Kugelkeilverbindung **37, 37a**. Dadurch ist es den eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** möglich, sich in den Axialrichtungen der Eingangswelle **15a** zu verschieben, während die synchronen Drehungen der eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** basierend auf der elastischen Verformung der in Beziehung stehenden Bauteile verursacht durch die Arbeitsweise der Pressvorrichtung **9** sichergestellt ist.

[0022] Die Kugelkeilverbindung **37** und die Kugelkeilverbindung **37a** schließen Innendurchmesser-Kugelkeilnuten **62** ein, die in den Innenumfangsflächen der eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** ausgebildet sind, Außendurchmesser-Kugelkeilnuten **63**, die in den Innenumfangsflächen des Zwischenbereiches der Eingangswelle **15a** ausgebildet ist und eine Mehrzahl von Kugeln **64, 64**, die zwischen den Innendurchmesser-Kugelkeilnuten **62** und den Außendurchmesser-Kugelkeilnuten **63** vorgesehen sind, ein. Für die Kugelkeilverbindung **37** zum Stützen der eingangsseitigen Scheibe **2B**, die näher an die Pressvorrichtung **9** angeordnet ist, wird ein Sperring **66** in einer Sperrnut **65** festgehalten, die in einem Bereich der Innenumfangsfläche der ein-

gangsseitigen Scheibe **2A** ausgebildet ist, die näher zu der Innenfläche **2a** derselben ist, um dadurch die Bewegung der Kugeln **64, 64** zur Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2B** zu begrenzen. Ferner verhindert dieser, dass die Kugeln **64, 64** von dem Bereich zwischen den Innendurchmesser-Kugelkeilnuten **62** und den Außendurchmesser-Kugelkeilnuten **63** wegrutschen. Für die Kugelkeilverbindung **37a** zum Stützen der eingangsseitigen Scheibe **2A**, die entfernt von der Pressvorrichtung **9** in dem Getriebeaufbau von [Fig. 8](#) angeordnet ist, wird ein Sperring **66a** in einer Sperrnut **65a** festgehalten, die in der Außenumfangsfläche (einem Bereich näher zu dem linken Ende in [Fig. 8](#)) der Eingangswelle **15a** ausgebildet ist, um dadurch die Bewegung der Kugeln **64, 64** zur Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2A** hin zu begrenzen.

[0023] In dem bekannten oder vorgeschlagenen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe wird wenig Aufmerksamkeit den Exzentrizitätsgrößen der Ausgleichswelle **7, 7** zum jeweiligen Stützen der Kraftrollen **8, 8** auf den Innenflächen der Zwischenbereiche der Drehzapfen **6, 6** geschenkt. Der Stützwellenbereich **22, 22** und der Schwenkwellenbereich **23, 23** sind parallel zueinander, wobei aber der erstgenannte exzentrisch zu dem letztgenannten ist, nämlich ihre Mitten sind nicht koinzident miteinander ([Fig. 13, 24](#) und [Fig. 25](#)). Nur wenig qualitative Betrachtungen wurden zu einer Exzentrizitätsgröße L_7 ausgeführt, die zwischen dem Stützwellenbereich und dem Schwenkwellenbereich **23, 23** vorhanden ist. Die Untersuchung durch den Erfinder bzw. die Erfinder zu dem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe zeigte folgendes Faktum: Um gewünschte Betriebsverhalten des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zu extrahieren, ist es wichtig, die Exzentrizitätsgröße L_7 innerhalb eines geeigneten Bereiches der Exzentrizitätsgrößenwerte zu positionieren. Dieser Umstand wird unter Verwendung eines Falles beschrieben, wo das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe des Doppelhohlraumtyps, wie in [Fig. 10](#) gezeigt ist, in einem maximalen Verzögerungszustand ist, wo ein Auftreten von Störungen am häufigsten ist.

[0024] Wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 übermäßig klein ist, verschiebt sich das Übersetzungsverhältnis des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes von einem gewünschten Übersetzungsverhältnis aus folgendem Grund. Um die Maßtoleranzen der Bauteile und die elastischen Verformungen jener Teile während der Kraftübertragung aufzunehmen, läuft der Schwenkwellenbereich **23**, der jede Ausgleichswelle **7** bildet, um den Stützwellenbereich **22** herum. Zum Beispiel drückt zum Zeitpunkt der Kraftübertragung eine Schublast, die durch die Pressvorrichtung **9** erzeugt wird, an die ausgangsseitige Scheibe **4**. Die ausgangsseitige Scheibe **4** wird elastisch von einer Position (gepunktete Linie in [Fig. 11](#)) zu einer anderen Position (durchgehende Linie in [Fig. 11](#)) verschoben, und die eingangsseitige Scheibe **2B** wird zu der ausgangsseitigen Scheibe **4** hin verschoben (rechte Seite in [Fig. 11](#)). Entsprechend der Verschiebung bewegt sich die Kraftrolle **8**, die zwischen der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2B** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** gehalten wird, in der Axialrichtung (zur Vereinfachung der Erläuterung als X-Richtung bezeichnet) der Eingangswelle **15a**. Mit der Bewegung ändert sich der Drehzapfen **6**, die Ausgleichswelle **7** und die Kraftrolle **8** aus ihrer Anordnung von [Fig. 12A](#) in eine andere Anordnung von [Fig. 12B](#). Die Änderung der Anordnung jener Komponenten resultiert aus der Umdrehung des Schwenkwellenbereiches **23** in bezug zu dem Stützwellenbereich **22**. Daher bewegt sich der Schwenkwellenbereich **23** und die Kraftrolle **8** auch in der Axialrichtung (zur Vereinfachung der Erläuterung als Y-Richtung bezeichnet) der Schwenkwellen **5, 5**, die schwenkbar den Drehzapfen **6** ebenfalls in der X-Richtung stützt, wie in den [Fig. 13A](#) und [Fig. 13B](#) gezeigt ist.

[0025] Die Bewegung des Schwenkwellenbereiches **23** und der Kraftrolle **8** in der Y-Richtung, wie aus der obigen Beschreibung zu sehen ist, ist die gleiche wie die Arbeitsweise in einem Falle, wo die Drehzapfen **6** in der Axialrichtung der Schwenkwellen **5, 5** durch Bewegen der Antriebsstäbe **29** vorwärts und rückwärts (siehe [Fig. 4](#)) verschoben werden, um einen Neigungswinkel der Kraftrolle **8** zum Zwecke der Änderung des Drehzahländerungsverhältnisses der eingangsseitigen Scheibe **2B** und der ausgangsseitigen Scheibe **4** zu verändern. Wenn entsprechenderweise sich die Kraftrolle **8** in der X-Richtung verschiebt auf der Basis der Verschiebung in der Y-Richtung, die gleichzeitig aufgebracht wird, wird die Kraftrolle **8** um einen Abstand entsprechend zu der Verschiebung in der Y-Richtung verschoben, die durch die Umdrehung verursacht wird, obwohl der Drehzapfen **6** per se sich nicht in der Y-Richtung verschiebt. Wenn die Übersetzungsänderung, welche durch eine Verschiebung der Kraftrolle bewirkt wird, klein ist, tritt kein Problem auf. Wenn diese viel zu groß ist, kann das Übersetzungsverhältnis nicht, wie gewünscht, gesteuert werden.

[0026] Um das Übersetzungsverhältnis des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zu steuern, steuert ein Steuergerät das Ziel-Übersetzungsverhältnis basierend auf einem Signal, das eine Drosselklappenposition, eine Motordrehzahl oder eine Fahrgeschwindigkeit repräsentiert, wobei ein Befehlssignal, das das Ziel-Übersetzungsverhältnis angibt, auf einen in Beziehung dazu stehenden Elektromotor aufgebracht wird und das Schalten eines Hydraulikdruck-Steuerventils steuert und somit die Antriebskolben **30** betätigt ([Fig. 4](#)).

[0027] Die Kontaktpositionen, wo die Umfangsflächen **8a** der Kraftrollen **8** in Kontakt mit der Innenfläche **2a**

der eingangsseitigen Scheibe (**2A**, **2B**) in Kontakt sind, und die Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** werden in andere Positionen verschoben, um die Neigungswinkel der Kraftrollen **8** zu verändern.

[0028] Wo jedoch eine Größe y_8 einer Verschiebung der Kraftrolle **8** in der Y-Richtung, bewirkt durch die Umdrehungsbewegung, erhöht wird, existiert keine andere Wirkung, die nicht durch die Signale bewirkt werden, wie oben angegeben, zusätzlich zu der Wirkung der Änderung des Drehzahländerungsverhältnisses, welches durch die Antriebskolben **30**, **30** bewirkt wird. Daher ändert das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe sein Übersetzungsverhältnis. Ferner weicht ein tatsächliches Übersetzungsverhältnis stark von dem Ziel-Übersetzungsverhältnis ab, und das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe arbeitet in einem Bereich außerhalb eines optimalen Bereiches seiner Kennlinie, wo der Kraftstoffverbrauch durch den Motor effizient und die Ausgangsleistung des Motors hoch ist. Diese Situation sollte vermieden werden.

[0029] Bei dem herkömmlichen Verfahren wird berücksichtigt, dass der bevorzugte Weg zur Unterdrückung der Y-gerichteten Bewegung der Kraftrolle **8**, welche erzeugt wird, wenn die Kraftrolle **8** in der X-Richtung bewegt wird, darin besteht, die Exzentrizitätsgröße L_7 des Stützwellenbereiches **22**, **22** von den Schwenkwellenbereichen **23**, **23** so groß wie möglich abzusichern. Ferner wurde erkannt, dass, wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 übermäßig groß ist, eine Querschnittsfläche des Verbindungsbereiches, wo die Stützwellenbereiche **22**, **22** und die Schwenkwellenbereiche **23**, **23** miteinander verbunden sind, klein ist, und als ein Ergebnis dessen ist eine Spannung, die in dem Verbindungsbereich erzeugt wird, groß, und in diesem Zustand ist es sehr schwierig, eine befriedigende Lebensdauer der Ausgleichswellen **7**, **7** abzusichern. Daher berücksichtigt der Konstrukteur, dass die Exzentrizitätsgröße L_7 bestimmte Werte mit einer oberen Grenze hat, und bestimmt die Exzentrizitätsgröße L_7 auf der Basis des besten Ausgleiches zwischen der Absicherung der Lebensdauer der Ausgleichswelle und der Unterdrückung der Y-gerichteten Komponente.

[0030] Wie oben beschrieben, basiert die herkömmliche Auslegung der Exzentrizitätsgröße L_7 zwischen den Stützwellenbereichen **22**, **22** und den Schwenkwellenbereichen **23**, **23**, die die Ausgleichswellen **7**, **7** bilden, nicht auf eindeutigen Regeln, konstruiert unter Berücksichtigung des Betriebsverhaltens auf das Übersetzungsverhältnisses des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes. Der Erfinder bzw. die Erfinder entdeckten, dass eine spezifische Wechselbeziehung zwischen der Exzentrizitätsgröße L_7 und dem Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhalten des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes vorhanden ist, und dass die Exzentrizitätsgröße L_7 in einem spezifischen Bereich ein befriedigendes Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhalten schafft.

[0031] Ferner wurden beim Entwerfen des herkömmlichen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes bestimmte Betrachtungen zu Oberflächenbeschaffenheiten der Ausgleichswellen **7** getroffen, die zum Stützen der Kraftrollen **8**, **8** auf den Drehzapfen **6**, **6** in drehbare und verschiebbare Weise verwendet werden. Daher wird eine befriedigende Lebensdauer des Getriebes nicht immer garantiert, wo das Getriebe unter harten Bedingungen verwendet wird. Der Grund dafür wird unter Bezugnahme auf die [Fig. 14](#) bis [Fig. 17](#) beschrieben. Wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in Betrieb befindlich ist, wird die Kraftrolle **8** stark zwischen der eingangsseitigen Scheibe **2** und der ausgangsseitigen Scheibe **4** zusammengedrückt, wie in [Fig. 14](#) gezeigt ist. Entsprechenderweise wird die Zentrierbohrung der Kraftrolle **8** elliptisch verformt wie übertrieben in [Fig. 15](#) dargestellt ist. In diesem Zustand wird der Schwenkwellenbereich **23** der Ausgleichswelle **7** stark in den Richtungen gedrückt, in welchen die eingangsseitige Scheibe **2** und die ausgangsseitige Scheibe **4** angeordnet sind.

[0032] Wenn die Kraftrolle **8** zwischen der eingangsseitigen Scheibe **2** und der ausgangsseitigen Scheibe **4** stark zusammengedrückt wird, drückt eine starke Kraft die Kraftrolle **8** nach außen in den Radialrichtungen der eingangsseitigen Scheibe **2** und der ausgangsseitigen Scheibe **4**, wenn in Querschnittsrichtung gesehen wird, da die Umfangsflächen **8a** der Kraftrolle **8** in Eingriff mit der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** sind. Verursacht durch die Schubkräfte wird der Drehzapfen **6**, der die Kraftrolle **8** auf seiner Innenfläche stützt, elastisch aus der Konfiguration, die in [Fig. 16A](#) gezeigt ist, in die Konfiguration, die in [Fig. 16B](#) gezeigt ist, verformt. Da der Stützwellenbereich **22** der Ausgleichswelle **7** etwas von der Mitte des Drehzapfens **6** versetzt ist, wird die Ausgleichswelle **7** durch die elastische Verformung des Drehzapfens **6** geneigt. Die Neigung der Ausgleichswelle **7** führt zu einem partiellen Kontakt der Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches **23** der Ausgleichswelle **7** mit den Nadeln **45**, **45**, die das Radialnadelrollenlager **25** bilden. Mehr im besonderen, wie durch schräge Gitterlinien in [Fig. 17](#) gezeigt ist, werden die Wälzflächen der Nadeln **45**, **45** stark gegen die Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches **23** gepresst.

[0033] Der partielle Kontakt durch die elastische Verformung der Kraftrolle **8** und der partielle Kontakt durch die Neigung der Ausgleichswelle **7** werden summiert, so dass die Belastungsbereiche, wie durch schräge Gitterlinien in [Fig. 18](#) angegeben ist, in den Schwenkwellenbereichen **23** erscheinen. In diesen Belastungsberei-

chen wird ein großer Flächendruck von den Wälzflächen der Nadeln **45, 45** auf die Außenumfangsflächen der Schwenkwellenbereiche **23** aufgebracht. Die Oberflächenrauheit der Wälzfläche (die Innen- und Außen-Laufbahnbereiche sind in Kontakt mit den Wälzflächen der Nadeln **45, 45**) eines allgemeinen Radialnadelrollenlagers, das in einem Hochdrehzahlbereich von 10.000 U/min oder höher verwendet wird, ist etwa $0,4 \mu\text{m Ra}$. Da jedoch die Wälzflächen der Nadeln **45, 45** stark mit der Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches **23** in den obigen Belastungsbereichen kontaktieren, ist es schwierig, einen Ölfilm auf den Kontaktbereichen zu bilden, wenn die Oberflächenrauheit der Außenumfangsfläche etwa $0,4 \mu\text{m Ra}$ ist.

[0034] In den Bereichen, auf welche ein großer Flächendruck ausgeübt wird, wird eine große Wärmemenge erzeugt entsprechend der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes. Jene Bereiche sind auch nahe zu den Rollreibungsbereichen angeordnet, wo die Umfangsflächen **8a** der Kraftrolle **8** in Kontakt mit der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** sind. Eine Erhöhung der Temperatur, die durch die Wärme bewirkt wird, die in den Rollreibungsbereichen erzeugt wird, ist groß. Entsprechenderweise ist es erforderlich, die Wärmebeständigkeit jener Bereiche, die den großen Flächendruck aufnehmen, abzusichern, um eine befriedigende Lebensdauer der Ausgleichswelle **7** abzusichern.

[0035] Zusätzlich sind bei dem herkömmlichen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe die Radialnadelrollenlager **25**, die drehbar die Kraftrollen **8** um die Schwenkwellenbereiche **23** der Ausgleichswellen **7** lagern, nicht immer in ihrer Lebensdauer zufriedenstellend. Der Grund dafür wird nachstehend beschrieben.

[0036] Wo das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe für eine Getriebeeinheit eines Kraftfahrzeuges verwendet wird, wird eine Kraftfahrzeugleistung, die von dem Motor zu den Eingangswellen **15, 15a** abgegeben wird, auf die ausgangsseitige Scheibe **4** über- die eingangsseitige Scheibe **2, 2A, 2B** und die Kraftrollen **8, 8** übertragen. Das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe kann in der Form von Radialnadelrollenlagern **25** betrachtet werden, welche die Kraftrollen **8, 8** um die jeweiligen Schwenkwellenbereiche **23** lagern. In diesem Fall wird es betrieben in einer Außenring-Rotationsbetriebsart, bei der die Kraftrolle **8**, die die Außenlaufbahn **55** aufweist, umläuft. Eine Last, die auf das Radialnadelrollenlager **25** aufgebracht wird, ist eine Radialkomponente einer Kraft, d.h., eine Rollreibungskraft, die auf die Rollreibungsbereiche der Kraftrolle **8**, gelagert durch das Radialnadelrollenlager **25**, aufgebracht wird, nämlich die Kontaktbereiche, wo die Innenflächen **2a** der Eingangsscheiben **2A** und **2B** und die Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** in Kontakt mit den Umfangsfläche **8a** der Kraftrollen **8** sind.

[0037] Die radiale Last, die auf das Radialnadelrollenlager **25** aufgebracht wird, ändert sich in Abhängigkeit von der Ausgangsleistung (insbesondere des Drehmomentes) des Motors und einer Änderung des Übersetzungsverhältnisses des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes. Im Fall eines normalen Ansaugmotors mit einem Hubraum von 2.000 bis 3.000 cm^3 ist die radiale Last annähernd 500 bis 700 kgf (5000 bis 700N) unter der Bedingung, dass das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in einem maximalen Verzögerungszustand und einem maximalen Drehmomenteingangszustand befindlich ist. Im Falle des natürlichen Ansaugmotors mit 800 cm^3 bis 1500 cm^3 Hubraum ist sie annähernd 200 bis 400 kgf (2000 bis 4000N) im selben Zustand wie oben.

[0038] Das Radialnadelrollenlager **25** ist in der Lage, solch eine radiale Last in genügender Weise auszuhalten, wenn es in einem allgemeinen Last-Belastungszustand befindlich ist. Die Kraftrolle **8** jedoch, welche als die Außenlaufbahn des Radialnadelrollenlagers **25** arbeitet, wird wiederholt elastisch verformt verursacht durch die Belastungen von der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2 (2A, 2B)** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4**. Daher wirkt ein übermäßiger Flächendruck auf einen Teil der Wälzkontaktfläche, und die Haltbarkeit der Kraftrolle **8** geht möglicherweise verloren. Dieses wird unter Bezugnahme auf die [Fig. 19](#) bis [Fig. 22](#) beschrieben.

[0039] Wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in Betrieb ist, werden Lasten, die durch einen Pfeil α in den [Fig. 19](#) bis [Fig. 20](#) angegeben sind, auf entgegengesetzte Positionen auf jeder der Kraftrollen **8, 8** von der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2 (2A, 2B)** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** übertragen. Wie aus den [Fig. 19](#) bis [Fig. 20](#) zu sehen ist, wirken jene Lasten an Positionen auf den Kraftrollen **8, 8**, näher zu den Drehzapfen **6, 6** hin. Wenn Lasten in Richtung Pfeil α im Wert vergrößert werden, werden die Innendurchmesser der Kraftrollen **8, 8** elastisch verformt, wie übertrieben in [Fig. 21](#) gezeigt ist. Die Außenlaufbahn **55** wird elliptisch verformt, wie übertrieben in [Fig. 22](#) dargestellt ist. In diesem Fall wird die Verformung der Außenlaufbahn **55** nicht in Axialrichtung des Radialnadelrollenlagers **25** bewirkt, sondern erhöht sich in der Größe in Radialrichtung zu den Drehzapfen **6, 6** hin. An einem spezifischen Bereich in Umfangsrichtung der Außenlaufbahn **55** wird die elastische Verformung nach innen in Radialrichtung zweimal während einer Drehung jeder Kraftrolle **8** stattfinden.

[0040] Als das Ergebnis der elastischen Verformung der Außenlaufbahn **55** wird der Abstand zwischen der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** des Radialnadelrollenlagers **25** schmaler an den beiden entgegengesetzten Positionen in Radialrichtung, wo es der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2 (2A, 2B)** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** gegenüberliegt. In diesen Positionen werden die Nadeln **45, 45** des Radialnadelrollenlagers **25** sehr stark zwischen der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** zusammengedrückt. Als ein Ergebnis dessen wird ein übermäßiger Flächendruck, welcher durch eine Kantenpressung der Nadelenden verursacht wird, auf Teile der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** gebracht. Der übermäßige Flächendruck bewirkt ein frühes Abblättern in jenen Bereichen.

[0041] Wenn die Bereiche durch ein solches Druckabblättern beschädigt werden, werden Geräusche und Schwingungen, die an dem Radialnadelrollenlager **25** erzeugt werden, groß. Als ein Ergebnis dessen werden die Geräusche und Schwingungen, nicht nur durch das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe, die die Radialnadelrollenlager aufweisen, die darin montiert sind, sondern auch die Getriebeeinheit, die das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe aufweist, erhöht. Dies beeinflusst nachteilig das Fahrgefühl des Fahrzeugs, das die Getriebeeinheit aufweist. Wenn ferner Plättchen, die von den Laufbahnen abgetrennt werden, in den Rollreibungsbereich eintreten, der die Kraftfahrzeugleistung überträgt, wächst der Flächendruck übermäßig an. Dieses bewirkt möglicherweise Schäden, wie das Abblättern im frühen Zustand an der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2 (2A, 2B)** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** und den Umfangsflächen **8a, 8a** der Kraftrollen **8, 8**, welche den Rollreibungsbereich bilden. Darüber hinaus können der Ölfilter und die Filter durch die Plättchen verstopft. Dieses resultiert in einer Verminderung der Fördermenge der Pumpe zum Zuführen des Schmieröls, einer mangelhaften Schmierung und Verminderung der Lebensdauer anderer Teile.

Aufgabenstellung

[0042] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist, eine Verschiebungswelle für ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe zu schaffen, bei welchem die Exzentrizitätsgröße zwischen dem Stützwellenbereich und dem Schwenkwellenbereich im Wert optimiert wird und daher ein gutes Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhalten abgesichert wird.

[0043] Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0044] Das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe überträgt, wie das herkömmliche, eine Rotationskraft zwischen der eingangsseitigen Scheibe und der ausgangsseitigen Scheibe und verändert das Übersetzungsverhältnis der eingangsseitigen Scheibe und der ausgangsseitigen Scheibe durch Ändern des Neigungswinkels des Drehzapfens.

[0045] Im Falle des stufenlos verstellbaren Getriebes nach der Erfindung wird die Exzentrizitätsgröße der Ausgleichswelle, die die Kraftrolle auf dem Drehzapfen stützt, innerhalb eines vorbestimmten Bereiches ausgewählt. Daher kann der Neigungswinkel des Drehzapfens und der Kraftrolle um die Schwenkwelle exakt in Übereinstimmung mit der Ausgleichsgröße des Drehzapfens über die Axialrichtung der Schwenkwelle eingestellt werden. Als ein Ergebnis dessen kann das Übersetzungsverhältnis der eingangs- und ausgangsseitigen Scheiben präzise, wie gewünscht, eingestellt werden, um dadurch das Übersetzungs-Betriebsverhalten des stufenlos verstellbaren Getriebes zu verbessern.

[0046] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindungen ergeben sich durch die Merkmale der Unteransprüche.

Ausführungsbeispiel

[0047] Die Erfindung wird anhand der Zeichnungen näher erläutert. Darin zeigen:

[0048] **Fig. 1** eine Seitenansicht, die schematisch einen grundlegenden Aufbau eines herkömmlichen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, wenn es in einem maximalen Übersetzungszustand ins Langsame befindlich ist,

[0049] **Fig. 2** eine Seitenansicht, die schematisch den grundlegenden Aufbau des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, wenn es in einem maximalen Übersetzungszustand ins Schnelle befindlich ist,

[0050] **Fig. 3** eine Teilschnittansicht, die einen spezifischen Aufbau eines herkömmlichen ersten stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, auf welches die Erfindung gerichtet ist,

- [0051] [Fig. 4](#) eine Querschnittsansicht, die entlang der Linie IV-IV in [Fig. 3](#) verläuft,
- [0052] [Fig. 5](#) eine Querschnittsansicht, die einen Hauptbereich des herkömmlichen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, bei welchem die Kraftrollen in einem freien Zustand sind,
- [0053] [Fig. 6](#) eine Querschnittsansicht, die auf der Linie XI-XI in [Fig. 5](#) verläuft,
- [0054] [Fig. 7](#) eine Querschnittsansicht, die einen Hauptbereich zeigt, in welchem ein Schmieröl-Zufuhrpfad darin untergebracht ist,
- [0055] [Fig. 8](#) eine teilweise Querschnittsansicht, die einen spezifischen Aufbau eines herkömmlichen zweiten stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, auf welches die Erfindung gerichtet ist,
- [0056] [Fig. 9](#) eine teilweise Querschnittsansicht, die einen spezifischen Aufbau eines herkömmlichen dritten stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes zeigt, auf welches die Erfindung gerichtet ist,
- [0057] [Fig. 10](#) eine Querschnittsansicht, die schematisch das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe von [Fig. 8](#) zeigt, wenn es in einem maximalen Übersetzungszustand ins Langsame ist,
- [0058] [Fig. 11](#) eine vergrößerte Ansicht, die einen oberen linken Bereich von [Fig. 10](#) zeigt,
- [0059] [Fig. 12A](#) eine Querschnittsansicht, die einen Aufbau zeigt, der einen Drehzapfen und eine Kraftrolle einschließt, wenn in Richtung eines Pfeiles B in [Fig. 11](#) gesehen wird, in einem Zustand, bei der keine Leistung übertragen wird,
- [0060] [Fig. 12B](#) eine Schnittansicht, die einen Aufbau zeigt, der einen Drehzapfen und eine Kraftrolle einschließt, gesehen in Richtung eines Pfeiles B in [Fig. 11](#) in einem Zustand, bei der eine große Leistung übertragen wird,
- [0061] [Fig. 13A](#) und [Fig. 13B](#) Diagramme zum Erläutern einer Verschiebung des Mittelpunktes der Drehung der Kraftrolle in einem Zustand, bei der eine große Leistung übertragen wird,
- [0062] [Fig. 14](#) eine teilweise Querschnittsansicht zum Erläutern einer Last, die auf die Kraftrolle aufgebracht wird, wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in Betrieb befindlich ist,
- [0063] [Fig. 15](#) eine Querschnittsansicht, die auf der Linie XV-XV in [Fig. 14](#) verläuft,
- [0064] [Fig. 16A](#) und [Fig. 16B](#) Querschnittsansichten, die eine Verformung des Drehzapfens zeigt, wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in Betrieb befindlich ist,
- [0065] [Fig. 17](#) eine Querschnittsansicht zum Erläutern der Lastbereiche des Schwenkwellenbereiches, verursacht durch eine Neigung der Schwenkwelle,
- [0066] [Fig. 18](#) eine graphische Darstellung, die Lastbereiche der Schwenkwellenbereiche, verursacht durch die Neigung der Schwenkwellen und eine Verformung der Kraftrollen, zeigt,
- [0067] [Fig. 19](#) eine Querschnittsansicht zum Erläutern der Lasten, die auf die Kraftrollen aufgebracht werden, wenn das stufenlos verstellbare Getriebe ähnlich zu dem in [Fig. 3](#) gezeigten Aufbau in Betrieb befindlich ist,
- [0068] [Fig. 20](#) eine Querschnittsansicht zum Erläutern von Lasten, die auf die Kraftrollen aufgebracht werden, wenn das stufenlos veränderliche Getriebe ähnlich zu dem Aufbau, das in [Fig. 13](#) gezeigt ist, in Betrieb befindlich ist,
- [0069] [Fig. 21](#) eine Querschnittsansicht, die einen Hauptbereich des herkömmlichen stufenlos verstellbaren Getriebes, das in [Fig. 5](#) gezeigt ist, in einem Zustand zeigt, bei dem die Kraftrolle verformt ist,
- [0070] [Fig. 22](#) eine Querschnittsansicht, die entlang einer Linie XXII-XXII in [Fig. 21](#) verläuft,
- [0071] [Fig. 23](#) einen Graph, der zeigt, wie die Umdrehung der Schwenkwelle entsprechend einer Exzentrizitätsgröße der Ausgleichswelle eine Verschiebung der Kraftrolle in der Axialrichtung der Schwenkwelle entspre-

chend einer ersten Ausführungsform der Erfindung beeinflusst,

[0072] [Fig. 24A](#) und [Fig. 24B](#) graphische Darstellungen, die die Ausgleichswelle zeigt, gesehen von der Axialrichtung der eingangsseitigen Scheibe und der ausgangseitigen Scheibe zum Erläutern einer Kraft, die auf die Ausgleichswelle während der Leistungsübertragung wirkt,

[0073] [Fig. 25](#) eine Querschnittsansicht, die entlang einer Linie XXV-XXV in [Fig. 8](#) verläuft,

[0074] [Fig. 26A](#) und [Fig. 26B](#) graphische Darstellungen, die die beiden spezifischen Ausgleichswellen zeigen, die zum gleichen Zweck wie von [Fig. 24](#) dargestellt sind,

[0075] [Fig. 27A](#) und [Fig. 27B](#) Ansichten, die die Beziehung der Exzentrizitätsgrößen mit den Querschnittsbereichen und dem Flächenträgheitsmoment der Verbindungsbereiche zeigt und die Verformungsgrößen der Ausgleichswellen in der Axialrichtung der Schwenkwellen zeigt, in bezug zu den beiden Ausgleichswellen, die in den [Fig. 26A](#) und [Fig. 26B](#) gezeigt sind, von denen jede drei unterschiedliche Exzentrizitätsgrößen hat,

[0076] [Fig. 28](#) einen Graph, der zeigt, wie die elastische Verformung entsprechend der Exzentrizitätsgröße die Ausgleichsgröße der Ausgleichswelle in der Axialrichtung der Schwenkwelle in Beziehung zu der Ausgleichswelle, die in [Fig. 26A](#) gezeigt ist, bewirkt,

[0077] [Fig. 29](#) einen Graph, der zeigt, wie die elastische Verformung entsprechend der Exzentrizitätsgröße die Ausgleichsgröße der Ausgleichswelle in der Axialrichtung der Schwenkwelle in bezug zu der Ausgleichswelle, die in [Fig. 26B](#) gezeigt ist, bewirkt,

[0078] [Fig. 30](#) eine graphische Darstellung, die eine zweite Ausführungsform eines stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt, bei welchem eine Ausgleichswelle aus der gleichen Richtung, wie in [Fig. 4](#) zu sehen ist,

[0079] [Fig. 31](#) eine Querschnittsansicht, die einen Aufbau zeigt, die eine Kraftrolle und ein Druckkugellager entsprechend der zweiten Ausführungsform einschließt,

[0080] [Fig. 32](#) eine Querschnittsansicht, die einen Hauptbereich einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt, bei welcher eine Kraftrolle in einem freien Zustand ist,

[0081] [Fig. 33](#) eine Querschnittsansicht, die die Kraftrolle zeigt, die elastisch verformt wird, entsprechend der dritten Ausführungsform,

[0082] [Fig. 34](#) ist eine Querschnittsansicht, die entlang einer Linie XXXIV-XXXIV in [Fig. 33](#) verläuft,

[0083] [Fig. 35](#) eine Querschnittsansicht, die eine Nadel des Radialnadelrollenlagers zeigt,

[0084] [Fig. 36](#) einen Graph, der eine Beziehung zwischen einer Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers und einer Balligkeitsgröße zeigt, die in einem ersten Test erzielt wurden, und

[0085] [Fig. 37](#) einen Graph, der eine Beziehung zwischen einer Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers und einer Balligkeitsgröße zeigt, die in einem zweiten Test erzielt wurde.

[0086] Einige bevorzugte Ausführungsformen eines stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes, die entsprechend der vorliegenden Erfindung aufgebaut sind, werden unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben.

[0087] Die Ausgleichswelle für ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Exzentrizitätsgröße L_7 zwischen dem Stützwellenbereich **22** und dem Schwenkwellenbereich **23**, die die Ausgleichswelle **7** bilden, zum Stützen der Kraftrolle **8** bezüglich zu dem Drehzapfen **6**, innerhalb eines vorbestimmten Bereiches von Quantitätswerten ausgewählt ist, wobei ein gewünschtes Übersetzungsverhältnis der eingangsseitigen Scheibe **2** (**2A**, **2B**) zu der ausgangseitigen Scheibe **4** festgelegt ist. Der restliche Aufbau des stufenlos verstellbaren Getriebes ist im wesentlichen der gleiche wie der des herkömmlichen oder vorgeschlagenen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes, welches schon unter Bezugnahme auf die [Fig. 3](#) bis [Fig. 8](#) beschrieben wurde. Aus diesem Grund wird keine weitere Beschreibung und Abbildung des Aufbaus gegeben, außer in einigen Bereichen, die zur Erläuterung der Erfindung erforderlich sind. Eine Beschreibung des Pro-

zesses wird gegeben, bei dem der Erfinder bzw. die Erfinder die Tatsache entdeckten, dass, wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 des Stützwellenbereiches **22** in bezug zu dem Schwenkwellenbereich **23** so ausgewählt ist, dass er innerhalb eines Bereiches von 5 bis 15 mm ist, das Übersetzungsverhältnis auf ein gewünschtes Übersetzungsverhältnis festgelegt werden kann.

[0088] Die entdeckte Tatsache ist gültig, wenn ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe für eine Getriebeeinheit eines allgemeinen Kraftfahrzeuges verwendet werden kann, und wenn die Bauteile des stufenlos verstellbaren Getriebes die folgenden Abmessungen haben:

- Außendurchmesser der eingangs- und ausgangsseitigen Scheiben **2 (2A, 2B)** und **4**: 80 bis 200 mm
- Außendurchmesser der Kraftrolle **8**: 50 bis 120 mm
- Außendurchmesser des Stützwellenbereiches **22**: 10 bis 40 mm
- Außendurchmesser des Schwenkwellenbereiches **23**: 10 bis 40 mm
- Stützlänge der Kraftrolle **8**, wenn sie durch den Schwenkwellenbereich **23** gestützt wird (= L_{23} in [Fig. 25](#), was später angegeben wird): 10 bis 40 mm
- Drehmoment, das in das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe einzuleiten ist: 29,4 bis 686,7 Nm.

[0089] Eine erste Aufmerksamkeit wurde darauf gerichtet, wie die Exzentrizitätsgröße L_7 einen Neigungswinkel der Kraftrolle **8** beeinflusst, welche direkt mit dem Übersetzungsverhältnis verbunden ist. Um die Maßtoleranzen der Bauteile und die elastischen Verformungen jener Teile während der Leistungsübertragung aufzunehmen, dreht sich der Schwenkwellenbereich **23** der Ausgleichswelle **7** um die Mitte des Stützwellenbereiches **23** desselben, wie in [Fig. 13A](#) gezeigt ist, und die Mitte des Schwenkwellenbereiches **23** wandert von einem Punkt O zu einem anderen Punkt O von [Fig. 13A](#). In diesem Fall verbleibt die Mitte des Stützwellenbereiches **24** an einem Punkt O von [Fig. 13A](#). Eine Verschiebung des Schwenkwellenbereiches **23**, die erzeugt wird, wenn der Schwenkwellenbereich **23** sich um den Stützwellenbereich **22** dreht, wie in [Fig. 13A](#) gezeigt wird, kann unter Bezugnahme auf [Fig. 13B](#) analysiert werden. In [Fig. 13B](#) ist L_7 eine Exzentrizitätsgröße des Schwenkwellenbereiches **23** von dem Stützwellenbereich **22**, x_8 ist eine Verschiebung der Kraftrolle **8** zu der ausgangsseitigen Scheibe **4**, und y_8 ist eine Verschiebung der Kraftrolle **8**, die erzeugt wird, wenn sie zu der Schwenkwelle **5** verschoben wird, welche schwenkbar den Drehzapfen **6** stützt, in Übereinstimmung mit der Verschiebung der Kraftrolle **8** zu der ausgangsseitigen Scheibe **4** hin. In der graphischen Darstellung von [Fig. 13B](#) wird die folgende Gleichung eingesetzt:

$$L_7^2 = (L_7 - y_8)^2 + x_8^2$$

Stellt man die obige Gleichung nach y_8 um, dann haben wir

$$y_8^2 - 2L_7y_8 + x_8^2 = 0$$

[0090] Eine Verschiebung y_8 zu der Schwenkwelle **5** wird gegeben durch

$$y_8 = L_7 - \sqrt{(L_7^2 - x_8^2)}$$

[0091] Die Gestaltung und der Test verschiedener stufenlos verstellbarer Toroidgetrieben von kleiner Leistung bis zu großer Leistung wurden ausgeführt. Die Erfahrung zeigt, dass in dem Fall des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes für Kraftfahrzeuge, wenn es in einem minimalen Übersetzungszustand ist und in einem maximalen Drehmomenteingangszustand ist, wie schon in [Fig. 10](#) gezeigt wurde, die Verschiebung x_8 innerhalb von annähernd 1,5 bis 2,5 mm als die Summe der Maßtoleranzen und der Verformungen der Bauteile des stufenlos verstellbaren Getriebes ist. Das heißt, die Verschiebung x_8 im Falle des stufenlos verstellbaren Getriebes für eine kleine Leistung ist im wesentlichen 1,5 mm; und die Verschiebung x_8 im Falle des stufenlos verstellbaren Getriebes für eine große Leistung ist im wesentlichen 2, 5 mm. Der Wert der Verschiebung x_8 wird aus den elastischen Verformungsgrößen der Bauteile berechnet, die durch eine FEM-Analyse berechnet wurde, und wurde durch eine Messung unter Verwendung eines tatsächlich zusammengebauten stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes bestätigt. Bei der Messung waren die Außenflächen (gegenüberliegend zu den Kraftrollen **8**) der Außenlaufbahnen **28, 28** ([Fig. 3](#) bis [Fig. 11](#)) der Druckkugellager **26, 26** geschwärzt und das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe wurde tatsächlich betrieben. Die Verschiebung x_8 wurde aus den Kontaktschritten bestätigt, die auf den Außenflächen hinterlassen wurden, welche aus ihrem Kontakt mit den Drucknadelrollenlagern **27, 27** resultieren ([Fig. 3](#), [Fig. 4](#), [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#)).

[0092] Die Verschiebung x_8 der Kraftrolle **8** zu der außenseitigen Scheibe **4** hin ist 1,5 bis 2,5 mm, wie gerade erwähnt. Die Größen der Verschiebung y_8 , bewirkt durch die Verschiebung x_8 , wurden unter Verwendung der obigen Gleichung berechnet, und das Ergebnis der Berechnungen ist graphisch in [Fig. 23](#) dargestellt. In dem

Graph von [Fig. 23](#) sind die Größen der Verschiebung y_8 graphisch dargestellt, um drei Verschiebungen x_8 von 1,5 mm, 2,0 mm und 2,5 mm. Wie von dem Graph der Verschiebung x_8 zu ersehen ist, die innerhalb des Bereiches vom 1,5 mm bis 2,5 mm ist, erhöht sich die Verschiebung y_8 , wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 innerhalb von 7 mm ist, ungeachtet der Werte der Verschiebung x_8 . Besonders wenn die Exzentrizitätsgrößen L_7 kleiner als 5 mm ist, hat die Verschiebung y_8 einen großen Wert. Daraus ist zu sehen, dass zum Vermindern der Verschiebung y_8 die Exzentrizitätsgröße L_7 5 mm oder größer ist, bevorzugterweise 7 mm oder größer.

[0093] Die Exzentrizitätsgröße L_7 beeinflusst das Übersetzungsverhältnis der eingangsseitigen Scheibe **2** (**2A**, **2B**) zu der ausgangsseitigen Scheibe **4** in Verbindung mit den Abmessungen des tatsächlichen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes. Es wird nun der Einfluss der Exzentrizitätsgröße berechnet. Die folgenden Vorbedingungen für die Berechnung wurden aufgestellt: 1) die Verschiebung x_8 der Kraftrolle **8** zu der ausgangsseitigen Scheibe **4** basierend auf den Maßtoleranzen der Bauteile und die elastischen Deformationen jener Teile war 2 mm; 2) ein voller Übersetzungsverhältniswinkel als Drehungswinkel der Kraftrolle **8** zwischen einer maximalen Übersetzungsposition ([Fig. 1](#)) und einer minimalen Übersetzungsposition ([Fig. 2](#)) war 60° ; und 3) eine Nockensteigung des Präzessionsnocksens war $45 \text{ mm}/360^\circ$ in Verbindung mit dem Drehungswinkel. Allgemein beträgt der Drehungswinkel (voller Übersetzungsverhältniswinkel) der Kraftrolle **8** zwischen 50° bis 70° , obwohl er von der Größe des Übersetzungsverhältnisses abhängt. Ein Test, der durch die Firma der vorliegenden Patentanmeldung durchgeführt wurde, zeigte, dass eine bevorzugte Nockensteigung von $40 \text{ mm}/360^\circ$ bis zu $60 \text{ mm}/360^\circ$ reicht.

[0094] Mit den obigen Bedingungen wird eine Berechnung über den Einfluss der Exzentrizitätsgröße L_7 zu dem Übersetzungsverhältnis gemacht. Zum Berechnen wird angenommen, dass die Exzentrizitätsgröße L_7 3 mm ist. Wenn die Kraftrolle **8** in der X-Richtung 2 mm verschoben wird, verschiebt sich die Kraftrolle **8** um 0,764 mm in der Y-Richtung bei der Umdrehung des Schwenkwellenbereiches **23** um den Stützwellenbereich **22**. In diesem Fall ist ein Drehungswinkel des Drehzapfens **6**, der durch die Y-gerichtete Bewegung bewirkt wird, d.h., ein Übersetzungsverhältniswinkel von der Kraftrolle **8** $(0,764/45) \times 360^\circ = 6,112^\circ$.

[0095] Wenn dieser Wert mit 60° , d.h. dem vollen Übersetzungsverhältniswinkel verglichen wird, haben wir $6,112^\circ/60^\circ = 0,102$. Diese Zahl lehrt, dass wenn der Schwenkwellenbereich **23** sich um den Stützwellenbereich **22** dreht, um die Kraftrolle **8** in der Y-Richtung zu verschieben, sich der Übersetzungsverhältniswinkel der Kraftrolle **8** um 10,2 % vom vollen Übersetzungsverhältniswinkel ändert. Diese Zahl, 10,2 %, ist sehr groß, und führt nicht zu der Ausführung eines gewünschten Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhaltens.

[0096] Wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 10 mm ist, bewegt sich die Kraftrolle **8** 0,202 mm in der Y-Richtung unter den gleichen Bedingungen, wie in dem obigen Fall. Ein Übersetzungsverhältniswinkel der Kraftrolle **8** entsprechend der Bewegung ist $(0,202/45) \times 360^\circ = 1,616^\circ$. Wenn dieser Wert mit dem Wert des vollen Übersetzungsverhältniswinkels verglichen wird, dann ist er $1,616^\circ/60^\circ = 0,027$. Dieser Wert ist sehr viel kleiner, als der im Falle von $L_7 = 3 \text{ mm}$; eine Abweichung des Übersetzungsverhältniswinkels ist nur 2,7 %, und daher führt er zu der Ausführung eines gewünschten Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhaltens. Wenn ferner $L_7 = 15 \text{ mm}$ und $L_7 = 20 \text{ mm}$ ist, sind die Verschiebungen y_8 der Kraftrolle in der Y-Richtung 0,134 mm und 0,100 mm, und die Änderungsraten der Übersetzungsverhältniswinkel sind 1,8 % und 1,3%. Dort besteht keine große Differenz zwischen dem Rechenergebnis im Falle von $L_7 = 15 \text{ mm}$ und dem im Falle von $L_7 = 20 \text{ mm}$. Dieser Umstand lehrt, dass die Erhöhung der Exzentrizitätsgröße L_7 auf einen Wert über 15 mm unbedeutend ist bei der Bewahrung des Übersetzungsverhältnis-Betriebsverhaltens durch das Unterdrücken der Verschiebung y_8 in der Y-Richtung.

[0097] Obwohl der Grund, warum die untere Grenze der Exzentrizitätsgröße L_7 auf 5 mm gesetzt ist, bevorzugterweise 7 mm ist, wie oben erläutert wurde, wird die obere Grenze der Exzentrizitätsgröße L_7 beschrieben. Der Stützwellenbereich **22** der Ausgleichswelle **7** wird durch die Radialnadelrollenlager **24** innerhalb der ringförmigen Löcher **21** gelagert, welcher in dem Mittelbereich des Drehzapfens **6** vorgesehen ist. Die Ausgleichswelle **7** wird auf dem Drehzapfen **6** in einer freitragenden Weise gestützt, wie in [Fig. 24A](#) gezeigt ist. Wenn das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in Betrieb befindlich ist, wird eine große Kraft in einer Pfeilrichtung von α von den [Fig. 24A](#) und [Fig. 25](#) auf die Kraftrollen **8**, **8** aufgebracht, welche drehbar auf dem Schwenkwellenbereich **23** der Ausgleichswelle **7** mittels des Radialnadelrollenlagers **25** gelagert wird. Das heißt, eine Kraft, deren Richtung die Rotationsrichtung der eingangsseitigen Scheibe **2** (**2A**, **2B**) ist, wird auf den Kontaktbereich aufgebracht, wo die Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** (**2A**, **2B**) in Kontakt mit den Umfangsflächen **8a** der Kraftrolle **8** ist. Eine Kraft, deren Richtung gegenüberliegend zu der Rotationsrichtung der ausgangsseitigen Scheibe **4** ist (d.h., die gleiche wie die Rotationsrichtung der eingangsseitigen Scheibe **2**) wird auf den Kontaktbereich aufgebracht, wo die Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** in Kontakt mit den Umfangsflächen **8a** der Kraftrolle **8** ist. Diese Kraft wird aufgebracht, wie in einer Pfeilrichtung von β in [Fig. 24B](#)

gezeigt ist, auf die Mittelposition in der Axialrichtung des Radialnadelrollenlagers **25** auf der Mittelachse des Schwenkwellenbereiches **23**, so dass die Kraft so wirkt, dass sie die Ausgleichswelle **7** biegt. Wenn die Ausgleichswelle **7** eine niedrige Festigkeit hat, wird die Ausgleichswelle **7** stark verformt, und es ist leicht, die Kraftrolle **8**, die auf der Ausgleichswelle **7** gelagert ist, in der Pfeilrichtung von α zu verschieben (im wesentlichen koinzident mit der Y-Richtung).

[0098] Andererseits ist ein Bereich der Ausgleichswelle **7**, wo die Festigkeit am niedrigsten ist, der Verbindungsbereich, wo der Stützwellenbereich **22** mit dem Schwenkwellenbereich **23** verbunden ist. Eine Erhöhung der Exzentrizitätsgröße L_7 zwischen dem Stützwellenbereich **22** und dem Schwenkwellenbereich **23** führt zu einer Verminderung der Querschnittsfläche des Verbindungsbereiches und vermindert daher die Festigkeit in dem Verbindungsbereich. Wo die Exzentrizitätsgröße L_7 klein ist, nimmt die Querschnittsfläche des Verbindungsbereiches die Form eines perfekten Kreises oder eine Form ähnlich zu diesem ein. Da die Exzentrizitätsgröße L_7 anwächst, wird die Querschnittsfläche in ihrer Form elliptisch oder wie ein Rugbyball geformt. Somit ändert mit Anwachsen der Exzentrizitätsgröße L_7 die Querschnittsfläche ihre Form von einem perfekten Kreis zu der Ellipse oder dem Rugbyball. Das zweite Flächenträgheitsmoment des Verbindungsbereiches ändert sich, so dass eine Verformung der Ausgleichswelle **7**, bewirkt durch die Kräfte, die die Richtungen von α und β haben, in ihrer Größe anwächst. Der Umstand, dass diese Verformung in den α - und β -Richtungen groß ist, führt zu der Tatsache, dass die Kontaktpunkte, wo die Umfangsfläche **8a** der Kraftrolle **8** in Kontakt mit der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** ist, stark in der Y-Richtung bewegt wird. Es ist wünschenswert, die Größen der Verformung in der α - und β -Richtung so klein wie möglich zu vermindern, sowie im Falle der Verschiebung in der Y-Richtung basierend auf der Exzentrizitätsgröße L_7 .

[0099] Spezifische Konfigurationen und Abmessungen der Ausgleichswelle **7** werden beschrieben. Zu diesem Zweck sind zwei Beispiele der Ausgleichswelle **7** in den [Fig. 26A](#) und [Fig. 26B](#) gegeben. Die Ausgleichswelle, die in [Fig. 26A](#) gezeigt ist, ist in einem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe für den Motor einer relativ kleinen Leistung einzubauen, und die Ausgleichswelle, die in [Fig. 26B](#) gezeigt ist, ist in ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe für den Motor einer relativ großen Leistung einzubauen. In den [Fig. 26A](#) und [Fig. 26B](#) geben die Bezugszeichen die Außendurchmesser (in mm) der Bereiche an, die durch Maßlinien angegeben sind. Die [Fig. 27A](#) und [Fig. 27B](#) zeigen jene zwei Ausgleichswellen, von denen jede drei unterschiedliche Exzentrizitätsgrößen L_7 haben zusammen mit spezifischen Werten der Querschnittsflächen $S(\text{mm}^2)$ und dem Flächenträgheitsmoment I der Verbindungsbereiche, und die Verformungsgrößen λ (mm) der Ausgleichswelle **7** in der Axialrichtung (Y-Richtung) der Schwenkwellen.

[0100] Die Verformungsgröße λ der Ausgleichswelle **7** wird ausgedrückt durch

$$\lambda = PL_{23}^3 / (3EI).$$

[0101] In der obigen Gleichung ist P eine Last, die auf die Ausgleichswelle **7** aufgebracht wird. Die Last P entspricht einer Kraffahrzeugleistung, die durch die Kraftrolle **8** übertragen wird, d.h. eine Rollreibungskraft. L_{23} ist ein Abstand von einem Punkt des Angriffs zu einem Drehpunkt der Last P , nämlich der Länge eines Arms, und entspricht der Länge von dem Verbindungsbereich zwischen dem Stützwellenbereich **22** und dem Schwenkwellenbereich **23** zu der Mittelposition des Radialnadelrollenlagers **25**, gesehen in der Axialrichtung. E ist ein Young'scher Elastizitätsmodul von einem Hartmetall, z.B. Lagerstahl der Ausgleichswelle, und ist 206 kN/mm^2 . Der Abstand L_{23} (von dem Kraftangriffspunkt zu dem Drehpunkt) und die Kraft P waren 25 mm und $2,45 \text{ kN}$ für die Ausgleichswelle **7** für den Motor kleiner Leistung, der in den [Fig. 26A](#) und [Fig. 27A](#) gezeigt ist, und 30 mm und $5,89 \text{ kN}$ für die Ausgleichswelle **7** für den Motor großer Leistung, wie in den [Fig. 26B](#) und [Fig. 27B](#) gezeigt ist.

[0102] Unter den oben erläuterten Vorbedingungen wurde eine Berechnung für die Verformungsgröße λ der Ausgleichswelle **7** entsprechend eines Einflusses der Exzentrizitätsgröße L_7 ausgeführt. [Fig. 28](#) zeigt eine Veränderung der Verformungsgröße λ der Ausgleichswelle **7**, die in einem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe für den Motor kleiner Leistung montiert ist, die in [Fig. 26A](#) und [Fig. 27B](#) in Bezug zu der Exzentrizitätsgröße L_7 gezeigt ist. [Fig. 29](#) zeigt eine Veränderung der Verformungsgröße λ der Ausgleichswelle **7**, die in einem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe für den Motor großer Leistung montiert ist, die in [Fig. 26B](#) und [Fig. 27B](#) in Bezug zu der Exzentrizitätsgröße L_7 gezeigt ist. Wie aus den [Fig. 28](#) und [Fig. 29](#) zu sehen ist, steigt eine Kurve, die eine Änderung der Verformungsgröße λ der Ausgleichswelle **7** repräsentiert, an, wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 12 mm oder länger ist, ungeachtet der Größe der Ausgleichswelle **7**. Wenn die Exzentrizitätsgröße L_7 15 mm oder größer ist, steigt die Kurve stark an. Aus diesem Fakt ist zu sehen, dass die obere Grenze der Exzentrizitätsgröße L_7 15 mm ist, bevorzugterweise 12 mm .

[0103] Aus der oben beschriebenen Analyse wird gefolgert, dass, wenn die Abmessungen des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes innerhalb der oben erläuterten Abmessungen ist, die Exzentrizitätsgröße L_7 des Schwenkwellenbereiches **23** der Ausgleichswelle **7** zu dem Stützwellenbereich **22** derselben so ausgewählt ist, dass sie in einem Bereich von 5 mm bis 15 mm liegt, (ungeachtet der Größe der Kraffahrzeugleistung) (insbesondere Drehmoment), das durch das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe übertragen wird, oder der Größe der Ausgleichswelle **7**. Somit kann eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses, welche durch die Maßtoleranzen der Bauteile des stufenlos verstellbaren Getriebes und der elastischen Verformungen, die durch Schublasten bewirkt werden, die während der Leistungsübertragungen aufgebracht werden, soweit vermindert werden, dass sie kein Problem bei der praktischen Verwendung verursachen.

[0104] Wie aus der vorhergehenden Beschreibung zu sehen ist, kann bei dem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe, das wie oben erläutert, aufgebaut ist, dessen Übersetzungsverhältnis auf ein gewünschtes Verhältnis gesteuert werden, und daher werden bei einem Kraffahrzeug, das das stufenlos verstellbare Getriebe nach der Erfindung darin eingebaut hat, die Verbesserung des Laufverhaltens und eines effizienten Kraftstoffverbrauches erzielt.

[0105] Nach [Fig. 30](#) bis [Fig. 31](#) ist die Erfindung weiterhin auf die Verbesserung der Ausgleichswellen **7** zum drehbaren Stützen der Kraffrollen **8** auf den Drehzapfen **6** gerichtet ([Fig. 1](#) bis [Fig. 7](#)). Der verbleibende Aufbau und die Arbeitsweise des stufenlos veränderlichen Getriebes sind im wesentlichen zu vorgeschlagenen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe gleich, das schon beschrieben wurde. Aus diesem Grund wird eine Beschreibung und Darstellung des gleichen Aufbaus weggelassen oder auf einfache Weise gegeben, und ein Merkmal der Erfindung und ein Bereich, außer für den oben erläuterten, wird gegeben.

[0106] Wie gezeigt, schließt die Ausgleichswelle **7** einen Stützwellenbereich **22** und einen Schwenkwellenbereich **23** ein, welche parallel zueinander sind, wobei aber der erstgenannte exzentrisch zu dem Letztgenannten ist. Ein Flanschbereich **46** ist auf einem kontinuierlichen Bereich ausgebildet, wo der Stützwellenbereich **22** und der Schwenkwellenbereich **23** kontinuierlich sind. Der Außendurchmesser D_{47} eines basisseitigen Halbtails **47** des Schwenkwellenbereiches **23**, der näher zu dem Flanschbereich **46** angeordnet ist, ist größer, als der Außendurchmesser D_{48} des kopfseitigen Halbtails **48** desselben ($D_{47} > D_{48}$). Wenn der Außendurchmesser D_{47} des basisseitigen Halbtails **47** des Schwenkwellenbereiches **23** vergrößert wird, werden die folgenden Vorteile erzeugt. Die Querschnittsfläche des kontinuierlichen Bereiches zwischen dem Stützwellenbereich **22** und dem Schwenkwellenbereich **23** ist auf einem befriedigenden Pegel abgesichert. Eine Biegesteifigkeit des kontinuierlichen Bereiches wird erhöht. Daher ist es schwierig, die Ausgleichswelle **7** an diesem kontinuierlichen Bereich während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Betriebes zu biegen, und die Ausgleichswelle **7** wird weniger verformt, wenn sie einer Wärmebehandlung unterzogen wird.

[0107] Ferner ist in der Basisfläche des Stützwellenbereiches **22**, d.h., der Basisfläche, die näher zu dem Flanschbereich **46** angeordnet ist, ein abgeschrägter Teil **49** ausgebildet, der an einem Bereich abgeschrägt ist, der nach außen von der Außenumfangsfläche des Flanschbereiches **46** der Basisfläche in Radialrichtung des Stützwellenbereiches **22** hervorsteht. Der abgeschrägte Teil **49** verhindert die störende Beeinflussung mit dem Außenlaufring **28** des Druckkugellagers **26**, der die Kraffrolle **8** lagert, und schafft eine glatte Oberfläche des kontinuierlichen Bereiches zwischen dem Stützwellenbereich **22** und dem Flanschbereich **46**. Die glatte Fläche eliminiert die Formung der Ausgleichswelle **7** während deren Wärmebehandlung. Ein Neigungswinkel θ des abgeschrägten Teils **49** ist bevorzugterweise innerhalb eines Bereiches von 10 bis 45°.

[0108] Andererseits ist eine Zentrierbohrung **50** in dem Mittelbereich des Außenlaufrings **28** des Druckkugellagers **26** zum Stützen der Kraffrolle **8** ausgebildet, die drehbar durch die Ausgleichswelle **7** gestützt wird, wie oben erläutert wurde. Die Zentrierbohrung **50** kann den Flanschbereich **46** und das basisseitige Halbtail **47** in einer Einpaßweise ohne ein Rattern dazwischen aufnehmen. Die Zentrierbohrung schließt einen Bereich **51** mit einem kleinen Durchmesser zum Aufnehmen des basisseitigen Halbtails **47** in eingepaßter Weise ein und schließt einen Bereich **52** mit einem großen Durchmesser zum Aufnehmen des Flanschbereiches **46** in einer eingepaßten Weise ein. Die Tiefe D_{52} des Bereiches **52** mit großem Durchmesser ist etwas größer als die Dicke T_{46} des Flanschbereiches **46** ($D_{52} > T_{46}$). Mit einer solchen Abmessungsauswahl steht ein Teil des Flanschbereiches **46** nicht von der Außenfläche (obere Fläche in [Fig. 31](#)) des Außenrings **28** hervor, wenn der Flanschbereich **46** und der Basisteil **47** in die Zentrierbohrung **50** eingepaßt sind. Dieses ist erforderlich, um zu verhindern, dass der Flanschbereich **46** eine störende Beeinflussung mit dem Drucknadelrollenlager **27** hat ([Fig. 3](#) bis [Fig. 7](#)), welches zwischen dem Außenring **28** und der Innenfläche des Drehzapfens **6** angeordnet ist.

[0109] Die Kraffrolle **8** wird drehbar auf dem kopfseitigen Halbtail **48** des Schwenkwellenbereiches **23** der so konfigurierten Ausgleichswelle **7** mittels des Radialnadelrollenlagers **25** gestützt ([Fig. 4](#) bis [Fig. 7](#)). Ein Bereich

der Außenumfangsfläche des kopfseitigen Halbteils **48**, d.h., in der Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches **23** ist eine Wälzfläche derselben, mit welcher die Wälzflächen der Nadeln **45**, **45** (gezeigt in den [Fig. 3](#) bis [Fig. 7](#) und [Fig. 14](#) und [Fig. 15](#)) des Radialnadelrollenlagers **25** in Kontakt gebracht sind, geglättet, um eine Oberflächenrauheit von $0,2 \mu\text{m Ra}$ oder weniger durch Feinstziehschleifen zu haben. Eine Schleifbearbeitung, nicht Feinstziehschleifen, kann $0,2 \mu\text{m Ra}$ erzeugen (Oberflächenrauheit), wobei jedoch das Schleifverfahren schwierig ist und dessen Kosten hoch sind. In bezug dazu wird die Verwendung des Feinstziehschleifens bevorzugt.

[0110] Die Ausgleichswelle **7** wird aus Stahl hergestellt, z.B. aus Chrom-Molybdän-Stahl (z.B. SCM 435 (JIS G 4105)) oder aus kohlenstoffreichem Chrom-Lagerstahl (z.B. SUJ 2 (JIS G 4805)). Eine Karbonitrierungsschicht, die 0,8 bis 1,5 Gew.-% Kohlenstoff und 0,05 bis 0,5 Gew.-% Stickstoff enthält, wird auf einem Oberflächenbereich ausgebildet (tatsächlich die gesamte Oberfläche der Ausgleichswelle **7**) der Außenumfangsfläche von zumindest dem unteren Teil **48** der Ausgleichswelle **7**, die aus Stahl hergestellt ist. Nachfolgend zu dem Karbonitrierungsprozess wird zumindest der Oberflächenbereich (tatsächlich die gesamte Oberfläche der Ausgleichswelle **7**) abgeschreckt und angelassen, um so die Härte des Oberflächenbereiches auf HRC60 oder höher zu erhöhen.

[0111] Bei dem so aufgebauten stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe ist es leicht, einen Ölfilm auf dem Kontaktbereich zu bilden, wo die Außenumfangsfläche des unteren Teils **48** des Schwenkwellenbereiches **23** in Kontakt mit dem Wälzflächen der Nadeln **45**, **45** des Radialnadelrollenlagers **25** ist. Der ausgebildete Ölfilm verhindert Schäden (z.B. ein frühes Abblättern) der Außenumfangsfläche des kopfseitigen Halbteils **48**. Die Tabelle 1 zeigt die Ergebnisse eines Lebensdauertests, der durch den Erfinder bzw. die Erfinder durchgeführt wurde. Der Test wurde durchgeführt, um zu wissen, wie die Oberflächenrauheit der Außenumfangsfläche des kopfseitigen Halbteils **48** die Lebensdauer der Außenumfangsfläche derselben beeinflusst. Musterstücke 1 bis 8 wurden unter den gleichen Bedingungen getestet, welche anders sind, als die Oberflächenrauheit der Außenumfangsfläche des kopfseitigen Halbteils **48**, wobei das Material, die Kohlenstoffdichte und die Stickstoffdichte die gleichen waren, wie vom Musterstück 4 in Tabelle 2, die später erläutert wird, und die Oberflächenhärte ist HRC62.

[0112] Die Testergebnisse zeigen, dass die Außenfläche des unteren Teils **48** nicht geschädigt wird (z.B. nicht von einem frühen Abblättern betroffen wird), wenn die Außenfläche feinstziehschleift, um $0,2 \mu\text{m Ra}$ oder weniger in der Oberflächenrauheit zu haben.

Tabelle 1

Nummer	Oberflächenrauheit der Außenfläche des kopfseitigen Halfteils [$\mu\text{m Ra}$]	Feinstzieh-schieifen	Testergebnis	Bewertung
1	1,0	Nein	Wälzfläche/ Nadelaußenfläche blätterte nach 10 Std. ab	X
2	0,6	Nein	Wälzfläche blätterte nach 71 Std. ab	X
3	0,6	Nein	Wälzfläche/ Nadelaußenfläche blätterte nach 64 Std. ab	X
4	0,5	Nein	Wälzfläche blätterte nach 111 Std. ab	X
5	0,4	Ja	Wälzfläche blätterte nach 209 Std. ab	X
6	0,2	Ja	Kein Problem nach 250 Std.	O
7	0,2	Ja	Kein Problem nach 250 Std.	O
8	0,1	Ja	Kein Problem nach 250 Std.	O

[0113] Die Oberflächenrauheit der anderen Oberfläche als des kopfseitigen Halfteils **48** braucht nicht glatt bearbeitet zu werden, wie die von dem kopfseitigen Halbteil **48**. Annähernd $1,6 \mu\text{m Ra}$ ist für die Oberflächenrauheit deren Außenfläche befriedigend, da der Stützwellenbereich **22** genau auf dem Drehzapfen **6** gestützt wird, um so seine geringfügige Schwenkverschiebung zu ermöglichen.

[0114] Da die Karbonnitrierungsschicht auf dem Oberflächenbereich der Außenumfangsfläche von zumindest dem kopfseitigen Halbteil **48** des Schwenkwellenbereiches **23** ausgebildet ist, ist deren Wärmebeständigkeit hoch genug, um zu verhindern, dass die Außenumfangsfläche einem frühen Abblättern unterworfen wird. Um zu wissen, wie der Kohlenstoff- und der Stickstoffgehalt (Dichte) der Karbonnitrierungsschicht, die auf dem Oberflächenbereich des unteren Teils **48** ausgebildet ist, die Lebensdauer der Außenumfangsfläche beeinflusst, wurde ein Lebensdauertest durchgeführt. Die Testergebnisse sind in Tabelle 2 gezeigt. In den Testmusterstücken 1 bis 7 waren die anderen Bedingungen, als die Kohlenstoff- und Stickstoffgehalte (Dichten) der Karbonnitrierungsschicht, die auf der Außenumfangsfläche des kopfseitigen Halfteils **48** ausgebildet ist, gleich, wobei das feinstziehgeschliffene Musterstück 6 in Tabelle 1 verwendet wurde.

Tabelle 2

Nummer	Material	Kohlenstoffdichte %	Stickstoffdichte %	Testergebnisse	Bewertung
1	SCM420	0,78	0,21	Abblättern nach 171 Std.	X
2	SCM435	0,96	0,02	Abblättern nach 201 Std.	X
3	SCM435	0,83	0,25	Kein Problem nach 250 Std.	O
4	SCM420	1,08	0,06	Kein Problem nach 250 Std.	O
5	SUJ2	1,41	0,46	Kein Problem nach 250 Std.	O
6	SUJ2	1,00	0,00	Abblättern nach 163 Std.	X
7	SUJ2	1,53	0,32	Abblättern nach 142 Std.	X

[0115] Das so aufgebaute stufenlos verstellbare Toroidgetriebe dient zusätzlich zur Verhinderung der Schädigung, z.B. des Abblätterns in einem frühen Zustand, der Umfangsflächen der Schwenkwellenbereiche der Ausgleichswellen zum Stützen der Kraftrollen auf den Drehzapfen erfolgreich. Daher wird die Lebensdauer und die Zuverlässigkeit des stufenlos verstellbaren Getriebes verbessert.

[0116] Unter Bezugnahme auf die [Fig. 32](#) bis [Fig. 35](#) wird eine zusätzliche Verbesserung der Radialnadelrollenlager **25a** zum drehbaren Stützen der Kraftrollen **8** auf dem Umfang der Schwenkwellenbereiche **23**, die die Ausgleichswellen **7** in einem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe bilden, beschrieben. Der verbleibende Aufbau und die Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Getriebes ist im wesentlichen gleich zu dem vorgeschlagenen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe, das schon beschrieben wurde. Aus diesem Grund wird eine Beschreibung und Darstellung des gleichen Aufbaus weggelassen oder auf einfache Weise gegeben. Die Beschreibung der Ausführungsform wird so gemacht, dass ein Schwerpunkt auf deren Merkmal gelegt wird.

[0117] Jedes Radialnadelrollenlager **25a** ist aufgebaut mit einer Mehrzahl von Nadeln **45a**, **45a** und einem käfigförmigen fensterartigen Abstandhalter **53** zum Rückhalten jener Nadeln **45**, **45** in einem wälzbaren Zustand. In diesem Fall dient die Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereiches **23** als die zylindrische Innenlaufbahn **54** des Radialnadelrollenlagers **25**, und die Innenumfangsfläche der Kraftrolle **8** dient als die Außenlaufbahn **55** des Radialnadelrollenlagers **25**.

[0118] Im Falle des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes, wie es in [Fig. 35](#) gezeigt ist, sind beide Enden der Nadeln **45a** (wenn axial gesehen) konisch, um einen balligen Bereich **68**, **68** aufzuweisen. Eine diesem Bereich zugeordnete Balligkeitsgröße δ_{68} der Nadel **45a**, nämlich ein radialer Abstand der Außenfläche des Bereichs **68** von der Außenumfangsfläche der Nadel **45a** (angenommen durch gerades Erstrecken von der Außenfläche des zylindrischen Bereiches **69**, welches in dem Mittelbereich der Nadel **45a** in der Axialrichtung vorgesehen ist) wird auf folgende Weise bestimmt. Es wird angenommen, dass die Axiallänge der Nadel **45a** L_{45a} ist, der Außendurchmesser des zylindrischen Bereiches **69** D_{69} ist, und ein Abstand von jeder Endfläche der Nadel **45a** zu einem Meßpunkt der Balligkeitsgröße δ_{68} L_{68} ist. Ferner wird angenommen, dass der Abstand L_{68} zu dem Meßpunkt so ausgewählt ist, dass er 5 bis 15 % der Axiallänge L_{45a} ist; $L_{68} = (0,05 \text{ bis } 0,15) \times L_{45a}$. Unter diesen Bedingungen ist die Balligkeitsgröße δ_{68} so ausgewählt, dass sie 0,15 bis 0,65 % des Außendurchmessers D_{69} des zylindrischen Bereiches **69** hat; $\delta_{68} = (0,0015 \text{ bis } 0,0065) \times D_{69}$.

[0119] Bei dem stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe der Ausführungsform sind die Nadeln **45a** des Radialnadelrollenlagers **25a** zum drehbaren Stützen der Kraftrolle **8** auf den Schwenkwellenbereichen **23** der Ausgleichswellen **7** ballig (bezeichnet durch Bezugszahl **68**) mit einer geeigneten Balligkeitsgröße. Auch wenn daher die Kraftrollen **8** große Schublasten während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Getriebes aufnehmen und elastisch verformt werden, und als ein Ergebnis dessen, die Zwischenraumbreite zwischen der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** des Radialnadelrollenlagers **25a** seine Gleichförmigkeit verliert, verhindert die Balligkeit der Nadeln **45a** effektiv das Aufbringen eines übermäßigen Flächendrucks auf die Bauteile des Radialnadelrollenlagers **25a**.

[0120] Das heißt, während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes nimmt die Kraftrolle **8** große Schubkräfte an beiden Positionen darauf auf, radial gegenüberliegend zueinander, von der Innenfläche **2a** der eingangsseitigen Scheibe **2** und der Innenfläche **4a** der ausgangsseitigen Scheibe **4** (gezeigt in den [Fig. 1](#) bis [Fig. 3](#), [Fig. 8](#), [Fig. 9](#), [Fig. 19](#) und [Fig. 20](#)), und verformt sich elastisch, wie übertrieben in den [Fig. 33](#) und [Fig. 34](#) dargestellt ist. Auch wenn jedoch die Kraftrolle **8** somit elastisch verformt wird, um die Gleichförmigkeit der Zwischenraumbreite zwischen der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** zu verlieren, kommen die Enden der Nadeln **45a** nicht in Kontakt mit der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55**. Dementsprechend wird bei dem stufenlos verstellbaren Getriebe dieser Ausführungsform ein frühes Ablättern, verursacht durch die Kantenpressung, verhindert.

[0121] Wie oben beschrieben, sind beide Enden jeder Nadel **45a** (wenn axial gesehen) des Radialnadelrollenlagers **25a** auf geeignete Weise ballig (bezeichnet mit Bezugszahl **68**). Die Balligkeit verhindert das Auftreten der Kantenpressung, um dadurch die Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers **25a** zu verbessern. Wenn die Außenlaufbahn **55**, die durch die Innenumfangsfläche der Kraftrolle **8** aufgebaut ist, elastisch verformt wird, ändern die Nadeln **45a**, die durch die Abstandhalter **53** rückgehalten werden, etwas ihre Stellung, so dass die Wälzflächen der Nadeln **45a**, **45a** die Innenlaufbahn **54** und die Außenlaufbahn **55** schaffen. Der Kontakt der Wälzflächen der Nadeln **45a**, **45a** mit der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** ist in einem geeigneten Kontaktzustand gebracht, um dadurch ein übermäßiges Anwachsen des Flächendrucks auf die Kontaktbereiche zu unterdrücken.

[0122] Wenn in diesem Zusammenhang die Balligkeitsgröße δ_{68} zu klein ist, wird die Erzeugung der Kantenpressung ungenügend unterdrückt. In diesem Fall wird die Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers **25a** ungenügend verbessert. Wenn im Gegensatz dazu δ_{68} zu groß ist, werden die Nadeln **45a**, **45a** des Radialnadelrollenlagers und die Kraftrolle **8**, die durch das Radialnadelrollenlager **25a** gelagert wird, schräggestellt. Das Ergebnis hat einen entgegengesetzten Effekt, dass die Kantenpressung leicht erzeugt wird und dass das frühe Ablättern auf einfache Weise auftritt. Da zusätzlich die Kraftrolle **8** die Kraftfahrzeugleistung überträgt, während sie sich mit einer hohen Geschwindigkeit in einem Zustand dreht, wird die Kraftrolle **8** geneigt, verglichen mit der Normalstellung, wobei dadurch große Geräusche und Schwingungen erzeugt werden. Das gesamte Getriebe mit der Getriebeeinheit, das das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe enthält, erzeugt starke Geräusche und Schwingungen, und beeinflusst somit nachteilig das Fahrgefühl für das Fahrzeug, das die Getriebeeinheit aufweist.

[0123] Andererseits wird bei der vorliegenden Erfindung die Balligkeitsgröße δ_{68} , wie oben beschrieben, gesteuert, und daher wird die Erzeugung der Kantenpressung verhindert, und die Kraftrollen **8** werden nicht während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Getriebes geneigt.

[0124] Ein Test, der durch den Erfinder bzw. die Erfinder durchgeführt wurde, um die Balligkeitsgröße δ_{68} , wie oben beschrieben, festzulegen, wird beschrieben. Hochgeschwindigkeits-Lebensdauertests wurden unter Verwendung eines Motordynamos für zwei stufenlos verstellbare Toroidgetriebe für eine kleine Motorleistung und für eine große Motorleistung ausgeführt.

[0125] Für das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe für eine große Motorleistung wurde ein stufenlos verstellbares Doppelhohlraum-Toroidgetriebe verwendet, dessen Hohlraumdurchmesser D_0 130 mm ist (Hohlraumdurchmesser D_0 = Abstand zwischen Schwenkwellen **5**, **5**, die an beiden Enden der Drehzapfen **6**, **6** vorgesehen sind, [Fig. 4](#)). Die Betriebsbedingungen in dem Test waren: die Anzahl der Umdrehungen jeder der eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** waren 4000 Umdrehungen pro Minute; das Eingangsdrehmoment war 300 Nm; und das Übersetzungsverhältnis war 0,5 (die Anzahl der Umdrehungen der ausgangsseitigen Scheibe **4** 1/2 der der Eingangsscheiben). Die Abmessungen des Radialnadelrollenlagers **25a** waren: der Durchmesser eines einbeschriebenen Kreises jeder Nadel **45a** war 25 mm; der Durchmesser eines umschriebenen Kreises war 23 mm (Außendurchmesser des zylindrischen Bereiches **59** der Nadel **45a** war 4 mm); und die Axiallänge L_{45a} der Nadel **45a** war 16,8 mm.

[0126] Unter den oben erläuterten Bedingungen wurde ein Test zum Bestätigen der Lebensdauer des Radialnadelrollenlagers **25a** durchgeführt, während die Balligkeitsgröße δ_{68} der Nadeln **45** verändert wurde (d.h., Verwendung der Balligkeitsgröße δ_{68} als ein Parameter) und somit konnten geeignete Balligkeitsgrößen δ_{68} aus dem Test erzielt werden. Beim Vorgehen im Hochgeschwindigkeits-Lebensdauererprobungstest wurde eine elastische Verformungsgröße der Kraftrolle **8** auf der Basis der Werte der Last, die auf die eingangsseitige Scheibe **2** und die ausgangsseitige Scheibe **4** auf die Kraftrolle **8** während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Getriebes aufgebracht wird durch einen FEM-Prozess berechnet. Die Verformungsgröße, die erzielt wurde, wurde bei der Balligkeitsgröße δ_{68} berücksichtigt. Eine Sollzeit für den Hochgeschwindigkeits-Lebensdauererprobungstest wurde auf 200 Stunden festgelegt. Der Wert von 200 Stunden kann als ein Referenzwert für die Dauerfestigkeit für die Lebensdauer der Getriebeeinheit des Fahrzeuggetriebes verwendet werden.

[0127] Die Testergebnisse sind in Tabelle 3 und [Fig. 36](#) gezeigt.

[0128] Das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe, das ein Einzelkleinhohlraumtyp ist, von dem der Hohlraumdurchmesser D_0 104 mm ist, wurde dem Hochgeschwindigkeits-Lebensdauererprobungstest unterzogen. Die Betriebsbedingungen in dem Test waren: die Anzahl der Umdrehungen der eingangsseitigen Scheibe **2** waren 4000 Umdrehungen pro Minute; das Eingangsdrehmoment war 60 Nm; und das Geschwindigkeitsänderungsverhältnis war 0,5. Die Abmessungen des Radialnadelrollenlagers **25a** waren: der Durchmesser eines eingeschriebenen Kreises jeder Nadel **45a** war 16 mm; der Durchmesser eines umschriebenen Kreises war 20 mm (Außendurchmesser des zylindrischen Bereiches **69** der Nadel **45a** war 2 mm); und die Axiallänge L_{45a} war 13,8 mm.

Tabelle 3

Test-Nummer	Balligkeitsgröße δ_{68} an einem Positionsabstand 2 mm vom Ende der Nadel	Testergebnisse
A	keine Balligkeit	die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 32 und 45 Std. ab.
B	0,002 mm	die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 78 und 96 Std. ab.
C	0,004 mm	die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 164 und 135 Std. ab.
D	0,006 mm	Test war über 200 Std. und wurde nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
E	0,015 mm	Test war über 200 Std. und wurde nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
F	0,026 mm	Test war über 200 Std. und wurde nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
G	0,028 mm	Die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 189 und 172 Std. ab.
H	0,035 mm	Die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 62 und 39 Std. ab. Lärm- und Schwingungspegel waren hoch.

[0129] Die Testergebnisse sind in Tabelle 4 und [Fig. 37](#) gezeigt.

[0130] Wie aus den Testergebnissen zu sehen ist, wird, wenn der Außendurchmesser des zylindrischen Bereiches **60** der Nadel **45a** 4 mm ist, eine Soll-Lebensdauer in einem Zustand abgesichert, bei der die Balligkeitsgröße δ_{68} innerhalb des Bereiches von 0,006 mm bis 0,026 mm ist. Wenn der Außendurchmesser 2 mm ist, wird die Soll-Lebensdauer in einem Zustand abgesichert, bei der die Balligkeitsgröße δ_{68} innerhalb von 0,003 mm bis 0,013 mm ist. In jenen Fällen muss zum Absichern einer befriedigenden Lebensdauer die Balligkeitsgröße δ_{68} 0,15 % bis 0,65 % des Außendurchmessers D_{69} des zylindrischen Bereiches **69** der Nadel **45a** sein.

Tabelle 4

Test-Nummer	Balligkeitsgröße δ_{68} in einem Positionsabstand 1,5 mm vom Ende der Nadel	Testergebnisse
A	keine Balligkeit	die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 21 und 16 Std. ab.
B	0,002 mm	die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 92 und 129 Std. ab.
C	0,003 mm	der Test wurde über 200 Std. durchgeführt und nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
D	0,007 mm	der Test wurde über 200 Std. durchgeführt und nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
E	0,013 mm	der Test wurde über 200 Std durchgeführt und nach 250 Std. beendet, und kein Abblättern. Der Test wurde zweimal durchgeführt.
F	0,015 mm	Die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 148 und 117 Std. ab.
G	0,022 mm	Die Wälzfläche der Nadel und der Innenlaufbahn blätterte jeweils nach 85 und 68 Std. ab. Geräusch- und Schwingungspegel waren groß.

[0131] Die Balligkeitsgröße δ_{68} wurde an einer Position der Nadel **45a** (axial gesehen) von 5 bis 15 % der Axiallänge L_{45a} der Nadel **45a** gemessen, gemessen von der Endfläche derselben. Bei dem tatsächlichen Lebensdauer-test war der Meßpunkt 2 mm (11,9 %) von der Endfläche der Nadel beabstandet, wenn die Axiallänge L_{45a} 16,8 mm ist (Außendurchmesser = 4 mm). Er war 1,5 mm (10,9 %) von der Endfläche der Nadel beabstandet, wenn die Axiallänge L_{45a} 13,8 mm ist (Außendurchmesser = 2 mm). Bei dem Musterstück E war die Axiallänge L_{45a} 16,8 mm (Außendurchmesser = 4 mm) und die Balligkeitsgröße war 0,011 mm (0,275 %) in einer 2,5 mm (14,9 %) von der Endfläche beabstandeten Position. Die Balligkeitsgröße war 0,023 mm (0,58 %) an einer 0,9 mm (5,4 %) von der Endfläche beabstandeten Position. Jene Zahlen genügten den Bedingungen, die im Patentanspruch angegeben sind. Im Musterstück D war die Axiallänge L_{45a} 13,8 mm, die Balligkeitsgröße war 0,005 mm (0,25 %) an einer 2,0 mm (14,5 %) von der Endfläche beabstandeten Position. Die Balligkeitsgröße war 0,010 mm (0,5 %) an einer 0,7 mm (5,1 %) von der Endfläche beabstandeten Position. Den im Patentanspruch angegebenen Bedingungen wurden bei diesen Zahlen genügt.

[0132] Wenn ein anfänglicher Radialspalt des Radialnadelrollenlagers **25a** so festgelegt ist, dass er groß ist, ist eine Neigung der Kraftrolle **8** zu dem Schwenkwellenbereich **23** der Ausgleichswelle **7** groß, wodurch ein

unangenehmes Geräusch und unangenehme Schwingungen während der Arbeitsweise des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes bewirkt wurden. Ferner wird aufgrund einer Änderung und des Wechsels des zu übertragenden Drehmomentes durch das stufenlos verstellbare Getriebe (Wechsel: Umschalten des Antriebszustandes auf einen und aus einem Motorbremszustand), die Kraftrolle **8** wiederholt auf einer Seite (gesehen in der Radialrichtung) durch einen Abstand entsprechend zu dem Radialspalt vorbelastet. Dieses resultiert in einer Erhöhung einer nicht reagierenden Zone (wo die Übersetzungsänderung nicht ausgeführt wird, auch wenn ein Übersetzungsänderungssignal eingegeben wird), und diese Erscheinung bewirkt einen Nachteil bei der Übersetzungsänderungssteuerung.

[0133] Aus diesem Grund wird bevorzugt, dass der tatsächliche Radialspalt, während die Verformungsgröße der Kraftrolle **8** berücksichtigt wird, etwas größer ist, als ein Spalt, der für das Radialnadelrollenlager mit den Nadeln **45a**, **45a** und dem Abstandhalter **53** (Käfig und Rolle) herstellereitig empfohlen wird. In einem Fall, bei dem der Außendurchmesser (der Durchmesser der Innenlaufbahn **54**) des Schwenkwellenbereiches **23** der Ausgleichswelle **7** 15 bis 30 mm ist und der Innendurchmesser (Durchmesser der Außenlaufbahn **55**) der Kraftrolle **8** 20 bis 40 mm ist, ist ein bevorzugter Radialspalt im Anfangszustand (die Kraftrolle **8** ist frei) annähernd 0,020 bis 0,055 mm im Durchmesser.

[0134] Für diese Werte ist der empfohlene Spalt entsprechend dem Katalog annähernd 0,08 bis 0,035 mm.

[0135] Um das frühe Abblättern zu verhindern, wird bevorzugt, dass die Oberflächenrauheit der Kontaktbereiche in Kontakt mit den Wälzflächen der Nadeln **45a** so festgelegt ist, dass sie gut ist. Die Oberflächenrauheit R_{max} der Außenumfangsfläche (Innenlaufbahn **54**) des Schwenkwellenbereiches **23** der Ausgleichswelle **7** soll normalerweise 1,6 S und die Oberflächenrauheit R_{max} der Innenumfangsfläche (Außenlaufbahn **54**) der Kraftrolle **8** 3,2S betragen. Es wird bevorzugt, dass die tatsächliche Oberflächenrauheit etwas kleiner als die empfohlene Oberflächenrauheit (glatter) ist. Die Oberflächenhärte der Innenlaufbahn **54** und der Außenlaufbahn **55** ist so festgelegt, dass sie gleich der der Wälzflächen der Nadeln **45a**, **45a** ist, und ist auf HRc60 und höher als normalerweise empfohlen festgelegt.

[0136] Mit dem so aufgebauten und betriebenen stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe kann die Erfindung eine ausgezeichnete Haltbarkeit schaffen, und kann somit die praktische Verwendung des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes begünstigen.

Patentansprüche

1. Exzenterwelle für ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe, welches aufweist:
 zumindest ein Paar Scheiben (**2**, **4**), von denen jede eine in Axialrichtung konkave Fläche aufweist, die im Querschnitt bogenförmig ist, wobei die Scheiben (**2**, **4**) koaxial zueinander angeordnet und unabhängig voneinander so drehbar gelagert sind, dass die konkaven Flächen einander gegenüberliegend sind;
 einen Drehzapfen (**6**), der um
 eine Schwenkwelle (**5**) verschwenkbar ist, wobei der Drehzapfen (**6**) ein kreisförmiges Loch (**21**) aufweist, das in Richtung senkrecht zur Axialrichtung der Schwenkwelle (**5**) in einem Mittelbereich des Drehzapfens ausgebildet ist;
 eine Exzenterwelle (**7**), die einen Stützwellenbereich (**22**) und einen Schwenkwellenbereich (**23**) aufweist, welche parallel und exzentrisch zueinander angeordnet sind, wobei der Stützwellenbereich (**22**) drehbar relativ zur Innenfläche des kreisförmigen Lochs (**21**) mittels eines Radiallagers gelagert ist und der Schwenkwellenbereich (**23**) von einer Innenfläche des Mittelbereichs des Drehzapfens (**6**) vorsteht;
 eine Kraftrolle (**8**) mit einer bogenförmig konvexen Fläche auf ihrer Außenumfangsfläche (**8a**), wobei die Kraftrolle (**8**) zwischen den konkaven Flächen des Paares der Scheiben (**2**, **4**) geklemmt und drehbar auf einer Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereichs (**23**) gelagert ist, und
 ein Drucklager (**26**, **27**), welches zwischen der Kraftrolle (**8**) und der Innenfläche des Mittelbereichs des Drehzapfens (**6**) angeordnet ist,
dadurch gekennzeichnet,
 dass eine Exzentrizitätsgröße L_7 der Exzenterwelle (**7**), welche einem Abstand zwischen Mittelachsen des Stützwellenbereichs (**22**) und des Schwenkwellenbereichs (**23**) entspricht, in einem Bereich von 5 mm bis 15 mm, vorzugsweise in einem Bereich von 7 mm bis 12 mm, liegt, wobei die Exzenterwelle mit folgenden Abmessungen des Toroidgetriebes verwendbar ist:
 – Außendurchmesser jeder Scheibe: 80 bis 200 mm,
 – Außendurchmesser der Kraftrolle: 50 bis 120 mm,
 – Außendurchmesser des Stützwellenbereichs: 10 bis 40 mm,
 – Außendurchmesser des Schwenkwellenbereichs: 10 bis 40 mm,

– Stützlänge L_{23} der Kraftrolle bei Abstützung durch den Schwenkwellenbereich: 10 bis 40 mm, und ein in das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe einleitbares Drehmoment: 29,4 bis 686,7 Nm beträgt.

2. Exzenterwelle nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftrolle (8) drehbar auf der Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereichs (23) mittels eines Radialnadelrollenlagers (25) gelagert ist, und dass ein Bereich der Außenumfangsfläche des Schwenkwellenbereichs (23), der mit den Wälzflächen der Nadeln (45) des Radialnadelrollenlagers (25) in Kontakt ist, eine geglättete Oberfläche mit einer Oberflächenrauheit von 0,2 μm Ra oder weniger aufweist und durch Feinstziehschleifen ausgebildet ist.

3. Exzenterwelle nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Exzenterwelle (7) aus Stahl hergestellt ist und die Außenumfangsfläche von zumindest dem Schwenkwellenbereich (23) der Exzenterwelle (7) eine Karbonnitrierungsschicht aufweist, die 0,8 bis 1,5 Gewichts-% Kohlenstoff und 0,05 bis 0,5 Gewichts-% Stickstoff enthält und zumindest diese Außenumfangsfläche nach dem Karbonnitrierungsprozess abgeschreckt und angelassen ist.

4. Exzenterwelle nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftrolle (8) drehbar durch ein Radialrollenlager (25a) mit einem Abstandshalter (53) gelagert und von einer Mehrzahl von Nadeln (45a) gestützt ist, wobei die Nadeln (45a) an ihren beiden Endbereichen in Axialrichtung konisch ausgebildet sind mit einer Konusgröße (δ_{68}) der Nadel (45a) an einer Position, die um 5 bis 15 % der Axiallänge der Nadel in Richtung näher zum Mittelbereich der Nadeln (45a) von einer Endfläche 0,15 bis 0,65 % des Außendurchmessers des Mittelbereichs der Nadeln (45a) ist.

Es folgen 29 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG.1

Stand der Technik

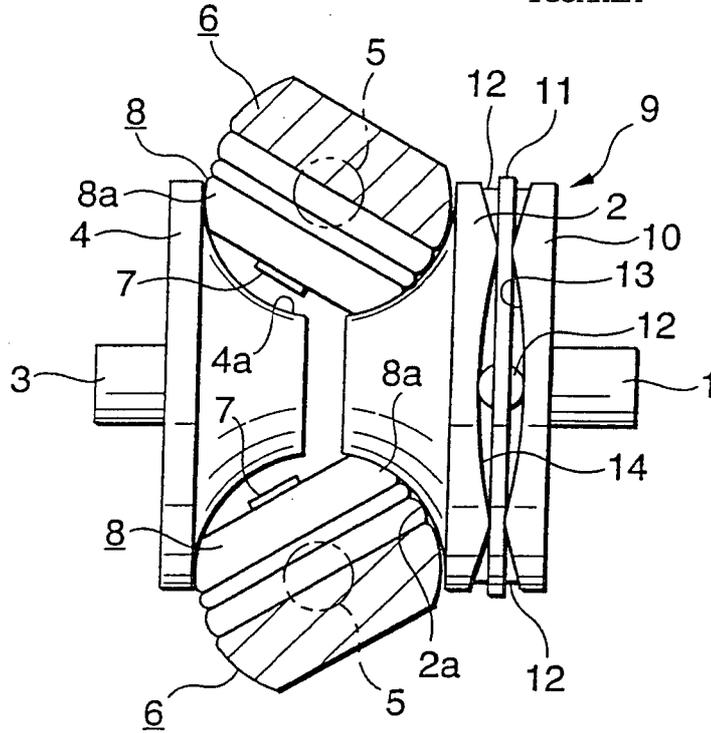


FIG.2

Stand der Technik

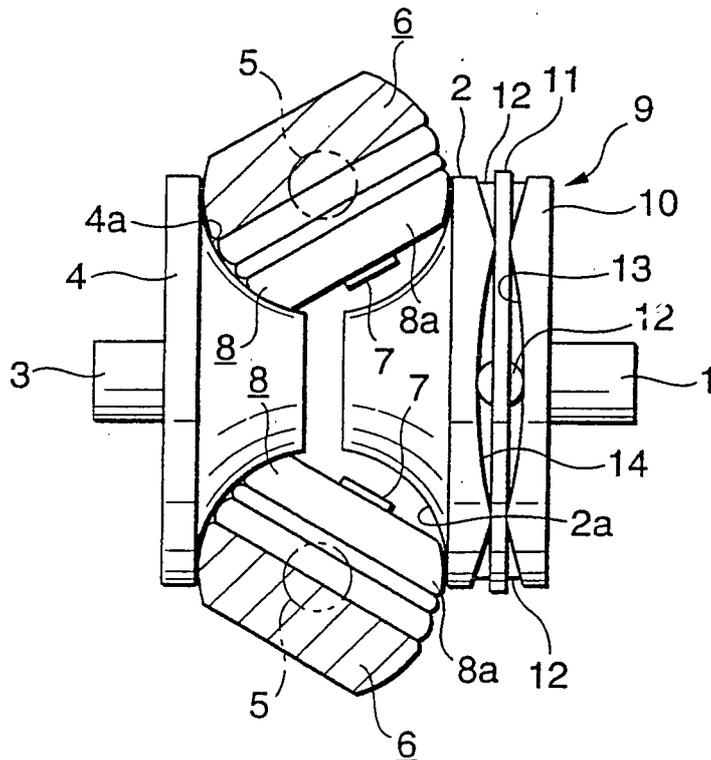


FIG.3

Stand der Technik

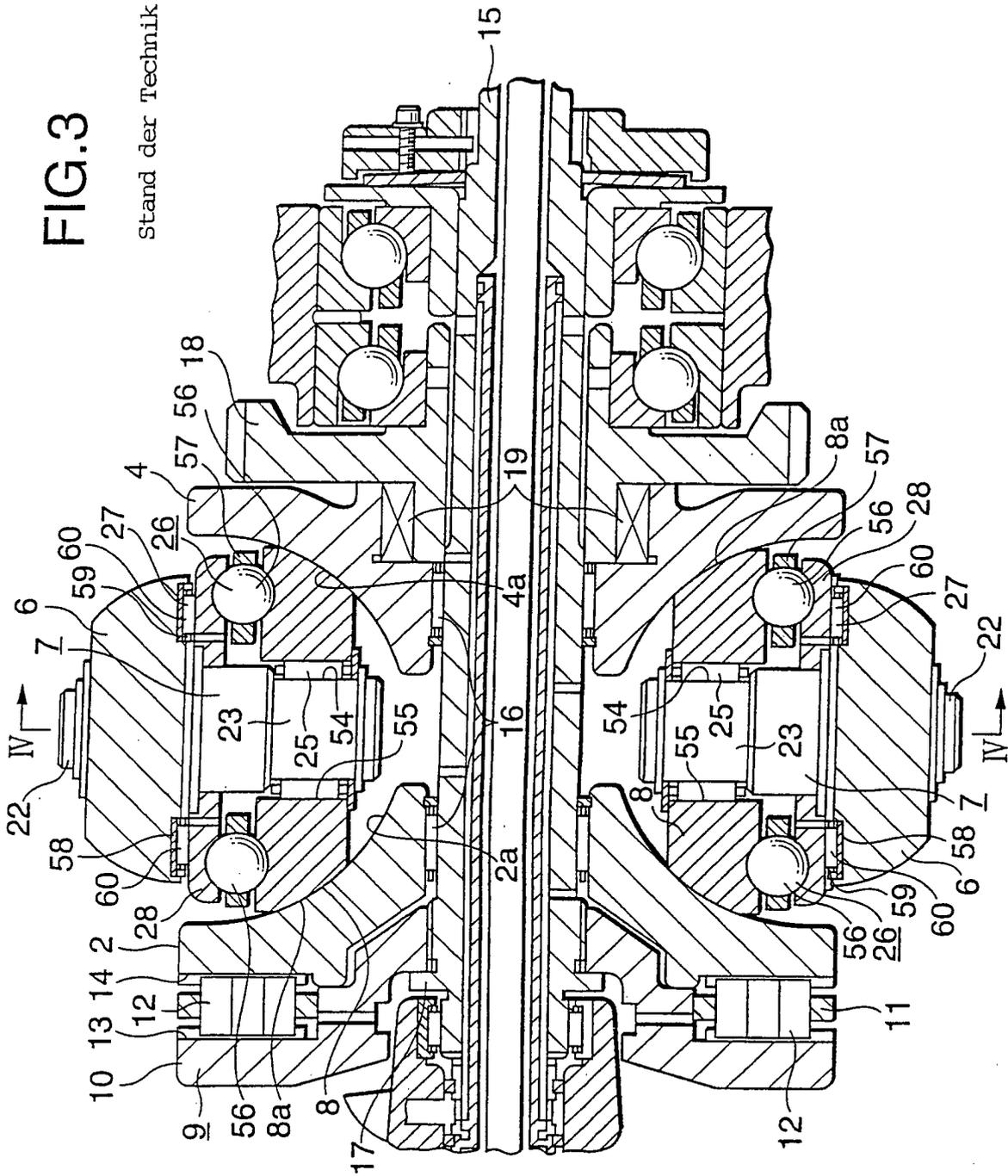


FIG.4

Stand der Technik

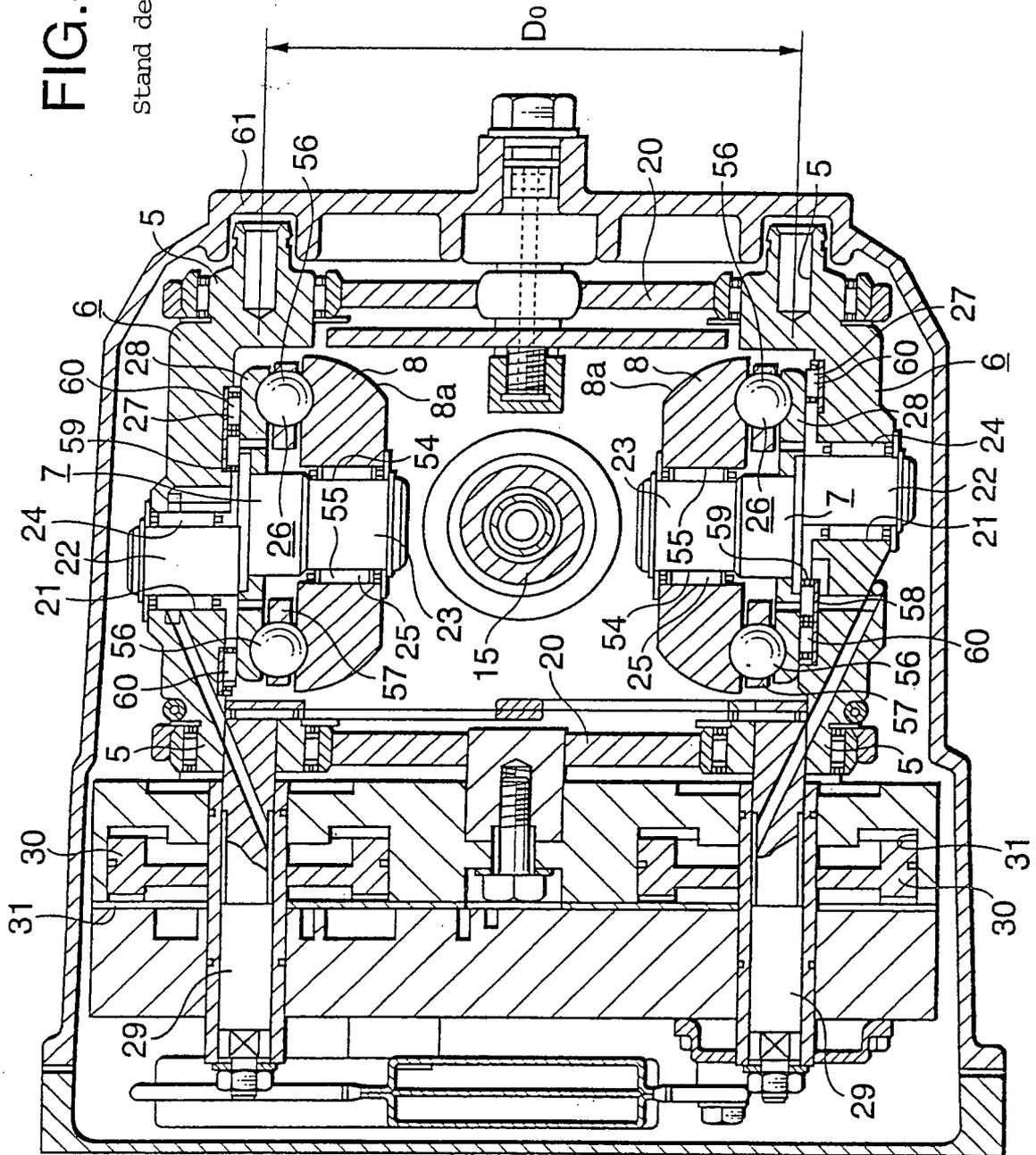


FIG.5 Stand der Technik

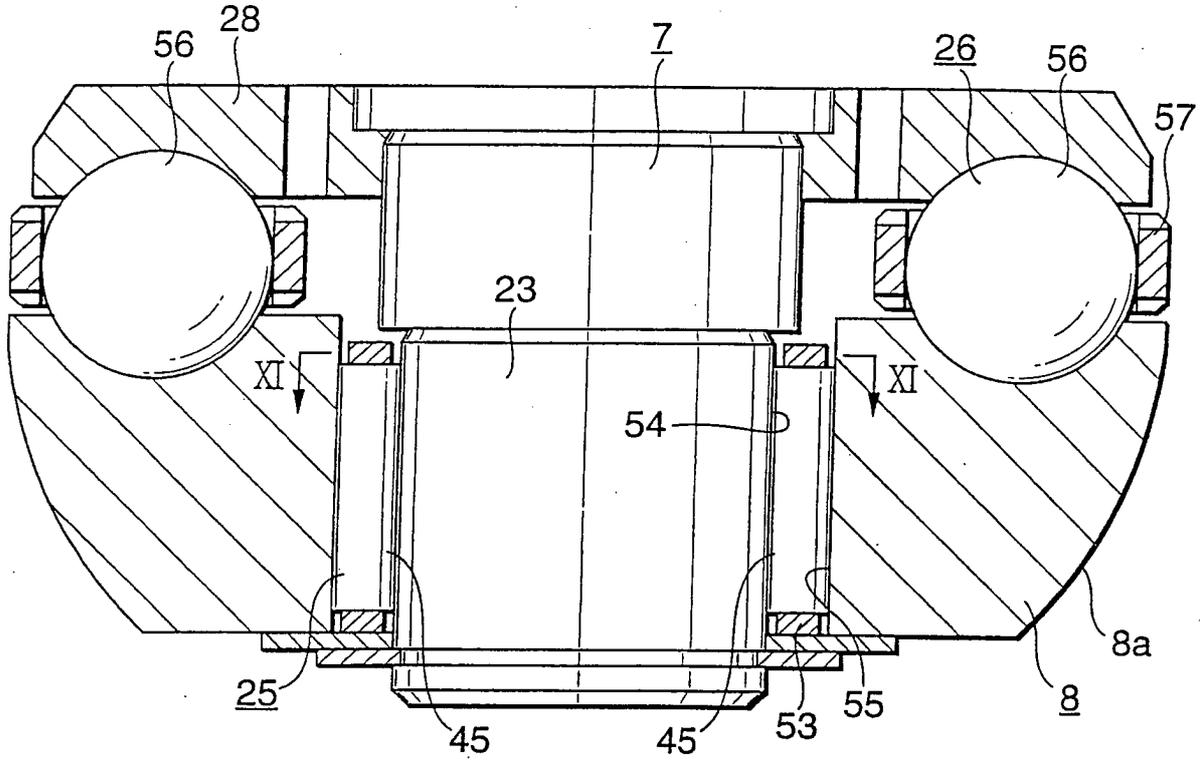


FIG.6 Stand der Technik

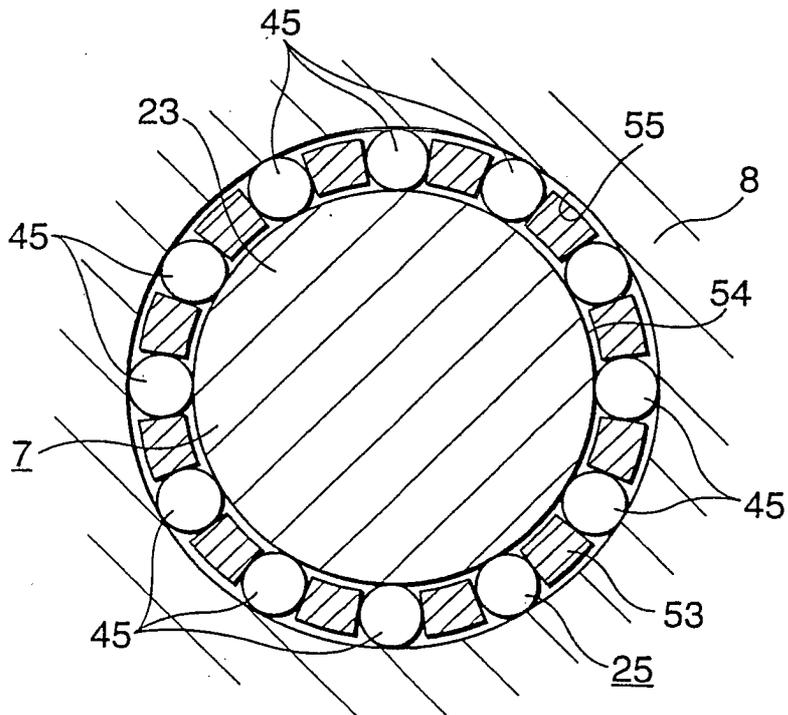


FIG.7
Stand der Technik

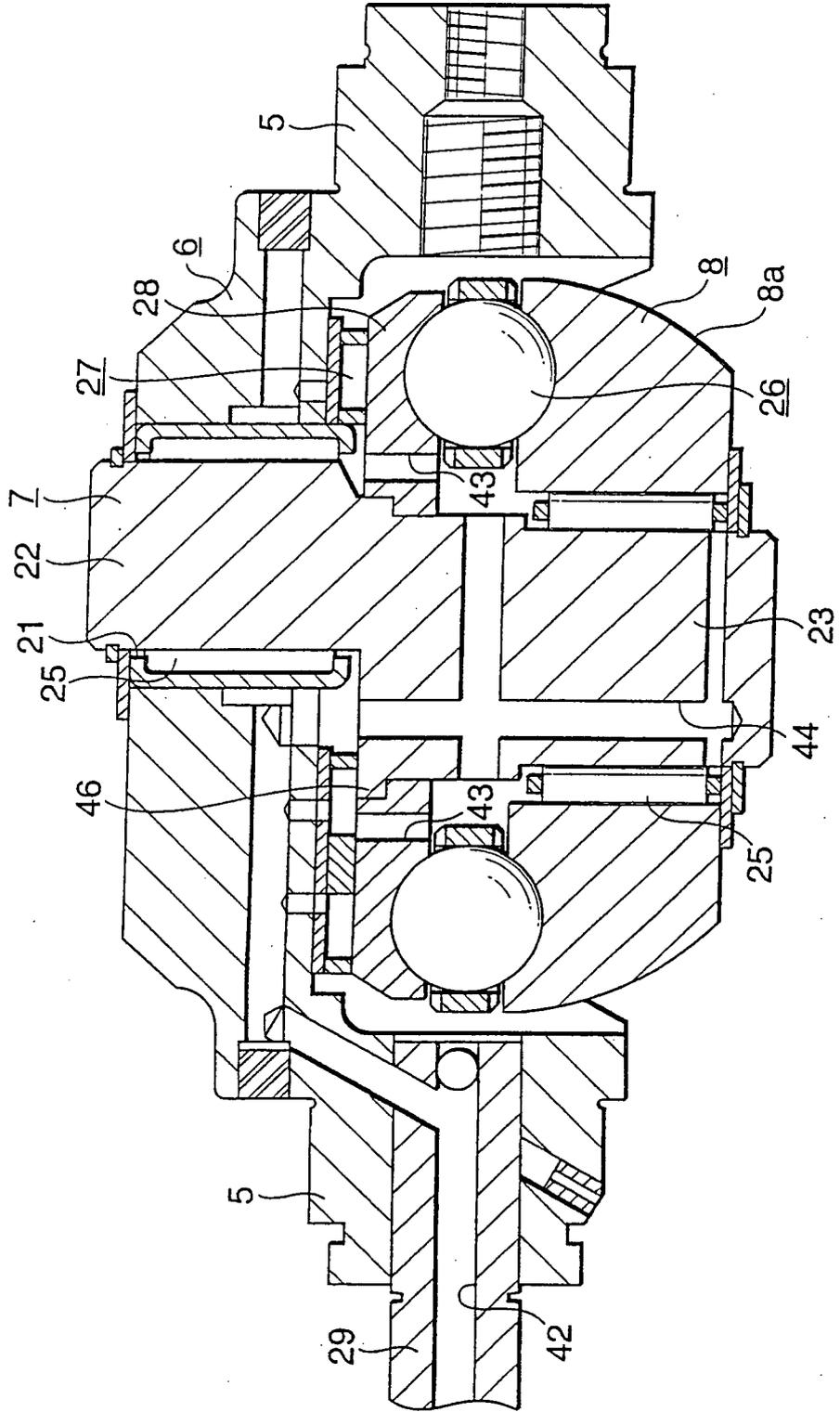


FIG.8

Stand der Technik

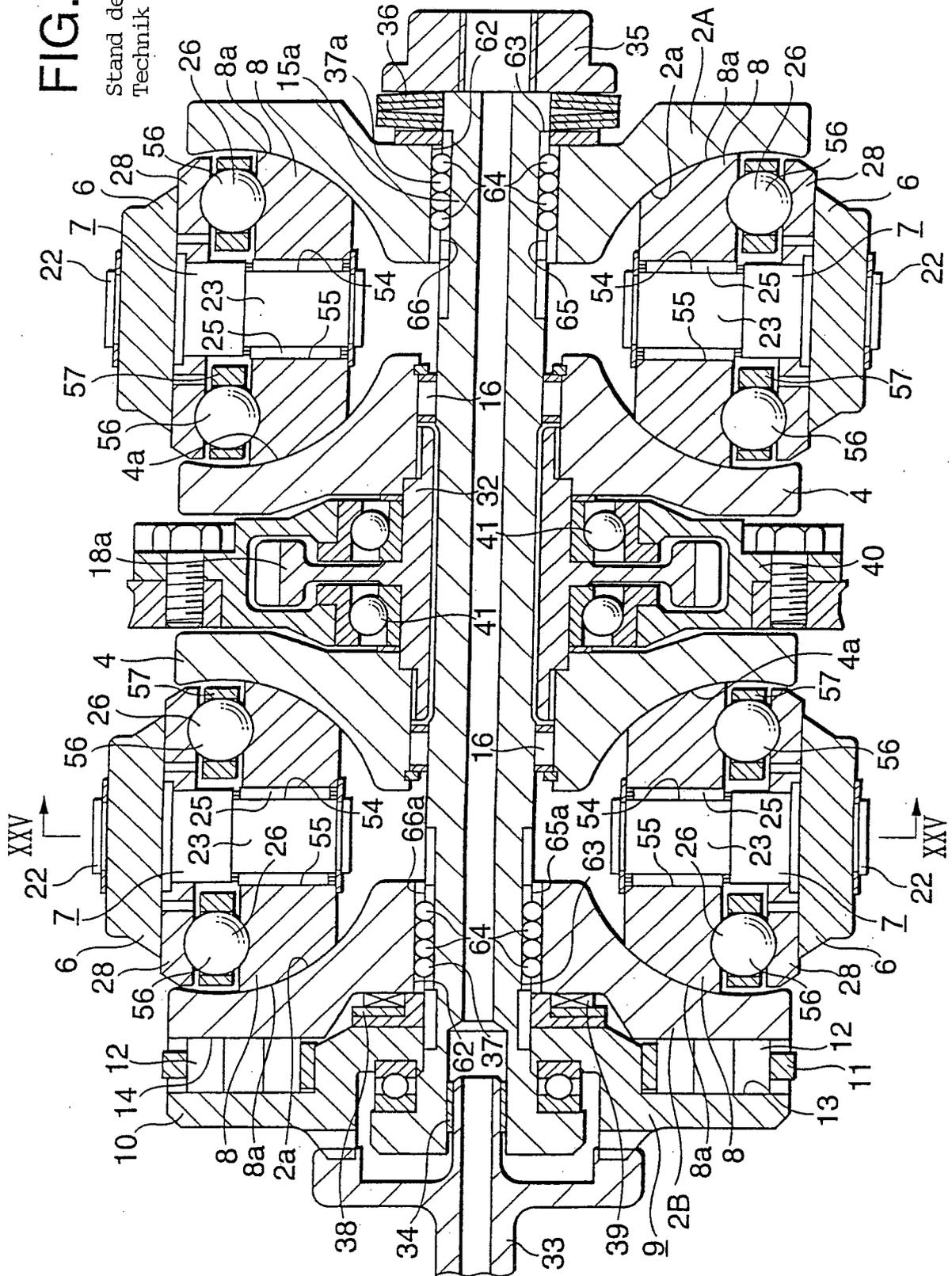


FIG.9
Stand der
Technik

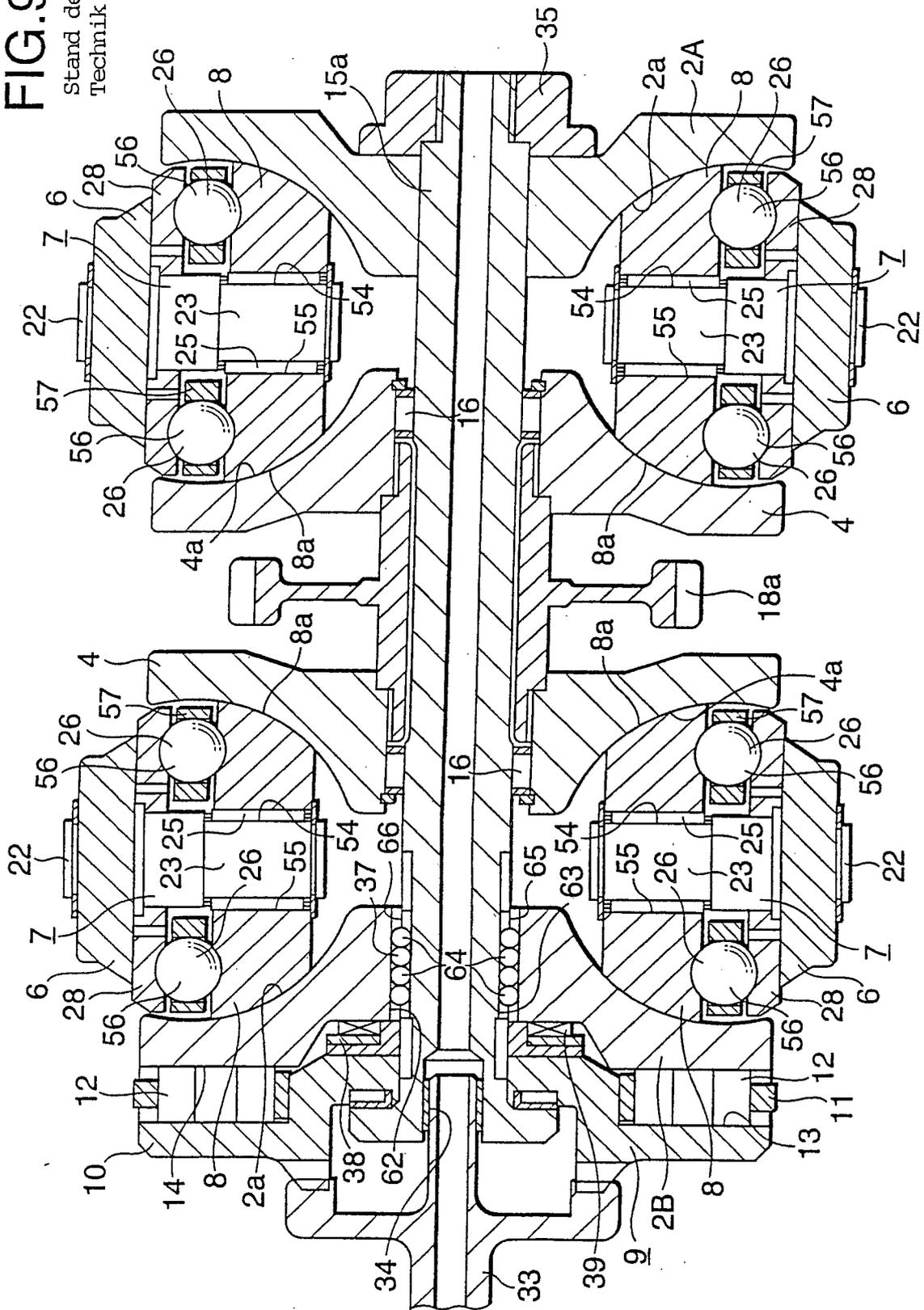


FIG.10

Stand der Technik

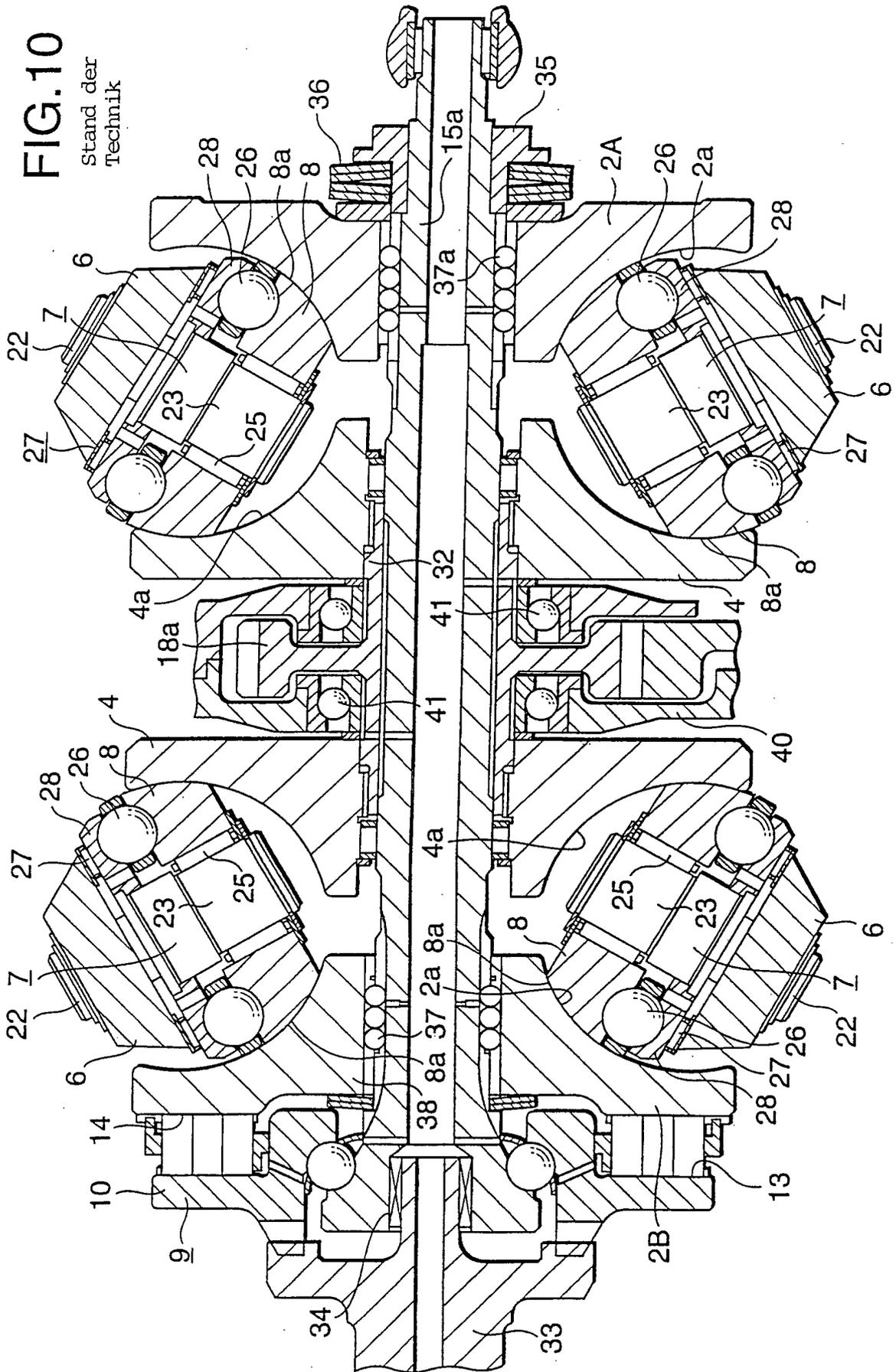


FIG.11

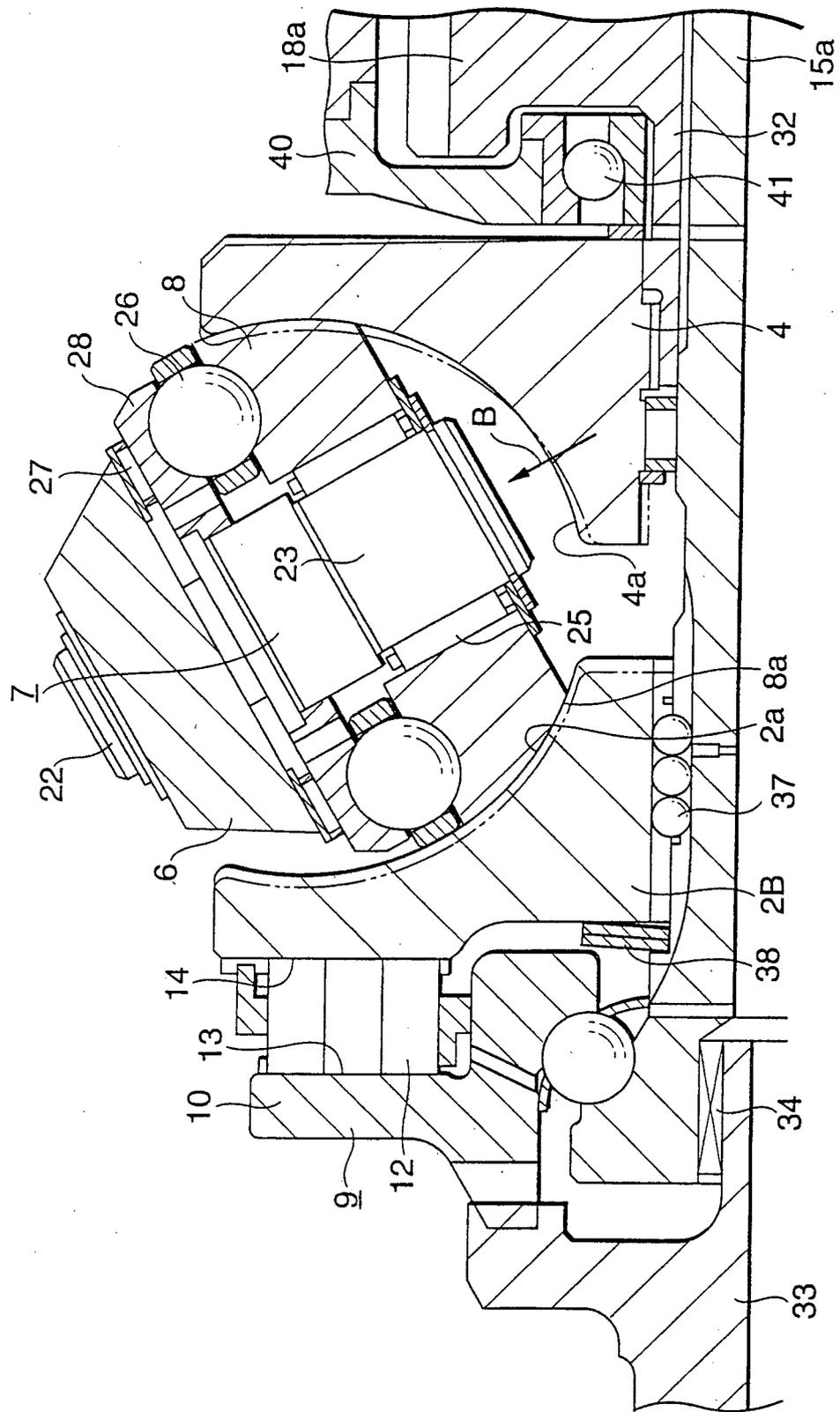


FIG.12A

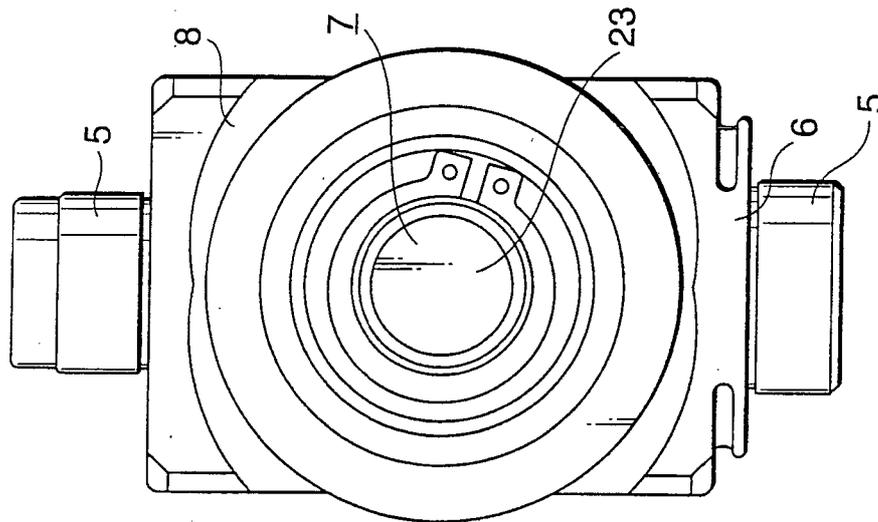


FIG.12B

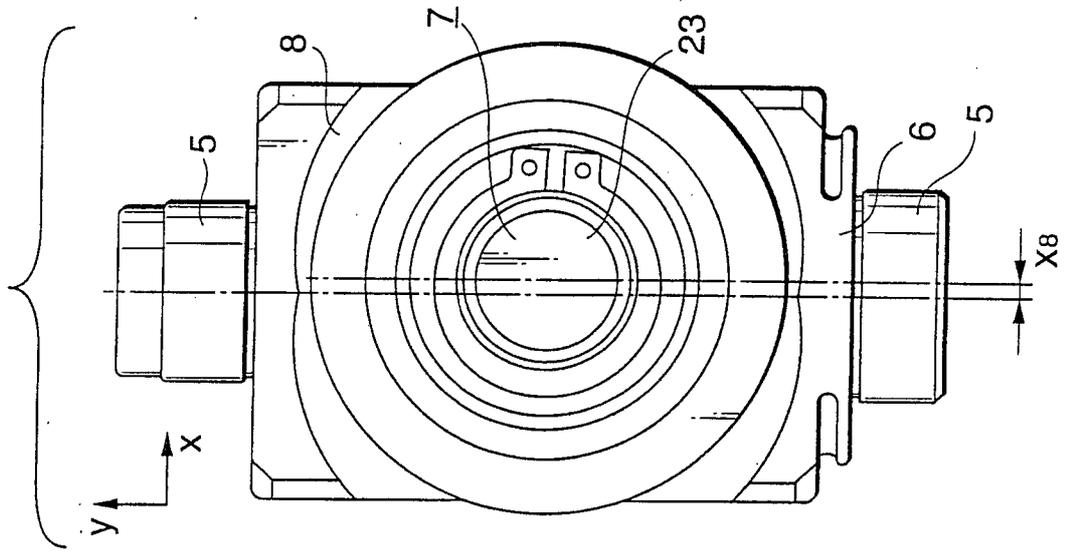


FIG.13A

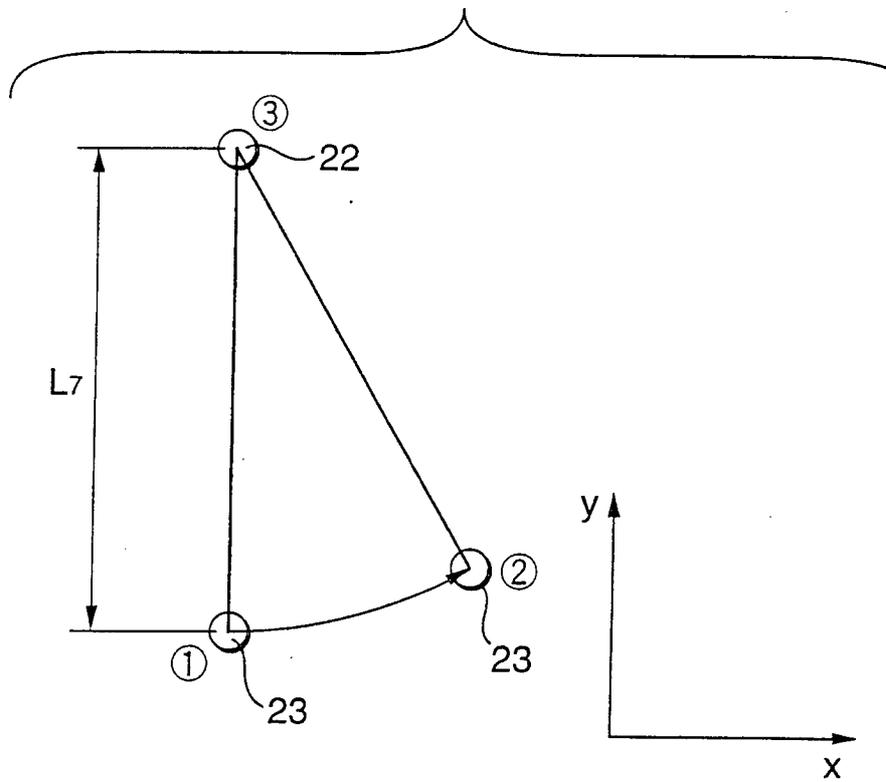


FIG.13B

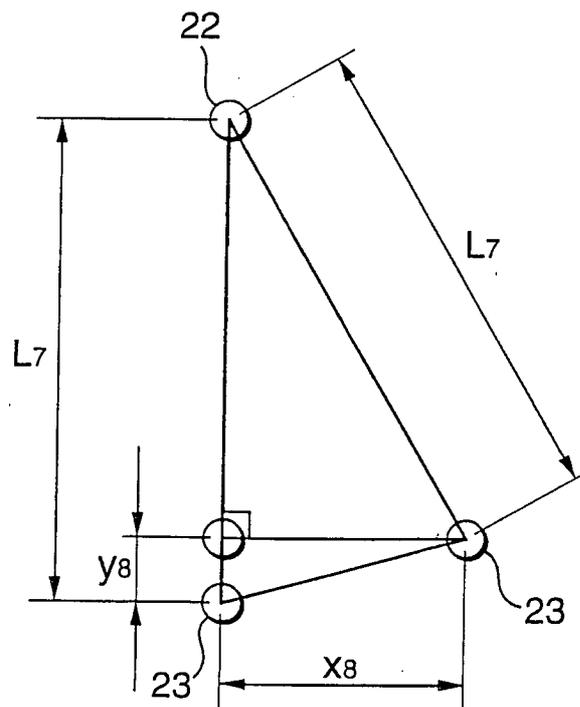


FIG. 14

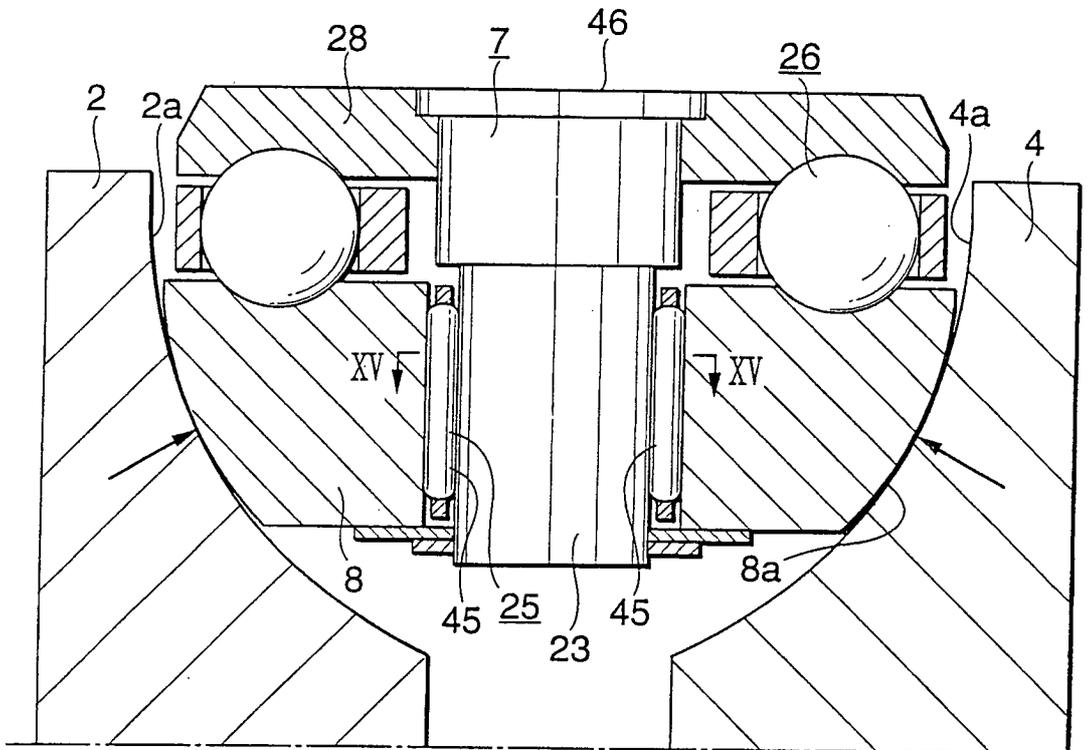


FIG. 15

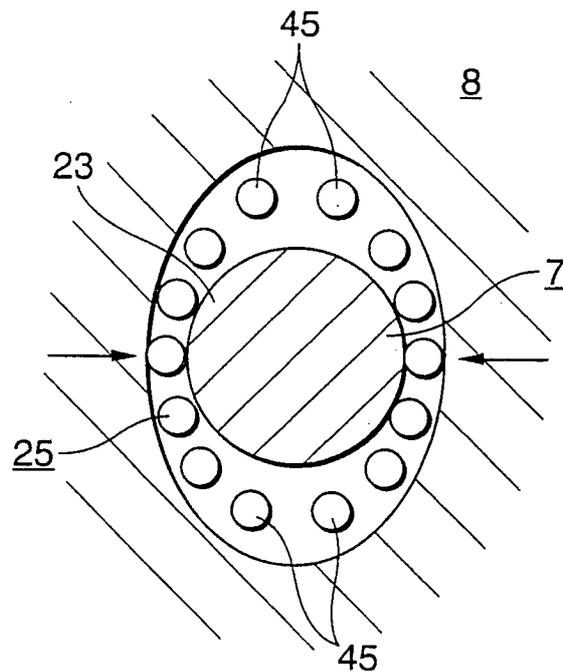


FIG.16A

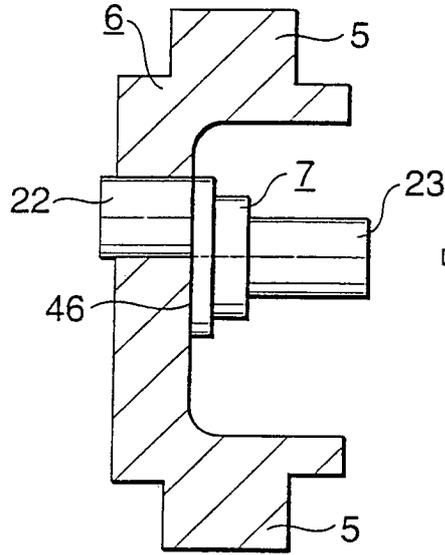


FIG.16B

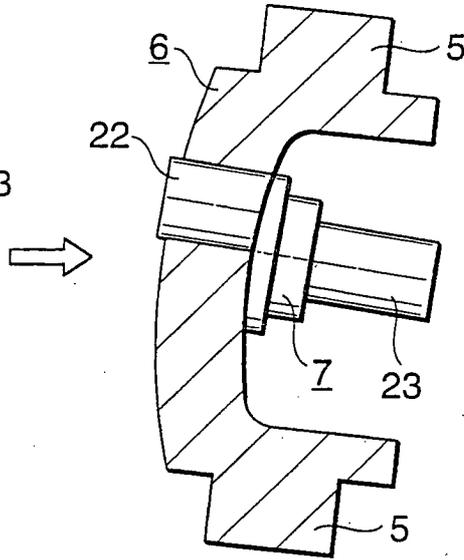


FIG.17

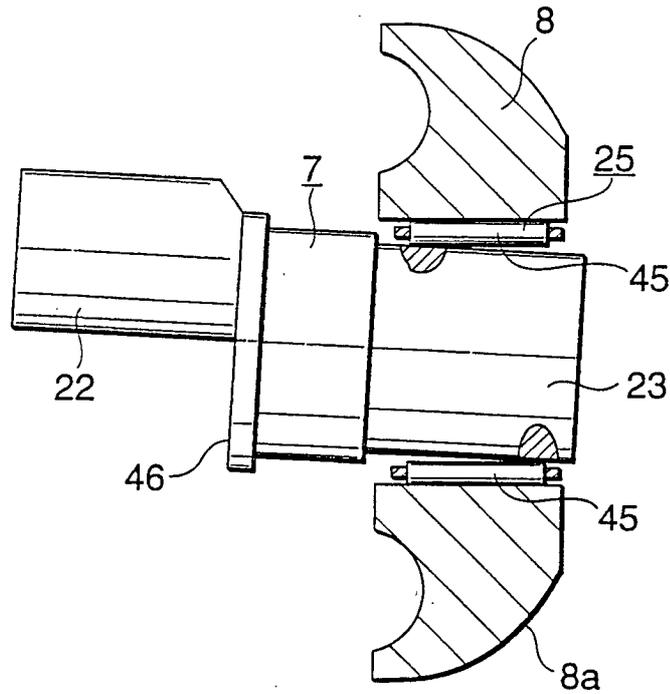


FIG.18

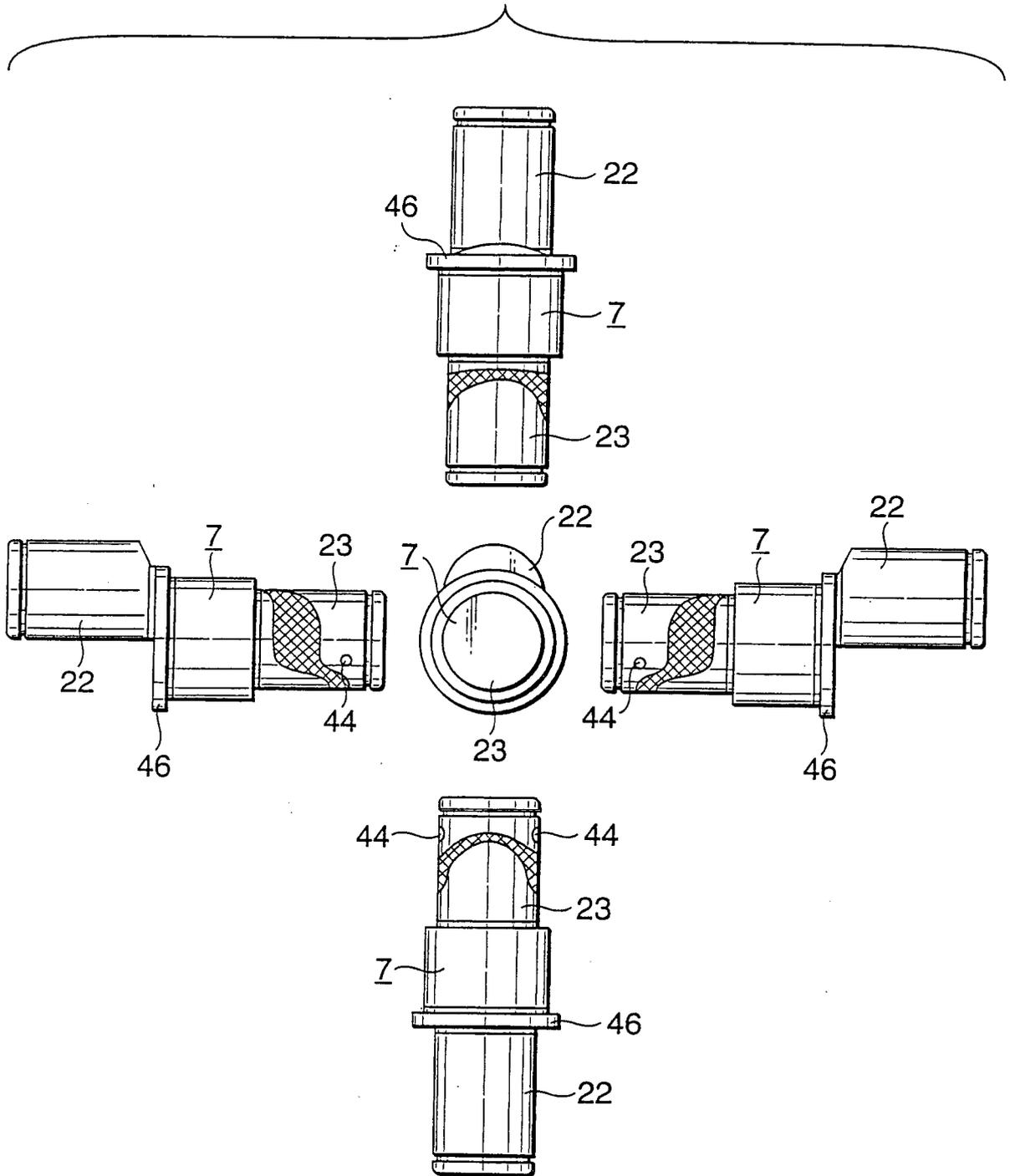


FIG.20

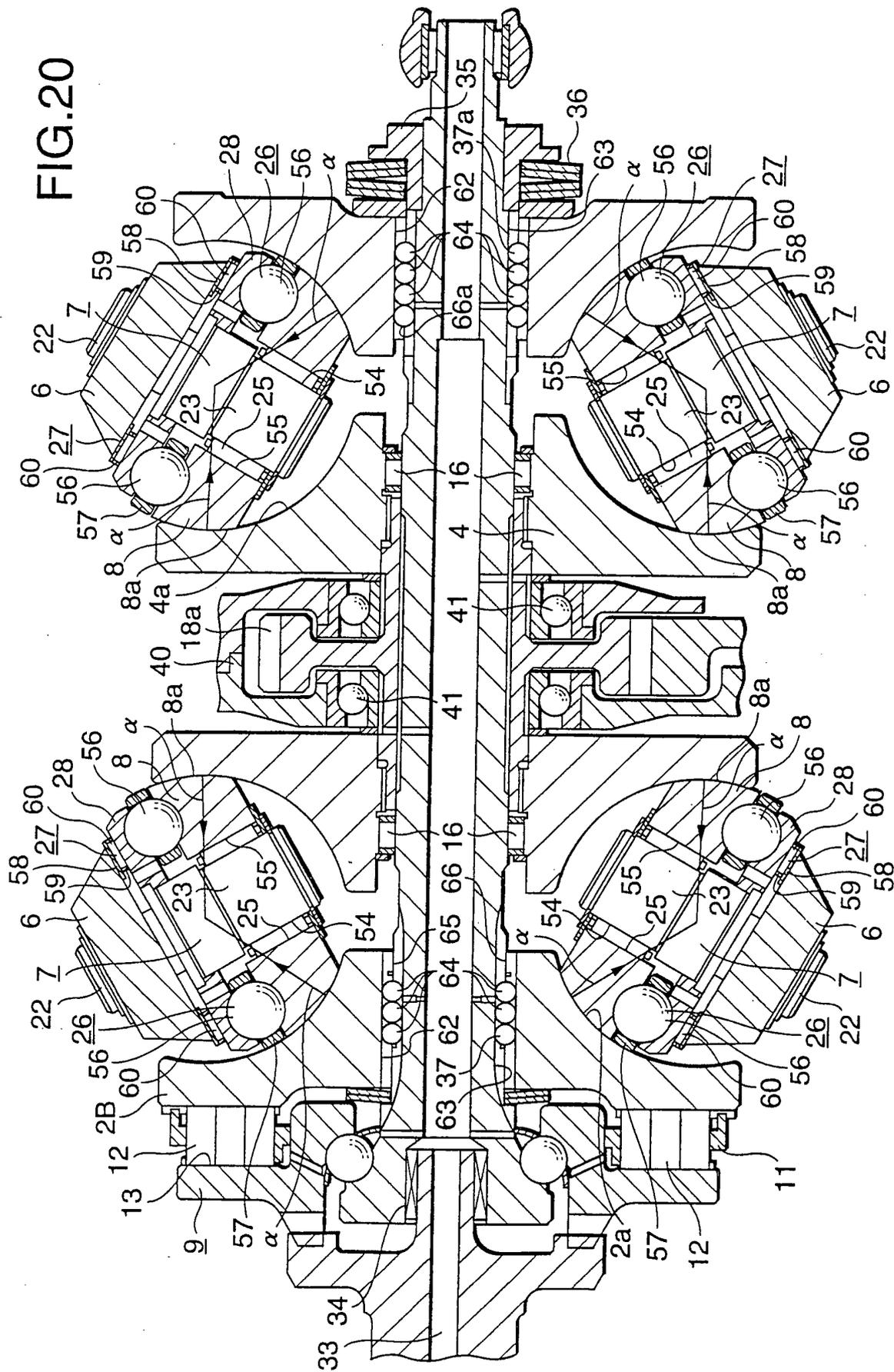


FIG.21

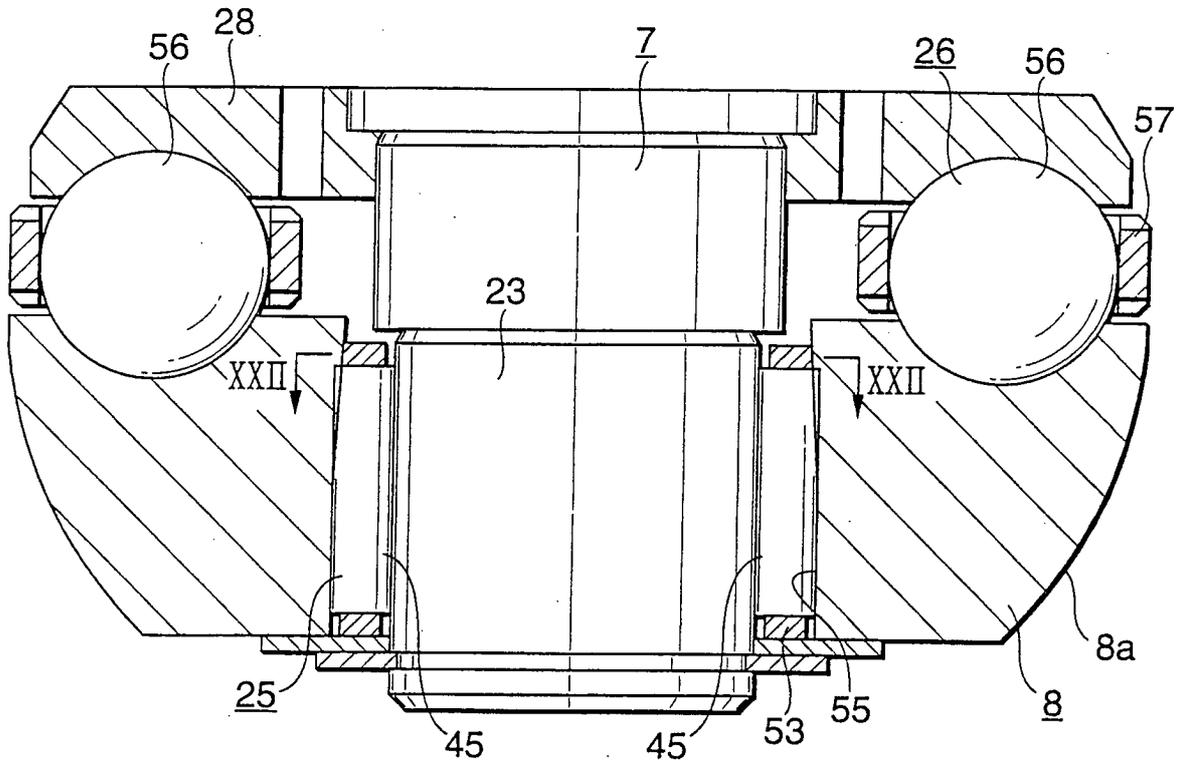


FIG.22

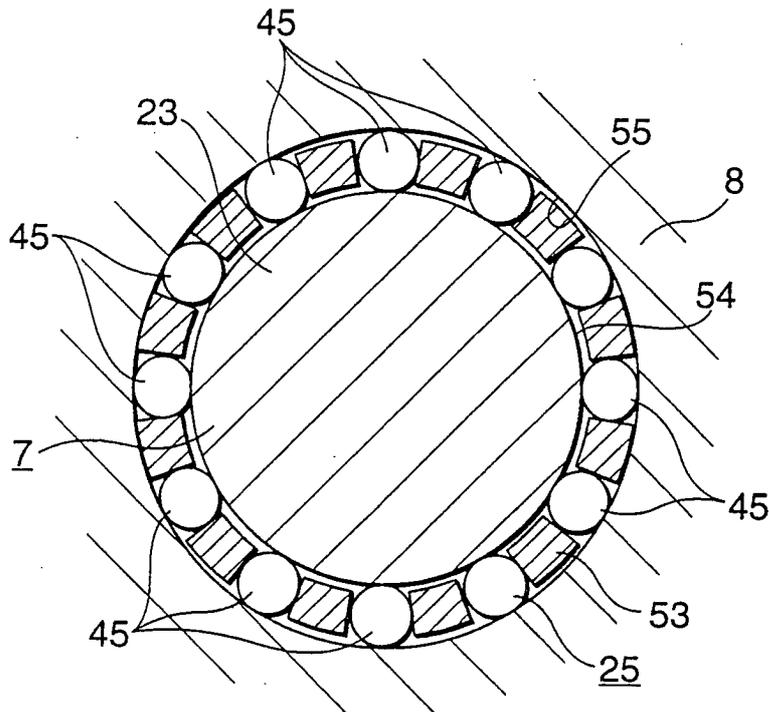


FIG.23

VERSCHIEBUNG DER KRAFTROLLE IN AXIALRICHTUNG DER SCHWENKWELLE Y_8

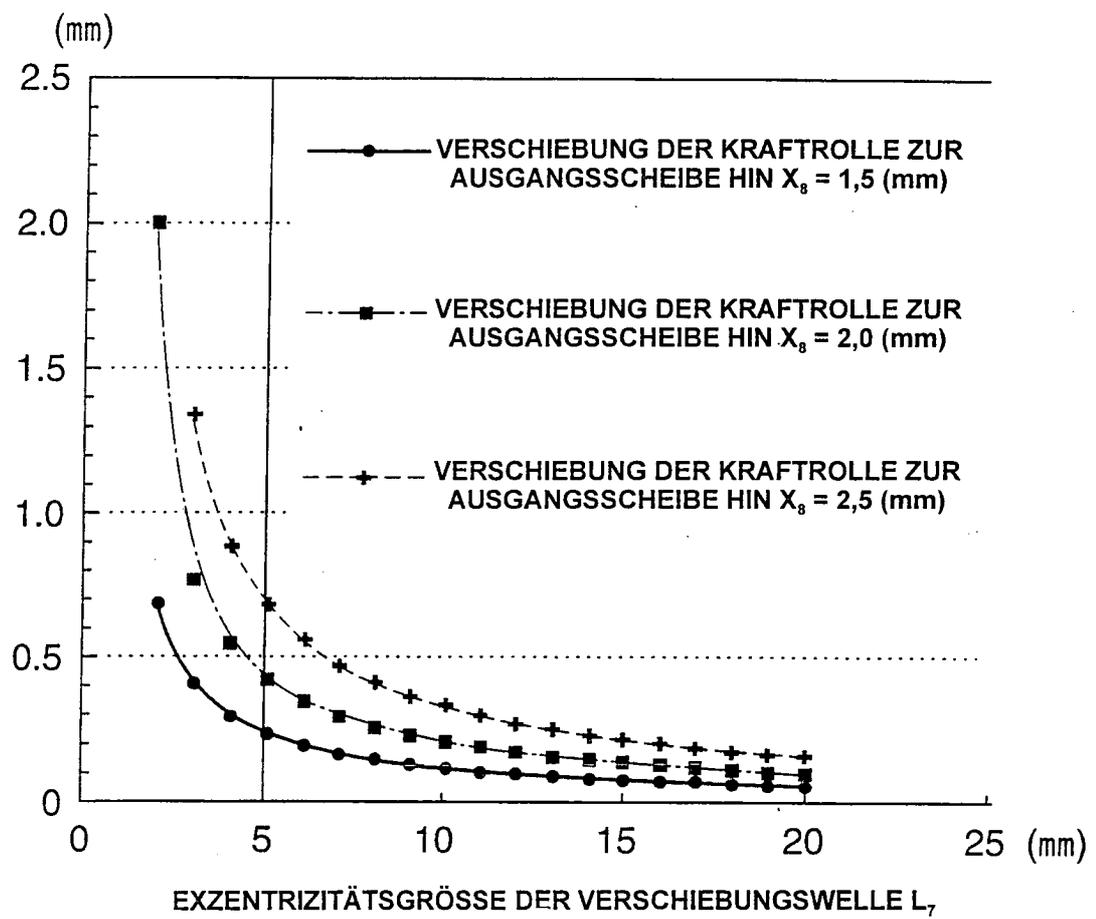


FIG.24A

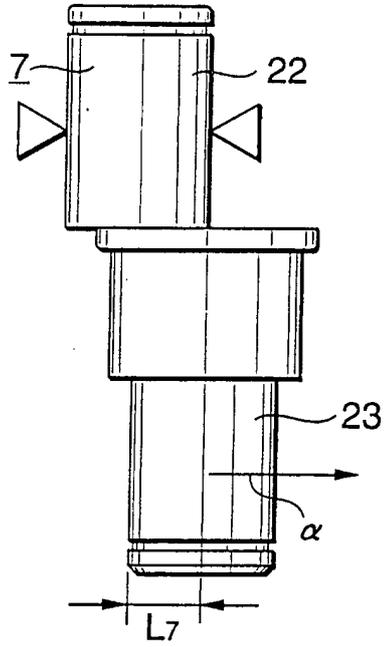


FIG.24B

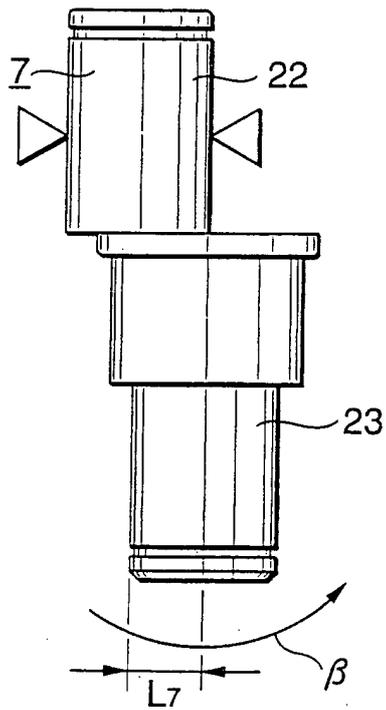


FIG.25

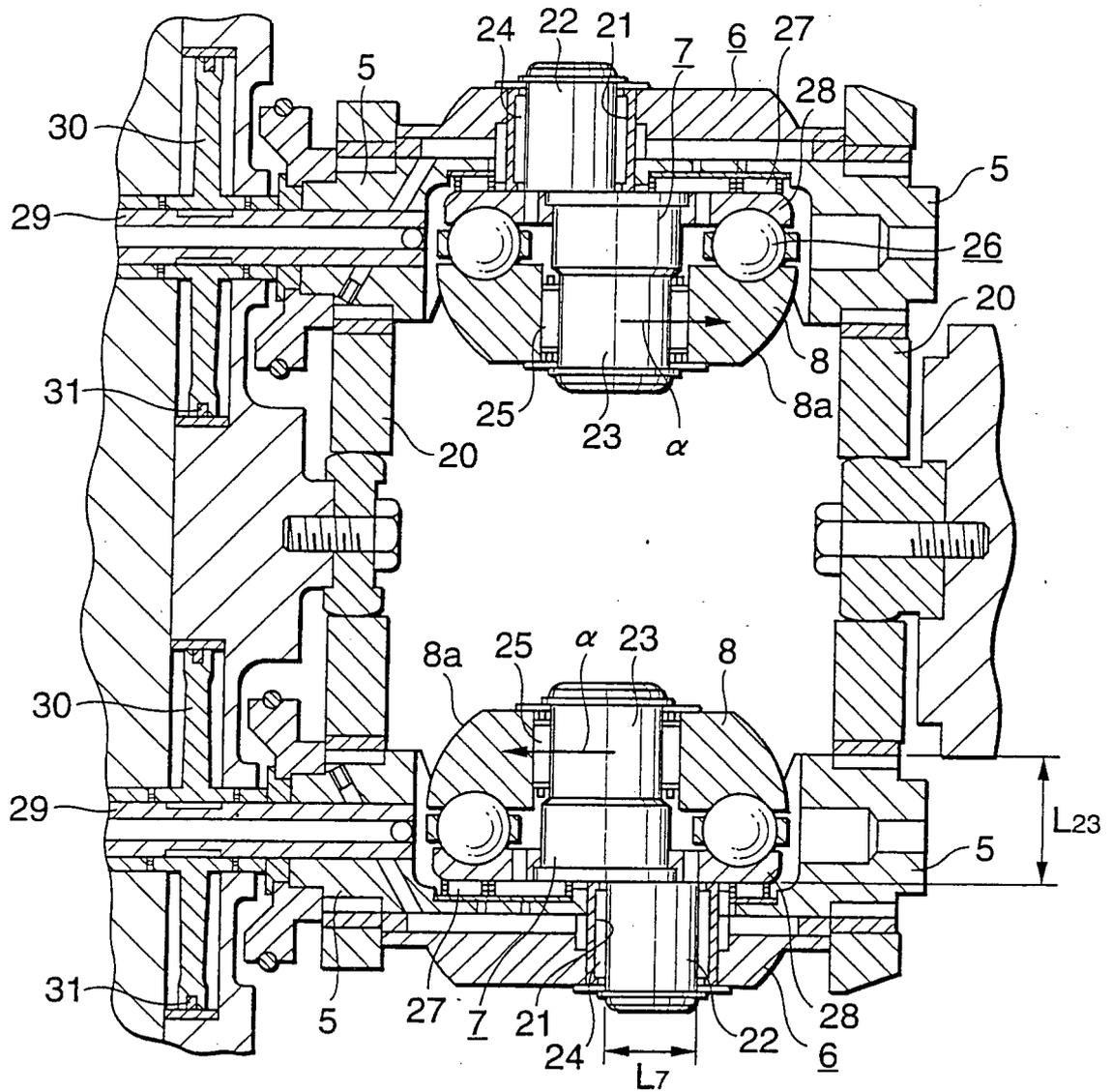


FIG.26A

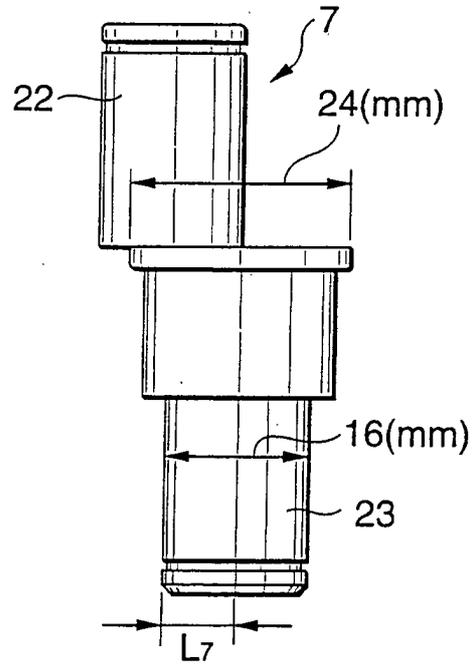


FIG.26B

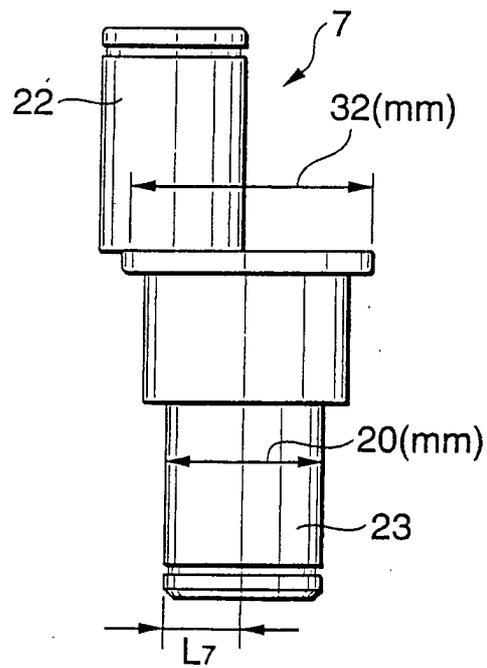
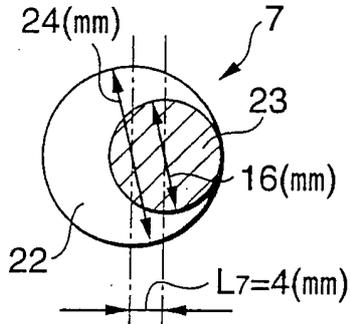
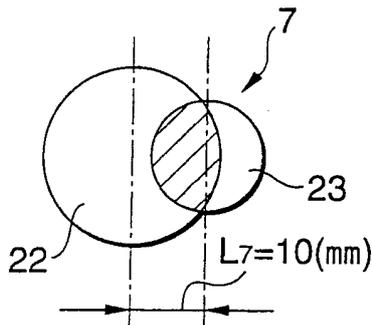


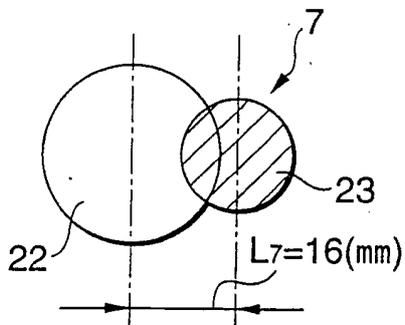
FIG.27A



$S = 201.06$
 $I = 3217$
 $\lambda = 0.0193$

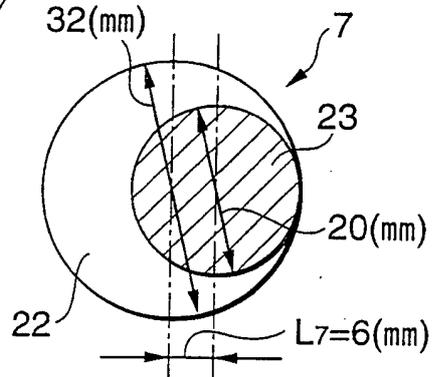


$S = 117.21$
 $I = 1848$
 $\lambda = 0.0335$

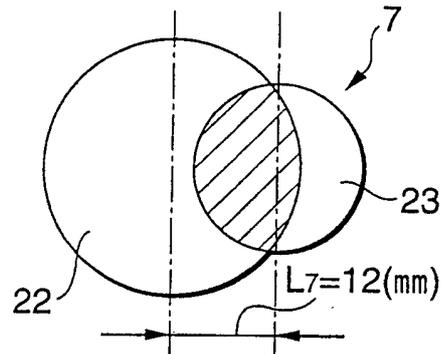


$S = 31.83$
 $I = 269$
 $\lambda = 0.2308$

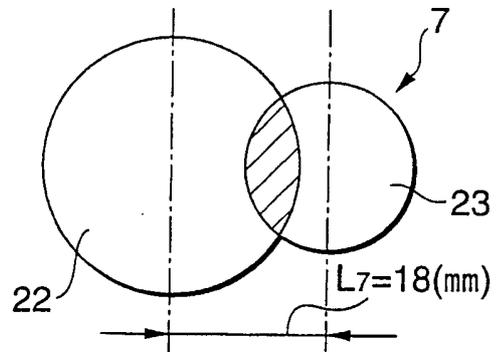
FIG.27B



$S = 314.6$
 $I = 7854$
 $\lambda = 0.0327$



$S = 214.6$
 $I = 5370$
 $\lambda = 0.0479$



$S = 99.26$
 $I = 1944$
 $\lambda = 0.1323$

FIG.28

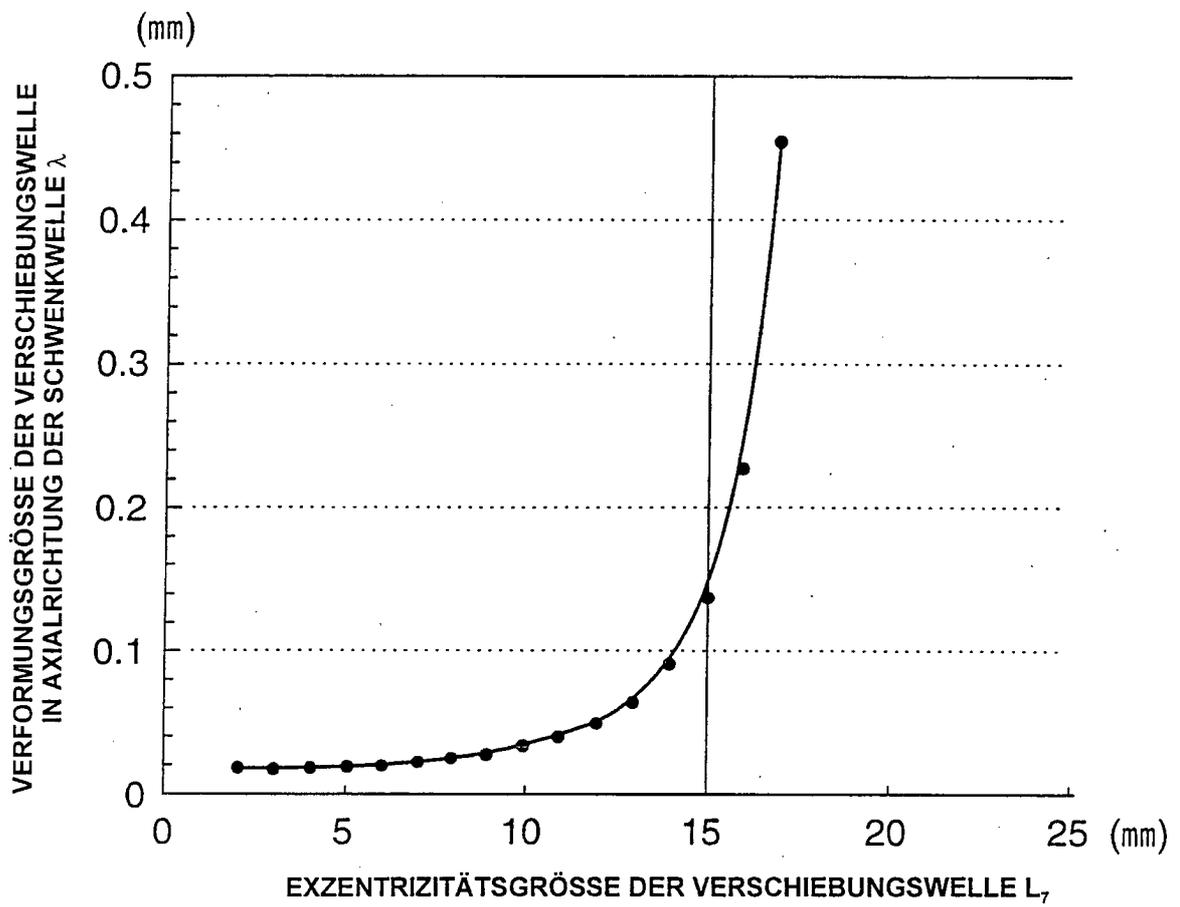


FIG.29

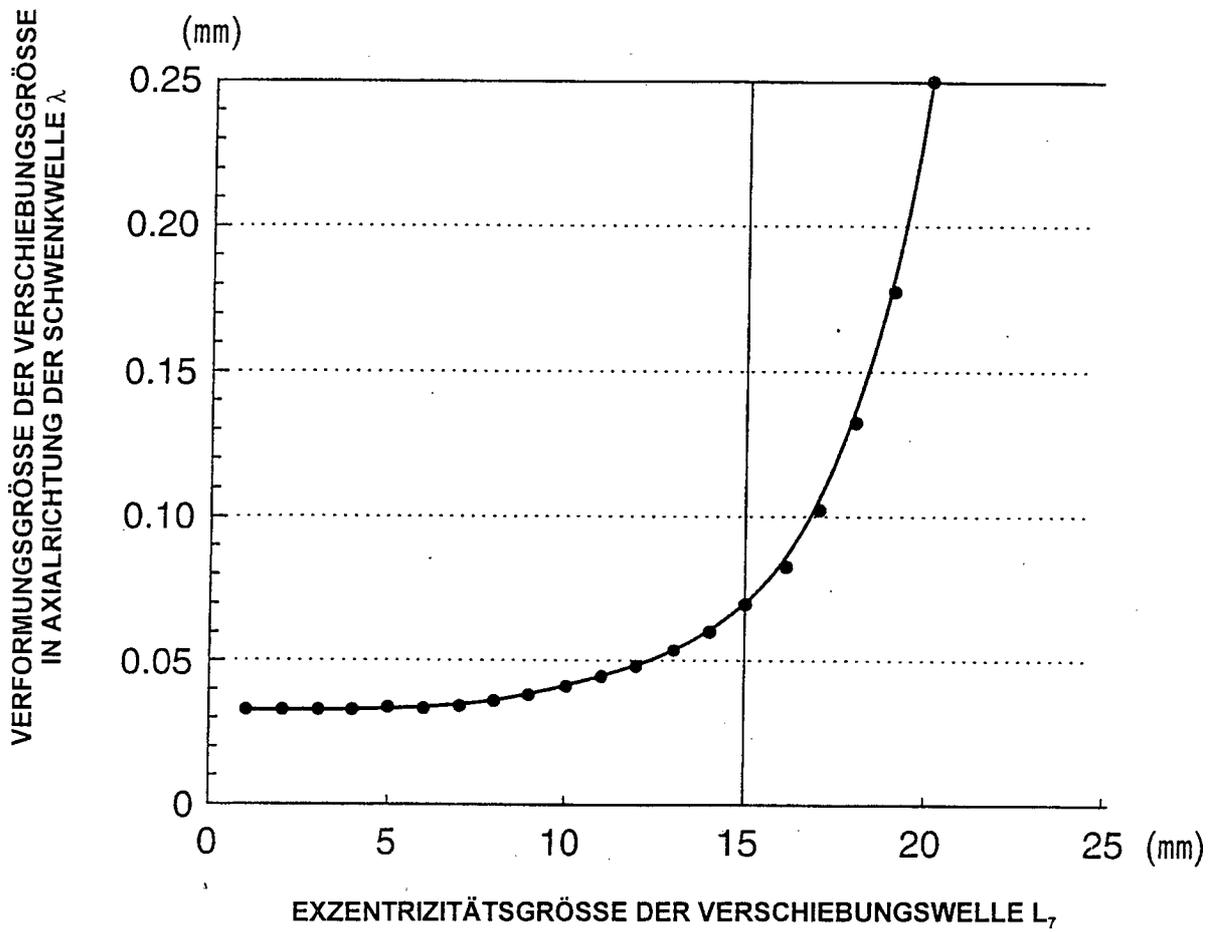


FIG.30

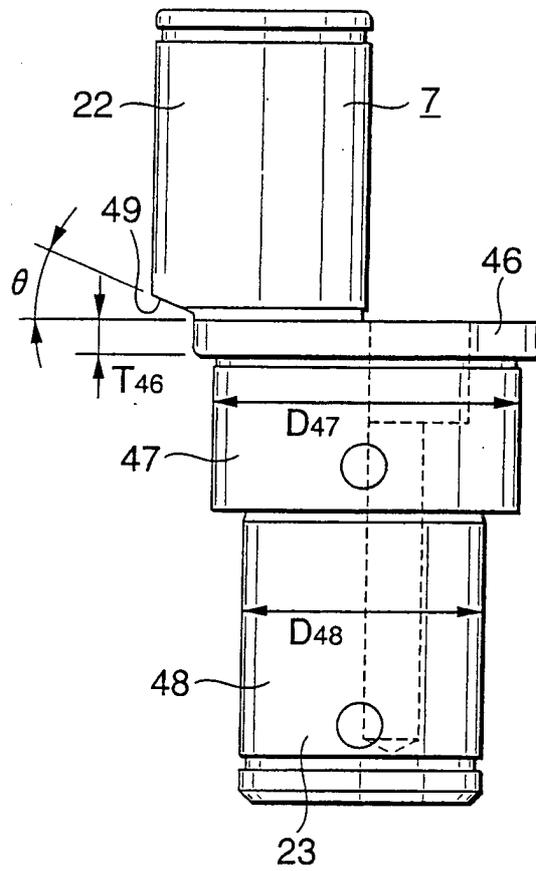


FIG.31

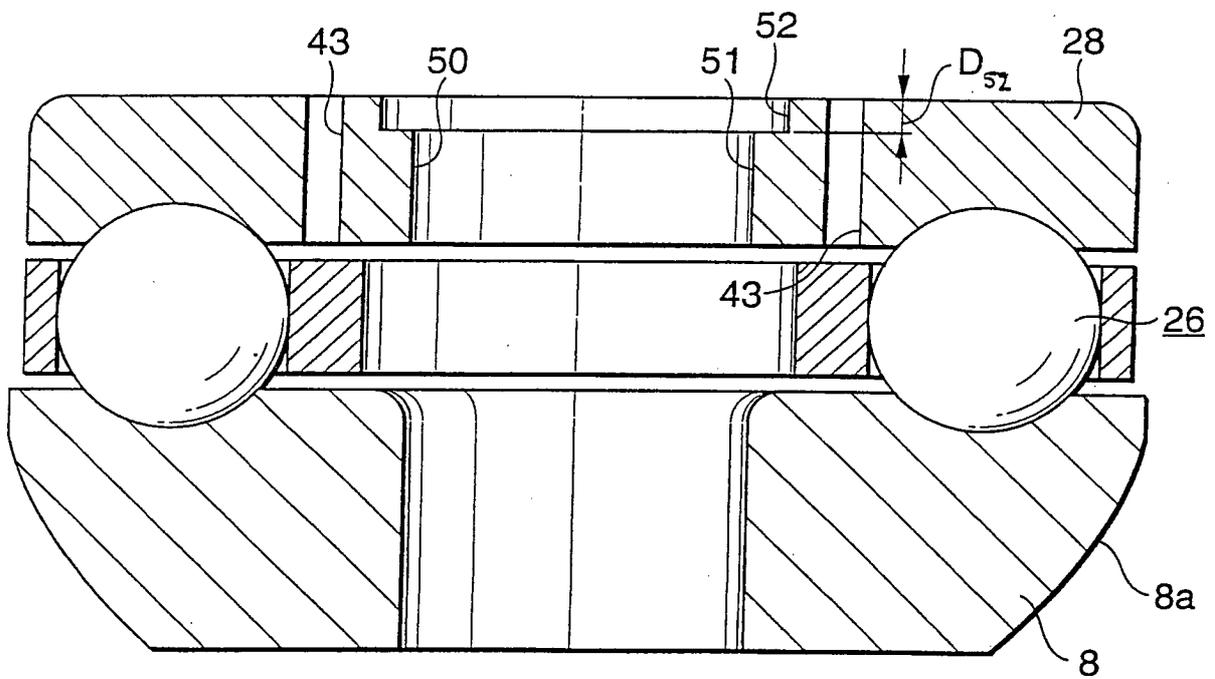


FIG.32

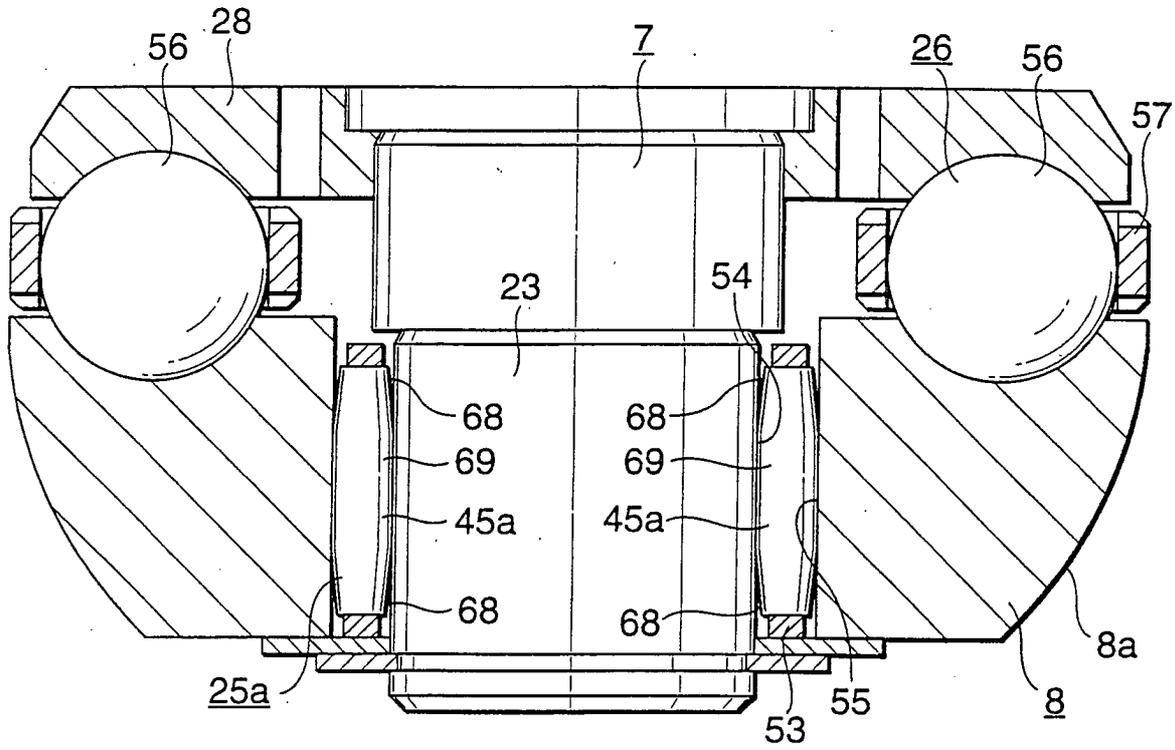


FIG.33

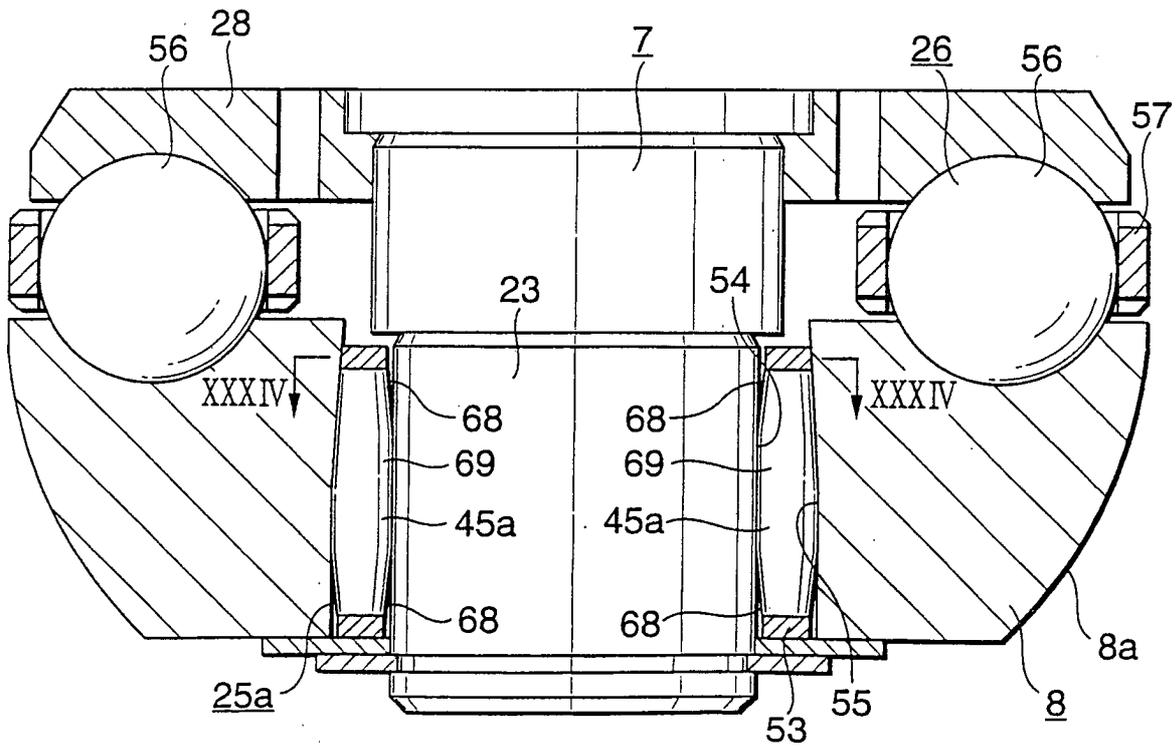


FIG.34

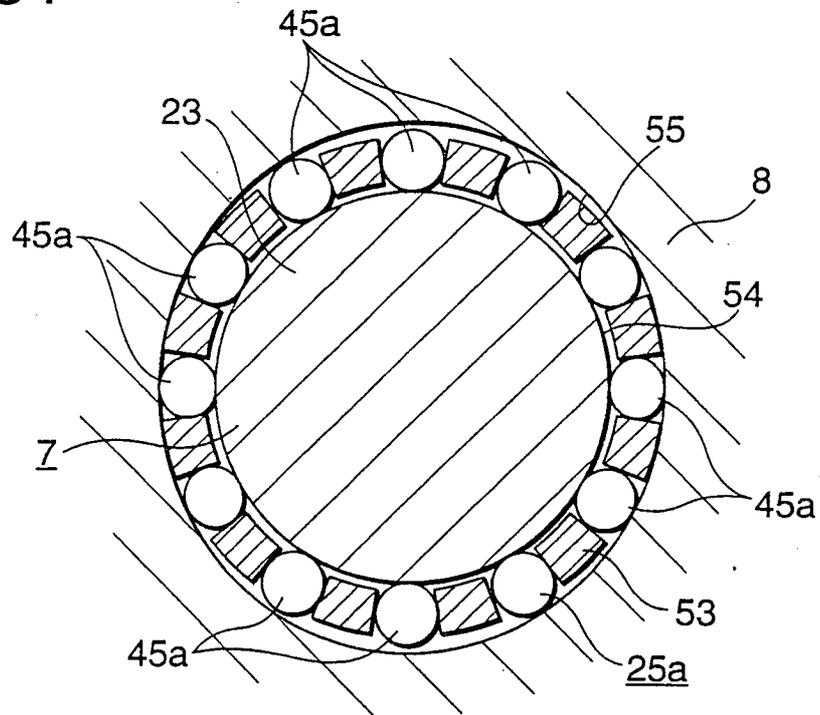


FIG.35

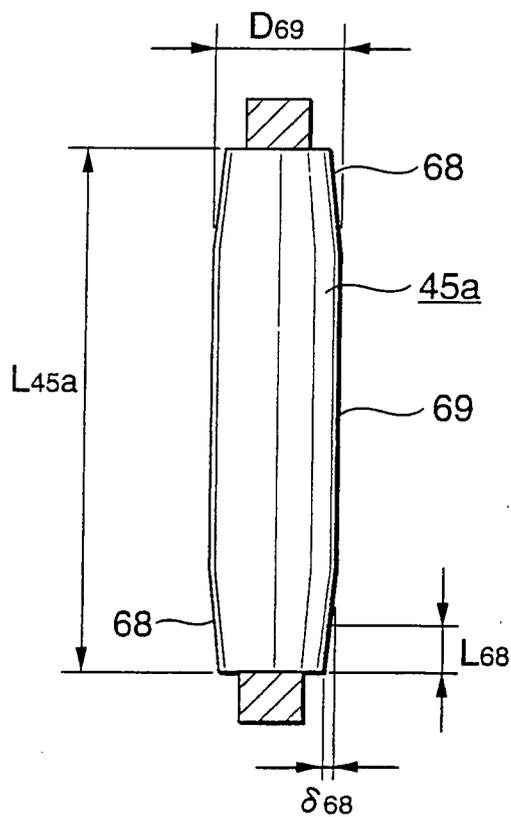


FIG.36

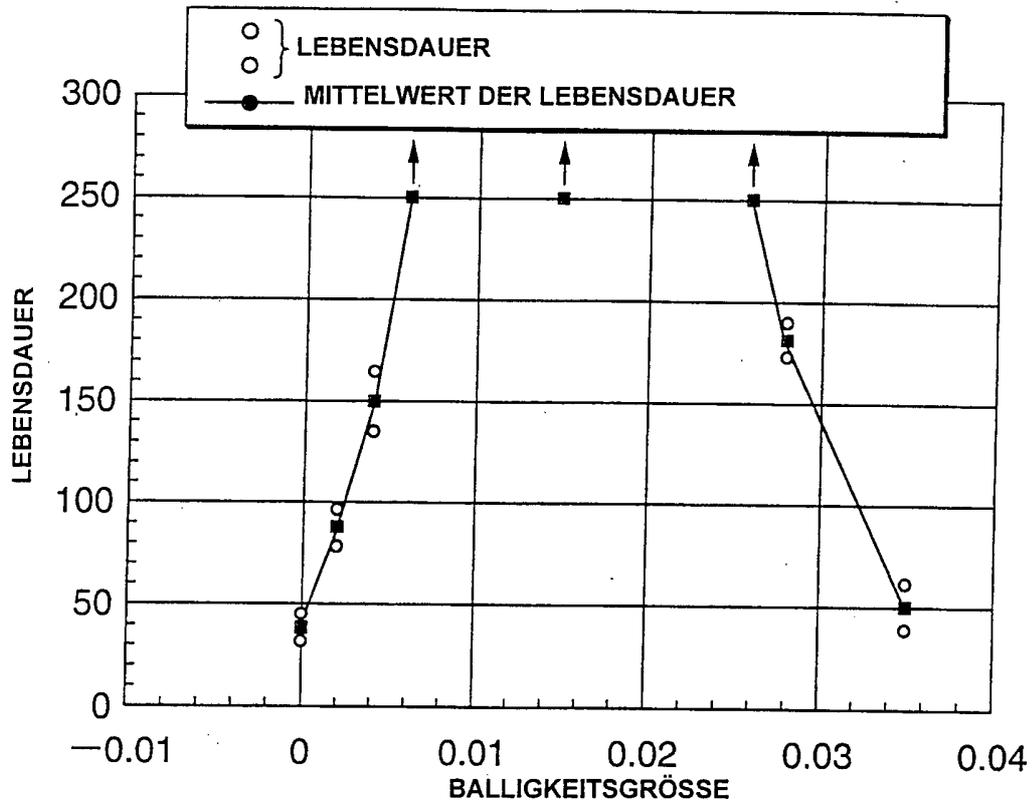


FIG.37

