



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 101 44 940 B4** 2008.01.17

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **101 44 940.2**  
(22) Anmeldetag: **12.09.2001**  
(43) Offenlegungstag: **29.05.2002**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **17.01.2008**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F16H 15/38** (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:  
**P 2000-280189 14.09.2000 JP**

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

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

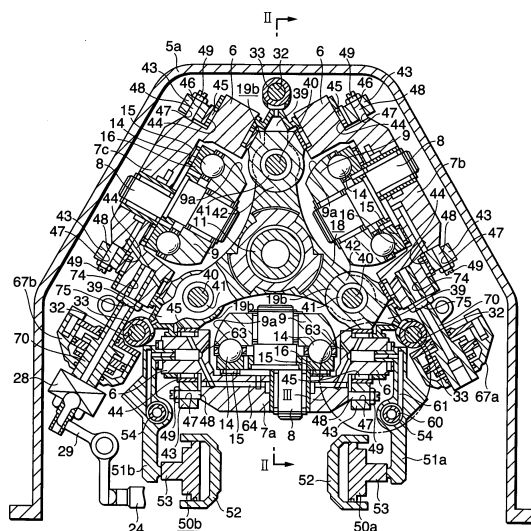
(72) Erfinder:  
**Imanishi, Takashi, Fujisawa, Kanagawa, JP**

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

**DD 2 97 864 A5**  
**US 50 48 359 A**  
**US 49 55 246 A**  
**US 42 97 918 A**  
**US 33 45 882 A**  
**EP 04 13 342 A1**  
**EP 00 76 667 A1**  
**JP 11-3 03 963 A**  
**JP 07-2 59 947 A**  
**JP 62-71 465 U**

(54) Bezeichnung: **Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs**

(57) Hauptanspruch: Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs, mit:  
einem Gehäuse;  
einer in dem Gehäuse drehbar abgestützten Eingangswelle (1);  
einer auf der Peripherie der Eingangswelle (1) abgestützten Eingangsseitenscheibe (2), die mit der Eingangswelle (1) gemeinsam drehbar ist;  
einer Ausgangsseite Scheibe (4), die derart angeordnet ist, dass sie zur Eingangsseite Scheibe (2) konzentrisch und relativ zu ihr verdrehbar ist;  
zwischen den Eingangsseite- und Ausgangsseite Scheiben (2, 4) derart dazwischen angeordnete Tragzapfen (7a, 7b, 7c), dass diese um Schwenkwellen (6) jeweils schwenkbar sind, wobei die Schwenkwellen (6) in Bezug auf Mittelachsen der beiden Scheiben (2, 4) an verdrehten Positionen angeordnet sind, und wobei die Tragzapfen (7a, 7b, 7c) drei Tragzapfen in Form eines ersten, eines zweiten und eines dritten Tragzapfens (7a, 7b, 7c) für jedes Paar der Eingangsseite- und Ausgangsseite Scheiben (2, 4) umfassen;  
an den jeweiligen Tragzapfen (7a, 7b, 7c) vorgesehenen Versetzungswellen (8), die von inneren Flächen der Tragzapfen (7a, 7b, ...



## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, das beispielsweise verwendbar ist als eine Getriebeeinheit eines Getriebes eines Fahrzeugs oder als ein Getriebe für unterschiedliche industrielle Maschinen.

**[0002]** Ein solches kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs gemäß den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) ist konventionell studiert und verwendet worden als ein Getriebe eines Fahrzeuges auf einigen Sektoren der Fahrzeugindustrie. In diesem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs wird beispielsweise, wie in JP 62 71 465 U offenbart, eine Eingangsseitenscheibe **2** konzentrisch mit einer Eingangswelle **1** abgestützt und ist eine Ausgangsseitenscheibe **4** an dem Endabschnitt einer Ausgangswelle fixiert, die konzentrisch zur Eingangswelle **1** angeordnet ist. Im Inneren eines Gehäuses **5** (siehe [Fig. 8](#), welche später erläutert wird), in welchem das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs untergebracht ist, sind Tragzapfen **7, 7** jeweils um ihre zugeordnete Schwenkwelle **6, 6** schwenkbar, welche an Positionen angeordnet sind, die in Bezug auf die Eingangswelle **1** und die Ausgangswelle **3** jeweils verdreht sind.

**[0003]** An jedem Tragzapfen **7, 7** ist ein Paar von Einheiten (z.B. zwei Einheiten) der Schwenkwellen **6** angeordnet. Im Besonderen ist jedes Paar der Schwenkwellen **6** an den äußeren Flächen der beiden Endabschnitte jedes Tragzapfens **7** so angeordnet, dass die beiden Schwenkwellen **6, 6** zueinander konzentrisch sind. Die Mittelachsen dieser Schwenkwellen **6** liegen an verdrehten Positionen und überkreuzen sich nicht mit den Mittelachsen der Scheiben **2, 4**, sondern erstrecken sich in einer Richtung unter rechten Winkeln oder im Wesentlichen rechten Winkeln in Bezug auf die Richtung der Mittelachsen der Scheiben **2, 4**. An den Mittelabschnitten der Tragzapfen **7, 7** sind auch die Basishalbsektionen von Versetzungswellen **8, 8** abgestützt. Demzufolge kann durch Schwingen der Tragzapfen **7, 7** um die Schwenkwellen **6, 6** der Neigungswinkel jeder Versetzungswelle **8, 8** frei eingestellt werden. An den Peripherien der vorderen Halbsektionen der Versetzungswellen **8, 8**, die jeweils an ihrem zugeordneten Tragzapfen **7, 7** abgestützt sind, sind Antriebsrollen **9, 9** drehbar abgestützt. Die Antriebsrollen **9, 9** sind durch die und zwischen den jeweiligen Innenflächen **2a, 4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2, 4** gehalten.

**[0004]** Der Querschnittsverlauf jeder der sich gegenüberliegenden inneren Flächen **2a, 4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseiten-Scheiben **2, 4** formt eine bogenartige konkave Fläche, die erhalten

werden kann durch Rotieren eines Bogens mit der Schwenkwelle **6** als Zentrum oder durch Drehen einer gekrümmten Linie, die einem solchen Bogen ähnlich ist. Periphere Flächen **9a** der Antriebsrollen **9, 9** (jede Fläche ist als eine sphärisch konvexe Fläche ausgebildet) stehen jeweils in Kontakt mit den Innenflächen **2a, 4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseiten-Scheiben **2, 4**. Zwischen der Eingangswelle **1** und der Eingangsseitenscheibe **2** ist eine Belastungsnockenvorrichtung **10** zwischengeschaltet, welche die Eingangsseitenscheibe **2** elastisch zur Ausgangsseitenscheibe **4** presst, um auf diese Weise die Eingangsseitenscheibe **2** frei anzutreiben oder zu drehen.

**[0005]** Im Gebrauch dieses kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs dreht die Belastungsnockenvorrichtung **10** bei Rotation der Eingangswelle **1** die Eingangsseitenscheibe **2**, während sie diese gegen die Vielzahl der Antriebsrollen **9, 9** presst. Die Drehung der Eingangsseitenscheibe **2** wird über die Vielzahl der Antriebsrollen **9, 9** auf die Ausgangsseitenscheibe **4** übertragen, und zwar unter Drehen der Ausgangswelle **3**, die an der Ausgangsseitenscheibe **4** fixiert ist.

**[0006]** Nachstehend wird ein Fall erläutert, bei welchem die Drehgeschwindigkeiten der Eingangswelle **1** und der Ausgangswelle **3** geändert werden. In einem Fall, in welchem zunächst zwischen der Eingangswelle **1** und der Ausgangswelle **3** eine Verzögerung hergestellt wird, werden die Tragzapfen **7, 7** jeweils um ihre zugeordneten Schwenkwellen **6, 6** geschwungen, um dadurch die Versetzungswellen **8, 8** schräg zu stellen, derart, dass die Umfangsflächen **9a, 9a** der Antriebsrollen **9, 9**, wie in [Fig. 5](#) gezeigt, jeweils in Kontakt kommen mit einem Bereich der inneren Fläche **2a** der Eingangsseitenscheibe **2** nahe dem Zentrum und mit einem Bereich der inneren Fläche **4a** der Ausgangsseitenscheibe **4** nahe der äußeren Peripherie.

**[0007]** Andererseits werden im Fall einer Beschleunigung die Tragzapfen **7, 7** jeweils um ihre zugeordneten Schwenkwellen **6, 6** verschwenkt, um dadurch die Versetzungswellen **8, 8** auf eine Weise schräg zu stellen, bei der die Umfangsflächen **9a** der Antriebsrollen **9, 9**, wie in [Fig. 6](#) gezeigt, jeweils in Kontakt kommen mit einem Bereich der inneren Fläche **2a** der Eingangsseitenscheibe **2** nahe der äußeren Peripherie und mit einem Bereich der inneren Fläche **4a** der Ausgangsseitenscheibe **4** nahe dem Zentrum. Im übrigen kann ein mittleres Übersetzungsverhältnis erzielt werden, in einem Fall, in welchem die Neigungswinkel der Versetzungswinkel **8, 8** zwischen die Winkel eingestellt werden, die in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) gezeigt sind, so dass ein mittleres Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle **1** und der Ausgangswelle **3** vorliegt.

**[0008]** Weiterhin zeigen die [Fig. 7](#) und [Fig. 8](#) jeweils eine weitere spezifische Version eines kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs, das offenbart wird in US 4 955 246 A. Bei diesem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs sind eine Eingangsseitscheibe 2 und eine Ausgangsseite Scheibe 4 drehbar auf der Peripherie einer zylindrisch geformten Eingangswelle 11 drehbar abgestützt. Zwischen der Eingangsseite Scheibe 2 und dem Endabschnitt der Eingangswelle 11 ist eine Belastungsnockenvorrichtung 10 zwischengeschaltet. Mit der Ausgangsseite Scheibe 4 ist ein Ausgangszahnrad 12 so verbunden, dass das Ausgangszahnrad 12 und die Ausgangsseite Scheibe 4 synchron zueinander gedreht werden können.

**[0009]** In dem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs ist ein Paar Tragzapfen 7, 7 vorgesehen. An den beiden Endabschnitten jedes Tragzapfens 7 sind Schwenkwellen 6, 6 angeordnet, die zueinander konzentrisch sind. Die Schwenkwellen 6, 6 werden jeweils abgestützt an einem Paar Supportplatten 13, 13, die als Supportglieder derart fungieren, dass sie verschwenkt und in der axialen Richtung verschoben werden können (in [Fig. 7](#) in einer Richtung nach vorne und nach hinten; und in [Fig. 8](#), nach links und nach rechts). Die Basishalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8 sind auf den Zwischenabschnitten der Tragzapfen 7, 7 abgestützt. Diese Versetzungs wellen 8, 8 sind so strukturiert, dass ihre Basishalbsektionen und ihre Fronthalbsektionen zueinander exzentrisch sind. Auch die Basishalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8 sind an den Zwischenabschnitten der Tragzapfen 7, 7 drehbar abgestützt, während Antriebsrollen 9, 9 an den Fronthalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8 jeweils drehbar abgestützt sind.

**[0010]** Im übrigen ist das Paar der Versetzungs wellen 8, 8 an Positionen angeordnet, die der dazwischenliegenden Eingangswelle 11 um 180° gegenüberliegen. Die Richtung, in welche die Basishalbsektionen und die Fronthalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8 zueinander exzentrisch sind, ist eingestellt als die gleiche Richtung (in [Fig. 8](#) die reversierte Links- und Rechtsrichtung) bezüglich der Drehrichtung der Eingangsseite- und Ausgangsseite Scheiben 2, 4. Diese Exzentrizitätsrichtung ist eine Richtung, welche sich im Wesentlichen unter rechten Winkeln gegenüber einer Richtung erstreckt, in welcher die Eingangswelle 11 angeordnet ist. Deshalb werden die Antriebsrollen 9, 9 so abgestützt, dass sie geringfügig verschoben werden können in Bezug auf die Richtung, in welcher die Eingangswelle 11 verläuft.

**[0011]** Zwischen den Außenflächen der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen der Zwischenabschnitte der Tragzapfen 7, 7 sind Schubwälzlager 14, 14 und Schubnadelrollenlager 15, 15 sequentiell zwi-

schengeschaltet, in einer Reihenfolge, die an den Außenflächen der Antriebsrollen 9, 9 beginnt. Die Wälzlager 14, 14 gestatten den Antriebsrollen 9, 9 ihre Drehbewegung, während sie auf die Antriebsrollen 9, 9 ausgeübte Lasten in Schubrichtung aufnehmen. Die Schubnadelrollenlager 15, 15 gestatten dem Fronthalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8 und äußeren Laufbahnen 16, 16 eine Schwingbewegung um die Basishalbsektionen der Versetzungs wellen 8, 8, während sie Schublasten aufnehmen, die von den Antriebsrollen 9, 9 auf die äußeren Laufbahnen 16, 16 ausgeübt werden, welche Laufbahnen die Schubwälzlager 14, 14 formen. Die Tragzapfen 7, 7 sind so strukturiert, dass sie in der axialen Richtung der Schwenkwellen 6, 6 verschoben werden können, und zwar mittels zugeordneter Aktuatoren 17, 17 eines Öldrucktyps.

**[0012]** Bei diesem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs wird die Drehung der Eingangswelle 11 auf die Eingangsseite Scheibe 2 durch die Belastungsnockenvorrichtung 10 übertragen. Die Drehung der Eingangsseite Scheibe 2 wird durch das Paar der Antriebsrollen 9, 9 auf die Ausgangsseite Scheibe 4 übertragen, von der die Drehung von dem Ausgangszahnrad 12 abgenommen wird.

**[0013]** Um unter Verwendung der Aktuatoren 17, 17 das Drehgeschwindigkeitsverhältnis zwischen der Eingangswelle 11 und dem Ausgangszahnrad 12 zu verändern, kann das Paar der Tragzapfen 7, 7 jeweils in gegenseitig entgegengesetzten Richtungen verschoben werden. Zum Beispiel kann die in dem unteren Status in [Fig. 8](#) angeordnete Antriebsrolle 9 in [Fig. 8](#) nach rechts verschoben werden, wohingegen die an dem oberen Status in [Fig. 8](#) angeordnete Antriebsrolle 9 in [Fig. 8](#) nach links geschoben werden kann. Dies ändert die Richtung tangential gerichteter Kräfte, die auf die Kontaktbereiche zwischen den Umfangsflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen 2a, 4a der Eingangsseite- und Ausgangsseite Scheiben 2, 4 in den Kontaktbereichen auszuüben sind. Mit einer solchen Änderung der Richtung der Kräfte werden die Tragzapfen 7, 7 in ihre voneinander entgegengesetzten Richtung um ihre jeweiligen Schwenkwellen 6, 6 geschwenkt, die schwenkbar an den Supportplatten 13, 13 abgestützt sind. Daraus ergibt sich, wie in [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) gezeigt, dass die Kontaktpositionen zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen 2a, 4a der Eingangsseite- und Ausgangsseite Scheiben 2, 4 verschoben werden, wodurch sich das Drehgeschwindigkeitsverhältnis zwischen der Eingangswelle 11 und dem Ausgangszahnrad 12 verändert.

**[0014]** Wird durch das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs Leistung übertragen, dann werden die Antriebsrollen 9, 9 in der axialen Richtung der Eingangswelle 11 verschoben, und zwar als Folge

der elastischen Deformation der Komponententeile des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs. Auch die Versetzungswellen **8, 8**, die die Antriebsrollen **9, 9** abstützen, werden mit ihren jeweiligen Basishalbsektionen als Drehzentrum leicht gedreht. Als Resultat dieser leichten Drehung werden die Außenflächen der äußeren Laufbahnen **16, 16** der Schubwälzlager **14, 14** und die inneren Flächen der Tragzapfen **7, 7** relativ zueinander verschoben. Zwischen diesen äußeren und inneren Flächen liegen die Schubnadelrollenlager **15, 15** vor, so dass die relative Verschiebung der äußeren und inneren Flächen nur eine kleine Kraft erfordert.

**[0015]** Im Fall des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs mit der obenerwähnten Ausbildung und Funktion wird die Leistungsübertragung zwischen der Eingangswelle **11** und dem Ausgangszahnrad **12** durchgeführt durch die beiden Antriebsrollen **9, 9**. Demzufolge ist die Kraft pro Flächeneinheit, die zwischen den Außenflächen **9a, 9a** der Antriebsrollen **9, 9** und den Innenflächen **2a, 4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2, 4** übertragen wird, groß. Die zu übertragende obere Grenzleistung ist relativ niedrig. Im Hinblick auf diese Umstände wurde konventionell schon vorgeschlagen, durch Erhöhen der Anzahl der Antriebsrollen **9, 9** die Leistung zu erhöhen, die mit einem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs übertragen werden kann.

**[0016]** Als eine Struktur zum Steigern der Anzahl der Antriebsrollen **9, 9** ist für diesen Zweck eine Struktur bekannt, bei der, beispielsweise wie in US 5 048 359 A, zwischen einem Satz an Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2** und **4** drei Antriebsrollen **9, 9** zwischengeschaltet sind, welche drei Antriebsrollen die Leistungsübertragung ausführen. Im Fall der in dem zitierten Patent offenbarten Struktur sind, wie in [Fig. 9](#) gezeigt, an drei Positionen eines fixierten Rahmens **18**, welche Positionen mit gleichen Zwischenabständen in Umfangsrichtung des fixierten Rahmens **18** beabstandet sind, die Zwischenabschnitte von drei 120°-gekrümmten Stützstücken **19, 19** schwenkbar abgestützt, welche jeweils als Stützglieder dienen. Zwischen den gegenseitig angrenzenden Stützstücken **19, 19** sind ihre jeweiligen Tragzapfen so abgestützt, dass sie sowohl verschwenkt als auch in der axialen Richtung verschoben werden können.

**[0017]** Die jeweiligen Tragzapfen **7, 7** können durch ihre zugeordneten Aktuatoren **17, 17** des Öldrucktyps in der axialen Richtung von Schwenkwellen **6** frei verschoben werden, welche Schwenkwellen **6** an den beiden Endabschnitten jedes der Tragzapfen **7, 7** so angeordnet sind, dass sie zueinander konzentrisch sind. Die jeweils zugeordneten Aktuatoren **17, 17** definierende Öldruckzylinder **20, 20** sind mit der Druckseite einer als Öldruckquelle fungierenden

Pumpe **22** über ein Steuerventil **21** in Verbindung. Das Steuerventil **21** enthält eine Hülse **23** und einen Schieber **24**, der jeweils in der axialen Richtung verschoben werden kann (in [Fig. 9](#) nach rechts und nach links). Als Aktuatoren **17, 17** sind im übrigen hier Aktuatoren eingesetzt, die doppelseitig arbeiten und die eine Kraft in beiden axialen Richtungen generieren, wenn zwischen der Druckölzufuhr und dem Tank abwechselnd hin- und hergeschaltet wird.

**[0018]** Um die Neigungswinkel der an ihren jeweiligen Tragzapfen **7, 7** schwenkbar abgestützten Antriebsrollen **9, 9** durch ihre jeweiligen Versetzungswellen **8, 8** zu verändern, kann die Hülse **23** in ihrer axialen Richtung verschoben werden (in [Fig. 9](#) nach rechts oder nach links), unter Verwendung eines Steuermotors **25**. Dadurch wird das von der Pumpe **22** abgegebene Drucköl über eine Öldruckleitung in die jeweiligen Öldruckzylinder **20, 20** gebracht. In die Öldruckzylinder **20, 20** eingepasste Antriebskolben **26, 26** werden verwendet, um die Tragzapfen **7, 7** in der axialen Richtung ihrer zugeordneten Schwenkwellen **6, 6** zu verschieben, und zwar zum Verschieben in der gleichen Richtung in Bezug auf die Drehrichtung der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2** und **4** (siehe [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#)). Ähnlich wie bei der Struktur in [Fig. 7](#) und [Fig. 8](#), werden durch eine solche Verschiebung der Antriebskolben **26, 26** die Tragzapfen **7, 7** in der axialen Richtung ihrer jeweiligen Schwenkwelle verschoben und um die Schwenkwelle verschwenkt. Arbeitsöl, das beim Verschieben der Antriebskolben **26, 26** aus dem Öldruckzylinder **20, 20** verdrängt wird, wird über die Öldruckleitung und das Steuerventil **21** zu einem Öltank **27** zurückgeleitet (ein Teil der Öldruckleitung ist nicht gezeigt).

**[0019]** Andererseits werden die Verschiebebewegungen der Antriebskolben **26**, bewirkt durch das Zuführen des Drucköls in die Druckzylinder **20**, wie auch die Verschiebebewegungen der Tragzapfen **7**, die mit den Antriebskolben **26** verbunden sind, auf den Schieber **24** durch Folgenocken **28** und Lenker **29** übertragen. Dies bewirkt die Verschiebung des Schiebers **24** in seiner axialen Richtung. Bei einem Status, in welchem die Antriebskolben **26** über ein gegebenes Ausmaß verschoben sind, wird der Strömungsdurchgang durch das Steuerventil **21** abgesperrt, so dass auch die jeweiligen Öldruckzylinder **20, 20** nicht mit Öl beaufschlagt werden. Deshalb korrespondieren die Ausmaße der Verschiebebewegungen der Tragzapfen **7, 7** in ihren axialen Richtungen mit dem Ausmaß der Verschiebung des Schiebers **23**, bewirkt durch den Steuermotor **25**.

**[0020]** Im Falle des konventionellen kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs mit der vorerwähnten Struktur und der erläuterten Funktion ist der Einbauraum für die Aktuatoren **17, 17** groß, was die Größe des kontinuierlich variablen Getriebes stei-



gert. Andererseits wird in JP 07 259 947 A eine Struktur offenbart, bei der, wie in [Fig. 10](#) gezeigt, drei Tragzapfen 7, 7 in Reihe miteinander über zwei Lenkermechanismen 30 verbunden sind, so dass diese drei Tragzapfen verschoben werden können unter Verwendung eines einzigen Aktuators 17, der ein doppelt wirkender Öldruckaktuator ist. JP 11 303 963 A offenbart eine Struktur, bei der, wie in [Fig. 11](#) gezeigt, Stützstücke 19a, 19a schwingfähig und verschiebbar abgestützt werden. Unter Verwendung dieser Stützstücke 19a, 19a können die Bewegungen der Tragzapfen 7, 7, die in der Umfangsrichtung der Struktur aneinander angrenzen, zwischen diesen übertragen werden. Im Fall der Struktur in [Fig. 11](#) sind die Antriebsaktuatoren 17, 17 in der Lage, gegen die Endflächen von Schwenkwellen 6, 6 zu drücken, die jeweils in der Umfangsrichtung zwei Endabschnitten ihrer zugeordneten Tragzapfen in den axialen Richtungen der Schwenkwellen 6, 6 zugeordnet sind.

**[0021]** Im Fall der konventionellen Strukturen, die jeweils in den [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#) gezeigt sind, kann der Einbauraum für die Aktuatoren 17, 17 oder einen Aktuator 17 reduziert werden, um die Größe und das Gewicht der Strukturen zu reduzieren. Jedoch müssen die beweglichen Teile der Strukturen sehr präzise ausgebildet werden, um die Verschiebeausmaße für alle Tragzapfen 7, 7 genau zu begrenzen. Daraus resultieren hohe Herstellungskosten. In anderen Worten gibt es bei kontinuierlich variablen Getrieben des Toroid-Typs abhängig von deren Größen die Möglichkeit, dass die Tragzapfen 7, 7 jeweils über ein Ausmaß in der Größenordnung von 0,1 mm in den axialen Richtungen ihrer zugeordneten Schwenkwellen 6, 6 verschoben werden und dann das kontinuierlich variable Getriebe mit seiner Übersetzungsverhältnis-Änderungsoperation beginnt. Deshalb ist in einem solchen Fall, in welchem die Verschiebeausmaße der jeweiligen Tragzapfen 7, 7 voneinander verschieden sind in einer Größenordnung von 0,1 mm, die Möglichkeit groß, dass die Schrägstellungswinkel der Tragzapfen 7, 7 um ihre jeweiligen Schwenkwellen 6, 6 voneinander differieren und deshalb die Leistungsübertragungseffizienz und Dauerstandfestigkeit des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs erheblich vermindert werden.

**[0022]** Das heißt, dass bei Ausbilden der in den [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#) gezeigten Strukturen die Spielbewegungen der jeweiligen beweglichen Teile so weit wie möglich minimiert werden müssen, um die Verschiebebewegungen der drei Tragzapfen 7, 7 miteinander zu synchronisieren bei einem Differenzniveau, das ausreichend niedriger ist als das Niveau des Verschiebeausmaßes von 0,1 mm (d.h. die freien Spielbewegungen der beweglichen Teile müssen durch ausreichend höhere Präzision minimiert werden). Damit hier die Verschiebebewegungen der jeweiligen beweglichen Teile gleichförmig durchführbar sind und auch die Spielbewegungen so weit wie möglich mini-

miert werden können, müssen die Dimensionspräzision und die Formgenauigkeit der jeweiligen Komponenten in dem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs stark erhöht werden, was es schwierig macht, die jeweiligen Komponente zu bearbeiten, und was in erhöhten Herstellungskosten für die jeweiligen Komponenten und damit zu insgesamt hohen Kosten des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs führt. Weiterhin ist im Fall der [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#), in welchem die drei Tragzapfen 7, 7 in Reihe miteinander in der Verschieberichtung verbunden und die Aktuatoren 17, 17 nur an den in Verbindungsrichtung positionierten Endabschnitten der Tragzapfen 7, 7 angeordnet sind, auch die elastische Deformation der einzelnen Teile einschließlich der Tragzapfen 7, 7 und der Teile, die benutzt werden, um die Verschiebebewegung der Tragzapfen 7, 7 zu übertragen, in Betracht zu ziehen. Es ist demzufolge sehr schwierig, die Verschiebebewegungen der Tragzapfen 7, 7 miteinander auf einem ausreichenden präzisen Niveau zu synchronisieren (d.h. auf einem Verschiebeausmaßniveau, das ausreichend kleiner sein muss als ein Verschiebeausmaß von 0,1 mm).

**[0023]** Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs anzugeben, dessen Größe und Gewicht verringert werden können.

**[0024]** Erfindungsgemäß gelöst wird diese Aufgabe durch ein kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs mit der Merkmalskombination des unabhängigen Patentanspruches 1.

**[0025]** In dem erfindungsgemäßen kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs ist nicht nur der Einbauraum für die Aktuatoren reduziert, die zum Verschieben der jeweiligen Tragzapfen dienen, um auf diese Weise die Größe und das Gewicht des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs zu reduzieren, sondern sind auch die Verschiebeausmaße der jeweiligen Tragzapfen zweckmäßig begrenzt, um eine präzise Verschiebeoperation realisieren zu können. Deshalb ist sogar in einem Fall, in welchem die Formgenauigkeit und die Dimensionspräzision der Komponententeile des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs nicht extrem hoch sind, sichergestellt, dass die Verschiebeausmaße der jeweiligen Tragzapfen genau begrenzt bleiben. Da ferner für jeden der Tragzapfen ein Aktuator vorgesehen ist, wird die Möglichkeit eliminiert, dass ein Fehler auftreten könnte als Folge der elastischen Deformation der die Verschiebung übertragenden Teile einschließlich der Tragzapfen, bewirkt durch deren Verschiebungsübertragungsbewegungen, was ebenfalls beiträgt zum Begrenzen und gegenseitigen Übereinstimmen der Verschiebeausmaße der Tragzapfen. Dank dieser Merkmale kann die Transmissionseffizienz und die Dauerstandfestigkeit des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs gemäß der Erfindung mit

drei Antriebsrollen zwischen einem Paar von Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben ausreichend sichergestellt werden, während gleichzeitig die Größe und das Gewicht des Getriebes reduziert sein können.

**[0026]** Bevorzugte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen dargelegt.

**[0027]** Die vorliegende Erfindung wird nachfolgend anhand von bevorzugten Ausführungsformen in Verbindung mit den zugehörigen Figuren näher erläutert. Es zeigen:

**[0028]** [Fig. 1](#) eine Querschnittsansicht einer Ausführungsform eines kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs;

**[0029]** [Fig. 2](#) eine Schnittansicht in der Schnittebene II-II in [Fig. 1](#);

**[0030]** [Fig. 3](#) eine vergrößerte Ansicht eines Bereichs III in [Fig. 1](#);

**[0031]** [Fig. 4](#) eine Schnittansicht von zweiten und dritten Öldruckaktuatoren eines doppelt wirkenden Typs;

**[0032]** [Fig. 5](#) eine Seitenansicht einer Grundstruktur eines konventionellen kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs unter Verdeutlichung dessen maximalen Verzögerungsstatus;

**[0033]** [Fig. 6](#) eine Seitenansicht der Basisstruktur dieses konventionellen kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs unter Verdeutlichung ihres maximalen Beschleunigungsstatus;

**[0034]** [Fig. 7](#) eine Schnittansicht eines Beispiels einer spezifischen konventionellen Struktur;

**[0035]** [Fig. 8](#) eine Schnittansicht in der Schnittebene VIII-VIII in [Fig. 7](#);

**[0036]** [Fig. 9](#) eine Frontansicht, mit Teilen weggeschnitten, von Hauptbereichen eines Beispiels einer konventionellen Struktur zum Erhöhen der zu übertragenden Leistung;

**[0037]** [Fig. 10](#) eine Schnittansicht von Hauptbereichen eines ersten Beispiels einer konventionellen Struktur, bei der die Anzahl von Aktuatoren soweit möglich reduziert ist; und

**[0038]** [Fig. 11](#) eine Schnittansicht von Hauptbereichen eines zweiten Beispiels einer konventionellen Struktur, bei der die Anzahl von Aktuatoren soweit möglich reduziert ist.

**[0039]** Die [Fig. 1](#) bis [Fig. 4](#) verdeutlichen eine Ausführungsform eines kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs. Die Ausführungsform zeigt im übrigen einen Fall, bei welchem die Ausführungsform angewendet ist bei einem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs, der ein Doppelhohlraumtyp ist, bei welchem Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2**, **4** jeweils zu zweien parallel zueinander bezüglich der Leistungsübertragungsrichtung angeordnet sind. Im Besonderen sind diesem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs in der Ausbildung eines sogenannten Doppelhohlraumtyps drei Antriebsrollen **9**, **9** zwischen den gegenseitig parallel angeordneten Eingangsseitenscheiben **2** und Ausgangsseitenscheiben **4** zwischengeschaltet, so dass insgesamt sechs Antriebsrollen **9**, **9** vorgesehen sind. Obwohl [Fig. 2](#) nur einen Hohlraum zeigt (einen Bereich, in welchem die Eingangsseitenscheibe **2**, die Ausgangsseitenscheibe **4** und die Antriebsrollen **9**, **9** zur Übertragung von Leistung angeordnet sind), gibt es an der rechten Seite des Hohlraums von [Fig. 2](#) den weiteren Hohlraum. Die Grundstruktur und Funktion eines solchen kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs in der Ausbildung als sogenannter Doppelhohlraumtyp sind konventionell bekannt und deshalb wird die genauere Abbildung und Beschreibung der gesamten Struktur hier unterlassen.

**[0040]** An einem Montierbereich **31**, der an der Innenfläche eines Gehäuses **5a** geformt ist, ist ein Rahmen **18** befestigt und fixiert mit drei Zapfen **33**, **33**, die in zugeordnete Montieröffnungen **32**, **32** eingesetzt sind. Die Zapfen **33**, **33** sind an drei Positionen im Seitenendbereich des Rahmens **18** beim außenseitigen Durchmesser angeordnet und durch drei Muttern **34** gesichert, die auf die Zapfen **33**, **33** aufgeschraubt sind. Bei der gezeigten Ausführungsform ist zwischen dem Montierbereich **31** und dem Rahmen **18** durch die Zapfen **33**, **33** und die Muttern **34** ein Getriebegehäuse **35** fixiert. An der Innendurchmesserseite des Getriebegehäuses **35** ist mittels eines Paares von Wälzlager **37** eine Ausgangshülse **36** drehbar abgestützt. Ein Paar Ausgangsseitenscheiben **4** sind durch Keilverzahnung mit den beiden Endabschnitten der Hülse **36** in Eingriff. Im Inneren des Getriebegehäuses **35** ist ein Ausgangszahnrad angeordnet, das sich an der äußeren Umfangsfläche des Mittelbereichs der Ausgangshülse **36** befindet.

**[0041]** Der Rahmen **18** ist insgesamt mit einer Sterngestalt geformt. Er verzweigt sich gabelförmig vom Mittelbereich in Durchmesserrihtung zu seinem Außendurchmesserseitenbereich und formt drei Halteabschnitte **39**, **39** mit gleichen Intervallen in Umfangsrichtung des Rahmens **18**. Die Mittelbereiche von Stützstücken **19b**, **19b** sind jeweils schwenkbar abgestützt auf Mittelbereichen dieser Halteabschnitte **39**, **39**, die sich in Durchmesserrihtung erstrecken, und zwar an zweiten Schwenkwellen **40**, **40** und über

Nadelrollenlager **41, 41**. Jedes der drei Stützstücke **19b, 19b** ist zusammengesetzt aus einem zylindrisch geformten Montierabschnitt **42**, der in der Peripherie der zweiten Schwenkwelle **40** angeordnet ist, und einem Paar Stützplattenabschnitten **43, 43**, die jeweils in der Durchmesserrichtung von der äußeren peripheren Fläche des Montierabschnittes **42** nach außen vorstehen. Der Verschneidungswinkel zwischen dem Paar Stützplattenabschnitte **43, 43** ist auf  $120^\circ$  eingestellt. Deshalb sind die Stützplattenabschnitte **43, 43** der Stützstücke **19b, 19b**, die in Umfangsrichtung aufeinander folgen, zueinander parallel.

[0042] In den Stützplattenabschnitten **43, 43** sind kreisförmige Bohrungen **44, 44** geformt. Im Fall, dass die Stützstücke **19b, 19b** in ihren neutralen Lagen gehalten sind, sind die kreisförmigen Bohrungen **44, 44**, die in den Stützplattenabschnitten **43, 43** der aneinander in Umfangsrichtung angrenzenden Stützstücke **19b, 19b** geformt sind, zueinander konzentrisch. Schwenkwellen **6, 6**, die an den beiden Endabschnitten jedes von ersten bis dritten Tragzapfens **7a, 7b, 7c** angeordnet sind, sind in den kreisförmigen Bohrungen **44, 44** mit radialen Nadelrollenlagern **45, 45** abgestützt. Die radialen Nadelrollenlager **45, 45** weisen jeweils äußere Laufbahnen **46, 46** auf, wobei die äußeren peripheren Flächen der äußeren Laufbahnen **46, 46** jeweils als sphärisch konvexe Flächen geformt sind. Die äußeren Laufbahnen **46, 46** sind in ihre jeweiligen kreisförmigen Bohrungen **44, 44** so eingepasst, dass sie an Leerbewegungen oder Spielbewegungen gehindert sind, jedoch verschwenkt und verschoben werden können.

[0043] In den Stützplattenabschnitten **43, 43** sind ferner Schraubbohrungen **47, 47** geformt, in die Zapfen **48, 48** eingeschraubt sind. Die vorne liegenden Endflächen dieser Zapfen **48, 48** sind in Kontakt mit den zwei Endflächen der Tragzapfen **7a, 7b, 7c**. Die vorne liegenden Endflächen der Zapfen **48, 48** sind jeweils als sphärisch konvexe Flächen ausgebildet, so dass die Tragzapfen **7a, 7b, 7c** zwischen dem Paar der Zapfen **48, 48** verschwenkt und verschoben werden können, die in einander gegenüberliegenden Positionen angeordnet sind. Mit Basisendabschnitten der Zapfen **48, 48** sind Sicherungsmuttern **49, 49** verschraubt, um zu verhindern, dass sich Zapfen **48, 48** unerwartet lösen können. Im übrigen werden die Zapfen **48, 48** benutzt, um die Verschiebewebewegungen der drei Tragzapfen **7a, 7b, 7c** miteinander zu synchronisieren, die in einem einzigen Hohlraum untergebracht sind, und zwar in Bezug auf die Umfangsrichtung der Eingangsseiten- und Ausgangsseiteischeiden **2, 4**, und zwar durch die Stützstücke **19b, 19b**. In einem Fall, in welchem die Verschiebewebewegungen der drei Tragzapfen **7a, 7b, 7c** ohnedies innerhalb eines ausreichenden Ausmaßes durch einen Öldruckaktor (der später erläutert wird) synchronisiert werden können, können die Zapfen **48, 48** und auch ihre Sicherungsmuttern **49, 49** weggelassen

werden.

[0044] Die drei vorbeschriebenen Tragzapfen **7a, 7b, 7c** sind jeweils wie folgt abgestützt: sie können in einem geringen Ausmaß in Bezug auf die Umfangsrichtung der beiden Scheiben **2, 4** verschoben werden in Folge der Schwenkbewegungen der Stützstücke **19b, 19b** um deren jeweilige zweite Schwenkwellen **40, 40**. Sie können ferner schwingen um ihre jeweiligen Schwenkwellen **6, 6**, die an den zwei Endabschnitten jedes Lagerzapfens angeordnet sind. Um eine Übersetzungsverhältnis-Änderungsoperation auszuführen, genauer gesagt, um die drei Tragzapfen **7a, 7b, 7c** in den axialen Richtungen an den Schwenkwellen **6, 6** zu verschieben, die an deren jeweiligen beiden Endabschnitten angeordnet sind, ist bei der Ausführungsform des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs eine Gruppe von Aktuatoren vorgesehen, die wie folgt strukturiert sind.

[0045] Der erste Tragzapfen **7a**, der im Mittelbereich des unteren Bereichs des Getriebes angeordnet ist, kann zunächst angetrieben oder verschoben werden durch ein Paar erster Öldruckaktuatoren **50a, 50b**, die jeweils unterhalb der beiden Endabschnitte des ersten Tragzapfens **7a** angeordnet sind, und zwar jeweils über Lenkerarme **51a, 51b**. Die Öldruckaktuatoren **50a, 50b** weisen Kolbenstangen **53** auf, die durch Zufuhr von Drucköl in die jeweiligen Zylinder **52** ausgeschoben werden können. Jedoch sind als Öldruckaktuatoren **50a, 50b** Öldruckaktuatoren eines einfach wirkenden Typs eingesetzt, die so ausgebildet sind, dass die Kolbenstangen **53** daran gehindert werden, in die Zylinder **52** zurückgezogen werden, auch dann, wenn die Druckölzufuhr in die Zylinder **52** unterbrochen wird und solange nicht eine externe Kraft darauf aufgebracht wird. Die Öldruckaktuatoren **50a, 50b** sind in dem Gehäuse **5a** so abgestützt und fixiert, dass sie zueinander konzentrisch sind, und dass ihre jeweiligen Kolbenstangen **53** bei Druckölzufuhr in zueinander entgegengesetzten Richtungen ausgeschoben werden. Insbesondere werden ihre Kolbenstangen **53** in Richtungen ausgeschoben, in welchem sie sich von dem jeweils anderen Öldruckaktor **50a** (oder **50b**) entfernen.

[0046] Die Mittelbereiche der Lenkerarme **51a, 51b** werden durch ihre dritten Schwenkwellen **54, 54**, die hohl und rohrförmig sind, so abstützt, dass sie sich verschwenken und verschieben lassen. Diese dritten Schwenkwellen **54, 54** sind parallel zu den zweiten Schwenkwellen **40, 40** angeordnet. Innenliegende Abschnitte der dritten Schwenkwellen **54, 54** kommunizieren jeweils mit einer Druckseite einer Ölzufuhrpumpe (nicht gezeigt). In Betrieb des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs wird in die dritten Schwenkwellen **54, 54** Schmieröl (Schleppöl) zugeführt. Wie vorstehend beschrieben, sind die Mittel-

abschnitte der Lenkerarme **51a**, **51b** von den dritten Schwenkwellen **54**, **54** jeweils schwenkbar abgestützt. Ferner sind die einseitigen Flächen der Basisendabschnitte (in [Fig. 1](#), die unteren Endabschnitte) der Lenkerarme **51a**, **51b** jeweils in Anlage gegen die vorne liegenden Endflächen der Kolbenstangen **53** der Öldruckaktuatoren **50a** oder **50b**. Die einseitigen Flächen der vorne liegenden Endabschnitte (in [Fig. 1](#) die oberen Endabschnitte) der Lenkerarme **51a**, **51b** sind jeweils in Eingriff mit den Endabschnitten der Schwenkwellen **6**, **6**, die an den beiden Endabschnitten des ersten Tragzapfens **7a** angeordnet sind. Im übrigen sind die Bereiche der Basisendabschnitte der Lenkerarme **51a**, **51b**, die gegen die vorne liegenden Endflächen der Kolbenstangen **53** anliegen, jeweils als teilzylindrisch geformte konvex gekrümmte Flächen ausgebildet, so dass die aneinander anliegenden Bereiche gleichförmig verschwenkt und verschoben werden können.

[0047] Wie in [Fig. 3](#) bei der gezeigten Ausführungsform im Detail hervorgehoben wird, sind an den einander gegenüberliegenden Flächen der vorne liegenden Endabschnitte der jeweiligen Lenkerarme **51a**, **51b** zylinderartige vorstehende Abschnitte **55** geformt. Hingegen sind in den Mittelabschnitten der Schwenkwellen **6**, **6**, die an den beiden Endabschnitten des ersten Tragzapfens **7a** angeordnet sind, kreisförmige Bohrungen **56** geformt, deren jede einen Innendurchmesser besitzt, der größer ist als der Außendurchmesser des zylinderförmigen vorstehenden Abschnitts **55**, derart, wobei die kreisförmigen Bohrungen **56** an den Endflächen der Schwenkwellen **6**, **6** offen sind. Die zylinderförmigen vorstehenden Abschnitte **55** der Lenkerarme **51a**, **51b** sind die in die kreisförmigen Bohrungen **56** der Schwenkwellen **6**, **6** lose eingesetzt. In diesem Status kontaktieren die inneren Umfangsränder von O-Ringen **57** die gesamten Außenumfangsflächen der Mittelabschnitte der zylinderförmigen vorstehenden Abschnitte **55**, um zwischen den inneren Umfangsflächen der kreisförmigen Bohrungen **56** und den äußeren Umfangsflächen der zylinderförmigen vorstehenden Abschnitte **55** eine öldichte Kondition zu schaffen. Die O-Ringe **57** sind jeweils an den Innenumfangsflächen ihrer zugeordneten kreisförmigen Bohrungen **56** festgelegt.

[0048] Zwischen den Endflächen der Schwenkwellen **6**, **6** und den Seitenflächen an den vorne liegenden Endabschnitten der Lenkerarme **51a**, **51b** sind Schubnadelrollenlager **58** angeordnet. Die Schubnadelrollenlager **58** weisen ein Paar Laufbahnen **59** auf. Eine Fläche einer Laufbahn **59**, die an der Seite der Lenkerarme **51a**, **51b** angeordnet ist, d.h. die Fläche der Laufbahn **59**, die mit den Seitenflächen der Lenkerarme **51a**, **51b** an ihren vorne liegenden Endabschnitten in Kontakt ist, ist als eine sphärisch konvexe Fläche oder als eine konisch konvexe Fläche ausgebildet. Dank dieser Struktur ist nicht nur die

Übertragung von Verschiebebewegungen zwischen den Lenkerarmen **51a**, **51b** und den ersten Tragzapfen **7a** möglich, sondern auch gleichförmige Schwenk- und Verschiebebewegungen der Lenkerarme **51a**, **51b** um ihre jeweiligen dritten Schwenkwellen **54**, **54**, und auch gleichförmige Schwenk- und Verschiebebewegungen des ersten Tragzapfens **7a** um die Schwenkwellen **6**, **6**.

[0049] Die innenliegenden Bereiche der dritten Schwenkwellen **54**, **54** und die innenliegenden Bereiche der zylinderförmigen vorstehenden Abschnitte **55** sind über vertiefte Nuten **60** in Verbindung. Die Nuten **60** sind jeweils geformt in axialer Richtung in mittleren Abschnitten von Mittelbohrungen, die in den Lenkerarmen **51a**, **51b** ausgebildet sind. Ferner sind hier Verbindungsölkanäle **61** in den inneren Bereichen der Fronthalbsektionen der Lenkerarme **51a**, **51b** geformt (in den [Fig. 1](#) und [Fig. 3](#) in den oberen Halbsektionen). Im übrigen sind die stromabliegenden Endöffnungen der Verbindungsölbohrungen **61** jeweils durch eingesetzte Stopfen **62** verschlossen. Falls von der Ölzufuhrpumpe (nicht gezeigt) Schmieröl in die Schwenkwellen **54**, **54** eingebracht wird, dann gelangt die gesamte Schmierölmenge in die kreisförmigen Bohrungen **56**, die jeweils in den Mittelabschnitten der Schwenkwellen **6**, **6** geformt sind. Das auf diese Weise in die kreisförmigen Bohrungen **56** eingeleitete Schmieröl wird zum Schmieren der Wälzkontaktbereiche in dem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Types benutzt. Das heißt, ein Teil des Schmieröls wird aus Düsenöffnungen **63**, **63** versprüht, die jeweils in dem ersten Tragzapfen **7a** geformt sind, um die Wälzkontaktbereiche zwischen den inneren Flächen **2a**, **4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2**, **4** und den Umfangsflächen **9a** der Antriebsrollen **9** zu schmieren, die den ersten Tragzapfen **7a** abstützen.

[0050] Der verbleibende Teil des Schmieröls wird in die jeweiligen Wälzlager und zu den jeweiligen Gleitkontaktbereichen gebracht, und zwar über eine Ölpassage **64**, die im Inneren des ersten Tragzapfens **7a** ausgebildet ist. Zunächst kann der verbleibende Teil des Schmieröls in die radialen Nadelrollenlager **45**, **45** gebracht werden, welche jeweils die Schwenkwellen **6**, **6** abstützen, und zwar durch eingesetzte Blendenstopfen **65**. Der verbleibende Teil des Schmieröls kann auch in die Gleitkontaktbereiche zwischen den vorne liegenden Endflächen der Zapfen **48** und den ersten Tragzapfen **7a** gebracht werden, und zwar durch weitere Blendenstopfen **66**. Der schließlich verbleibende Teil des Schmieröls wird auch in die Schubnadelrollenlager **15** und in die Schubwälzlager **14** geleitet, die die Antriebsrollen **9** bezüglich des ersten Tragzapfens **7a** abstützen, und auch in radiale Nadelrollenlager, die zwischen den Versetzungsrollen **8** und den ersten Tragzapfen **7a** und den Antriebsrollen **9** eingesetzt sind.



**[0051]** Andererseits sind für die zweiten und dritten Tragzapfen **7b**, **7c**, die in schrägsteher Weise an den beiden Seiten des oberen Bereichs des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Types angeordnet sind, zweite und dritte Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** an den Verlängerungen der Schwenkwellen **6**, **6** der Tragzapfen **7b**, **7c** vorgesehen. Jeder Aktuator **67a**, **67b** ist doppelt wirkend, wobei für jeden Tragzapfen ein Aktuator vorgesehen ist, der im Detail aus [Fig. 4](#) zu entnehmen ist. Durch Zuführen von Drucköl in den jeweiligen Öldruckaktuator **67a**, **67b**, und durch Ablassen des Drucköls aus diesen, können die zweiten und dritten Tragzapfen **7b**, **7c** jeweils in den axialen Richtungen der Schwenkwellen **6**, **6** verschoben werden, die jeweils an den beiden Endabschnitten der jeweiligen Tragzapfen **7b**, **7c** vorgesehen sind.

**[0052]** Die Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** verbinden den Basisendabschnitt (in [Fig. 4](#), den unteren Endabschnitt) einer Kolbenstange **70** mit einem Kolben **69**, der in einen Zylinder **68** so öldicht eingepasst ist, dass die Kolbenstange **70** frei verdreht werden kann, während sie an einer Spielbewegung in der axialen Richtung (in [Fig. 4](#) in der vertikalen Richtung) gehindert ist. Damit sich die Kolbenstange **70** frei drehen kann, wird bei der gezeigten Ausführungsform der Kolben **69** sandwichartig durch ein und zwischen einem Paar Schubnadelrollenlagern **73**, **73** gehalten. Da im Übrigen die beiden Flächen des Kolbens **69** als die Laufbahnen der Schubnadelrollenlager **73**, **73** dienen, sind sie gehärtet und ist ihre Oberfläche mit einem sehr glatten Finish versehen. Um ferner die Kolbenstange **70** gegen Spielbewegungen in ihrer Axialrichtung zu hindern, werden bei der gezeigten Ausführungsform der Kolben **69** und das Paar der Schubnadelrollenlager **73**, **73** durch und zwischen einem nach außen weisenden, flanschartigen Kragenbereich **71** im Mittelabschnitt der Kolbenstange **70** und einem konischen Schnapping **72** gehalten, der in einem Mittelbereich der Kolbenstange **70** nahe dem Basisendbereich festgelegt ist.

**[0053]** In der äußeren Umfangsfläche der Fronthalbsektion (in [Fig. 4](#), der oberen Halbsektion) der Kolbenstange **70** ist bei den oben erwähnt strukturierten Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** ein Außengewinde vorgesehen. Der vorne liegende Endabschnitt der Kolbenstange **70** ist in Schraubeingriff mit einer Schraubbohrung **74**, die in dem Mittelbereich einer Schwenkwelle geformt ist, die an einer Endfläche (in [Fig. 1](#), der unteren Endfläche) jedes Tragzapfens **7b**, **7c** angeordnet ist und von dort vorsteht. Ferner ist die Kolbenstange **70** weiterhin fixiert durch eine Sicherungsmutter **75**. In diesem Status können die Tragzapfen **7b**, **7c** in den axialen Richtungen der Schwenkwellen **6**, **6** verschoben werden, die an den beiden Endabschnitten des jeweiligen Tragzapfens **7b**, **7c** angeordnet sind, und zwar durch Zuführen von Drucköl in die Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** bzw.

durch Ablassen des Drucköls aus diesen.

**[0054]** Im Übrigen ist bei der gezeigten Ausführungsform die Kolbenstange **70**, die die vorerwähnten Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** definiert, so geformt, dass sie die Gestalt eines kreisförmigen Rohres hat. An einen Verbindungsbereich der Kolbenstange **70**, der im Basisendabschnitt (in den [Fig. 1](#) und [Fig. 4](#), dem unteren Endabschnitt) der Kolbenstange **70** geformt ist, ist das stromabliegende Ende eines flexiblen Ölzufuhrschlauches (nicht gezeigt) angeschlossen, so dass sich das Schmieröl frei in die Kolbenstange **70** einführen lässt. Die gezeigte Ausführungsform ist so strukturiert, dass das in die Kolbenstange **70** eingeführte Schmieröl, ähnlich wie das in die kreisförmige Bohrung **56** des ersten Tragzapfens **7a** eingeführte Schmieröl, zum Schmieren der jeweiligen Glieder verwendbar ist, die den Tragzapfen **7b**, **7c** zugeordnet sind.

**[0055]** Das Zuführen und Ablassen von Drucköl in und aus dem Paar der ersten Öldruckaktuatoren **50a**, **50b** (einfach wirkende Typen) und in und aus den zweiten und dritten Öldruckaktuatoren **67a**, **67b** (jeweils doppelt wirkend) wird synchron durchgeführt mittels eines einzigen Steuerventils **21** (siehe [Fig. 9](#)). Dadurch werden die vorerwähnten drei Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** über dieselbe Länge und in derselben Richtung in Bezug auf die Drehrichtung der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2**, **4** verschoben. Die Verschiebewegungen der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c**, wie oben beschrieben, können miteinander mechanisch durch die Zapfen **48**, **48** synchronisiert werden. Da ferner die Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** durch die ersten bis dritten Öldruckaktuatoren **50a**, **50b**, **67a**, **67b** angetrieben werden, die jeweils an den Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** angeordnet sind, werden die zugeordneten Glieder elastisch gleich deformiert, wenn die Kräfte zum Verschieben der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** übertragen werden, was verhindert, dass die Verschiebehub der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** voneinander differieren. Deshalb lassen sich die Verschiebewege dieser drei Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** strikt untereinander gleich halten.

**[0056]** Basierend auf den obenbeschriebenen gegenseitig synchronisierten Verschiebewegungen werden die Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** jeweils um ihre zugeordneten Schwenkwellen **6**, **6** verschwenkt, die jeweils an ihren beiden Endabschnitten angeordnet sind. Das heißt, basierend auf den Verschiebewegungen der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c**, werden, wie oben beschrieben, die Richtungen der Kräfte verändert, die in der tangentialen Richtung auf die Wälzkontaktbereiche zwischen den peripheren Flächen **9a**, **9a** der Antriebsrollen **9**, **9** und den Innenflächen **2a**, **4a** der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben **2**, **4** ausgeübt werden. Als Folge solcher Änderungen der Krafrichtungen werden die Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** um ihre jeweiligen Schwenkwellen **6**, **6** geschwun-

gen und verschoben, wobei die Schwenkwellen **6**, **6** an den beiden Endabschnitten jedes Tragzapfens angeordnet sind. Die Verschiebungen der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c**, die auf diese Weise ausgeführt werden, werden aufgenommen durch den Übertragungsnocken **28**, der an der Peripherie des Endabschnittes des Mittelbereichs der Kolbenstange **70** nahe dem Basisende der Kolbenstange **70** fixiert ist, die mit irgendeinem Tragzapfen beispielsweise dem Tragzapfen **7c** (d.h. dem Tragzapfen, der in **Fig. 1** an der oberen linken Seite gezeigt ist) der Tragzapfen verbunden ist. Die Verschiebung des Übertragungsnockens **28** wird über den Lenker **29** auf den Schieber **24** des Steuerventils **21** (**Fig. 9**) übertragen, um die Öffnungs- und Schließoperation des Steuerventils **21** zu steuern. Diese Steuerung ist ähnlich der konventionellen Struktur, die vorher anhand **Fig. 9** erläutert wurde.

**[0057]** Wie sich bei einem Vergleich zwischen der in **Fig. 1** gezeigten Struktur und der in **Fig. 9** gezeigten, konventionellen Struktur in derselben Blickrichtung wie in **Fig. 1** klar ergibt, kann das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs gemäß der Ausführungsform, das auf die vorerwähnte Weise ausgebildet ist und wie beschrieben funktioniert, insgesamt in seiner Größe reduziert werden. Das heißt, es ist möglich, die Ausmaße der Überstände der ersten bis dritten Öldruckaktuatoren **50a**, **50b**, **67a**, **67b** zu reduzieren, die zum Verschieben der Tragzapfen **7a**, **7b**, **7c** von den äußeren Umfangsränder der Eingangsseiten- und Ausgangsseiten **2**, **4** in deren Durchmesserichtung dienen. Die Öldruckaktuatoren **50a**, **50b**, **67a**, **67b** können in anderen Worten mit verbesserter Effizienz angeordnet werden und ermöglichen es, die Außenseitendimensionen des Gehäuses **5a** zum Aufnehmen des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs zu reduzieren. Die verminderte Größe und das geringere Gewicht des kontinuierlich variablen Getriebes des Toroid-Typs ermöglichen es, den Freiheitsgrad beim Konstruieren eines Fahrzeuges zu vergrößern, in welches das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs inkorporiert wird.

**[0058]** Da das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs gemäß der Ausführungsform auf die vorerwähnte Weise ausgebildet ist und wie vorbeschrieben arbeitet, lässt sich mit dem kontinuierlich variablen Getriebe des Toroid-Typs hohe Leistung übertragen, obwohl das Getriebe kompakt ist und in einem beschränkten Einbauraum installiert werden kann. Dies erleichtert die Konstruktion eines automatischen Getriebes, in welches das kontinuierlich variable Getriebe des Toroid-Typs inkorporiert ist und stellt eine stabile Operation beim Variieren des Übersetzungsverhältnisses sicher.

## Patentansprüche

1. Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs, mit:  
 einem Gehäuse;  
 einer in dem Gehäuse drehbar abgestützten Eingangswelle (**1**);  
 einer auf der Peripherie der Eingangswelle (**1**) abgestützten Eingangsseitenscheibe (**2**), die mit der Eingangswelle (**1**) gemeinsam drehbar ist;  
 einer Ausgangsseitenscheibe (**4**), die derart angeordnet ist, dass sie zur Eingangsseitenscheibe (**2**) konzentrisch und relativ zu ihr verdrehbar ist;  
 zwischen den Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben (**2**, **4**) derart dazwischen angeordnete Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**), dass diese um Schwenkwellen (**6**) jeweils schwenkbar sind, wobei die Schwenkwellen (**6**) in Bezug auf Mittelachsen der beiden Scheiben (**2**, **4**) an verdrehten Positionen angeordnet sind, und wobei die Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) drei Tragzapfen in Form eines ersten, eines zweiten und eines dritten Tragzapfens (**7a**, **7b**, **7c**) für jedes Paar der Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben (**2**, **4**) umfassen;  
 an den jeweiligen Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) vorgesehenen Versetzungsrollen (**8**), die von inneren Flächen der Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) vorstehen, wobei pro Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) eine Versetzungsrolle (**8**) vorgesehen ist;  
 auf den jeweiligen Versetzungsrollen (**8**) drehbar abgestützten Antriebsrollen (**9**), die zwischen die Eingangsseiten- und Ausgangsseitenscheiben (**2**, **4**) zwischengeschaltet sind, wobei für jeden Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) eine Antriebsrolle (**9**) vorgesehen ist; und  
 Aktuatoren (**50a**, **50b**, **67a**, **67b**) zum Verschieben der Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) in axialen Richtungen der Schwenkwellen (**6**), wobei die Schwenkwellen (**6**) an beiden Endabschnitten der Tragzapfen (**7a**, **7b**, **7c**) vorgesehen sind,  
**dadurch gekennzeichnet**, dass  
 die Aktuatoren (**50a**, **50b**, **67a**, **67b**) ein Paar erster Öldruckaktuatoren (**50a**, **50b**) eines einfach wirkenden Typs zum Verschieben des ersten Tragzapfens (**7a**) über Lenkerarme (**51a**, **51b**) in zueinander entgegengesetzten Richtungen und zweite und dritte Öldruckaktuatoren (**67a**, **67b**) eines doppelt wirkenden Typs umfassen, die jeweils an den zweiten und dritten Tragzapfen (**7b**, **7c**) angeordnet sind.

2. Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass Zufuhr und Ablassen von Drucköl zu und aus den ersten bis dritten Öldruckaktuatoren (**50a**, **50b**, **67a**, **67b**) unter Verwendung eines einzigen Steuerventils (**21**) in gegenseitiger Synchronisierung ausgeführt werden.

3. Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Öldruckaktor (**50a**, **50b**)

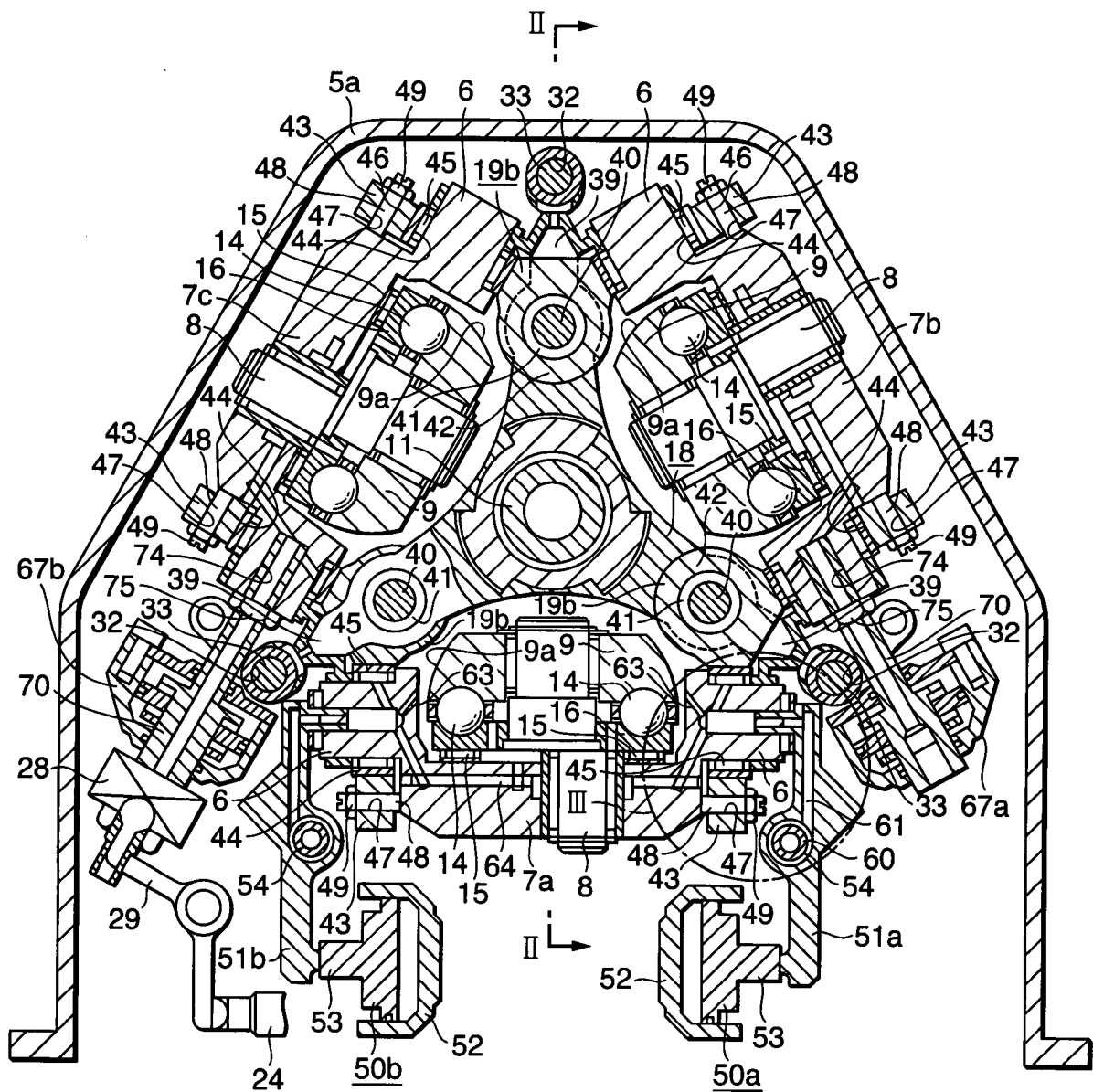
eine Kolbenstange (**53**) aufweist, die an einer Seitenfläche eines Basisendabschnittes des Lenkerarms (**51a**, **51b**) an einer Endfläche der Kolbenstange (**53**) anliegt, und dass ein Bereich des Basisendabschnittes des Lenkerarms (**51a**, **51b**), der gegen die Endfläche der Kolbenstange (**53**) zur Anlage bringbar ist, als eine teilweise zylinderförmige konvex gekrümmte Fläche geformt ist.

4. Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass den Schwenkwellen (**6**) zugewandte Flächen der Endabschnitte der beiden Lenkerarme (**51a**, **51b**) jeweils in Eingriff stehen mit Endabschnitten der Schwenkwellen (**6**), die jeweils an zwei Endabschnitten des ersten Tragzapfens (**7a**) angeordnet sind, dass zwischen den Flächen der Endabschnitte der beiden Lenkerarme (**51a**, **51b**) und den Endabschnitten der Schwenkwellen (**6**) jeweils Schubnadelrollenlager (**58**) angeordnet sind, und dass jedes Schubnadelrollenlager (**58**) ein Paar Laufbahnen (**59**) aufweist, von denen eine Laufbahn (**59**), die an einer Seite des Lenkerarms (**51a**, **51b**) angeordnet ist, eine mit einer Seitenfläche des Endabschnittes des Lenkerarms (**51a**, **51b**) in Kontakt bringbare Fläche aufweist, die als eine sphärische konvexe Fläche oder als eine konisch konvexe Fläche ausgebildet ist.

5. Kontinuierlich variables Getriebe des Toroid-Typs nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Endabschnitt des Lenkerarms (**51a**, **51b**) einen zylindrisch vorstehenden Abschnitt (**55**) besitzt, der in eine kreisförmige Bohrung (**56**) lose eingesetzt ist, die in einem Mittenbereich der Schwenkwelle (**6**) ausgebildet ist.

Es folgen 10 Blatt Zeichnungen

FIG.1



**FIG.2**

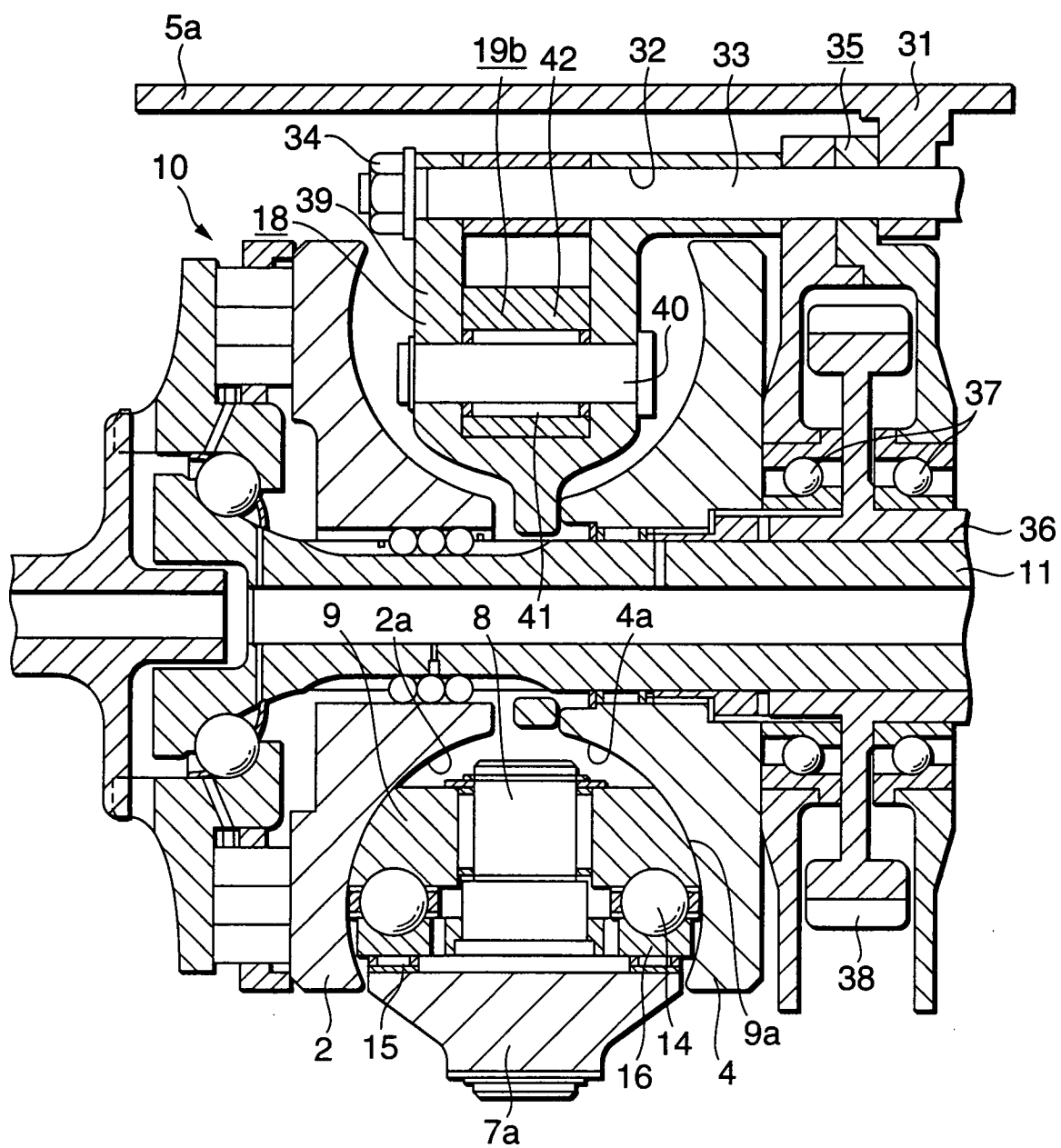




FIG.3

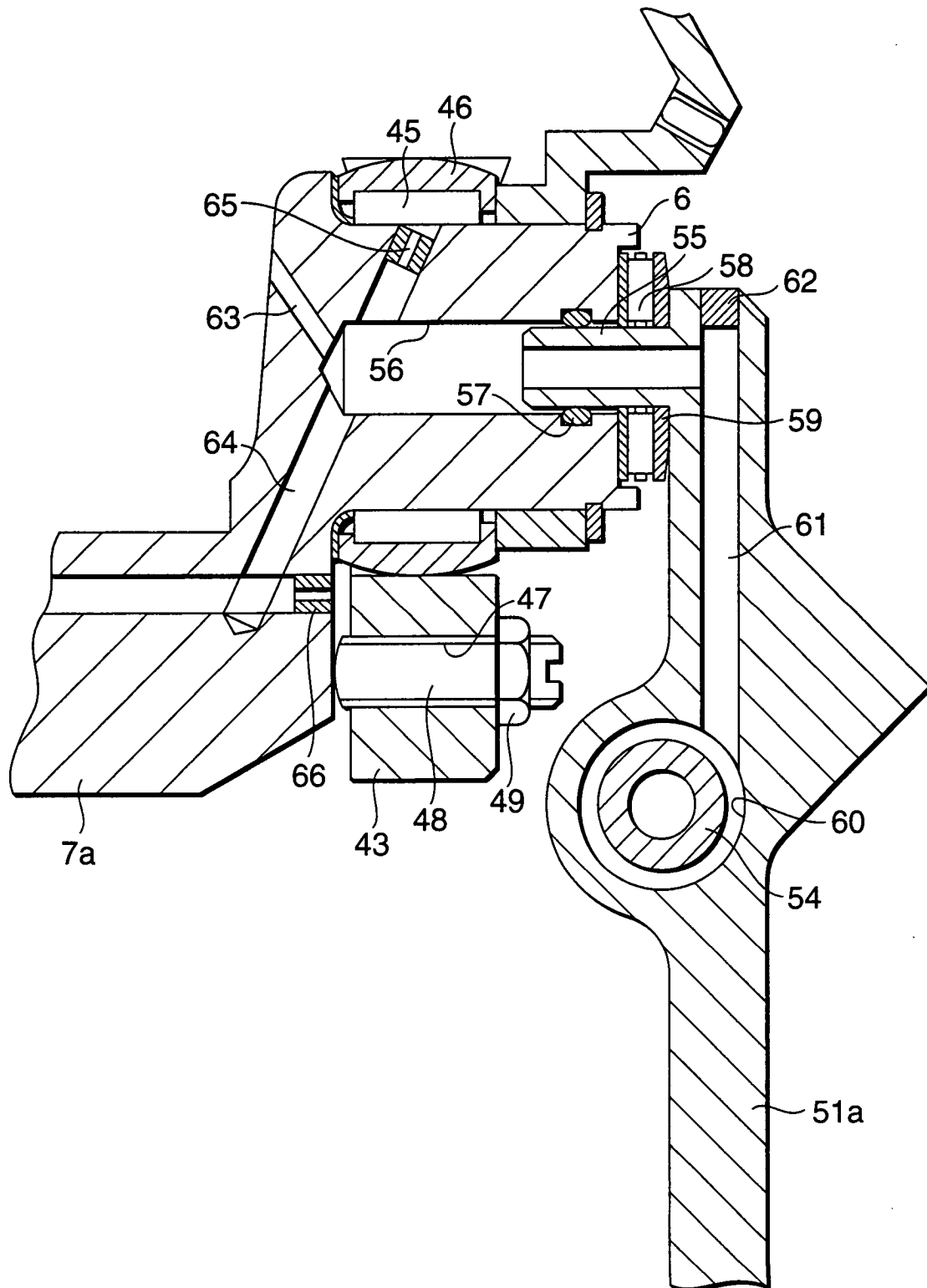


FIG.4

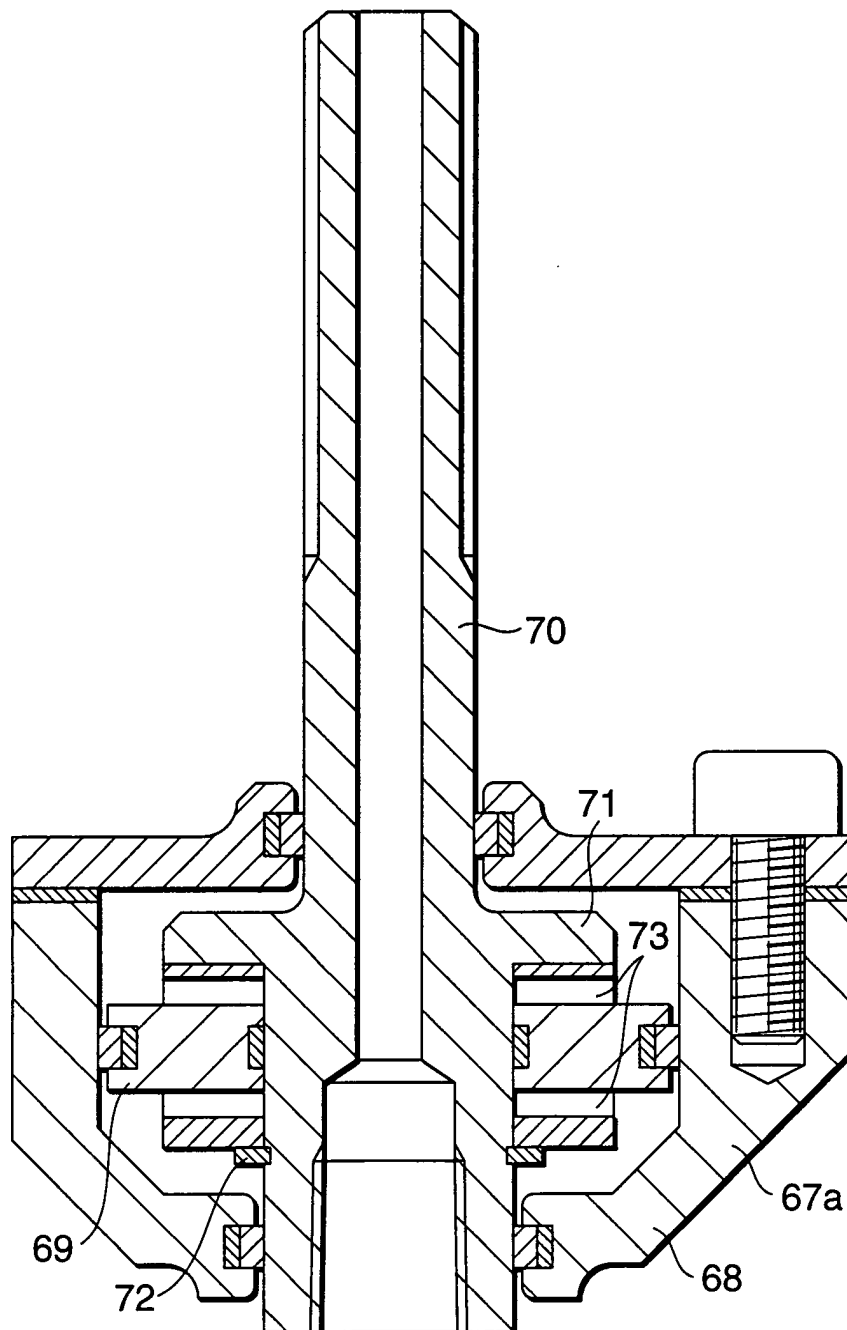


FIG.5

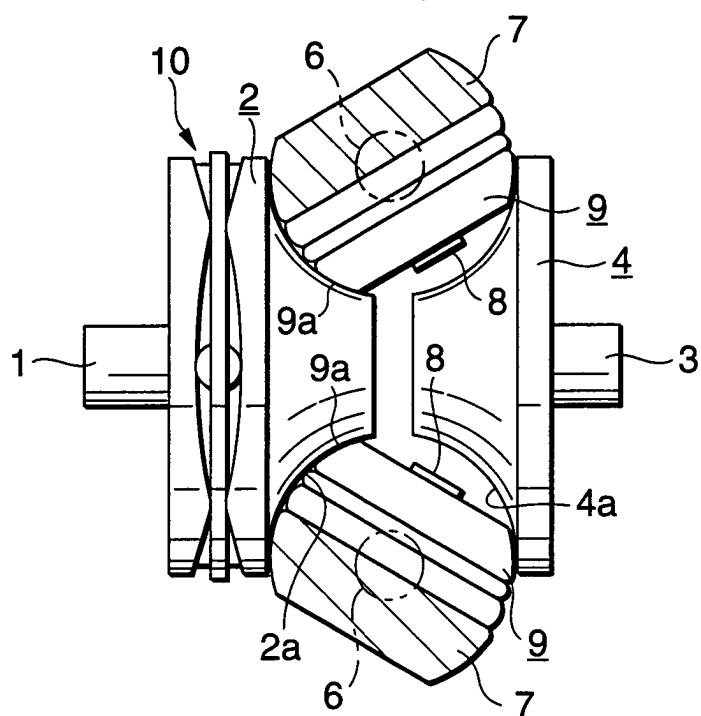


FIG.6

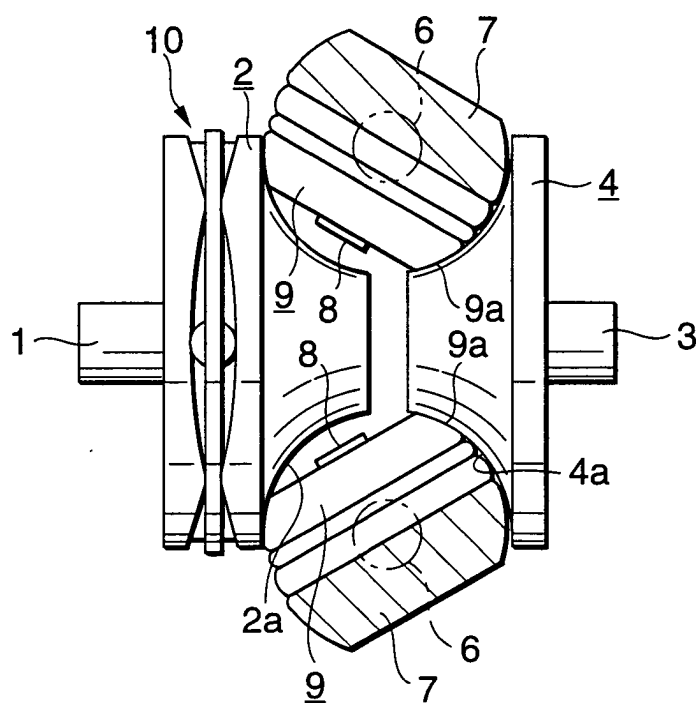


FIG.7

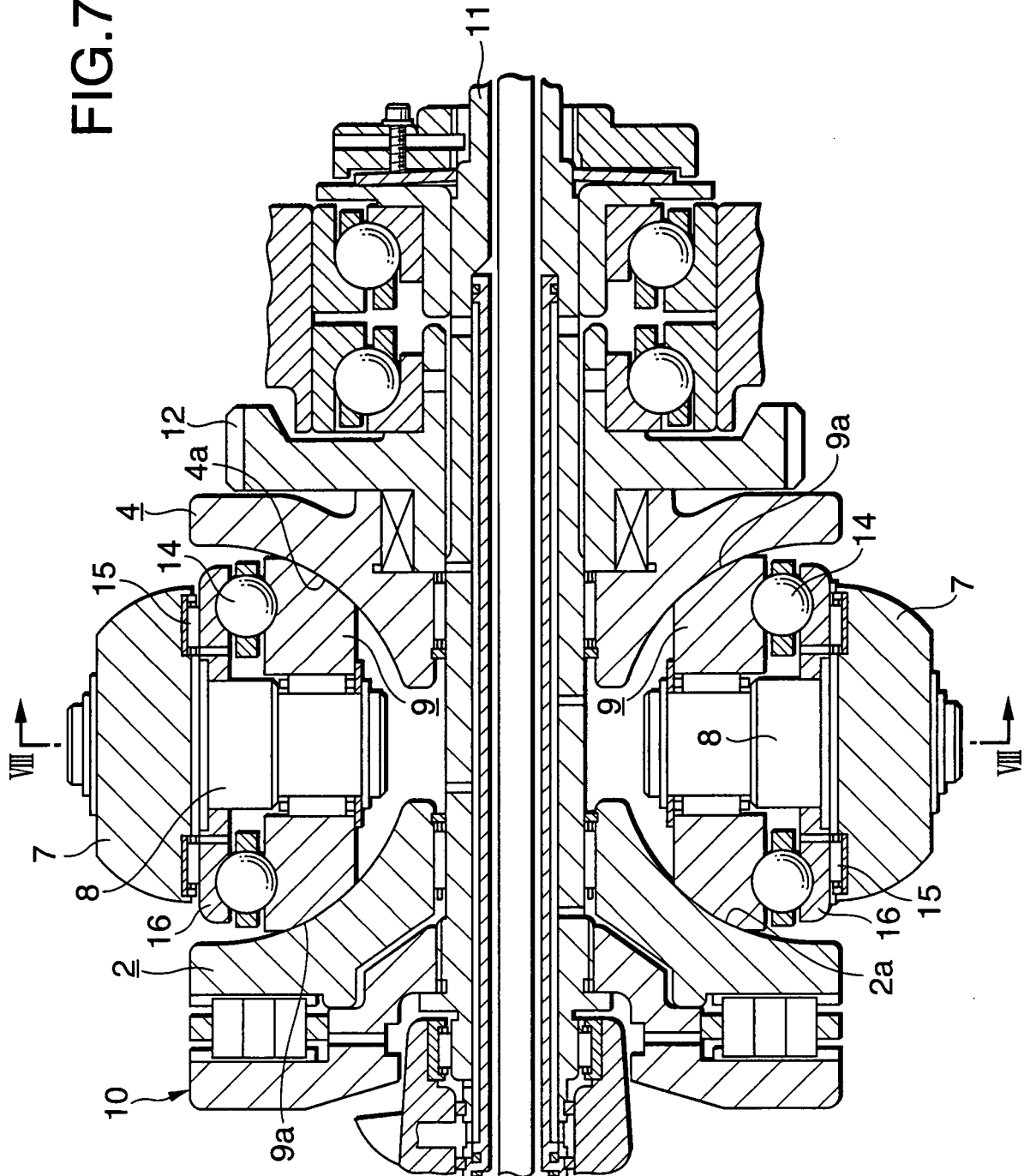


FIG.8

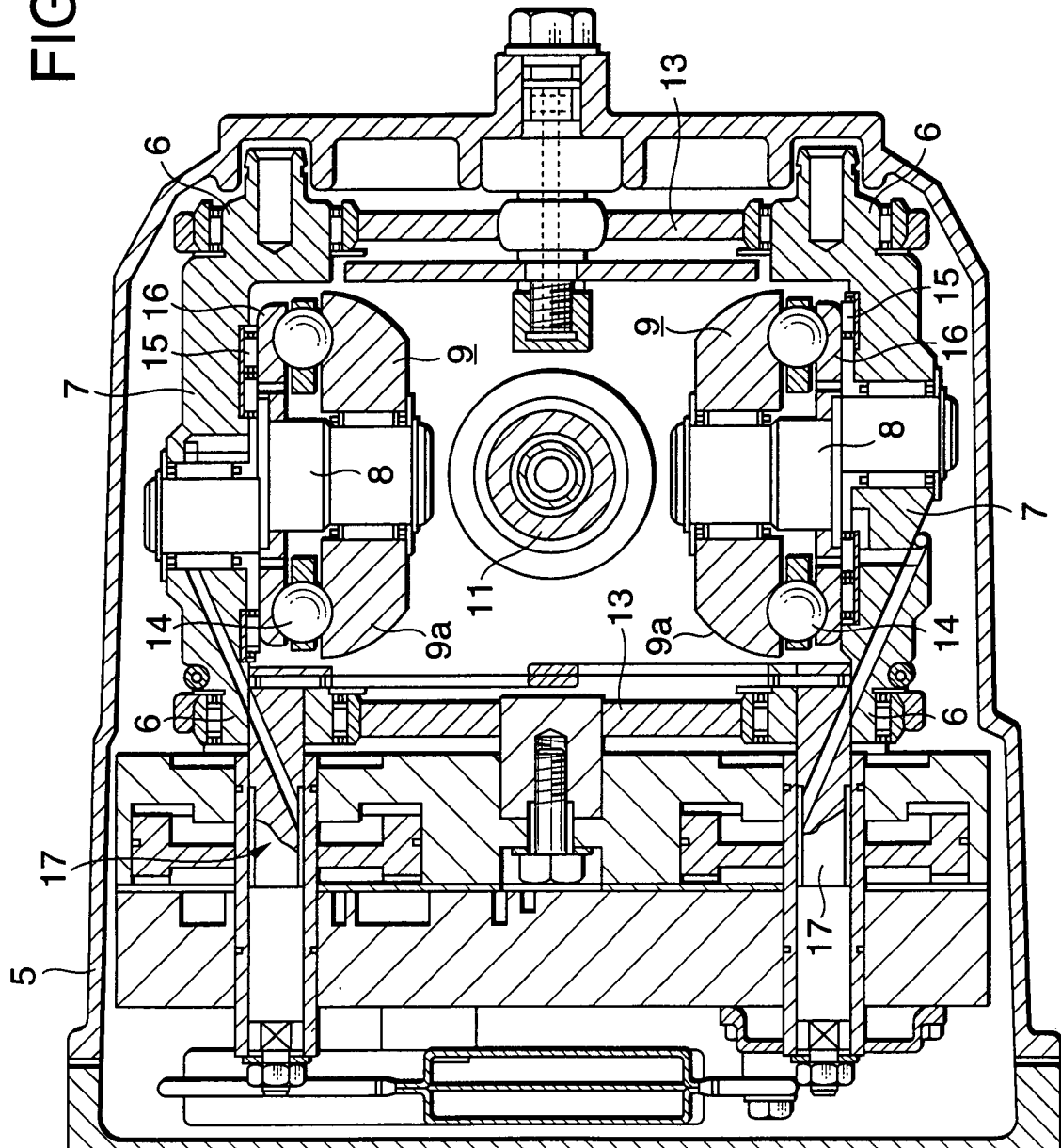




FIG.9

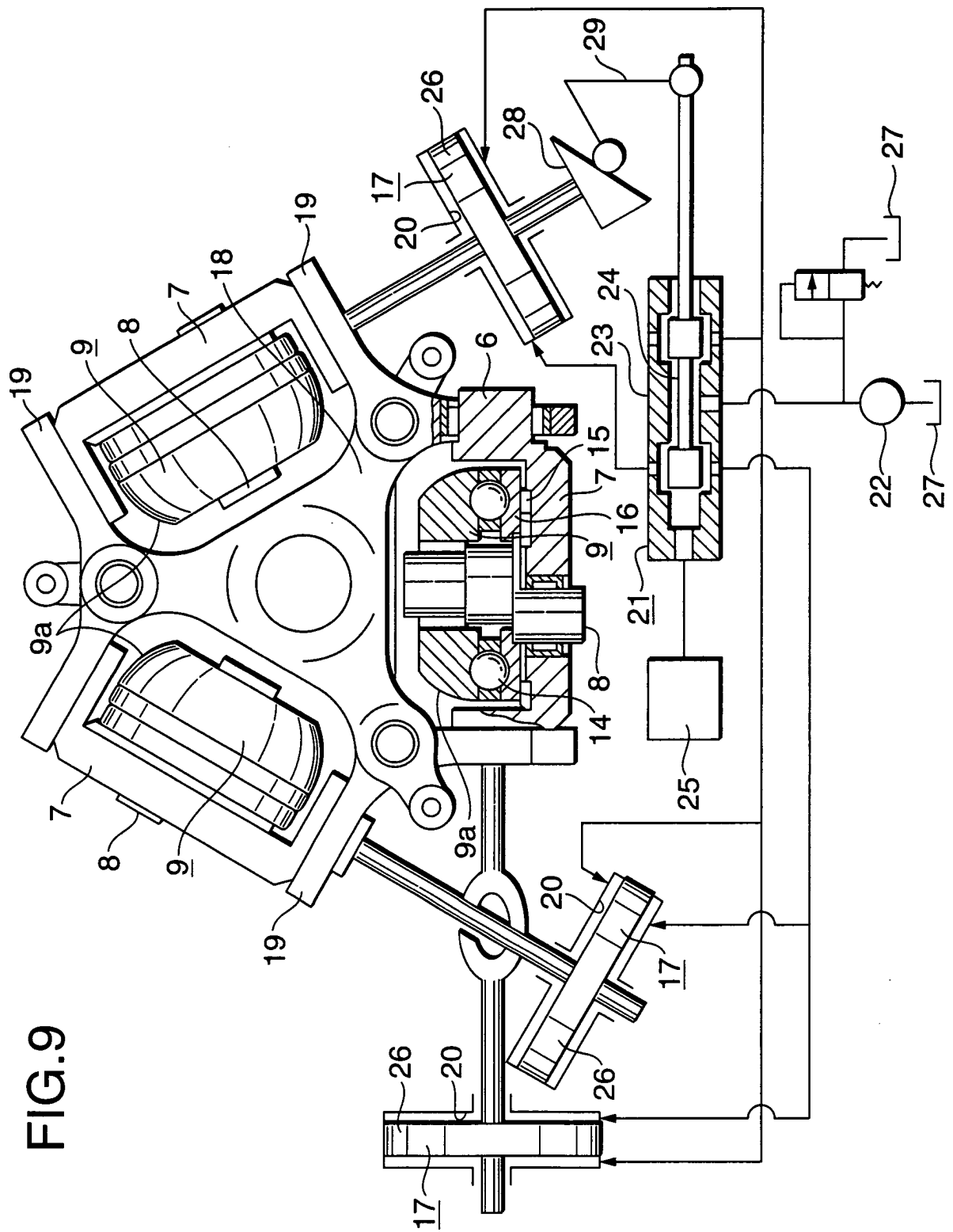


FIG.10

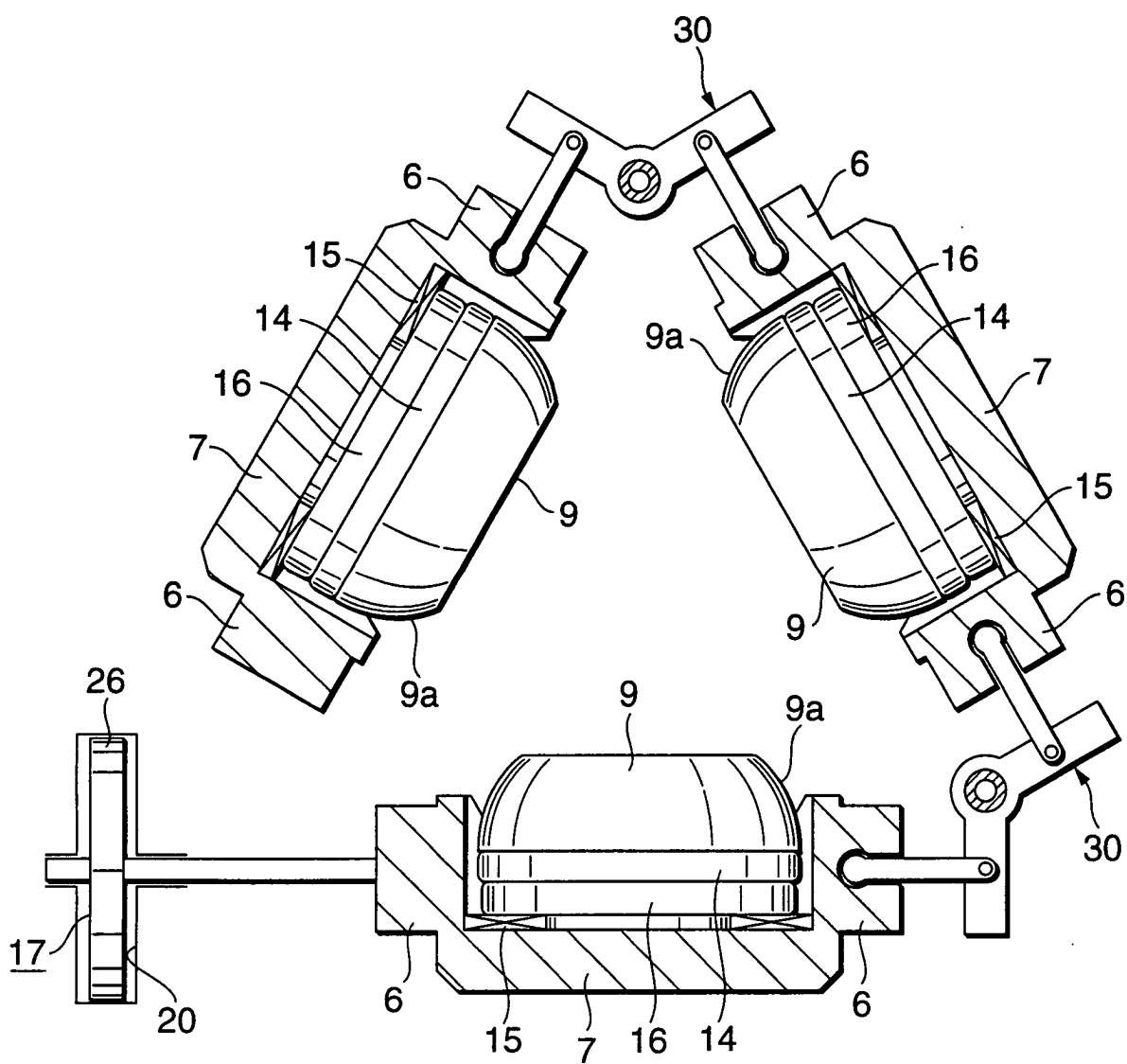


FIG. 11

