

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5138535号
(P5138535)

(45) 発行日 平成25年2月6日(2013.2.6)

(24) 登録日 平成24年11月22日(2012.11.22)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16 H 13/08	(2006.01)	F 16 H 13/08	L
F 16 C 19/18	(2006.01)	F 16 C 19/18	
F 16 C 19/34	(2006.01)	F 16 C 19/34	
F 16 C 19/49	(2006.01)	F 16 C 19/49	
F 16 C 25/08	(2006.01)	F 16 C 25/08	Z

請求項の数 9 (全 24 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2008-265333 (P2008-265333)
(22) 出願日	平成20年10月14日 (2008.10.14)
(65) 公開番号	特開2010-96209 (P2010-96209A)
(43) 公開日	平成22年4月30日 (2010.4.30)
審査請求日	平成23年6月24日 (2011.6.24)

(73) 特許権者	000006208 三菱重工業株式会社 東京都港区港南二丁目16番5号
(73) 特許権者	899000068 学校法人早稲田大学 東京都新宿区戸塚町1丁目104番地
(74) 代理人	100112737 弁理士 藤田 考晴
(74) 代理人	100118913 弁理士 上田 邦生
(72) 発明者	東崎 康嘉 長崎県長崎市深堀町五丁目717番1号 三菱重工業株式会社 長崎研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 増減速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転軸線まわりに回転可能に配置された第1回転軸と、
前記回転軸線まわりに回転可能に配置され、前記第1回転軸の端部を覆う円筒状の支持部を有する第2回転軸と、

前記第1回転軸および前記第2回転軸を支持する筐体と、
前記第1回転軸と前記筐体との間に配置され、前記第1回転軸を回転可能に支持する第1転がり軸受と、

前記支持部と前記第1回転軸との間に配置され、前記第1回転軸および前記第2回転軸を相対回転可能に支持する第2転がり軸受と、

前記筐体に設けられ、前記第2回転軸を前記第1回転軸側に押圧する予圧力を付加する予圧部と、

前記第2回転軸に付加された前記予圧力を、前記第2転がり軸受に伝達する前記第2回転軸の伝達部と、

前記第2転がり軸受から前記第1転がり軸受に伝達された前記予圧力を受け止める前記筐体の受圧部と、

が設けられていることを特徴とする増減速装置。

【請求項2】

前記第1転がり軸受には、
少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向外側に傾斜する面を有

する第1内側転走面が設けられ、前記第2転がり軸受と前記予圧力が伝達可能に接続される第1内輪と、

少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向外側に傾斜する面を有する第1外側転走面が設けられ、前記受圧部と前記予圧力が伝達可能に接続される第1外輪と、

前記第1内側転走面および前記第1外側転走面との間を転動可能に配置された複数の第1転動体と、が設けられ、

前記第2転がり軸受には、

少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向内側に傾斜する面を有する第2外側転走面が設けられ、前記伝達部と前記予圧力が伝達可能に接続される第2外輪と、

少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向内側に傾斜する面を有する第2内側転走面が設けられ、前記第1転がり軸受と前記予圧力が伝達可能に接続される第2内輪と、

前記第2内側転走面および前記第2外側転走面との間を転動可能に配置された複数の第2転動体と、が設けられていることを特徴とする請求項1記載の増減速装置。

【請求項3】

前記第1回転軸の回転速度n1と、前記第2回転軸の回転速度n5との回転速度比iは、前記第1内側転走面の軌道径F1、前記第1外側転走面の軌道径E1、前記第2内側転走面の軌道径F2および前記第2外側転走面の軌道径E2を用いて以下の式(1)で表されることを特徴とする請求項2記載の増減速装置。

$$i = n_1 / n_5 \\ = E_2 (F_1 + \underline{E_1}) / (E_2 F_1 - E_1 F_2) \quad \dots (1)$$

【請求項4】

前記第1転がり軸受における第1接触角を変更することにより、前記第1内側転走面の軌道径F1、および、前記第1外側転走面の軌道径E1が調整されることを特徴とする請求項3記載の増減速装置。

【請求項5】

前記第2転がり軸受における第2接触角を変更することにより、前記第2内側転走面の軌道径F2、および、前記第2外側転走面の軌道径E2が調整されることを特徴とする請求項3記載の増減速装置。

【請求項6】

前記第1転動体および前記第2転動体の少なくとも一方は略球状であることを特徴とする請求項2から5のいずれかに記載の増減速装置。

【請求項7】

前記第1転動体および前記第2転動体の少なくとも一方は、略円すいコロ状であることを特徴とする請求項2から5のいずれかに記載の増減速装置。

【請求項8】

前記第2回転軸と前記筐体との間に、前記第2回転軸を回転可能に支持する第3転がり軸受および第4転がり軸受が、前記回転軸線方向に並んで設けられていることを特徴とする請求項1から7のいずれかに記載の増減速装置。

【請求項9】

前記第4転がり軸受は、略円筒状の転動体を有するコロ軸受であり、

前記予圧部は、前記第4転がり軸受の第4外輪を介して前記第3転がり軸受に予圧力を付加し、

前記第3転がり軸受は、前記第2回転軸に前記予圧力を伝達することを特徴とする請求項8記載の増減速装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、増減速装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、動力を伝達するとともに入力軸から入力された回転速度を変えて出力軸から出力する増減速装置としては、トラクションドライブが知られている（例えば、特許文献1および非特許文献1参照。）。

【特許文献1】特開2002-243011号公報

【非特許文献1】丹羽政仁、関啓明、神谷好承、疋津正利、「遊星機構を利用した軸受転用型減速機」2007年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集、2007年、p.979-980

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上述のトラクションドライブの場合には、歯車を利用した増減速装置と比較して騒音や振動が少ないという利点がある。しかしながら、一段では幅広い範囲の減速比を実現することは困難であるという問題があった。

【0004】

一方、非特許文献1に記載のトラクションドライブ（軸受転用型減速器）の場合には、出力トルクの増加に従って、滑り率が増加する旨が記載されている。

つまり、非特許文献1に記載された構成では、アンギュラ軸受の外輪を筐体に対して軸方向に移動させることにより予圧をかけている。この構成では、外輪は筐体との間に働く摩擦力により静止しているため、出力トルクが増加すると、外輪に働く回転力が摩擦力を上回り、外輪と筐体との間で滑りが生じる（滑り率が増加する）可能性があると考えられる。

20

【0005】

本発明は、上記の課題を解決するためになされたものであって、振動や騒音や滑りの発生を抑制しつつ幅広い減速比を実現することができる増減速装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

30

上記目的を達成するために、本発明は、以下の手段を提供する。

本発明の増減速装置は、回転軸線まわりに回転可能に配置された第1回転軸と、前記回転軸線まわりに回転可能に配置され、前記第1回転軸の端部を覆う円筒状の支持部を有する第2回転軸と、前記第1回転軸および前記第2回転軸を支持する筐体と、前記第1回転軸と前記筐体との間に配置され、前記第1回転軸を回転可能に支持する第1転がり軸受と、前記支持部と前記第1回転軸との間に配置され、前記第1回転軸および前記第2回転軸を相対回転可能に支持する第2転がり軸受と、前記筐体に設けられ、前記第2回転軸を前記第1回転軸側に押圧する予圧力を付加する予圧部と、前記第2回転軸に付加された前記予圧力を、前記第2転がり軸受に伝達する前記第2回転軸の伝達部と、前記第2転がり軸受から前記第1転がり軸受に伝達された前記予圧力を受け止める前記筐体の受圧部と、が設けられていることを特徴とする。

40

【0007】

本発明によれば、予圧部から第2回転軸に付加された予圧力は、伝達部を介して第2転がり軸受に伝達された後、第2転がり軸受および第1転がり軸受を介して筐体の受圧部に受け止められる。このとき、予圧部および受圧部はともに筐体に設けられているため、第2転がり軸受および第1転がり軸受に確実に予圧力が付加され、トルク伝達に十分な予圧がかけられる。

【0008】

第2回転軸を第1回転軸側に押圧することにより、第2転がり軸受に予圧力を付加するため、第2転がり軸受と、支持部および第1回転軸との間で、回転軸線に沿う方向に相対

50

移動させることなく、第2転がり軸受に予圧がかけられる。同様に、第1転がり軸受に予圧力を付加するため、第1転がり軸受と、筐体および第1回転軸との間で、回転軸線に沿う方向に相対移動させることなく、第1転がり軸受に予圧がかけられる。

【0009】

言い換えると、第2転がり軸受を支持部および第1回転軸に、第1転がり軸受を筐体および第1回転軸に、それぞれ相対移動できない方法で取付けても第1転がり軸受および第2転がり軸受にトルク伝達に十分な予圧がかけられ、第1転がり軸受および第2転がり軸受における滑りが防止される。

【0010】

上記発明においては、前記第1転がり軸受には、少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向外側に傾斜する面を有する第1内側転走面が設けられ、前記第2転がり軸受と前記予圧力が伝達可能に接続される第1内輪と、少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向外側に傾斜する面を有する第1外側転走面が設けられ、前記受圧部と前記予圧力が伝達可能に接続される第1外輪と、前記第1内側転走面および前記第1外側転走面との間を転動可能に配置された複数の第1転動体と、が設けられ、前記第2転がり軸受には、少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向内側に傾斜する面を有する第2外側転走面が設けられ、前記伝達部と前記予圧力が伝達可能に接続される第2外輪と、少なくとも前記第1回転軸から前記第2回転軸に向かって径方向内側に傾斜する面を有する第2内側転走面が設けられ、前記第1転がり軸受と前記予圧力が伝達可能に接続される第2内輪と、前記第2内側転走面および前記第2外側転走面との間を転動可能に配置された複数の第2転動体と、が設けられていることが望ましい。

10

【0011】

本発明によれば、予圧部から第2回転軸に与えられた予圧力は、伝達部を介して第2転がり軸受の第2外輪に伝達される。第2外輪に伝達された予圧力は、第2外側転走面、第2転動体および第2内側転走面を介して第2内輪に伝達され、さらに、第1転がり軸受の第1内輪に伝達される。

第1内輪に伝達された予圧力は、第1内側転走面、第1転動体および第1外側転送面を介して第1外輪に伝達される。第1外輪に伝達された予圧力は筐体の受圧部に受け止められる。

20

【0012】

第1内輪には受圧部から予圧力とは反対向きに働く反力が伝達される。そのため、第1転動体は第1内輪および第1外輪との間で圧縮される方向に押圧される。言い換えると、第1転動体は第1内側転走面および第1外側転走面の間で押圧され、予圧がかけられる。

第2内輪には、第1転がり軸受を介して受圧部から反力が伝達される。そのため、第2転動体は第2内輪および第2外輪との間で圧縮される方向に押圧される。言い換えると、第2転動体は第2内側転走面および第2外側転走面の間で押圧され、予圧がかけられる。

【0013】

上記発明においては、第1回転軸の回転速度 n_1 と、第2回転軸の回転速度 n_5 との回転速度比 i は、第1内側転走面の軌道径 F_1 、第1外側転走面の軌道径 E_1 、第2内側転走面の軌道径 F_2 および第2外側転走面の軌道径 E_2 を用いて上述の式(1)で表されることが望ましい。

40

【0014】

本発明によれば、第2外側転走面の軌道径 E_2 と第1内側転走面の軌道径 F_1 との積と、第1外側転走面の軌道径 E_1 と第2内側転走面の軌道径 F_2 との積との差の値を調節することにより、第1回転軸の回転速度 n_1 と第2回転軸の回転速度 n_2 との回転速度比 i を調節することができる。

【0015】

上記発明においては、前記第1転がり軸受における第1接触角を変更することにより、前記第1内側転走面の軌道径 F_1 、および、前記第1外側転走面の軌道径 E_1 が調整され

50

ることが望ましい。

上記発明においては、前記第2転がり軸受における第2接触角を変更することにより、前記第2内側転走面の軌道径F2、および、前記第2外側転走面の軌道径E2が調整されことが望ましい。

【0016】

本発明によれば、略同じ体格の第1転がり軸受および第2転がり軸受を用いつつ、第1回転軸の回転速度n1と、第2回転軸の回転速度n2との回転速度比iを調節することができる。

言い換えると、回転軸線を中心とした第1転動体および第2転動体の公転半径を略等しくしても、第1接触角または第2接触角を調節することにより、回転速度比iを調節することができる。10

さらに、第1転動体および第2転動体の公転半径を略等しくできるため、保持部を、形成が比較的容易な略円筒状とすることができます。

【0017】

上記発明においては、前記第1転動体および前記第2転動体の少なくとも一方は略球状であることが望ましい。

【0018】

本発明によれば、第1転動体と、第1内輪および第1外輪との接触や、第2転動体と、第2内輪および第2外輪との接触が点接触となる。例えば、転動体と内輪および外輪との接触が線接触である場合と比較して、第1転動体や第2転動体が転動する際の攪拌損失が小さくなる。20

【0019】

上記発明においては、前記第1転動体および前記第2転動体の少なくとも一方は、略円すいコロ状であることが望ましい。

【0020】

本発明によれば、第1転動体と、第1内輪および第1外輪の接触や、第2転動体と、第2内輪および第2外輪との接触が線接触となる。例えば、転動体と内輪および外輪との接触が点接触である場合と比較して、第1回転軸と第2回転軸との間ににおける回転トルクの伝達面積が大きくなる。

【0021】

上記発明においては、前記第2回転軸と前記筐体との間に、前記第2回転軸を回転可能に支持する第3転がり軸受および第4転がり軸受が、前記回転軸線方向に並んで設けられていることが望ましい。

【0022】

本発明によれば、第2回転軸の回転軸線が振れる方向に働くモーメントは、第3転がり軸受および第4転がり軸受により受け止められるため、第2回転軸は回転軸線まわりに安定して回転する。

【0023】

上記発明においては、前記第4転がり軸受は、略円筒状の転動体を有するコロ軸受であり、前記予圧部は、前記第4転がり軸受の第4外輪を介して前記第3転がり軸受に予圧力を付加し、前記第3転がり軸受は、前記第2回転軸に前記予圧力を伝達することが望ましい。40

【0024】

本発明によれば、第4転がり軸受をコロ軸受とすることで、第2回転軸の回転軸線が振れる方向に働くモーメントをより確実に受け止めることができ、第2回転軸は回転軸線まわりに安定して回転する。

【0025】

予圧力は、第4外輪から第3転がり軸受に伝達され、第3転がり軸受から第2回転軸に伝達される。このとき、第4外輪が、第4転がり軸受の転動体に対して回転軸線方向に相対移動しても、第4転がり軸受は、転動体が略円筒状のコロ軸受であるため第2回転軸を50

回転可能に支持し続けることができる。

【発明の効果】

【0026】

本発明の増減速装置によれば、予圧部から第2回転軸に付加された予圧力により、第1転がり軸受および第2転がり軸受に確実に予圧力が付加されるため、滑りの発生を抑制しつつ幅広い減速比を実現することができるという効果を奏する。さらに、第1転がり軸受および第2転がり軸受を用いて回転速度を増減速させるため、歯車を用いて増減速させる場合と比較して振動や騒音の発生を抑制しつつ幅広い減速比を実現することができるという効果を奏する。

【発明を実施するための最良の形態】

10

【0027】

【第1の実施形態】

以下、本発明の第1の実施形態に係る増減速装置について図1から図4を参照して説明する。

図1は、本実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

本実施形態では、本発明の増減速装置1を、入力される回転駆動力の回転速度を減速する例に適用して説明するが、増速するものとしてもよく、特に限定するものではない。

【0028】

20

増減速装置1には、図1に示すように、外部の駆動源(図示せず)により所定の回転速度で回転駆動される入力軸(第1回転軸)2と、所定の回転速度比*i*に基づいて減速された回転速度で回転される出力軸(第2回転軸)3と、入力軸2および出力軸3を回転軸線しまわりに回転可能に支持する筐体4と、入力軸2から出力軸3に回転を伝達する入力側アンギュラ玉軸受(第1転がり軸受)5、出力側アンギュラ玉軸受(第2転がり軸受)6および保持部7と、が設けられている。

【0029】

なお、本実施形態の増減速装置1の潤滑油としては、トラクション油を用いることができる。トラクション油を用いた場合には、他の潤滑油を用いた場合と比較して、より大きな力を伝達することができる。

【0030】

30

図2は、図1の入力軸周辺の構成を説明する部分拡大図である。

入力軸2は、外部の駆動源によって回転駆動される略円柱状の部材であって、回転駆動力を入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6などに伝達するものである。

入力軸2は、図1および図2に示すように、回転軸線Lに沿って延びるとともに、その出力軸3側(図1の右側)は筐体4の内部に配置されている。さらに、入力軸2における出力軸3側の端部は、出力軸3の外輪支持部11の内側に配置されている。

【0031】

40

入力軸2と外輪支持部11との間には、出力側アンギュラ玉軸受6が設けられ、入力軸2と筐体4との間には、入力側アンギュラ玉軸受5が設けられている。さらに、入力軸2における出力側アンギュラ玉軸受6と入力側アンギュラ玉軸受5との間には、入力軸2の円周面から径方向外側に突出し、出力側アンギュラ玉軸受6の出力側内輪61および入力側アンギュラ玉軸受5の入力側内輪51と接触する鍔部2Aが設けられている。

言い換えると、入力軸2における出力軸3側の端部(図1の右側端部)には、左側に向かって順に、出力側アンギュラ玉軸受6の入力側内輪51と、鍔部2Aと、入力側アンギュラ玉軸受5の入力側内輪51と、が設けられている。

【0032】

図3は、図1の出力軸周辺の構成を説明する部分拡大図である。

出力軸3は、入力側アンギュラ玉軸受5や出力側アンギュラ玉軸受6などにより減速された回転速度で回転駆動される略円柱状の部材である。

出力軸3は、図1および図3に示すように、回転軸線Lに沿って延びるとともに、その

50

入力軸 2 側（図 1 の左側）は筐体 4 の内部に配置されている。さらに、出力軸 3 における入力軸 2 側の端部には、回転軸線 L を回転軸線とする略円筒状の外輪支持部（支持部）11 と、外輪支持部 11 の内周面側に予圧力を出力側アンギュラ玉軸受 6 に伝達する伝達面（伝達部）11A が設けられている。

伝達面 11A は、回転軸線 L に対して垂直方向に延びる略リング状の面であり、出力側アンギュラ玉軸受 6 の出力側外輪 62 と接触する面である。

【0033】

外輪支持部 11 と入力軸 2 との間には、図 2 に示すように、出力側アンギュラ玉軸受 6 が設けられ、出力軸 3 と筐体 4 との間には、図 3 に示すように、入力軸 2 側から順に第 1 支持軸受（第 3 転がり軸受）12 および第 2 支持軸受（第 4 転がり軸受）13 が設けられている。10

言い換えると、外輪支持部 11 の内周面には出力側外輪 62 が設けられ、出力軸 3 の円周面には、入力軸 2 側から順に、第 1 支持内輪 22 および第 2 支持内輪 25 が設けられている。

【0034】

第 1 支持軸受 12 および第 2 支持軸受 13 は、回転軸線 L 方向に間隔をあけて並んで配置されているとともに、出力軸 3 を回転軸線 L まわりに回転可能に支持する軸受である。

このようにすることで、出力軸 3 の回転軸線 L が振れる方向に働くモーメントは、第 1 支持軸受 12 および第 2 支持軸受 13 により受け止められるため、出力軸 3 を回転軸線 L まわりに安定して回転させることができる。20

【0035】

第 1 支持軸受 12 には、第 1 支持外輪 21、第 1 支持内輪 22 および第 1 支持転動体 23 が設けられている。第 2 支持軸受 13 には、第 2 支持外輪（第 4 外輪）24、第 2 支持内輪 25 および第 2 支持転動体 26 が設けられている。

【0036】

第 1 支持内輪 22 は、入力軸 2 側に向かって出力軸 3 から径方向外側に突出する段部 3A と接触して配置されている。

第 1 支持外輪 21 および第 2 支持外輪 24 は、筐体 4 に対して回転軸線 L に沿う方向に移動可能に設けられ、第 1 支持外輪 21 および第 2 支持外輪 24 の間には、第 2 支持外輪 24 に付加された予圧力を第 1 支持外輪 21 に伝達する予圧用リング 27 が配置されている。30

【0037】

本実施形態では、第 1 支持軸受 12 をアンギュラ玉軸受、第 2 支持軸受 13 を円筒コロ軸受に適用して説明する。

第 2 支持軸受 13 を円筒コロ軸受に適用することで、出力軸 3 の回転軸線 L が振れる方向に働くモーメントをより確実に受け止めることができ、出力軸 3 を回転軸線 L まわりに安定して回転させることができる。

さらに、予圧力は、第 2 支持外輪 24 から第 1 支持軸受 12 に伝達され、第 1 支持軸受 12 から出力軸 3 に伝達される。このとき、第 2 支持外輪 24 が、第 2 支持軸受 13 の転動体に対して回転軸線 L 方向に相対移動しても、第 2 支持軸受 13 は、転動体が略円筒状のコロ軸受であるため出力軸 3 を回転可能に支持し続けることができる。40

【0038】

筐体 4 は、図 1 から図 3 に示すように、入力軸 2 および出力軸 3 を回転軸線 L まわりに回転可能に支持するものである。

筐体 4 には、内部に入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 等が収納される蓋部 31 と、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に予圧を与える予圧部 32 と、蓋部 31 および予圧部 32 が取付けられる筐体本体 33 と、が設けられている。

【0039】

蓋部 31 は、図 1 および図 2 に示すように、筐体本体 33 の入力軸 2 側に取付けられる50

ことにより筐体本体33との間に円柱状の空間を形成し、形成された空間内に、外輪支持部11、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6などを収納するものである。

【0040】

蓋部31は、出力軸3側に開口を有する有底円筒状の部材であって、入力軸2側の端面には、入力軸2が挿通される貫通孔が形成されている。

蓋部31と入力軸2との間には、入力側アンギュラ玉軸受5が設けられ、蓋部31と外輪支持部11との間には、隙間が設けられている。言い換えると、蓋部31の内周面には、入力側外輪52が設けられ、外輪支持部11との間に外輪支持部11を回転可能とする隙間が形成されている。

10

【0041】

蓋部31には、入力側アンギュラ玉軸受5の入力外輪52と接触し、予圧力を受け止める受圧面(受圧部)31Aが設けられている。受圧面31Aは、出力軸3側に向かって径方向外側に延びるリング状の段差面である。

【0042】

予圧部32は、図1および図3に示すように、第1支持軸受12、第2支持軸受13、および、出力軸3を介して、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6に予圧力を付加し、予圧をかけるものである。

20

【0043】

予圧部32には、予圧を発生させる予圧ボルト41、第1押圧部42および第2押圧部43と、予圧を計測するロードセル44と、が設けられている。

【0044】

予圧ボルト41は、第1押圧部42および第2押圧部43とともに第1支持外輪21および第2支持外輪24を入力軸2側に押圧し、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6に与える予圧を発生させるものである。

予圧ボルト41は、第1押圧部42および第2押圧部43に形成された第1挿通孔45および第2挿通孔46に挿通され、筐体本体33のボルト孔48に螺合されるものである。

【0045】

第1押圧部42は、予圧ボルト41および第2押圧部43とともに第1支持外輪21および第2支持外輪24を入力軸2側に押圧し、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6に与える予圧を発生させるものである。

30

第1押圧部42は、出力軸3が挿通される孔が形成された板状の部材であって、第2押圧部43よりも出力軸3側(図3の右側)に配置されている。

第1押圧部42には、予圧ボルト41が挿通される第1挿通孔45が形成され、第2押圧部43との対向面にロードセル44が配置されている。

【0046】

第2押圧部43は、予圧ボルト41および第1押圧部42とともに第1支持外輪21および第2支持外輪24を入力軸2側に押圧し、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6に与える予圧を発生させるものである。

40

第2押圧部43は、出力軸3が挿通される孔が形成された板状の部材であって、第1押圧部42と筐体本体33との間に配置されている。

第2押圧部43には、予圧ボルト41が挿通される第2挿通孔46が形成され、筐体本体33との対向面には、第2支持外輪24を押圧する円筒部47が形成されている。

【0047】

ロードセル44は、第1押圧部42および第2押圧部43の間に配置され、入力側アンギュラ玉軸受5等に伝達される予圧を計測するものである。

なお、ロードセル44としては公知のものを用いることができ、特に限定されるものではない。

【0048】

50

上述の実施形態においては、ロードセル44を用いて予圧を測定する例に適用して説明したが、予圧ボルト41と、第1押圧部42との間にコイルバネなどの弾性部材を配置し、コイルバネの圧縮量に基づいて予圧を測定してもよく、特に限定するものではない。

【0049】

筐体本体33は、蓋部31および予圧部32が取付けられるとともに、入力軸2および出力軸3を回転軸線Lまわりに回転可能に支持するものである。

筐体本体33には、図1および図3に示すように、予圧ボルト41が螺合されるボルト孔48が形成されている。さらに、筐体本体33と出力軸3との間には、第1支持軸受12および第2支持軸受13が設けられ、第1支持軸受12と第2支持軸受13との間には予圧用リング27が設けられている。

10

【0050】

入力側アンギュラ玉軸受5は、図1および図2に示すように、蓋部31と入力軸2との間に設けられたアンギュラ玉軸受であって、出力側アンギュラ玉軸受6および保持部7とともに、入力軸2の回転速度を減速して出力軸3に伝達するものある。

【0051】

入力側アンギュラ玉軸受5には、入力側内輪(第1内輪)51と、入力側外輪(第1外輪)52と、入力側玉(第1転動体)53と、が設けられている。

入力側内輪51は、入力軸2の円周面上に設けられたリング状の部材である。

入力側内輪51における径方向外側には、入力側玉53が転走する入力側内側転走面(第1内側転走面)54が設けられている。入力側内側転走面54には、入力軸2から出力軸3に向かって径方向外側に傾斜する面、言い換えると予圧力を受ける面が設けられている。

20

【0052】

入力側外輪52は、蓋部31の内周面に設けられたリング状の部材であって、蓋部31の内周面に対して、例えば、締まりバメされるものである。

入力側外輪52における径方向内側には、入力側玉53が転走する入力側外側転走面(第1外側転走面)55が設けられている。入力側外側転走面55には、入力軸2から出力軸3に向かって径方向外側に傾斜する面、言い換えると予圧力を受ける面が設けられている。

【0053】

30

本実施形態では、入力側アンギュラ玉軸受5の接触角(第1接触角)1が約30°の場合に適用して説明する。

ここで、接触角1は、入力側玉53と入力側内側転走面54との接触点と、入力側玉53と入力側外側転走面55との接触点とを結んだ線である作用線と、ラジアル平面とのなす角である。

入力側アンギュラ玉軸受5は、作用線が回転軸線Lに向かって出力軸3側に傾斜するように配置されている。

【0054】

出力側アンギュラ玉軸受6は、図1および図2に示すように、外輪支持部11と入力軸2との間に設けられたアンギュラ玉軸受であって、入力側アンギュラ玉軸受5および保持部7とともに、入力軸2の回転速度を減速して出力軸3に伝達するものである。

40

【0055】

出力側アンギュラ玉軸受6には、出力側内輪(第2内輪)61と、出力側外輪(第2外輪)62と、出力側玉(第2転動体)63と、が設けられている。

出力側内輪61は、入力軸2の円周面上に設けられたリング状の部材であって、出力側内輪61における径方向外側には、出力側玉63が転走する出力側内側転走面(第2内側転走面)64が設けられている。出力側内側転走面64には、入力軸2から出力軸3に向かって径方向内側に傾斜する面、言い換えると予圧力を受ける面が設けられている。

【0056】

出力側外輪62は、外輪支持部11の内周面に設けられたリング状の部材であって、外

50

輪支持部 11 に対して、例えば、締まりバメされるものである。

出力側外輪 62 における径方向内側には、出力側玉 63 が転走する出力側外側転走面（第2外側転走面）65 が設けられている。出力側外側転走面 65 には、入力軸 2 から出力軸 3 に向かって径方向内側に傾斜する面、言い換えると予圧力を受ける面が設けられている。

【0057】

本実施形態では、出力側アンギュラ玉軸受 6 の接触角（第2接触角） θ_2 が約 40° の場合に適用して説明する。

ここで、接触角 θ_2 は、出力側玉 63 と出力側内側転走面 64 との接触点と、出力側玉 63 と出力側外側転走面 65 との接触点とを結んだ線である作用線と、ラジアル平面とのなす角である。

出力側アンギュラ玉軸受 6 は、作用線が回転軸線 L に向かって入力軸 2 側に傾斜するように配置されている。

【0058】

保持部 7 は、図 1 および図 2 に示すように、例えば銅合金などの材料から形成された略円筒状の部材であって、入力側玉 53 および出力側玉 63 を保持するものである。

銅合金を用いて保持部 7 を形成することにより、他の材料を用いた場合と比較して、保持部 7 の寿命が長くなり、伝達できるトルクが大きくなる。

【0059】

保持部 7 は、回転軸線 L に沿って延びる略円筒状の部材であり、回転軸線 L を中心として回転可能に構成されたものである。保持部 7 における入力軸 2 側の端部には、入力側玉 53 を保持する切欠き部が入力側玉 53 の数に応じて形成され、出力軸 3 側の端部には、出力側玉 63 を保持する切欠き部が出力側玉 63 の数に応じて形成されている。

【0060】

さらに、保持部 7 における入力側玉 53 および出力側玉 63 との摺動面には、潤滑性を有する樹脂、例えばポリ四フッ化エチレン（テフロン（登録商標））などが配置されている。このようにすることで、保持部 7 と入力側玉 53 および出力側玉 63 との間の摺動損失が低減される。

【0061】

次に、上記の構成からなる増減速装置 1 における作用について説明する。

まず、入力軸 2 から出力軸 3 への回転の伝達経路について説明する。

入力軸 2 の回転は、図 1 および図 2 に示すように、入力側アンギュラ玉軸受 5 の入力側内輪 51 を介して入力側玉 53 に伝達され、入力側玉 53 は回転軸線 L を中心として公転する。入力側玉 53 の公転は、保持部 7 を介して出力側アンギュラ玉軸受 6 の出力側玉 63 に伝達される。出力側玉 63 が回転軸線 L を中心として公転することにより、出力側外輪 62 に回転が伝達され、出力側外輪 62 から外輪支持部 11 を介して出力軸 3 に回転が伝達される。

【0062】

次に、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に対する予圧を与える方法について説明する。

予圧を与える場合には、図 1 および図 3 に示すように、予圧ボルト 41 を回転させることにより、第1押圧部 42 に対して入力軸 2 側（図 3 の左側）に働く力、（以下、「予圧力」と表記する。）を作用させる。予圧力は、第1押圧部 42 からロードセル 44 を介して第2押圧部 43 に伝達され、ロードセル 44 によってその大きさが測定される。

このようにすることで、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 にかかる予圧の大きさを知ることができる。

【0063】

第2押圧部 43 に伝達された予圧力は、第2押圧部 43 の円筒部 47 から第2支持外輪 24、予圧用リング 27 を介して第1支持外輪 21 に伝達される。第1支持外輪 21、予圧用リング 27 および第2支持外輪 24 は、筐体本体 33 に対して回転軸線 L 方向に移動

可能に配置されているため、予圧力は、第1支持外輪21まで伝達される。さらに、第2支持軸受13は円筒コロ軸受であるため、予圧力の伝達は阻害されない。

【0064】

第1支持外輪21に伝達された予圧力は、第1支持軸受12がアンギュラ玉軸受であるため、その作用線に沿って第1支持内輪22に伝達され、段部3Aから出力軸3に伝達される。

【0065】

出力軸3に伝達された予圧力は、図1および図2に示すように、伝達面11Aから出力側アンギュラ玉軸受6の出力側外輪62に伝達され、出力側アンギュラ玉軸受6に予圧が働くことになる。

10

さらに、予圧力は、出力側アンギュラ玉軸受6の作用線に沿って入力軸2の鍔部2Aに伝達された後、鍔部2Aから入力側アンギュラ玉軸受5の入力側内輪51に伝達され、入力側アンギュラ玉軸受5に予圧が働くことになる。

【0066】

次に、入力側アンギュラ玉軸受5および出力側アンギュラ玉軸受6における回転速度の減速について説明する。

図4は、図1における入力側アンギュラ玉軸受および出力側アンギュラ玉軸受の構成を説明する部分拡大図である。

【0067】

まず、入力側アンギュラ玉軸受5における入力側玉53の公転方向の回転速度は、以下の式(2)により表される。

$$n_3 = (F_1 \cdot n_1 + E_1 \cdot n_2) / (F_1 + E_1) \quad \dots \quad (2)$$

ここで、 n_1 は入力側内輪51の回転速度であり、 n_2 は入力側外輪52の回転速度であり、 n_3 は入力側玉53の公転方向の回転速度である。一方、 F_1 は入力側内輪51の軌道径であり、 E_1 は入力側外輪52の軌道径である(図4参照。)。

軌道径 F_1 は、入力側内側転走面54と入力側玉53との接触点に関する直径であって、この接触点の集合である円の直径である。同様に、軌道径 E_1 は入力側外側転走面55と入力側玉53との接触点に関する直径である。

【0068】

入力側外輪52は、蓋部31に配置され回転しないことから回転速度はゼロ($n_2 = 0$)となり、上述の式(2)は以下の式(3)として表される。

$$n_3 = (F_1 \cdot n_1) / (F_1 + E_1) \quad \dots \quad (3)$$

【0069】

一方、出力側アンギュラ玉軸受6における出力側玉63の公転方向の回転速度は、以下の式(4)により表される。

$$n_6 = (F_2 \cdot n_4 + E_2 \cdot n_5) / (F_2 + E_2) \quad \dots \quad (4)$$

ここで、 n_4 は出力側内輪61の回転速度であり、 n_5 は出力側外輪62の回転速度であり、 n_6 は出力側玉63の公転方向の回転速度である。一方、 F_2 は出力側内輪61の軌道径であり、 E_2 は出力側外輪62の軌道径である(図4参照。)。

軌道径 F_2 は、出力側内側転走面64と出力側玉63との接触点に関する直径であって、この接触点の集合である円の直径である。同様に、軌道径 E_2 は出力側外側転走面65と出力側玉63との接触点に関する直径である。

【0070】

したがって、出力側外輪62の回転速度は、以下の式(5)により表される。

$$n_5 = ((F_2 + E_2) n_6 + F_2 \cdot n_4) / E_2 \quad \dots \quad (5)$$

【0071】

入力側玉53および出力側玉63は保持部7により保持されつつ公転するため、両者の公転方向の回転速度は等しくなる($n_3 = n_6$)。そこで、式(3)を式(5)に代入して n_6 を消去すると、以下の式(6)が得られる。

$$n_5 = ((E_2 F_1 - E_1 F_2) / E_2 (F_1 + E_1)) n_1 \quad \dots \quad (6)$$

20

40

50

【0072】

入力軸2と出力軸3との間の回転速度比*i*、つまり減速比*i*は、上述の式(6)に基づいて、以下の式(7)によって表される。

$$\begin{aligned} i &= n_1 / n_5 \\ &= E_2 (F_1 + E_1) / (E_2 F_1 - E_1 F_2) \quad \dots \quad (7) \end{aligned}$$

【0073】

したがって、各軌道径F1, E1, F2, E2を調節することにより、様々な値の回転速度比*i*が実現される。回転速度比*i*の値としては、例えば、2.5や、10や、50や、100などの値を例示することができる。

さらに、式(7)における(E2F1 - E1F2)の符号を調節することにより、入力軸2および出力軸3を同方向に回転させるか、逆方向に回転させるかが制御される。 10

【0074】

次に、各軌道径F1, E1, F2, E2の値の調節方法について説明する。具体的には、各軌道径F1, E1と接触角1との関係と、各軌道径F2, E2と接触角2との関係について説明する。

【0075】

図4に示すように、各軌道径F1, E1と接触角1とは、以下の式(8)および式(9)の関係を有する。

$$\begin{aligned} F_1 &= D_{pw1} + (D_{w1} \cdot \cos 1) / 2 \quad \dots \quad (8) \\ E_1 &= D_{pw1} - (D_{w1} \cdot \cos 1) / 2 \quad \dots \quad (9) \end{aligned}$$

ここで、D_{pw1}は、入力側アンギュラ玉軸受5におけるピッチ円径であり、D_{w1}は、入力側玉53の直径である。 20

【0076】

同様に、各軌道径F2, E2と接触角2とは、以下の式(10)および式(11)の関係を有する。

$$\begin{aligned} F_2 &= D_{pw2} + (D_{w2} \cdot \cos 2) / 2 \quad \dots \quad (10) \\ E_2 &= D_{pw2} - (D_{w2} \cdot \cos 2) / 2 \quad \dots \quad (11) \end{aligned}$$

ここで、D_{pw2}は、出力側アンギュラ玉軸受6におけるピッチ円径であり、D_{w2}は、出力側玉63の直径である。 30

【0077】

上述の式(8)から式(11)から、ピッチ円径D_{pw1}, D_{pw2}と、入力側玉53の直径D_{w1}と、出力側玉63の直径D_{w2}とは変化しないため、接触角1や接触角2を調節することで、各軌道径F1, E1や、各軌道径F2, E2の値が調節されることが解る。

【0078】

したがって、入力側アンギュラ玉軸受5の接触角1、および、出力側アンギュラ玉軸受6の接触角2を調節することで、回転速度比*i*が調節される。

【0079】

上記の構成によれば、予圧部32から出力軸3に付加された予圧力は、伝達面11Aを介して出力側アンギュラ玉軸受6に伝達された後、出力側アンギュラ玉軸受6および入力側アンギュラ玉軸受5を介して筐体4の受圧面31Aに受け止められる。このとき、予圧部32および受圧面31Aはともに筐体4に設けられているため、出力側アンギュラ玉軸受6および入力側アンギュラ玉軸受5に確実に予圧力が付加され、トルク伝達に十分な予圧をかけることができる。 40

【0080】

出力軸3を入力軸2側に押圧することにより、出力側アンギュラ玉軸受6に予圧力を付加するため、出力側アンギュラ玉軸受6と、外輪支持部11および入力軸2との間で、回転軸線Lに沿う方向に相対移動させることなく、出力側アンギュラ玉軸受6に予圧がかけられる。同様に、入力側アンギュラ玉軸受5に予圧力を付加するため、入力側アンギュラ玉軸受5と、筐体4および入力軸2との間で、回転軸線Lに沿う方向に相対移動させるこ 50

となく、入力側アンギュラ玉軸受 5 に予圧をかけることができる。

【0081】

言い換えると、出力側アンギュラ玉軸受 6 を外輪支持部 11 および入力軸 2 に、入力側アンギュラ玉軸受 5 を筐体 4 および入力軸 2 に、それぞれ相対移動できない方法で取付けても入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 にトルク伝達に十分な予圧がかけられ、入力側アンギュラ玉軸受 5 および第 2 転がり軸受における滑りを防止することができる。

【0082】

具体的には、予圧部 32 から出力軸 3 に与えられた予圧力は、伝達面 11A を介して出力側アンギュラ玉軸受 6 の出力側外輪 62 に伝達される。出力側外輪 62 に伝達された予圧力は、出力側外側転走面 65、出力側玉 63 および出力側内側転走面 64 を介して出力側内輪 61 に伝達され、さらに、入力側アンギュラ玉軸受 5 の入力側内輪 51 に伝達される。

入力側内輪 51 に伝達された予圧力は、入力側内側転走面 54、入力側玉 53 および入力側外側転走面 55 を介して入力側外輪 52 に伝達される。入力側外輪 52 に伝達された予圧力は筐体 4 の受圧面 31A に受け止められる。

【0083】

入力側内輪 51 には受圧面 31A から予圧力とは反対向きに働く反力が伝達される。そのため、入力側玉 53 は入力側内輪 51 および入力側外輪 52 との間で圧縮される方向に押圧される。言い換えると、入力側玉 53 は入力側内側転走面 54 および入力側外側転走面 55 の間で押圧され、予圧がかけられる。

出力側内輪 61 には、入力側アンギュラ玉軸受 5 を介して受圧面 31A から反力が伝達される。そのため、出力側玉 63 は出力側内輪 61 および出力側外輪 62 との間で圧縮される方向に押圧される。言い換えると、出力側玉 63 は出力側内側転走面 64 および出力側外側転走面 65 の間で押圧され、予圧がかけられる。

【0084】

式(7)に示すように、出力側外側転走面 65 の軌道径 E2 と、入力側内側転走面 54 の軌道径 F1 との積と、入力側外側転走面 55 の軌道径 E1 と、出力側内側転走面 64 の軌道径 F2 との積との差の値を調節することにより、入力軸 2 の回転速度 n1 と出力軸 3 の回転速度 n2 との回転速度比 i を調節することができる。

【0085】

さらに、入力側アンギュラ玉軸受 5 の接触角 1、または、出力側アンギュラ玉軸受 6 の接触角 2 を調節して、各軌道径 F1, E1, F2, E2 の値を調節するため、略同じ体格の入力側アンギュラ玉軸受 5 または出力側アンギュラ玉軸受 6 を用いつつ、回転速度比 i を調節することができる。

【0086】

言い換えると、回転軸線 L を中心とした入力側玉 53 および出力側玉 63 の公転半径を略等しくしても、接触角 1 および接触角 2 を調節することにより、回転速度比 i を調節することができる。さらに、入力側玉 53 および出力側玉 63 の公転半径を略等しくできるため、保持部 7 を形成が容易な略円筒状の形状とすることができます。

【0087】

入力側アンギュラ玉軸受 5 を用いることで、入力側玉 53 と、第 1 内輪および第 1 外輪との接触、つまり、入力側内側転走面 54 および入力側外側転走面 55 との接触が点接触となる。同様に、出力側アンギュラ玉軸受 6 を用いることで、出力側玉 63 と、第 2 内輪および第 2 外輪との接触、つまり、出力側内側転走面 64 および出力側外側転走面 65 との接触が点接触となる。

そのため、転動体と転走面との接触が線接触である場合と比較して、入力側玉 53 や出力側玉 63 が転動する際の攪拌損失が小さくなることから、本実施形態の増減速装置 1 を、回転速度が高い領域における増減速に用いることができる。

【0088】

10

20

30

40

50

なお、上述の実施形態における増減速装置 1 の諸元としては、転動体である入力側玉 5 3 の玉径 $D_w 1$ および出力側玉 6 3 の玉径 $D_w 2$ が約 4.5 mm ($D_w 1 = D_w 2 = 4.5$ mm) 、入力側内輪 5 1 の軌道径 F_1 および入力側外輪 5 2 の軌道径 E_1 の平均値と、出力側内輪 6 1 の軌道径 F_2 および出力側外輪 6 2 の軌道径 E_2 の平均値と、がともに約 11 mm ($(F_1 + E_1) / 2 = (F_2 + E_2) / 2 = 11$ mm) 、接触角 α_1 が約 30° 、接触角 α_2 が約 40° であって、減速比 i が約 6.2 のものを例示することができるが、これに限定するものではない。

【0089】

なお、上述の実施形態においては、接触角 α_1 および接触角 α_2 を調節することにより、回転速度比 i を調節する例に適用して説明したが、入力側玉 5 3 の玉径 $D_w 1$ や、出力側玉 6 3 の玉径 $D_w 2$ を選定することにより回転速度比 i を調節してもよいし、軌道径 F_1 や軌道径 F_2 を選定することにより回転速度比 i を調節してもよく、特に限定するものではない。10

【0090】

上述の実施形態においては、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 を用いる例に適用して説明したが、アンギュラ玉軸受の代わりに深溝玉軸受を用いてもよく、特に限定するものではない。

【0091】

〔第2の実施形態〕

次に、本発明の第2の実施形態について図5から図7を参照して説明する。20

本実施形態の増減速装置の基本構成は、第1の実施形態と同様であるが、第1の実施形態とは、増減速に係る軸受の構成が異なっている。よって、本実施形態においては、図5から図7を用いて軸受周辺のみを説明し、その他の構成要素等の説明を省略する。

図5は、本実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

なお、第1の実施形態と同一の構成要素には、同一の符号を付してその説明を省略する。。

【0092】

増減速装置101には、図5に示すように、外部の駆動源(図示せず)により所定の回転速度で回転駆動される入力軸2と、所定の回転速度比*i*に基づいて減速された回転速度で回転される出力軸3と、入力軸2および出力軸3を回転軸線Lまわりに回転可能に支持する筐体4と、入力軸2から出力軸3に回転を伝達する入力側円すいコロ軸受(第1転がり軸受)105、出力側円すいコロ軸受(第2転がり軸受)106および保持部107と、が設けられている。30

【0093】

図6は、図5の入力側円すいコロ軸受および出力側円すいコロ軸受の構成を説明する部分拡大図である。

入力側円すいコロ軸受105は、図5および図6に示すように、蓋部31と入力軸2との間に設けられた円すいコロ軸受であって、出力側円すいコロ軸受106および保持部107とともに、入力軸2の回転速度を減速して出力軸3に伝達するものある。40

【0094】

入力側円すいコロ軸受105には、入力側内輪(第1内輪)151と、入力側外輪(第1外輪)152と、入力側円すいコロ(第1転動体)153と、が設けられている。

入力側内輪151は、入力軸2の円周面上に設けられたリング状の部材であって、入力側内輪151における径方向外側には、入力側円すいコロ153が転走する傾斜面である入力側内側転走面(第1内側転走面)154が設けられている。

入力側外輪152は、蓋部31の内周面上に設けられたリング状の部材であって、入力側外輪152における径方向内側には、入力側円すいコロ153が転走する傾斜面である入力側外側転走面(第1外側転走面)155が設けられている。

【0095】

出力側円すいコロ軸受106は、図5および図6に示すように、外輪支持部11と入力

軸 2 との間に設けられた円すいコロ軸受であって、入力側円すいコロ軸受 105 および保持部 107 とともに、入力軸 2 の回転速度を減速して出力軸 3 に伝達するものである。

【0096】

出力側円すいコロ軸受 106 には、出力側内輪（第 2 内輪）161 と、出力側外輪（第 2 外輪）162 と、出力側円すいコロ（第 2 転動体）163 と、が設けられている。

出力側内輪 161 は、入力軸 2 の円周面上に設けられたリング状の部材であって、出力側内輪 161 における径方向外側には、出力側円すいコロ 163 が転走する傾斜面である出力側内側転走面（第 2 内側転走面）164 が設けられている。

出力側外輪 162 は、外輪支持部 11 の内周面に設けられたリング状の部材であって、出力側外輪 162 における径方向内側には、出力側円すいコロ 163 が転走する傾斜面である出力側外側転走面（第 2 外側転走面）165 が設けられている。
10

【0097】

保持部 107 は、図 5 および図 6 に示すように、略円筒状の部材であって、入力側円すいコロ 153 および出力側円すいコロ 163 を保持するものである。

保持部 107 は、回転軸線 L に沿って延びる略円筒状の部材であって、入力軸 2 側の端部は、入力軸 2 方向（図 6 の左方向）に向かって回転軸線 L に近づく傾斜面を有し、出力軸 3 側の端部は、出力軸 3 方向（図 6 の右方向）に向かって回転軸線 L に近づく傾斜面を有するものである。

【0098】

さらに、保持部 107 における入力軸 2 側の端部には、入力側円すいコロ 153 を保持する切欠き部が入力側円すいコロ 153 の数に応じて形成され、出力軸 3 側の端部には、出力側円すいコロ 163 を保持する切欠き部が出力側円すいコロ 163 の数に応じて形成されている。
20

【0099】

上記の構成からなる増減速装置 101 における作用について説明する。

まず、入力軸 2 から出力軸 3 への回転の伝達経路について説明する。

入力軸 2 の回転は、図 5 および図 6 に示すように、入力側円すいコロ軸受 105 の入力側内輪 151 を介して入力側円すいコロ 153 に伝達され、入力側円すいコロ 153 は回転軸線 L を中心として公転する。入力側円すいコロ 153 の公転は、保持部 107 を介して出力側円すいコロ軸受 106 の出力側円すいコロ 163 に伝達される。出力側円すいコロ 163 が回転軸線 L を中心として公転することにより、出力側外輪 162 に回転が伝達され、出力側外輪 162 から外輪支持部 11 を介して出力軸 3 に回転が伝達される。
30

【0100】

入力側円すいコロ軸受 105 および出力側円すいコロ軸受 106 に対する予圧を与える方法については、第 1 の実施形態と同様であるのでその説明を省略する。

【0101】

次に、入力側円すいコロ軸受 105 および出力側円すいコロ軸受 106 における回転速度の減速について説明する。

図 7 は、図 6 における入力側円すいコロ軸受および出力側円すいコロ軸受の構成を説明する部分拡大図である。
40

【0102】

入力側円すいコロ軸受 105 および出力側円すいコロ軸受 106 における回転速度の減速を説明する式は、第 1 の実施形態における説明で用いた式と同様であるので、ここでは、各数値の定義についてのみ説明する。

【0103】

軌道径 F1 は、図 7 に示すように、入力側円すいコロ 153 における中央部と、入力側内側転走面 154 との接触点に関する直径であって、この接触点の集合である円の直径である。同様に、軌道径 E1 は、入力側円すいコロ 153 における中央部と、入力側外側転走面 155 との接触点に関する直径である。

【0104】

50

軌道径 F 2 は、出力側円すいコロ 1 6 3 における中央部と、出力側内側転走面 1 6 4 との接触点に関する直径であって、この接触点の集合である円の直径である。同様に、軌道径 E 2 は、出力側円すいコロ 1 6 3 における中央部と、出力側外側転走面 1 6 5 との接触点に関する直径である。

【 0 1 0 5 】

D p w 1 は、入力側円すいコロ 1 5 3 の中央におけるピッチ円径であり、D w 1 は、入力側円すいコロ 1 5 3 の中央断面における直径である。

D p w 2 は、出力側円すいコロ 1 6 3 の中央におけるピッチ円径であり、D w 2 は、出力側円すいコロ 1 6 3 の中央断面における直径である。

【 0 1 0 6 】

上記の構成によれば、入力側円すいコロ 1 5 3 と、入力側内側転走面 1 5 4 および入力側外側転走面 1 5 5 との接触や、出力側円すいコロ 1 6 3 と、出力側内側転走面 1 6 4 および出力側外側転走面 1 6 5 との接触が線接触となる。そのため、本実施形態の増減速装置 1 0 1 は、転動体と転走面との接触が点接触である場合と比較して、入力軸 2 と出力軸 3 との間における回転トルクの伝達面積が大きくなるため、大きなトルクを伝達することができる。

【 0 1 0 7 】

〔 第 3 の実施形態 〕

次に、本発明の第 3 の実施形態について図 8 から図 11 を参照して説明する。

本実施形態の増減速装置の基本構成は、第 1 の実施形態と同様であるが、第 1 の実施形態とは、増減速に係る軸受の周辺構成が異なっている。よって、本実施形態においては、図 8 から図 11 を用いて増減速に係る軸受の周辺構成のみを説明し、その他の構成要素等の説明を省略する。

図 8 は、本実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

なお、第 1 の実施形態と同一の構成要素には、同一の符号を付してその説明を省略する。

【 0 1 0 8 】

増減速装置 2 0 1 には、図 8 に示すように、外部の駆動源（図示せず）により所定の回転速度で回転駆動される入力軸 2 と、所定の回転速度比 i に基づいて減速された回転速度で回転される出力軸 3 と、入力軸 2 および出力軸 3 を回転軸線 L まわりに回転可能に支持する筐体 4 と、入力軸 2 から出力軸 3 に回転を伝達する入力側アンギュラ玉軸受 5 、出力側アンギュラ玉軸受 6 および保持部 7 と、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に与える予圧を調節するトルクカム 2 0 8 と、が設けられている。

【 0 1 0 9 】

図 9 は、図 8 のトルクカムの構成を説明する部分拡大図である。

トルクカム 2 0 8 は、図 8 および図 9 に示すように、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 の間に配置され、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に与える予圧を調節するものである。

トルクカム 2 0 8 には、図 9 に示すように、入力側カム部 2 1 1 と、出力側カム部 2 1 2 と、ガイドコロ 2 1 3 と、が設けられている。

【 0 1 1 0 】

入力側カム部 2 1 1 は、出力側カム部 2 1 2 およびガイドコロ 2 1 3 とともに、回転軸線 L に沿う方向に働く力を発生させる略円板状の部材である。入力側カム部 2 1 1 は、その中心軸線が回転軸線 L と略一致するとともに、入力側アンギュラ玉軸受 5 の入力側内輪 5 1 と接触して配置されている。

入力側カム部 2 1 1 における出力側カム部 2 1 2 と対向する面には、ガイドコロ 2 1 3 と接触するガイド溝 2 1 4 が形成されている。ガイド溝 2 1 4 には、その中央から両端部に向かって出力側カム部 2 1 2 に近づく傾斜面が形成されている。

【 0 1 1 1 】

出力側カム部 2 1 2 は、入力側カム部 2 1 1 およびガイドコロ 2 1 3 とともに、回転軸

10

20

30

40

50

線 L に沿う方向に働く力を発生させる略円板状の部材である。出力側カム部 212 は、その中心軸線が回軸線 L と略一致するとともに、出力側アンギュラ玉軸受 6 の出力側内輪 61 と接触して配置されている。

出力側カム部 212 における出力側カム部 212 と対向する面には、ガイドコロ 213 と接触するガイド溝 214 が形成されている。ガイド溝 214 には、その中央から両端部に向かって出力側カム部 212 に近づく傾斜面が形成されている。

【0112】

ガイドコロ 213 は、入力側カム部 211 および入力側カム部 211 とともに、回軸線 L に沿う方向に働く力を発生させるコロである。

ガイドコロ 213 は、入力側カム部 211 のガイド溝 214 と、入力側カム部 211 のガイド溝 214 との間に配置され、入力側カム部 211 および入力側カム部 211 に対して転動可能とされている。

【0113】

次に、トルクカムによる予圧の調節方法について説明する。

トルクカム 208 に回軸線 L まわりのトルクが付加されていない場合には、図 9 に示すように、予圧部 32 により予圧が与えられているため、ガイドコロ 213 はガイド溝 214 における溝深さが最も深い位置に移動する。

言い換えると、入力側カム部 211 と出力側カム部 212 とが最も接近した位置となる。

【0114】

図 10 は、図 9 のトルクカムによる予圧が増加された場合の状態を説明する部分拡大図である。

その後、トルクカム 208 に対して回軸線 L まわりのトルクが付加されると、図 10 に示すように、入力側カム部 211 と出力側カム部 212 との間の位相がずれる。つまり、入力側カム部 211 のガイド溝 214 と、出力側カム部 212 のガイド溝 214 との間に位相差が発生する。ガイドコロ 213 は、入力側カム部 211 および出力側カム部 212 に対して転動し、ガイド溝 214 の傾斜面と接することになる。

【0115】

ガイドコロ 213 により、入力側カム部 211 および出力側カム部 212 には互いに離れる方向の力が働く。

言い換えると、入力側カム部 211 には、回軸線 L に沿って入力軸 2 側（図 10 の左側）に向かう力が働き、この力は入力側アンギュラ玉軸受 5 の入力側内輪 51 に伝達される。出力側カム部 212 には、回軸線 L に沿って出力軸 3 側（図 10 の右側）に向かう力が働き、この力は出力側アンギュラ玉軸受 6 の出力側内輪 61 に伝達される。

【0116】

このようにして、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 には、互いに離れる方向の力が働き、この力により、予圧が大きくなる。

トルクカム 208 により入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に与えられる予圧は、トルクカム 208 与えられるトルクの値の大きさに略比例する。

【0117】

上記の構成によれば、増減速装置 201 に付加されるトルクの値の大きさに応じて、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に与えられる予圧が自動的に調節される。そのため、予圧部 32 のみで入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 に与える予圧を調節する方法と比較して、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 におけるすべり等を確実に防止することができる。

【0118】

図 11 は、図 8 の増減速装置の別の実施形態を説明する模式図である。

なお、上述の実施形態では、入力側アンギュラ玉軸受 5 および出力側アンギュラ玉軸受 6 を備えた増減速装置 201 にトルクカム 208 を適用した例について説明したが、図 11 に示すように、入力側円すいコロ軸受 105 および出力側円すいコロ軸受 106 を備え

10

20

30

40

50

た増減速装置 201 にトルクカム 208 を適用してもよく、特に限定するものではない。

【0119】

〔第4の実施形態〕

次に、本発明の第4の実施形態について図12および図13を参照して説明する。

本実施形態の増減速装置の基本構成は、第1の実施形態と同様であるが、第1の実施形態とは、複合遊星式の構成を採用している点が異なっている。よって、本実施形態においては、図12および図13を用いて異なる構成要素のみを説明し、その他の構成要素等の説明を省略する。

図12は、本実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

なお、第1の実施形態と同一の構成要素には、同一の符号を付してその説明を省略する。

10

【0120】

増減速装置301には、図12に示すように、外部の駆動源(図示せず)により所定の回転速度で回転駆動される入力軸2と、所定の回転速度比iに基づいて減速された回転速度で回転される出力軸3と、入力軸2および出力軸3を回転軸線Lまわりに回転可能に支持する筐体4と、入力軸2から出力軸3に回転を伝達する入力側遊星コロ部305、出力側遊星コロ部306および遊星ピン(保持部)307と、が設けられている。

【0121】

図13は、図12の入力側遊星コロ部および出力側遊星コロ部の構成を説明する部分拡大図である。

20

入力側遊星コロ部305は、図12および図13に示すように、筐体4と入力軸2との間に設けられた遊星コロであって、出力側遊星コロ部306および遊星ピン307とともに、入力軸2の回転速度を減速して出力軸3に伝達するものある。

【0122】

入力側遊星コロ部305は、入力軸2の円周面上に設けられた入力側内側転走面(第1内側転走面)354と、入力側外側転走面(第1外側転走面)355が形成された入力側外輪352と、入力側遊星コロ(第1転動体)353と、を有している。

【0123】

入力側内側転走面354は入力軸2の円周面上に設けられた面であって、入力側遊星コロ353が転走する面である。入力側外側転走面355は入力側外輪352の内周面上に設けられた面であって、入力側遊星コロ353が転走する面である。入力側外輪352は筐体4に配置されたものである。

30

【0124】

入力側遊星コロ353は、入力側内側転走面354および入力側外側転走面355の間を転送する略円筒状の部材であって、遊星ピン307を介して出力側遊星コロ363と接続されているものである。

【0125】

出力側遊星コロ部306は、図12および図13に示すように、外輪支持部11と入力軸2との間に設けられた遊星コロであって、入力側遊星コロ部305および遊星ピン307とともに、入力軸2の回転速度を減速して出力軸3に伝達するものである。

40

【0126】

出力側遊星コロ部306は、入力軸2の円周面上に設けられた出力側内側転走面(第2内側転走面)364と、出力側外側転走面(第2外側転走面)365が形成された出力側外輪362と、出力側遊星コロ(第2転動体)363と、を有している。

【0127】

出力側内側転走面364は入力軸2の円周面上に設けられた面であって、出力側遊星コロ363が転走する面である。出力側外側転走面365は出力側外輪362の内周面上に設けられた面であって、出力側遊星コロ363が転走する面である。出力側外輪362は外輪支持部11に配置されたものである。

【0128】

50

出力側遊星コロ 363 は、出力側内側転走面 364 および出力側外側転走面 365 の間を転送する略円筒状の部材であって、遊星ピン 307 を介して入力側遊星コロ 353 と接続されているものである。

【0129】

遊星ピン 307 は、図 12 および図 13 に示すように、略円柱状の部材であって、入力側遊星コロ 353 および出力側遊星コロ 363 を保持するものである。

遊星ピン 307 は回転軸線 L に沿って延び、入力軸 2 側の端部に入力側遊星コロ 353 が配置され、出力軸 3 側の端部に出力側遊星コロ 363 が配置されている。入力側遊星コロ 353 および出力側遊星コロ 363 は、遊星ピン 307 とともに回転軸線 L のまわりを公転可能に配置されている。

10

【0130】

上記の構成からなる増減速装置 301 における作用について説明する。

まず、入力軸 2 から出力軸 3 への回転の伝達経路について説明する。

入力軸 2 の回転は、図 12 および図 13 に示すように、入力側遊星コロ部 305 の入力側内側転走面 354 を介して入力側遊星コロ 353 に伝達され、入力側遊星コロ 353 は回転軸線 L を中心として公転する。入力側遊星コロ 353 の公転は、遊星ピン 307 を介して出力側遊星コロ部 306 の出力側遊星コロ 363 に伝達される。出力側遊星コロ 363 が回転軸線 L を中心として公転することにより、出力側外輪 362 に回転が伝達され、出力側外輪 362 から外輪支持部 11 を介して出力軸 3 に回転が伝達される。

【0131】

20

次に、入力側遊星コロ部 305 および出力側遊星コロ部 306 における回転速度の減速について説明する。

入力側遊星コロ部 305 および出力側遊星コロ部 306 における回転速度の減速を説明する式は、第 1 の実施形態における説明で用いた式において、接触角 α_1 および接触角 α_2 がゼロである場合 ($\alpha_1 = 0, \alpha_2 = 0$) と同様であるので、ここでは、各数値の定義についてのみ説明する。

【0132】

軌道径 F1 は、図 13 に示すように、入力側遊星コロ 353 と、入力側内側転走面 354 との接触部に関する直径であって、入力側内側転走面 354 の直径である。同様に、軌道径 E1 は、入力側外側転走面 355 の直径である。

30

【0133】

軌道径 F2 は、出力側遊星コロ 363 と、出力側内側転走面 364 との接触部に関する直径であって、出力側内側転走面 364 の直径である。同様に、軌道径 E2 は、出力側外側転走面 365 の直径である。

【0134】

D_{PW1} は、入力側遊星コロ 353 のピッチ円径であり、D_{W1} は、入力側遊星コロ 353 の直径である。

D_{PW2} は、出力側遊星コロ 363 のピッチ円径であり、D_{W2} は、出力側遊星コロ 363 の直径である。ここでは、入力側遊星コロ 353 と出力側遊星コロ 363 とのピッチ円径は略等しくなっている。

40

【0135】

上記の構成によれば、入力側内側転走面 354 および出力側内側転走面 364 を備える部品を備える部品等を別個に設ける場合と比較して、必要になる部品点数を少なくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0136】

【図 1】本発明の第 1 の実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

【図 2】図 1 の入力軸周辺の構成を説明する部分拡大図である。

【図 3】図 1 の出力軸周辺の構成を説明する部分拡大図である。

【図 4】図 1 における入力側アンギュラ玉軸受および出力側アンギュラ玉軸受の構成を説

50

明する部分拡大図である。

【図5】本発明の第2の実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

【図6】図5の入力側円すいコロ軸受および出力側円すいコロ軸受の構成を説明する部分拡大図である。

【図7】図6における入力側円すいコロ軸受および出力側円すいコロ軸受の構成を説明する部分拡大図である。

【図8】本発明の第3の実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

【図9】図8のトルクカムの構成を説明する部分拡大図である。

【図10】図9のトルクカムによる予圧が増加された場合の状態を説明する部分拡大図である。

10

【図11】図8の増減速装置の別の実施形態を説明する模式図である。

【図12】本発明の第4の実施形態に係る増減速装置の構成を説明する模式図である。

【図13】図12の入力側遊星コロ部および出力側遊星コロ部の構成を説明する部分拡大図である。

【符号の説明】

【0137】

1, 101, 201, 301 増減速装置

2 入力軸(第1回転軸)

3 出力軸(第2回転軸)

4 筐体

20

5, 105 入力側アンギュラ玉軸受(第1転がり軸受)

6, 106 出力側アンギュラ玉軸受(第2転がり軸受)

7, 107 保持部

11 外輪支持部(支持部)

11A 伝達面(伝達部)

12 第1支持軸受(第3転がり軸受)

13 第2支持軸受(第4転がり軸受)

24 第2支持外輪(第4外輪)

31A 受圧面(受圧部)

32 予圧部

30

51, 151 入力側内輪(第1内輪)

52, 152 入力側外輪(第1外輪)

53 入力側玉(第1転動体)

54, 154, 354 入力側内側転走面(第1内側転走面)

55, 155, 355 入力側外側転走面(第1外側転走面)

61, 161 出力側内輪(第2内輪)

62, 162 出力側外輪(第2外輪)

63 出力側玉(第2転動体)

64, 164, 364 出力側内側転走面(第2内側転走面)

65, 165, 365 出力側外側転走面(第2外側転走面)

40

153 入力側円すいコロ(第1転動体)

163 出力側円すいコロ(第2転動体)

307 遊星ピン(保持部)

353 入力側遊星コロ(第1転動体)

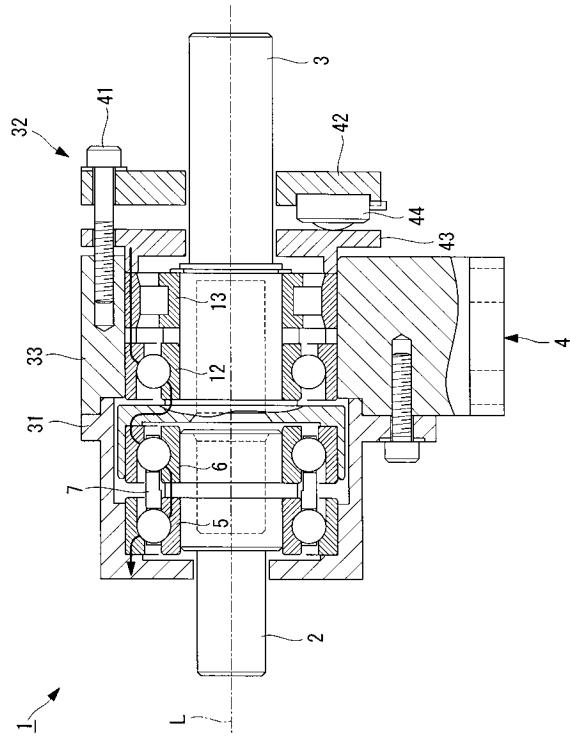
363 出力側遊星コロ(第2転動体)

L 回転軸線

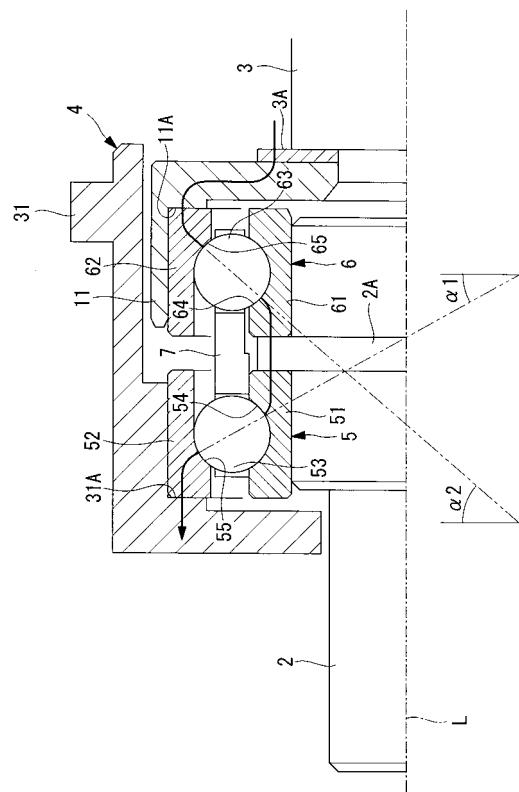
1 接触角(第1接触角)

2 接触角(第2接触角)

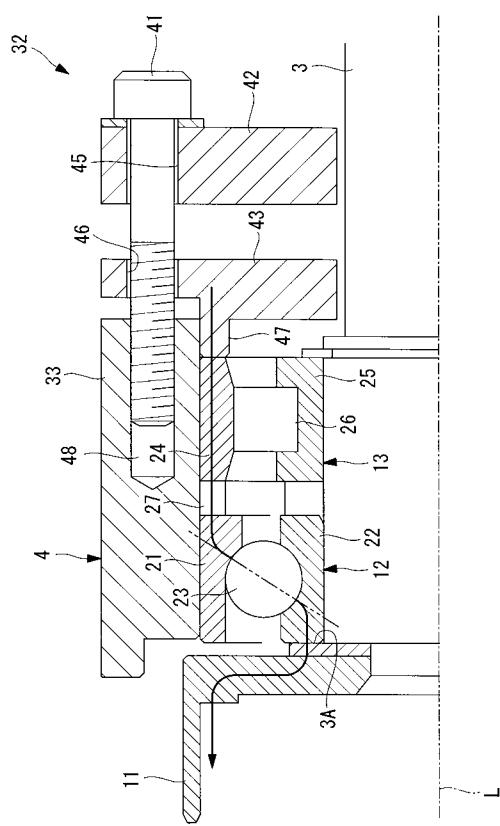
【図1】



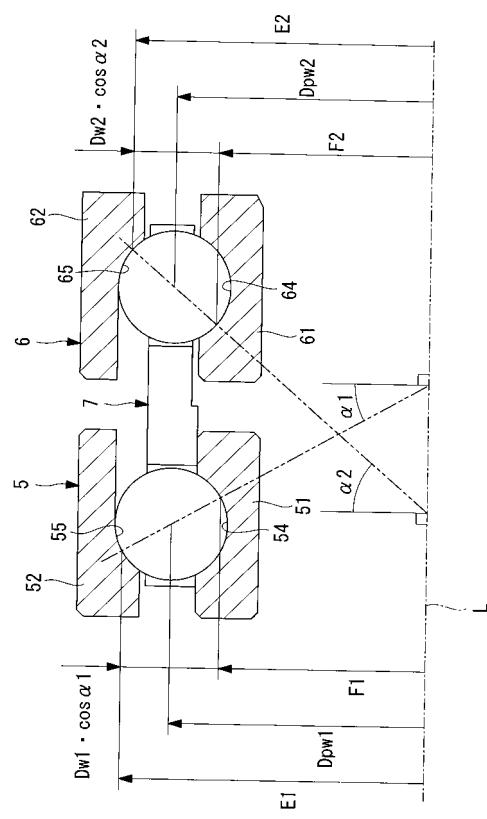
【図2】



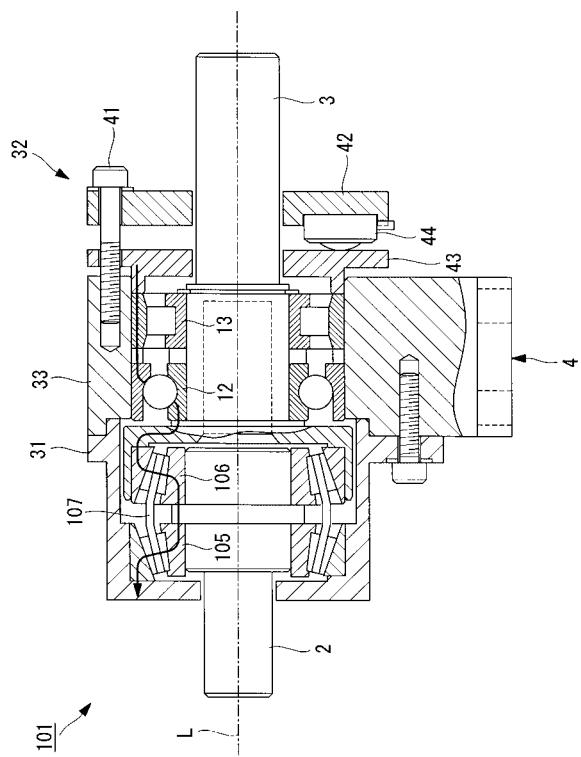
【図3】



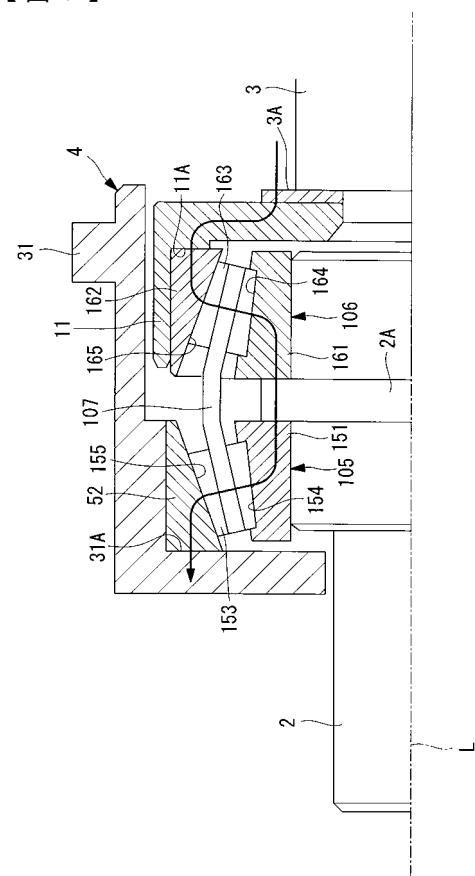
【図4】



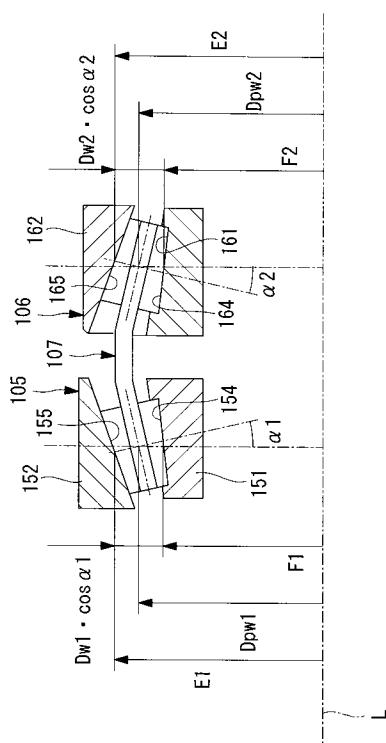
【 図 5 】



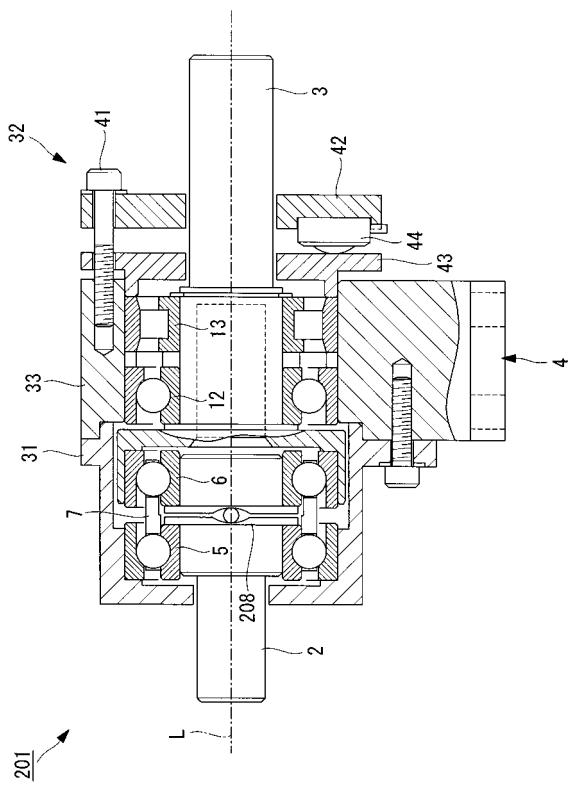
【 図 6 】



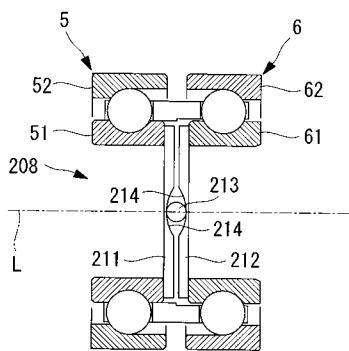
【図7】



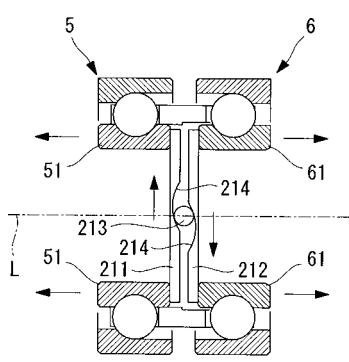
【図8】



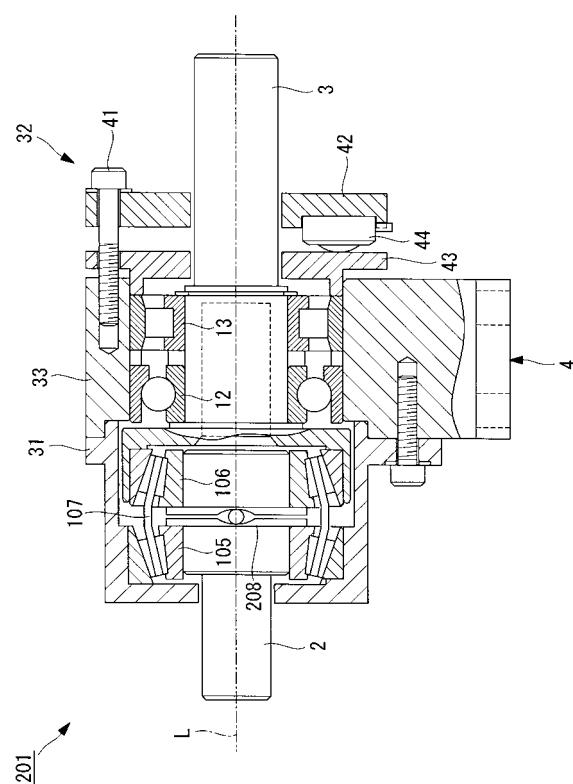
【図9】



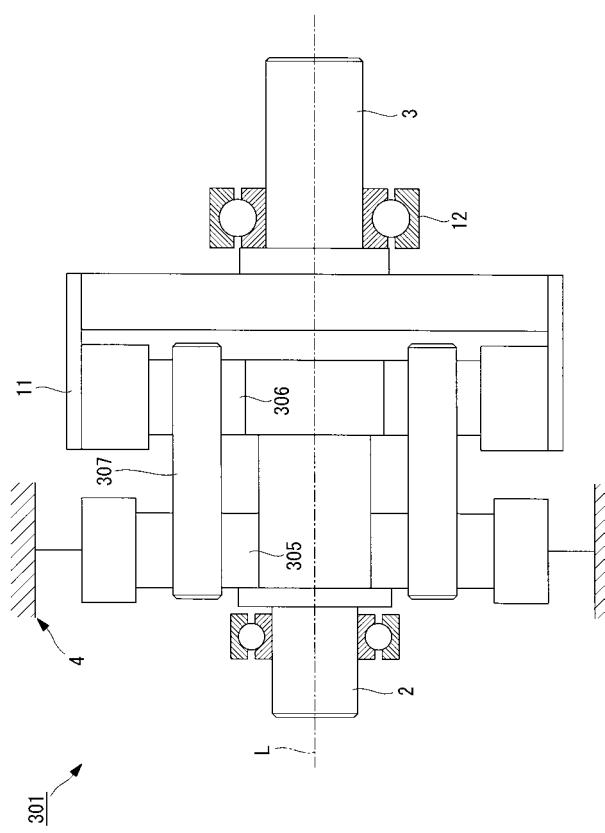
【図10】



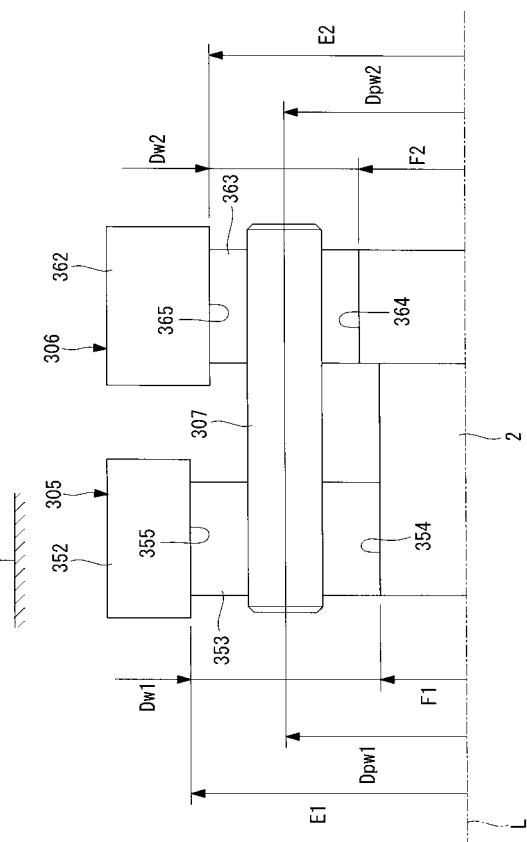
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 16 C 35/07 (2006.01) F 16 C 35/07
F 16 H 13/08 M

(72)発明者 吉見 壮司
長崎県長崎市深堀町五丁目717番1号 三菱重工業株式会社 長崎研究所内

(72)発明者 園部 浩之
滋賀県栗東市六地蔵130番地 三菱重工業株式会社 工作機械事業部内

(72)発明者 塩津 勇
滋賀県栗東市六地蔵130番地 三菱重工業株式会社 工作機械事業部内

(72)発明者 松本 將
福岡県北九州市若松区ひびきの2-7 学校法人早稲田大学大学院情報生産システム研究科内

審査官 広瀬 功次

(56)参考文献 米国特許第6406399(US, B1)
特開2003-278866(JP, A)
特開2003-336705(JP, A)
特開平04-054359(JP, A)
特開昭53-064881(JP, A)
特開平06-094092(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 16 H 13/00 - 13/14