

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5479357号
(P5479357)

(45) 発行日 平成26年4月23日(2014.4.23)

(24) 登録日 平成26年2月21日(2014.2.21)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 1/32 (2006.01) F 1 6 H 1/32 A

請求項の数 2 (全 16 頁)

| | |
|--|--|
| <p>(21) 出願番号 特願2010-536725 (P2010-536725) (86) (22) 出願日 平成21年9月30日 (2009.9.30) (86) 国際出願番号 PCT/JP2009/067052 (87) 国際公開番号 W02010/052978 (87) 国際公開日 平成22年5月14日 (2010.5.14) 審査請求日 平成24年8月20日 (2012.8.20) (31) 優先権主張番号 特願2008-284396 (P2008-284396) (32) 優先日 平成20年11月5日 (2008.11.5) (33) 優先権主張国 日本国 (JP)</p> | <p>(73) 特許権者 503405689 ナブテスコ株式会社 東京都千代田区平河町二丁目7番9号 (74) 代理人 110000110 特許業務法人快友国際特許事務所 (72) 発明者 三好 洋之 三重県津市片田町壱町田594番地 ナブ テスコ株式会社 津工場内 審査官 大内 俊彦</p> |
|--|--|

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 歯車伝動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内歯歯車と、

内歯歯車に同軸に支持されているとともに、内歯歯車の軸線に沿って延びている係止孔が形成されているキャリアと、

キャリアに偏心回転可能に支持されているとともに、前記係止孔の一部に重なる貫通孔が形成されており、内歯歯車と噛み合いながら偏心回転する外歯歯車と、

前記係止孔と前記貫通孔に遊嵌してトルクピンと、
 を備えており、

外歯歯車が偏心回転するときに、トルクピンが、前記係止孔と前記貫通孔の双方に接しながら、前記係止孔と前記貫通孔の双方に対して転がることを特徴とする歯車伝動装置。

10

【請求項2】

前記係止孔の直径を R_1 とし、

前記係止孔の内周面とトルクピンとの間の隙間の最大長を d_1 とし、

前記貫通孔の直径を R_2 とし、

前記貫通孔の内周面とトルクピンとの間の隙間の最大長を d_2 とし、

キャリアの軸線から外歯歯車の中心までのオフセット量を d_3 としたときに、

下記式(式1)と(式2)

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (式1)$$

$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (式2)$$

20

の双方が成立していることを特徴とする請求項 1 の歯車伝動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本出願は、2008年11月5日に出願された日本国特許出願第2008-284396号に基づく優先権を主張する。その出願の全ての内容は、この明細書中に参照により援用されている。本出願は、偏心揺動型の歯車伝動装置に関する。特に、バックラッシを低減した偏心揺動型の歯車伝動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

内歯歯車と、内歯歯車に噛み合う外歯歯車と、外歯歯車を偏心回転可能に支持するキャリアとを備える偏心揺動型の歯車伝動装置が知られている。キャリアは、内歯歯車と同軸に支持されている。この歯車伝動装置は、外歯歯車の偏心回転に伴って、キャリアと内歯歯車が相対的に回転する。

【0003】

キャリアは、クランクシャフトを備えている。外歯歯車は、そのクランクシャフトの回転によって偏心回転する。クランクシャフトがキャリアと同軸に配置されている場合、外歯歯車からキャリアにトルクを伝達するためのトルクピンが採用されることがある。トルクピンは、キャリアの軸線からオフセットした位置でキャリアに固定されている。そのトルクピンは、外歯歯車に設けられた貫通孔を通過している。外歯歯車に設けられた貫通孔の径はトルクピンの径よりも大きいので、外歯歯車の偏心回転が許容される。クランクシャフトが回転すると、トルクピンが外歯歯車に設けられた貫通孔の内周面に接しながら、トルクピン(キャリア)と外歯歯車が相対的に偏心回転する。トルクピンと外歯歯車の接点で、トルクが外歯歯車からキャリアに伝達される。そのような歯車伝動装置が、例えば日本国特許公開公報2006-71017号に開示されている。以下の説明では、日本国特許公開公報2006-71017号を特許文献1と称する。なお、本明細書では、孔を形成する壁面のことを「孔の内周面」と呼ぶ。

【0004】

特許文献1の歯車伝動装置では、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を低減するために、リング部材が、トルクピンの外周に嵌められている。リング部材は、外歯歯車に対して、転がり軸受と同等に機能する。他方、リング部材は、その内周面でトルクピンに接するので、キャリアに対して、すべり軸受と同等に機能する。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献1の歯車伝動装置では、リング部材をすべり軸受と同等に機能させるために、リング部材とトルクピンの間に必ずクリアランスを設ける必要がある。このクリアランスは、バックラッシの原因となる。本明細書は、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を増大することなくリング部材を不要とすることにより、歯車伝動装置のバックラッシを低減する技術を提供する。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本明細書が開示する歯車伝動装置は、内歯歯車と、内歯歯車に噛み合う外歯歯車と、外歯歯車を偏心回転可能に支持しているキャリアとを備える。キャリアは、内歯歯車と同軸に支持されている。キャリアには、内歯歯車の軸線に沿って延びている係止孔が形成されている。外歯歯車には、内歯歯車の軸線に沿って見たときに、貫通孔が、係止孔の一部と重なるように形成されている。この歯車伝動装置は、上記の係止孔と貫通孔が形成されているとともに、係止孔と貫通孔に遊嵌しているトルクピンを備えていることを特徴とする。トルクピンが係止孔と貫通孔の双方に遊嵌しているので、外歯歯車の偏心回転が許容される。

10

20

30

40

50

【0007】

上記の歯車伝動装置では、外歯歯車の貫通孔を通過するトルクピンが、キャリアの係止孔に遊嵌している。外歯歯車が偏心回転するとき、トルクピンの外周面が、その中心を挟んで径方向に対向する2箇所係止孔と貫通孔に接する。すなわち、このトルクピンは、キャリアに対して転がり軸受と同等に機能するとともに、外歯歯車に対しても転がり軸受と同等に機能する。転がり軸受に必要とされるクリアランスは、すべり軸受に必要とされるクリアランスよりも小さい。従ってこの歯車伝動装置は、リング部材を採用した特許文献1の歯車伝動装置に比べ、キャリアと外歯歯車の間のクリアランスを小さくすることができる。この歯車伝動装置は、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を増大することなくリング部材を不要とすることにより、バックラッシュを低減することができる。

10

【0008】

係止孔と貫通孔とトルクピンは、次の関係を満足していてもよい。係止孔の直径を R_1 とし、係止孔の内周面とトルクピンの外周面との間のギャップの最大長を d_1 とし、貫通孔の直径を R_2 とし、貫通孔の内周面とトルクピンの外周面とのギャップの最大長を d_2 とし、キャリアの軸線から外歯歯車の中心までのオフセット量を d_3 としたときに次の2つの式、

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (\text{式1})$$

及び、

$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (\text{式2})$$

の双方が成立している。式1と式2の双方が同時に成立する場合、トルクピンが貫通孔と係止孔の両者に対して転がり軸受として機能することが、幾何学的に保証される。すなわち、トルクピンが貫通孔と係止孔の両者に接しながら滑ることなく回転可能であることが、幾何学的に保証される。

20

【発明の効果】

【0009】

本明細書に開示する技術は、バックラッシュの発生が低減された歯車伝動装置を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】第1実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

30

【図2】図1のII-II線に沿った断面図を示す。

【図3】第1実施例の歯車伝動装置の部分拡大図を示す。

【図4】トルクピンの動きについて説明する図を示す。

【図5】第2実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

【図6】図5のVI-VII線に沿った断面図を示す。

【図7】第2実施例の歯車伝動装置の部分拡大図を示す。

【図8】第3実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

【図9】第4実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

【図10】図9のX-X線に沿った断面図を示す。

【図11】第5実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

40

【図12】第6実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

【図13】図12のXIII-XIII線に沿った断面図を示す。

【実施例】

【0011】

実施例を説明する前に、各実施例の技術的特徴のいくつかを記す。なお、主要な技術的特徴は、各実施例の説明に含まれている。

(特徴1) 歯車伝動装置100、200、300、400及び500では、トルクピンに、自身の軸線に沿った貫通孔が形成されている。

(特徴2) キャリアは、一对の対向するプレートと、双方のプレートを連結するキャリアピンから構成されている。歯車伝動装置200、300、400及び500では、キャリ

50

アピンが、トルクピンの貫通孔内を通過している。

(特徴3) キャリアには、内歯歯車の軸線に沿って延びている複数の係止孔が、周方向に並んで形成されている。

(特徴4) 内歯歯車の軸線に沿って見たときに、外歯歯車には、複数の係止孔の夫々に対応する位置に、夫々貫通孔が形成されている。

(特徴5) 歯車伝動装置200及び400では、キャリアの係止孔を横断する断面におけるトルクピンの直径が、外歯歯車の第1貫通孔を横断する断面におけるトルクピンの直径よりも小さい。

(特徴6) 歯車伝動装置100、300、500及び600では、キャリアの係止孔の径が、外歯歯車の第1貫通孔の径に等しい。

【0012】

(第1実施例)

図1は、歯車伝動装置100の要部断面図を示す。図2は、図1のII-II線に沿った断面図を示す。図3は、図1におけるトルクピン22付近の部分拡大図を示す。なお、図1は、図2のI-I線に沿った断面に相当する。図1と図2に示すように、歯車伝動装置100は、内歯歯車42とキャリア2と外歯歯車12とクランクシャフト8を備えている。なお、詳細は後述するが、キャリア2は、キャリア上部プレート2a、キャリア下部プレート2c及びキャリアピン2bから構成されている。外歯歯車12は、薄肉部12aと厚肉部12bを有している。厚肉部12bは、後述するトルクピン22の径方向の外側に形成されている。さらに詳細は後述するが、歯車伝動装置100は、外歯歯車12が偏心回転することにより、キャリア2を内歯歯車42に対して回転させる。すなわち、歯車伝動装置100は偏心揺動型であり、コンパクトでありながら大きなトルクを出力することができる。そのため、歯車伝動装置100は、産業用ロボットの関節等に好適に使用することができる。

【0013】

内歯歯車42は、歯車伝動装置100のケースの内周面に複数の内歯ピン20を配置することによって形成される。以下の説明では、内歯歯車42と同じ符号を用いてケース42と呼ぶことがある。キャリア2は、キャリア上部プレート2aとキャリア下部プレート2cとキャリアピン2bから構成されている。キャリア上部プレート2aとキャリア下部プレート2cは、対向しているとともに、キャリアピン2bを介して連結されている。キャリアピン2bは、キャリア上部プレート2aと一体に形成されている。キャリア2は、一对のアンギュラ玉軸受38によって、ケース42に回転可能に支持されている。キャリア2の軸線は、内歯歯車42の軸線32に等しい。

【0014】

クランクシャフト8は、一对の深溝玉軸受4によって、キャリア2に支持されている。クランクシャフト8の軸線は、内歯歯車42の軸線32に等しい。クランクシャフト8には、偏心体36が設けられている。偏心体36は、針状ころ軸受10を介して、外歯歯車12に係合している。そのため、外歯歯車12の軸線34は、内歯歯車42の軸線32から距離 d_3 だけオフセットしている。クランクシャフト8が回転すると、外歯歯車12は、内歯歯車42と噛み合いながら偏心回転する。外歯歯車12の歯数は、内歯歯車42の歯数(内歯ピン20の数)と異なっている。そのため、クランクシャフト8が回転すると、外歯歯車12が内歯歯車(ケース)42に対して相対回転する。上記したように、クランクシャフト8がキャリア2に支持されており、クランクシャフト8に設けられている偏心体36に外歯歯車12に係合しているため、外歯歯車12がキャリア2に支持されているとすることができる。歯車伝動装置100は、センタークランク式の歯車伝動装置である。

【0015】

図2に示すように、外歯歯車12の周方向に、複数の第1貫通孔24と複数の第2貫通孔40が形成されている。第1貫通孔24と第2貫通孔40は、交互に形成されている。第1貫通孔24にはトルクピン22が遊嵌しており、第2貫通孔40にはキャリアピン2

10

20

30

40

50

bが遊嵌している。なお、トルクピン22は第1貫通孔24の内周面に接しており、キャリアピン2bは第2貫通孔40の内周面に接していない。そのため、外歯歯車12が内歯歯車42に対して相対回転するとき、キャリアピン2bは、外歯歯車12からキャリア2へ回転トルクを伝達することには貢献しない。図1に示すように、トルクピン22は、キャリア2に形成されている係止孔14にも遊嵌している。係止孔14は、軸線32に沿って延びている。なお、図示は省略するが、複数の係止孔14が、キャリア2の周方向に沿って並んで形成されている。トルクピン22は、止め部材(ワッシャ)18によって、軸線32方向への移動が規制されている。

【0016】

上記したように、トルクピン22は、キャリア2の係止孔14と外歯歯車12の第1貫通孔24に遊嵌している。そのため、外歯歯車12が偏心回転すると、外歯歯車12とキャリア2が、一体となってケース42に対して相対回転する。外歯歯車12がケース42に対して相対回転すると、外歯歯車12の回転トルクが、トルクピン22を介してキャリア2に伝達される。その結果、キャリア2がケース42に対して相対回転する。なお、上記したように、外歯歯車12には、複数の第1貫通孔24が形成されている。複数の第1貫通孔24の夫々は、複数の係止孔14の夫々に対応する位置に形成されている。

【0017】

図3を参照し、トルクピン22について詳細に説明する。トルクピン22の中心を挟んで径方向の一方側が、係止孔14の内周面に接している。このとき、トルクピン22の中心を挟んで径方向の他方側が、第1貫通孔24の内周面に接している。別言すると、トルクピン22の径方向の両サイドが、キャリア2と外歯歯車12で挟持されている。そのため、トルクピン22の軸線は、軸線32に平行である。なお、距離 d_1 は、係止孔14を横断する断面における、トルクピン22の直径と係止孔14の直径 R_1 との差を示す。距離 d_1 が、係止孔14の内周面とトルクピン22との間の隙間の最大長に相当する。距離 d_2 は、第1貫通孔24を横断する断面における、トルクピン22の直径と第1貫通孔24の直径 R_2 との差を示す。距離 d_2 が、第1貫通孔24の内周面とトルクピン22との間の隙間の最大長に相当する。なお、歯車伝動装置100では、係止孔14の直径 R_1 が、第1貫通孔24の直径 R_2 に等しい。また、トルクピン22の直径(外径)が、軸線32方向(図1を参照)の全体に亘って等しい。すなわち、係止孔14を横断する断面におけるトルクピン22の直径が、第1貫通孔24を横断する断面におけるトルクピン22の直径に等しい。その結果、歯車伝動装置100では、距離 d_1 と距離 d_2 が等しい。また、外歯歯車12の軸線34と内歯歯車42の軸線32のオフセット距離 d_3 (図1を参照)は、距離 d_1 と距離 d_2 の夫々に等しいといえる。別言すると、歯車伝動装置100は、距離 $d_1 = 距離d_2 = 距離d_3$ の関係を満足している。

【0018】

図4を参照し、外歯歯車12が偏心回転するときの、トルクピン22の動きについて説明する。図4の(a)は、図2の状態における、係止孔14と第1貫通孔24とトルクピン22の位置関係を示す。なお、説明を容易にするため、図4では、距離 d_1 と距離 d_2 を、図3の距離 d_1 と距離 d_2 よりも拡大している。また、図4の(b)は、外歯歯車12が、図2の状態から90°偏心回転した状態を示す。符号52は第1貫通孔24の中心を示し、符号54はトルクピン22の中心を示し、符号56は係止孔14の中心を示す。

【0019】

図4に示すように、歯車伝動装置100を平面視すると、第1貫通孔24が係止孔14の一部に重なっている。別言すると、第1貫通孔24の中心52は係止孔14の中心56からオフセットしており、そのオフセット量は、係止孔14の半径よりも小さい。外歯歯車12が偏心回転すると、第1貫通孔24の中心52は、係止孔14の中心56の周りを移動する。このときに、トルクピン22の中心54も、係止孔14の中心56の周りを移動する。トルクピン22は、係止孔14内を転がりながら、中心56の周りを移動する。別言すると、トルクピン22は、回転しながら、係止孔14(キャリア2)に対して偏心回転する。外歯歯車12の第1貫通孔24を基準とすると、トルクピン22は、回転しな

10

20

30

40

50

から、第1貫通孔24（外歯歯車12）に対して偏心回転することができる。

【0020】

符号A22は、(a)の状態における、トルクピン22の係止孔14に接する接点を示している。符号B22は、(a)の状態における、トルクピン22の第1貫通孔24に接する接点を示している。外歯歯車12が90°偏心回転すると、接点A22とB22は、(b)に示す位置に移動する。状態(b)では、接点A22が、係止孔14から離れる。同様に、接点B22が、第1貫通孔24から離れる。接点A22は、係止孔14の中心56に対して角度1だけ回転する。接点B22は、第1貫通孔24の中心52に対して角度2だけ回転する。歯車伝動装置100では、角度1が角度2に等しい。これは、係止孔14の内周面の距離に対するトルクピン22の外周面50の距離の比が、第1貫通孔24の内周面の距離に対するトルクピン22の外周面50の距離の比に等しいからである。別言すると、係止孔14の直径 R_1 と係止孔14内におけるトルクピン22の直径($R_1 - d_1$)との比が、第1貫通孔24の直径 R_2 と第1貫通孔24内におけるトルクピン22の直径($R_2 - d_2$)との比に等しい。すなわち、 $R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2)$ (式1)の関係が成立する。(式1)が成立すると、トルクピン22が外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。

10

【0021】

上記したように、トルクピン22は、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。その結果、トルクピン22を介して、外歯歯車12とキャリア2との間のクリアランスを小さくすることができる。それにより、歯車伝動装置100のバックラッシュを低減することができる。また、歯車伝動装置100では、トルクピン22が外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。そのため、外歯歯車12からキャリア2にトルクが伝達されるときに、トルクの伝達ロスが小さい。

20

【0022】

上記したように、歯車伝動装置100では、距離 d_1 と距離 d_2 が等しく、トルクピン22の外径が一定である。そのため、結果的に、直径 R_1 と直径 R_2 が等しくなる。すなわち、トルクピン22の外径が一定であれば、距離 $d_1 = 距離d_2$ の関係を満足することによって、トルクピン22が、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。また、距離 $d_1 = 距離d_2$ の関係を満足すれば、結果的に距離 $d_1 = 距離d_2 = 距離d_3$ の関係が成立する。しかしながら、係止孔14内におけるトルクピン22の直径が、第1貫通孔24内におけるトルクピン22の直径と異なる、すなわち、トルクピン22の外径が、係止孔14内と第1貫通孔24内で異なる場合があり得る。トルクピン22の外径が係止孔14内と第1貫通孔24内で異なる場合、距離 $d_1 = 距離d_2$ の関係を満足しても、トルクピン22が外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がることを保証されない。ただしこの場合であっても、トルクピン22は、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して転がり得る。そのため、トルクピン22は、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。

30

【0023】

反対に、トルクピン22の外径が係止孔14内と第1貫通孔24内で異なる場合、距離 d_1 と距離 d_2 が異なっても、トルクピン22が、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得ることが幾何学的に保証される場合がある。上記したように、係止孔14の直径 R_1 と係止孔14内におけるトルクピン22の直径($R_1 - d_1$)の比が、第1貫通孔24の直径 R_2 と第1貫通孔24内におけるトルクピン22の直径($R_2 - d_2$)の比に等しければ、トルクピン22は、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得ることが幾何学的に保証される。但し、この場合、距離 d_1 と距離 d_2 の和が、外歯歯車12の軸線34と内歯歯車42の軸線32のオフセット距離 d_3 の2倍に等しくなくてはならない。すなわち、下記の式1と式2の双方を同時に成立していることが、トルクピン22が外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得る

40

50

ための条件である。

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (\text{式 1})$$

$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (\text{式 2})$$

【 0 0 2 4 】

歯車伝動装置 1 0 0 の場合、係止孔 1 4 内におけるトルクピン 2 2 の直径が、第 1 貫通孔 2 4 内におけるトルクピン 2 2 の直径に等しい。すなわち、 $(R_1 - d_1)$ と $(R_2 - d_2)$ が等しい。そのため、距離 d_1 と距離 d_2 が等しければ、結果的に、直径 R_1 と直径 R_2 が等しくなる。歯車伝動装置 1 0 0 は、上記式 1 と式 2 を同時に満足している。

【 0 0 2 5 】

歯車伝動装置 1 0 0 の他の特徴を説明する。図 1 と図 2 に示すように、トルクピン 2 2 に、自身の軸線に沿って中心貫通孔 2 6 が形成されている。中心貫通孔 2 6 を設けることにより、トルクピン 2 2 の重量を軽くすることができる。トルクピン 2 2 の慣性力を小さくすることができる。なお、トルクピン 2 2 は、外歯歯車 1 2 からキャリア 2 に伝達されるトルクによって変形しない程度の肉厚が確保されている。伝達されるトルクが大きい場合、トルクピン 2 2 を中実にしてもよい。

【 0 0 2 6 】

係止孔 1 4 は、キャリア上部プレート 2 a とキャリア下部プレート 2 c の双方に形成されている。そのため、トルクピン 2 2 の軸線 3 2 方向の両側で、トルクピン 2 2 が係止孔 1 4 に接する。キャリア上部プレート 2 a とキャリア下部プレート 2 c の双方に、外歯歯車 1 2 の回転トルクをバランスよく伝達することができる。また、外歯歯車 1 2 は、トルクピン 2 2 の軸線方向のほぼ中央部分に配置されている。そのため、外歯歯車 1 2 の回転トルクを、バランスよくトルクピン 2 2 に伝達することができる。

【 0 0 2 7 】

図 1 に示すように、外歯歯車 1 2 は、薄肉部 1 2 a と厚肉部 1 2 b を備えている。厚肉部 1 2 b は、薄肉部 1 2 a の外側に形成されている。別言すると、外歯歯車 1 2 の内歯歯車 4 2 と噛み合う部分が、厚く形成されている。外歯歯車 1 2 と内歯歯車 4 2 の噛み合いを強くすることができる。

【 0 0 2 8 】

キャリア 2 の中心にキャリア貫通孔 5 が形成されており、クランクシャフト 8 の中心にクランクシャフト貫通孔 9 が形成されている。キャリア貫通孔 5 とクランクシャフト貫通孔 9 は連通している。貫通孔 5、9 内に、配線やシャフト等を通過させることができる。なお、歯車伝動装置 1 0 0 では、貫通孔 5、9 内に配線やシャフト等を通過させないの、キャリア貫通孔 5 にシールキャップ 6 を固定している。また、キャリア 2 の係止孔 1 4 は、キャリア 2 の軸線 3 2 方向の両端部にまで延びている。そのため、キャリア上部プレート 2 a とキャリア下部プレート 2 c を固定した後に、係止孔 1 4 内にトルクピン 2 2 を挿入することができる。歯車伝動装置 1 0 0 の製造を簡単にすることができる。

【 0 0 2 9 】

キャリア上部プレート 2 a とキャリア下部プレート 2 c の夫々の係止孔 1 4 に、シールキャップ 1 6 が固定されている。また、ケース 4 2 とキャリア 2 の間に、オイルシール 4 4 が配置されている。シールキャップ 6、1 6 及びオイルシール 4 4 により、歯車伝動装置 1 0 0 内に封止された潤滑剤が、歯車伝動装置 1 0 0 外に漏れることを防止することができる。

【 0 0 3 0 】

上記したように、式 1 と式 2 を満足すれば、トルクピン 2 2 は、係止孔 1 4 と第 1 貫通孔 2 4 の双方に対して転がり軸受と同等に機能することができる。しかしながら、式 1 と式 2 を満足することが、トルクピン 2 2 が係止孔 1 4 と第 1 貫通孔 2 4 のいずれに対しても実際に滑らないことを保証するものではない。一般的な転がり軸受においても、転動体が滑りを伴うことがある。転動体と外輪、あるいは転動体と内輪の間に滑りが生じ得るとしても、設計上は、転がり軸受に必要な隙間は、滑り軸受に必要な隙間よりも小さくすることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 1 】

なお、式 1 と式 2 の少なくとも一方が成立しない場合、トルクピン 2 2 は、係止孔 1 4 と第 1 貫通孔 2 4 の少なくとも一方に対して転がりながら摺動する。トルクピン 2 2 が転がる分だけ、トルクピン 2 2 とキャリア 2、トルクピン 2 2 と外歯歯車 1 2 の間の摺動距離の少なくとも一方を短くすることができる。そのため、式 1 と式 2 の少なくとも一方が成立しない歯車伝動装置であっても、キャリアに固定されたトルクピンにリング部材を嵌め込む従来の歯車伝動装置に比べ、トルクピン 2 2 を介して、キャリア 2 と外歯歯車 1 2 の間のクリアランスを小さくすることができる。

【 0 0 3 2 】

(第 2 実施例)

図 5 から図 7 を参照し、歯車伝動装置 2 0 0 について説明する。図 5 は、歯車伝動装置 2 0 0 の要部断面図を示す。図 6 は、図 5 の VI - VI 線に沿った断面図を示す。図 7 は、図 5 におけるトルクピン 2 2 2 付近の部分拡大図を示す。歯車伝動装置 2 0 0 は歯車伝動装置 1 0 0 の変形例であり、歯車伝動装置 1 0 0 と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することができる。

【 0 0 3 3 】

図 5 と図 6 に示すように、キャリアピン 2 0 2 b が、トルクピン 2 2 2 の中心貫通孔 2 2 6 内を通過している。そのため、外歯歯車 1 2 に、キャリアピン 2 0 2 b を通過させるための第 2 貫通孔 4 0 (図 2 を参照) を形成する必要がない。別言すると、トルクピン 2 2 2 の中心貫通孔 2 2 6 が、キャリアピン 2 0 2 b のための第 2 貫通孔を兼ねている。なお、歯車伝動装置 2 0 0 のトルクピン 2 2 2 の数は、歯車伝動装置 1 0 0 のトルクピン 2 2 の数に等しい。歯車伝動装置 2 0 0 のキャリアピン 2 0 2 b の数は、歯車伝動装置 1 0 0 のキャリアピンの数に等しい。歯車伝動装置 2 0 0 は、トルクピン 2 2 2 及びキャリアピン 2 0 2 b の数を減らすことなく、外歯歯車 2 1 2 に形成する貫通孔の数を減らすことができる。そのため、外歯歯車 2 1 2 の加工を容易にすることができる。また、外歯歯車 2 1 2 に形成する貫通孔の数が少ないので、外歯歯車 2 1 2 の強度が低下することを防止することができる。すなわち、歯車伝動装置 2 0 0 は、キャリアの強度を維持しながら、外歯歯車の強度を向上させることができる。なお、キャリアピン 2 0 2 b は、中心貫通孔 2 2 6 の内周面に接していない、そのため、キャリアピン 2 0 2 b がトルクピン 2 2 2 の回転 (第 1 貫通孔 2 2 4 と係止孔 2 1 4 に対するトルクピン 2 2 2 の転がり) を妨げることはない。

【 0 0 3 4 】

図 7 に示すように、トルクピン 2 2 2 は、大径部 2 2 2 a と小径部 2 2 2 b を有している。大径部 2 2 2 a は、外歯歯車 2 1 2 の第 1 貫通孔 2 2 4 と接している。小径部 2 2 2 b は、キャリア 2 0 2 の係止孔 2 1 4 と接している。図 7 から明らかなように、係止孔 2 1 4 の直径 R_1 は、第 1 貫通孔 2 2 4 の直径 R_2 よりも小さい。そのため、アンギュラ玉軸受 3 8 のインナーレース 3 8 a と係止孔 2 1 4 の間の距離を短くすることなく、直径 R_2 と直径 R_1 の差分だけ、軸線 3 2 とトルクピン 2 2 2 との間のオフセット距離を大きくすることができる。別言すると、歯車伝動装置 2 0 0 は、歯車伝動装置 1 0 0 におけるトルクピン 2 2 の位置よりも、トルクピン 2 2 2 を歯車伝動装置 2 0 0 の径方向の外側に配置することができる。その結果、キャリア 2 0 2 のキャリア貫通孔 2 0 5 (図 5 を参照) の径を大きくすることができる。なお、インナーレース 3 8 a と係止孔 2 1 4 の間の距離を短くすると、キャリア 2 0 2 の強度が低下する虞がある。同様に、キャリア貫通孔 2 0 5 と係止孔 2 1 4 の距離を短くすると、キャリア 2 0 2 の強度が低下する虞がある。

【 0 0 3 5 】

歯車伝動装置 2 0 0 では、係止孔 2 1 4 の直径 R_1 とトルクピン 2 2 2 の小径部 2 2 2 b の直径 ($R_1 - d_1$) の比が、第 1 貫通孔 2 2 4 の直径 R_2 とトルクピン 2 2 2 の大径部 2 2 2 a の直径 ($R_2 - d_2$) の比に等しい。また、距離 d_1 と距離 d_2 の和が、外歯歯車 2 1 2 の軸線 3 4 と内歯歯車 4 2 の軸線 3 2 のオフセット距離 d_3 の 2 倍に等しい。すなわち、歯車伝動装置 2 0 0 は、上記式 1 と式 2 の双方を同時に満足する。トルクピン

10

20

30

40

50

222は、外歯歯車212とキャリア202の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。

【0036】

歯車伝動装置200では、キャリア上部プレート202aの係止孔214が、軸線32方向において、キャリア上部プレート202aを貫通していない。同様に、キャリア下部プレート202cの係止孔214も、軸線32方向において、キャリア下部プレート202cを貫通していない。そのため、夫々の係止孔214は底面を有している。トルクピン222は、ワッシャ218によって軸線32方向の移動が規制されているので、トルクピン222と係止孔214の間に隙間が存在する。トルクピン222が係止孔214の底面と接しないので、係止孔214の底面の仕上げ加工を簡単にすることができる。

10

【0037】

(第3実施例)

図8を参照し、歯車伝動装置300について説明する。歯車伝動装置300は、歯車伝動装置100及び200の変形例である。歯車伝動装置100及び200と実質的に同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することができる。

【0038】

歯車伝動装置300は、キャリアピン302bが、キャリア上部プレート302aと一体に形成されていない。キャリアピン302bは、ボルトによって、キャリア上部プレート302aとキャリア下部プレート302cの双方に固定される。そのため、歯車伝動装置300は、キャリア上部プレート302aの形状を簡単にすることができる。キャリア上部プレート302aの製造コストを低減することができる。歯車伝動装置300では、トルクピン322の外径が軸線32方向で一定である。歯車伝動装置300は、歯車伝動装置100と同様に、係止孔14の直径が、第1貫通孔324の直径と等しい。また、距離 d_1 = 距離 d_2 の関係を満たしている。そのため、歯車伝動装置300も、トルクピン322が外歯歯車312とキャリア302の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。なお、歯車伝動装置200のように、トルクピン322に大径部と小径部を形成してもよい。

20

【0039】

(第4実施例)

図9と図10を参照し、歯車伝動装置400について説明する。図10は、図9のX-X線に沿った断面図を示す。図9は、図10のIX-IX線に沿った断面に相当する。歯車伝動装置400は歯車伝動装置200の変形例であり、歯車伝動装置200と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することができる。

30

【0040】

図9に示すように、歯車伝動装置400は、2枚の外歯歯車412(412X、412Y)を備えていることを特徴とする。2枚の外歯歯車412の厚みは、径方向に亘って一定である。そのため、外歯歯車412の製造を簡単にすることができる。外歯歯車412Xと外歯歯車412Yは、軸線32に対する偏心方向が対称である。なお、図9の軸線34は、外歯歯車412Yの軸線を示している。図10に示すように、外歯歯車412Yには、第1貫通孔424aと第3貫通孔424bが形成されている。第1貫通孔424aの直径は、第3貫通孔424bの直径よりも小さい。図9に示すように、外歯歯車412Yの第1貫通孔424aに挿入されているトルクピン422Yは、外歯歯車412Xの第3貫通孔424bに挿入されている。また、外歯歯車412Yの第3貫通孔424bに挿入されているトルクピン422Xは、外歯歯車412Xの第1貫通孔424aに挿入されている。そのため、トルクピン422Yには、外歯歯車412Xの回転トルクは伝達されなくて、外歯歯車412Yの回転トルクだけが伝達される。同様に、トルクピン422Xには、外歯歯車412Yの回転トルクは伝達されなくて、外歯歯車412Xの回転トルクだけが伝達される。

40

【0041】

50

(第5実施例)

図11を参照し、歯車伝動装置500について説明する。歯車伝動装置500は、歯車伝動装置400の変形例であり、歯車伝動装置400と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

【0042】

歯車伝動装置500は、キャリアピン502bが、キャリア上部プレート502aと一体に形成されていない。そのため、歯車伝動装置500は、歯車伝動装置300と同様に、キャリア上部プレート502aの形状を簡単にすることができる。なお、歯車伝動装置200のように、トルクピン522に大径部と小径部を形成してもよい。

【0043】

(第6実施例)

図12と図13を参照し、歯車伝動装置600について説明する。図13は、図12のXIII-XIII線に沿った断面図を示す。図12は、図13のXII-XII線に沿った断面に相当する。歯車伝動装置600は、歯車伝動装置100及び400の変形例であり、歯車伝動装置100及び400と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

【0044】

図12に示すように、歯車伝動装置600は、外歯歯車612Xと外歯歯車612Yの間に、キャリア中間プレート660を有している。キャリア中間プレート660には、第4貫通孔666が形成されている。第4貫通孔666は、キャリアピン602bに嵌合している。すなわち、キャリアピン602bを第4貫通孔666に圧入することによって、キャリア中間プレート660がキャリア上部プレート602aと一体化している。キャリア下部プレート602cは、ボルト664によって、キャリアピン602bに固定されている。そのため、キャリア602が、キャリア上部プレート602aと、キャリア下部プレート602cと、キャリアピン602bと、キャリア中間プレート660から構成されているということもできる。キャリア中間プレート660には、第5貫通孔662も形成されている。第5貫通孔662には、トルクピン622Xとトルクピン622Yが遊嵌している。第5貫通孔662の直径は、係止孔614の直径と等しい。歯車伝動装置600を軸線32方向から見ると、第5貫通孔662は、係止孔614に一致する。そのため、第5貫通孔662は、キャリア602の係止孔ということもできる。なお、第5貫通孔662及び係止孔614の直径は、外歯歯車622に形成されている第1貫通孔624の直径に等しい。

【0045】

図13に示すように、複数の第1貫通孔624と複数の第2貫通孔640が、外歯歯車612Yの周方向に沿って交互に形成されている。外歯歯車612Yの第1貫通孔624に、トルクピン622Yが遊嵌している。そして、外歯歯車612Yの第2貫通孔640に、キャリアピン602bが遊嵌している。なお、外歯歯車612Xにも、複数の第1貫通孔624と複数の第2貫通孔640が、外歯歯車612Xの周方向に沿って交互に形成されている。

【0046】

上記したように、トルクピン622Yは、係止孔614、第5貫通孔662及び第1貫通孔624に遊嵌している。トルクピン622Yの中心を挟んで径方向の一方側が、係止孔614及び第5貫通孔662の双方の内周面に接している。また、トルクピン622Yの中心を挟んで径方向の他方側が、外歯歯車612Yの第1貫通孔624の内周面に接している。第1貫通孔624の内周面は、トルクピン622Yの軸線方向のほぼ中央部分に接している。なお、トルクピン622Xについても同様に、外歯歯車612Xの第1貫通孔624の内周面は、トルクピン622Xの軸線方向のほぼ中央部分に接している。

【0047】

歯車伝動装置600では、係止孔614と第5貫通孔662が、トルクピン622の軸線方向の両端部分に接し、第1貫通孔624が、トルクピン622の軸線方向の中央部分

10

20

30

40

50

に接している。そして、夫々の接点は、トルクピン 6 2 2 の中心を挟んで径方向の反対側に位置する。そのため、歯車伝動装置 6 0 0 の動作中に、トルクピン 6 2 2 の軸線がずれることがない。なお、歯車伝動装置 6 0 0 では、距離 d_1 が距離 d_2 に等しい。係止孔 6 1 4 及び第 5 貫通孔 6 6 2 の直径が、第 1 貫通孔 6 2 4 の直径に等しい。さらに、トルクピン 6 2 2 の外径が一定である。そのため、歯車伝動装置 6 0 0 も、上記式 1 と式 2 を同時に満足している。

【 0 0 4 8 】

歯車伝動装置 6 0 0 の他の特徴を説明する。歯車伝動装置 6 0 0 では、軸線 3 2 方向において、クランクシャフト貫通孔 6 0 9 にシールキャップ等を設けない。そのため、クランクシャフト貫通孔 6 0 9 内に、配線やシャフト等を通過させることができる。なお、クランクシャフト 6 0 8 とキャリア 6 0 2 の間にオイルシール 6 6 8 を設けているので、両者の間から、潤滑剤が歯車伝動装置 6 0 0 外に漏れることを防止することができる。

10

【 0 0 4 9 】

歯車伝動装置 1 0 0 と同様に、キャリア 6 0 2 の係止孔 6 1 4 が、キャリア 6 0 2 の軸線 3 2 方向の両端部にまで延びている。係止孔 6 1 4 を、キャリア 6 0 2 に簡単に形成することができる。また、キャリア上部プレート 6 0 2 a、キャリア中間プレート 6 6 0、キャリア下部プレート 6 0 2 c を固定した後に、係止孔 6 1 4 内にトルクピン 6 2 2 を挿入することができる。

【 0 0 5 0 】

トルクピン 6 2 2 は中実である。そのため、外歯歯車 6 1 2 からキャリア 6 0 2 に伝達されるトルクが大きくても、トルクピン 6 2 2 は変形しない。さらに、キャリア上部プレート 6 0 2 a の係止孔 6 1 4 及びキャリア下部プレート 6 0 2 c の係止孔 6 1 4 の夫々に、止め部材 6 1 8 が二重に設けられており、トルクピン 6 2 2 の軸線 3 2 方向への移動を規制している。トルクピン 6 6 2 は、回転しながら、係止孔 1 4 に対して偏心回転する。すなわち、トルクピン 6 2 2 は、公転および自転運動を行う。そのため、トルクピン 6 2 2 の回転に伴って、止め部材 6 1 8 も回転する。止め部材 6 1 8 が 1 枚だけ設けられている場合、止め部材 6 1 8 と止め輪 6 1 9 との間ですべりが発生する。この場合、止め部材 6 1 8 と止め輪 6 1 9 の接触面積が小さいため、別言すると、止め輪 6 1 9 から止め部材 6 1 8 に大きな面圧が加わるために、止め部材 6 1 8 が急速に磨耗する可能性がある。止め部材 6 1 8 の磨耗が進むと、止め部材 6 1 8 が損傷する虞がある。本実施例のように止め部材 6 1 8 を二重にすると、トルクピン 6 2 2 に接している止め部材 6 1 8 が回転しても、2 枚の止め部材 6 1 8 の間ですべりが発生する。止め部材 6 1 8 同士の接触面積は大きいので、両者の間に加わる面圧を小さくすることができる。そのため、止め部材 6 1 8 同士の間に油膜が形成され、止め部材 6 1 8 の磨耗を抑制することを防止することができる。

20

30

【 0 0 5 1 】

上記したように、キャリア中間プレート 6 6 0 は、外歯歯車 6 1 2 X と外歯歯車 6 1 2 Y の間に配置されている。そのため、内歯ピン 6 2 0 が、歯車伝動装置 6 0 0 の径方向の内側に落下することを防止することができる。特に、内歯歯車の歯数（内歯ピンの数）と外歯歯車の歯数の差が 2 以上の場合、内歯ピンが径方向の内側に落下することを防止する部材（例えば、内歯ピンをケースの内側から押さえるリング等）を設ける必要がある。キャリア中間プレート 6 6 0 を外歯歯車 6 1 2 X と外歯歯車 6 1 2 Y の間に配置することにより、内歯ピンの落下を防止するための部材を省略することができる。

40

【 0 0 5 2 】

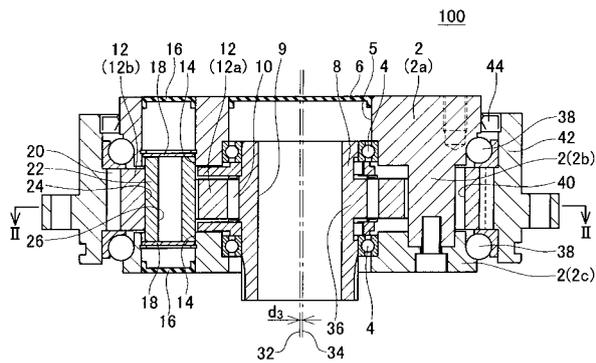
上記実施例では、センタークランク式の歯車伝動装置について説明した。本発明の特徴は、センタークランク式以外の歯車伝動装置にも適用することができる。すなわち、本発明の特徴は、キャリアの軸線からオフセットされた位置でキャリアの軸線に沿って延びるとともに、キャリアに回転可能に支持されるクランクシャフトを備えるタイプの歯車伝動装置に適用することができる。

【 0 0 5 3 】

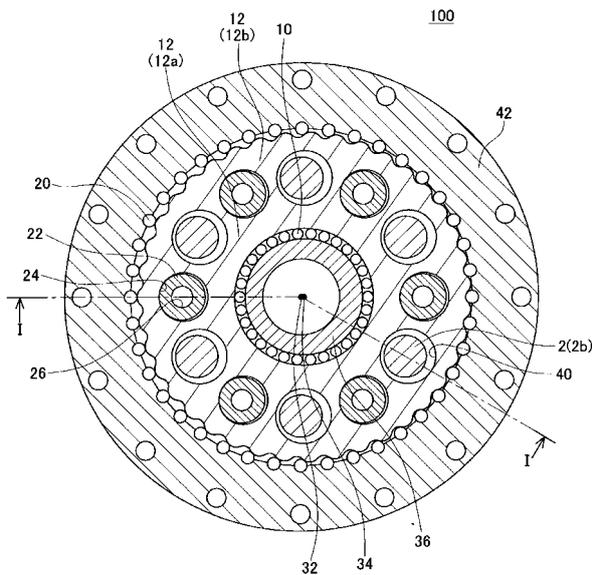
50

以上、本発明の具体例を詳細に説明したが、これらは例示にすぎず、特許請求の範囲を限定するものではない。特許請求の範囲に記載の技術には、以上に例示した具体例を様々に変形、変更したものが含まれる。本明細書または図面に説明した技術要素は、単独であるいは各種の組み合わせによって技術的有用性を発揮するものであり、出願時の請求項に記載の組み合わせに限定されるものではない。また、本明細書または図面に例示した技術は複数の目的を同時に達成するものであり、そのうちの一つの目的を達成すること自体で技術的有用性を持つものである。

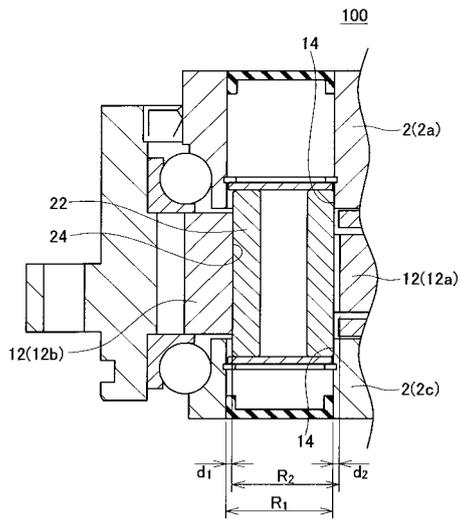
【図1】



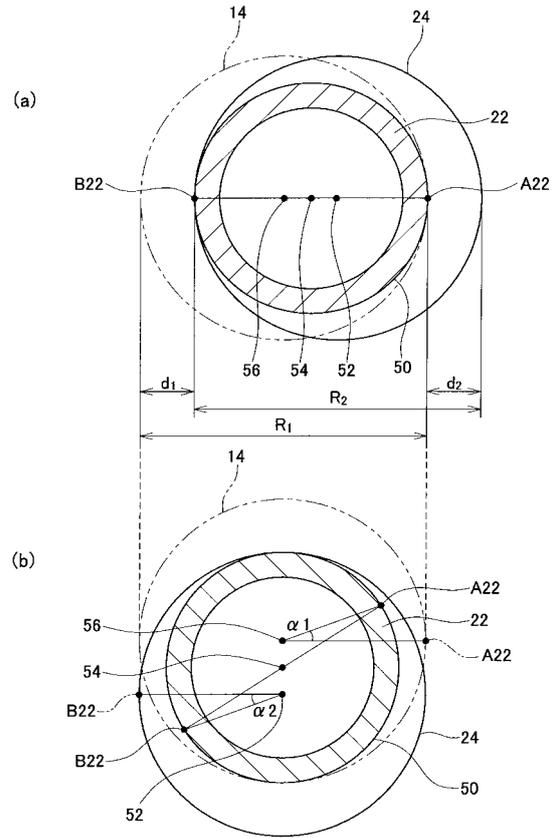
【図2】



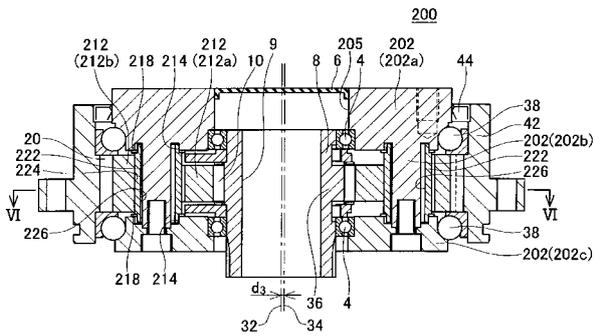
【 図 3 】



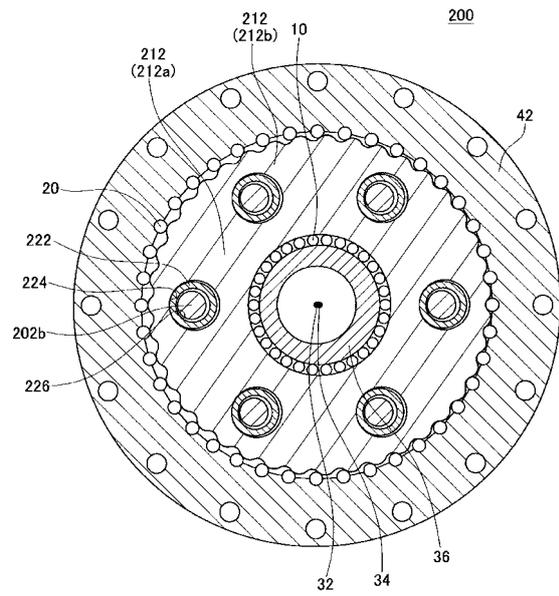
【 図 4 】



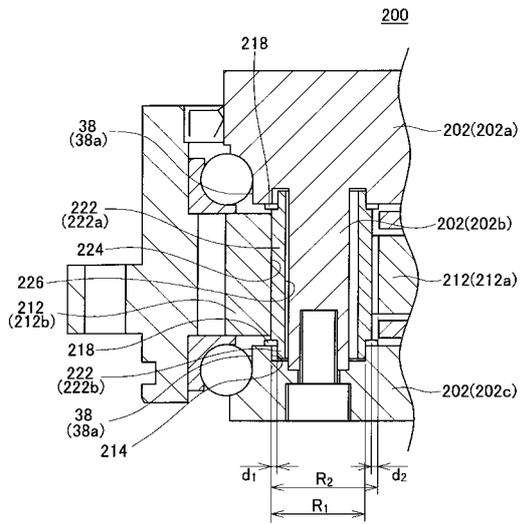
【 図 5 】



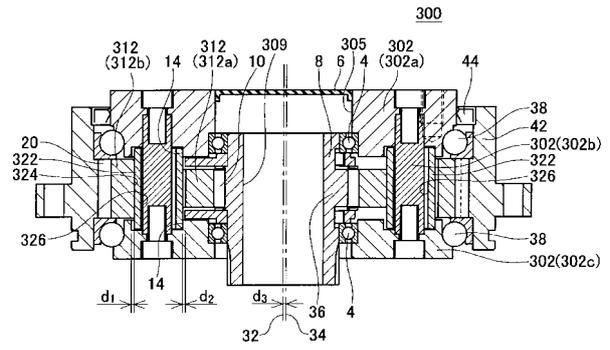
【 図 6 】



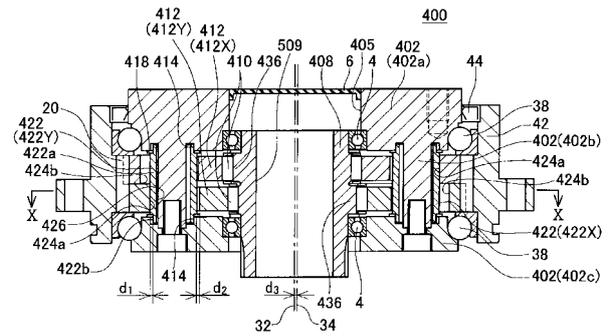
【 図 7 】



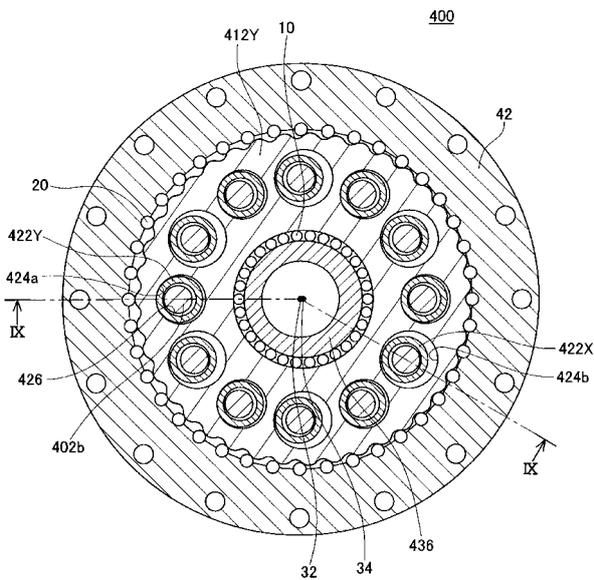
【 図 8 】



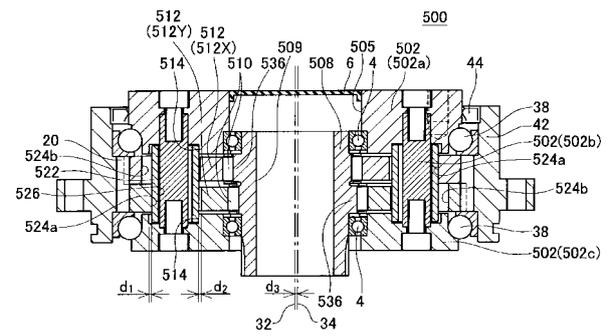
【 図 9 】



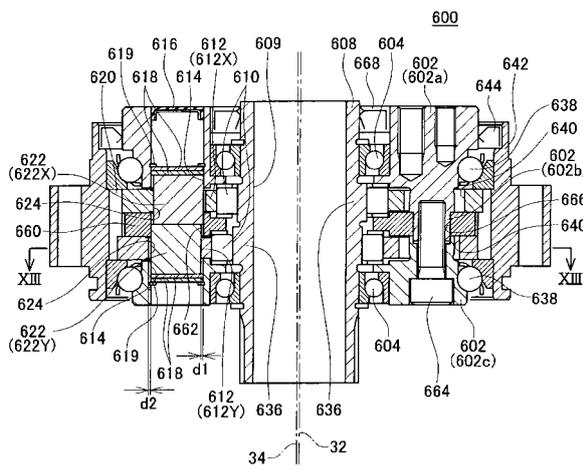
【 図 10 】



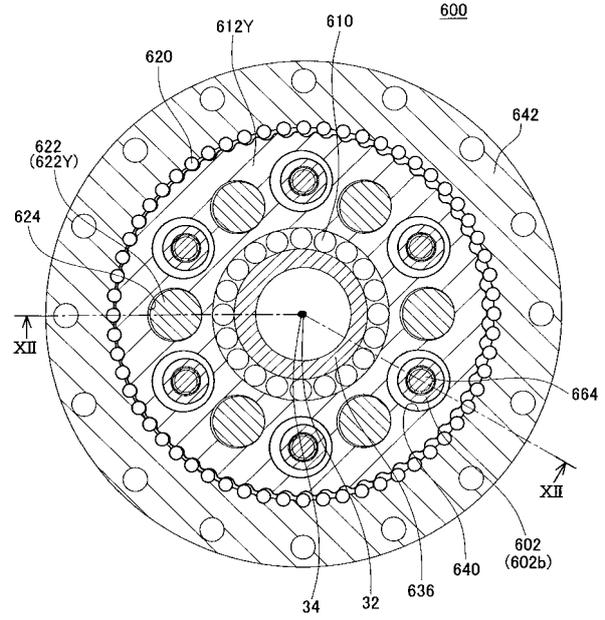
【 図 11 】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平06-050395(JP,A)
特開平06-241282(JP,A)
特開平07-248046(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 1/32