

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5936855号
(P5936855)

(45) 発行日 平成28年6月22日 (2016. 6. 22)

(24) 登録日 平成28年5月20日 (2016. 5. 20)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 D 3/224 (2011.01) F 1 6 D 3/224

請求項の数 11 (全 28 頁)

(21) 出願番号	特願2011-274436 (P2011-274436)	(73) 特許権者	000102692 NTN株式会社
(22) 出願日	平成23年12月15日 (2011. 12. 15)		大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号
(65) 公開番号	特開2013-124729 (P2013-124729A)	(74) 代理人	100107423 弁理士 城村 邦彦
(43) 公開日	平成25年6月24日 (2013. 6. 24)	(74) 代理人	100120949 弁理士 熊野 剛
審査請求日	平成26年11月7日 (2014. 11. 7)	(72) 発明者	山崎 起佐雄 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN 株式会社内
		(72) 発明者	山崎 健太 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN 株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 固定式等速自在継手

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

球状内周面に軸方向に延びる複数のトラック溝が形成され、軸方向に離間する開口側と奥側を有する外側継手部材と、球状外周面に前記外側継手部材のトラック溝と対をなす複数のトラック溝が形成された内側継手部材と、前記外側継手部材のトラック溝と内側継手部材のトラック溝との間に介在してトルクを伝達する複数のボールと、このボールをポケット内に保持し、前記外側継手部材の球状内周面と内側継手部材の球状外周面とに嵌合する球状外周面と球状内周面を有する保持器とを備えた固定式等速自在継手において、

前記外側継手部材のトラック溝は、奥側に位置する第1のトラック溝部(7a)と、開口側に位置する第2のトラック溝部(7b)とからなり、前記第1のトラック溝部(7a)は、継手中心(O)に対して軸方向にオフセットのない曲率中心をもつ円弧状のボール軌道中心線(Xa)を有し、少なくともボール軌道中心線(Xa)と継手中心(O)を含む平面(M)が継手の軸線(N-N)に対して傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合う前記第1のトラック溝部(7a)で互いに反対方向に形成されており、前記第2のトラック溝部(7b)は、円弧状のボール軌道中心線(Xb)を有し、その曲率中心は前記第1のトラック溝部(7a)のボール軌道中心線(Xa)より半径方向外側にオフセットされており、前記第1のトラック溝部(7a)のボール軌道中心線(Xa)の端部(A)は、前記継手中心(O)より開口側に位置し、この位置が前記継手中心(O)から開口側における有効トラック長さの少なくとも60%を占め、前記端部(A)に前記第2のトラック溝部(7b)のボール軌道中心線(Xb)が接続されたものであって、前記内側継

10

20

手部材のトラック溝のボール軌道中心線（Ｙ）は、作動角 0° の状態で継手中心（Ｏ）を含む平面（Ｐ）を基準として、前記外側継手部材の対となるトラック溝のボール軌道中心線（Ｘ）と鏡像対称に形成されていることを特徴とする固定式等速自在継手。

【請求項 2】

前記第 1 のトラック溝部（7 a）のボール軌道中心線（X a）の開口側の端部（A）と継手中心（O）とを結ぶ直線（L）が、前記継手中心（O）を含む平面（P）に対してなす角（ α ）を $14^\circ \sim 16^\circ$ に設定したことを特徴とする請求項 1 に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 3】

前記固定式等速自在継手の最大作動角におけるトラック溝の実際のくさび角（ 2θ ）を $2\theta = 43^\circ$ より、次式に基づいて、位相角 $\phi = 0^\circ$ の 2 次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ を設定したことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の固定式等速自在継手。

$$(2\theta) = (2\theta') \cos \phi + (2\theta) \sin \phi$$

ただし、 θ はボールとトラック溝との接触角、 θ' はトラック溝の傾斜角とする。

【請求項 4】

前記固定式等速自在継手の最大作動角において、前記保持器のポケットに対して半径方向外方に最も移動した前記ボールと前記ポケットの接触点と、前記保持器の球状外周面との間に余裕量（ δ ）が形成されていることを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれか一項に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 5】

前記第 1 のトラック溝部（7 a）のボール軌道中心線（X a）の曲率中心を、継手の軸線（N - N）上に配置したことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 6】

前記第 1 のトラック溝部（7 a）のボール軌道中心線（X a）の曲率中心を、継手の軸線（N - N）より半径方向にオフセットさせたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 7】

前記保持器の球状外周面と球状内周面とが、継手中心（O）に対して軸方向にオフセットされた曲率中心を有することを特徴とする請求項 1 又は請求項 4 に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 8】

前記第 2 のトラック溝部（7 b）の円弧状のボール軌道中心線（X b）の曲率中心が、さらに継手中心（O）より開口側にオフセットされていることを特徴とする請求項 1 ～ 7 のいずれか一項に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 9】

前記第 2 のトラック溝部（7 b）の円弧状のボール軌道中心線（X b）の曲率中心が、前記第 1 のトラック溝部（7 a）のボール軌道中心線（X a）と継手中心（O）を含む平面（M）から外れた位置に形成されていることを特徴とする請求項 1 ～ 8 のいずれか一項に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 10】

前記第 2 のトラック溝部（7 b）のボール軌道中心線（X b）の傾斜角が、開口側に向けて徐々に減少することを特徴とする請求項 1 ～ 9 のいずれか一項に記載の固定式等速自在継手。

【請求項 11】

前記トルク伝達ボールの個数を 8 個としたことを特徴とする請求項 1 ～ 10 のいずれか一項に記載の固定式等速自在継手。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、固定式等速自在継手に関し、詳しくは、自動車や各種産業機械の動力伝達系において使用されるもので、駆動側と従動側の二軸間で角度変位のみを許容する固定式等速自在継手に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば、自動車のフロント用ドライブシャフトには、通常、インボード側（デフ側）に、最大作動角は比較的小さいが作動角を取りつつ軸方向変位が可能な摺動式等速自在継手が組み込まれ、アウトボード側（車輪側）は、車輪が操舵されるので、大きな作動角が取れるが軸方向に変位しない固定式等速自在継手が組み込まれる。

【0003】

アウトボード側に使用されている固定式等速自在継手の一例として、図25にツェッパ型等速自在継手101を示す。図25(a)は、作動角0°の状態における縦断面図であり、図25(b)は、最大作動角を取った状態を示す概要図である。図25(a)に示すように、この等速自在継手101は、外側継手部材102、内側継手部材103、ボール104および保持器105を主な構成とする。外側継手部材102の球状内周面106には8本のトラック溝107が円周方向等間隔に、かつ軸方向に沿って形成されている。内側継手部材103の球状外周面108には、外側継手部材102のトラック溝107と対向するトラック溝109が円周方向等間隔に、かつ軸方向に沿って形成されている。外側継手部材102のトラック溝107と内側継手部材103のトラック溝109との間にトルクを伝達する8個のボール104が介在されている。外側継手部材102の球状内周面106と内側継手部材103の球状外周面108の間に、ボール104を保持する保持器105が配置されている。外側継手部材102の外周と、内側継手部材103に連結されたシャフトの外周とをブーツで覆い、継手内部には、潤滑剤としてグリースが封入されている（図示省略）。

【0004】

図25(a)に示すように、外側継手部材102の球状内周面106と嵌合する保持器105の球状外周面112、および内側継手部材103の球状外周面108と嵌合する保持器105の球状内周面113の曲率中心は、いずれも、継手中心Oに形成されている。これに対して、外側継手部材102のトラック溝107のボール軌道中心線xの曲率中心Ooと、内側継手部材103のトラック溝109のボール軌道中心線yの曲率中心Oiとは、継手中心Oに対して軸方向に等距離オフセットされている。これにより、継手が作動角をとった場合、外側継手部材102と内側継手部材103の両軸線がなす角度を二等分する平面上にボール104が常に案内され、二軸間で等速に回転トルクが伝達されることになる。

【0005】

図25(b)に示すように、固定式等速自在継手101の主要機能である最大作動角maxは、外側継手部材102の開口端に設けられる入口チャンファ110とシャフト111とが干渉する角度に依存する。シャフト111の軸径dは、許容伝達トルクを確保するためにジョイントサイズ毎に決められている。入口チャンファ110を大きくとると、ボール104が当接する外側継手部材102のトラック溝107の長さ（以下、有効トラック長さという）が不足し、ボール104がトラック溝107から脱落して回転トルクが伝達できなくなる。このため、外側継手部材102の有効トラック長さを確保しつつ、入口チャンファ110を如何に設定するかが、作動角を確保する上で重要なファクターとなる。ツェッパ型等速自在継手101では、外側継手部材102のトラック溝107のボール軌道中心線xの曲率中心Ooが開口側にオフセットされているので、最大作動角の面で有利であるが、最大作動角maxは47°程度である。

【0006】

また、8個ボールタイプのツェッパ型等速自在継手101は、従来の6個ボールの等速自在継手に比べて、トラックオフセット量を小さくし、ボールの個数を増やし、かつ直径を小さくしたことにより、軽量・コンパクトで、トルク損失の少ない高効率な等速自在継

10

20

30

40

50

手を実現している。しかし、作動角 0° の状態、外側継手部材102と内側継手部材103の対向するトラック溝107、109の間に形成される各くさび角が、外側継手部材102の開口側に向けて開いているので、トラック溝107、109からボールに作用する軸方向の力により、外側継手部材102と保持器105との球面接触部106、112および内側継手部材103と保持器105の球面接触部108、113に作用する荷重が一定方向に向かって発生する構造であるため、更なる高効率化や低発熱化には限度がある。

【0007】

前述した8個ボールタイプのツェッパ型等速自在継手101よりも更に高効率化、低発熱化を狙って、トラック溝交差タイプの固定式等速自在継手が提案されている(特許文献1)。この等速自在継手を図26および図27に示す。図26は、作動角 0° の状態における縦断面図であり、図27は、高作動角を取った状態を示す図である。図26に示すように、この等速自在継手121は、外側継手部材122、内側継手部材123、ボール124および保持器125を主な構成とする。この等速自在継手121は、トラック溝交差タイプであり、図示は省略するが、外側継手部材122の8本のトラック溝127のボール軌道中心線xを含む平面が継手の軸線n-nに対して傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合うトラック溝127で互いに反対方向に形成されている。そして、内側継手部材123のトラック溝129のボール軌道中心線yは、作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面Pを基準として、外側継手部材122の対となるトラック溝127のボール軌道中心線xと鏡像対称に形成されている。

【0008】

図26に示す縦断面では、外側継手部材122の球状内周面126に形成されたトラック溝127が軸方向に沿って円弧状に延び、その曲率中心は継手中心Oに位置する。内側継手部材123の球状外周面128には、外側継手部材122のトラック溝127と対向するトラック溝129が軸方向に沿って円弧状に延び、その曲率中心は継手中心Oに位置する。外側継手部材122のトラック溝127と内側継手部材123のトラック溝129との交差部にトルクを伝達する8個のボール124が介在されている。外側継手部材122の球状内周面126と内側継手部材123の球状外周面128の間に、ボール124を保持する保持器125が配置されている。外側継手部材122の球状内周面126と嵌合する保持器125の球状外周面132、および内側継手部材123の球状外周面128と嵌合する保持器125の球状内周面133の曲率中心は、いずれも、継手中心Oに形成されている。この等速自在継手121では、外側継手部材122および内側継手部材123のトラック溝127、129のボール軌道中心線x、yの曲率中心は継手中心Oに対して軸方向にオフセットされていないが、傾斜した対向するトラック溝127、129が交差し、この交差部にボール124が介在することにより、継手が作動角をとった場合、外側継手部材122と内側継手部材123の両軸線がなす角度を二等分する平面上にボール124が常に案内され、二軸間で等速に回転トルクが伝達されることになる。

【0009】

上記のトラック溝交差タイプの固定式等速自在継手121では、外側継手部材122および内側継手部材123のトラック溝127、129は、それぞれが、周方向に隣り合うトラック溝で傾斜方向が互いに反対方向に形成されているので、保持器125の周方向に隣り合うポケット部125aにボール124から相反する方向の力が作用する。この相反する方向の力により保持器125は継手中心O位置で安定する。このため、保持器125の球状外周面132と外側継手部材122の球状内周面126との接触力、および保持器125の球状内周面133と内側継手部材123の球状外周面128との接触力が抑制され、高負荷時や高速回転時に継手が円滑に作動し、トルク損失や発熱が抑えられ、耐久性が向上する。

【0010】

上記の固定式等速自在継手121は低発熱ジョイントとしては優れているものの、次のような問題があり、詳細を図27により説明する。図27(a)に上記の等速自在継手が

10

20

30

40

50

高作動角を取った状態を示し、図 27 (b) に外側継手部材 122 のトラック溝 127 とボール 124 を拡大して、その位置関係を示す。図 27 (a) に示すように継手が高作動角を取ると、作動角 0° の状態の継手中心 O を含む平面 P に対してボール 124 の中心 O b は $\gamma/2$ の位置に移動する。ボール 124 とトラック溝 127 は、接触角を持ったアンギュラコンタクトとなっているので、ボール 124 とトラック溝 127 の接触点は、図 27 (b) に示す破線上に位置する。そして、ボール 124 とトラック溝 127 の接触点の軸方向の位置は、ボール 124 の中心 O b を通って、ボール軌道中心線 x に対して直角な平面 t 上に位置することになるが、上記の固定式等速自在継手 121 では、外側継手部材 122 の入口チャンファ 130 を大きくすると、高作動角時に入口チャンファ 130 を越えて外側に位置し、ボール 124 がトラック溝 127 から脱落することになる。この理由は、円弧状トラック溝 127 の曲率中心と継手中心 O が一致しているため、ボール 124 の中心 O b と接触点 s との間の軸方向の距離 w が大きいので、トラック有効長さが不足するためである。したがって、高作動角化が図れないという問題がある。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0011】

【特許文献 1】特開 2009 - 250365 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0012】

20

前述した従来技術の問題に鑑みて、発明者らは、特許文献 1 のトラック溝交差タイプの固定式等速自在継手において高角度化を図るために、継手中心 O から開口側のトラック溝を直線状にすることを検討した。この等速自在継手が図 23 に示すものであり、図 23 (a) は縦断面を示し、図 23 (b) は図 23 (a) の右側面を示す。図 23 (a) に示すように、この等速自在継手 141 では、外側継手部材 142 および内側継手部材 143 のトラック溝 147、149 が交差タイプで、外側継手部材 142 のトラック溝 147 は、継手中心 O から奥側は継手中心 O を曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線 x a を有するトラック溝部 147 a と、継手中心 O から開口側は直線状のボール軌道中心線 x b を有するトラック溝部 147 b とからなる。一方、内側継手部材 143 のトラック溝 149 は、継手中心 O から奥側は直線状のボール軌道中心線 y b を有するトラック溝部 149 b と、継手中心 O から開口側は継手中心 O を曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線 y a を有するトラック溝部 149 a とからなる。

30

【0013】

そして、図 23 (b) に示すように、トラック溝 147、149 は、それぞれ、継手の軸線に対して周方向に傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合うトラック溝 147 A、147 B および 149 A、149 B で傾斜方向が反対方向に形成されている。そして、外側継手部材 142 および内側継手部材 143 の対となるトラック溝 147 A、149 A および 147 B、149 B の各交差部にボール 144 が配置されている。したがって、図示のような作動角 0° の状態でトルク伝達時、トラック溝 147 A、149 A の間に形成されるくさび角の開く方向と、147 B、149 B の間に形成されるくさび角の開く方向とが互いに反対方向となり、保持器 145 の周方向に隣り合うポケット部 145 a にボール 144 から相反する方向の力が作用する。この相反する方向の力により保持器 145 は継手中心 O 位置で安定する。このため、保持器 145 の球状外周面 152 と外側継手部材 142 の球状内周面 146 との接触力、および保持器 145 の球状内周面 153 と内側継手部材 143 の球状外周面 148 との接触力が抑制され、高負荷時や高速回転時に継手が円滑に作動し、トルク損失や発熱が抑えられ、耐久性が向上する。

40

【0014】

上記のように、トラック溝交差タイプで、外側継手部材 142 のトラック溝 147 の継手中心 O から開口側に直線状のトラック溝部 147 b を形成することにより、有効トラック長さを増加させることができるが、使用頻度の多い作動角を取ったとき、継手のトルク

50

損失や発熱の抑制という面で問題があることが判明した。この理由を図24に基づいて説明する。トラック溝147、149とボール144は、通常、接触角(30°~45°程度)をもって接触しているので、トラック溝147、149とボール144とは、図24に示すようにトラック溝147、149の溝底より少し離れたトラック溝147、149の側面側の破線で示す位置で接触している。継手が作動角を取った際に、各ボール144には、トラック溝147、149の交差によるくさび角成分(図示省略)と、トラック溝147、149の溝底間の継手半径方向の拡がりによるくさび角成分の両方が作用する。そのうち、トラック溝147、149の交差によるくさび角成分については、トラック溝147、149の傾斜方向が交互に反対方向になっているので、ボール144から保持器145のポケット部145aに相反する方向の力が作用するので、打消し合い、力がバラ

10

【0015】

ところが、図24に示すように、トラック溝147、149の溝底間の継手半径方向の拡がりによるくさび角成分については、図23(b)において、0°~90°および270°~360°の位相範囲にあるボール144は直線状のトラック溝部147b、149bに位置し、この位相範囲のボール144には開口側に向けて開いたくさび角成分1により開口側への力が作用する。一方、90°~270°の位相範囲にあるボール144は円弧状のトラック溝部147a、149aに位置するので、この位相範囲のボールには継手の半径方向の拡がりにより発生するくさび角成分2が0であり、ボール144の押出力は発生しない。したがって、各ボール144に対して、トラック溝147、149の

20

【0016】

さらに、図23および図24に示す等速自在継手141では、ボール軌道中心線xと継手中心Oを含む平面に継手の軸線n-nを投影したとき、この投影した継手の軸線に対して直線状のトラック溝部147bが平行に形成されており、一方、ボール軌道中心線yと継手中心Oを含む平面に継手の軸線n-nを投影したとき、この投影した継手の軸線に対して直線状のトラック溝部149bが平行に形成されている。このため、継手が高作動角を取ったとき、直線状のトラック溝部147b、149bとの間で形成されるくさび角が大きくなる。その結果、直線状のトラック溝部147b、149bに挟まれたボール144に開口側に飛び出そうとする力が大きくなりなる。これが原因で、保持器145のポケット荷重が大きくなり、高作動角時における保持器145の強度が問題であることが判明した。

30

【0017】

以上の問題に鑑み、本発明は、トルク損失および発熱が少なく高効率で、高作動角を取ることができ、高作動角時の強度や耐久性にも優れたコンパクトな固定式等速自在継手を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0018】

本発明者らは、上記の目的を達成するために種々検討した結果、トルク損失および発熱が少なく高効率化を図るためにトラック溝が周方向に交差し、かつ継手中心に対して軸方向にオフセットのない曲率中心をもつ円弧状のボール軌道中心線を有する第1のトラック溝部により使用頻度の多い作動角の範囲をカバーすると共に、最大作動角に対する有効トラック長さを増加させるために第1のトラック溝部とは反対方向に湾曲する円弧状の第2のトラック溝部により使用頻度の低い高作動角の範囲をカバーするという新規な着想に至

50

った。これに加えて、高作動角時における第2のトラック溝部のくさび角の大きさを抑制するために新たな基準を見出した。

【0019】

前述の目的を達成するための技術的手段として、本発明は、球状内周面に軸方向に延びる複数のトラック溝が形成され、軸方向に離間する開口側と奥側を有する外側継手部材と、球状外周面に前記外側継手部材のトラック溝と対をなす複数のトラック溝が形成された内側継手部材と、前記外側継手部材のトラック溝と内側継手部材のトラック溝との間に介在してトルクを伝達する複数のボールと、このボールをポケット内に保持し、前記外側継手部材の球状内周面と内側継手部材の球状外周面とに嵌合する球状外周面と球状内周面を有する保持器とを備えた固定式等速自在継手において、前記外側継手部材のトラック溝は、奥側に位置する第1のトラック溝部7aと、開口側に位置する第2のトラック溝部7bとからなり、前記第1のトラック溝部7aは、継手中心Oに対して軸方向にオフセットのない曲率中心をもつ円弧状のボール軌道中心線Xaを有し、少なくともボール軌道中心線Xaと継手中心Oを含む平面Mが継手の軸線N-Nに対して傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合う前記第1のトラック溝部7aで互いに反対方向に形成されており、前記第2のトラック溝部7bは、円弧状のボール軌道中心線Xbを有し、その曲率中心は前記第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaより半径方向外側にオフセットされており、前記第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部Aは、前記継手中心Oより開口側に位置し、この位置が前記継手中心Oから開口側における有効トラック長さの少なくとも60%を占め、前記端部Aに前記第2のトラック溝部7bのボール軌道中心線Xbが接続されたものであって、前記内側継手部材のトラック溝のボール軌道中心線Yは、作動角0°の状態では継手中心Oを含む平面Pを基準として、前記外側継手部材の対となるトラック溝のボール軌道中心線Xと鏡像対称に形成されていることを特徴とする。ここで、上記の継手の軸線とは、継手の回転中心となる長手方向の軸線を意味し、後述する実施形態における継手の軸線N-Nを指す。特許請求の範囲に記載の継手の軸線も同じとする。

【0020】

上記の構成により、トルク損失および発熱が少なく高効率で、高作動角を取ることができ、高作動角時の強度や耐久性にも優れたコンパクトな固定式等速自在継手を実現することができる。特に、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部Aは、継手中心Oより開口側に位置し、この位置が継手中心Oから開口側における有効トラック長さの少なくとも60%を占め、端部Aに第2のトラック溝部7bの円弧状のボール軌道中心線Xbが接続されているので、高作動角時における第2のトラック溝部7b、9bのくさび角の大きさを抑制することができ、保持器の強度を確保することができる。

【0021】

具体的には、上記の第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの開口側の端部Aと継手中心Oとを結ぶ直線Lが、作動角0°の状態の継手中心Oを含む平面Pに対してなす角度を θ とし、この角度 θ を14°～16°に設定することが好ましい。これにより、高作動角時における第2のトラック溝部7b、9bのくさび角の大きさを抑制することができるので、保持器の強度を確保することができる。自動車用ドライブシャフトに用いられる等速自在継手において常用角を含む使用頻度の多い作動角をカバーするには、角度 θ は10°程度あれば十分であるが、第2のトラック溝部7b、9bのくさび角の大きさを抑制するための新たな基準として角度 θ が14°～16°という範囲を見出したものである。ただし、ここで、角度 θ は直線Lが平面P上の直線となす角の中で最小のものと定義する。そして、実施形態および特許請求の範囲においても同じとする。

【0022】

さらに詳述すれば、高作動角時における第2のトラック溝部7b、9bのくさび角を小さく抑えるという意味では、 θ の角度は大きければ大きいほど良い。しかし、 θ の角度があまり大きいと、有効トラック長さが短くなる。つまり、第2のトラック溝部7b、9bを設けた効果が小さくなるため、大きな作動角がとれなくなってしまう。固定式等速自在

10

20

30

40

50

継手に必要な最大作動角は $46^\circ \sim 50^\circ$ が通常である。ボール径、PCD径のバランスにより、有効トラック長さは変化するが、これを加味しても、作動角 $46^\circ \sim 50^\circ$ をとるのに必要な有効トラック長さの確保には、角度 θ は $14^\circ \sim 16^\circ$ が限界となることが判明した。よって、高作動角時における第2のトラック溝部7b、9bのくさび角の大きさを抑制し、保持器の強度を確保すると共に、必要とされる作動角を確保する角度 θ の最大値の限界は $14^\circ \sim 16^\circ$ であり、このときの第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部Aの位置を規定すると、継手中心Oから開口側における有効トラック長さの60%が不可欠となる。

【0023】

また、最大作動角におけるトラック溝の実際のくさび角 2θ を $2\theta = 43^\circ$ より、次式に基づいて、位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ を設定することが好ましい。

$$(2\theta') = (2\theta) \cos \alpha + (2\theta) \sin \alpha$$

ただし、 α はボールとトラック溝との接触角、 β はトラック溝の傾斜角とする。これにより、位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ からトラック溝の諸元を決定することができるので、トラック溝の諸元設定作業を極めて簡素化することができる。また、このような諸元設計により、最大作動角において実績のある従来の等速自在継手と同等の強度、耐久性を確保することができる。

【0024】

さらに、最大作動角において、保持器のポケットに対して半径方向外方に最も移動したボールとポケットの接触点と、保持器の球状外周面との間に余裕量 δ を形成することが好ましい。これにより、保持器の半径方向の肉厚を増加させると共に、ポケット周縁のエッジ部における応力集中が緩和され、より一層の保持器強度を確保することができる。

【0025】

上記の第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの曲率中心を、継手の軸線N-N上に配置したことにより、トラック溝深さを均一にすることができる。また、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの曲率中心を、継手の軸線N-Nより半径方向にオフセットさせることにより、継手の奥側のトラック溝深さを調整することができ、最適なトラック溝深さを確保することができる。

【0026】

上記の保持器の球状外周面と球状内周面とが、継手中心Oに対して軸方向にオフセットした曲率中心を有することにより、開口側に向かって保持器の肉厚が厚くなり、高作動角時の保持器の更なる強度を確保することができる。

【0027】

上記の第2のトラック溝部7bの円弧状のボール軌道中心線Xbの曲率中心を、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaと継手中心Oを含む平面Mから外れた位置に形成することができる。そして、第2のトラック溝部7bのボール軌道中心線Xbの傾斜角 θ を、開口側に向けて徐々に減少させることができる。これにより、周方向に隣り合う第2のトラック溝部7bの接近した側の間隔は拡がり、離反した側の間隔は狭まるため、周方向で各間隔の差を小さくすることができる。その結果、外側継手部材の各球状内周面の開口側の接触面積の差および内側継手部材の各球状外周面の奥側の接触面積の差を小さくすることができるので、保持器と外側継手部材、内側継手部材の球面接触部がバランスよく配置でき、さらなる作動の円滑化を図ることができる。

【0028】

上記のトルク伝達ボールの個数を8個とすることにより、軽量コンパクトで、高効率で、高作動角が取れる固定式等速自在継手、ひいては自動車のドライブシャフトを実現することができる。

【発明の効果】

【0029】

本発明により、トルク損失および発熱が少なく高効率で、高作動角を取ることができ、

10

20

30

40

50

高作動角時の強度や耐久性にも優れたコンパクトな固定式等速自在継手を実現することができる。特に、高作動角時におけるトラック溝のくさび角の大きさを抑制することができるので、保持器の強度を確保することができる。

【図面の簡単な説明】

【0030】

【図1】本発明の第1の実施形態に係る固定式等速自在継手の部分縦断面図および側面図である。

【図2】上記の固定式等速自在継手の外側継手部材の部分縦断面図および側面図である。

【図3】上記の固定式等速自在継手の内側継手部材の外周面および側面を示す図である。

【図4】外側継手部材のトラック溝の詳細を示す部分縦断面図である。

10

【図5】内側継手部材のトラック溝の詳細を示す縦断面図である。

【図6】継手が最大作動角を取った状態を示す概要図である。

【図7】継手が最大作動角を取ったときのボールとトラック溝との接触状態を示す図である。

【図8】角度の検証結果を示す説明図である。

【図9】トラック溝の形状とくさび角の設定方法を示す図である。

【図10】トラック溝の横断面形状を示す図である。

【図11】トラック溝の横断面形状を示す図である。

【図12】外側継手部材と内側継手部材の斜視図である。

【図13】第1の実施形態の固定式等速自在継手を自動車のドライブシャフトに使用した状態を示す図である。

20

【図14】第1の実施形態の第1の変形例の継手が最大作動角を取ったときのボールとトラック溝との接触状態を示す図である。

【図15】第1の実施形態の第2の変形例の継手が最大作動角を取ったときのボールとトラック溝との接触状態を示す図である。

【図16】本発明の第2の実施形態に係る固定式等速自在継手の外側継手部材の縦断面図である。

【図17】本発明の第3の実施形態に係る固定式等速自在継手の外側継手部材の縦断面図である。

【図18】本発明の第4の実施形態に係る固定式等速自在継手の部分縦断面図である。

30

【図19】上記の固定式等速自在継手の外側継手部材の縦断面図である。

【図20】上記の固定式等速自在継手の内側継手部材の縦断面図である。

【図21】上記の固定式等速自在継手の外側継手部材の内周形状を示す部分縦断面図である。

【図22】上記の固定式等速自在継手の内側継手部材の外周形状を示す図である。

【図23】本発明に至る過程における技術的知見を説明する図である。

【図24】本発明に至る過程における技術的知見を説明する図である。

【図25】従来技術の固定式等速自在継手の縦断面図である。

【図26】従来技術の固定式等速自在継手の縦断面図である。

【図27】従来技術の固定式等速自在継手の縦断面図である。

40

【発明を実施するための形態】

【0031】

本発明の実施の形態を図1～図22に基づいて説明する。

【0032】

本発明の第1の実施形態を図1～図13に示す。図1は、第1の実施形態に係る固定式等速自在継手を示し、図1(a)は部分縦断面図であり、図1(b)は図1(a)の右側面図である。この等速自在継手1は、外側継手部材2、内側継手部材3、ボール4および保持器5を主な構成とする。図1(b)、図2および図3に示すように、外側継手部材2および内側継手部材3のそれぞれ8本のトラック溝7、9は、継手の軸線N-Nに対して周方向に傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合うトラック溝7A、7Bおよび9

50

A、9 Bで互いに反対方向に形成されている。そして、外側継手部材2および内側継手部材3の対となるトラック溝7 A、9 Aおよび7 B、9 Bの各交差部に8個のボール4が配置されている。図1(a)では、トラック溝7、9については、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示している。その詳細は後述する。

【0033】

軸方向に延びるトラック溝の傾斜状態や湾曲状態などの形態、形状を的確に示すために、本明細書では、ボール軌道中心線という用語を用いて説明する。ここで、ボール軌道中心線とは、トラック溝に配置されたボールがトラック溝に沿って移動するときのボールの中心が描く軌跡を意味する。したがって、トラック溝の傾斜状態は、ボール軌道中心線の傾斜状態と同じであり、また、トラック溝の円弧状の状態は、ボール軌道中心線の円弧状の状態と同じである。

10

【0034】

図1(a)に示すように、外側継手部材2のトラック溝7はボール軌道中心線Xを有し、トラック溝7は、継手中心Oを曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線X aを有する第1のトラック溝部7 aと、この第1のトラック溝部7 aとは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線X bを有する第2のトラック溝部7 bとからなり、第1のトラック溝部7 aのボール軌道中心線X aに第2のトラック溝部7 bのボール軌道中心線X bが滑らかに接続されている。一方、内側継手部材3のトラック溝9はボール軌道中心線Yを有し、トラック溝9は、継手中心Oを曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線Y aを有する第1のトラック溝部9 aと、この第1のトラック溝部9 aとは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線Y bを有する第2のトラック溝部9 bとからなり、第1のトラック溝部9 aのボール軌道中心線Y aに第2のトラック溝部9 bのボール軌道中心線Y bが滑らかに接続されている。

20

【0035】

第1のトラック溝部7 a、9 aのボール軌道中心線X a、Y aの各曲率中心を、継手中心O、すなわち継手の軸線N-N上に配置したことにより、トラック溝深さを均一にすることができ、かつ加工を容易にすることができる。

【0036】

図2に基づき、外側継手部材2のトラック溝7が継手の軸線N-Nに対して周方向に傾斜している状態を説明する。図2(a)は外側継手部材2の部分縦断面を示し、図2(b)は外側継手部材2の右側面を示す。外側継手部材2のトラック溝7は、その傾斜方向の違いから、トラック溝7 A、7 Bの符号を付す。図2(a)に示すように、トラック溝7 Aのボール軌道中心線Xと継手中心Oを含む平面Mは、継手の軸線N-Nに対して角度 θ だけ傾斜している。そして、トラック溝7 Aに周方向に隣り合うトラック溝7 Bは、図示は省略するが、トラック溝7 Bのボール軌道中心線Xと継手中心Oを含む平面Mが、継手の軸線N-Nに対して、トラック溝7 Aの傾斜方向とは反対方向に角度 θ だけ傾斜している。本実施形態では、トラック溝7 Aのボール軌道中心線Xの全域、すなわち、第1のトラック溝部7 aのボール軌道中心線X aおよび第2のトラック溝部7 bのボール軌道中心線X bの両方が平面M上に形成されている。しかし、これに限られるものではなく、第1のトラック溝部7 aのボール軌道中心線X aのみが平面Mに含まれている形態も実施することができる。したがって、少なくとも第1のトラック溝部7 aのボール軌道中心線X aと継手中心Oを含む平面Mが継手の軸線N-Nに対して傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合う第1のトラック溝部7 aで互いに反対方向に形成されていればよい。

30

40

【0037】

ここで、トラック溝の符号について補足する。外側継手部材2のトラック溝全体を指す場合は符号7を付し、その第1のトラック溝部に符号7 a、第2のトラック溝部に符号7 bを付す。さらに、傾斜方向の違うトラック溝を区別する場合には符号7 A、7 Bを付し、それぞれの第1のトラック溝部に符号7 A a、7 B a、第2のトラック溝部に符号7 A b、7 B bを付す。後述する内側継手部材3のトラック溝についても、同様の要領で符号

50

を付している。

【 0 0 3 8 】

次に、図 3 に基づき、内側継手部材 3 のトラック溝 9 が継手の軸線 N - N に対して周方向に傾斜している状態を説明する。図 3 (b) は内側継手部材 3 の外周面を示し、図 3 (a) は内側継手部材 3 の左側面を、図 3 (c) は右側面を示す。内側継手部材 3 のトラック溝 9 は、その傾斜方向の違いから、トラック溝 9 A、9 B の符号を付す。図 3 (b) に示すように、トラック溝 9 A のボール軌道中心線 Y と継手中心 O を含む平面 Q は、継手の軸線 N - N に対して角度 θ だけ傾斜している。そして、トラック溝 9 A に周方向に隣り合うトラック溝 9 B は、図示は省略するが、トラック溝 9 B のボール軌道中心線 Y と継手中心 O を含む平面 Q が、継手の軸線 N - N に対して、トラック溝 9 A の傾斜方向とは反対方向に角度 θ だけ傾斜している。傾斜角 θ は、等速自在継手 1 の作動性および内側継手部材 3 のトラック溝の最も接近した側の球面幅 F を考慮し、 $4^\circ \sim 12^\circ$ の範囲、さらには、 $4^\circ \sim 8^\circ$ の範囲が好ましい。

10

【 0 0 3 9 】

前述した外側継手部材と同様、トラック溝 9 A のボール軌道中心線 Y の全域、すなわち、第 1 のトラック溝部 9 a のボール軌道中心線 Y a および第 2 のトラック溝部 9 b のボール軌道中心線 Y b の両方が平面 Q 上に形成されている。しかし、これに限られるものではなく、第 1 のトラック溝部 9 a のボール軌道中心線 Y a のみが平面 Q に含まれている形態も実施することができる。したがって、少なくとも第 1 のトラック溝部 9 a のボール軌道中心線 Y a と継手中心 O を含む平面 Q が継手の軸線 N - N に対して周方向に傾斜すると共にその傾斜方向が周方向に隣り合う第 1 のトラック溝部 9 a で互いに反対方向に形成されていけばよい。内側継手部材 3 のトラック溝 9 のボール軌道中心線 Y は、作動角 0° の状態で継手中心 O を含む平面 P を基準として、外側継手部材 2 の対となるトラック溝 7 のボール軌道中心線 X と鏡像対称に形成されている。

20

【 0 0 4 0 】

図 4 に基づいて、外側継手部材 2 の縦断面より見たトラック溝の詳細を説明する。図 4 の部分縦断面は、前述した図 2 (a) のトラック溝 7 A のボール軌道中心線 X と継手中心 O を含む平面 M で見た断面図である。したがって、厳密には、継手の軸線 N - N を含む平面における縦断面図ではなく、角度 θ だけ傾斜した断面を示している。図 4 には、外側継手部材 2 のトラック溝 7 A が示されているが、トラック溝 7 B は、傾斜方向がトラック溝 7 A とは反対方向であるだけで、その他の構成はトラック溝 7 A と同じであるので、説明は省略する。

30

【 0 0 4 1 】

図 4 に示すように、外側継手部材 2 の球状内周面 6 にはトラック溝 7 A が軸方向に沿って形成されている。トラック溝 7 A はボール軌道中心線 X を有し、トラック溝 7 A は、継手中心 O を曲率中心 (軸方向のオフセットがない) とする円弧状のボール軌道中心線 X a を有する第 1 のトラック溝部 7 A a と、この第 1 のトラック溝部 7 A a とは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線 X b を有する第 2 のトラック溝部 7 A b とからなる。第 2 のトラック溝部 7 A b のボール軌道中心線 X b の曲率中心 O o 1 は、第 1 のトラック溝部 7 A a のボール軌道中心線 X a より半径方向外側にオフセットされており、第 2 のトラック溝部 7 A b のボール軌道中心線 X b の曲率半径は、第 1 のトラック溝部 7 A a のボール軌道中心線 X a の曲率半径より小さく形成されている。そして、第 1 のトラック溝部 7 A a のボール軌道中心線 X a の開口側の端部 A において、第 2 のトラック溝部 7 A b のボール軌道中心線 X b が滑らかに接続されている。すなわち、端部 A が第 1 のトラック溝部 7 A a と第 2 のトラック溝 7 A b との接続点である。端部 A は継手中心 O よりも開口側に位置し、この位置は継手中心 O から開口側における有効トラック長さの 61% を占めるように設定されている。端部 A に曲率半径の小さい第 2 のトラック溝部 7 A b の円弧状のボール軌道中心線 X b が接続されているので、最大作動角時の有効トラック長さを確保すると共にくさび角が過大になるのを抑制することができる。

40

【 0 0 4 2 】

50

図4に示すように、端部Aと継手中心Oとを結ぶ直線をLとする。トラック溝7Aのボール軌道中心線Xと継手中心Oを含む平面M(図2(a)参照)上に投影された継手の軸線N'-N'は継手の軸線N-Nに対しだけ傾斜し、軸線N'-N'の継手中心Oにおける垂線Kと直線Lとがなす角度を θ とする。上記の垂線Kは作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面P上にある。したがって、本発明でいう直線Lが作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面Pに対してなす角度は、 $\sin \theta = \sin \theta' \times \cos \alpha$ の関係になる。本実施形態では角度 θ は 15° に設定されており、端部Aの位置は継手中心Oから開口側における有効トラック長さの61%を占めている。有効トラック長さの詳細は、後述する。

【0043】

同様に、図5に基づいて、内側継手部材3の縦断面よりトラック溝の詳細を説明する。図5の縦断面は、前述した図3(b)のトラック溝9Aのボール軌道中心線Yと継手中心Oを含む平面Qで見た断面図である。したがって、図4と同様に、厳密には、継手の軸線N-Nを含む平面における縦断面図ではなく、角度 θ だけ傾斜した断面を示している。図5には、内側継手部材3のトラック溝9Aが示されているが、トラック溝9Bは、傾斜方向がトラック溝9Aとは反対方向であるだけで、その他の構成はトラック溝9Aと同じであるので、説明は省略する。

【0044】

内側継手部材3の球状外周面8にはトラック溝9Aが軸方向に沿って形成されている。トラック溝9Aはボール軌道中心線Yを有し、トラック溝9Aは、継手中心Oを曲率中心(軸方向のオフセットがない)とする円弧状のボール軌道中心線Yaを有する第1のトラック溝部9Aaと、この第1のトラック溝9Aaとは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線Ybを有する第2のトラック溝部9Abとからなる。第2のトラック溝部9Abのボール軌道中心線Ybの曲率中心Oi1は、第1のトラック溝部9Aaのボール軌道中心線Yaより半径方向外側にオフセットされており、第2のトラック溝部9Abのボール軌道中心線Ybの曲率半径は、第1のトラック溝部9Aaのボール軌道中心線Yaの曲率半径より小さく形成されている。そして、第1のトラック溝部9Aaのボール軌道中心線Yaの奥側の端部Bにおいて、第2のトラック溝部9Abのボール軌道中心線Ybが滑らかに接続されている。すなわち、端部Bが第1のトラック溝部9Aaと第2のトラック溝9Abとの接続点である。

【0045】

図5に示すように、端部Bと継手中心Oとを結ぶ直線をRとする。トラック溝9Aのボール軌道中心線Yと継手中心Oを含む平面Q(図3(b)参照)上に投影された継手の軸線N'-N'は継手の軸線N-Nに対しだけ傾斜し、軸線N'-N'の継手中心Oにおける垂線Kと直線Rとがなす角度を θ とする。上記の垂線Kは作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面P上にある。したがって、直線Rが作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面Pに対してなす角度は、 $\sin \theta = \sin \theta' \times \cos \alpha$ の関係になる。角度 θ は、外側継手部材と同じ 15° に設定されている。

【0046】

上記の角度 θ により、図4において、第1のトラック溝部7Aaのボール軌道中心線Xaの端部Aは、使用頻度が多い作動角時に軸方向に沿って最も開口側に移動したときのボールの中心位置よりもさらに開口側に位置する。同様に、内側継手部材3では、図5において、第1のトラック溝部9Aaのボール軌道中心線Yaの端部Bは、使用頻度が多い作動角時に軸方向に沿って最も奥側に移動したときのボールの中心位置よりもさらに奥側に位置する。使用頻度が多い作動角の範囲では、ボール4は、外側継手部材2および内側継手部材3の第1のトラック溝部7Aa、9Aaと、傾斜方向が反対の7Ba、9Ba(図2、図3参照)に位置するので、保持器5の周方向に隣り合うポケット部5aにボール4から相反する方向の力が作用し、保持器5は継手中心Oの位置で安定する(図1参照)。このため、保持器5の球状外周面12と外側継手部材2の球状内周面6との接触力、および保持器5の球状内周面13と内側継手部材3の球状外周面8との接触力が抑制され、高

10

20

30

40

50

負荷時や高速回転時に継手が円滑に作動し、トルク損失や発熱が抑えられ、耐久性が向上する。

【0047】

本実施形態の等速自在継手においては、保持器5のポケット部5aとボール4との嵌め合いをすきま設定にしてもよい。この場合、前記すきまは0~40 μ m程度に設定することが好ましい。すきま設定にすることにより、保持器5のポケット部5aに保持されたボール4をスムーズに作動させることができ、更なるトルク損失の低減を図ることができる。

【0048】

本実施形態の等速自在継手が最大作動角を取った状態を図6に示す。図6および後述する図7~図11では、トラック溝7A、9Aについては、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示している。本実施形態では、最大作動角時における有効トラック長さを確保すると共にくさび角が過大になるのを抑制することができる。そのため、図6のように、最大作動角 θ_{max} を47°程度の高角にしても、必要十分な入口チャンファ10を設けた状態でボール4がトラック溝7Abと接触状態を確保することができ、かつ、くさび角が大きくならないように抑えることができる。

【0049】

尚、高作動角の範囲では、周方向に配置されたボール4が第1のトラック溝部7Aa、9Aa(7Ba、9Ba、図2(a)および図3(b)参照)と第2のトラック溝部7Ab、9Ab(7Bb、9Bb、図2(a)および図3(b)参照)に一時的に分かれて位置する。これに伴い、保持器5の各ポケット部5aにボール4から作用する力が釣り合わず、保持器5と外側継手部材2との球面接触部12、6および保持器5と内側継手部材3との球面接触部13、8の接触力が発生するが、高作動角の範囲は使用頻度が少ないため、本実施形態の等速自在継手1は、総合的にみるとトルク損失や発熱を抑制できる。したがって、トルク損失および発熱が少なく高効率で、高作動角を取ることができ、高作動角時の強度や耐久性にも優れたコンパクトな固定式等速自在継手を実現することができる。

【0050】

以上では、本実施形態の固定式等速自在継手1の全体的な内容を説明したが、続いて、本発明の特徴である最大作動角時におけるトラック溝とボールの接触状態や角度 θ 、トラック溝のくさび角、有効トラック長さ、さらには、これらの関係について詳細に説明する。

【0051】

まず、本実施形態の固定式等速自在継手の最大作動角時におけるトラック溝とボールの接触状態を図7に基づいて詳細に説明する。図7(a)は、等速自在継手1の縦断面図であり、図7(b)は外側継手部材2のトラック溝7Aとボール4との接触状態を示す拡大図である。この図においても、外側継手部材2のトラック溝7Aが示されているが、トラック溝7Bは、傾斜方向がトラック溝7Aとは反対方向であるだけで、その他の構成はトラック溝7Aと同じであるので、説明は省略する。図7(a)に示すように継手が最大作動角 θ_{max} を取ると、作動角 0° の状態の継手中心Oを含む平面Pに対してボール4の中心Obは $\theta_{max}/2$ の位置に移動する。このとき、ボール4と第2のトラック溝部7Abとの接触点Soが入口チャンファ10に最も近づく。なお、図7(a)では、トラック溝7A、9Aについては、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示しているため、実際の $\theta_{max}/2$ の線との関係ではわずかな差異が生じるが、説明を平易にするため $\theta_{max}/2$ を用いて簡略化する。

【0052】

第2のトラック溝7Abの円弧状ボール軌道中心線Xbは、第1のトラック溝部7Aaの円弧状ボール軌道中心線Xaの端部Aを規定する角度 α を15°と大きく設定しているため、端部Aで接続後、反対方向に湾曲し、外側継手部材2の開口側端部で継手の軸線N

10

20

30

40

50

- Nとほぼ平行状態に形成されている。このため、最大作動角時におけるくさび角を抑制することができる。その詳細は後述する。図7(b)に拡大して示すように、ボール4とトラック溝7Abの接触点Soは、ボール4の中心Obを通過して、ボール軌道中心線Xbに対して直角な平面T上に位置する。ボール軌道中心線Xbは、曲率中心がOo1の円弧状であるので、ボール4の中心Obと接触点Soとの間の軸方向の距離Wは、図27(b)に示す従来の等速自在継手よりも小さくなっており、その分、後述する有効トラック長さが増加している。そのため、本実施形態では、最大作動角をとった状態で、入口チャムファ10のエッジ部と接触点Soとの間にトラック余裕量Uを確保することができ、ボール4がトラック溝部7Abと十分な接触状態を確保することができる。トラック余裕量Uは、ジョイントサイズによって変わるが、0.5~2mm程度である。

10

【0053】

図7(a)に示すように、最大作動角において、保持器5のポケット部5aに対して半径方向外方に最も移動したボール4とポケット部5aの接触点と、保持器5の球状外周面12との間に余裕量 が形成されている。これにより、保持器5の半径方向の肉厚を増加させると共に、ポケット部5a周縁のエッジ部における応力集中が緩和され、保持器5の強度をより一層確保することができる。

【0054】

角度 に関連して、自動車用ドライブシャフトに使用される固定式等速自在継手の作動角について説明する。まず、継手の常用角とは、水平で平坦な路面上で1名乗車時の自動車において、ステアリングを直進状態にした時にフロント用ドライブシャフトの固定式等速自在継手に生じる作動角をいう。常用角は、通常、2°~15°の間で車種ごとの設計条件に応じて選択・決定される。そして、使用頻度の多い作動角とは、上記の自動車が、例えば、交差点の右折・左折時などに生じる高作動角ではなく、連続走行する曲線道路などで固定式等速自在継手に生じる作動角をいい、これも車種ごとの設計条件に応じて決定される。使用頻度の多い作動角は最大20°を目処とする。

20

【0055】

作動角 を取ったとき、外側継手部材2および内側継手部材3の継手中心Oを含む平面Pに対して、ボール4が /2だけ移動するので、自動車用ドライブシャフトに用いられる等速自在継手において常用角を含む使用頻度の多い作動角をカバーするには、角度 は10°程度あれば十分である。しかし、本発明では、前述したように、第2のトラック溝部7b、9bのくさび角の大きさを抑制し、必要とされる最大作動角を確保するための新たな基準として角度 が14°~16°という範囲を見出したものである。

30

【0056】

さらに、角度 の範囲が14°~16°であるとの知見により、このときの第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部Aの位置を規定すると、継手中心Oから開口側における有効トラック長さの60%が不可欠であることを見出した。これらの詳細を次に説明する。

【0057】

図8に、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部Aの位置を規定する角度 を種々に変化させたときの第2のトラック溝部7bの状態を示す。図示では、第2のトラック溝部7bの曲率半径は一定としている。内側継手部材3のトラック溝9は、前述のとおり外側継手部材2のトラック溝と鏡像対称となっており、図示は省略する。ボール4は、最大作動角 max/2の線上に位置する。

40

【0058】

まず、常用角を含む使用頻度の多い作動角をカバーするために必要な角度 =10°のときは、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの端部はA1で、第2のトラック溝部は7b1で、その曲率中心はOo11であり、第2のトラック溝部7b1とボール4の接触点の軌跡はSoL1、第2のトラック溝部7b1のボール軌道中心線はXb1である。そして、最大作動角時のボール4の中心はOb1で、トラック溝部7b1との接触点はSo1である。

50

【 0 0 5 9 】

続いて、角度 $\theta = 14^\circ$ のときは、第 1 のトラック溝部 7 a のボール軌道中心線 X a の端部は A 2 で、第 2 のトラック溝部は 7 b 2 で、その曲率中心は O o 1 2 であり、第 2 のトラック溝部 7 b 2 とボール 4 の接触点の軌跡は S o L 2、第 2 のトラック溝部 7 b 2 のボール軌道中心線は X b 2 である。最大作動角時のボール 4 の中心は O b 2 で、トラック溝部 7 b 2 との接触点は S o 2 である。角度 $\theta = 15^\circ$ のときは、端部は A 3 で、第 2 のトラック溝部は 7 b 3 で、その曲率中心は O o 1 3 であり、第 2 のトラック溝部 7 b 3 とボール 4 の接触点の軌跡は S o L 3、第 2 のトラック溝部 7 b 3 のボール軌道中心線は X b 3 である。最大作動角時のボール 4 の中心は O b 3 で、トラック溝部 7 b 3 との接触点は S o 3 である。角度 $\theta = 16^\circ$ のときは、端部は A 4 で、第 2 のトラック溝部は 7 b 4 で、その曲率中心は O o 1 4 であり、第 2 のトラック溝部 7 b 4 とボール 4 の接触点の軌跡は S o L 4、第 2 のトラック溝部 7 b 4 のボール軌道中心線は X b 4 である。最大作動角時のボール 4 の中心は O b 4 で、トラック溝部 7 b 4 との接触点は S o 4 である。最後に、角度 $\theta = 17^\circ$ のときは、端部は A 5 で、第 2 のトラック溝部は 7 b 5 で、その曲率中心は O o 1 5 であり、第 2 のトラック溝部 7 b 5 とボール 4 の接触点の軌跡は S o L 5、第 2 のトラック溝部 7 b 5 のボール軌道中心線は X b 5 である。最大作動角時のボール 4 の中心は O b 5 で、トラック溝部 7 b 5 との接触点は S o 5 である。

10

【 0 0 6 0 】

ここで、有効トラック長さについて説明する。等速自在継手 1 が最大作動角 θ_{max} を取ると、図 1 (b) において位相角 $\phi = 0^\circ$ のボール 4 が外側継手部材 2 の開口側に最も移動し、その時のボール 4 の中心 O b は $\theta_{max} / 2$ の線上に位置する (図 7 (a)、図 8 参照)。ボール 4 の中心 O b が $\theta_{max} / 2$ で傾斜した線上に位置することは、トラック溝 7 の形状にはかかわらず一定である。これに対して、図 8 に示すように、外側継手部材 2 のトラック溝 7 とボール 4 との接触点 S o は、トラック溝 7 の形状によって、継手の軸方向の位置が変化する。換言すれば、作動角 θ を取っていくとき、単位角度 (例えば 1°) 当たりの接触点 S o の軸方向の移動量はトラック溝 7 の形状によって変化する。したがって、本明細書における継手中心 O から開口側における有効トラック長さとは、上記のような接触点 S o の軸方向移動量の変化状態を加味した、図 7 (b) に示す入口チャムファ 1 0 のエッジ部から継手中心 O を含む平面 P までのトラック溝の接触点の軌跡の長さを意味する。

20

30

【 0 0 6 1 】

角度 $\theta = 10^\circ$ の場合、接触点の軌跡 S o L 1 は、図示のように、外側継手部材 2 の開口側に向けて大きく開くように湾曲する。その結果、有効トラック長さは確保できるが、最大作動角時にトラック溝間のくさび角が過大 (例えば、 65°) となり、ボール 4 に大きな押し出し力が発生し、保持器 5 に大きなポケット荷重がかかり、保持器 5 の強度が問題となる。

【 0 0 6 2 】

そのため、角度 θ を徐々に増加させて種々検討した結果、角度 θ の下限として $\theta = 14^\circ$ で、第 2 のトラック溝部 7 b 2 のボール軌道中心線 X b 2 の曲率半径を調整することにより、第 2 のトラック溝部のくさび角の大きさを抑制し (43° 程度)、必要とされる最大作動角 (47° 程度) を確保することができることが判明した。そして、角度 θ が 15° 、 16° も同様に、第 2 のトラック溝部 7 b 3、7 b 4 の曲率半径を調整することにより、第 2 のトラック溝部のくさび角の大きさを抑制し、必要とされる最大作動角を確保することができることが判明した。しかし、角度 $\theta = 17^\circ$ まで大きくすると、第 2 のトラック溝部のくさび角の大きさを抑制できるが、必要とされる最大作動角を確保するためには第 2 のトラック溝部 7 b 5 の曲率半径が実用面から成り立たないことが判明し、角度 θ の上限は $\theta = 16^\circ$ であるという結論に至った。このような角度 θ の範囲が $14^\circ \sim 16^\circ$ であるとの知見により、このときの第 1 のトラック溝部 7 a のボール軌道中心線 X a の端部 A の位置を規定すると、継手中心 O から開口側における有効トラック長さの 60% が不可欠であるという結論に達した。

40

50

【 0 0 6 3 】

次に、本実施形態の等速自在継手における傾斜角 θ をもって3次元的に湾曲したトラック溝の形状の設定方法およびくさび角の設定方法を図9に基づいて説明する。図9(a)は、等速自在継手1の縦断面図であるが、前述したように、トラック溝7A、9Aについては、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示し、トラック溝7A、9Aの溝底が2次元断面におけるくさび角を示している。図9(b)は、3次元空間における実際のくさび角を示す。

【 0 0 6 4 】

詳細には、図9(a)の上側のトラック溝7A、9Aは、図1(b)の位相角 ϕ が 0° 、すなわち、継手中心Oにおいて位相角 ϕ が 0° のものを示す。この位相角 ϕ が 0° で、ボール4が外側継手部材2のトラック溝7Aの開口側に最も移動した状態となり、内側継手部材3のトラック溝9Aの奥側に最も移動した状態となる。この位相角 $\phi = 0^\circ$ の状態で、図1(b)に示す内側継手部材3に白抜き矢印の方向に回転トルクを負荷したとき、傾斜角 θ によるくさび角成分が開口側に向っているトラック溝7A(第2のトラック溝部7Aa)と9A(第2のトラック溝部9Aa)間のくさび角が最大になる。反対方向に傾斜したトラック溝7B(第2のトラック溝部7Ba)と9B(第2のトラック溝部9Ba)間のくさび角は、傾斜角 θ によるくさび角成分が奥側に向っている分、同じ位相角 $\phi = 0^\circ$ のときにトラック溝7A(第2のトラック溝部7Aa)と9A(第2のトラック溝部9Aa)間のくさび角より小さくなる。

【 0 0 6 5 】

図9(a)の2次元断面におけるトラック溝7A、9Aの溝底で示すくさび角を $2\alpha'$ とする。くさび角 $2\alpha'$ は直線 S_o 、 O_b と直線 S_i 、 O_b がなす角度である。このくさび角 $2\alpha'$ は位相角 ϕ が 0° のときに最大になり、ボール4に大きな押し出し力を発生させ、保持器5のポケット部5aに大きなポケット荷重として作用する。このため、高角時の等速自在継手1の性能に対して最も影響を及ぼす因子となる。

【 0 0 6 6 】

等速自在継手1における実際のくさび角は、3次元空間で検討する必要がある、そのくさび角 2α を図9(b)に示す。ボール4とトラック溝7Aとの接触点は S_o で、ボールとトラック溝9Aとの接触点は S_i である(図10参照)。実際のくさび角 2α は、2次元断面におけるくさび角 $2\alpha'$ に対してボールの接触角 β やトラック溝の傾斜角 θ の影響を受けるため、 2α と $2\alpha'$ は一致しない。この接触角 β と傾斜角 θ の影響を考慮すると、位相角 ϕ が 0° における 2α と $2\alpha'$ との関係は、以下の式で近似的に表される。

$$(2\alpha) = (2\alpha') \cos \theta + (2\alpha') \sin \theta \cdot \dots (1)$$

ただし、この近似式が成り立つのは、位相角 ϕ が 0° のときの平面Mおよび平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた2次元断面のみである。

【 0 0 6 7 】

固定式等速自在継手として、ツェッパ型等速自在継手やアンダーカットフリー型等速自在継手(以下、UJという)があるが、例えば、自動車市場で実績のあるUJで最大作動角 50° を取った場合、 $2\alpha' = 50^\circ$ 、 $\theta = 0^\circ$ 、接触角 $\beta = 30^\circ \sim 50^\circ$ を式(1)に代入すると、実際のくさび角 2α は $32^\circ \sim 43^\circ$ の範囲となる。くさび角は小さいほど強度、耐久性に有利なため、本実施形態では、最大作動角でのくさび角を $2\alpha = 43^\circ$ とする。これにより、UJと同じジョイントの大きさで、同等の強度および耐久性を確保できる。すなわち、ジョイントのサイズアップによるコストアップや重量増加を抑えることができる。

【 0 0 6 8 】

次に、 $2\alpha = 43^\circ$ を満たす設定手順を説明する。最大作動角時に $2\alpha = 43^\circ$ になるように、等速自在継手1の諸元を設定するには、位相角 $\phi = 0^\circ$ の平面Mおよび平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた2次元断面の作図から求めた $2\alpha'$ を、式(1)により 2α に変換して $2\alpha' = 43^\circ$ に設計すれば良い。位相角 $\phi = 0^\circ$ の平面Mおよび平

10

20

30

40

50

面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態での2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ を、位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ と簡略化して用いる。この簡略化した表現は本明細書および特許請求の範囲においても同じとする。具体的には、最大作動角 $\theta_{max} = 47^\circ$ 、傾斜角 $\theta = 6^\circ$ 、接触角 $\alpha = 40^\circ$ とした場合、 $2\theta' = 43^\circ$ になるためには、式(1)より、位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ を $2\theta' = 46^\circ$ と求めることができる。本実施形態は $2\theta' = 46^\circ$ を満たす諸元としている。このように位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ からトラック溝の諸元を決定することができるので、トラック溝の諸元設定作業を極めて簡素化できる。また、このような諸元的设计により、最大作動角においてUJと同等の強度、耐久性を確保することが可能となる。

10

【0069】

傾斜角 θ については、小さすぎるとトラック溝7、9の交差によるボールを二等分面上に保持する力が弱くなるので作動性が悪くなる。反対に傾斜角 θ が大きすぎると、外側継手部材2および内側継手部材3について、端部でトラック溝同士が重なるまでの距離が短くなり、十分なトラック長さを確保できない。よって、傾斜角 θ は $4^\circ \sim 8^\circ$ の範囲が望ましい。

【0070】

また、接触角 α については、面圧を考慮してツェッパ型等速自在継手やUJで実績がある $30^\circ \sim 45^\circ$ が望ましい。図10にトラック溝7A、9Aとボール4との接触角を示す。トラック溝7A、9Aの横断面形状は、楕円形状やゴシックアーチ形状に形成されており、トラック溝7A、9Aとボール4は、接触角 α をもって接触する、所謂、アンギュラコンタクトとなっている。したがって、ボール4は、トラック溝7A、9Aの溝底より少し離れたトラック溝7A、9Aの側面側の接触点 S_o 、 S_i で接触している。

20

【0071】

図11に、トラック溝7A、9Aとボール4がサーキュラコンタクトの場合を示す。この場合は接触角 $\alpha = 0^\circ$ である。したがって、前述した式(1)により、最大作動角でのくさび角を $2\theta' = 43^\circ$ を基に、位相角 $\phi = 0^\circ$ の2次元断面におけるくさび角 $2\theta'$ を求めるときは $\phi = 0^\circ$ として簡単に算出することができる。

【0072】

図12に、本実施形態の等速自在継手の外側継手部材2と内側継手部材3の斜視図を示す。この斜視図は、これまでに説明したトラック溝を立体的に示している。図12(a)に示すように、外側継手部材2の球状内周面6に、継手の軸線N-N(図示省略)に対して周方向に傾斜したトラック溝7A、7Bが交互に形成され、その傾斜方向は交互に反対方向に形成されている。トラック溝7A、7Bは、それぞれ第1のトラック溝部7Aa、7Baと第2のトラック溝部7Ab、7Bbとからなる。外側継手部材2の開口端に入口チャンファ10が設けられている。また、図12(b)に示すように、内側継手部材3の球状外周面8には、継手の軸線N-N(図示省略)に対して周方向に傾斜したトラック溝9A、9Bが交互に形成され、その傾斜方向は交互に反対方向に形成されている。トラック溝9A、9Bは、それぞれ第1のトラック溝部9Aa、9Baと第2のトラック溝部9Ab、9Bbとからなる。

30

40

【0073】

図13は、本実施形態の固定式等速自在継手1を適用した自動車のフロント用ドライブシャフト20を示す。固定式等速自在継手1は中間シャフト11の一端に連結され、他端には摺動式トリポード型等速自在継手15が連結されている。固定式等速自在継手1の外周面とシャフト11の外周面との間、および摺動式トリポード型等速自在継手15の外周面とシャフト11の外周面との間に、それぞれ蛇腹状ブーツ16a、16bがブーツバンド18a、18b、18c、18dにより取り付け固定されている。継手内部には、潤滑剤としてのグリースが封入されている。本実施形態の固定式等速自在継手1を使用したので、トルク損失や発熱が小さく高効率で、かつ高作動角が取れ、軽量・コンパクトな自動車用ドライブシャフト20が実現される。

50

【 0 0 7 4 】

第1の実施形態の第1の変形例を図14に示す。この変形例は第1の実施形態に対して、端部Aを規定する角度 θ が異なる。角度 θ は 14° に設定され、第2のトラック溝部7Abの曲率中心をOo1とし、第1の実施形態よりも曲率半径を大きく形成している。本変形例では、端部Aの位置が継手中心Oから開口側における有効トラック長さの60%を占めるように設定されている。本実施形態では、最大作動角をとった状態で、入口チャンファ10のエッジ部と接触点Sとの間に第1の実施形態と同じ寸法のトラック余裕量Uを確保することができ、有効トラック長さは第1の実施形態と同じである。これにより、ボール4がトラック溝部7Abと十分な接触状態を確保することができる。

【 0 0 7 5 】

第1の実施形態の第2の変形例を図15に示す。この変形例では、端部Aを規定する角度 θ が 16° に設定され、第2のトラック溝部7Abの曲率中心をOo1とし、第1の実施形態よりも曲率半径を小さく形成している。本変形例では、端部Aの位置が継手中心Oから開口側における有効トラック長さの62%を占めるように設定されている。これにより、本実施形態では、最大作動角をとった状態で、入口チャンファ10のエッジ部と接触点Sとの間に第1の実施形態と同じ寸法のトラック余裕量Uを確保することができ、第1の実施例および第1の変形例と有効トラック長さは同じである。ボール4がトラック溝部7Abと十分な接触状態を確保することができる。このように、有効トラック長さは、トラック溝の形状や曲率などにより調整することができる。

【 0 0 7 6 】

次に、本発明の第2の実施形態に係る固定式等速自在継手を図16に基づいて説明する。図16は本実施形態の固定式等速自在継手の外側継手部材のみを示し、図4と同様、トラック溝7Aのボール軌道中心線Xと継手中心Oを含む平面Mで見た断面図である(図2(a)参照)。また、外側継手部材の軸線から半径方向の上半分を示したものである。この固定式等速自在継手は、前述した第1の実施形態の固定式等速自在継手と比較して、第1のトラック溝部の円弧状ボール軌道中心線の曲率中心を、継手の軸線N-Nに対して半径方向にオフセットさせ、これに対応して第2のトラック溝部の直線状ボール軌道中心線の構成を調整したところが異なり、その他の構成は、第1の実施形態と同じである。本実施形態においても第1の実施形態と同様の機能を有する箇所には同一の符号を付して重複説明は省略する。以降の実施形態についても同様とする。

【 0 0 7 7 】

外側継手部材2の第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの開口側の端部Aは第1の実施形態と同じである。しかし、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの曲率中心Oo3は、継手中心Oに対して軸方向オフセットはないが、継手の軸線に対して半径方向にf2だけオフセットしている。これに伴い、第2のトラック溝部7bの円弧状のボール軌道中心線Xbは、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの開口側端部Aに接続するよう調整されている。本実施形態においても端部Aを規定する角度 θ は 15° に設定されている。この構成により、継手の奥側のトラック溝深さを調整することができる。本実施形態の固定式等速自在継手においても、図示は省略するが、内側継手部材3のトラック溝9のボール軌道中心線Yは、作動角 0° の状態で継手中心Oを含む平面Pを基準として、外側継手部材2の対となるトラック溝7のボール軌道中心線Xと鏡像対称に形成されている。外側継手部材2および内側継手部材3のトラック溝7、9の継手の軸線N-Nに対する周方向の傾斜状態、保持器5の構成や継手の作用については、第1の実施形態の固定式等速自在継手と同様であるので、重複説明は省略する。

【 0 0 7 8 】

本発明の第3の実施形態に係る固定式等速自在継手を図17に基づいて説明する。この実施形態の固定式等速自在継手は、第1の実施形態の固定式等速自在継手と比較して、保持器の球状外周面および球状内周面の曲率中心を継手中心Oに対して軸方向にオフセットさせた点が異なり、その他の構成は、第1の実施形態と同じである。

【 0 0 7 9 】

図17(a)は固定式等速自在継手の部分縦断面を示し、図17(b)は保持器の縦断面を示す。図17(a)においても、トラック溝7、9については、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示している。保持器5の球状外周面12の曲率中心 O_c1 と球状内周面13の曲率中心 O_c2 は継手中心Oに対して f_3 だけ軸方向にオフセットされている。このオフセットの構成により、開口側に向かって保持器5の肉厚が厚くなり、特に高作動角時の保持器5の強度を向上することができる。前述したように、高作動角の範囲では、周方向に配置されたボール4が第1のトラック溝部7Aa、9Aa(7Ba、9Ba、図2(a)および図3(b)参照)と第2のトラック溝部7Ab、9Ab(7Bb、9Bb、図2(a)および図3(b)参照)に一時的に分かれて位置する。この場合に、第2のトラック溝部7Ab、9Ab(7Bb、9Bb)に位置するボール4から保持器5のポケット部5aに開口側に押圧する力が作用するが、開口側に向かって保持器5の肉厚が厚くなっているため、保持器5の強度を向上することができる。また、奥側のトラック溝7a、9bのトラック溝深さを増加させることができる。この実施形態においても、外側継手部材2および内側継手部材3のトラック溝7、9の継手の軸線N-Nに対する周方向の傾斜状態、保持器5の構成や継手の作用については、第1の実施形態の固定式等速自在継手と同様であるので、重複説明は省略する。

【0080】

本発明の第4の実施形態に係る固定式等速自在継手を図18~図22に基づいて説明する。この実施形態の固定式等速自在継手は、第1の実施形態の固定式等速自在継手と比較して、第2のトラック溝部の構成が異なり、その他の構成は、第1の実施形態と同じである。

【0081】

図18に示すように、本実施形態の固定式等速自在継手の縦断面では、第2のトラック溝部の形状を含めて、第1の実施形態とほぼ同様の形状である。図18においても、トラック溝7、9については、それぞれ、図2(a)に示す平面Mおよび図3(b)に示す平面Qにおける断面を傾斜角 $\theta = 0^\circ$ まで回転させた状態で示している。外側継手部材2のトラック溝7はボール軌道中心線Xを有し、トラック溝7は、継手中心Oを曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線Xaを有する第1のトラック溝部7aと、この第1のトラック溝部7aとは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線Xbを有する第2のトラック溝部7bとからなり、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaに第2のトラック溝部7bのボール軌道中心線Xbが滑らかに接続されている。一方、内側継手部材3のトラック溝9はボール軌道中心線Yを有し、トラック溝9は、継手中心Oを曲率中心とする円弧状のボール軌道中心線Yaを有する第1のトラック溝部9aと、この第1のトラック溝部9aとは反対方向に湾曲する円弧状のボール軌道中心線Ybを有する第2のトラック溝部9bとからなり、第1のトラック溝部9aのボール軌道中心線Yaに第2のトラック溝部9bのボール軌道中心線Ybが滑らかに接続されている。

【0082】

図19に示すように、外側継手部材2の第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの開口側の端部Aまでの形状は、第1の実施形態と同じである。しかし、第2のトラック溝部7bのボール軌道中心線Xbは第1の実施形態と異なる。本実施形態の外側継手部材2の第2のトラック溝部7bの円弧状ボール軌道中心線Xbの曲率中心は、トラック溝のボール軌道中心線Xと継手中心Oを含む平面M(図21参照)から周方向に外れた位置に形成されている(図示省略)。そして、第1のトラック溝部7aのボール軌道中心線Xaの開口側の端部Aに滑らかに接続するよう適宜な曲率で形成されている。図20に示す内側継手部材3の第2のトラック溝部9bのボール軌道中心線Ybも同様であり、内側継手部材3のトラック溝9のボール軌道中心線Yは、作動角 0° の状態で継手中心Oを含む平面Pを基準として、外側継手部材2の対となるトラック溝7のボール軌道中心線Xと鏡像対称に形成されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 3 】

図 2 1 に基づき、外側継手部材 2 のトラック溝 7 が継手の軸線 N - N に対して周方向に傾斜している状態を説明する。外側継手部材 2 の第 1 のトラック溝 7 A a のボール軌道中心線 X a と継手中心 O を含む平面 M は、継手の軸線 N - N に対して角度 θ だけ傾斜している。そして、第 1 のトラック溝部 7 A a に周方向に隣り合う第 1 のトラック溝部 7 B a は、図示は省略するが、第 1 のトラック溝部 7 B a のボール軌道中心線 X a と継手中心 O を含む平面 M が、継手の軸線 N - N に対して、第 1 のトラック溝部 7 A a の傾斜方向とは反対方向に角度 θ だけ傾斜している。上記のように本実施形態では、第 1 のトラック溝部 7 A a、7 B a のみが平面 M 上に形成されている。また、本実施形態では、第 2 のトラック溝部 7 A b のボール軌道中心線 X b は、第 1 のトラック溝部 7 A a のボール軌道中心線 X a の開口側の端部 A と滑らかに接続した後、開口側に向かって徐々に傾斜角が小さくなるようになだらかに湾曲し、開口端部付近では傾斜角が 0 ° となるように形成されている。傾斜方向が反対になる第 2 のトラック溝部 7 B b のボール軌道中心線 X b も同様に形成されている。

10

【 0 0 8 4 】

図 2 2 に基づき、内側継手部材 3 のトラック溝 9 が継手の軸線 N - N に対して周方向に傾斜している状態を説明する。内側継手部材 3 の第 1 のトラック溝部 9 A a のボール軌道中心線 Y a と継手中心 O を含む平面 Q は、継手の軸線 N - N に対して角度 θ だけ傾斜している。そして、第 1 のトラック溝部 9 A a に周方向に隣り合う第 1 のトラック溝部 9 B a は、図示は省略するが、第 1 のトラック溝部 9 B a のボール軌道中心線 Y a と継手中心 O を含む平面 Q が、継手の軸線 N - N に対して、第 1 のトラック溝部 9 A a の傾斜方向とは反対方向に角度 θ だけ傾斜している。前述した外側継手部材 2 のトラック溝と同様に、内側継手部材 3 の第 2 のトラック溝部 9 A b のボール軌道中心線 Y b は、第 1 のトラック溝部 9 A a のボール軌道中心線 Y a の奥側の端部 B と滑らかに接続した後、奥側に向かって徐々に傾斜角が小さくなるようになだらかに湾曲し、奥側端部付近では傾斜角が 0 ° となるように形成されている。なお、傾斜方向が反対になる第 2 のトラック溝部 9 B b のボール軌道中心線 Y b も同様に形成されている。

20

【 0 0 8 5 】

上記のように、外側継手部材 2 および内側継手部材 3 の第 2 のトラック溝部 7 A b、9 A b および 7 B b、9 B b が形成されているので、周方向に隣り合う第 2 のトラック溝部 7 A b と 7 B b および 9 A b と 9 B b の接近した側の間隔は拡がり、離反した側の間隔は狭まるため、周方向で各間隔の差を小さくすることができる。これにより、外側継手部材 2 の各球状内周面 6 の開口側の接触面積の差および内側継手部材 3 の各球状外周面 8 の奥側の接触面積の差を小さくすることができるので、保持器 5 と外側継手部材 2、内側継手部材 3 の球面接触部がバランスよく配置でき、さらなる作動の円滑化を図ることができる。

30

【 0 0 8 6 】

上記の第 4 の実施形態では、外側継手部材 2 の第 2 のトラック溝部 7 A b、7 B b のボール軌道中心線 X b を、第 1 のトラック溝部 7 A a、7 B a のボール軌道中心線 X a の開口側の端部 A と滑らかに接続した後、開口側に向かって徐々に傾斜角 θ が小さくなるようになだらかに湾曲し、開口端部付近では傾斜角 θ が 0 ° となるように形成し、一方、内側継手部材 3 の第 2 のトラック溝部 9 A b、9 B b のボール軌道中心線 Y b を、第 1 のトラック溝部 9 A a、9 B a のボール軌道中心線 Y a の奥側の端部 B と滑らかに接続した後、奥側に向かって徐々に傾斜角 θ が小さくなるようになだらかに湾曲し、奥側端部付近では傾斜角 θ が 0 ° となるように形成したものを示したが、これに限定されない。すなわち、外側継手部材 2 の第 2 のトラック溝部 7 A b、7 B b のボール軌道中心線 X b を、第 1 のトラック溝部 7 A a、7 B a のボール軌道中心線 X a の開口側の端部 A に比較的小さな曲率半径の円弧で接続した後、開口側は傾斜角 θ が 0 ° で形成し、同様に、内側継手部材 3 の第 2 のトラック溝部 9 A b、9 B b のボール軌道中心線 Y b を、第 1 のトラック溝部 9 A a、9 B a のボール軌道中心線 Y a の奥側の端部 B に比較的小さな曲率半径の円弧で接

40

50

続した後、奥側は傾斜角 θ が 0° で形成してもよい。

【0087】

以上の実施形態の固定式等速自在継手では、ボール4の個数を8個のもので説明したが、これに限られるものではない。ボールの個数は10個のものも好ましく、さらにボールの個数が12個のものも適宜実施することができる。

【0088】

また、以上の実施形態の固定式等速自在継手では、第1のトラック溝部は、単一の円弧に限られず、トラック溝深さなどを考慮して複数の円弧で形成してもよい。さらに、トラック溝は周方向に等ピッチで配置したものを示したが、不等ピッチで配置してもよい。また、継手の軸線N-Nに対する第1のトラック溝の傾斜角度 α が、すべてのトラック溝において等しいものを示したが、これに限られず、傾斜角度 α を外側継手部材と内側継手部材の対となる第1のトラック溝と他の対となる第1のトラック溝とで不等角度に形成してもよい。要は、保持器の周方向すべてのポケット部に作用するボールの軸方向の力が、全体として釣合うように各傾斜角度が設定されておればよい。加えて、トラック溝とボールとが接触角をもって接触するアンギュラコンタクトの実施形態を示したが、これに限られず、トラック溝の横断面形状を円形状に形成したサーキュラコンタクトにしてもよい。

10

【0089】

本発明は前述した実施形態に何ら限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、さらに種々の形態で実施し得ることは勿論のことであり、本発明の範囲は、特許請求の範囲によって示され、さらに特許請求の範囲に記載の均等の意味、および範囲内のすべての変更を含む。

20

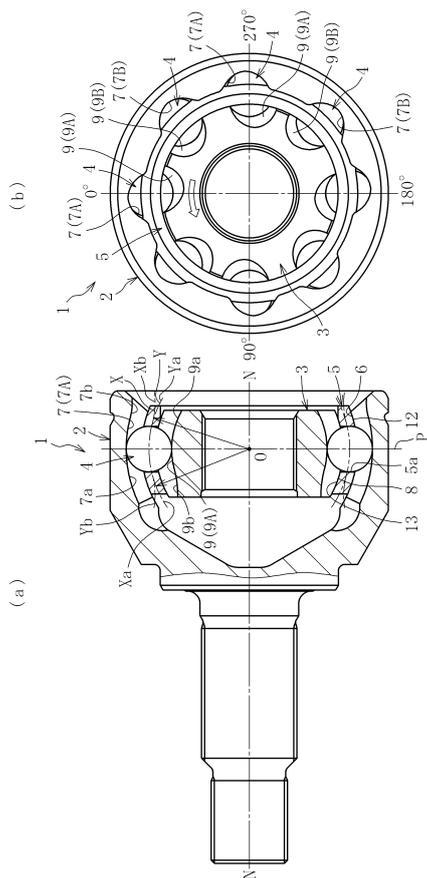
【符号の説明】

【0090】

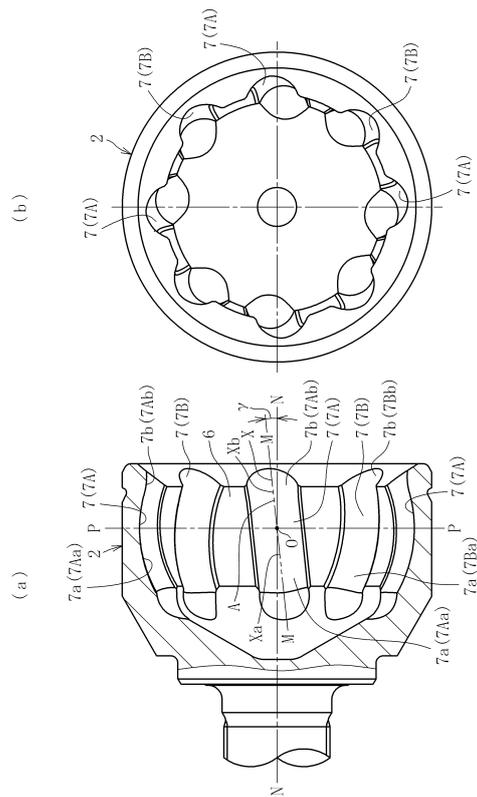
1	固定式等速自在継手	
2	外側継手部材	
3	内側継手部材	
4	ボール	
5	保持器	
6	球状内周面	
7	トラック溝	30
7 a	第1のトラック溝部	
7 b	第2のトラック溝部	
8	球状外周面	
9	トラック溝	
9 a	第1のトラック溝	
9 b	第2のトラック溝	
11	シャフト	
12	球状外周面	
13	球状内周面	
20	ドライブシャフト	40
A	端部	
B	端部	
f 2	オフセット量	
K	垂線	
L	直線	
M	ボール軌道中心線を含む平面	
N	継手の軸線	
O	継手中心	
P	継手中心平面	
Q	ボール軌道中心線を含む平面	50

- O o 1 曲率中心
- O i 1 曲率中心
- O o 3 曲率中心
- R 直線
- X ボール軌道中心線
- Y ボール軌道中心線
- 角度
- 傾斜角
- 接触角
- 作動角
- 余裕量

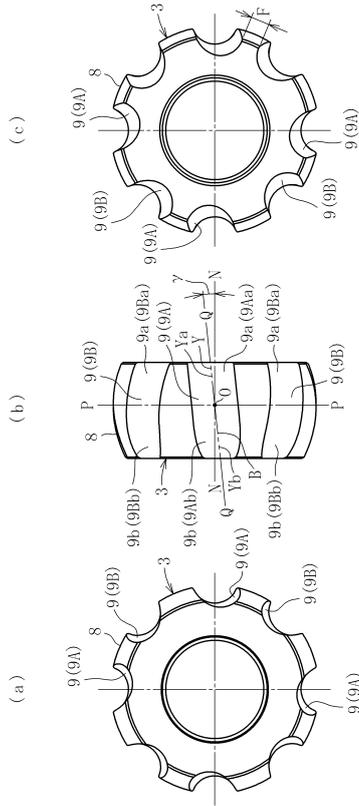
【図1】



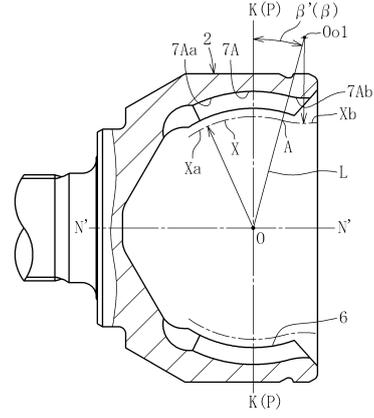
【図2】



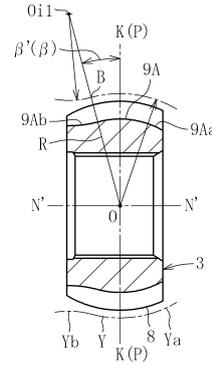
【 図 3 】



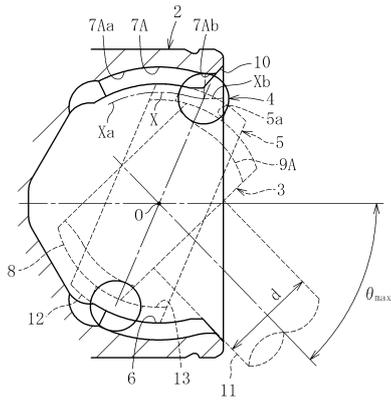
【 図 4 】



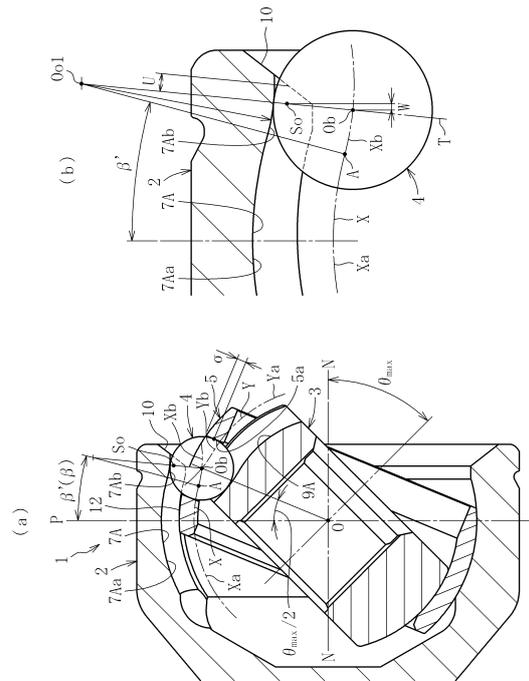
【 図 5 】



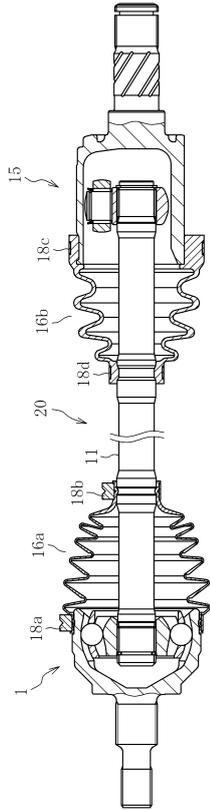
【 図 6 】



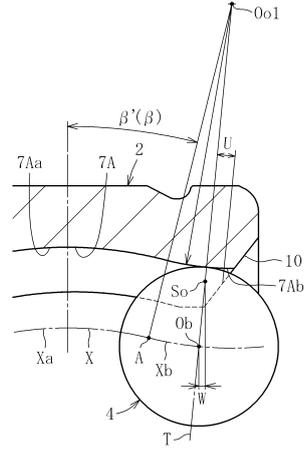
【 図 7 】



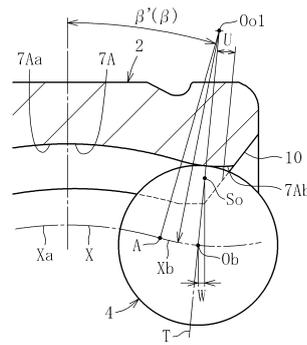
【 図 13 】



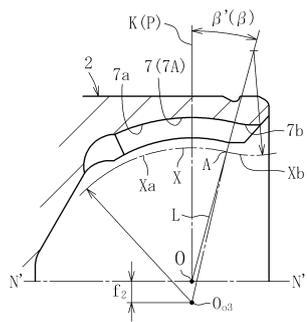
【 図 14 】



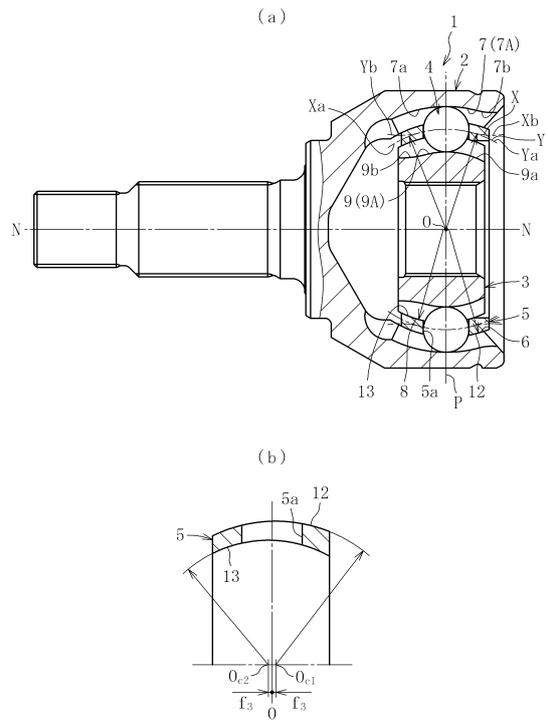
【 図 15 】



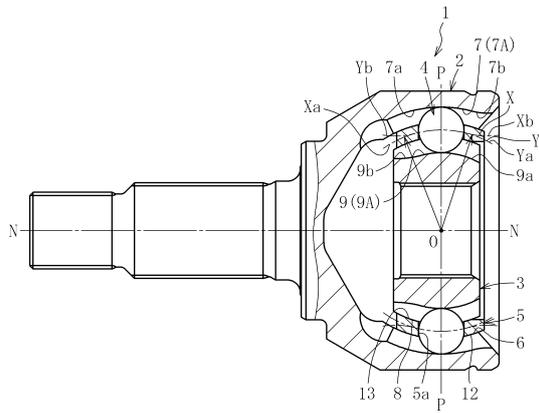
【 図 16 】



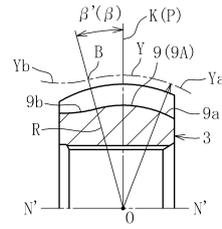
【 図 17 】



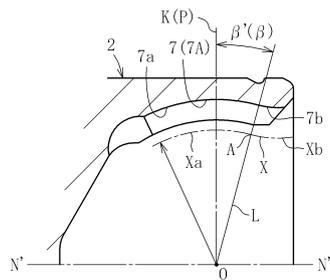
【図18】



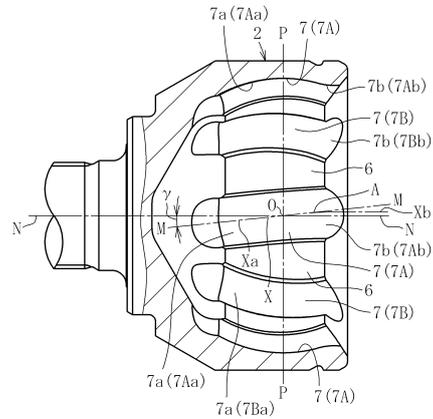
【図20】



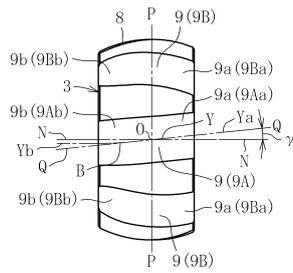
【図19】



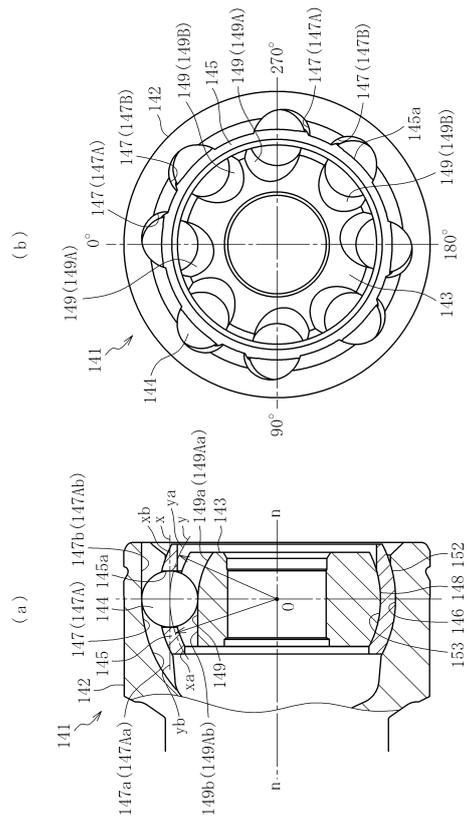
【図21】



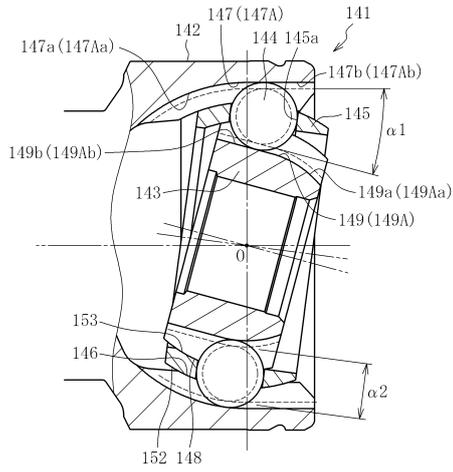
【図22】



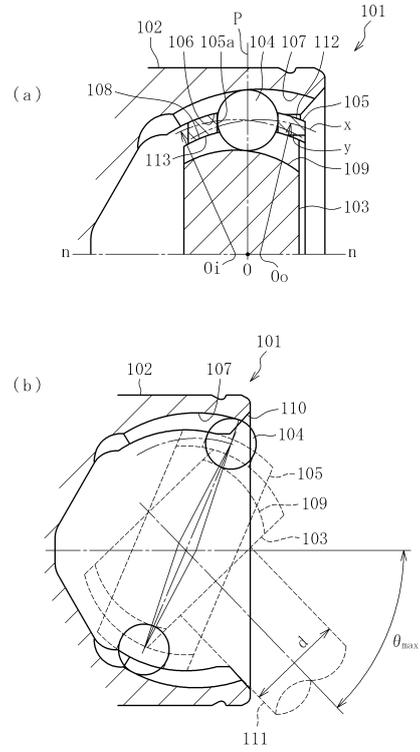
【図23】



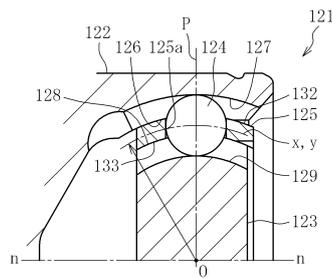
【図 24】



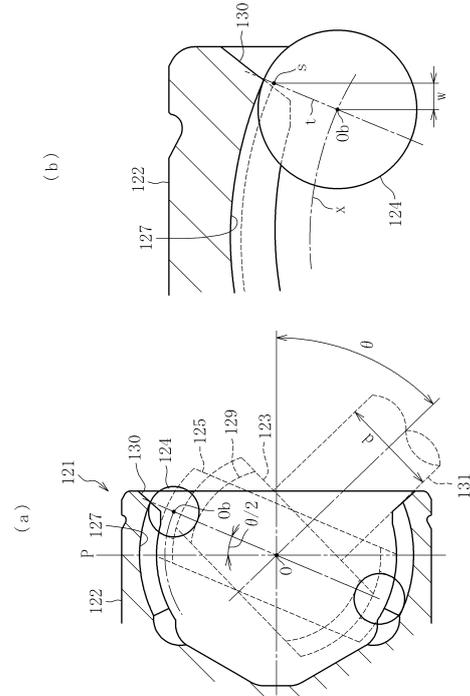
【図 25】



【図 26】



【図 27】



フロントページの続き

(72)発明者 蛭川 博康
静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内

審査官 瀬川 裕

(56)参考文献 特開2009-250365(JP,A)
特開2007-218353(JP,A)
特開2008-069889(JP,A)
特開2004-332815(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D 3/224