

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2014-206262

(P2014-206262A)

(43) 公開日 平成26年10月30日(2014.10.30)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F 1 6 D 3/20 (2006.01)</b>	F 1 6 D 3/20	Z
<b>F 1 6 D 3/223 (2011.01)</b>	F 1 6 D 3/223	
	F 1 6 D 3/20	K

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2013-85649 (P2013-85649)	(71) 出願人	000102692 NTN株式会社 大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号
(22) 出願日	平成25年4月16日(2013.4.16)	(74) 代理人	100107423 弁理士 城村 邦彦
		(74) 代理人	100120949 弁理士 熊野 剛
		(72) 発明者	藤尾 輝明 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN 株式会社内
		(72) 発明者	小林 正純 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN 株式会社内
		(72) 発明者	山田 賢二 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN 株式会社内

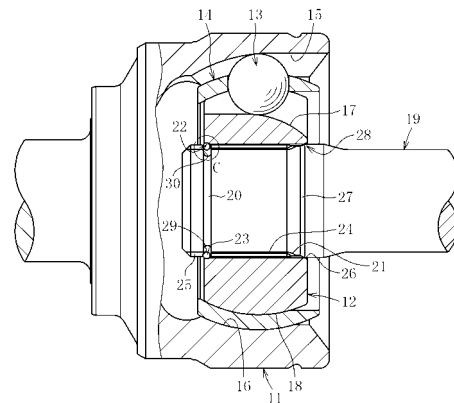
(54) 【発明の名称】 等速自在継手

(57) 【要約】

【課題】 簡便な構造でもって、シャフトの環状凹溝の係止面と内側継手部材の当接部の係止面との間で止め輪の軸方向ガタを抑制して異音および振動の発生を未然に防止する。

【解決手段】 外側継手部材11と、その外側継手部材11との間でボール13を介して角度変位を許容しながらトルクを伝達する内側継手部材12とを備え、その内側継手部材12の軸孔21にシャフト19の先端部を挿入してトルク伝達可能に嵌合させ、シャフト19の環状凹溝20に弾性的に縮径可能に装着された止め輪23を、内側継手部材12の軸孔21の端部に形成された当接部22に当接させることにより、内側継手部材12に対してシャフト19を抜け止めする等速自在継手であって、環状凹溝20のシャフト先端側は、シャフト19の外周面から径方向内側へ延びるように形成され軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面29と、係止面29に隣接して径方向内側に延びるように形成され軸方向と直交する面に対して平行な壁面30とで構成されている。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

外側継手部材と、前記外側継手部材との間でトルク伝達部材を介して角度変位を許容しながらトルクを伝達する内側継手部材とを備え、前記内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入してトルク伝達可能に嵌合させ、前記シャフトの環状凹溝に弾性的に縮径可能に装着された止め輪を、前記内側継手部材の軸孔端部に形成された当接部に係止させることにより、内側継手部材に対してシャフトを抜け止めする等速自在継手であって、

前記環状凹溝のシャフト先端側は、前記シャフトの外周面から径方向内側へ延びるように形成され軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面と、前記係止面に隣接して径方向内側に延びるように形成され軸方向と直交する面に対して平行な壁面とで構成されていることを特徴とする等速自在継手。

10

## 【請求項 2】

前記内側継手部材の当接部に形成され軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面と、前記シャフトの環状凹溝の係止面との間で前記止め輪の軸方向ガタ量を 0.5 mm 以下とした請求項 1 に記載の等速自在継手。

## 【請求項 3】

前記シャフトの環状凹溝の係止面の止め輪接触点と、前記係止面に隣接する壁面との境界点との間の長さ  $L$  を 0.3 mm  $< L < 1.0$  mm とした請求項 1 又は 2 に記載の等速自在継手。

## 【請求項 4】

前記内側継手部材の当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と、前記シャフトの環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $|\theta_1 - \theta_2|$  を 8° 以下とした請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の等速自在継手。

20

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、自動車、航空機、船舶や各種産業機械の動力伝達系において使用され、例えば 4WD 車や FR 車などで使用されるドライブシャフトやプロペラシャフト等に組み込まれて駆動側と従動側の二軸間で角度変位を許容する等速自在継手に関する。

## 【背景技術】

30

## 【0002】

例えば、自動車のエンジンから駆動車輪に動力を伝達するドライブシャフトは、エンジンと車輪との相対的位置関係の変化による角度変位と軸方向変位に対応する必要があるため、一般的に、エンジン側（インボード側）に摺動式等速自在継手を、駆動車輪側（アウトボード側）に固定式等速自在継手をそれぞれ装備し、両者の等速自在継手をシャフトで連結した構造を具備する。このドライブシャフトを構成するシャフトの両端に設けられた等速自在継手は、内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入してスプライン嵌合させたトルク伝達可能な構造を具備する。

## 【0003】

この種の等速自在継手では、ブーツ交換などの整備工数の簡略化を図るため、内部部品である内側継手部材とシャフトとを分解可能に結合させたシャフト抜け止め構造が採用されている（例えば、特許文献 1 参照）。

40

## 【0004】

本出願人が先に提案した特許文献 1 のシャフト抜け止め構造は、シャフトの先端部に環状凹溝を形成すると共に内側継手部材の軸孔端部に当接部を形成している。この内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入するに際して、シャフトの環状凹溝に弾性的に縮径可能な止め輪を装着し、シャフトの挿入後、縮径状態にある止め輪が内側継手部材の当接部に達した時点で、その止め輪を弾性復元力でもって拡径させることにより内側継手部材の当接部に係止させるようにしている。

## 【0005】

50

このシャフト抜け止め構造では、環状凹溝のシャフト先端側に、軸方向（シャフトの引き抜き方向）と直交する面に対して角度  $\theta$  で傾斜する係止面が形成されている。また、内側継手部材の当接部には、軸方向（シャフトの引き抜き方向）と直交する面に対して角度  $\theta$  で傾斜する係止面が形成されている。この環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta_1 - \theta_2$  を規定することにより、内側継手部材とシャフトとが分解可能な分解構造、あるいは内側継手部材とシャフトとが分解不可能な非分解構造を選択可能としている。

【0006】

つまり、環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta_1 - \theta_2$  を大きく設定することにより（ $\theta_1 - \theta_2 > 19^\circ$ ）、シャフトの引き抜き力により止め輪が内側継手部材の当接部の係止面に沿って縮径し、その当接部から離脱するような分解構造としている。一方、環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta_1 - \theta_2$  を小さく設定することにより（ $0^\circ < \theta_1 - \theta_2 < 19^\circ$ ）、シャフトの引き抜き力が作用しても止め輪が内側継手部材の当接部の係止面に沿って縮径せず、その当接部から離脱しないような非分解構造としている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

【特許文献1】特許第4964417号公報

【発明の概要】

20

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

ところで、特許文献1で開示されたシャフト抜け止め構造では、シャフトの環状凹溝のシャフト先端側に、軸方向（シャフトの引き抜き方向）と直交する面に対して角度  $\theta$  で傾斜する係止面を設けることにより、その環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta_1 - \theta_2$  が  $19^\circ$  よりも大きいか小さいかでもって、内側継手部材とシャフトとの分解構造あるいは非分解構造を選択可能としている。

【0009】

このシャフト抜け止め構造では、内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入するに際して、止め輪がシャフトの環状凹溝に嵌まり込んで確実に縮径することができるように環状凹溝の軸方向長さを確保する必要があり、また、係止面がシャフト先端側に向けて拡開するように傾斜している。このことから、シャフトの環状凹溝の係止面と内側継手部材の当接部の係止面との間で止め輪の軸方向ガタ量が大きくなるという問題があった。この内側継手部材とシャフトとの組み付け後に止め輪の軸方向ガタ量が大きいと、車両における異音、振動が発生する原因となる。

30

【0010】

そこで、本発明は前述の改善点に鑑みて提案されたもので、その目的とするところは、簡便な構造でもって、シャフトの環状凹溝の係止面と内側継手部材の当接部の係止面との間で止め輪の軸方向ガタを抑制して異音および振動の発生を未然に防止し得る等速自在継手を提供することにある。

40

【課題を解決するための手段】

【0011】

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、外側継手部材と、その外側継手部材との間でトルク伝達部材を介して角度変位を許容しながらトルクを伝達する内側継手部材とを備え、その内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入してトルク伝達可能に嵌合させ、シャフトの環状凹溝に弾性的に縮径可能に装着された止め輪を、内側継手部材の軸孔端部に形成された当接部に当接させることにより、内側継手部材に対してシャフトを抜け止めする等速自在継手であって、環状凹溝のシャフト先端側は、シャフトの外周面から径方向内側へ延びるように形成され軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面と、係止面に隣接して径方向内側に延びるように形成され軸方向と直交する面に対して平

50

行な壁面とで構成されていることを特徴とする。

【0012】

本発明では、環状凹溝のシャフト先端側でシャフトの外周面から径方向内側へ延びるように形成され、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面に隣接して、軸方向と直交する面に対して平行な壁面を径方向内側へ延びるように形成したことにより、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面のみが形成された従来の等速自在継手（特許文献1参照）の場合よりも、シャフトの環状凹溝の係止面と内側継手部材の当接部の係止面との間で止め輪の軸方向ガタ量を小さくすることができる。

【0013】

つまり、内側継手部材の軸孔にシャフトの先端部を挿入するに際して、止め輪が環状凹溝に嵌まり込んで確実に縮径できるように環状凹溝の軸方向長さを確保した上で、その環状凹溝のシャフト先端側に軸方向と直交する面に対して平行な壁面を形成したことにより、環状凹溝の係止面を内側継手部材の当接部の係止面に近づけることができ、その分、止め輪の軸方向ガタ量を小さくすることができる。

10

【0014】

本発明において、内側継手部材の当接部に形成され軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面と、シャフトの環状凹溝の係止面との間で止め輪の軸方向ガタ量を0.5mm以下とすることが望ましい。このように、止め輪の軸方向ガタ量を0.5mm以下とすれば、車両における異音、振動の発生を確実に防止することができる。

【0015】

本発明において、シャフトの環状凹溝の係止面の止め輪接触点と、係止面に隣接する壁面との境界点との間の長さLを0.3mm  $\leq$  L  $\leq$  1.0mmとすることが望ましい。このように、係止面の止め輪接触点と壁面との境界点との間の長さを0.3mm  $\leq$  L  $\leq$  1.0mmとすれば、シャフトに衝撃的な引き抜き力が作用しても止め輪が不所望に縮径することがなく、確実な非分解構造とすることができ、止め輪の軸方向ガタも確実に抑制することができる。

20

【0016】

本発明において、内側継手部材の当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と、シャフトの環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta$  を8°以下とすることが望ましい。このように、当接部の係止面の傾斜角度  $\theta_1$  と、シャフトの環状凹溝の係止面の傾斜角度  $\theta_2$  との相対角度  $\theta$  を8°以下とすれば、シャフトの引き抜き力が作用しても止め輪が内側継手部材の当接部の係止面に沿って縮径せず、その当接部から離脱しない確実な非分解構造とすることができる。

30

【発明の効果】

【0017】

本発明では、環状凹溝のシャフト先端側でシャフトの外周面から径方向内側へ延びるように形成され、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面に隣接して、軸方向と直交する面に対して平行な壁面を径方向内側へ延びるように形成する。このように、環状凹溝のシャフト先端側に軸方向と直交する面に対して平行な壁面を形成したことにより、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面のみが形成された従来の等速自在継手の場合よりも、シャフトの環状凹溝の係止面と内側継手部材の当接部の係止面との間で止め輪の軸方向ガタ量を小さくすることができる。このように止め輪の軸方向ガタを抑制することで、車両における異音および振動の発生を未然に防止することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明の実施形態で、アンダーカットフリー型の固定式等速自在継手の全体構成を示す断面図である。

【図2】図1のシャフトを示す断面図である。

【図3】図2のA部を示す部分拡大断面図である。

【図4】図1の内側継手部材を示す断面図である。

50

【図 5】図 4 の B 部を示す部分拡大断面図である。

【図 6】図 1 の止め輪を示す側面図である。

【図 7】図 1 の C 部を示す部分拡大断面図である。

【図 8】止め輪の軸方向ガタ量を説明するための要部拡大断面図である。

【図 9】係止面の相対角度が小さい場合に止め輪に作用する力を説明するための要部拡大断面図である。

【図 10】係止面の相対角度が大きい場合に止め輪に作用する力を説明するための要部拡大断面図である。

【図 11】相対角度とシャフトの引き抜き力との関係から、シャフトが抜けるか否かの判定結果の一例を示すグラフである。

【図 12】相対角度とシャフトの引き抜き力との関係から、シャフトが抜けるか否かの判定結果の他例を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0019】

本発明に係る等速自在継手の実施形態を以下に詳述する。以下の実施形態では、固定式等速自在継手の一種であるアンダーカットフリー型等速自在継手（UJ）を例示する。なお、本発明は、アンダーカットフリー型等速自在継手以外の他の固定式等速自在継手であるツェッパ型等速自在継手（BJ）や、摺動式等速自在継手であるダブルオフセット型等速自在継手（DOJ）、トリボード型等速自在継手（TJ）、クロスグループ型等速自在継手にも適用可能である。

【0020】

この実施形態の等速自在継手は、図 1 に示すように、外側継手部材 11、内側継手部材 12、ボール 13 およびケージ 14 で主要部が構成されている。この等速自在継手は、一端が開口したカップ状をなし、軸方向に延びるトラック溝 15 が球状内周面 16 の複数箇所に円周方向等間隔で形成された外側継手部材 11 と、軸方向に延びるトラック溝 17 が外側継手部材 11 のトラック溝 15 と対をなして球状外周面 18 の複数箇所に円周方向等間隔で形成された内側継手部材 12 と、外側継手部材 11 のトラック溝 15 と内側継手部材 12 のトラック溝 17 との間に配されたトルク伝達部材としてのボール 13 と、外側継手部材 11 の球状内周面 16 と内側継手部材 12 の球状外周面 18 との間に介在してボール 13 を保持するケージ 14 とを備えた構造を具備する。これら内側継手部材 12、ボール 13 およびケージ 14 が、外側継手部材 11 に収容された内部部品を構成している。なお、ボール 13 は 6 個、8 個などその個数は任意である。

【0021】

自動車のドライブシャフトを構成する等速自在継手においては、内側継手部材 12 にシャフト 19 がスプライン嵌合によりトルク伝達可能に結合されている。このシャフト 19 の内側継手部材 12 への組み付け作業は、外側継手部材 11 の内部に、内側継手部材 12、ボール 13 およびケージ 14 からなる内部部品を組み込んだ後に行われることから、以下のようなシャフト抜け止め構造を採用している。

【0022】

このシャフト抜け止め構造では、図 2 および図 3 に示すように、シャフト 19 の先端部に環状凹溝 20 を形成すると共に、図 4 および図 5 に示すように、内側継手部材 12 の軸孔 21 の奥側端部に当接部 22 を設ける。シャフト 19 の内側継手部材 12 への組み付け作業では、シャフト 19 の環状凹溝 20 に弾性的に縮径可能な C 字形状のサークリップ等の止め輪 23（図 6 参照）を装着する。内側継手部材 12 の軸孔 21 にシャフト 19 の先端部を挿入してスプライン 24、25 よりトルク伝達可能に嵌合させる。

【0023】

このシャフト 19 の挿入により、環状凹溝 20 で縮径状態にある止め輪 23 は、内側継手部材 12 の当接部 22 に達した時点でその弾性復元力により拡径する。このようにして止め輪 23 を拡径させることにより内側継手部材 12 の当接部 22 に係止させる。なお、自由状態での止め輪 23 の外径  $D_1$ （図 6 参照）は、内側継手部材 12 の当接部 22 の内

10

20

30

40

50

径 D 2 ( 図 4 参照 ) よりも大きく設定されている。これにより、止め輪 2 3 を内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 に確実に係止させることができる。

【 0 0 2 4 】

なお、内側継手部材 1 2 の軸孔 2 1 のシャフト挿入側端部にテーパ面 2 6 を形成すると共に、シャフト 1 9 の大径部にテーパ面 2 7 を形成することによりストッパ部 2 8 を構成している。このストッパ部 2 8 により、内側継手部材 1 2 の軸孔 2 1 にシャフト 1 9 を挿入する際、シャフト 1 9 の大径部のテーパ面 2 7 を内側継手部材 1 2 の軸孔 2 1 のシャフト挿入側端部のテーパ面 2 6 に当接させることで、内側継手部材 1 2 に対するシャフト 1 9 の挿入位置を規制するようにしている。

【 0 0 2 5 】

このシャフト抜け止め構造において、シャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 のシャフト先端側は、図 2 および図 3 に示すように、シャフト 1 9 の外周面から径方向内側へ延びるように形成され、軸方向と直交する面に対して角度  $\theta$  で傾斜する係止面 2 9 ( 傾斜面 ) と、その係止面 2 9 に隣接して径方向内側へ延びるように形成され、軸方向と直交する面に対して平行な壁面 3 0 ( 垂直面 ) とで構成されている。一方、内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 は、図 4 および図 5 に示すように、軸孔 2 1 の奥側に位置するスプライン 2 4 の端部に形成され、軸方向と直交する面に対して角度  $\theta$  で傾斜する係止面 3 1 と、その係止面 3 1 から内側継手部材 1 2 の奥側端面まで延びるように形成された円筒面 3 2 とで構成されている。

【 0 0 2 6 】

シャフト 1 9 に引き抜き力が作用した場合、図 7 に示すように、止め輪 2 3 は、シャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 と、内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 および円筒面 3 2 とで挟み込まれる。つまり、シャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 と接触する止め輪 2 3 が、内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 および円筒面 3 2 と接触して係止される。このようにして、シャフト 1 9 が内側継手部材 1 2 に対して抜け止めされる。

【 0 0 2 7 】

前述したように、環状凹溝 2 0 のシャフト先端側では、シャフト 1 9 の外周面から径方向内側へ延びるように形成され、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面 2 9 に隣接して、軸方向と直交する面に対して平行な壁面 3 0 を径方向内側へ延びるように形成したことにより、軸方向と直交する面に対して傾斜する係止面 ( 図 3 の破線部分 ) のみが形成された従来の等速自在継手 ( 特許文献 1 参照 ) の場合よりも、シャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 と内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 との間で止め輪 2 3 の軸方向ガタ量を小さくすることができる。

【 0 0 2 8 】

つまり、内側継手部材 1 2 の軸孔 2 1 にシャフト 1 9 の先端部を挿入するに際して、止め輪 2 3 が環状凹溝 2 0 に嵌まり込んで確実に縮径できるように環状凹溝 2 0 の軸方向長さを確保した上で、図 3 の軸方向ガタ減少量  $S_1$  の分だけ、環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 を内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 に近づけることができ、その分、止め輪 2 3 の軸方向ガタ量を小さくすることができる。ここで、止め輪 2 3 の軸方向ガタ量とは、図 8 に示すように、止め輪 2 3 とシャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 との間の軸方向すきま  $S_1$ 、および止め輪 2 3 と内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 との間の軸方向すきま  $S_2$  の総和  $S_1 + S_2$  を意味する。

【 0 0 2 9 】

図 8 では、止め輪 2 3 とシャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 との軸方向すきま  $S_1$ 、および止め輪 2 3 と内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 との軸方向すきま  $S_2$  を誇張して示しているが、これら軸方向すきま  $S_1$ 、 $S_2$  の総和である軸方向ガタ量、つまり、内側継手部材 1 2 の当接部 2 2 の係止面 3 1 とシャフト 1 9 の環状凹溝 2 0 の係止面 2 9 との間の軸方向ガタ量は 0 . 5 mm 以下がよい。

【 0 0 3 0 】

この程度に軸方向ガタ量が小さければ、車両における異音、振動の発生を確実に防止す

10

20

30

40

50

ることができる。なお、本出願人が実車による異音、振動の発生状況を確認したところ、軸方向ガタ量が $0.5\text{ mm}$ よりも大きく、 $1.0\text{ mm}$ よりも小さい場合、車両や走行条件により異音や振動が発生する場合があります。軸方向ガタ量が $1.0\text{ mm}$ よりも大きいと、車両や走行条件により異音や振動が高い確率で発生することが判明した。

【0031】

また、シャフト19の環状凹溝20において係止面29と壁面30との境界位置も重要である。つまり、図7に示すように、シャフト19の環状凹溝20の係止面29の止め輪接触点Pと、その係止面29に隣接する壁面30との境界点Qとの間の長さLは $0.3\text{ mm} < L < 1.0\text{ mm}$ がよい。

【0032】

この止め輪接触点Pと境界点Qとの長さLが $0.3\text{ mm}$ よりも小さいと( $L < 0.3\text{ mm}$ )、シャフト19に衝撃的な引き抜き力が作用した場合、止め輪23が突発的に内側継手部材12の当接部22の係止面31に沿って縮径してシャフト19が内側継手部材12から抜けてしまうおそれがある。一方、止め輪接触点Pと境界点Qとの長さLが $1.0\text{ mm}$ よりも大きいと( $L > 1.0\text{ mm}$ )、環状凹溝20の係止面29が内側継手部材12の当接部22の係止面31から軸方向に離間することになり、前述の軸方向ガタ量が大きくなる。

【0033】

従って、止め輪接触点Pと境界点Qとの間の長さLを $0.3\text{ mm} < L < 1.0\text{ mm}$ とすることにより、シャフト19に衝撃的な引き抜き力が作用しても止め輪23が不所望に縮径することがなく、シャフト19を内側継手部材12に確実に抜け止めすることができ、止め輪23の軸方向ガタも確実に抑制することができる。

【0034】

この等速自在継手では、ブーツ交換などの整備工数の簡略化を図るため、分解可能な仕様あるいは分解不可能な仕様に応じて、内側継手部材12とシャフト19との分解構造と非分解構造とを選択可能としたシャフト抜け止め構造を採用する。このシャフト抜け止め構造では、図7に示すように、シャフト19の環状凹溝20の係止面29の傾斜角度(図3参照)と、内側継手部材12の当接部22の係止面31の傾斜角度(図5参照)との相対角度 $\theta$ を規定する。

【0035】

この相対角度 $\theta$ が小さい場合、図9に示すように、シャフト19に引き抜き力が作用した時、内側継手部材12の当接部22の係止面31から受ける縮径方向の分力FNと、シャフト19の環状凹溝20の係止面29から受ける拡径方向の分力FSとの差が小さいため、止め輪23の弾性力でもって当接部22への係止状態を維持することができ、止め輪23は縮径されずにシャフト19と内側継手部材12とが分解不可能な非分解構造となる。

【0036】

逆に、相対角度 $\theta$ が大きい場合、図10に示すように、シャフト19に引き抜き力が作用した時、内側継手部材12の当接部22の係止面31から受ける縮径方向の分力FNと、シャフト19の環状凹溝20の係止面29から受ける拡径方向の分力FSとの差が大きいため( $FN > FS$ )、止め輪23の弾性力でもって当接部22への係止状態を維持することができず、止め輪23は縮径されてシャフト19と内側継手部材12とが分解可能な分解構造となる。

【0037】

ここで、本出願人が検証したところ、特許文献1に開示された環状凹溝の係止面の傾斜角度 $\alpha$ と当接部の係止面の傾斜角度 $\beta$ との相対角度 $\theta$ の範囲( $0^\circ < \theta < 19^\circ$ )では、シャフトの引き抜き力が作用しても止め輪の縮径を抑制することが困難な場合があり、確実な非分解構造であるとは言えないことが判明した。そこで、この実施形態の等速自在継手では、内側継手部材12の当接部22の係止面31の傾斜角度 $\beta$ と、シャフト19の環状凹溝20の係止面29の傾斜角度 $\alpha$ との相対角度 $\theta$ を $8^\circ$ 以下とする。

10

20

30

40

50

## 【0038】

このように、内側継手部材12の当接部22の係止面31の傾斜角度 $\theta$ と、シャフト19の環状凹溝20の係止面29の傾斜角度 $\alpha$ との相対角度 $\beta$ を $8^\circ$ 以下とすることにより( $0^\circ < \beta < 8^\circ$ )、シャフト19の引き抜き力が作用しても止め輪23が内側継手部材12の当接部22の係止面31に沿って縮径せず、その当接部22から離脱しない確実な非分解構造とすることができる。なお、 $\beta = 0^\circ$ の場合には、内側継手部材12の当接部22の係止面31から受ける縮径方向の分力 $F_N$ よりも、シャフト19の環状凹溝20の係止面29から受ける拡径方向の分力 $F_S$ の方が大きくなるため( $F_N < F_S$ )、止め輪23が縮径せずに分解不可能な非分解構造となる。

## 【0039】

本出願人が検証した結果として、相対角度 $\beta$ とシャフト19の引き抜き力との関係から、シャフト19と内側継手部材12とが分解可能か否かを判定した結果を図11および図12に示す。つまり、シャフト19の止め輪23を内側継手部材12の当接部22に係止させた後、シャフト19に引き抜き力を作用させた時に、そのシャフト19が抜けるか否かを実験したものである。縦軸の引き抜き力は、抜けた場合の抜け荷重、抜けなかった場合の最大荷重である。図11の丸印は線径が $1.6\text{mm}$ の止め輪23を使用した例であり、図12の四角印は線径が $1.8\text{mm}$ の止め輪23を使用し、三角印は線径が $2.3\text{mm}$ の止め輪23を使用した例である。

## 【0040】

図11および図12に示すように、止め輪23の線径の大小にかかわらず、相対角度 $\beta$ が $8^\circ$ 以下であれば、シャフト19と内側継手部材12とが分解不可能な非分解構造となっていることが明らかである。なお、相対角度 $\beta$ が $10^\circ$ の場合、抜けるものと抜けないものと混在していることから、この相対角度 $\beta$ が $10^\circ$ 近辺が分解構造と非分解構造との境界であることが確認できる。

## 【0041】

なお、相対角度 $\beta$ を $8^\circ$ 、好ましくは $10^\circ$ よりも大きくすることにより、シャフト19と内側継手部材12とが分解可能な分解構造とすることができる。この分解構造における内側継手部材12を非分解構造の等速自在継手に共通して使用する場合、その内側継手部材12の当接部22の係止面31の傾斜角度 $\theta$ との相対角度 $\beta$ が $8^\circ$ 以下となるように、環状凹溝20の係止面29の傾斜角度 $\alpha$ を選定したシャフト19を用いればよい。このようにして、前述した分解構造の内側継手部材12との組み合わせであっても確実な非分解構造とすることが可能となる。この非分解構造におけるシャフト19の環状凹溝20の係止面29の傾斜角度 $\alpha$ は、分解構造で使用するシャフト19(傾斜角度 $\theta = 0^\circ$ )と視認性よく区別できて容易に管理することができるように、 $15^\circ$ 以上とすることが好ましい。

## 【0042】

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、さらに種々なる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。

## 【符号の説明】

## 【0043】

- 11 外側継手部材
- 12 内側継手部材
- 13 トルク伝達部材(ボール)
- 19 シャフト
- 20 環状凹溝
- 21 軸孔
- 22 当接部
- 23 止め輪

10

20

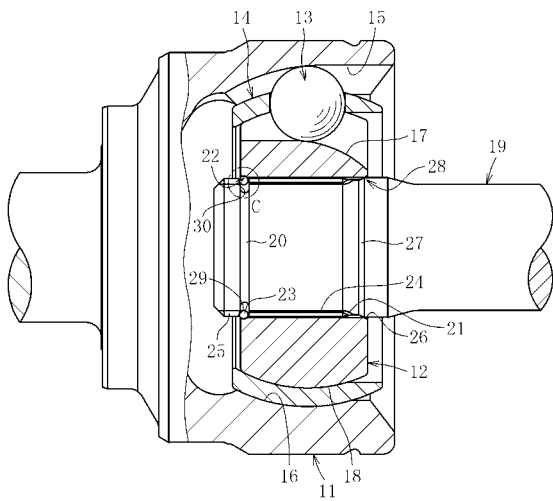
30

40

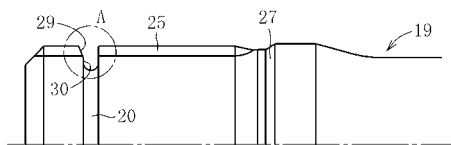
50

- 29 係止面
- 30 壁面
- 31 係止面
- , 傾斜角度
- P 止め輪接触点
- Q 境界点

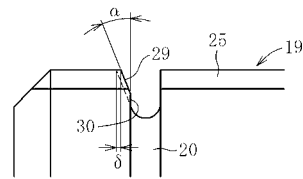
【 図 1 】



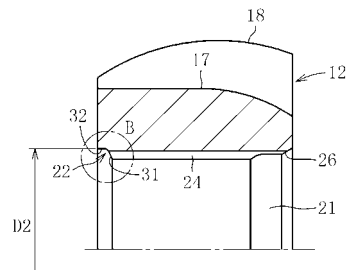
【 図 2 】



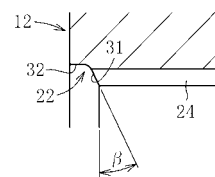
【 図 3 】



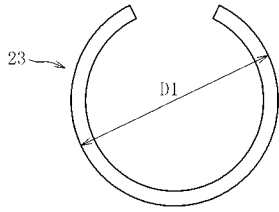
【 図 4 】



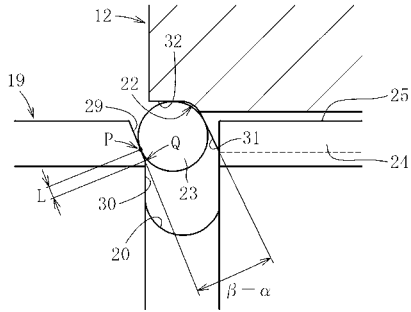
【 図 5 】



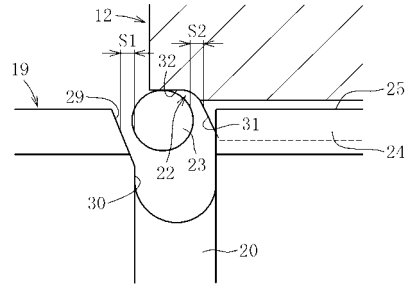
【 図 6 】



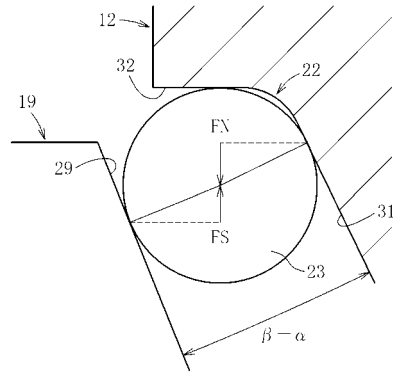
【 図 7 】



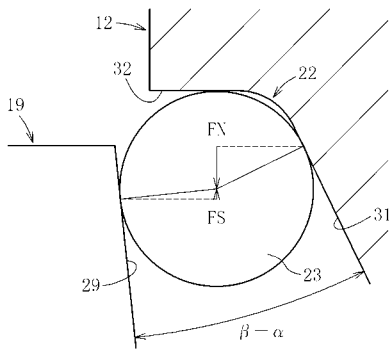
【 図 8 】



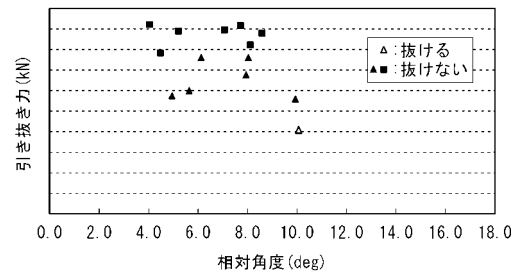
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 12 】



【 図 11 】

