

(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2012-141011

(P2012-141011A)

(43) 公開日 平成24年7月26日(2012.7.26)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 C 33/58 (2006.01)	F 1 6 C 33/58	3 J 7 0 1
F 1 6 C 19/18 (2006.01)	F 1 6 C 19/18	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2010-294139 (P2010-294139)	(71) 出願人	000006208
(22) 出願日	平成22年12月28日 (2010.12.28)		
		(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	野田 善友
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
		(72) 発明者	西浦 謙佑
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

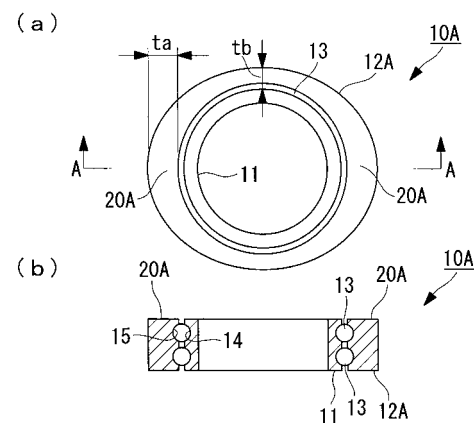
(54) 【発明の名称】 旋回輪軸受構造

(57) 【要約】

【課題】構造変形に伴う面圧分布の乱れが軸受性能に悪影響を及ぼすことを防止するため、重量の増大を最小限に抑えた剛性の調整及び変化により、良好な軸受性能を維持できるようにした旋回輪軸受構造を提供する。

【解決手段】内輪 11 及び外輪 12 A に形成した軌道輪 14, 15 間に転動体 13 を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受 10 A は、内輪 11 及び / または外輪 12 A の剛性を周囲より高めた剛性強化部 20 A を軸受面圧の高い周方向領域に設けた旋回輪軸受構造となる。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、

前記内輪及び／または前記外輪の剛性を周囲より高めた剛性強化部を軸受面圧の高い周方向領域に設けたことを特徴とする旋回輪軸受構造。

【請求項 2】

前記剛性強化部は、前記内輪の内径及び／または前記外輪の外径を非真円にした幅広部であることを特徴とする請求項 1 に記載の旋回輪軸受構造。

【請求項 3】

前記幅広部が台形状の軸方向断面形状を有していることを特徴とする請求項 2 に記載の旋回輪軸受構造。

【請求項 4】

前記剛性強化部は、前記外輪の外周面及び／または前記内輪の内周面に取り付けられた補強部材を備えていることを特徴とする請求項 1 に記載の旋回輪軸受構造。

【請求項 5】

内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、

無負荷時に前記転動体が前記軌道輪の表面に接する初期接触角を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したことを特徴とする旋回輪軸受構造。

【請求項 6】

内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、

前記軌道輪の溝半径を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したことを特徴とする旋回輪軸受構造。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、たとえばナセルのヨー駆動装置や風車翼のピッチ駆動装置に好適な転がり軸受の旋回輪軸受構造に関する。

【背景技術】

【0002】

図 14 に示す風力発電装置（以下では「風車」とも呼ぶ）1 は、風車翼 5 を備えたロータヘッド 4 が風力を受けて回転し、この回転を増速機により増速するなどして駆動される発電機により発電する装置である。

このような風力発電装置 1 において、風車翼 5 を備えたロータヘッド 4 は、タワー 2 の上部に設置されたナセル 3 内の増速機及び発電機と主軸を介して連結されているので、ロータヘッド 4 の向きを変動する風向きに合わせる（ロータ回転面を風向に正対させる）必要がある。

【0003】

このため、たとえばアップウインド型の風力発電装置 1 には、ナセル 3 をタワー 2 上でヨー旋回（略水平面上で矢印 R_n の方向に旋回）させてロータヘッド 4 の正面から風を受けようとするため、すなわちタワー 2 に対してナセル 3 をヨー旋回させる装置として、ヨー駆動装置が設けられている。

また、各風車翼 5 は、風速等の変化に対応してピッチ角を変動させる必要があるため、ロータヘッド 4 に対して風車翼 5 を矢印 R_w の方向に旋回させる装置として、風車翼毎にピッチ駆動装置が設けられている。

【0004】

10

20

30

40

50

上述したヨー駆動装置及びピッチ駆動装置では、ナセル 3 や風車翼 5 をそれぞれ旋回可能に支持する風車用旋回輪軸受として、たとえば図 15 の左側に示すように構成された旋回輪軸受 10 が採用されている。この旋回輪軸受 10 は、内輪 11 と外輪 12 との間に転動体 13 を配置した構成の転がり軸受であり、内輪 11 側及び外輪 12 側の相対的な回転を可能に支持する機械要素である。

また、風車用等の旋回輪軸受 10 は、最大面圧を基準にして設計される。そして、上述した風車用旋回輪軸受を含む一般的な旋回輪軸受 10 は、特に風車用旋回輪軸受のように大型の旋回輪軸受は、旋回輪軸受 10 を設置するタワー 2、ナセル 3 及びロータヘッド 4 等の構造体において、内輪 11 や外輪 12 が構造体を構成する強度部材の一部としても使用されている。

10

【0005】

このため、旋回輪軸受 10 が十分な剛性を有していないと、周囲の構造変形の影響を受けて面圧分布に乱れを生じるなど軸受性能にも悪影響が及ぶこととなる。

図 16 は、上下 2 段の転動体 13 を備えている旋回輪軸受について、構造変形の有無と面圧との関係を示したものである。この図によれば、構造変形がない場合の面圧分布は略半円の円弧形状を描いているが、構造変形がある場合には、略半円の円弧形状に大きな乱れを生じた面圧分布となっている。なお、図 16 の横軸は、周方向の角度であり、以下の説明において、転動体 13 の上下方向は、旋回輪軸受 10 をヨー駆動装置に用いる場合、上段がナセル 3 側で、かつ、下段がタワー 2 側となり、旋回輪軸受 10 をピッチ駆動装置に用いる場合、上段が風車翼 5 の翼先端側で、かつ、下段がロータヘッド 4 に取り付ける翼根元側となる。

20

【0006】

また、図 17 は、旋回輪軸受 10 に外力を受けた場合の構造変形例を示しており、図中に矢印で示す外力 F の方向に応じて、内輪 11 及び外輪 12 が異なる変形をする。

なお、図 17 (a) は、内輪 11 及び外輪 12 が楕円状に変形する場合の外力入力例、図 17 (b) は内輪 11 及び外輪 12 が軸方向に撓む場合の外力入力例、図 17 (c) は内輪 11 及び外輪 12 の面間が広がる方向に変形する場合の外力入力例を示している。

【0007】

このような旋回輪軸受（転がり軸受）10 においては、たとえば下記の特許文献 1 に開示されているように、外力による変形を防止して面圧の均一化を維持するため、軸受の固定部分を増やして剛性を上げる技術が提案されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献 1】特開 2010 - 23665 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

ところで、上述した風車用等の旋回輪軸受 10 は、荷重を受けた際、周辺の構造変形による影響で内輪 11 や外輪 12 にも変形が生じると、転動体 13 に作用する面圧分布の乱れを生じ、面圧の一部分のみが局所的に高くなる場合もある。たとえば図 16 に示した面圧分布においては、上下 2 段に配設された転動体 13 の一方である上段ベアリングについて構造変形有り及び構造変形無しの場合を比較すると、略半円の円弧形状となる構造変形無しの最大面圧より角度 90 度の付近で構造変形有りの最大面圧が高くなっている。

40

【0010】

このような面圧分布の乱れを解消する対策としては、たとえば図 15 の右側に示す旋回輪軸受 10' のように、剛性を確保するため内輪 11' や外輪 12' の体格を大きくすることが考えられる。しかし、風力発電装置 1 のヨー駆動装置やピッチ駆動装置に使用される旋回輪軸受 10 の場合、タワー 2 の上部に設置される部品であることから、体格を大きくすることは重量増加の原因になるため好ましくない。特に、近年の風力発電装置 1 は、

50

大出力を得るため大型化する傾向にあり、従って、タワー２の負担を軽減するためにも旋回輪軸受１０を含むナセル３やロータヘッド４等の軽量化が大きな課題となっている。

【００１１】

本発明は、上記の課題を解決するためになされたもので、その目的とするところは、構造変形に伴う面圧分布の乱れが軸受性能に悪影響を及ぼすことを防止するため、重量の増大を最小限に抑えた剛性の調整及び変化により、良好な軸受性能を維持できるようにした旋回輪軸受構造を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【００１２】

本発明は、上記の課題を解決するため、下記的手段を採用した。

10

本発明の請求項１に係る旋回輪軸受構造は、内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、前記内輪及び／または前記外輪の剛性を周囲より高めた剛性強化部を軸受面圧の高い周方向領域に設けたことを特徴とするものである。

【００１３】

このような旋回輪軸受構造によれば、内輪及び／または外輪の剛性を周囲より高めた剛性強化部を軸受面圧の高い周方向領域に設けたので、内輪や外輪の剛性を軸受面圧に応じて周方向に変化させることで、重量の増加を必要最小限に抑えて面圧分布に生じる乱れを解消できる。すなわち、内輪や外輪の剛性強化部は、軸受面圧が高く変形しやすい周方向の領域に対して剛性を部分的に高く設定したものであるから、周方向において強度的に余裕のある領域には重量増加の原因となる剛性強化部がなく、従って、軸受性能を維持しつつ旋回輪軸受全体の重量を抑えることが可能になる。

20

【００１４】

上記の旋回輪軸受構造において、前記剛性強化部は、前記内輪の内径及び／または前記外輪の外径を非真円にした幅広部であることが好ましい。すなわち、内輪の幅広部は、内径を小さくすることにより平面視の内輪幅を増した（断面積を大きくした）剛性強化部であり、外輪の幅広部は、外径を大きくすることにより平面視の外輪幅を増した（断面積を大きくした）剛性強化部である。

この場合、前記幅広部は、台形状の軸方向断面形状を有しているものでもよい。すなわち、幅広部の断面形状は、軸受面圧を受ける上面側の辺が長く、上面側と平行な下面側の辺を短くした台形状とすれば、重量の増加を必要最小限に抑えて剛性（断面積）を増し、面圧分布に生じる乱れを解消することができる。

30

【００１５】

上記の旋回輪軸受構造において、前記剛性強化部は、前記外輪の外周面及び／または前記内輪の内周面に取り付けられた補強部材を備えているものでもよい。このような補強部材は、内輪や外輪の剛性を軸受面圧に応じて周方向に変化させることができ、従って、重量の増加を必要最小限に抑えて面圧分布に生じる乱れを解消できる。

上述した補強部材としては、たとえば外輪の外周面や内輪の内周面に設けたリブや補強板等がある。なお、補強板の断面形状は、軸受面圧に応じて板圧を変化させたものでもよい。

40

また、上述した補強部材は、軸受面圧を受ける上面側の剛性を増すように、上下方向の上面側に対して部分的に取り付けたものでもよい。

【００１６】

本発明の請求項５に係る旋回輪軸受構造は、内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、無負荷時に前記転動体が前記軌道輪の表面に接する初期接触角を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したことを特徴とするものである。

【００１７】

このような旋回輪軸受構造によれば、無負荷時に転動体が軌道輪の表面に接する初期接触角を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定

50

したので、負荷を受けた際に接触角が大きく変化することにより、接触楕円がエッジ部分に乗り上がることで面圧が急上昇することを防止できる。すなわち、周方向に一定であった初期接触角は、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化しているので、運転時の負荷を受けても接触楕円がエッジ部分に載り上がることはなく、従って、接触角の変化を小さく抑えて面圧の急上昇を防止することが可能になる。

【 0 0 1 8 】

本発明の請求項 6 に係る旋回輪軸受構造は、内輪及び外輪に形成した軌道輪間に転動体を挟持してなる転がり軸受の旋回輪軸受構造であって、前記軌道輪の溝半径を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したことを特徴とするものである。

10

【 0 0 1 9 】

このような旋回輪軸受構造によれば、軌道輪の溝半径を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したので、最大面圧発生部分の面圧を抑え、かつ、軸受トルクの上昇を最小限に抑えることができる。すなわち、周方向に一定であった軌道輪の溝半径は、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化しているので、運転時の負荷を受けた場合において転動体の直径と軌道輪の溝半径との関係（比）が最適化され、最大面圧及び軸受トルクの抑制が可能になる。

【 発明の効果 】

【 0 0 2 0 】

上述した本発明の旋回輪軸受構造によれば、重量の増大を最小限に抑えた剛性の調整及び変化により、構造変形に伴う面圧分布の乱れが軸受性能に悪影響を及ぼすことを防止して良好な軸受性能を維持できる。

20

また、初期接触角や軌道輪の溝半径を周方向に適宜変化させて最適化することにより、面圧の急上昇防止、あるいは、最大面圧及び軸受トルクの抑制が可能になる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 1 】

【 図 1 】本発明に係る旋回輪軸受構造について第 1 の実施形態を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の A - A 断面図である。

【 図 2 】第 1 の実施形態に係る旋回輪軸受構造の第 1 変形例を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の B - B 断面図である。

30

【 図 3 】第 1 の実施形態に係る旋回輪軸受構造の第 2 変形例を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の C - C 断面図である。

【 図 4 】第 1 の実施形態に係る旋回輪軸受構造の第 3 変形例を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の D - D 断面図である。

【 図 5 】第 1 の実施形態に係る旋回輪軸受構造の第 4 変形例を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の E - E 断面図である。

【 図 6 】第 1 の実施形態に係る旋回輪軸受構造の第 5 変形例を示す図で、（ a ）は平面図、（ b ）は（ a ）の F - F 断面図、（ c ）は補強部材の第 1 変形例である。

【 図 7 】図 6 に示した第 6 変形例の旋回輪軸受構造について、第 2 変形例の補強部材を取り付けた断面図である。

40

【 図 8 】軌道輪間に挟持された転動体の接触角について、標準状態を示す説明用の断面図である。

【 図 9 】通常の初期接触角に起因する問題を説明するための図であり、（ a ）は正常な状態の接触楕円及び面圧分布を示し、（ b ）は構造変形の影響を受けた状態の接触楕円及び面圧分布を示している。

【 図 1 0 】本発明に係る旋回輪軸受構造について第 2 の実施形態を示す図であり、初期接触角を周方向へ変化させた設定例を示す説明図である。

【 図 1 1 】通常の初期接触角に設定した場合及び初期接触角を周方向へ変化させた場合について、最大面圧の抑制効果を示す説明図である。

【 図 1 2 】本発明に係る旋回輪軸受構造について第 3 の実施形態を示す図であり、曲率を

50

周方向へ変化させた設定例を示す説明図である。

【図 1 3】通常の溝曲率に設定した場合及び溝曲率を周方向へ変化させた場合について、最大面圧の抑制効果を示す説明図である。

【図 1 4】風力発電装置の概要を示す斜視図である。

【図 1 5】従来の旋回輪軸受（転がり軸受）構造及び体格変更による剛性確保を示す説明図である。

【図 1 6】構造変形の有無による面圧分布（周方向角度に応じて変化する面圧）の違いを示す図である。

【図 1 7】旋回輪に外力を受けた場合の構造変形例を示しており、（a）は内輪及び外輪が楕円形に変形する場合の外力入力例、（b）は内輪及び外輪が軸方向に撓む場合の外力入力例、（c）は内輪及び外輪の面間が広がる方向に変形する場合の外力入力例を示している。

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、本発明に係る旋回輪軸受構造の一実施形態を図面に基づいて説明する。

本実施形態に係る旋回輪軸受構造は、たとえば図 1 4 に示すような風力発電装置 1 において、ヨー駆動装置やピッチ駆動装置に適用される転がり軸受である。転がり軸受は、内輪及び外輪の対向面にそれぞれ略半円形の断面形状を有する軌道輪を形成し、両軌道輪の間にベアリング等の転動体を挟持した構成の機械要素である。

【0023】

風力発電装置 1 のヨー駆動装置は、ロータヘッド 4 の正面から風を受けるようにするため、タワー 2 の上端部でナセル 3 を風向に応じて旋回させる装置である。すなわち、ヨー駆動装置においては、タワー 2 の上端部とナセル 3 の下面との間に介在させた旋回輪軸受が、タワー 2 の上端部でナセル 3 をヨー旋回可能に支持している。この場合、旋回輪軸受における上段側はナセル 3 側、下段側はタワー 2 側であり、従って、旋回輪軸受の上下方向が軸方向となり、左右方向が径方向となる。

風力発電装置 1 のピッチ駆動装置は、ロータヘッド 4 に取り付けられた各風車翼 5 のピッチ角を風速等の変化に対応して調整するため、風車翼 5 をロータヘッド 4 に対して旋回させる装置である。すなわち、ピッチ駆動装置においては、風車翼 5 の根元（下端部）とロータヘッド 4 との間に介在させた旋回輪軸受が、ロータヘッド 4 に対して風車翼 5 を旋回（ピッチ角調整）可能に支持している。この場合、旋回輪軸受における上段側は風車翼 5 の先端側、下段側は風車翼 5 の根元側（ロータヘッド 4 側）であり、従って、旋回輪軸受の上下方向が軸方向となり、左右方向が径方向となる。

【0024】

< 第 1 の実施形態 >

図 1 に示す実施形態の旋回輪軸受 10 A は、内輪 11 及び外輪 12 A に形成された軌道輪 14, 15 を備え、対向する軌道輪 14, 15 間に転動体 13 を挟持してなる転がり軸受である。図示の旋回輪軸受 10 A では、軌道輪 14, 15 が上下に 2 組形成され、転動体 13 が上下 2 段に配設された構成とされるが、特に限定されることはない。

【0025】

そして、本実施形態の旋回輪軸受 10 A では、外輪の剛性を周囲より高めた剛性強化部 20 A が軸受面圧の高い周方向領域に設けられている。なお、軸受面圧の分布については、事前の計算により求めることができる。

図示の剛性強化部 20 は、外輪 12 A の外径を非真円にして外側に拡幅した幅広部である。すなわち、外輪 12 A の剛性強化部 20 A は、左右方向（A - A 断面）の外輪幅 t_a を上下方向の外輪幅 t_b より大（ $t_a > t_b$ ）として幅広とした領域である。換言すれば、外輪 12 A の平面視において、軸受面圧の高い領域になる左右方向の外輪幅 t_a を最大とし、軸受面圧が低く最小幅となる上下方向の外輪幅 t_b まで、徐々に外輪幅を変化させた形状となっている。

【0026】

10

20

30

40

50

このような旋回輪軸受 10 A の構造によれば、周方向において軸受面圧の高い領域に対して、外輪 12 A の剛性を周囲より高めた剛性強化部 20 A を設けたので、剛性強化部 20 A を設けた外輪の剛性は、軸受面圧の高い領域で高くなるよう周方向に変化する。このような外輪 12 A の剛性向上は、旋回輪軸受 10 A 全体の剛性を同様に向上させることになるので、重量の増加を必要最小限に抑えて面圧分布に生じる乱れを解消し、全周にわたって略均一な面圧分布を実現できる。

【0027】

すなわち、外輪 12 A の剛性強化部 20 A は、軸受面圧が高く変形しやすい周方向の領域に対して部分的に剛性を高く設定したものであり、周方向において強度的に余裕のある領域については、重量増加の原因となる剛性強化部 20 A が設けられていない。従って、本実施形態の旋回輪軸受 10 A は、面圧分布を均一化して軸受性能を維持しつつ、旋回輪軸受 10 A の全体重量を抑えることが可能になる。

10

なお、図示の旋回輪軸受 10 A は、左右方向に幅広の外輪幅 t_a にして剛性強化部 20 A を形成しているが、剛性強化部 20 A の周方向領域は、軸受面圧の領域に応じて適宜変更可能なことはいうまでもない。

【0028】

図 2 に示す旋回輪軸受 10 B は、上述した外輪 12 A の剛性強化部 20 A に代えて、内輪 11 A に剛性強化部 20 B を設けた第 1 変形例を示している。なお、上述した実施形態と同様の部分には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。

図示の剛性強化部 20 B は、内輪 11 A の内径を非真円にして内側に拡幅した幅広部である。すなわち、内輪 11 の剛性強化部 20 B は、左右方向 (B - B 断面) の内輪幅を上下方向の内輪幅より大として幅広とした領域である。換言すれば、内輪 11 A の平面視において、軸受面圧の高い領域になる左右方向の内輪幅を最大とし、軸受面圧が低く最小幅となる上下方向の内輪幅まで、徐々に外輪幅を変化させた形状となっている。

20

【0029】

このような旋回輪軸受 10 B の構造によれば、周方向において軸受面圧の高い領域に対して、内輪 11 A の剛性を周囲より高めた剛性強化部 20 B を設けたので、剛性強化部 20 B を設けた内輪の剛性は、軸受面圧の高い領域で高くなるよう周方向に変化する。このような内輪 11 A の剛性向上は、上述した実施形態と同様に、旋回輪軸受 10 B 全体の剛性を同様に向上させることになるので、重量の増加を必要最小限に抑えて面圧分布に生じる乱れを解消し、全周にわたって略均一な面圧分布を実現できる。

30

なお、上述した内輪 11 A の剛性強化部 20 B 及び外輪 12 A の剛性強化部 20 A は、各々単独で採用するだけでなく、両方を組み合わせた構成も可能である。

【0030】

また、上述した実施形態及び第 1 変形例は、いずれも矩形断面の剛性強化部 20 A , 20 B としたが、たとえば図 3 に示す第 2 変形例及び図 4 に示す第 3 変形例のように、断面形状を台形状とした剛性強化部 20 C , 20 D としてもよい。

図 3 に示す第 2 変形例において、旋回輪軸受 10 C の軸方向断面形状は、図 1 に示した外輪 12 A の剛性強化部 20 A について、軸受面圧を受ける上面側の辺が長く、上面側と平行な下面側の辺を短くした台形状が採用されている。すなわち、剛性強化部 20 C は、外輪 12 A ' に幅広部を形成する外周面の下方が内周方向へ絞られた傾斜面となっている。

40

【0031】

一方、図 4 に示す第 3 変形例において、旋回輪軸受 10 D の軸方向断面形状は、図 2 に示した内輪 11 A の剛性強化部 20 B について、軸受面圧を受ける上面側の辺が長く、上面側と平行な下面側の辺を短くした台形状が採用されている。すなわち、剛性強化部 20 D は、内輪 11 A ' に幅広部を形成する内周面の下方が外周方向へ絞られた傾斜面となっている。

このように、幅広部が台形状の断面形状を有している剛性強化部 20 C , 20 D は、軸受面圧を受ける上面側の辺が長く、上面側と平行な下面側の辺を短くした台形状であるか

50

ら、重量の増加を必要最小限に抑えて効率よく断面積及び剛性を増し、面圧分布に生じる乱れを解消することができる。

【 0 0 3 2 】

また、上述した本実施形態の旋回輪軸受 1 0 A に代えて、すなわち幅広部を形成する剛性強化部 2 0 に代えて、補強部材を取り付ける構成としてもよい。

図 5 に示す第 4 変形例の旋回輪軸受 1 0 E は、外輪 1 2 の外周面に補強部材のリブ 3 0 を取り付けた剛性補強部 2 0 E となる。このリブ 3 0 は、周方向において軸受面圧の高い領域の外輪 1 2 に対して、複数枚が溶接等により取り付けられている。このようなリブ 3 0 を取り付ける外周面の領域は、上述した剛性強化部 2 0 A の幅広部と略同じである。この場合、リブ 3 0 を取り付ける周方向のピッチは、等ピッチにしてもよいし、あるいは、

10

【 0 0 3 3 】

図 6 に示す第 5 変形例の旋回輪軸受 1 0 F は、外輪 1 2 の外周面に補強部材の補強板 3 1 を取り付けた剛性補強部 2 0 F となる。この補強板 3 1 は、周方向において軸受面圧の高い領域の外輪 1 2 に対して溶接等により取り付けられている。このような補強板 3 1 を取り付ける外周面の領域は、上述した剛性強化部 2 0 A の幅広部と略同じである。

この場合、補強板 3 1 の板厚は、たとえば図 6 (a)、(b) に示すように、全体を同一にしてもよいが、たとえば 6 (c) に示すように、軸受面圧の高い領域ほど厚くした補強板 3 1 A を取り付けてもよい。

【 0 0 3 4 】

20

また、上述した補強部材は、たとえば図 7 に示す第 6 変形例のように、軸受面圧を受ける上面側の剛性を増すように、上下方向の上面側に対して部分的に取り付けたものでもよい。すなわち、図示の第 6 変形例では、外輪 1 2 の外周面に対して上部の略半面にのみ補強板 3 1 B が取り付けられた剛性補強部 2 0 G となっている。このような補強板 3 1 B を取り付けた剛性補強部 2 0 G は、外輪 1 2 A ' に形成した幅広部の断面形状が台形状である第 2 変形例 (図 3 参照) の剛性強化部 2 0 C と同様の作用効果を得ることができる。

この場合の補強板 3 1 B は、板厚が同一のものでもよいし、あるいは、軸受面圧の高い領域ほど板厚を厚くしたものでもよい。なお、補強板 3 1 B に代えて、第 4 変形例 (図 5 参照) に示すようなリブを採用してもよい。

【 0 0 3 5 】

30

また、上述した第 4 変形例 ~ 第 6 変形例においては、外輪 1 2 の外周面に補強部材のリブ 3 0 や補強板 3 1 , 3 1 A , 3 1 B を取り付けていたが、同様の補強部材を内輪 1 1 の内周面に取り付けることも可能である。

このような補強部材による剛性強化部 2 0 E , 2 0 F , 2 0 G の形成は、内輪 1 1 や外輪 1 2 の剛性を軸受面圧に応じて周方向に変化させることができ、従って、重量の増加を必要最小限に抑えて面圧分布に生じる乱れを解消できる。

【 0 0 3 6 】

< 第 2 の実施形態 >

次に、本発明に係る旋回輪軸受構造について、第 2 の実施形態を図 8 ~ 図 1 1 に基づいて説明する。なお、図 8 ~ 図 9 は要部の曲率等を誇張し図であり、上述した実施形態と同様の部分には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。

40

図 8 は、内輪 1 1 の軌道輪 1 4 と外輪 1 2 の軌道輪 1 5 との間に挟持された球状の転動体 1 3 について、接触角 θ が正常な状態にある標準状態を示している。このような標準状態では、水平軸及び垂直軸からそれぞれ 4 5 度となる初期接触角と接触角 θ とが一致しており、合計 4 箇所の接触位置 T が形成されている。なお、転動体 1 3 の半径は r 、軌道輪 1 4 , 1 5 の曲面は半径 R の円弧である。

【 0 0 3 7 】

図 8 に示す標準状態では、図 9 (a) に示すように、4 5 度の初期接触角と一致する接触角 θ の方向で玉荷重 F が作用しており、この接触角 θ を中心にして左右対称の接触楕円及び面圧分布が形成されている。

50

通常の転がり軸受において、図 11 の左側に示す「通常」のように、破線で示す初期接触角の 45 度は、周方向に一定となるように製作されている。そして、運転時の接触角 θ は、荷重の状況や構造変形量によって、たとえば図 11 に実線で示すサインカーブのように変化する。このため、図 9 (b) に示すように、接触角 θ が θ_1 まで大きく変化した場合には、接触楕円がエッジ部分に載り上がるので、エッジ載り上げにより面圧を急上昇させることになる。なお、この場合のエッジ部分は、軌道輪 15 の端部 15a となる。

【0038】

そこで、本実施形態では、内輪 11 及び外輪 12 に形成した軌道輪 14, 15 間に転動体 13 を挟持してなる転がり軸受において、無負荷時に転動体 13 が軌道輪 14, 15 の表面に接する初期接触角を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように、周方向へ変化させて設定する。すなわち、図 10 及び図 11 の「初期接触角を変化」に示すように、破線表示の初期接触角を、実線表示の運転時接触角と位相をずらして上下のピークが逆のサインカーブとなるように周方向へ変化させている。

この場合、破線で示す初期接触角のピークは、図 10 に示すように、下のピーク θ_a が標準の初期接触角 45 度より小さく、上野ピーク θ_b が標準の初期接触角 45 度より大きくなっている。

【0039】

このような旋回輪軸受構造によれば、無負荷時に転動体 13 が軌道輪 14, 15 の表面に接する初期接触角の設定が、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化して製作されているので、荷重負荷及び構造変形時に接触角 θ が大きく変化するようなことはなく、従って、接触楕円がエッジ部分に載り上がることで面圧が急上昇することを防止できる。すなわち、運転時接触角が大きくなる周方向角度では予め初期設定角度を小さく設定しておき、反対に、運転時接触角が小さくなる周方向角度では予め初期設定角度を大きく設定しておくので、負荷を受けた際に変化する接触角 θ は、通常の初期接触角である 45 度から大きく離れた値まで変化することを防止できる。

【0040】

こうして荷重負荷及び構造変形時における接触角 θ の変化を抑制すると、接触角 θ の変化に起因して接触楕円がエッジ部分に載り上がり、面圧が急上昇することを防止できる。すなわち、周方向に一定であった初期接触角は、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化して設けられているので、運転時の負荷を受けても接触楕円がエッジ部分に載り上がることはなく、従って、接触角 θ の変化を小さく抑えて面圧の急上昇を防止することが可能になる。具体的には、図 11 に示すように、運転時接触角の変化が小さくなったことにより、換言すれば、運転時接触角が通常の初期接触角である 45 度に近づいたことにより、面圧の最大値は ΔP だけ低減している。

【0041】

< 第 3 の実施形態 >

最後に、本発明に係る旋回輪軸受構造について、第 3 の実施形態を図 8 及び図 12、図 13 に基づいて説明する。なお、図 12 は要部の曲率等を誇張し図であり、上述した実施形態と同様の部分には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。

滑り軸受の軸受内面圧は、転動体 13 の直径及び軌道輪 14, 15 の溝半径により、すなわち、転動体 13 の半径 r 及び軌道輪 14, 15 を形成する円弧の溝半径 R との比 (溝曲率 = $R / 2r$) により変動する。具体的には、溝曲率が 50 % に近い値となり、転動体 13 の直径 $2r$ と軌道輪 14, 15 の溝半径 R とが近いほど、面圧は小さくなる。

但し、転動体 13 の直径と溝半径 R とが近い値になると、転動体 13 の接触面積が増加するため、滑り軸受の軸受トルク (軸受回転に必要な力) が大きくなり、発熱によるパワーロスが増大する。

【0042】

そこで、本実施形態の旋回輪軸受構造では、内輪 12 及び外輪 13 に形成した軌道輪 14, 15 間に転動体 13 を挟持してなる転がり軸受において、たとえば図 12 に示すように、軌道輪 14, 15 の溝半径 R を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるよ

10

20

30

40

50

うに周方向へ変化させて設定する。すなわち、通常は周方向に一定である溝半径 R を、本実施形態では、最大面圧を低下させるように、周方向で事前に変化させて製作する。

【0043】

図12に示す具体例において、軌道輪15の溝半径 R が軌道輪14の溝半径 R' より小さい ($R < R'$) 断面部分では、非接触時に内輪11側の軌道輪14に対して転動体13が接触していない。しかし、転動体13の接触時には、運転時の負荷により内輪11が移動または変形することにより、内輪11側の軌道輪14にも転動体13が接触する。この結果、図13に示すように、「通常」時に一定の溝曲率は、「溝曲率を軸受製作時に周方向へ変化」させることにより、面圧の最大値が ΔP だけ低減されている。

【0044】

このような本実施形態の旋回輪軸受構造によれば、軌道輪14, 15の溝半径を、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化させて設定したので、最大面圧発生部分の面圧を抑え、かつ、軸受トルクの上昇を最小限に抑えることができる。すなわち、周方向に一定であった軌道輪14, 15の溝半径 R は、荷重負荷及び構造変形時の最大面圧を低下させるように周方向へ変化しているので、運転時の負荷を受けた場合において転動体13の直径と軌道輪14, 15の溝半径との関係(比)である溝曲率が最適化され、最大面圧及び軸受トルクの抑制が可能になる。

【0045】

以上説明したように、上述した各実施形態の旋回輪軸受構造によれば、転がり軸受の重量増大を最小限に抑えた剛性の調整及び変化により、構造変形に伴う面圧分布の乱れが軸受性能に悪影響を及ぼすことを防止して良好な軸受性能を維持できる。

また、初期接触角や軌道輪の溝半径を周方向に適宜変化させて最適化することにより、面圧の急上昇防止、あるいは、最大面圧及び軸受トルクの抑制が可能になる。

この結果、面圧の最大値を抑え、同一寸法の転がり軸受に対して、使用限界をあげることができる。

【0046】

そして、上述した転がり軸受を風力発電装置1のヨー駆動装置やピッチ駆動装置の旋回輪軸受として採用すれば、タワー2の上部構造体を軽量化して荷重負担を軽減することができる。

なお、本発明は上述した実施形態に限定されることはなく、その要旨を逸脱しない範囲内において適宜変更することができる。

【符号の説明】

【0047】

- 1 風力発電装置
- 2 タワー
- 3 ナセル
- 4 ロータヘッド
- 5 風車翼
- 10, 10A ~ 10G 旋回輪軸受(転がり軸受)
- 11, 11A' 内輪
- 12, 12A' 外輪
- 13 転動体
- 14, 15 軌道輪
- 20A ~ 20G 剛性強化部
- 30 リブ(補強部材)
- 31, 31A, 31B 補強板

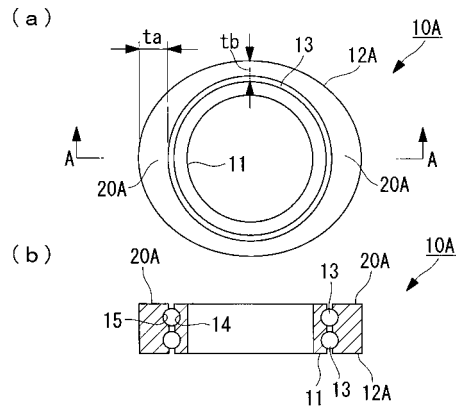
10

20

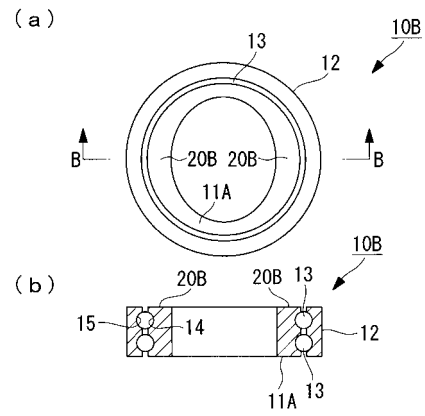
30

40

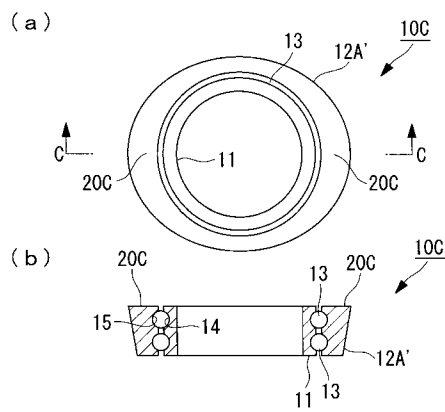
【 図 1 】



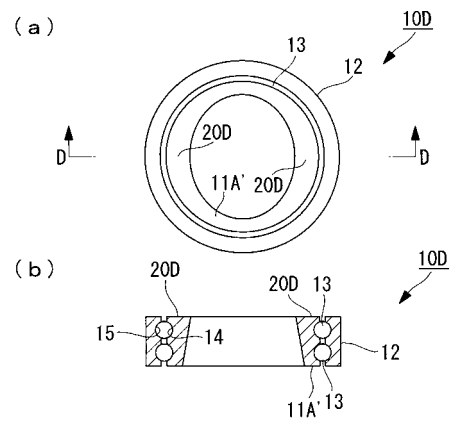
【 図 2 】



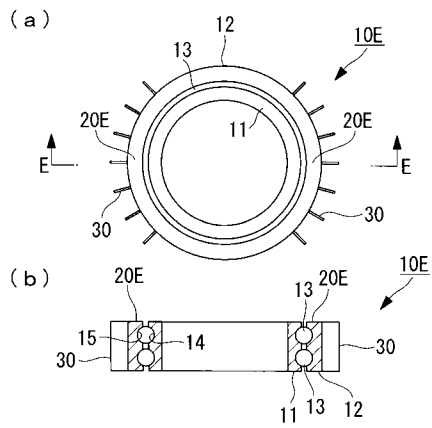
【 図 3 】



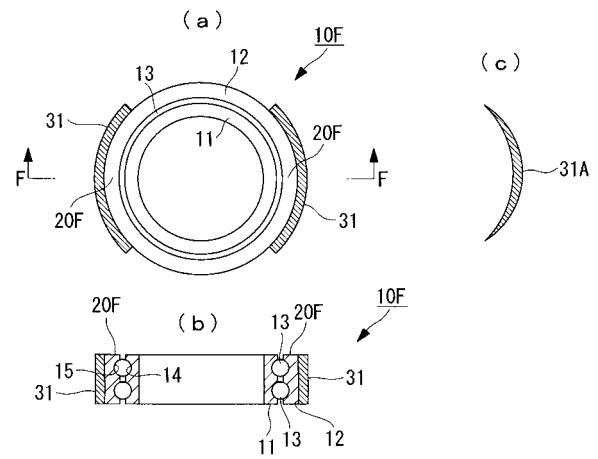
【 図 4 】



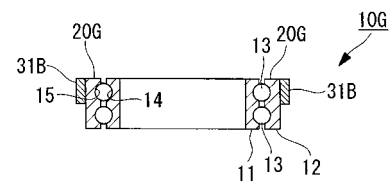
【図 5】



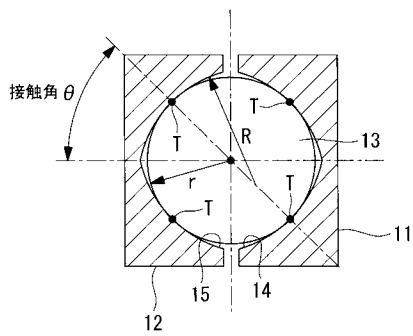
【図 6】



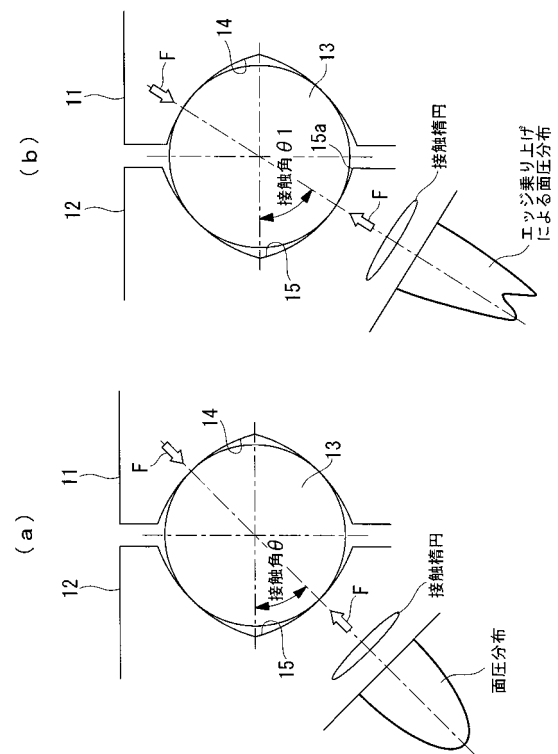
【図 7】



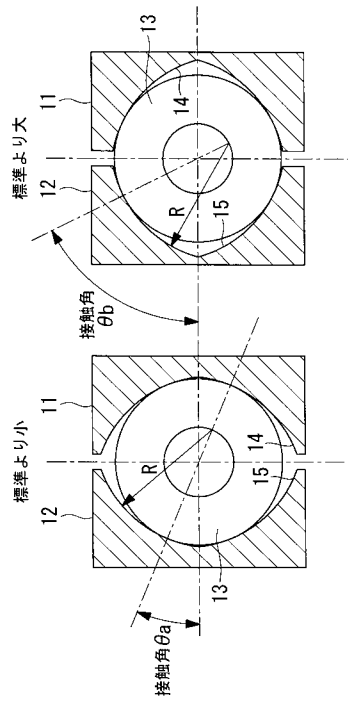
【図 8】



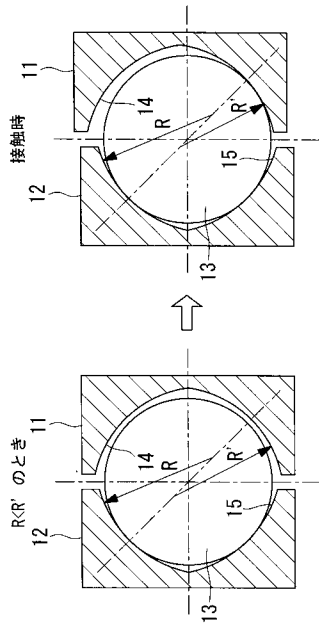
【図 9】



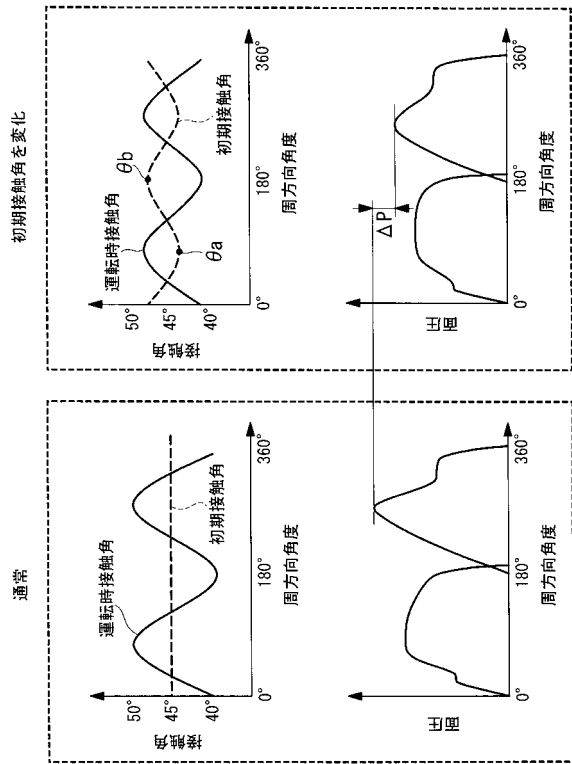
【図 10】



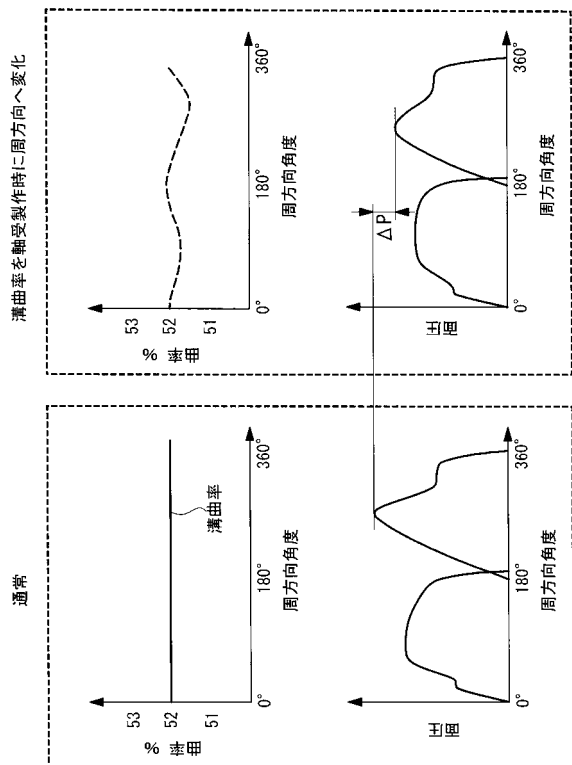
【図 12】



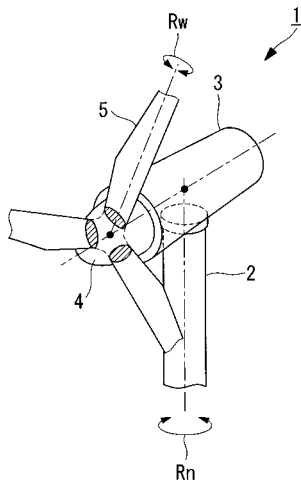
【図 11】



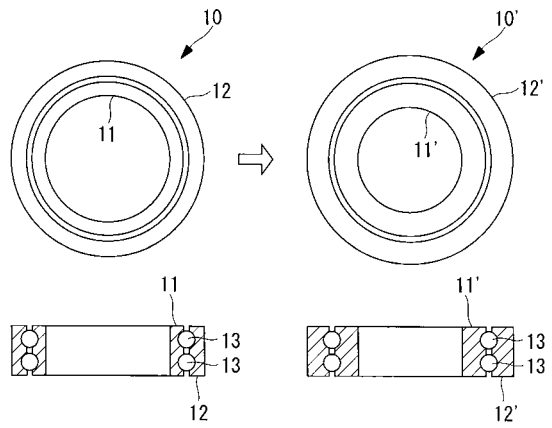
【図 13】



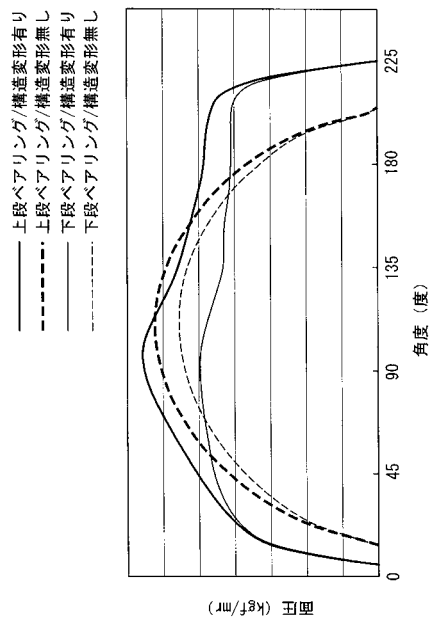
【図 14】



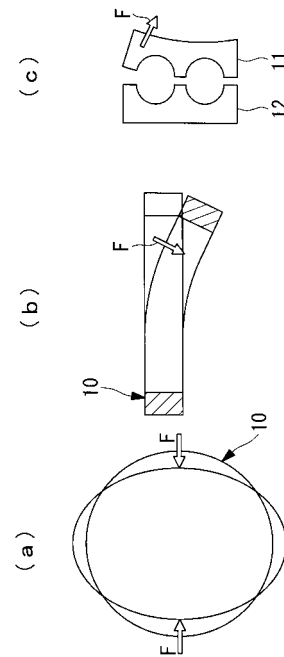
【図 15】



【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

(72)発明者 沼尻 智裕

東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内

Fターム(参考) 3J701 AA02 AA43 AA54 AA63 BA53 BA54 BA55 BA56 FA15 FA31
GA24