

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4774701号
(P4774701)

(45) 発行日 平成23年9月14日 (2011. 9. 14)

(24) 登録日 平成23年7月8日 (2011. 7. 8)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 C 33/38 (2006. 01)

F 1 6 C 33/38

F 1 6 C 19/52 (2006. 01)

F 1 6 C 19/52

F 1 6 C 33/46 (2006. 01)

F 1 6 C 33/46

F 1 6 C 41/00 (2006. 01)

F 1 6 C 41/00

G O 1 D 5/12 (2006. 01)

G O 1 D 5/12

Q

請求項の数 11 (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願2004-231370 (P2004-231370)
 (22) 出願日 平成16年8月6日 (2004. 8. 6)
 (65) 公開番号 特開2005-331097 (P2005-331097A)
 (43) 公開日 平成17年12月2日 (2005. 12. 2)
 審査請求日 平成19年8月1日 (2007. 8. 1)
 (31) 優先権主張番号 特願2004-21099 (P2004-21099)
 (32) 優先日 平成16年1月29日 (2004. 1. 29)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)
 (31) 優先権主張番号 特願2004-126312 (P2004-126312)
 (32) 優先日 平成16年4月22日 (2004. 4. 22)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

前置審査

(73) 特許権者 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎 1 丁目 6 番 3 号
 (74) 代理人 110000811
 特許業務法人貴和特許事務所
 (72) 発明者 小野 浩一郎
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 〇 号
 日本精工株式会社内
 (72) 発明者 青木 護
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 〇 号
 日本精工株式会社内

審査官 上谷 公治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 転がり軸受ユニット

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内周面に複列の外輪軌道を有する外輪相当部材と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪相当部材と、これら両外輪軌道と両内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の転動体と、それぞれの内側にこれら各転動体を保持する為の複数のポケットを備えた保持器とを備え、この保持器の径方向に関する位置決めを、これら各ポケットの内面と上記各転動体の表面との係合に基づく転動体案内により図っており、自動車の懸架装置と車輪との間に設けられ、この懸架装置に対しこの車輪を回転自在に支持する為に利用される転がり軸受ユニットに於いて、上記各ポケットの内面と上記各転動体との間に存在する隙間に基づき上記保持器の中心軸に直交する仮想平面に関して存在する、これら各転動体毎に 2 通りずつ、全体で転動体の数の 2 倍の数だけ存在する自由度のうち、上記保持器毎に 3 通りの自由度に関する隙間を、残りの自由度に関する隙間よりも小さくする事により、上記保持器の径方向に関する変位を制限しており、上記各転動体の公転速度に一致する上記保持器の回転速度を測定する為の公転速度検出用センサを備え、この公転速度検出用センサの検出信号を、上記外輪相当部材と上記内輪相当部材との間に加わる荷重を求める為に利用する転がり軸受ユニット。

【請求項 2】

1 組の転動体及びポケットでの径方向の自由度及び円周方向の自由度に関する隙間と、他の 1 組での転動体及びポケットの円周方向の自由度に関する隙間とを、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項 1 に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 3】

1組の転動体及びポケットでの径方向の自由度及び円周方向の自由度に関する隙間と、他の1組の転動体及びポケットでの径方向の自由度に関する隙間とを、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項1に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 4】

3組の転動体及びポケットでの径方向の自由度に関する隙間を、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項1に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 5】

3組の転動体及びポケットでの円周方向の自由度に関する隙間を、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項1に記載した転がり軸受ユニット。

10

【請求項 6】

1組の転動体及びポケットでの径方向の自由度に関する隙間と、他の2組の転動体及びポケットでの円周方向の自由度に関する隙間とを、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項1に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 7】

1組の転動体及びポケットでの円周方向の自由度に関する隙間と、他の2組の転動体及びポケットでの径方向の自由度に関する隙間とを、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくした、請求項1に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 8】

残りの自由度に関する隙間よりも小さくする3通りの自由度に関する隙間が $100\mu\text{m}$ 以下である、請求項1～7の何れかに記載した転がり軸受ユニット。

20

【請求項 9】

転動体の数及び保持器のポケットの数を、それぞれ3の整数倍とした、請求項1～8に記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 10】

転動体が玉である、請求項1～9の何れかに記載した転がり軸受ユニット。

【請求項 11】

転動体が円すいころである、請求項1～9の何れかに記載した転がり軸受ユニット。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

この発明に係る転がり軸受ユニットは、例えば自動車の懸架装置に対し車輪を回転自在に支持すると共に、この車輪に加わる荷重を測定する為に利用する。

【背景技術】

【0002】

自動車の車輪は懸架装置に対し、複列アンギュラ型の転がり軸受ユニットにより回転自在に支持する。又、自動車の走行安定性を確保する為に、アンチロックブレーキシステム（ABS）やトラクションコントロールシステム（TCS）、更にはビークルスタビリティコントロールシステム（VSC）等の車両用走行安定装置が使用されている。このような各種車両用走行安定装置を制御する為には、車輪の回転速度、車体に加わる各方向の加速度等の信号が必要になる。そして、より高度の制御を行なう為には、車輪を介して上記転がり軸受ユニットに加わる荷重（ラジアル荷重とアキシャル荷重との一方又は双方）の大きさを知る事が好ましい場合がある。

40

【0003】

このような場合に使用可能な、車両に関する荷重を測定する装置として従来から、例えば特許文献1、2に記載されたものが知られている。このうちの特許文献1には、上下方向荷重（ラジアル荷重）を測定自在な、荷重測定装置付車輪支持用転がり軸受ユニットが記載されている。この従来構造の第1例の荷重測定装置付転がり軸受ユニットは、図14に示す様に、懸架装置に支持される外輪1の内径側に、車輪を結合固定するハブ2を支持している。このハブ2は、車輪を固定する為の回転側フランジ3をその外端部（車両への組

50

み付け状態で幅方向外側となる端部で、図 14 ~ 17、19 の左端部) に有するハブ本体 4 と、このハブ本体 4 の内端部 (車両への組み付け状態で幅方向中央側となる端部で、図 14 ~ 17、19 の右端部) に外嵌されてナット 5 により抑え付けられた内輪 6 とを備える。そして、上記外輪 1 の内周面に形成した複列の外輪軌道 7、7 と、上記ハブ 2 の外周面に形成した複列の内輪軌道 8、8 との間に、それぞれ複数個ずつの転動体 9 a、9 b を配置して、上記外輪 1 の内径側での上記ハブ 2 の回転を自在としている。

【0004】

上記外輪 1 の軸方向中間部で複列の外輪軌道 7、7 の間部分に、この外輪 1 を直径方向に貫通する取付孔 10 を、この外輪 1 の上端部にほぼ鉛直方向に形成している。そして、この取付孔 10 内に、荷重測定用のセンサである、円杆状 (丸棒状) の変位センサ 11 を装着している。この変位センサ 11 は、先端面に設けた検出面と上記ハブ本体 4 に外嵌固定したセンサリング 12 の外周面との距離が変化した場合に、その変化量に対応した信号を出力する。この様に構成する従来の荷重測定装置付転がり軸受ユニットの場合には、上記変位センサ 11 の検出信号に基づいて、転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重を求める事ができる。

【0005】

尚、図 14 に示した従来構造は、上記転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重に加えて、上記ハブ 2 の回転速度も検出自在としている。この為に、前記内輪 6 の内端部に回転速度検出用エンコーダ 13 を外嵌固定すると共に、上記外輪 1 の内端開口部に被着したカバー 14 に回転速度検出用センサ 15 を支持している。そして、この回転速度検出用センサ 15 の検知部を、上記回転速度検出用エンコーダ 13 の被検出部に、測定隙間を介して対向させている。

【0006】

上述の様な従来構造の第 1 例の荷重測定装置付転がり軸受ユニットは、転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重を測定する為のものであるが、転がり軸受ユニットに加わる横方向荷重 (アキシアル荷重) を測定する構造も、特許文献 2 等に記載されて、従来から知られている。図 15 は、この特許文献 2 に記載された、横方向荷重を測定する為の荷重測定装置付転がり軸受ユニットを示している。この従来構造の第 2 例の場合、ハブ 2 a の外端部外周面に、車輪を支持する為の回転側フランジ 3 a を固設している。又、外輪 1 a の外周面に、この外輪 1 a を懸架装置を構成するナックル 16 に支持固定する為の、固定側フランジ 17 を固設している。そして、上記外輪 1 a の内周面に形成した複列の外輪軌道 7、7 と、上記ハブ 2 a の外周面に形成した複列の内輪軌道 8、8 との間に、それぞれ複数個ずつの転動体 9 a、9 b を転動自在に設ける事により、上記外輪 1 a の内径側に上記ハブ 2 a を回転自在に支持している。

【0007】

更に、上記固定側フランジ 17 の内側面複数個所で、この固定側フランジ 17 を上記ナックル 16 に結合する為のボルト 18 を螺合する為のねじ孔 19 を囲む部分に、それぞれ荷重センサ 20 を添設している。上記外輪 1 a を上記ナックル 16 に支持固定した状態でこれら各荷重センサ 20 は、このナックル 16 の外側面と上記固定側フランジ 17 の内側面との間で挟持される。

【0008】

この様な従来構造の第 2 例の転がり軸受ユニットの荷重測定装置の場合、図示しない車輪と上記ナックル 16 との間に横方向荷重が加わると、上記ナックル 16 の外側面と上記固定側フランジ 17 の内側面とが、上記各荷重センサ 20 を、軸方向両面から強く押し付け合う。従って、これら各荷重センサ 20 の測定値を合計する事で、上記車輪と上記ナックル 16 との間に加わる横方向荷重を求める事ができる。又、図示はしないが、特許文献 3 には、一部の剛性を低くした外輪相当部材の振動周波数から転動体の公転速度を求め、更に、転がり軸受に加わる横方向荷重を測定する方法が記載されている。

【0009】

更に、転がり軸受ユニットに加わる荷重を正確に測定する構造を低コストで実現する為

10

20

30

40

50

の発明として、特願 2004-7655 号に開示された発明がある。この先発明の構造は、複列アンギュラ型玉軸受である転がり軸受ユニットを構成する 1 対の列の転動体（玉）の公転速度に基づいて、この転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重又は横方向荷重を測定する。図 16 は、この先発明の転がり軸受ユニットの荷重測定装置を示している。この先発明に係る構造の場合、外輪 1 の軸方向中間部で複列の外輪軌道 7、7 の間部分に形成した取付孔 10 a にセンサユニット 21 を挿通し、このセンサユニット 21 の先端部 22 を、上記外輪 1 の内周面から突出させている。この先端部 22 には、1 対の公転速度検出用センサ 23 a、23 b と、1 個の回転速度検出用センサ 15 a とを設けている。

【0010】

そして、このうちの各公転速度検出用センサ 23 a、23 b の検出部を、複列に配置された各転動体 9 a、9 b を回転自在に保持した各保持器 24 a、24 b に設けた、公転速度検出用エンコーダ 25 a、25 b に近接対向させて、上記各転動体 9 a、9 b の公転速度を検出自在としている。又、上記回転速度検出用センサ 15 a の検出部を、ハブ 2 の中間部に外嵌固定した回転速度検出用エンコーダ 13 a に近接対向させて、このハブ 2 の回転速度を検出自在としている。この様な構成を有する先発明に係る転がり軸受ユニットの荷重測定装置によれば、上記ハブ 2 の回転速度の変動に拘らず、上記外輪 1 と上記ハブ 2 との間に加わる荷重（上下方向荷重及び横方向荷重）を求められる。

【0011】

即ち、上述の様な先発明に係る転がり軸受ユニットの荷重測定装置の場合、図示しない演算器が、上記各センサ 23 a、23 b、15 a から送り込まれる検出信号に基づいて、上記外輪 1 と上記ハブ 2 との間に加わる上下方向荷重と横方向荷重とのうちの一方又は双方の荷重を算出する。例えば、この上下方向荷重を求める場合に上記演算器は、上記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b が検出する各列の転動体 9 a、9 b の公転速度の和を求め、この和と、上記回転速度検出用センサ 15 a が検出する上記ハブ 2 の回転速度との比に基づいて、上記上下方向荷重を算出する。又、上記横方向荷重は、上記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b が検出する各列の転動体 9 a、9 b の公転速度の差を求め、この差と、上記回転速度検出用センサ 15 a が検出する上記ハブ 2 の回転速度との比に基づいて算出する。この点に就いて、図 17 ~ 18 を参照しつつ説明する。尚、以下の説明は、横方向荷重 F_y が加わらない状態での、上記各列の転動体 9 a、9 b の接触角 α_a 、 α_b が互いに同じであるとして行なう。

【0012】

図 17 は、上述の図 16 に示した車輪支持用の転がり軸受ユニットを模式化し、荷重の作用状態を示したものである。複列の外輪軌道 7、7 と複列の内輪軌道 8、8 との間に複列に配置された転動体 9 a、9 b には予圧 F_0 、 F_0 を付与している。又、使用時に上記転がり軸受ユニットには、車体の重量等に対する反作用として路面側から、上下方向荷重 F_z が加わる。更に、旋回走行時に加わる遠心力等により、横方向荷重 F_y が加わる。これら予圧 F_0 、 F_0 、上下方向荷重 F_z 、横方向荷重 F_y は、何れも上記各転動体 9 a、9 b の接触角 α (α_a 、 α_b) に影響を及ぼす。そして、この接触角 α_a 、 α_b が変化すると、これら各転動体 9 a、9 b の公転速度 n_c が変化する。これら各転動体 9 a、9 b のピッチ円直径を D とし、これら各転動体 9 a、9 b の直径を d とし、上記各内輪軌道 8、8 を設けたハブ 2 の回転速度を n_i とし、上記各外輪軌道 7、7 を設けた外輪 1 の回転速度を n_o とすると、上記公転速度 n_c は、次の (1) 式で表される。

$$n_c = \{ 1 - (d \cdot \cos \alpha / D) \cdot (n_i / 2) \} + \{ 1 + (d \cdot \cos \alpha / D) \cdot (n_o / 2) \} \quad \text{--- (1)}$$

【0013】

この (1) 式から明らかな通り、上記各転動体 9 a、9 b の公転速度 n_c は、これら各転動体 9 a、9 b の接触角 α (α_a 、 α_b) の変化に応じて変化するが、上述した様にこの接触角 α_a 、 α_b は、上記上下方向荷重 F_z 及び上記横方向荷重 F_y に応じて変化する。従って上記公転速度 n_c は、これら上下方向荷重 F_z 及び横方向荷重 F_y に応じて変化する。本例の場合、上記ハブ 2 が回転し、上記外輪 1 が回転しない為、具体的には、上記

10

20

30

40

50

上下方向荷重 F_z に関しては、大きくなる程上記公転速度 n_c が遅くなる。又、横方向荷重 F_y に関しては、図 18 に示す様に、この横方向荷重 F_y を支承する列の転動体 9 a、9 a の公転速度が速くなり（図 18 の破線イ参照）、この横方向荷重 F_y を支承しない列の転動体 9 b、9 b の公転速度が遅くなる（図 18 の実線ロ参照）。従って、上記各列の転動体 9 a、9 b の公転速度 n_c に基づいて、上記上下方向荷重 F_z 及び横方向荷重 F_y を求められる事になる。

【0014】

但し、上記公転速度 n_c の変化に結び付く上記接触角 α は、上記上下方向荷重 F_z と上記横方向荷重 F_y とが互いに関連しつつ変化するだけでなく、上記予圧 F_0 、 F_0 によっても変化する。又、上記公転速度 n_c は、上記ハブ 2 の回転速度 n_i に比例して変化する。この為、これら上下方向荷重 F_z 、横方向荷重 F_y 、予圧 F_0 、 F_0 、ハブ 2 の回転速度 n_i を総て関連させて考えなければ、上記公転速度 n_c を正確に求める事はできない。このうちの予圧 F_0 、 F_0 は、運転状態に応じて変化するものではないので、初期設定等によりその影響を排除する事は容易である。これに対して上記上下方向荷重 F_z 、横方向荷重 F_y 、ハブ 2 の回転速度 n_i は、運転状態に応じて絶えず変化するもので、初期設定等によりその影響を排除する事はできない。

【0015】

このような事情に鑑みて先発明では、前述した様に、上下方向荷重 F_z を求める場合には、前記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b が検出する各列の転動体 9 a、9 b の公転速度の和を求める事で、上記横方向荷重 F_y の影響を少なくしている。又、横方向荷重 F_y を求める場合には、上記各列の転動体 9 a、9 b の公転速度の差を求める事で、上記上下方向荷重 F_z の影響を少なくしている。更に、何れの場合でも、上記和又は差と、前記回転速度検出用センサ 15 a が検出する上記ハブ 2 の回転速度 n_i との比に基づいて上記上下方向荷重 F_z 又は上記横方向荷重 F_y を算出する事により、上記ハブ 2 の回転速度 n_i の影響を排除している。尚、上記横方向荷重 F_y を、上記各列の転動体 9 a、9 b の公転速度の比に基づいて算出する場合には、上記ハブ 2 の回転速度 n_i は、必ずしも必要ではない。

【0016】

尚、上記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b の信号に基づいて上記上下方向荷重 F_z と横方向荷重 F_y とのうちの一方又は双方の荷重を算出する方法は、他にも各種存在するが、このような方法に就いては、前述の特願 2004 - 7655 号に詳しく説明されているし、本発明の要旨とも関係しないので、詳しい説明は省略する。又、図 19 に示す様に、ハブ 2 の回転速度 n_i を求める為の回転速度検出用エンコーダ 13 b をこのハブ 2 の内端部に外嵌固定し、回転速度検出用センサ 15 b を外輪 1 の内端開口部を塞いだカバー 14 a に支持する事もできる。

【0017】

以上に述べた、先発明に係る転がり軸受ユニットの荷重測定装置は、前述した特許文献 1 ~ 3 に記載された構造に比べ、比較的低コストで造れて、しかも、転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重 F_z 或は横方向荷重 F_y を正確に求められるものである。但し、これら各荷重 F_z 、 F_y を正確且つ高精度に（高分解能で）求める為には、前記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b が検出する前記各列の転動体 9 a、9 b の公転速度が正確且つ高精度である必要がある。公転速度を高精度で求める為には、この公転速度を各保持器 24 a、24 b の回転速度として求めるべく、これら各保持器 24 a、24 b と同心に公転速度検出用エンコーダ 25 a、25 b を設け、これら公転速度検出用エンコーダ 25 a、25 b の特性変化の回数を多く（特性変化のピッチを短く）する事が効果がある。

【0018】

又、上記公転速度を正確に求める為には、上記各保持器 24 a、24 b の幾何中心と回転中心（上記各列の転動体 9 a、9 b の公転中心）とを一致させる事が重要である。これに対して、上記各公転速度検出用センサ 23 a、23 b の検出信号中には、被検出面の着磁ピッチ（円周方向に隣り合う S 極と N 極との間のピッチ）の誤差に基づく比較的高周波

10

20

30

40

50

の変動と、保持器 24 a、24 b の振れ回り運動に伴う比較的低周波の変動とが入り込んでいる。このような変動を処理（低減）しないと、各列の転動体 9 a、9 b の公転速度を正確に求められず、従って、上記上下方向荷重や上記横方向荷重の測定精度が悪化する。

【0019】

この様な、上記各荷重の測定精度の悪化に結び付く、上記 2 種類の変動が生じる理由に就いて、図 20 ~ 21 により説明する。上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) を保持した（或は自身が公転速度検出用エンコーダとしての機能を有する）保持器 24 a (24 b) のポケットの内面と前記各転動体 9 a (9 b) の表面（転動面）との間には、これら各転動体 9 a (9 b) を転動自在に保持する必要上、隙間が存在する。従って、各構成部材の組み付け精度をいくら高めても、転がり軸受ユニットの運転時に、上記各転動体 9 a (9 b) のピッチ円の中心（上記ハブ 2 の回転中心） O_2 と上記保持器 24 a (24 b) の回転中心 $O_{2.4}$ とが、図 20 に誇張して示す様に、 δ 分だけずれる可能性がある。又、従来は、この δ 分のずれの方向を特に規制していなかった。そして、このずれに基づいて上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) は、上記ピッチ円の中心 O_2 の周囲で振れ回り運動を行なう。

【0020】

この様にして生じる振れ回り運動の結果、上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の被検出面は、回転方向以外にも移動速度を持つ事になる。そして、この回転方向以外の移動速度、例えば図 20 の左右方向の移動速度が、回転方向の移動速度に加減される。一方、公転速度検出用センサ 23 a (23 b) は、上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の被検出面の移動速度に基づいて上記各転動体 9 a (9 b) の公転速度を検出するので、上記 δ 分の偏心は、上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の側面にその検出面を対向させた、上記公転速度検出用センサ 23 a (23 b) の検出信号に影響を及ぼす。

【0021】

この様な公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の側面に上記公転速度検出用センサ 23 a (23 b) の検出面を対向させると、この公転速度検出用センサ 23 a (23 b) の検出信号は、図 21 の鎖線 α に示す様に、正弦波的に変化する。即ち、各転動体 9 a (9 b) の公転速度が一定である場合でも、この公転速度検出用センサ 23 a (23 b) の出力信号が表す公転速度は、上記鎖線 α で示す様に、正弦波的に変化する。具体的には、図 20 の左右方向の移動速度が回転方向の移動速度に足される場合には、上記出力信号は、実際の公転速度よりも速い速度に対応する信号となる。反対に、図 20 の左右方向の移動速度が回転方向の移動速度から差し引かれる場合には、上記出力信号は、実際の公転速度よりも遅い速度に対応する信号となる。図 20 は偏心量 δ を実際の場合よりも誇張して描いているが、例えば車両安定の為の制御をより厳密に行なうべく、転がり軸受ユニットに加わる上下方向荷重 F_z 及び横方向荷重 F_y をより正確に求める場合には、上記偏心に伴う誤差を解消する必要がある。

【0022】

又、上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の側面の特性変化のピッチ（例えば、この側面に配列された S 極と N 極とのピッチ）は、本来同じはずであるが、製造誤差（例えば着磁誤差等）により、少しずつではあるが互いに異なる場合がある。そして、この誤差に基づいても、上記公転速度検出用センサ 23 a (23 b) の検出信号が変動する。この様な着磁ピッチの誤差に基づく変動の周期は、上記振れ回り運動に基づく変動の周期に比べると遥かに短く（高周波に）なる。例えば、上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) の側面（被検出面）の特性（S 極と N 極との繰り返し）が、この被検出面の全周で 60 回変化する場合、上記着磁ピッチの誤差に基づく変動の周期は、上記振れ回り運動に基づく変動の周期の $1/60$ 程度になる。

【0023】

上記公転速度検出用エンコーダ 25 a (25 b) から出力される検出信号は、上記 2 種類の変動が足し合わされた（重畳された）、図 21 に実線 β で示す様なものになる。そし

て、上記上下方向荷重 F_z 及び横方向荷重 F_y を正確に求める為には、上記２種類の変動を低減する必要がある。この様な変動のうち、上記着磁ピッチ等の製造誤差に基づく、上記比較的高周波の変動は、従来からこの様な信号の処理方法として広く知られている、平均化フィルタを使用した電氣的処理により、容易に低減できる。

【 0 0 2 4 】

これに対して、上記振れ回り運動に伴う、上記比較的低周波の変動に基づく公転速度検出の精度悪化を防止する為には、公転速度検出用エンコーダの径方向反対側２箇所位置に配置した１対の公転速度検出センサの検出信号を足し合わせる事で、上記両中心のずれによる影響をなくす事も考えられる。但し、この場合には公転速度検出センサが２個必要になり、その分、コスト並びに設置スペースが嵩む原因となる為、採用が難しくなる場合も考えられる。

10

【 0 0 2 5 】

これに対して、一般的な乗用車用の転がり軸受ユニットの場合、前記転動面とポケットの内面との間の、保持器の径方向に関する隙間（ポケット隙間）を小さく抑えれば、上記各保持器の径方向に関する位置決めを転動体により図る、所謂転動体案内の構造でも、上記公転速度の精度を実用上問題ない程度に抑えられるものと考えられる。但し、従来は、転がり軸受ユニットに加わる荷重の測定精度を確保する面から、上述の様な径方向のポケット隙間を小さく抑える事を考慮する技術は存在しなかった。

【 0 0 2 6 】

又、転がり軸受ユニットが、外輪１の中心軸とハブ２の中心軸とをずらせる方向の大きなモーメント（こじりモーメント）を支承する状況下で使用される場合、単に総てのポケットに関して隙間を小さくすると、各転動体の公転速度のばらつきや各転動体の軌道の差異等に基づいて、何れかの転動体が、当該転動体を保持したポケットの内面を強く押す。そして、保持器の内部に、この保持器を変形させようとする荷重が発生して、この保持器が破損する可能性を生じる。更に別の問題として、各転動体の転動面に十分なグリースを付着させられなくなって、潤滑不良に基づく耐久性低下等の原因ともなる。この為、転がり軸受ユニットの使用状態によっては、総てのポケット隙間を小さくする事が好ましくない場合もある。

20

【 0 0 2 7 】

この様な事情に鑑み、特願 2 0 0 3 - 3 2 1 0 4 8 号には、図 2 2 ~ 2 3 に示す様な構造で、公転速度検出用エンコーダの振れ回り運動を抑える発明が開示されている。このうちの図 2 2 に示した構造の場合には、保持器 2 4 a (2 4 b) の円周方向に関して一部分に重り 2 6 を固定する事で、この部分の重量を他の部分よりも重くしている。各転動体 9 a、9 a (9 b、9 b) の公転運動に伴って上記保持器 2 4 a (2 4 b) が回転すると、この保持器 2 4 a (2 4 b) は、上記重り 2 6 を設けた部分が最も径方向外方に変位した状態で振れ回り運動する。更に、上記保持器 2 4 a (2 4 b) のリム部 2 7 の側面に対する上記公転速度検出用エンコーダ 2 5 a (2 5 b) の組み付け位置を、上記重り 2 6 の取付位置と 1 8 0 度反対側に、 δ 分だけずらせている。この δ は、前記図 2 0 に示した偏心量 δ に見合うもので、上記ポケットの内面と上記転動面との間の隙間に基づく、上記保持器 2 4 a (2 4 b) の径方向の変位分に相当する大きさとする。

30

40

【 0 0 2 8 】

この様に図 2 2 に示した構造の場合、上記保持器 2 4 a (2 4 b) の振れ回り方向を一義的に規制すると共に、この保持器 2 4 a (2 4 b) に対する上記公転速度検出用エンコーダ 2 5 a (2 5 b) の組み付け位置を、上記振れ回り方向に対して直径方向反対側に、上記保持器 2 4 a (2 4 b) の径方向の変位分だけずらせている。従って、上記各転動体 9 a、9 a (9 b、9 b) の公転時に、上記保持器 2 4 a (2 4 b) の振れ回り運動に拘らず、上記公転速度検出用エンコーダ 2 5 a (2 5 b) の回転中心と幾何中心とが一致する。この為、前記公転速度検出用センサ 2 3 a (2 3 b) の検出信号中に、前記図 2 1 に鎖線 α に示した様な低周波の変動が入り込む事を防止できる。尚、公転速度検出用エンコーダ 2 5 a (2 5 b) の組み付け位置をずらさなくても（これら各エンコーダを各保持器

50

に同心に支持しても)、上記重り26によって上記保持器24a(24b)は、一定方向に変位したままの状態となり、安定した振れ回り運動をする。従って、上記各エンコーダ25a(25b)を上記各保持器24a(24b)に同心に支持しても、公転速度を表す信号を、適応フィルタやノッチフィルタ等で適切に演算処理すれば、公転速度検出用センサの検出信号から、前記図21に鎖線αに示した様な、低周波の変動を除去(補正)できる。

【0029】

又、図23に示した構造の場合には、公転速度検出用エンコーダ25a(25b)を保持器24a(24b)に対し、互いに幾何中心同士を一致させた状態で支持固定している。そして、この保持器24a(24b)の径方向に関する位置決めを、この保持器24a(24b)の内周面の一部を、ハブ2の外周面に近接対向させる、内輪案内により行なっている。この様に構成する為、各転動体9a(9b)の公転運動に伴って上記保持器24a(24b)が回転した場合に、この保持器24a(24b)が殆ど振れ回り運動せず、公転速度検出用センサの検出信号中に、上記図21に鎖線αに示した様な低周波の変動が入り込む事を防止できる。

【0030】

上記図22に示した構造の場合、上記保持器24a(24b)の振れ回り方向を一義的に規制する為には、前記重り26に作用する遠心力を或る程度大きくして、上記保持器24a(24b)を確実にこの重り26を設置した方向に変位させる必要がある。但し、遠心力は回転速度{各転動体9a(9b)の公転速度}の二乗に比例する為、低速走行時から上記保持器24a(24b)の振れ回り方向を規制する為には、上記重り26として重量の嵩むものを使用する必要がある。ところが、重量の嵩む重り26は、高速走行時に過大な遠心力を発生して、上記保持器24a(24b)を破損させる原因となる可能性を生じる為、好ましくない。

又、図23に示した構造の場合、保持器24a(24b)の内周面とハブ2の外周面との間の隙間を小さくし過ぎると、温度変化による熱膨張(収縮)が生じた場合にこれら両周面同士が接触(隙間が喪失)して、正常に回転できなくなる可能性がある。特に、保持器24a(24b)がポリアミド樹脂の如き合成樹脂等、鋼以外の材料の場合には、鋼製であるハブ2と線膨張係数が異なる為に、使用温度の全範囲に互って、上記隙間を小さく設定する事が難しい。

【0031】

以上の説明は、各転動体の公転速度を正確に求める為に、これら各転動体を保持した保持器の振れ回り運動を抑える必要性に就いて述べた。但し、保持器の振れ回り運動を抑える事は、必ずしも各転動体の公転速度を正確に求める為以外の面からも必要になる。即ち、一般の転がり軸受ユニットの場合でも、保持器に設けた各ポケットの内面と各転動体の表面との間に存在する隙間が大き過ぎ、この保持器が振れ回り運動を中心とする不安定な動きを行なうと、所謂保持器音と呼ばれる騒音や振動が発生する問題がある。このような騒音や振動が発生すると、保持器内部の応力が増大して、この保持器の破損等に繋がるだけでなく、当該転がり軸受ユニットが音響機器、精密機器等に組み込まれている場合には、当該機器の性能を悪化させてしまう。このような面からも、転がり軸受ユニットに組み込んだ保持器の振れ回り運動を抑える必要がある。

【0032】

前述した通り、上記各ポケットの内面と各転動体の表面との間に存在する隙間を小さくすれば上記振れ回り運動を抑える事はできるが、転がり軸受ユニットに加わる荷重の測定精度を確保する面から、上述の様な径方向のポケット隙間を小さく抑える事に就いて従来は特に考慮されてはいなかった。仮に考慮したとしても、総てのポケットと転動体とに関して上記隙間を小さくすると、各転動体の公転速度のばらつきに基づいて、何れかの転動体が、当該転動体を保持したポケットの内面を強く押し、保持器の内部に、この保持器を変形させようとする荷重が発生して、この保持器が破損する可能性を生じる。又、上記隙間は、上記各ポケット内にグリ-スを取り込んでこれら各ポケットの内面と上記各転動体

の表面との間を潤滑する他、このグリースを溜めて、これら各転動面と外輪軌道及び内輪軌道との間の転がり接触部を潤滑する為に必要である。従って、総てのポケットに関して、各ポケットの内面と各転動体の表面との間に存在する隙間を小さくすると、転がり軸受ユニットの潤滑状態が不良になり易くなる為、好ましくない場合もある。

【 0 0 3 3 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 1 - 2 1 5 7 7 号公報

【特許文献 2】特開平 3 - 2 0 9 0 1 6 号公報

【特許文献 3】特公昭 6 2 - 3 3 6 5 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

10

【 0 0 3 4 】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、各転動体を保持した保持器の振れ回り運動を、低速回転時から確実に抑えられる転がり軸受ユニットを実現すべく発明したものである。更に、必要とすれば、転がり軸受ユニットが、外輪相当部材の中心軸と内輪相当部材の中心軸とをずらせる方向の大きなモーメントを支承する状況下で使用される場合であっても、保持器に無理な力が加わる事を防止し、且つ、潤滑性を確保できる構造を実現可能とすべく発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 3 5 】

本発明（請求項 1 ~ 1 1 に係る発明）、並びに、本発明に関連する参考発明（第 1 ~ 第 7 参考発明）の転がり軸受ユニットは何れも、従来から知られている転がり軸受ユニットと同様に、内周面に複列の外輪軌道を有する外輪相当部材と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪相当部材と、これら両外輪軌道と両内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の転動体と、それぞれの内側にこれら各転動体を保持する為の複数のポケットを備えた保持器とを備える。この保持器の径方向に関する位置決めは、これら各ポケットの内面と上記各転動体の表面との係合に基づく、所謂転動体案内により図っている。そして、自動車の懸架装置と車輪との間に設けられ、この懸架装置に対しこの車輪を回転自在に支持する為に利用される。

20

【 0 0 3 6 】

特に、第 1 参考発明に係る転がり軸受ユニットに於いては、上記各転動体の公転運動に伴って上記保持器が径方向に変位する振れ回り運動の両振幅を、この保持器の一部にこの保持器と同心に設けられた公転速度検出用エンコーダの（被検出面の）ピッチ円直径の 1 % 以下としている。

30

尚、この様な第 1 参考発明を実施する場合に好ましく採用できる構成を備えた、第 2、第 5、第 6 参考発明に就いては、後述する。

これに対して、第 3 参考発明に係る転がり軸受ユニットに於いては、上記各転動体の転動面と上記各ポケットの内面との間に存在する、上記保持器の径方向に関するポケット隙間の値を、この保持器の一部にこの保持器と同心に設けられた公転速度検出用エンコーダの（被検出面の）ピッチ円直径の 1 % 以下としている。

尚、この様な第 3 参考発明を実施する場合に好ましく採用できる構成を備えた、第 4 ~ 第 6 参考発明に就いては、後述する。

40

【 0 0 3 7 】

又、第 7 参考発明に係る転がり軸受ユニットに於いては、上記各ポケットのピッチ円直径と上記各転動体のピッチ円直径とを互いに異ならせている。

更に、請求項 1 に記載した、本発明の転がり軸受ユニットに於いては、上記各ポケットの内面と上記各転動体との間に存在する隙間に基づき上記保持器の中心軸に直交する仮想平面に関して存在する、これら各転動体毎に 2 通りずつ、全体で転動体の数の 2 倍の数だけ存在する自由度のうち、上記保持器毎に 3 通りの自由度に関する隙間を、残りの自由度に関する隙間よりも小さくする事により、上記保持器の径方向に関する変位を制限（実質的に阻止）している。更に、上記各転動体の公転速度に一致する上記保持器の回転速度を

50

測定する為の公転速度検出用センサを備え、この公転速度検出用センサの検出信号を、上記外輪相当部材と上記内輪相当部材との間に加わる荷重を求める為に利用する。

【発明の効果】

【0038】

第1、第3各参考発明に係る転がり軸受ユニットによれば、保持器の径方向に関する振れを小さく抑えられて、この保持器に設置した公転速度検出用エンコーダに基づく各転動体の公転速度、延いてはこの公転速度に基づいて算出される、外輪相当部材と内輪相当部材との間に加わる荷重を正確に求められる。以下、上記第1、第3各参考発明が採用する条件により、この荷重を求める面から、上記公転速度の測定精度を確保できる理由に就いて説明する。

10

【0039】

前述した図18から明らかな通り、外輪相当部材と内輪相当部材との間に横方向荷重が加わると、これら外輪相当部材と内輪相当部材との間に配置した転動体の公転速度は確実に変化する。但し、この公転速度の変化量は、車輪支持用転がり軸受ユニットに作用し得る横方向荷重の大きさを考慮した場合で、2～3%程度に過ぎない。上下方向荷重に関しては、車両の走行安定性確保の面からは、横方向荷重の場合に比べて重要性が低い為、図示はしないが、上下方向荷重に関しても、変化の程度はほぼ同じである。従って、上記外輪相当部材と上記内輪相当部材との間に作用する荷重を、車両の走行安定性確保の為に必要とされる程度の精度で求める為には、上記各転動体の公転速度を高精度で検出する必要がある。具体的には、この公転速度を、 $\pm 0.1\%$ 程度の精度で検出する必要がある。

20

【0040】

この公転速度を、この様な高精度で検出する為には、公転速度検出用エンコーダのピッチ精度を高める事が重要である事は勿論、この公転速度検出用エンコーダを設置した保持器の振れ回り運動を抑制する事も重要になる。即ち、前述の図20～21を使用して説明した様に、上記各転動体のピッチ円の中心と上記保持器の回転中心とがずれて、上記公転速度検出用エンコーダが振れ回り運動すると、上記各転動体の公転速度の検出精度が悪化する。振れ回り運動の次数は公転一次成分が顕著であるが、より低次の振れ回り運動も存在する。例えば公転0.2次～0.5次程度、具体的には0.35次程度の振れ回り運動が問題となる場合もあり、しかも、この問題となる振れ回り運動の次数は安定していない場合が多い。

30

【0041】

公転一次成分の様に、振れ回り運動の次数が安定している場合には、ノッチフィルタや適応フィルタ等によるデータ処理で対処できるが、次数が安定していない振れ回り運動に基づく検出誤差に関しては、この様なデータ処理では対応できない。この場合には、カットオフ周波数範囲を広くとれるローパスフィルタ等によるデータ処理で対応するか、振れ回り運動そのものを抑制する事が重要である。ローパスフィルタによって公転0.35次付近の誤差成分を、約10dB（約1/3.2）程度は減衰させる事ができる。勿論、減衰量10dBという値は、使用するローパスフィルタの特性、或はアナログフィルタ、デジタルフィルタの違いによっても異なるが、除去すべき周波数帯域が公転0.35次付近と低い周波数であるので、実際には、上記減衰量10dB（約1/3.2）なる値が、上記ローパスフィルタを使用する事による減衰が期待できる、最良の値（最大値）である。従って、前述した様に、公転速度を $\pm 0.1\%$ 程度の精度で検出する為には、上記ローパスフィルタによる減衰量10dB（約1/3.2）を考慮しても、このローパスフィルタによるデータ処理前の公転速度の検出精度を、 $\pm 0.32\%$ 以下に抑え（ $\pm 0.32\%$ よりも良好にし）なければならない。

40

【0042】

この様に、ローパスフィルタによるデータ処理前の公転速度の検出精度を $\pm 0.32\%$ 以下に抑える為には、振れ回り運動の次数を公転0.35次とすると、次の(2)式に示す様に、振れ回り運動の両振幅は、エンコーダのピッチ円直径の約1%以下とする必要がある。

50

$$A / P C D = \varepsilon / n = 0 . 0 0 3 2 / 0 . 3 5 \quad 0 . 0 0 9 1 \quad 1 \% - - - \quad (2)$$

この(2)式中、Aは振れ回り運動の両振幅を、PCDは公転速度検出用エンコードのピッチ円直径を、 ε は必要とする公転速度の検出精度($0.32\% = 0.0032$)を、nは振れ回り運動の次数を、それぞれ表している。

【0043】

即ち、上記(2)式から明らかな通り、上記データ処理前の公転速度の検出精度を良好にする為には、上記振れ回り運動の両振幅Aを、上記公転速度検出用エンコードのピッチ円直径PCDとの関係で小さく抑える事が有効である。具体的には、上記検出精度を $\pm 0.32\%$ 以下に抑える為には、上記両振幅Aを、上記ピッチ円直径PCDの約1%以下とする必要がある。この両振幅Aを上記ピッチ円直径PCDの約1%以下に抑える為には、各転動体の転動面と保持器の各ポケットの内面との間に存在する、この保持器の径方向に関するポケット隙間の値を小さくする事が有効である。上記振れ回り運動の両振幅はこのポケット隙間を越えて大きくなる事はない。従って、このポケット隙間を上記ピッチ円直径PCDの1%以下に設定すれば、ローパスフィルタ処理前の公転速度の検出精度を $\pm 0.32\%$ 以下に抑え、このローパスフィルタ処理後の公転速度の検出精度を $\pm 0.1\%$ 以下にできる。そして、この公転速度に基づいて、外輪相当部材と内輪相当部材との間に加わる荷重を、精度良く求める事ができる。このような効果は、図1に示した様な、軸方向片側面を被検出面とした、アキシアル対向型の公転速度検出用エンコード25であっても、図2に示す様に周面を被検出面とした、ラジアル対向型の公転速度検出用エンコード25であっても、同様に得られる{上記(2)式は成り立つ。}。

【0044】

上述の様な第1、第3各参考発明に係る転がり軸受ユニットは、上記外輪相当部材と内輪相当部材との間に加わる荷重に、これら両部材の中心軸同士をずらせる方向の大きなモーメント(こじりモーメント)が加わらない場合に有効である。これに対して、上記両部材同士の間には大きなこじりモーメントが加わる状況で使用される転がり軸受ユニットの場合には、必ずしも十分な実用性能を得られない可能性がある。即ち、大きなこじりモーメントが作用すると、上記両部材同士の間には存在する転動体の配置が乱れる。具体的には、同一の列の転動体の中心点が同一平面上に存在しない状態となる。このような状態で、総ての転動体に関して、それぞれの転動面とポケットの内面との間のポケット隙間が小さいと、何れかの転動体の転動面が、当該転動体を保持したポケットの内面に強く押し付けられる。この結果、当該転動体が正常に自転ができなくなったり、保持器が破損する可能性がある。

【0045】

このような場合には、本発明の構造により、保持器の振れ回り運動を抑える事が有効である。この本発明の転がり軸受ユニットの場合には、互いに平行でない方向に関する、任意の3通りの自由度に関する隙間を小さくしている為、保持器の径方向に関する変位を、これら3通りの自由度に関する隙間に合わせて小さくできる。即ち、面方向の変位を抑える面から、機構学的に必要な十分条件となる3通りの自由度に関する隙間のみを小さく設定する事で、転動体から保持器に、この保持器を変形させようとする大きな荷重が加わる事を防止しつつ、この保持器が径方向に変位する事、言い換えればこの保持器が大きな隙間の範囲内でランダムに動き回る振れ回り運動を抑制できる。

又、本発明では、寸法が小さい(例えば内径が10mm程度)ポケット部で隙間を小さくするので、前述の、図23に示した従来例の様に、熱膨張(収縮)による寸法変化が問題になりにくい。

【0046】

即ち、保持器24の中心軸に直交する仮想平面上でのこの保持器24の自由度を考えた場合、図3に示す様に、回転方向の自由度Rxと、何れかの方向の自由度yと、この方向に対し直角方向の自由度zとの3通りの自由度が考えられる。機構学的に考えた場合、上記仮想平面上で上記保持器24に関するこれら3通りの自由度Rx、y、zを規制する為には、この仮想平面上で、3通りの自由度を制限すれば良い事になる。従って、上記仮想

平面上で各転動体毎に径方向と円周方向との2通り、転がり軸受ユニット全体でこれら各転動体の数の2倍存在する自由度のうちから適宜選択した3通りの自由度を制限すれば、上記仮想平面上で上記保持器24の変位を制限して、この保持器24の振れ回り運動を、実用上問題ない程度に抑えられる。

【0047】

尚、本発明は、上述の様に各転動体の数の2倍存在する自由度のうちから適宜選択した3通りの自由度を制限する事が重要である。制限する自由度の数が3通りよりも少ない場合には、上記振れ回り運動を抑える事ができない。これに対して、3通りよりも多い場合には、この振れ回り運動を抑える事はできるが、保持器24の損傷防止効果が損なわれる。即ち、制限した自由度が4通り以上の場合には、少しの寸法誤差や、これら4通り以上の自由度に関連した各転動体の公転速度が僅かに相違しただけでも、何れかの転動体がポケットの内面を強く押圧し、上記保持器24の内部に、この保持器24の損傷に結び付く様な大きな応力を発生させる可能性を生じる。制限する自由度の数を3通りにすれば、この様な問題を生じる事はない。

【0048】

尚、上記3通りの自由度のうちの2通り以上の自由度に関して、円周方向に関する自由度を制限した場合には、当該部分の転動体の公転速度の相違により、転動体の表面とポケットの内面とが押し付け合う事が考えられる。この様な場合には、上記保持器24が径方向に変位する事で、この保持器24に過大な応力が生じるのを防止するが、この際の径方向変位は、極く僅かである為、殆ど無視できる。仮に、本発明の様に、保持器24の公転速度を精度良く測定する必要から、この径方向変位が無視できない場合であっても、この振れ回りは安定した、規則性のある運動となる為に、公転速度を表す信号を、適応フィルタやノッチフィルタ等で適切に演算処理すれば、公転速度検出用センサの検出信号に対して、前記図21に鎖線αに示した様な低周波の変動を補正できる。

【0049】

又、本発明の場合には、一部(2~3箇所)のポケットに関して、当該ポケットの内面と転動体の表面との間の隙間を小さくするだけであり、他のポケットに関する隙間を十分に確保できるので、潤滑性能を損なわずに済む。又、上記一部のポケットに関しても、保持器の軸方向に関する隙間を確保する事で、必要な潤滑性能を得られる。この為、前述した様に、大きなこじりモーメントが加わる状況で使用される転がり軸受ユニットの場合でも、必要十分な実用性能を得られる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0050】

第1参考発明を実施する場合に好ましくは、第2参考発明の様に、両振幅の値を、公転速度検出用エンコーダのピッチ円直径の0.3%以下とする。又、第3参考発明を実施する場合に好ましくは、第4参考発明の様に、ポケット隙間の値を、公転速度検出用エンコーダのピッチ円直径の0.3%以下とする。

この様にすれば、ローパスフィルタを使用する事に伴う応答性の悪化を防止し、しかも、各転動体の公転速度を、必要とする精度で求められる。この点に就いて、以下に説明する。

【0051】

公転速度検出用センサの検出信号をローパスフィルタを用いて処理し、この検出信号中に含まれる、保持器の振れ回り運動に基づく誤差を抑えると、この検出信号に基づいて公転速度を求め、更に外輪相当部材と内輪相当部材との間に加わる荷重を算出する処理の応答性が悪化する。従って、ローパスフィルタを使用して上記誤差を抑えられる対象は、多少の応答遅れが存在しても問題とはなりにくい場合に限られる。例えば、自動車の車輪を支持する為の転がり軸受ユニットの場合に就いて言えば、自動車が緩いカーブを走行中に、この転がり軸受ユニットにより支持した車輪(タイヤ)による路面グリップ力を検出する様な場合である。又、産業機械に組み込まれている転がり軸受ユニットに作用する荷重を検出する様な場合も、応答遅れは問題となりにくいので有効である。

【 0 0 5 2 】

これに対して、例えば、自動車が高速走行中に突発的なレーンチェンジをした瞬間に上記路面グリップ力を求める様な場合には、優れた応答性を要求される。具体的には、ローパスフィルタを使用して、前述した公転 0 . 3 5 次付近の様な低い周波数帯域を減衰させる事はできない。この様な場合は、ローパスフィルタを使用せずに、この低い周波数帯域での公転速度検出用センサの検出信号の振れの減衰を図り、公転速度の検出精度を $\pm 0 . 1 \%$ 以下にしなければならない。

【 0 0 5 3 】

上記公転速度の検出精度を $\pm 0 . 1 \%$ 以下、振れ回り次数を公転 0 . 3 5 次とすると、次の (3) 式に示す様に、振れ回り運動の両振幅は、エンコーダ P C D の約 0 . 3 % 以下とする必要がある。この (3) 式中の符号の意味は、前述した (2) 式と同様である。

$$A / P C D = \varepsilon / n = 0 . 0 0 1 / 0 . 3 5 = 0 . 0 0 2 9 = 0 . 3 \% \quad (3)$$

上記振れ回り運動の両振幅を公転速度検出用エンコーダのピッチ円直径の約 0 . 3 % 以下に抑える方法としては、ポケット隙間を小さくする事が有効である。前述した様に、振れ回り運動の両振幅がポケット隙間を越えて大きくなる事はないので、このポケット隙間を上記公転速度検出用エンコーダのピッチ円直径の 0 . 3 % 以下に設定すれば、上記 (3) 式から明らかな通り、上記公転速度の検出精度を $\pm 0 . 1 \%$ 以下に抑えられる。そして、この公転速度に基づいて、外輪相当部材と内輪相当部材との間に作用する荷重を、十分な精度で求められる。

【 0 0 5 4 】

但し、上記各ポケット隙間が小さくなり過ぎると、各転動体の転動面と各ポケットの内面との間にグリースが入り込みにくくなり (グリース潤滑性が阻害され)、転がり軸受ユニットの転がり疲れ寿命を低下させる原因となる為、好ましくない。経験上、上記ポケット隙間が $50 \mu m$ 以下になると、潤滑性悪化による問題が発生する危険性が高くなる。従って、第 6 参考発明の様に、上記ポケット隙間は $50 \mu m$ 以上とする事が好ましい。更に、このポケット隙間が $100 \mu m$ 程度あれば、転動体直径の大小に拘わらず、上記潤滑性悪化による問題は殆ど発生しない。一方、上記各転動体の公転速度を精度良く求める為には、上記ポケット隙間は、潤滑性悪化による問題が発生しない範囲で、できるだけ小さく抑える事が好ましい。従って、上記公転速度検出用エンコーダのピッチ円直径の 0 . 3 % に相当する値が $100 \mu m$ を超える様な場合であっても、上記ポケット隙間を $100 \mu m$ 程度にする事も可能である。即ち、第 5 参考発明の様に、ポケット隙間を $100 \mu m$ 以下 ($50 \mu m$ 以上) に設定すれば、転がり軸受ユニットの寿命を低下させずに、公転速度の検出精度、更にはこの公転速度に基づく、外輪相当部材と内輪相当部材との間に作用する荷重の測定精度を確保できる。

【 0 0 5 5 】

又、第 1、第 3 各参考発明を実施する場合に好ましくは、第 7 参考発明の様に、各ポケットのピッチ円直径と各転動体のピッチ円直径とを異ならせる。この場合、各ポケットのピッチ円直径と各転動体のピッチ円直径との何れを大きくするかは、適宜選択できる。何れを大きくした場合でも、上記各転動体の転動面と上記各ポケットの内面との間に存在する、保持器の径方向に関するポケット隙間の値を小さくできる。しかも、上記各転動体の転動面と上記各ポケットの内面との間に存在する、上記径方向の隙間以外の隙間を大きくして、これら各転動体の転動面と上記各ポケットの内面との間に潤滑剤を取り込み易くできる。尚、上記 第 7 参考発明は、保持器に公転速度検出用エンコーダを装着していない構造に適用する事もできる。この場合には、保持器の径方向の振れ回りを抑えて、保持器音の発生防止を図れる。

【 0 0 5 6 】

例えば図 1 0 ~ 1 1 は、第 7 参考発明に係る構造を示している。この図 1 0 ~ 1 1 に示した構造の場合には、保持器 2 4 に設けた各ポケット 2 8、2 8 のピッチ円 P_{28} (各ポケット 2 8、2 8 の曲率半径の中心同士を結ぶ円) の直径を、これら各ポケット 2 8、2 8

内に保持された各転動体 9、9 のピッチ円 P_9 。{ これら各転動体 9、9 を外輪軌道 7 と内輪軌道 8 (図 1 6、1 9 参照) との間に配置した状態で、上記各転動体 9、9 の中心同士を結ぶ円 } の直径よりも小さくしている (各ポケット 2 8、2 8 のピッチ円 P_{28} を各転動体 9、9 のピッチ円 P_9 の内径側に配置している)。

【 0 0 5 7 】

上記図 1 0 ~ 1 1 に記載した構造は、この様に、各ポケット 2 8、2 8 のピッチ円 P_{28} を各転動体 9、9 のピッチ円 P_9 の内径側に配置して、これら両ピッチ円 P_{28} 、 P_9 を一致させた場合に比べて、上記各ポケット 2 8、2 8 内で上記各転動体 9、9 が円周方向に動き得る量である、円周方向隙間 S を小さくしている。又、これら各転動体 9、9 と上記各ポケット 2 8、2 8 の内面とが当接する点を、これら各ポケット 2 8、2 8 のピッチ円 P_{28} よりも外径側 (図示の例では、上記保持器 2 4 の径方向に関して、これら各ポケット 2 8、2 8 の外径側端部) に位置させている。

10

【 0 0 5 8 】

即ち、本参考例の構造の場合には、上記各転動体 9、9 が上記各ポケット 2 8、2 8 内で上記保持器 2 4 の径方向外側にオフセットしているので、上記隙間 S が、上記各転動体 9、9 の直径 D と上記各ポケット 2 8、2 8 の内径 R との差よりも小さくなっている ($S < R - D$)。又、上記オフセットに伴って、上記各転動体 9、9 の表面 (転動面) と上記各ポケット 2 8、2 8 の内面とが当接する点が、これら各ポケット 2 8、2 8 の外径側端部に位置している。上記隙間 S の大きさは、例えば図 1 6、1 9 に示す様な、一般の乗用車の車輪を支持する為の転がり軸受ユニットの場合で、 $0.2 \sim 0.4 \text{ mm}$ ($S / 2 = 0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$) とする事が好ましい。

20

【 0 0 5 9 】

この程度の円周方向隙間 S は、転がり軸受ユニットにモーメントが負荷されて、総ての転動体 9、9 が一平面上に整列しない場合に発生する、これら各転動体 9、9 の公転速度の差 (上記保持器 2 4 の回転に対するこれら各転動体 9、9 の進み・遅れ) を吸収する為に必要である。即ち、上記転がり軸受ユニットを自動車の車輪を懸架装置に支持する為に使用する場合、自動車の旋回時にこの転がり軸受ユニットに加わる大きなモーメントにより、静止輪 (外輪 1) と回転輪 (ハブ 2) との間にミスアライメント (中心軸同士の不一致) が生じる。このミスアライメントに基づいて、上記各転動体 9、9 と各軌道面 (外輪軌道 7 及び内輪軌道 8) との接触角が、これら各転動体 9、9 毎に不均一になり、これら各転動体 9、9 の公転速度に差が生じて、これら各転動体 9、9 の進み・遅れが生じる。

30

【 0 0 6 0 】

この進み・遅れの円周上での距離の差は、上記モーメントの大きさ等の条件によって変化するが、上記自動車の車輪を支持する為の転がり軸受ユニットの場合で、最大 0.2 mm 程度になる。そこで、上述の様に、上記隙間 S を 0.2 mm 以上とすれば、上記各転動体 9、9 の進み・遅れにより、これら各転動体 9、9 が上記保持器 2 4 の柱部を強く押す事を防止して、これら各転動体 9、9 からこの保持器 2 4 に過大なストレスが加わらない様にできる。尚、上記円周方向隙間 S の増大は、上記保持器 2 4 が径方向に変位する振れ回り運動に結び付くので、上記隙間 S を 0.4 mm 以下に抑える。これに対して、上記各ポケット 2 8、2 8 内で上記各転動体 9、9 が軸方向 (図 1 0 の左右方向、図 1 1 の表裏方向) に動き得る量である、軸方向隙間は、上記振れ回り運動に結び付く事はない。従ってこの軸方向隙間は、上記各ポケット 2 8、2 8 の内面形状を工夫する事により、適宜大きくして、これら各ポケット 2 8、2 8 の内面と上記各転動体 9、9 の外面 (転動面) との間にグリースを取り込み易くする。

40

【 0 0 6 1 】

又、図 1 2 は、第 7 参考例に係る構造を示している。この図 1 2 に示した構造の場合には、保持器 2 4 に設けた各ポケット 2 8 のピッチ円 P_{28}' の直径を、これら各ポケット 2 8 内に保持された各転動体 9 のピッチ円 P_9 の直径よりも大きくしている (各ポケット 2 8 のピッチ円 P_{28}' を各転動体 9 のピッチ円 P_9 の外径側に配置している)。そして、これら各転動体 9 と上記各ポケット 2 8 の内面とが当接する点を、これら各ポケット 2

50

８のピッチ円 P_{28} よりも内径側（図示の例では、上記保持器２４の径方向に関して、これら各ポケット２８の内径側端部）に位置させている。この様な構造でも、これら各ポケット２８の内面と上記各転動体９の外表面との間にグリースを取り込み易くしつつ、上記保持器２４の振れ回り運動を抑えられる。

【００６２】

尚、図１２に示した構造も、上述した図１０～１１に示した構造と同様に、保持器２４の径方向に関する振れ回り運動を抑えられる。但し、この振れ回り運動をより効果的に抑える面からは、図１０～１１に示した様に、各転動体９、９と上記各ポケット２８、２８の内面とが当接する点を、これら各ポケット２８、２８の外径側端部に位置させる構造が好ましい。この理由は、上記各転動体９、９の転動面のうちで自転軸から最も遠い部分（所謂赤道部分）と係合する部分の形状が、外径側（図１０のＡ点）では保持器２４の中心軸と平行な円筒面であるのに対して、内径側（図１０のＢ点）では（ハブの外周面との干渉防止の為）この中心軸に対し傾斜した傾斜面である為である。上記保持器２４の動き量を正確に規定すべく、上記各転動体９、９の赤道部分に近接させる為には、単なる円筒面であるＡ点部分で行なう方が、傾斜面であるＢ点部分で行なうよりも容易である。

【００６３】

次に、本発明を実施する場合に好ましい形態の６例に就いて、図４～９により説明する。尚、これら図４～９は、転動体と保持器のポケットとの係合部の自由度を示す為の模式図であり、この係合部の自由度の方向及び大きさに影響を及ぼす、上記ポケットの内面と上記転動体の表面との間の隙間の大きさを、真円及び長円で表している。このうちの真円は、当該転動体と保持器のポケットとの係合部の自由度が実質的に存在しない（ポケット内に転動体を、径方向及び円周方向に関して拘束した状態で保持している）状態を表している。これに対して、長円は、幅方向に関しては実質的に自由度が存在しないが、長さ方向に関しては自由度が存在する事を表している。即ち、円周方向に長い長円は、ポケット内に転動体を、径方向に関してのみ拘束し、円周方向の変位は許容した状態で保持している事を表している。又、径方向に長い長円は、ポケット内に転動体を、円周方向に関してのみ拘束し、径方向の変位は許容した状態で保持している事を表している。尚、図４～９に示した保持器は、あくまでも本発明を模式的に示す為のものであって、本発明を実施する場合に使用する保持器の型式を表しているものではない。本発明を実施場合には、冠型やもみ抜き型等、転動体を保持する為に従来から知られている、各種型式の保持器を使用できる。

【００６４】

先ず、図４は、好ましい形態の第１例として、請求項２に係る発明を示している。本例の場合、図４の上部に示した、１組の転動体及びポケット２８での径方向の自由度及び円周方向部分の自由度に関する隙間と、図４の下部に示した、他の１組での転動体及びポケット２８部分の円周方向の自由度に関する隙間とを、図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。この為に、例えば上記２個所のポケット２８、２８の大きさを、これら両ポケット内に保持する転動体の外径との関係で規制して、自由度を制限する方向のポケット隙間を小さくする。ポケット隙間を小さくする為の構造に就いては、転がり軸受の分野で従来から広く知られている為、詳しい説明は省略する。

【００６５】

この様な本例の場合、上記図４の上部に示した１組の転動体及びポケット２８部分で、前述の図３で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z を制限する。又、この部分と、上記図４の下部に示した他の１組での転動体及びポケット２８部分とで、上記図３で説明した回転方向の自由度 R_x を制限する。この結果、保持器２４が、その中心軸に直交する仮想平面に沿って、実用上問題となる程に変位する事がなくなり、上記保持器２４が振れ回り運動する事を防止できる。

尚、上記図４の下部に示した他の１組での転動体及びポケット２８部分に関しては、仮に径方向の自由度を制限しても、円周方向の自由度を持たせると、上記回転方向の自由度 R_x を制限する機能が低くなる。

【 0 0 6 6 】

次に、図 5 は、好ましい形態の第 2 例として、請求項 3 に係る発明を示している。本例の場合、図 5 の上部に示した、1 組の転動体及びポケット 2 8 での径方向の自由度及び円周方向部分の自由度に関する隙間と、図 5 の右部に示した、他の 1 組での転動体及びポケット 2 8 部分の径方向の自由度に関する隙間とを、図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。

この様な本例の場合、上記図 5 の上部に示した 1 組の転動体及びポケット 2 8 部分で、前述の図 3 で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z を制限する。又、この部分と、上記図 5 の右部に示した他の 1 組での転動体及びポケット 2 8 部分とで、上記図 3 で説明した回転方向の自由度 R_x を制限する。この結果、保持器 2 4 が、その中心軸に直交する仮想平面に沿って、実用上問題となる程に変位する事がなくなり、上記保持器 2 4 が振れ回り運動する事を防止できる。

10

尚、上記図 5 の右部に示した他の 1 組での転動体及びポケット 2 8 部分に関しては、仮に円周方向の自由度を制限しても、径方向の自由度を持たせると、上記回転方向の自由度 R_x を制限する機能が低くなる。

【 0 0 6 7 】

次に、図 6 は、好ましい形態の第 3 例として、請求項 4 に係る発明を示している。本例の場合、円周方向に関してほぼ等間隔位置に存在する、3 組の転動体及びポケット 2 8、2 8 部分での径方向の自由度に関する隙間を、これら各部分の円周方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。

20

この様な本例の場合、上記 3 組の転動体及びポケット 2 8、2 8 部分で、前述の図 3 で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z を制限する。この結果、保持器 2 4 が、その中心軸に直交する仮想平面に関して、実用上問題となる程に径方向に変位する事がなくなり、上記保持器 2 4 が振れ回り運動する事を防止できる。

【 0 0 6 8 】

尚、本例の場合、上記図 3 で説明した回転方向の自由度 R_x を僅少に抑える事はできない。従って、前述の図 1 6、1 9 に示した構造に適用して、保持器の回転速度に基づいて各転動体 9 a、9 b の公転速度を測定するには不適當である。但し、本例の構造でも、一般的な転がり軸受ユニットに適用して、保持器の振れ回り運動に基づく騒音並びに振動を抑える事は十分に行なえる。又、各転動体 9 a、9 b の位置が径方向にずれた場合や、保持器のポケット 2 8、2 8 のピッチ円直径と転動体のピッチ円直径との間に誤差が存在する場合には、保持器を変形させる様な応力が発生するが、これら径方向のずれや寸法誤差は、各転動体の公転速度の相違に比べて小さいので、問題にはなりにくい。

30

【 0 0 6 9 】

次に、図 7 は、好ましい形態の第 4 例として、請求項 5 に係る発明を示している。本例の場合、円周方向に関してほぼ等間隔位置に存在する、3 組の転動体及びポケット 2 8、2 8 部分での円周方向の自由度に関する隙間を、これら各部分の径方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。

この様な本例の場合、上記 3 組の転動体及びポケット 2 8、2 8 部分が共働する事で、前述の図 3 で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z 及び回転方向の自由度 R_x を制限する。この結果、保持器 2 4 が、その中心軸に直交する仮想平面に沿って、実用上問題となる程に変位する事がなくなり、上記保持器 2 4 が振れ回り運動する事を防止できる。

40

【 0 0 7 0 】

次に、図 8 は、好ましい形態の第 5 例として、請求項 6 に係る発明を示している。本例の場合、円周方向に関してほぼ等間隔位置に存在する、3 組の転動体及びポケット 2 8、2 8 部分のうち、図 8 の下部左右に存在する 2 組のポケット 2 8、2 8 部分での円周方向の自由度に関する隙間を、これら各部分の径方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。又、上記 3 組のうち、図 8 の上部に存在する残り 1 組のポケット 2 8、2 8 部分での径方向の自由度に関する隙間を、この部分の円周方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。

50

この様な本例の場合も、上記3組の転動体及びポケット28、28部分が共働する事で、前述の図3で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z 及び回転方向の自由度 R_x を制限する。この結果、保持器24が、その中心軸に直交する仮想平面に沿って、実用上問題となる程に変位する事がなくなり、上記保持器24が振れ回り運動する事を防止できる。

【0071】

更に、図9は、好ましい形態の第6例として、請求項7に係る発明を示している。本例の場合、円周方向に関してほぼ等間隔位置に存在する、3組の転動体及びポケット28、28部分のうち、図9の下部左右に存在する2組のポケット28、28部分での径方向の自由度に関する隙間を、これら各部分の円周方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。又、上記3組のうち、図9の上部に存在する残り1組のポケット28部分での円周方向の自由度に関する隙間を、この部分の径方向の自由度及び図示を省略した他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくしている。

10

この様な本例の場合も、上記3組の転動体及びポケット28、28部分が共働する事で、前述の図3で説明した、平行移動方向の自由度 y 、 z 及び回転方向の自由度 R_x を制限する。この結果、保持器24が、その中心軸に直交する仮想平面に沿って、実用上問題となる程に変位する事がなくなり、上記保持器24が振れ回り運動する事を防止できる。

【0072】

尚、図4～9に示した何れの構造の場合でも、他の部分の自由度に関する隙間よりも小さくする3通りの自由度に関する隙間を、請求項8に係る発明の様に、 $100\mu\text{m}$ 以下に抑える事が好ましい。この隙間を大きくし過ぎると、本発明の効果を発揮できなくなる。これに対して、この隙間が小さ過ぎると、転動体の正常な自転運動を阻害する可能性や、グリース潤滑が不足する可能性があるので、好ましくない。この点は、前述した第1～第7各参考発明の場合と同様であるが、本発明の場合には、上記3通りの自由度に関する隙間以外は大きくできる為、この3通りの自由度に関する隙間を、上記第1～第7各参考発明の場合よりも小さくできる。これらを勘案すると、小さくする3通りの自由度に関する隙間は、 $10\mu\text{m}$ から数十 μm 程度が最適であるが、保持器ポケット形状の寸法誤差を考慮すると、 $100\mu\text{m}$ 以下程度に設計するのが好ましい。これに対して、上記残りの自由度に関する隙間は、数百 μm 以上、例えば $400\sim600\mu\text{m}$ 程度にする。これらの値は、例えば乗用車用の車輪支持用として使用される、各転動体のピッチ円直径が $40\sim80\text{mm}$ 程度、各転動体の直径が $8\sim13\text{mm}$ 程度の玉軸受ユニットでの値である。これらの値は、各転動体のピッチ円直径や各転動体の直径にほぼ比例して変わる。

20

30

【0073】

又、隙間を小さくするポケット位置は、図4では 180 度間隔、図5では 90 度間隔、図6～9では 120 度間隔で図示しているが、図示の角度間隔に限定するものではない。但し、図示の角度間隔を設定できる様に転動体の個数を定めても良い。例えば、転動体の数を、図4の実施例では2の整数倍に、図5の実施例では4の整数倍に、図6～9の実施例では3の整数倍に、それぞれ設定すれば、上記角度間隔のポケットを選択できる。

【0074】

又、図4～9に示した様な、本発明を実施する場合に好ましくは、請求項9に記載した様に、前記各転動体9、9の数及び前記保持器24のポケット28、28の数を、それぞれ3の整数倍とする。この理由は、次の通りである。

40

例えば前述の図6に示した様な、2次元平面上の挙動（面内挙動）では、3自由度の拘束が機構学的に過不足ない理想的な拘束であるので、面内での保持器24の不安定な挙動が抑制される。但し、例えば上記図6に記載した構造の場合には、3個所のポケット28、28だけで、上記保持器24の挙動を支配するので、この保持器24が1回転（公転）する間に、外輪軌道7や内輪軌道8（図16、19参照）のうねり等に基づいて、3周期の振れ回り挙動が発生し、公転速度の検出誤差となる。この場合に、上記保持器24の挙動が、図13に破線口で示す様な、安定的に発生する振れ回り運動であれば、ノッチフィルタや適応フィルタによる誤差補正が可能である。これに対して、隙間を小さくした3個所のポケット28、28の円周方向に関する間隔（ピッチ）が不等である場合には、振れ

50

回り拳動が複雑になり、図 1 3 に実線イで示す様に、波形が歪んでしまう。このような場合には、ノッチフィルタや適応フィルタを用いても誤差を十分に補正できない可能性がある。

【 0 0 7 5 】

例えば、転動体 9、9 及びポケット 2 8、2 8 の数が 1 0 個である場合は、これら各ポケット 2 8、2 8 の基本ピッチは 3 6 度になるので、隙間を小さく設定するポケット 2 8、2 8 は、1 0 8 度 (3 ピッチ分)、1 0 8 度 (3 ピッチ分)、1 4 4 度 (4 ピッチ分) の不等ピッチとなり、上述した様な、外輪軌道 7 や内輪軌道 8 のうねり等に基づいて生じる振れ回り運動の誤差を補正しにくくなる。これに対して、上記請求項 9 に記載した様に、上記各転動体 9、9 の数及び上記保持器 2 4 のポケット 2 8、2 8 の数を、それぞれ 3 の整数倍とし、上記隙間を小さくする 3 個所のポケット 2 8、2 8 を円周方向に関して等間隔に (等ピッチで) 配置すれば、上記保持器 2 4 の拳動の主成分が、公転 3 次成分のみとなる。この為、ノッチフィルタや適応フィルタによる誤差補正を適切に実施できて、精度の良い公転速度検出が可能となる。

【 0 0 7 6 】

尚、本発明を実施する場合に利用する転動体は、請求項 1 0 に係る発明の様に玉であっても、或は請求項 1 1 に記載した様に円すいころであっても良い。

転動体は何れの種類であっても、保持器の振れ回り運動を抑えて騒音並びに振動を抑える事ができる。

【 0 0 7 7 】

又、本発明は、自動車の懸架装置と車輪との間に設けられ、この懸架装置に対しこの車輪を回転自在に支持する為に利用する。

更に、各転動体の公転速度に一致する保持器の回転速度を測定する為の公転速度検出用センサを備え、この公転速度検出用センサの検出信号を、外輪相当部材と内輪相当部材との間に加わる荷重を求める為に利用する。

この為、本発明によれば、前述の図 1 6、1 9 に示した先発明の様に、低コストで造れる構造で、車輪に加わる荷重を、正確に求められる。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 7 8 】

本発明は、特願 2 0 0 3 - 3 2 9 7 5 2 号に係る発明と組み合わせて実施する事もできる。この先発明の構造は、保持器に固定した公転速度検出用エンコ - ダの被検出面と、公転速度検出用センサの検出面との間の隙間変化を抑制する為に、上記保持器に設けた複数のポケットのうち、任意の 3 個所のポケットと、当該ポケット内に保持された転動体との、保持器の軸方向に関する隙間を、他のポケットに関する同方向の隙間よりも小さく設定するものである。

【 0 0 7 9 】

本発明が、保持器の中心軸に直交する仮想平面の面方向に関する隙間を規定するのに対して、上記先発明は軸方向の隙間を規制するものである。従って、この先発明と上記本発明とを同時に実施する事も可能である。但し、この本発明を実施する場合に面方向に関して隙間を小さくするポケットと、上記先発明を実施する場合に軸方向に関して隙間を小さくするポケットとは、同一ポケットに関して重複させない (面方向に関する隙間を小さくするポケットと、軸方向に関する隙間を小さくするポケットとを、総て異ならせる) 事が好ましい。この理由は、特定のポケットで、面方向の隙間と軸方向の隙間とが何れも狭くなって、当該ポケット内へのグリースの取り込みが著しく不良になる事を防止する為である。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 8 0 】

【 図 1 】 保持器の装着する公転速度エンコーダの第 1 例を示す断面図及び側面図。

【 図 2 】 同第 2 例を示す断面図及び側面図。

【 図 3 】 本発明を説明する為に保持器の 3 通りの自由度を示す為の、保持器を軸方向から

10

20

30

40

50

見た模式図。

【図 4】本発明に関する好ましい実施の形態の第 1 例を説明する為、保持器を軸方向から見た状態で示す模式図。

【図 5】同第 2 例を示す、図 4 と同様の図。

【図 6】同第 3 例を示す、図 4 と同様の図。

【図 7】同第 4 例を示す、図 4 と同様の図。

【図 8】同第 5 例を示す、図 4 と同様の図。

【図 9】同第 6 例を示す、図 4 と同様の図。

【図 10】第 7 参考例に係る発明を説明する為の、保持器の断面図。

【図 11】図 10 の拡大 A - A 断面図。

10

【図 12】第 7 参考例に係る発明の別例を説明する為の、図 11 と同様の図。

【図 13】請求項 9 に記載した発明に関し、転動体とポケットとの数が保持器の変位に及ぼす影響を説明する為の線図。

【図 14】従来から知られている荷重測定装置付車輪支持用転がり軸受ユニットの第 1 例を示す断面図。

【図 15】同第 2 例を示す断面図。

【図 16】先発明に係る荷重測定装置付車輪支持用転がり軸受ユニットの第 1 例を示す断面図。

【図 17】この先発明に係る構造で荷重を測定できる理由を説明する為の模式図。

【図 18】横方向荷重と各列の公転速度の変動との関係を示す線図。

20

【図 19】先発明に係る荷重測定装置付車輪支持用転がり軸受ユニットの第 2 例を示す断面図。

【図 20】保持器の振れ回り運動が公転速度検出の精度を悪化させる理由を説明する為の模式図。

【図 21】同じく公転速度検出センサの出力信号を表す線図。

【図 22】保持器の振れ回り運動に拘らず公転速度検出用エンコーダの振れ回りを防止する為に先に考えた構造を示す端面図。

【図 23】保持器の振れ回り運動を防止する為に先に考えた構造を示す部分断面図。

【符号の説明】

【0081】

30

1、1a 外輪

2、2a ハブ

3、3a 回転側フランジ

4 ハブ本体

5 ナット

6 内輪

7 外輪軌道

8 内輪軌道

9、9a、9b 転動体

10、10a 取付孔

40

11 変位センサ

12 センサリング

13、13a、13b 回転速度検出用エンコーダ

14、14a カバー

15、15a、15b 回転速度検出用センサ

16 ナックル

17 固定側フランジ

18 ボルト

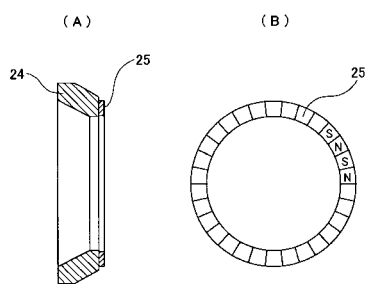
19 ねじ孔

20 荷重センサ

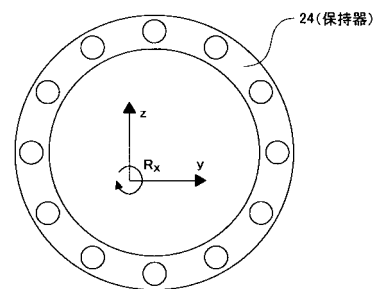
50

- 2 1 センサユニット
- 2 2 先端部
- 2 3 a、2 3 b 公転速度検出用センサ
- 2 4、2 4 a、2 4 b 保持器
- 2 5、2 5 a、2 5 b 公転速度検出用エンコーダ
- 2 6 重り
- 2 7 リム部
- 2 8 ポケット

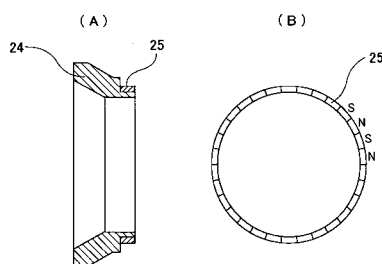
【図 1】



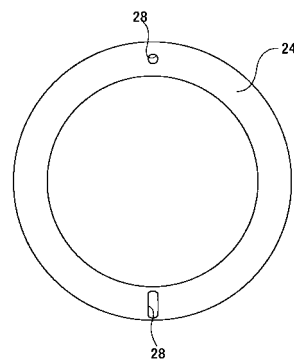
【図 3】



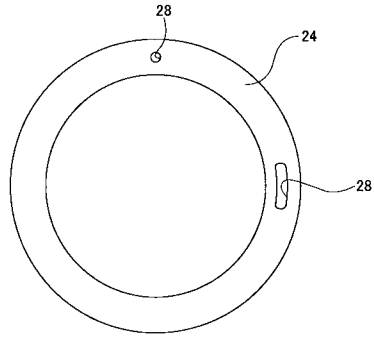
【図 2】



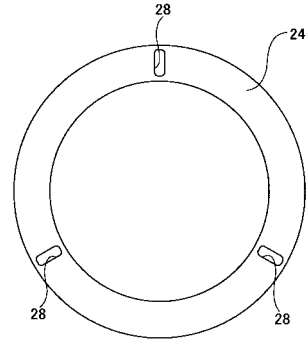
【図 4】



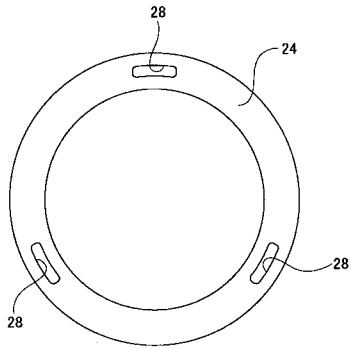
【図 5】



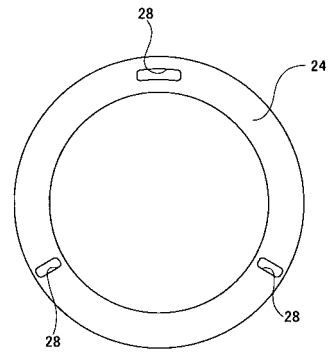
【図 7】



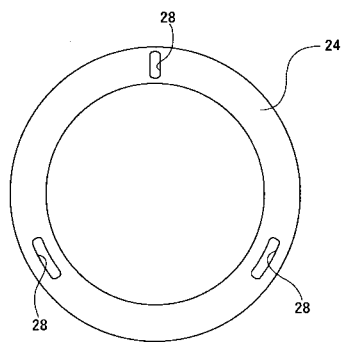
【図 6】



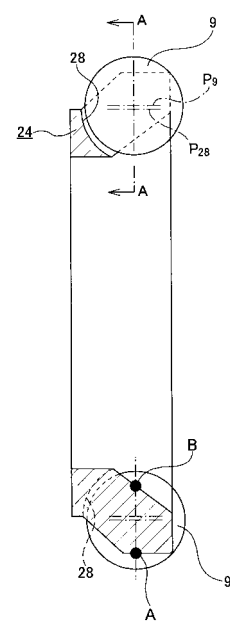
【図 8】



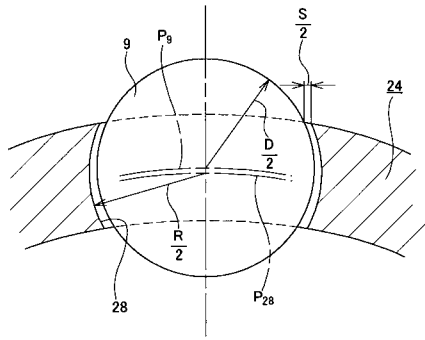
【図 9】



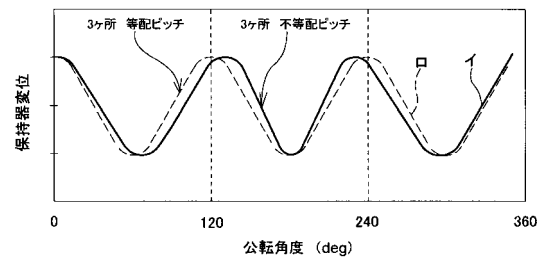
【図 10】



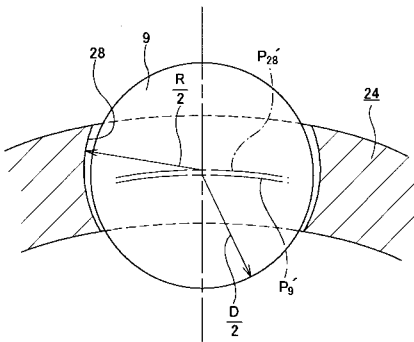
【図 1 1】



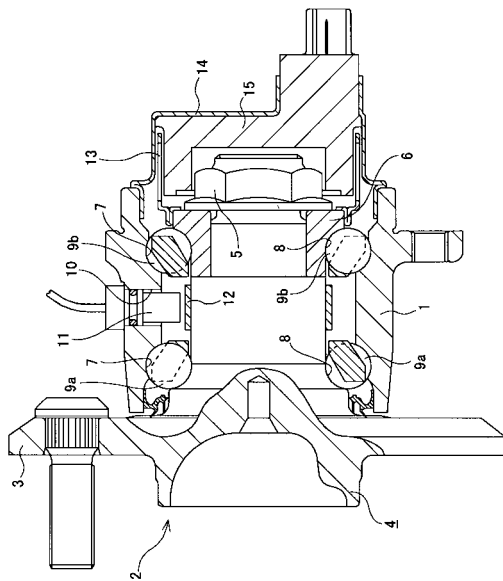
【図 1 3】



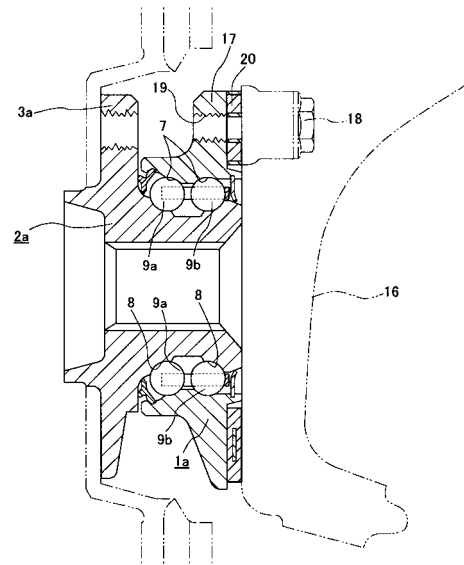
【図 1 2】



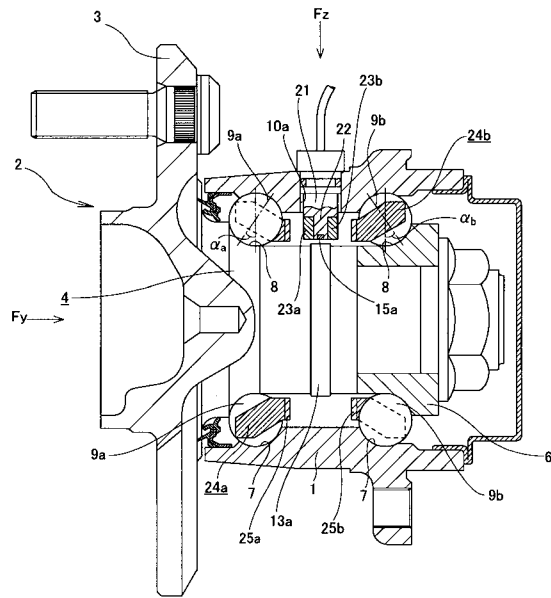
【図 1 4】



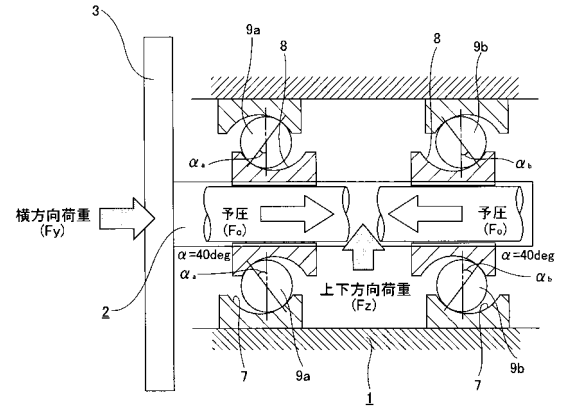
【図 1 5】



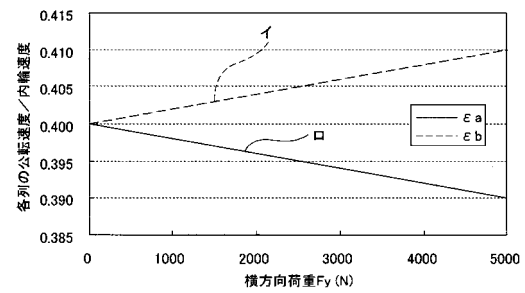
【図 16】



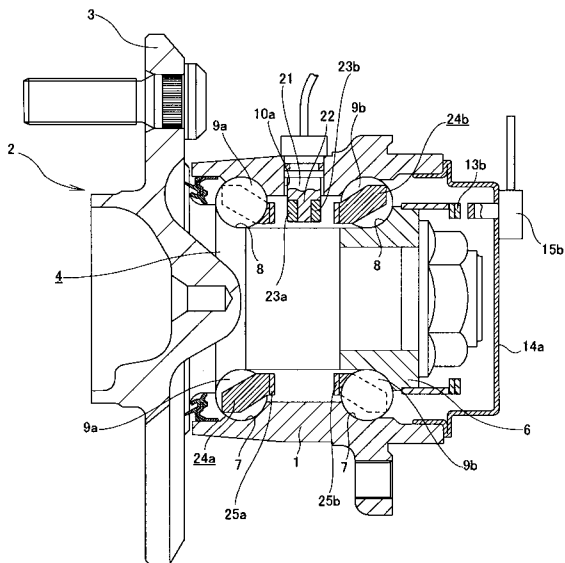
【図 17】



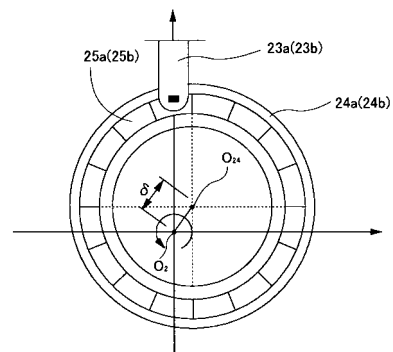
【図 18】



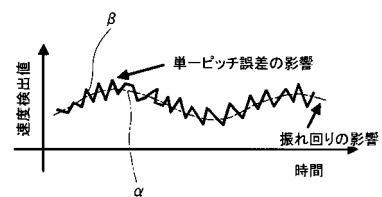
【図 19】



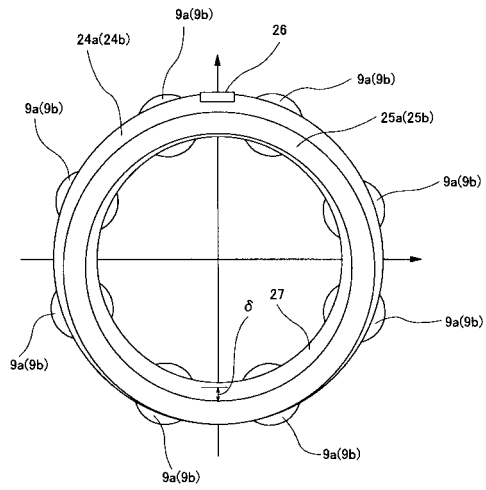
【図 20】



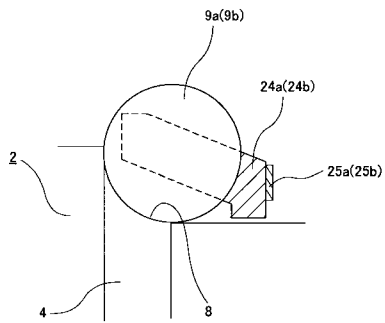
【図 21】



【図 2 2】



【図 2 3】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平 0 1 - 1 5 3 8 1 7 (J P , A)
特表 2 0 0 5 - 5 1 6 1 6 5 (J P , A)
特開 2 0 0 0 - 0 3 5 4 3 5 (J P , A)
特開 2 0 0 1 - 0 1 2 4 7 6 (J P , A)
実開平 0 2 - 1 3 6 7 5 6 (J P , U)
特開 2 0 0 1 - 3 0 4 2 6 6 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 1 6 C 3 3 / 3 8
F 1 6 C 1 9 / 5 2
F 1 6 C 3 3 / 4 6
F 1 6 C 4 1 / 0 0
G 0 1 D 5 / 1 2