

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第2区分

【発行日】平成20年6月26日(2008.6.26)

【公開番号】特開2007-211989(P2007-211989A)

【公開日】平成19年8月23日(2007.8.23)

【年通号数】公開・登録公報2007-032

【出願番号】特願2007-126517(P2007-126517)

【国際特許分類】

F 16 C 33/60 (2006.01)

F 16 C 19/18 (2006.01)

B 60 B 35/02 (2006.01)

B 60 B 35/18 (2006.01)

【F I】

F 16 C 33/60

F 16 C 19/18

B 60 B 35/02 L

B 60 B 35/18 A

【手続補正書】

【提出日】平成20年5月12日(2008.5.12)

【手続補正1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

内周に複列の軌道面を有し外周に車体に対する取付部を有する外方部材と、前記各軌道面に対向する複列の軌道面を外周に有する内方部材と、対向する軌道面間に介在した複列の転動体とを備え、前記内方部材が、車輪取付用のハブフランジをアウトボード側に有しインボード側に段差部状に小径となる内輪嵌合面を有するハブ輪と、このハブ輪の前記内輪嵌合面に嵌合した内輪となり、これらハブ輪および内輪に前記各列の軌道面を形成した車輪用軸受装置において、

アウトボード側の転動体列のピッチ円直径を、インボード側の転動体列のピッチ円直径よりも大きくし、両列の軸受部分を背面合わせのアンギュラ玉軸受とし、前記ハブ輪に形成したアウトボード側の軌道面のインボード側に隣接する部分が、この軌道面の最小径よりも次第に小径となるように径変化部分に形成されて、前記径変化部分が断面円弧状に形成され、その曲率半径が、前記ハブ輪の前記アウトボード側の軌道面の断面の曲率半径よりも大きいことを特徴とする車輪用軸受装置。

【請求項2】

請求項1において、外方部材の内径面における両列の軌道面の間に肉盛み部を設けた車輪用軸受装置。

【請求項3】

請求項1または請求項2において、前記ハブ輪が、アウトボード側の端面に肉盛み用の正面凹部を有し、この正面凹部の深さが、ハブ輪側の転動体の中心の軸方向位置よりも深いものとした車輪用軸受装置。

【請求項4】

請求項1ないし請求項3のいずれか1項において、前記直軸部分から前記段差部状の内輪嵌合面に続いて、インボード側が小径となるテーパ状の第2の径変化部分を設けた車輪

用軸受装置。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【発明の詳細な説明】

【発明の名称】車輪用軸受装置

【技術分野】

【0001】

この発明は自動車等における車輪用軸受装置に関する。

【背景技術】

【0002】

自動車の車輪は、懸架装置に車輪用軸受装置を介して回転自在に支持される。車輪用軸受装置に要求される機能としては、負荷容量や剛性の高いことが挙げられる。また自動車部品は、燃費向上等のために、軽量化が強く求められており、車輪用軸受装置においても軽量化が求められる。

従来の一般的な車輪用軸受装置は、負荷容量については満足できるが、車両旋回時の剛性が必ずしも十分とは言えない場合がある。また、自動車の安定した走行のために車両旋回時の軸受剛性の向上が必要とされる。

車輪用軸受装置は、複列軸受が用いられており、直進時の車重は、複列軸受の中央に作用するように設計されている。しかし、車両の旋回時には、タイヤにかかる横力により、ハブフランジを傾けるようにモーメント荷重が発生する。そのため、複列のうちのアウトボード側列付近の剛性を高めることが求められる。

【0003】

アウトボード側列の剛性を高めるものとしては、例えば図5に示すように、複列の転動体列 $L_o, L_i$ のうち、アウトボード側列 $L_o$ の転動体7のP C D(ピッチ円直径)を、インボード側列 $L_i$ の転動体8のP C Dよりも大きくしたものが提案されている(例えば、特許文献1)。同特許文献1には、他の実施形態として、P C Dを変える代わりに、アウトボード側列 $L_o$ の転動体7の個数をインボード側列 $L_i$ の転動体8の個数よりも多くすることなども提案されている。

【特許文献1】特開2003-232343号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1などに示されるように、アウトボード側列 $L_o$ のP C Dを大きくしたり、転動体個数を増やすことは、アウトボード側部分の軸受剛性を高めることに対して優れた効果が得られる。しかし、従来の車輪用軸受装置は、いずれも、ハブ輪の形状についての配慮が不十分であり、アウトボード側部分の剛性向上の効果が今一つ十分でない。

例えば、図5の例では、ハブ輪18に嵌合する内輪19が、ハブ輪18の内輪嵌合面に突き合わされる位置Qが、両列 $L_o, L_i$ のボールスパンの中央位置よりもアウトボード側にあり、またハブ輪18の軸部18aの外径を、内輪19の小径部の径(上記位置Qの径)に合わせる設計となっている。そのため、ハブ輪18の軸部18aの外径が、アウトボード側の軌道面5からインボード側へ少し寄った位置で急激に小さくなっている。

【0005】

この発明の目的は、軸受重量の増加を抑えながら、アウトボード側部分の剛性を高めることのできる車輪用軸受装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

この発明の車輪用軸受装置は、内周に複列の軌道面を有し外周に車体に対する取付部を有する外方部材と、前記各軌道面に対向する複列の軌道面を外周に有する内方部材と、対向する軌道面間に介在した複列の転動体とを備え、前記内方部材が、車輪取付用のハブフランジをアウトボード側に有しインボード側に段差部状に小径となる内輪嵌合面を有するハブ輪と、このハブ輪の前記内輪嵌合面に嵌合した内輪となり、これらハブ輪および内輪に前記各列の軌道面を形成した車輪用軸受装置において、

アウトボード側の転動体列のピッチ円直径を、インボード側の転動体列のピッチ円直径よりも大きくし、両列の軸受部分を背面合わせのアンギュラ玉軸受とし、前記ハブ輪に形成したアウトボード側の軌道面のインボード側に隣接する部分が、この軌道面の最小径よりも次第に小径となるように径変化部分に形成されて、前記径変化部分が断面円弧状に形成され、その曲率半径が、前記ハブ輪の前記アウトボード側の軌道面の断面の曲率半径よりも大きいことを特徴とする。

#### 【0007】

アウトボード側列のピッチ円直径を大きくしたため、それ自体でもアウトボード側部分の軸受剛性の向上に寄与するが、アウトボード側列のピッチ円直径が大きくなると、両転動体列の間のハブ輪外径を大きくする設計が容易となる。すなわち、ハブ輪の両転動体列間の部分を、インボード側列の軌道面の溝底径よりも大きくしても、アウトボード側の軌道面溝底径よりは小さくできるため、アウトボード側列であるハブ輪の軌道面への転動体の組み込み性を阻害することができない。そのため、転動体の組み込み性を低下させることなくハブ輪の両転動体列間の部分の外径を大きくすることができる。

#### 【0008】

軸受装置の肉を削る構成としては、外方部材の内径面における両列の軌道面の間に肉盛み部を設けても良い。

解析によると、外方部材の内径面における両列の軌道面の間の部分は、軸受剛性に対する影響が小さく、上記円周溝からなる肉盛み部を内径面に設けても、剛性低下への影響が殆どない。したがって、ハブ輪の両転動体列間の中央位置の外径を大きくし、外方部材の両転動体列間の部分に肉盛み部を設けることで、重量増加を伴うことなく、アウトボード側の軸受剛性を高めることができる。

#### 【0009】

軸受装置の肉を削る構成としては、上記の他に、ハブ輪のアウトボード側の端面に設けられる肉盛み用の正面凹部を深くする構成が採用できる。この正面凹部の深さは、ハブ輪側の転動体の中心の軸方向位置よりも深いものとしてもよい。

上記正面凹部を設けても、ハブ輪の剛性低下への影響は小さい。この発明のように、ハブ輪の両転動体列間の中間の外径を大きくした場合は、正面凹部をより深くすることができ、これにより、重量増加を伴うことなく、アウトボード側の軸受剛性を高めることができる。

#### 【0010】

また、ハブ輪の外径面における軌道面のインボード側に隣接する部分を、この軌道面の最小径よりも小径となる径変化部分に形成したため、ハブ輪の外径が小さくなることで、ハブ輪が軽量化される。この場合に、急激な外径変化があると、ハブ輪のアウトボード側部分の剛性低下を招くが、次第に小径となる径変化部分とすることで、ハブ輪のアウトボード側部分の剛性を高めながら、重量増を回避することができる。

前記径変化部分は断面円弧状に形成され、その曲率半径が、前記ハブ輪の軌道面の断面の曲率半径よりも大きいものとされているため、ハブ輪のアウトボード側部分の剛性をより一層高めることができる。

#### 【発明の効果】

#### 【0011】

この発明の車輪用軸受装置は、内周に複列の軌道面を有し外周に車体に対する取付部を有する外方部材と、前記各軌道面に対向する複列の軌道面を外周に有する内方部材と、対向する軌道面間に介在した複列の転動体とを備え、アウトボード側の転動体列のピッチ円

直径を、インボード側の転動体列のピッチ円直径よりも大きくし、両列の軸受部分を背面合わせのアンギュラ玉軸受とし、前記ハブ輪に形成したアウトボード側の軌道面のインボード側に隣接する部分が、この軌道面の最小径よりも次第に小径となるように径変化部分に形成されて、前記径変化部分が断面円弧状に形成され、その曲率半径が、前記ハブ輪の前記アウトボード側の軌道面の断面の曲率半径よりも大きいため、軸受重量の増加を抑えながら、アウトボード側部分の剛性を高めることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

この発明の第1の実施形態を図1ないし図3と共に説明する。この実施形態は、第3世代型の内輪回転タイプで、かつ従動輪支持用の車輪用軸受装置に適用したものである。なお、この明細書において、車両に取付けた状態で車両の車幅方向外側寄りとなる側をアウトボード側と言い、車両の中央寄りとなる側をインボード側と呼ぶ。

【0013】

この車輪用軸受装置は、内周に複列の軌道面3、4を形成した外方部材1と、これら各軌道面3、4に対向する軌道面5、6を外周に形成した内方部材2と、これら外方部材1および内方部材2の対向する軌道面3、5間および軌道面4、6間に介在した複列の転動体7、8とで構成される。この車輪用軸受装置は、複列のアンギュラ玉軸受型とされていて、転動体7、8はボールからなり、各列毎に保持器9、10で保持されている。上記各軌道面3～6は断面円弧状であり、これら軌道面3～6は、接触角αが背面合わせとなるように形成されている。すなわち、各列Lo、Liの軸受部11、12がアンギュラ玉軸受とされ、背面合わせとされている。外方部材1と内方部材2との間の軸受空間におけるアウトボード側端はシール13で密閉され、インボード側端は軸受端面の全体を覆うキャップ(図示せず)により密閉される。内方部材2のインボード側端に外周には、回転速度検出用の磁気エンコーダ14が取付けられている。

【0014】

外方部材1は、固定側の部材となるものであって、車体の懸架装置(図示せず)におけるナックル15に取付ける取付部16として、ナックル15を嵌合させるナックル嵌合部16aおよび車体固定フランジ16bが設けられている。ナックル嵌合部16aは、外方部材1のインボード側端に設けられ、車体固定フランジ16bは、ナックル嵌合部16aに隣接して設けられている。車体固定フランジ16bは、円周方向の複数箇所に部分的に設けられていて、ねじ孔からなるボルト挿通孔17を有し、ナックルに挿通された固定ボルト(図示せず)をボルト挿通孔17にねじ込むことで、ナックル15にこの車輪用軸受装置が固定される。ホルト挿通孔17をねじ孔とする代わりに、ナットを用いても良い。ナックル嵌合部16aは、外方部材1における他の部分よりも小径とされており、このナックル嵌合部16aのある軸方向位置に外方部材1のインボード側の軌道面4が位置している。

【0015】

内方部材2は、回転側の部材となるものであって、ハブ輪18と内輪19とでなり、ハブ輪18にアウトボード側の軌道面5が、内輪19にインボード側の軌道面6がそれぞれ形成されている。ハブ輪18は、軸部18aのアウトボード側の外周に車輪取付用のハブフランジ20を有し、軸部18aのインボード側の外周に段差部状に小径となる内輪嵌合面21を有している。内輪19は、ハブ輪18の内輪嵌合面21に嵌合し、ハブ輪18の加締部22によってハブ輪18に固定されている。加締部22は、ハブ輪18のインボード側端に延出させた円筒状部分を外径側ヘローリング加締等で加締めることで形成される。

【0016】

ハブフランジ20は、円周方向の複数箇所にボルト挿通孔23を有し、ボルト24がボルト挿通孔23に圧入されている。ハブフランジ20のアウトボード側の側面に、ブレーキディスクとホイール(いずれも図示せず)とが重ねられ、上記ボルト24にねじ込んだナット(図示せず)により固定される。ハブフランジ20は、全周に連続しているが、円

周方向の複数箇所におけるボルト挿通孔 2 3 の周辺部が放射状に延びる厚肉部 2 0 a ( 図 3 ) とされ、隣合う厚肉部 2 0 a の間の薄肉部に、軽量化のためのくり抜き孔 2 5 が設けられている。

【 0 0 1 7 】

ハブフランジ 2 0 のアウトボード側の側面における基端には、前記ブレーキディスクおよびホイールの内径面を案内するためのパイロット部 2 6 が突出している。パイロット部 2 6 は、ハブ輪 1 8 の正面に設けられた肉盛み用の正面凹部 2 7 の形成により、円筒状とされている。

【 0 0 1 8 】

両列の転動体 7 , 8 の列  $L_o$  ,  $L_i$  の寸法関係は、アウトボード側の転動体列  $L_o$  のボール 7 のピッチ円直径  $P C D_o$  を、インボード側の転動体列  $L_i$  のボール 8 のピッチ円直径  $P C D_i$  よりも大きくしてある。両列  $L_o$  ,  $L_i$  の転動体 7 , 8 のボール径は互いに同じであるが、上記ピッチ円直径  $P C D_o$  ,  $P C D_i$  の違いにより、アウトボード側列  $L_o$  のボール 7 の個数を、インボード側列のボール 8 の個数よりも多く配置することを可能としている。例えば、アウトボード側列  $L_o$  のボール個数を 1 9 個、インボード側列  $L_i$  のボール個数を 1 7 個としている。両列  $L_o$  ,  $L_i$  の接触角  $\theta$  は、互いに同じとし、例えば 40 度としている。

【 0 0 1 9 】

ハブ輪 1 8 の軸部 1 8 a の外周形状は、両転動体列  $L_o$  ,  $L_i$  間の中央位置  $P$  における外径  $D_1$  を、インボード側の軌道面 6 の溝底径である最小径  $D_2$  よりも大きくしている。上記中央位置  $P$  は、両列  $L_o$  ,  $L_i$  の転動体スパン  $W$  の中央となる位置である。内輪 1 9 がハブ輪 1 8 の内輪嵌合面 2 1 の端部に突き合わされる位置  $Q$  は、上記中央位置  $P$  よりもインボード側である。

図 2 に拡大して示すように、ハブ輪 1 8 の軸部 1 8 a の両転動体列  $L_o$  ,  $L_i$  の間の部分は、詳しくは、次の形状寸法とされている。アウトボード側の軌道面 5 は、ボール中心で最小径  $D_3$  となって、この最小径  $D_3$  の部分がボール中心よりも若干 ( ボール径の数分の一程度 ) インボード側に伸びている。ハブ輪軸部 1 8 a の外径面は、軌道面 5 のインボード側に隣接する部分が、インボード側へ小径となる断面円弧状の第 1 の径変化部分 1 8 a a とされ、この径変化部分 1 8 a a から外径一定の直軸部分 1 8 a b に続き、直軸部分 1 8 a b からインボード側が小径となるテーパ状の第 2 の径変化部分 1 8 a c を介して、前記段差部状の内輪嵌合面 2 1 に続いている。直軸部分 1 8 a b の外径が、上記中央位置  $P$  における外径  $D_1$  となる。

【 0 0 2 0 】

第 1 の径変化部分 1 8 a a の断面の円弧状曲線における曲率半径  $R_1$  は、軌道面 5 の断面の曲率半径よりも大きくされ、例えば 2 倍程度の寸方とされている。寸法例で示すと、軌道面 5 の溝曲率半径が 10 mm である場合、径変化部分 1 8 a a の曲率半径  $R_1$  は 20 mm 程度とされる。

内輪 1 9 は、軌道面 6 よりもアウトボード側の部分が、軌道面 6 の溝底径である最小径  $D_2$  よりもさらに小径となる小径化部 1 9 a とされ、ハブ輪 1 8 の内輪嵌合面 2 1 の端面の外径、つまり第 2 の径変化部分 1 8 a c の最小径は、内輪小径化部 1 9 a の端部の径と略同じ寸法とされている。なお、内輪小径化部 1 9 a は、必ずしも設けなくても良いが、その場合でも、ハブ輪 1 9 の直軸部分 1 8 a b の外径  $D_1$  は、内輪 1 9 の最小径  $D_2$  よりも大きくされる。

なお、径変化部分 1 8 a a の断面はテーパ形状であっても良いし、緩やかに次第に小径となるものであれば良い。

【 0 0 2 1 】

ハブ輪 1 8 における前記正面凹部 2 7 の深さは、ハブ輪 1 8 側の転動体 7 の中心の軸方向位置  $A$  よりも深いものとされている。この正面凹部 2 7 の深さは、この実施形態では、ハブ輪軸部 1 8 a の第 1 の径変化部分 1 8 a a の最小径部の付近、つまり直軸部分 1 8 a b の端部付近までの深さとされている。正面凹部 2 7 の断面形状は、底側へ次第に小径と

なる形状とされ、また接触角  $\theta$  を成す直線 M の付近が、正面凹部 27 の内側へ盛り上がる盛り上がり部 27a となる形状とされている。

#### 【0022】

外方部材の内径面における両列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> の軌道面 3, 4 の間には、円周溝からなる肉盜み部 28 が設けられている。肉盜み部 28 は、両軌道面 3, 4 の間の軸方向寸法の半分程度の軸方向幅とされ、その深さは、アウトボード側の軌道面 3 の溝底と同程度とされている。

#### 【0023】

この構成によると、両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> 間の中央位置 P におけるハブ輪 18 の外径 D<sub>1</sub> を、インボード側列 L<sub>i</sub> の軌道面 6 の最小径 D<sub>2</sub> よりも大きくしたため、軸受装置に作用する車両走行時のモーメント荷重に対して、ハブ輪 18 の剛性を高めることができる。従来の軸受装置は、いずれも両転動体列間のハブ輪外径が、インボード側列の軌道面の溝底径に合わされているが、この部分のハブ輪外径 D<sub>1</sub> を大きくすることが、剛性向上に大きく寄与する。軸受装置における各部の大径化や厚肉化は、剛性増につながるが、FEM 解析の結果、両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> の間のハブ輪 18 の外径を増加することが、上記モーメント荷重に対する剛性向上に効率的であることが分かった。したがって、この部分の外径 D<sub>1</sub> を増大させることで、軸受装置の他の部分の肉を削り、重量増加を伴うことなく、剛性向上を達成することができる。

#### 【0024】

軸受装置の肉を削る構成としては、外方部材 1 の内径面における両列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> の軌道面 3, 4 の間に、円周溝からなる肉盜み部 28 を設けている。

解析によると、外方部材 1 の内径面における両列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> の軌道面 3, 4 の間の部分は、軸受剛性に対する影響が小さく、上記肉盜み部 28 を内径面に設けても、剛性低下への影響が殆どない。したがって、ハブ輪 1 の両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> 間の中間の外径 D<sub>1</sub> を大きくし、外方部材 1 に上記肉盜み部 28 を設けることで、重量増加を伴うことなく、アウトボード側の軸受剛性を高めることができる。

#### 【0025】

また、この実施形態では、アウトボード側列 L<sub>o</sub> のボール 7 のピッチ円直径 PCD<sub>0</sub> を大きくしたため、アウトボード側部分の軸受剛性が向上する。転動体 7, 8 の個数についても、アウトボード側列 L<sub>o</sub> の個数を多くしたため、アウトボード側部分の軸受剛性がより一層向上する。アウトボード側列 L<sub>o</sub> のピッチ円直径 PCD<sub>0</sub> が大きくなつたことに伴い、上記のように両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> 間の中央位置 P におけるハブ輪外径 D<sub>1</sub> を大きくする設計が容易となる。すなわち、ハブ輪 18 の両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> 間の部分を、インボード側列 L<sub>i</sub> の軌道面 6 の溝底径 D<sub>2</sub> よりも大きくしても、アウトボード側列 L<sub>o</sub> の軌道面溝底径 D<sub>3</sub> よりは小さくできるため、アウトボード側列 L<sub>o</sub> であるハブ輪軌道面 5 への転動体 7 の組み込み性を阻害することができない。

#### 【0026】

ハブ輪 18 の軸受部 18a の外径面形状については、ハブ輪 18 の軌道面 5 のインボード側に隣接する部分を、軌道面 5 の最小径 D<sub>3</sub> よりも小径となる径変化部分 18aa としているため、ハブ輪 18 の外径が小さくなることで、ハブ輪 18 が軽量化される。この場合に、急激な外径変化があると、ハブ輪 18 のアウトボード側部分の剛性低下を招くが、次第に小径となる断面円弧状の径変化部分 18aa とし、断面の曲率半径 R<sub>1</sub> を軌道面 5 の曲率半径よりも大きくしたため、ハブ輪 18 のアウトボード側部分の剛性を高めながら、重量増を回避することができる。

#### 【0027】

また、ハブ輪 18 のアウトボード側の端面に設けられる正面凹部 27 を、ハブ輪 18 側の転動体 7 の中心の軸方向位置 A よりも深くしたため、正面凹部 27 により肉を盗む量を多くできて、より軽量化することができる。正面凹部 27 を設けても、ハブ輪 18 の剛性低下への影響は小さく、この実施形態のようにハブ輪 18 の両転動体列 L<sub>o</sub>, L<sub>i</sub> 間の中間の外径 D<sub>1</sub> を大きくした場合は、正面凹部 27 を上記のように深くしても、剛性が確保

できる。これによっても、重量増加を抑えながら、アウトボード側の軸受剛性を高めることができる。正面凹部27の形状は、この例では、接触角 $\theta$ を成す直線Mの付近が、正面凹部27の内側へ盛り上がる盛り上がり部27aとなる形状とされているため、正面凹部27の内径をできるだけ大きくしてより軽量化を進めながら、必要な剛性を確保することができる。

#### 【0028】

図4は、この発明の他の実施形態を示す。この実施形態は、第3世代型の内輪回転タイプで、駆動輪支持用の車輪用軸受装置に適用したものである。この車輪用軸受装置は、図1ないし図3と共に説明した第1の実施形態において、内方部材2におけるハブ輪18の中心部に駆動軸結合孔31を貫通して設けたものである。駆動軸結合孔31は、等速ジョイント(図示せず)の一方の継手部材となる外輪のステム部を貫通させる孔であり、内径面に、上記ステム部のスプラインと噛み合うスプライン溝31aが形成されている。正面凹部27Aは、上記ステム部の先端の雄ねじ部分にねじ込むナット(図示せず)が収められる座ぐり部として設けられている。内輪19のハブ輪18への固定は、上記ナットの締め付けにより、等速ジョイント外輪の一部を内輪19の幅面に押し付けることで行われる。また、外方部材1と内方部材2との間の軸受空間におけるインボード側端はシール32で密閉され、上記磁気エンコーダ14が、シール32におけるスリングを兼用している。この実施形態におけるその他の構成は、第1の実施形態と同様である。

このように駆動輪支持用の車輪用軸受装置に適用した場合も、上記実施形態と同様に、軸受重量の増加を抑えながら、アウトボード側部分の剛性を高めることのできるなどの各効果が得られる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0029】

【図1】この発明の一実施形態にかかる車輪用軸受装置の断面図である。

【図2】同軸受装置の部分拡大断面図である。

【図3】同車輪用軸受装置をインボード側から見た側面図である。

【図4】この発明の他の実施形態にかかる車輪用軸受装置の断面図である。

【図5】従来例の断面図である。

#### 【符号の説明】

#### 【0030】

1 … 外方部材

2 … 内方部材

3 ~ 6 … 軌道面

7 , 8 … 転動体

11 , 12 … 軸受部

15 … ナックル

16 … 取付部

18 … ハブ輪

18a … ハブ輪の軸部

18aa … 径変化部分

18ab … 直軸部分

19 … 内輪

20 … ハブフランジ

27 … 正面凹部

28 … 肉盛み部

P C D i … インボード側のピッチ円直径

P C D o … アウトボード側のピッチ円直径

D1 … 中間部の外径

D2 … インボード側軌道面の最小径

#### 【手続補正3】

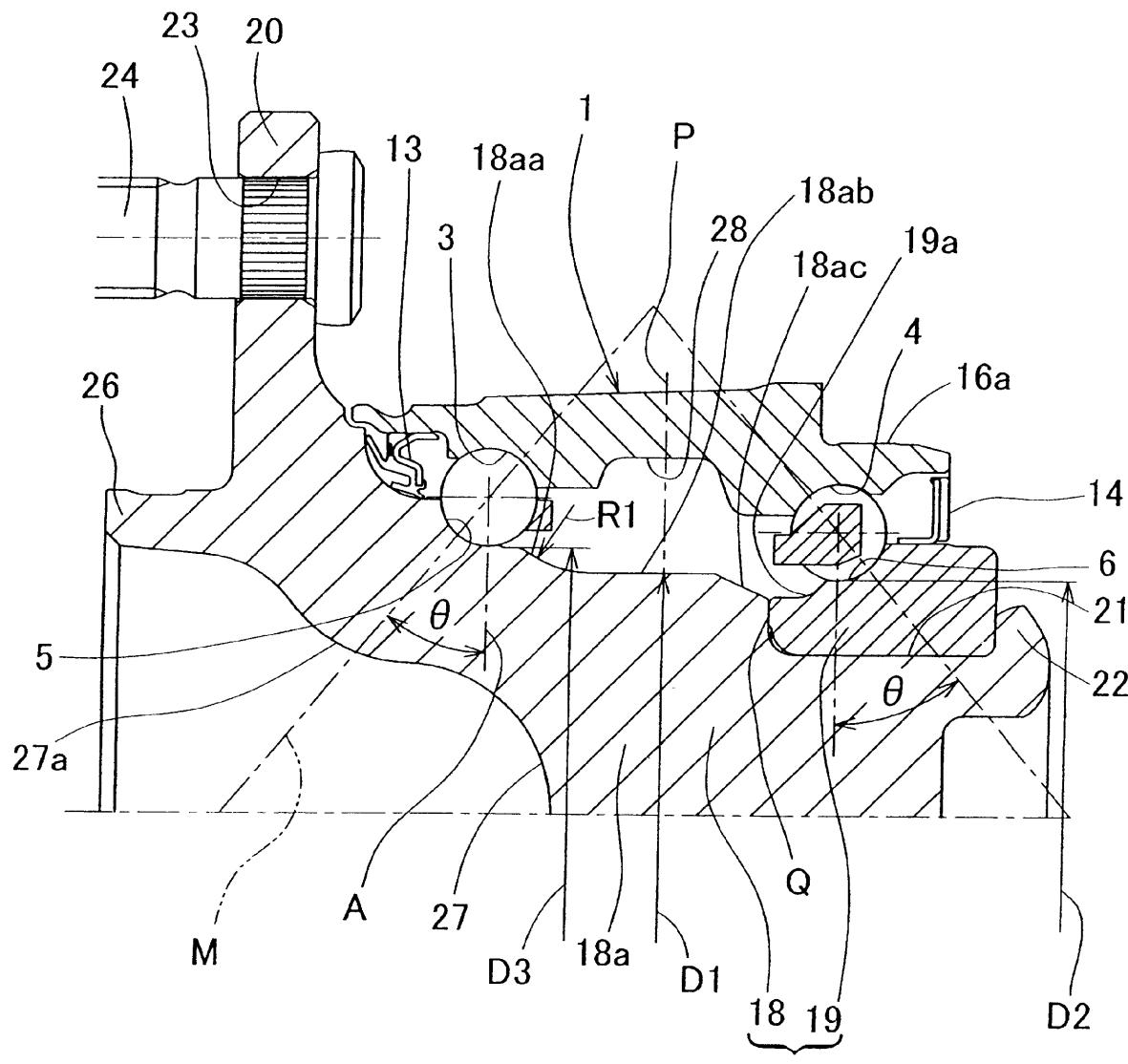
【補正対象書類名】図面

### 【補正対象項目名】図 2

### 【補正方法】変更

### 【補正の内容】

【 2 】



### 18a…ハブ輪の軸部

### 18aa…径変化部

### 18ab…直軸部分