

(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2012-201230

(P2012-201230A)

(43) 公開日 平成24年10月22日(2012.10.22)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 0 B 35/14 (2006.01)	B 6 0 B 35/14 U	3 J 0 3 3
F 1 6 C 19/18 (2006.01)	F 1 6 C 19/18	3 J 7 0 1
F 1 6 C 33/58 (2006.01)	F 1 6 C 33/58	
F 1 6 C 33/64 (2006.01)	F 1 6 C 33/64	
F 1 6 C 33/32 (2006.01)	F 1 6 C 33/32	
審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 37 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2011-67998 (P2011-67998)
 (22) 出願日 平成23年3月25日 (2011. 3. 25)

(71) 出願人 000102692
 N T N株式会社
 大阪府大阪市西区京町堀 1 丁目 3 番 1 7 号
 (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 浅野 祐一
 静岡県磐田市東貝塚 1 5 7 8 番地 N T N
 株式会社内
 (72) 発明者 梅木田 光
 静岡県磐田市東貝塚 1 5 7 8 番地 N T N
 株式会社内

最終頁に続く

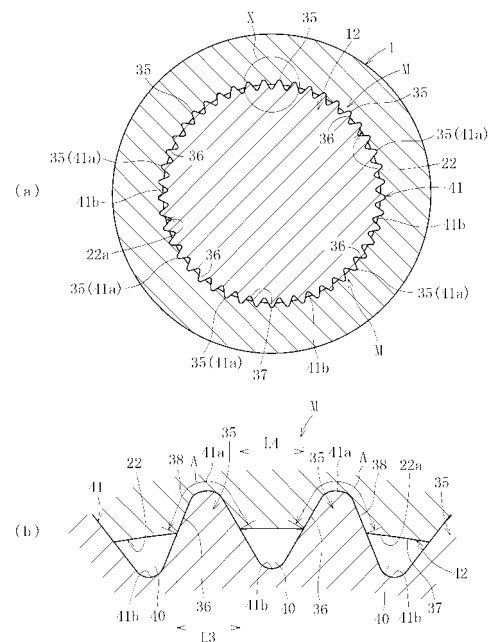
(54) 【発明の名称】 車輪用軸受装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】ハブ輪と外側継手部材間で必要な結合強度を確保しつつ、凹凸嵌合構造の大型化を防止し、さらには車輪用軸受装置の大型化を防止する。

【解決手段】ハブ輪 1 と外側継手部材とは、凸部 3 5 が設けられた軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入して凸部 3 5 で凹部 3 6 を形成し、凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造 M を構成することで結合される。ハブ輪 1 と内輪を固定する加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とを非接触にした状態で、凸部のピッチ円径 P C D と、凹凸嵌合構造 M における凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合長 L との寸法を管理し、両者が $0.20 \leq L / P C D \leq 1.0$ の関係を満たすようにする。また、嵌合長 L は 4 m m 以上にする。

【選択図】図 2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内周に複列の軌道面を有する外方部材と、車輪に取り付けられるハブ輪およびハブ輪の外周に嵌合される内輪を含み、前記外方部材の軌道面に対向する軌道面をハブ輪および内輪の外周にそれぞれ有する内方部材と、前記外方部材と前記内方部材の軌道面間に介在した複列の転動体とを有する車輪用軸受と、外側継手部材を有する等速自在継手とを備え、内輪が、ハブ輪の端部を外径側に加締めることでハブ輪と結合され、加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とが非接触状態にあり、前記外側継手部材の軸部と前記ハブ輪の孔部のうち、何れか一方に設けられた軸方向に延びる複数の凸部を他方に圧入し、該他方に前記凸部により凹部を形成することで、前記凸部と前記凹部の嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造を構成した車輪用軸受装置において、

前記凸部のピッチ円径 $P C D$ と、凹凸嵌合構造における凸部と凹部の嵌合長 L とを寸法管理対象として、両者が

$$0.20 \leq 2L / P C D \leq 1.0$$

の関係を満たし、かつ嵌合長 L が 4 mm 以上であることを特徴とする車輪用軸受装置。

【請求項 2】

内周に複列の軌道面を有する外方部材と、車輪に取り付けられるハブ輪およびハブ輪の外周に嵌合される内輪を含み、前記外方部材の軌道面に対向する軌道面をハブ輪および内輪の外周にそれぞれ有する内方部材と、前記外方部材と前記内方部材の軌道面間に介在した複列の転動体とを有する車輪用軸受と、外側継手部材を有する等速自在継手とを備え、内輪が、ハブ輪の端部を外径側に加締めることでハブ輪と結合され、加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とが接触状態にあり、前記外側継手部材の軸部と前記ハブ輪の孔部のうち、何れか一方に設けられた軸方向に延びる複数の凸部を他方に圧入し、該他方に前記凸部により凹部を形成することで、前記凸部と前記凹部の嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造を構成した車輪用軸受装置において、

前記凸部のピッチ円径 $P C D$ と、凹凸嵌合構造における凸部と凹部の嵌合長 L とを寸法管理対象として、両者が

$$0.20 \leq 2L / P C D \leq 0.84$$

の関係を満たし、かつ嵌合長 L が 4 mm 以上であることを特徴とする車輪用軸受装置。

【請求項 3】

前記凸部における凸部側面の凸部ピッチ円上において、径方向線と凸部側面とがなす角度を $\theta 1$ として、 $0^\circ < \theta 1 \leq 45^\circ$ とした請求項 1 または 2 記載の車輪用軸受装置。

【請求項 4】

凸部の数を Z 、 $P = P C D / Z$ として、 $0.30 \leq P \leq 1.0$ とした請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 5】

前記凸部の圧入開始側の端面を切削加工で仕上げ、圧入開始側の端面の縁に、丸みがなく、且つ、前記他方に切り込み可能な角部を設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 6】

円周方向に隣接する前記凸部間の歯底部と、前記他方に形成され且つ前記歯底部と半径方向で対向する突出部分との間に隙間を形成したことを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 7】

前記外側継手部材の前記軸部に前記凸部を設けるとともに、該凸部の少なくとも圧入開始側の端部の硬度を前記ハブ輪の孔部内径部よりも高くしたことを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 8】

前記外側継手部材の前記軸部に、前記圧入による前記凹部の形成によって生じるはみ出し部を収納するポケット部を設けたことを特徴とする請求項 7 記載の車輪用軸受装置。

10

20

30

40

50

【請求項 9】

前記ハブ輪の前記孔部の内径面に前記凸部を設けるとともに、該凸部の少なくとも圧入開始側の端部の硬度を前記外側継手部材の前記軸部の外径部よりも高くしたことを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 10】

前記ハブ輪の前記孔部に、前記圧入による前記凹部の形成によって生じるはみ出し部を収納するポケット部を設けたことを特徴とする請求項 9 記載の車輪用軸受装置。

【請求項 11】

前記凸部を円周方向の複数個所に設け、前記凸部の高さ方向の中間部において、前記凸部の周方向厚さを、円周方向に隣接する前記凸部間の溝幅よりも小さくすることを特徴とする請求項 1 ～ 10 記載の車輪用軸受装置。

10

【請求項 12】

前記凸部を円周方向の複数個所に設け、前記凸部の高さ方向の中間部において、各々の凸部の周方向厚さの総和を、円周方向に隣接する凸部間の溝幅の総和よりも小さくすることを特徴とする請求項 1 ～ 11 記載の車輪用軸受装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、自動車等の車両において車輪を車体に対して回転自在に支持するための車輪用軸受装置に関する。

20

【背景技術】**【0002】**

車輪用軸受装置には、複列の転がり軸受を組み合わせる第 1 世代と称される構造から、外方部材に車体取付フランジを一体に設けた第 2 世代に進化し、さらに、複列の転がり軸受の 2 つの内側軌道面のうち、一方をハブ輪の外周に形成した第 3 世代、さらには、複列の転がり軸受の 2 つの内側軌道面のうち、一方をハブ輪の外周に形成すると共に、他方を等速自在継手の外側継手部材の外周に形成した第 4 世代のものまで開発されている。

【0003】

例えば、特許文献 1 には、第 3 世代と呼ばれるものが記載されている。第 3 世代と呼ばれる車輪用軸受装置は、図 43 に示すように、外径方向に延びるフランジ 151 を有するハブ輪 152 と、このハブ輪 152 に外側継手部材 153 が固定される等速自在継手 154 と、ハブ輪 152 の外周側に配設される外方部材 155 とを備える。

30

【0004】

等速自在継手 154 は、外側継手部材 153 と、この外側継手部材 153 のマウス部 157 内に配設される内側継手部材 158 と、この内側継手部材 158 と外側継手部材 153 との間に配設されるボール 159 と、このボール 159 を保持する保持器 160 とを備える。また、内側継手部材 158 の中心孔の内周面には雌スプライン 161 が形成され、この中心孔に図示省略のシャフトの端部に形成した雄スプラインが挿入される。内側継手部材 158 側の雌スプライン 161 とシャフト側の雄スプラインとを嵌合することで、内側継手部材 158 とシャフトがトルク伝達可能に結合される。

40

【0005】

ハブ輪 152 は、筒部 163 とフランジ 151 とを有し、フランジ 151 の外端面 164 (アウトボード側の端面) には、図示省略のホイールおよびブレーキロータを装着するための短筒状のパイロット部 165 が突設されている。パイロット部 165 は、大径部 165a と小径部 165b とからなり、大径部 165a にブレーキロータが外嵌され、小径部 165b にホイールが外嵌される。

【0006】

筒部 163 のインボード側端部の外周面に嵌合部 166 が設けられ、この嵌合部 166 に内輪 167 が嵌合されている。筒部 163 の外周面のフランジ 151 近傍には第 1 内側

50

軌道面 1 6 8 が設けられ、内輪 1 6 7 の外周面に第 2 内側軌道面 1 6 9 が設けられている。また、ハブ輪 1 5 2 のフランジ 1 5 1 にはボルト装着孔 1 6 2 が設けられており、フランジ 1 5 1 にホイールおよびブレーキロータを固定するためのハブボルトがボルト装着孔 1 6 2 に装着される。

【 0 0 0 7 】

転がり軸受の外方部材 1 5 5 は、その内周に 2 列の外側軌道面 1 7 0、1 7 1 が設けられると共に、その外周にフランジ（車体取付フランジ）1 8 2 が設けられている。外方部材 1 5 5 の第 1 外側軌道面 1 7 0 とハブ輪 1 5 2 の第 1 内側軌道面 1 6 8 とが対向し、外方部材 1 5 5 の第 2 外側軌道面 1 7 1 と、内輪 1 6 7 の軌道面 1 6 9 とが対向し、これらの間に転動体 1 7 2 が介装される。

10

【 0 0 0 8 】

ハブ輪 1 5 2 の筒部 1 6 3 に外側継手部材 1 5 3 の軸部 1 7 3 が挿入される。軸部 1 7 3 の軸端部にはねじ部 1 7 4 が形成され、このねじ部 1 7 4 よりもインボード側の外径部に雄スプライン 1 7 5 が形成されている。また、ハブ輪 1 5 2 の筒部 1 6 3 の内径面に雌スプライン 1 7 6 が形成され、軸部 1 7 3 をハブ輪 1 5 2 の筒部 1 6 3 に圧入することで、軸部 1 7 3 側の雄スプライン 1 7 5 とハブ輪 1 5 2 側の雌スプライン 1 7 6 とが嵌合する。

【 0 0 0 9 】

そして、軸部 1 7 3 のねじ部 1 7 4 にナット部材 1 7 7 が螺着され、ハブ輪 1 5 2 と外側継手部材 1 5 3 とが固定される。この際、ナット部材 1 7 7 の座面 1 7 8 と筒部 1 6 3 の外端面 1 7 9 とが当接し、マウス部 1 5 7 のアウトボード側の端面 1 8 0 と内輪 1 6 7 の端面 1 8 1 とが当接する。これにより、ハブ輪 1 5 2 が内輪 1 6 7 を介してナット部材 1 7 7 とマウス部 1 5 7 とで挟持される。

20

【 0 0 1 0 】

しかしながら、このような構成を採用した場合には、外側継手部材 1 5 3 とハブ輪 1 5 2 は、軸部 1 7 3 に設けられた雄スプライン 1 7 5 を、ハブ輪 1 5 2 に設けられた雌スプライン 1 7 6 に圧入することで結合されるため、軸部 1 7 3 及びハブ輪 1 5 2 の両者にスプライン加工を施す必要があつてコスト高となる。また、圧入時には、軸部 1 7 3 の雄スプライン 1 7 5 とハブ輪 1 5 2 の雌スプライン 1 7 6 との凹凸を合わせる必要があるが、歯面合わせで圧入すれば、歯面がむしれ等によって損傷するおそれがあり、大径合わせで圧入すれば、円周方向のガタが生じやすい。円周方向のガタがあると、トルク伝達性に劣るとともに、異音が発生するおそれがある。このように、よって外側継手部材 1 5 3 とハブ輪 1 5 2 とを結合する場合、圧入時の歯面の損傷、及び使用時のガタの発生という問題があり、両者を同時に回避することは困難であった。

30

【 0 0 1 1 】

そこで、本願出願人は、このような問題に対処するために、特許文献 2 に開示の車輪用軸受装置を提案するに至っている。詳細には、外側継手部材の軸部に設けられた軸方向に延びる凸部をハブ輪の孔部に圧入し、ハブ輪の孔部に、凸部により凹部を形成することで、凸部と凹部との嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造を構成したものである。この凹凸嵌合構造の構成時には、ハブ輪に予めスプライン部を形成しておく必要がないことから、生産性を向上することができる。また、圧入時の歯面の損傷を回避することができるので、安定した嵌合状態を維持することができる。また、上記の凹凸嵌合構造では、径方向および円周方向でガタが生じる隙間が形成されないので、安定したトルク伝達が可能であると共に異音の発生が防止される。

40

【 0 0 1 2 】

なお、上記の凹凸嵌合構造は、軸部に設けたボルト孔からボルト部材を取り外した状態で軸方向の引き抜き力を付与することによって分離可能とされているため、良好な補修作業性（メンテナンス性）が担保されている。また、補修後には、外側継手部材の軸部をハブ輪の孔部に圧入することによって上記の凹凸嵌合構造を再構成することができる。凹凸嵌合構造の再構成（ハブ輪と外側継手部材の再結合）は、軸部に設けたボルト孔にボルト

50

部材をねじ込むことを行うことができる。そのため、凹凸嵌合構造の再構成時には、圧入用のプレス機等、大掛かりな設備を使用する必要がなくなる。従って、自動車整備工場等の現場においても、車輪用軸受装置の点検、補修等を容易に行うことが可能となる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0013】

【特許文献1】特開2004-340311号公報

【特許文献2】特開2008-162359号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0014】

特許文献2の凹凸嵌合構造においては、凹凸嵌合構造を構成する凸部、さらには凸部によって形成される凹部の寸法や形状が、ハブ輪と外側継手部材の結合強度を左右すると考えられる。単に結合強度を上げるためだけであれば凹凸嵌合構造自体を大型化もしくは長大化すれば足りるが、これでは車輪用軸受装置の大型化も招き、近年の自動車用部品における軽量化の要請に反する。従って、車輪用軸受装置のサイズに応じた凹凸嵌合構造の簡易な設計指針を提供することが望まれる。

【0015】

以上の実情に鑑み、本発明は、車輪用軸受装置のサイズに応じた凹凸嵌合構造の最適設計を実現可能とし、これによって車輪用軸受装置の低コスト化およびコンパクト化を図ることを目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0016】

上記課題を解決するために創案された本発明は、内周に複列の軌道面を有する外方部材と、車輪に取り付けられるハブ輪およびハブ輪の外周に嵌合される内輪を含み、前記外方部材の軌道面に対向する軌道面をハブ輪および内輪の外周にそれぞれ有する内方部材と、前記外方部材と前記内方部材の軌道面間に介在した複列の転動体とを有する車輪用軸受と、外側継手部材を有する等速自在継手とを備え、内輪が、ハブ輪の端部を外径側に加締めることでハブ輪と結合され、加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とが非接触状態にあり、前記外側継手部材の軸部と前記ハブ輪の孔部のうち、何れか一方に設けられた軸方向に延びる複数の凸部を他方に圧入し、該他方に前記凸部により凹部を形成することで、前記凸部と前記凹部の嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造を構成した車輪用軸受装置において、前記凸部のピッチ円径PCDと、凹凸嵌合構造における凸部と凹部の嵌合長Lとを寸法管理対象として、両者が $0.20 \leq L / PCD \leq 1.0$ の関係を満たし、かつ嵌合長Lが4mm以上であることを特徴とするものである。

30

【0017】

なお、ここでいう凹凸嵌合構造は、上記の通り、凸部と凹部の嵌合部位全域が密着するものであるが、嵌合部位のごく一部領域に微小な隙間が存在する場合がある。このような隙間は、凸部による凹部の形成過程で不可避免的に生じるものであるから、このような隙間があったとしても、「凸部と凹部の嵌合部位全域が密着する」という概念に含まれるものとする(以下、同様)。

40

【0018】

本発明によれば、複数の凸部のピッチ円径(直径)PCDの値と、凹凸嵌合構造における凸部と凹部の嵌合長Lの値とが、凹凸嵌合構造の設計に際して寸法値として管理される。このピッチ円径PCDと嵌合長Lとから、 $Q = L / PCD$ としてQを演算すると、Qが大きくなるほど凹凸嵌合構造を含む円筒面が全体的に細長くなり、Qが小さくなるほど該円筒面が太く短くなる。Qの上限値は凹凸嵌合構造の径寸法が最も小さいときに適用される。凹凸嵌合構造の径が小さい場合、嵌合部の軸方向長さを上げて必要強度を確保することになる。Qが1.0程度あれば十分な結合強度が得られるが、これよりもQが大きくなると、嵌合長が長くなりすぎて凹凸嵌合構造の大型化、延いては軸受装置の大型化を招

50

く。また、材料コストや加工コストも高騰するため、軸受装置の高コスト化を招く。一方、 Q の下限値は凹凸嵌合構造の径寸法が大きい場合に適用される。凹凸嵌合構造の径寸法が大きい場合、嵌合長 L は短くできるが、 0.2 を下回ると十分な結合強度を得ることができない。以上から、加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とが非接触状態にある非接触タイプの車輪用軸受装置においては、 $0.20 \leq Q \leq 1.0$ に設定するのが望ましい。

【0019】

凹凸嵌合構造の嵌合長 L を4 mm以上にしておけば、仮に塑性流動による肉の充足が不安定な部分や凸部の欠損が生じたとしても、凹凸嵌合構造において嵌合長を十分確保することができるため、ハブ輪と外側継手部材との間に要求される結合強度を安定的に満たすことができる。

10

【0020】

また、本発明は、内周に複列の軌道面を有する外方部材と、車輪に取り付けられるハブ輪およびハブ輪の外周に嵌合される内輪を含み、前記外方部材の軌道面に対向する軌道面をハブ輪および内輪の外周にそれぞれ有する内方部材と、前記外方部材と前記内方部材の軌道面間に介在した複列の転動体とを有する車輪用軸受と、外側継手部材を有する等速自在継手とを備え、内輪が、ハブ輪の端部を外径側に加締めることでハブ輪と結合され、加締部と、軸方向で加締部に対向する外側継手部材のマウス部のバック面とが接触状態にあり、前記外側継手部材の軸部と前記ハブ輪の孔部のうち、何れか一方に設けられた軸方向に延びる複数の凸部を他方に圧入し、該他方に前記凸部により凹部を形成することで、前記凸部と前記凹部の嵌合部位全域が密着する凹凸嵌合構造を構成した車輪用軸受装置において、前記凸部のピッチ円径 PCD と、凹凸嵌合構造における凸部と凹部の嵌合長 L とを寸法管理対象として、両者が $0.20 \leq 2L / PCD \leq 0.84$ の関係を満たし、かつ嵌合長 L が4 mm以上であることを特徴とするものである。

20

【0021】

このように、加締部と外側継手部材のマウス部のバック面とを接触状態にした場合（接触タイプ）、両者を非接触状態にした上記の場合（非接触タイプ）に比べて、トルク負荷時のモーメント荷重に対する軸受装置の強度が増す。この場合、凹凸嵌合構造の必要強度も小さくできる。そのため非接触タイプに比べて、 $Q (= 2L / PCD)$ の値、特に上限値を非接触タイプよりも小さくすることができる。

30

【0022】

前記凸部における凸部側面の凸部ピッチ円上において、径方向線と凸部側面とがなす角度を θ_1 として、 $0^\circ \leq \theta_1 \leq 45^\circ$ とすることにより、圧入後のハブ輪の拡張量を小さくし、圧入性の向上を図ることができる。また、凸部の数を Z 、 $P = PCD / Z$ として、 $0.30 \leq P \leq 1.0$ とすることにより、圧入作業性が向上すると共に、凹部の成形性を向上させることができる。

【0023】

上記の構成において、前記凸部の圧入開始側の端面を切削加工で仕上げ、圧入開始側の端面の縁に、丸みがなく、且つ、前記他方に切り込み可能な角部を設けてもよい。このようにすれば、丸みのない角部によって他方の部材に切り込んでいくことにより、他方の部材に凹部を精度良く成形することができると共に、圧入荷重の増大を防止することができる。

40

【0024】

上記の構成において、円周方向に隣接する前記凸部間の歯底部と、前記他方に形成され且つ前記歯底部と半径方向で対向する突出部分との間に隙間を形成してもよい。このようにすれば、圧入時に、凸部の切り込み量が低減するため、凹部の成形性が向上すると共に、隙間の分だけ摩擦力が低減されるので、圧入時の圧入力の高減を図ることができる。また、外側継手部材の軸心と、ハブ輪の軸心とが多少ずれた状態で圧入を行ったとしても、隙間によって当該ズレを吸収した状態で両者を組付けることができるので、組付作業時の作業管理が容易となる。

50

【 0 0 2 5 】

上記の構成において、前記外側継手部材の前記軸部に前記凸部を設ける場合には、該凸部の少なくとも圧入開始側の端部の硬度を前記ハブ輪の孔部内径部よりも高くすることが好ましく、前記ハブ輪の前記孔部の内径面に前記凸部を設ける場合には、該凸部の少なくとも圧入開始側の端部の硬度を前記外側継手部材の前記軸部の外径部よりも高くすることが好ましい。このようにすれば、凸部が形成される側の部材の剛性を向上させることができ、また、凸部の相手側の部材への食い込み性を向上させることができる。さらに、後者の場合には、軸部側の熱硬化処理を行う必要がないので、外側継手部材の生産性に優れる。

【 0 0 2 6 】

上記の構成において、前記外側継手部材の前記軸部または前記ハブ輪の前記孔部に、前記圧入による前記凹部の形成によって生じるはみ出し部を収納するポケット部を設けてもよい。このようにすれば、はみ出し部をこのポケット部内に保持することができるので、はみ出し部が装置外の車両内等へ入り込んだりすることがない。したがって、はみ出し部の除去処理を行う必要がなくなるので、当該除去処理を省略して組立作業工数の減少を図ることができ、組立作業性の向上及びコスト低減を図ることができる。なお、ここでいう「はみ出し部」は、凸部によって形成された凹部の容積に相当する量の材料分であって、形成される凹部から押し出されたもの、凹部を形成するために削り取られたもの、又は押し出されたものと削り取られたものの両者等から構成されているものとする。

【 0 0 2 7 】

上記の構成において、前記凸部を円周方向の複数個所に設け、前記凸部の高さ方向の中間部において、前記凸部の周方向厚さを、円周方向に隣接する前記凸部間の溝幅よりも小さくすることが好ましい。このようにすれば、隣接する凸部間の溝に入り込んだ相手側の肉が周方向で大きな厚さを有するため、前記肉のせん断面積を大きくすることができ、ねじり強度の向上を図ることができる。しかも、凸部の周方向厚さが小であるので、圧入荷重を小さくでき、圧入性の向上を図ることができる。このような作用効果は、凸部の高さ方向の中間部において、各々の凸部の周方向厚さの総和を、円周方向に隣接する凸部間の溝幅の総和よりも小さくすることでも同様に達成される。

【 0 0 2 8 】

上記の構成において、前記外側継手部材の前記軸部と前記ハブ輪の内径面との間に、前記軸部の抜けを規制する抜け止め構造を設けてもよい。このようにすれば、抜け止め構造によって、ハブ輪に対して外側継手部材が軸方向に抜けるという事態を防止できるので、両者の安定した連結状態が維持される。

【 0 0 2 9 】

上記の構成において、前記凹凸嵌合構造に軸方向の引き抜き力付与による分離を許容し、前記ハブ輪と前記外側継手部材の前記軸部とをボルト部材を介してボルト固定するようにしてもよい。このようにすれば、ボルト固定を解除して、外側継手部材の軸部に軸方向の引き抜き力を付与すれば、ハブ輪の孔部から外側継手部材を取外することができるので、各部品の修理・点検の作業性（メンテナンス性）の向上を図ることができる。また、ボルト固定することによって、ハブ輪からの外側継手部材の軸方向の抜けが規制され、長期にわたって安定したトルク伝達が可能となる。

【 発明の効果 】

【 0 0 3 0 】

本発明によれば、凹凸嵌合構造の凸部のピッチ円径 P 、凸部径 C 、凹部径 D および嵌合長 L を寸法管理の対象として、 $2L / PDC$ の上限値および下限値を定めている。そのため、ハブ輪と外側継手部材間で必要な結合強度を確保しつつ凹凸嵌合構造の大型化を防止し、さらには車輪用軸受装置の大型化を防止することができる。また、嵌合長 L の下限値を定めることで、凸部と凹部の間でトルク伝達に最低限必要となる嵌合長を得ることができ、凹凸嵌合構造の信頼性が高まる。以上から、本発明によれば、車輪用軸受装置のサイズに応じた最適の凹凸嵌合構造を容易に設計することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 3 1 】

【図 1】車輪用軸受装置の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図 2】(a) は前記車輪用軸受装置の凹凸嵌合構造の半径方向の断面図であって、(b) はその X 部拡大図である。

【図 3】嵌合長 L を説明する凹凸嵌合構造の軸方向の断面図である

【図 4】凸部の P C D を説明する半径方向の断面図である。

【図 5】凹凸嵌合構造の凸部に関する望ましくない形態の説明図である。

【図 6】凹凸嵌合構造の凸部に関する望ましい形態の説明図である。

【図 7】(a) 及び (b) は凹凸嵌合構造の凸部の一例を示す斜視図である。

10

【図 8】前記車輪用軸受装置の組立前における軸受、ハブ輪、および外側継手部材の図である。

【図 9】前記車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 10】前記車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 11】(a) はシール部材として O リングを用いたときの拡大断面図であって、(b) はガスケットを用いたときの拡大断面図である。

【図 12】凹凸嵌合構造の凸部の他例を示す斜視図である。

【図 13】(a) ~ (c) は図 12 (a) ~ (c) の各投影図である。

【図 14】凹凸嵌合構造の凸部の他例を示す斜視図である。

【図 15】(a) 及び (b) は、凹凸嵌合構造の凸部の他例を示す投影図である。

20

【図 16】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 17】図 16 の車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 18】図 16 の車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 19】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 20】図 19 の車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 21】図 19 の車輪用軸受装置の組立方法を示す断面図である。

【図 22】図 19 の車輪用軸受装置における外側継手部材の軸部の端面を示す正面図であって、(a) は全周にわたって形成した外鍔状係止部を、(b) は、周方向に沿って所定ピッチで配設した外鍔状係止部をそれぞれ示す図である。

【図 23】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

30

【図 24】図 23 の車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

【図 25】図 23 の車輪用軸受装置の組立前における外側継手部材の断面図である。

【図 26】図 3 に示した凹凸嵌合構造の凸部に関する他の望ましい形態を示す説明図である。

【図 27】凹凸嵌合構造の凸部に関する他の望ましくない形態を示す説明図である。

【図 28】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 29】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 30】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 31】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 32】図 31 の車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

40

【図 33】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図 34】図 33 の車輪用軸受装置の組立前を示す断面図である。

【図 35】図 33 の車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

【図 36】図 33 の車輪用軸受装置における凹凸嵌合構造の分離工程を示す断面図である。

【図 37】図 33 の車輪用軸受装置における再圧入工程を示す断面図である。

【図 38】(a) 及び (b) は凹凸嵌合構造の凸部の他例を示す断面図である。

【図 39】車輪用軸受装置の他の例の組立前における軸受、ハブ輪、および外側継手部材の断面図である。

【図 40】図 39 の車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

50

【図４１】（ａ）は凹凸嵌合構造の他例を示す断面図であって、（ｂ）はそのＹ部拡大図である。

【図４２】車輪用軸受装置の他の実施形態を示す断面図である。

【図４３】従来の車輪用軸受装置の断面図である。

【発明を実施するための形態】

【００３２】

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

【００３３】

図１に第１実施形態の車輪用軸受装置を示す。この車輪用軸受装置は、ハブ輪１を含む複列の車輪用軸受２と、等速自在継手３とが一体化されてなる。なお、以下の説明において、インボード側とは、車両に取り付けた状態で車両の車幅方向内側となる側を意味し、アウトボード側とは、車両に取り付けた状態で車両の車幅方向外側となる側を意味する。

10

【００３４】

等速自在継手３は、外側継手部材５と、外側継手部材５の内側に配された内側継手部材６と、外側継手部材５と内側継手部材６との間に介在してトルクを伝達する複数のボール７と、外側継手部材５と内側継手部材６との間に介在してボール７を保持するケージ８とを主要な部材として構成される。内側継手部材６はその孔部内径６ａにシャフト１０の端部１０ａを圧入することによりスプライン嵌合してシャフト１０とトルク伝達可能に結合されている。なお、シャフト１０の端部１０ａには、シャフト抜け止め用の止め輪９が嵌合されている。

20

【００３５】

外側継手部材５はマウス部１１と軸部（ステム部とも呼ばれる）１２とからなり、マウス部１１は一端にて開口した椀状で、その内球面１３に、軸方向に延びた複数のトラック溝１４が円周方向等間隔に形成されている。そのトラック溝１４はマウス部１１の開口端まで延びている。内側継手部材６は、その外球面１５に、軸方向に延びた複数のトラック溝１６が円周方向等間隔に形成されている。

【００３６】

外側継手部材５のトラック溝１４と内側継手部材６のトラック溝１６とは対をなし、各対のトラック溝１４、１６で構成されるボールトラックに１個ずつ、トルク伝達要素としてのボール７が転動可能に組み込んである。ボール７は外側継手部材５のトラック溝１４と内側継手部材６のトラック溝１６との間に介在してトルクを伝達する。ケージ８は外側継手部材５と内側継手部材６との間に摺動可能に介在し、外球面８ａにて外側継手部材５の内球面１３と嵌合し、内球面８ｂにて内側継手部材６の外球面１５と嵌合する。なお、この場合の等速自在継手３は、マウス部１１の開口側で外輪トラック溝１４を直線状とし、マウス部１１の奥部側で内側継手部材トラック溝１６をストレートにしたアンダーカットフリー型を示しているが、ツェッパ型等の他のタイプの等速自在継手であってもよい。

30

【００３７】

また、マウス部１１の開口部はブーツ６０にて塞がれている。ブーツ６０は、大径部６０ａと、小径部６０ｂと、大径部６０ａと小径部６０ｂとを連結する蛇腹部６０ｃとからなる。大径部６０ａがマウス部１１の開口部に外嵌され、この状態でブーツバンド６１にて締結される。また、小径部６０ｂがシャフト１０のブーツ装着部１０ｂに外嵌され、この状態でブーツバンド６２にて締結されている。

40

【００３８】

軸受２のハブ輪１は、筒部２０と、筒部２０のアウトボード側の端部に設けられる車輪取り付け用のフランジ２１とを有する。筒部２０の孔部２２は、軸方向中間部の軸部嵌合孔２２ａと、アウトボード側のテーパ孔２２ｂと、インボード側の大径孔２２ｃとを備える。軸部嵌合孔２２ａにおいて、後述する凹凸嵌合構造Ｍを介して外側継手部材５の軸部１２とハブ輪１とが結合される。また、軸部嵌合孔２２ａと大径孔２２ｃとの間には、テーパ部（テーパ孔）２２ｄが設けられている。このテーパ部２２ｄは、外側継手部材５の軸部１２の軸端側に向けて縮径している。テーパ部２２ｄのテーパ角度 $\theta 2$ （図８参照）

50

は、例えば $15^{\circ} \sim 75^{\circ}$ とされる。

【0039】

ハブ輪 1 のインボード側の外周面には、小径の段差部 23 が形成される。この段差部 23 に内輪 24 を嵌合することで複列の内側軌道面（インナレース）28, 29 を有する内方部材が構成される。複列の内側軌道面のうち、アウトボード側の内側軌道面 28 はハブ輪 1 の外周面に形成され、インボード側の内側軌道面 29 は、内輪 24 の外周面に形成されている。軸受 2 は、この内方部材と、内方部材の外径側に配置され、内周に複列の外側軌道面（アウトレース）26, 27 を有する外方部材 25 と、外方部材 25 のアウトボード側の外側軌道面 26 とハブ輪 1 の内側軌道面 28 との間、および外方部材 25 のインボード側の外側軌道面 27 と内輪 24 の内側軌道面 29 との間に配置された転動体 30 として

10

【0040】

この車輪用軸受 2 は、ハブ輪 1 のインボード側の円筒状端部を加締め、加締めによって形成された加締め部 31 で内輪 24 を押圧することによって軸受内部に予圧を付与する構造である。これによって、内輪 24 をハブ輪 1 に固定することができる。ハブ輪 1 の端部に形成した加締め部 31 で軸受 2 に予圧を付与した場合、外側継手部材 5 のマウス部 11 で予圧を付与する必要がない。従って、予圧量を考慮せずに外側継手部材 5 の軸部 12 を圧入することができ、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 との連結性（組み付け性）の向上を図ることができる。図 1 に示す実施形態では、マウス部 11 をハブ輪 1 の端部（本実施形態では加締め部 31）と非接触にしており、これに対応して、軸方向で対向する、ハブ輪 1 の加締め部 31 とマウス部 11 のバック面 11a との間に隙間 98 が設けられる。マウス部 11 とハブ輪 1 を非接触とすることで、両者の接触による異音の発生を防止することができる。

20

【0041】

ハブ輪 1 のフランジ 21 にはボルト装着孔 32 が設けられて、ホイールおよびブレーキロータをこのフランジ 21 に固定するためのハブボルト 33 がこのボルト装着孔 32 に装着される。ハブ輪 1 には、図 43 に示す従来の車輪軸受装置のハブ輪に設けられていたパイロット部 165 が設けられていない。

30

【0042】

凹凸嵌合構造 M は、図 2 (a), (b) に示すように、例えば、軸部 12 のアウトボード側の端部の外周面に設けられた軸方向に延びる複数の凸部 35 と、ハブ輪 1 の孔部 22 の内径面（本実施形態では、軸部嵌合孔 22a の内径面 37）に形成される複数の凹部 36 とで構成される。凸部 35 と凹部 36 とは、周方向全周にわたってタイトフィットしている。

【0043】

この場合、各凸部 35 は、図 2 (b) に示すように、その断面が凸アール状の頂部を有する三角形状（山形状）であり、各凸部 35 の凹部 36 との嵌合領域は、図 2 (b) に示す範囲 A である。断面における凸部 35 の円周方向両側の中腹部から頂部に至る範囲で各凸部 35 と凹部 36 が嵌合している。周方向の隣り合う凸部 35 間において、ハブ輪 1 の内径面 37 よりも内径側に隙間 40 が形成されている。

40

【0044】

図 7 (a) に示すように、凸部 35 は、その圧入開始側の端面 35a の縁に丸みのない角部 39 を有する。ここで、「角部 39」とは、端面 35a と凸部 35 の側面 35b とが交わることによって構成された山形の稜（多面体の隣り合った二つの面が交わってなす辺）を意味する。よって、角部に C 面取りを施したものは除外されることとなるが、肉眼で C 面取りがないと認められても、微視的に観察すれば C 面取り状のものが形成されていると認められる場合がある。また、角部は「丸みのない」ものとするが、同様に肉眼では確

50

認できなくとも、微視的にはR面取り状のものが形成されていると認められる場合がある。以上の事情から、本発明において、0.1mm以下のR面取りあるいは0.1mm以下のC面取りが形成された角部は、「丸みのない角部」に含まれるものとする。例えばモジュール0.48で歯数58枚の雄スプライン41を構成した場合に、R面取りの場合ではR0.02~0.05mm程度のもの、C面取りの場合ではC0.02~0.05mm程度のものは「丸みのない角部」に含める。ここで、モジュールとは、後述する凸部35のピッチ円径PCDを凸部35の歯数Zで割ったものである。

【0045】

凸部35としては、図7(b)に示すようにその頂部が平坦面44で形成されたものも使用することができる。

10

【0046】

図1に示すように、外側継手部材5の軸部12の端部とハブ輪1の内径面37との間に軸部の抜けを規制するための抜け止め構造M1が設けられている。この抜け止め構造M1は、外側継手部材5の軸部12の端部からアウトボード側に延びてテーパ孔22bと軸方向で係合するテーパ状係止片65で構成される。テーパ状係止片65は、インボード側からアウトボード側に向かって拡径するリング状体からなり、その外周面65aの少なくとも一部がテーパ孔22bに圧接もしくは接触している。

【0047】

この車輪用軸受装置では、凹凸嵌合構造Mへの異物侵入防止手段Wを、凹凸嵌合構造Mよりもインボード側、及びアウトボード側にそれぞれ設けている。

20

【0048】

インボード側では、図1に示すように、ハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとの間の隙間98にシール部材99が嵌着され、このシール部材99でインボード側の異物侵入防止手段W1が構成されている。隙間98は、ハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとの間から、ハブ輪1の大径孔22cと軸部12との間に至るまで形成される。このように、隙間98のコナ部、すなわちハブ輪1の加締部31と大径部22cとの境界部分にシール部材99を配置し、ハブ輪1の端部とマウス部11の底部との間の隙間98を塞ぐことで、この隙間98からの凹凸嵌合構造Mへの雨水や異物の侵入を防止することができる。シール部材99としては、例えば、図11(a)に示すような市販のOリング等を使用することができる。シール部材99は、ハブ輪1の端部とマウス部11の底部との間に介在可能である限り任意のものが使用可能であり、Oリング以外にも、例えば図11(b)に示すようなガスケット等のようなものも使用可能である。

30

【0049】

図1に示すアウトボード側の異物侵入防止手段W2は、係合部であるテーパ状係止片65と、テーパ孔22bの内径面との間に介在されるシール材(図示省略)とで構成することができる。この場合、テーパ状係止片65にシール材が塗布されることになる。すなわち、塗布後に硬化して、テーパ状係止片65と、テーパ孔22bの内径面の間において密封性を発揮できる種々の樹脂からなるシール材をテーパ状係止片65に塗布すればよい。なお、このシール材としては、この車輪用軸受装置が使用される雰囲気中において劣化しないものが選択される。

40

【0050】

凸部35と凹部36との間にシール材を介在させ、これによって、異物侵入防止手段W(W3)を構成してもよい。この場合、凸部35の表面に、塗布後に硬化して、嵌合接触部位38間において密封性を発揮できる種々の樹脂からなるシール材を塗布すればよい。

【0051】

上記凹凸嵌合構造Mは、以下の手順で得ることができる。

【0052】

先ず、外側継手部材5の軸部12に、この実施形態では転造加工やプレス加工などの塑性加工(転造加工、プレス加工等)を用いて、軸方向に延びた多数の歯を有する雄スプラ

50

イン 4 1 を形成する。図 2 (b) に示すように、雄スプライン 4 1 のうち、歯底 4 1 b を通る円、歯先 4 1 a、および歯先 4 1 a につながる両側面で囲まれた領域が凸部 3 5 となる。なお、雄スプライン 4 1 は、塑性加工以外の切削加工等の加工方法を用いて形成してもよい。

【 0 0 5 3 】

雄スプライン 4 1 は、モジュールを 0 . 5 以下とし、通常使用されるスプラインのモジュールよりも小さい歯とするのが望ましい。これにより、スプライン 4 1 の成形性の向上を図ることができるとともに、雄スプライン 4 1 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a に圧入する際の圧入荷重を小さくすることができる。軸部 1 2 の凸部 3 5 を雄スプライン 4 1 で形成することにより、この種のシャフトにスプラインを形成するための加工設備を活用することができ、低コストに凸部 3 5 を形成することが可能である。

10

【 0 0 5 4 】

次に、凸部 3 5 の圧入開始側の端面を切削加工で仕上げる。この切削加工は、切削工具として突切りバイトを使用し行なうのが望ましく、これにより切れ味の良い加工を行なうことができ、バリの発生が少ない。特に、塑性加工によって凸部 3 5 を形成した場合は、圧入開始側の端部が、塑性変形に特有のダレの発生により、いびつな形状となる場合がある。その一例として、図 5 は、凸部 3 5 における圧入開始側の端面に向けて軸方向に塑性流動が生じた結果、端部 3 5 d がいびつな形状となった状態を示している。すなわち、端部 3 5 d の端面 3 5 1 が、径方向外側へ行くにしたがって圧入開始端側へ傾斜し、端部周面 3 5 2 が端面に向けて縮径した状態を示している。この他、状況によっては、圧入開始側の端面が、径方向外側へ行くにしたがって圧入方向とは反対側へ傾斜したり、端部周面が端面に向けて拡径することもある。このように凸部 3 5 の圧入開始側の端部 3 5 d がいびつな形状となっていると、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に対する圧入の際に、端縁による高い切り込み作用を得難く、凸部 3 5 による凹部 3 6 の成形性が悪化すると共に、圧入荷重が増大し、場合によっては凸部 3 5 に欠けが生じるおそれもある。

20

【 0 0 5 5 】

これに対し、図示の実施形態では、図 6 に示すように、凸部 3 5 の圧入開始側の端面を切削加工で仕上げることににより、図に斜線で示すいびつな端部 3 5 d を除去する。これによって、圧入開始側端面が切削面となり、圧入開始側端面に、図 7 (b) に示すように、丸みがなく且つ他方に切り込み可能な角部 3 9 を形成することができる。この丸みのない角部 3 9 によって、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に対する圧入の際に、高い切り込み作用が得られ、圧入荷重を低く抑えることができる。この圧入開始側の端面仕上げのために除去すべき端部の範囲は、いびつな部分を除去でき、凹凸嵌合構造 M の機能上必要な凸部 3 5 の長さを維持するように決められ、軸方向に 3 mm 以上の長さとするのが望ましい。

30

【 0 0 5 6 】

また、図 8 にクロスハッチングで示すように、軸部 1 2 の外径面に熱硬化処理を施して硬化層 H を形成する。硬化層 H は、凸部 3 5 の全体および歯底 4 1 b も含めて円周方向に連続して形成される。なお、硬化層 H の軸方向の形成範囲は、少なくとも雄スプライン 4 1 のアウトボード側の端縁から、外側継手部材 5 のマウス部 1 1 の底壁の内径部に至るまでの連続領域を含んだ範囲とする。熱硬化処理としては、高周波焼入れや浸炭焼入れ等の種々の熱処理を採用することができる。ここで、高周波焼入れとは、高周波電流の流れているコイル中に焼入れに必要な部分を入れ、電磁誘導作用により、ジュール熱を発生させて、伝導性物体を加熱する原理を応用した焼入れ方法である。また、浸炭焼入れとは、低炭素材料の表面から炭素を浸入 / 拡散させ、その後に焼入れを行う方法である。

40

【 0 0 5 7 】

その一方、ハブ輪 1 の内径側は未焼き状態に維持される。すなわち、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面 3 7 は熱硬化処理を行わない未硬化部（未焼き状態）とする。外側継手部材 5 の軸部 1 2 の硬化層 H とハブ輪 1 の未硬化部との硬度差は、HRC で 20 ポイント以上とする。例えば、硬化層 H の硬度を 50 HRC から 65 HRC 程度とし、未硬化部の硬度を 10 HRC から 30 HRC 程度とする。ハブ輪 1 の内径面 3 7 のうち、少なくとも軸部嵌

50

合孔 2 2 a の内径面 3 7 が未硬化部であれば足り、その他の内径面には熱硬化処理を施しても構わない。また、上記硬度差が確保されるのであれば、「未硬化部」とすべき上記領域に熱硬化処理を施してもよい。

【 0 0 5 8 】

この際、凸部 3 5 の高さ方向の中間部を、凹部形成前のハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 の内径面 3 7 の位置に対応させる。すなわち、図 8 に示すように、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 の内径寸法 D 4 を、雄スプライン 4 1 の凸部 3 5 の最大外径寸法（雄スプライン 4 1 の歯先 4 1 a をとおる外接円の直径寸法）D 5 よりも小さく、雄スプライン 4 1 の歯底を結ぶ円の直径寸法 D 6 よりも大きくなるように設定する（ $D 6 < D 4 < D 5$ ）。この場合、図 7（b）に示すように、丸みのない角部 3 9 は、凸部 3 5 の端面 3 5 a の縁のうち、凹部 3 6 を形成する部位に配置される（軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 よりも外径側に丸みのない角部 3 9 が形成される）。凸部 3 5 の端面 3 5 a の縁のうち、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面よりも内径側の領域には、丸みを形成してもよい。

10

【 0 0 5 9 】

図 8 に示すように、軸部 1 2 の端面 1 2 a には、その外周縁部から前記テーパ状係止片 6 5 を構成するための短円筒部 6 6 が軸方向に沿って突出して形成される。短円筒部 6 6 の外径寸法 D 7 は孔部 2 2 の嵌合孔 2 2 a の内径寸法 D 4 よりも小さく設定されている。この短円筒部 6 6 は、後述するように、軸部 1 2 のハブ輪 1 の孔部 2 2 への圧入時の調芯部材として機能する。

【 0 0 6 0 】

次いで、外側継手部材 5 の軸部 1 2 の付け根部（マウス部側）に O リング等のシール材 9 9 を外嵌し、ハブ輪 1 の軸心と等速自在継手 3 の外側継手部材 5 の軸心とを合わせた状態で、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に外側継手部材 5 の軸部 1 2 を圧入する。この際、軸部 1 2 のうち、雄スプライン部 4 1 および短円筒部 6 6 を含むアウトボード側領域の外径面に予めシール材を塗布しておく。上記のように、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入方向に沿って縮径するテーパ部 2 2 d を形成しているので、このテーパ部 2 2 d が圧入開始時のハブ輪孔部 2 2 と軸部 1 2 との芯出しを行なう。また、軸部嵌合孔 2 2 a の内径寸法 D 4、凸部 3 5 の最大外径寸法 D 5、および雄スプライン 4 1 の歯底の最小外径寸法 D 6 とが前記のような関係であるので、軸部 1 2 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a に圧入することにより、この凸部 3 5 がハブ輪 1 のインボード側端面の内径部に食い込み、ハブ輪 1 の肉を切り込む。軸部 1 2 を押し進めることで、ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 が凸部 3 5 で削り取られ、又は押出されて、内径面 3 7 に軸部 1 2 の凸部 3 5 に対応した形状の凹部 3 6 が形成される。この際、凸部 3 5 の端面 3 5 a の縁に丸みのない角部 3 9 が形成されているので、凸部 3 5 によるハブ輪 1 の切り込みがスムーズに行われ、圧入荷重の増大を防止することができる。また、軸部 1 2 の凸部 3 5 の硬度をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 よりも 2 0 ポイント以上高くしているので、ハブ輪 1 の内径面 3 7 への凹部形成が容易となる。また、軸部側の硬度を高くすることで、軸部 1 2 の捩り強度を向上させることができる。

20

30

【 0 0 6 1 】

この圧入工程を経ることによって、図 2（a）、（b）に示すように、軸部 1 2 の凸部 3 5 で、これに嵌合する凹部 3 6 が形成される。凸部 3 5 が、ハブ輪 1 の内径面 3 7 に食い込んでいくことによって、孔部 2 2 が僅かに拡径した状態となり、凸部 3 5 の軸方向の移動を許容する。その一方で、軸方向の移動が停止すれば、内径面 3 7 が元の径に戻ろうとして縮径することになる。言い換えれば、凸部 3 5 の圧入時にハブ輪 1 が外径方向に弾性変形し、この弾性変形分の予圧が凸部 3 5 のうち、凹部 3 6 と嵌合する部分の表面に付与される。このため、凹部 3 6 は、その軸方向全体にわたって凸部 3 5 の表面と密着する。これによって凹凸嵌合構造 M が構成される。凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合部 3 8 には、シール材が介在しているので、この嵌合部 3 8 への異物の侵入防止を図ることができる。

40

【 0 0 6 2 】

また、軸部 1 2 の圧入に伴い、ハブ輪 1 側で塑性変形が生じるため、凹部 3 6 の表面に

50

は加工硬化が生じる。このため、凹部 3 6 側のハブ輪 1 の内径面 3 7 が硬化して、回転トルク伝達性の向上を図ることができる。

【 0 0 6 3 】

図 8 に示すように、テーパ部 2 2 d は、軸部 1 2 の圧入を開始する際のガイドとして機能させることができる。そのため、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に対して外側継手部材 5 の軸部 1 2 を、芯ずれを生じさせることなく圧入させることができる。また、短円筒部 6 6 の外径 D 7 を、孔部 2 2 の嵌合孔 2 2 a の内径寸法 D 4 よりも小さく設定しているので、短円筒部 6 6 を調芯部材として機能させることができ、芯ずれを防止しつつ軸部 1 2 をハブ輪 1 に圧入することができ、より安定した圧入が可能となる。

【 0 0 6 4 】

図 1 に示すように、凹凸嵌合構造 M は、極力、軸受 2 の軌道面 2 6、2 7、2 8、2 9 の内径側を避けて配置することが求められる。特にインナレース 2 8、2 9 上における接触角が通る線との交点の内径側を避け、これらの交点の間の軸方向領域に凹凸嵌合構造 M を形成することが望まれる。これにより、軸受軌道面におけるフープ応力の発生を抑えることができる。従って、転がり疲労寿命の低下、クラック発生、及び応力腐食割れ等の軸受の不具合発生を防止することができ、高品質な軸受を提供することができる。

【 0 0 6 5 】

図 3 3 等 に示すように、外側継手部材 5 の軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入する際には、外側継手部材 5 のマウス部 1 1 の外径面に、段差面 G を設け、仮想線で示す圧入用治具 K をこの段差面 G に係合させて、この圧入用治具 K から段差面 G に圧入荷重（軸方向荷重）を付与すればよい。この時、凸部 3 5 の形状精度を管理することに加え、圧入用治具 K の圧入ストロークを精度よく管理することで、凹凸嵌合構造 M における後述の嵌合長 L を高精度化することができる。なお、段差面 G としては周方向全周に設けても、周方向に沿って所定ピッチで設けてもよい。使用する圧入用治具も、これらの段差面 G の形状に対応して軸方向荷重を付与できるものであればよい。

【 0 0 6 6 】

図 9 に示すように、凹凸嵌合構造 M を介して外側継手部材 5 の軸部 1 2 とハブ輪 1 とが一体化された状態では、短円筒部 6 6 が嵌合孔 2 2 a からアウトボード側に突出する。

【 0 0 6 7 】

この短円筒部 6 6 は、治具 6 7 を使用して拡径方向に塑性変形される。治具 6 7 は、円柱状の本体部 6 8 と、この本体部 6 8 の先端部に連設される円錐台部 6 9 とを備える。治具 6 7 の円錐台部 6 9 は、その傾斜面 6 9 a の傾斜角度がテーパ孔 2 2 b の傾斜角度と略同一され、かつ、その先端の外径が短円筒部 6 6 の内径と同一乃至僅かに短円筒部 6 6 の内径よりも小さい寸法に設定されている。治具 6 7 の円錐台部 6 9 を、テーパ孔 2 2 b を介してアウトボード側から嵌入することによって矢印 α 方向の荷重を付加し、これによって、図 1 0 に示すように、短円筒部 6 6 に矢印 β 方向の拡径力を付与する。この際、治具 6 7 の円錐台部 6 9 によって、短円筒部 6 6 が外径側に塑性変形し、テーパ孔 2 2 b の内径面に押し付けられる。これに伴い、予め短円筒部 6 6 の外径面に塗布されたシール材がテーパ孔 2 2 b の内径面に密着し、異物侵入防止手段 W 2 を構成する。また、塑性変形した短円筒部 6 6 がテーパ孔 2 2 b の内径面と係合するテーパ状係止片 6 5 となり、軸部 1 2 の抜け止め構造 M 1 を構成する。なお、治具 6 7 により矢印 α 方向の荷重を付加する際には、ハブ輪 1 や等速自在継手 3 等の一部を図示しない固定部材で支持して荷重を受ければよい。短円筒部 6 6 の内径面は軸端側に拡径するテーパ形状でも良い。このような形状にしておけば、鍛造で軸部 1 2 の内径面を成形することが可能となり、コスト低減に繋がる。

【 0 0 6 8 】

また、治具 6 7 の矢印 α 方向の荷重を低減させるため、短円筒部 6 6 に切り欠きを入れても良いし、治具 6 7 の円錐台部 6 9 の円錐面を周方向で部分的に配置するものでも良い。短円筒部 6 6 に切り欠きを入れた場合、短円筒部 6 6 を拡径し易くなる。また、治具 6 7 の円錐台部 6 9 の円錐面を周方向で部分的に配置する場合、短円筒部 6 6 を

10

20

30

40

50

拡径させる部位が円周上の一部になるため、治具 6 7 の押し込み荷重を低減させることができる。

【 0 0 6 9 】

以上に述べた凹凸嵌合構造 M では、凸部 3 5 と凹部 3 6 との嵌合部位 3 8 の全体が密着しているため、径方向及び円周方向においてガタが生じる隙間が形成されない。このため、嵌合部位の全てが回転トルク伝達に寄与し、安定したトルク伝達が可能であり、しかも、異音の発生もない。

【 0 0 7 0 】

また、凹部 3 6 が形成される部材（第 1 の実施形態ではハブ輪 1）には、雌スプライン等を予め形成しておく必要がない。従って、生産性に優れ、かつスプライン同士の位相合わせを必要としないことから組立性の向上を図ることができる。さらに、圧入時の歯面の損傷を回避することができ、安定した嵌合状態を維持できる。また、ハブ輪 1 の内径側は比較的軟らかいため、ハブ輪 1 の凹部は、軸部 1 2 の凸部 3 5 と高い密着性をもって嵌合する。そのため、径方向及び円周方向におけるガタの防止により一層有効となる。

【 0 0 7 1 】

特に、図 5 に示すように、凸部 3 5 に設けた丸みのない角部 3 9 によって、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面 3 7 を切り出す、又は押出すことができるので、圧入荷重の増大を防止できる。

【 0 0 7 2 】

図 3 に示すように、凹凸嵌合構造 M は、凸部 3 5 の圧入開始側端部から、ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a とテーパ部 2 2 d との境界部に至るまでの領域に形成される。凸部 3 5 はこの境界部よりもインボード側まで延びている。本発明では、凹凸嵌合構造 M を設計する際に、凹凸嵌合構造 M における凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合長 L（図 3 参照）の値と、複数の凸部 3 5 のピッチ円径 P C D（図 4 参照）の値とが、それぞれ公差を規定して管理される。ピッチ円径 P C D は、図 4 に示すように、凸部 3 5 のうち、凹部 3 6 に嵌合する領域（嵌合部 3 8）と凹部 3 6 に嵌合しない領域との境界部を通る円 R から凸部 3 5 の歯先 4 1 a に至るまでの距離の中間点を通る円の直径を意味する。

【 0 0 7 3 】

これらの管理項目から、 $Q = 2 L / P C D$ として Q を演算すると、Q が大きくなるほど凹凸嵌合構造 M を含む円筒面が全体的に細長い形状となり、Q が小さくなるほど該円筒面が太く短い形状となる。Q の上限値は、通常、凹凸嵌合構造 M の径寸法が最も小さいときに適用される。凹凸嵌合構造 M の径が小さい場合、嵌合部 3 8 の軸方向長さを長くして必要な結合強度を確保することになる。Q が 1 . 0 程度あれば十分な結合強度が得られるが、これよりも Q が大きくなると、嵌合長 L が長くなりすぎて凹凸嵌合構造 M の大型化（長大化）、延いては軸受装置の大型化を招く。また、材料コストや加工コストも高騰するため、軸受装置の高コスト化を招く。一方、Q の下限値は、通常、凹凸嵌合構造 M の径寸法が大きい場合に適用される。凹凸嵌合構造 M の径寸法が大きい場合、嵌合長 L は短くできるが、0 . 2 を下回ると十分な強度を得ることができない。

【 0 0 7 4 】

以上から、加締部 3 1 と、軸方向で加締部 3 1 に対向する外側継手部材のマウス部 1 1 のバック面 1 1 a とを非接触とした非接触タイプの車輪用軸受装置においては、 $Q = 1 . 0$ に設定するのが望ましい。車輪用軸受装置において、例えば外側継手部材 5 の軸部 1 2 の最小径としては 2 1 . 9 7 4 mm が用いられ、最大径としては 4 1 . 2 0 1 mm が使用される。公差を含めた最小の嵌合長 L を前者で 6 . 4 mm に設定し、後者で 1 2 . 4 mm に設定することにより、Q の値が前者で 0 . 5 8 3、後者で 0 . 6 0 2 となり、前記の範囲を満たすことができる。

【 0 0 7 5 】

凸部 3 5 によって凹部 3 6 を成形する際、凸部 3 5 の圧入開始側端部では、肉の流動が乱れるため、凸部 3 5 間の溝部分への肉の充足が不安定となる。この充足不安定部では凹部 3 6 の成形精度が低下し、そのため凸部 3 5 に対する凹部 3 6 の密着度が悪くなって結

10

20

30

40

50

合強度の低下を招く。また、例えば凸部 35 の圧入を繰り返した場合等には、凸部の圧入開始側端部に摩耗・欠けが生じるおそれもあり、この欠損分でも凸部 35 と凹部 36 の密着度が低下して結合強度の低下を招く。従って、嵌合長 L の設定に際しては、このような充足不安定部や凸部 35 の欠損を考慮に入れて嵌合長 L に余裕を持たせる必要がある。本発明者らの検証によれば、凹凸嵌合構造の嵌合長 L を 4 mm 以上にしておけば、仮に充足不安定部や凸部 35 の欠損が生じたとしても、軸部 12 の軸径によらず、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 との間で十分な結合強度を確保できることが判明した。従って、上記 0.20 $Q = 1.0$ の条件に加え、嵌合長 $L = 4$ mm の条件を追加することで、より安定して必要な結合強度を有する凹凸嵌合構造 M を得ることができる。

【0076】

また、本発明では、図 4 に示すように、各凸部 35 のピッチ円 (PCD) 上において、径方向線 (半径線) と凸部側面 35b とが成す角度 θ を $0^\circ < \theta < 45^\circ$ の範囲に設定する。これにより、圧入後のハブ輪 1 の拡張量を小さくし、圧入性の向上を図ることができる。これは、凸部 35 を圧入することによって、ハブ輪 1 の孔部 22 が拡張するが、 θ が大きすぎると、圧入時の拡張力が働き易くなるため、圧入終了時におけるハブ輪 1 外径の拡張量が大きくなり、ハブ輪 1 外径部や軸受の内輪 24 外径部の引張応力 (フープ応力) が高くなること、およびトルク伝達時に径方向への分力が大きくなるため、ハブ輪 1 の外径が拡張し、ハブ輪 1 外径部や内輪 24 外径部の引張応力 (フープ応力) が高くなること、等による。これら引張応力 (フープ応力) の増加は、軸受寿命の低下を招く。

【0077】

また、本発明では、凸部 35 の歯数を Z とし、 $0.30 < PCD/Z < 1.0$ にしている。 PCD/Z が小さすぎる場合、凹部 36 を形成すべき部材 (例えばハブ輪 1) に対する凸部 35 の圧入代の適用範囲が非常に狭く、寸法公差も狭くなるため、圧入が困難となる。また、ハブ輪 1 の孔部 22 と継手外輪 5 の軸部 12 との芯出しが難しく、圧入時に少しでも傾きが出た場合、圧入した凸部全域が他方に食い込むおそれがある。 PCD/Z が 1.0 以上の場合、1 つの凸部 35 で加工する体積 (除体積) が大きくなるため、凸部 35 による凹部 36 の成形性が悪化し、圧入荷重も高くなる。

【0078】

特に、 $20^\circ < \theta < 35^\circ$ とするとともに、 $0.33 < PCD/Z < 0.7$ とすることによって、凸部 35 において材料に特殊鋼や表面処理を用いなくても、また、鋭利な形状にしなくても、一般的な機械構造用鋼を用いて圧入時に凸部 35 による凹部 36 の成形が可能となり、圧入後のハブ輪の外径の拡張量を低く抑えることが出来る。しかも、 θ を 20° 以上とすることにより、軸部 12 側に凸部 35 を設ける場合、転造加工による凸部 35 の成形が可能となる。

【0079】

図 2 (a), (b) に示す雄スプライン 41 では、一例として、凸部 35 のピッチと凹部 36 のピッチとが同一値に設定されている。このため、図 2 (b) に示すように、凸部 35 の高さ方向の中間部において、凸部 35 の周方向厚さ L_3 と、隣接する凸部間の溝幅 L_4 とがほぼ同一となっている。

【0080】

これに対して、図 38 (a) に示すように、凸部 35 の高さ方向の中間部において、凸部 35 の周方向厚さ L_5 を、隣接する凸部間の溝幅 L_6 よりも小さくしてもよい。換言すれば、凸部 35 の高さ方向の中間部において、軸部 12 側の凸部 35 の周方向厚さ (歯厚) L_5 を、ハブ輪 1 側の突出部分 43 の周方向厚さ (歯厚) L_6 よりも小さくする。

【0081】

各凸部 35 において上記関係を満たすことにより、軸部 12 側の凸部 35 の周方向厚さ L_5 の総和 $\Sigma (B_1 + B_2 + B_3 + \dots)$ を、ハブ輪 1 側の突出部分 43 の周方向厚さの総和 $\Sigma (A_1 + A_2 + A_3 + \dots)$ よりも小さく設定することが可能となる。これによって、ハブ輪 1 側の突出部分 43 のせん断面積を大きくすることができ、ねじり強度を確保することができる。しかも、凸部 35 の歯厚が小であるので、圧入荷重を小さくでき

10

20

30

40

50

、圧入性の向上を図ることができる。

【0082】

この場合、全ての凸部35と突出部分43について、 $L5 < L6$ の関係を満足させる必要はなく、周方向厚さの総和がハブ輪1側の突出部分43における周方向厚さの総和よりも小さくなる限り、一部の凸部35と突出部分43については、 $L5 = L6$ とし、あるいは $L5 > L6$ に設定することができる。

【0083】

図38(a)では、凸部35を断面台形に形成しているが、図38(b)に示すように、インポリュート形状の断面に形成することもできる。

【0084】

以上の実施形態では、ハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとを比接触にした場合を例示しているが、図42に示すように、ハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとを当接させてもよい。この場合、外側継手部材5の軸部12の位置決めが行われるので、車輪軸受装置の寸法精度が安定すると共に、凹凸嵌合構造Mの嵌合部38の軸方向長さを安定化させて、トルク伝達性の向上を図ることができる。このようにハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとを当接させる場合、両者の接触面圧は100MPa以下とするのが望ましい。接触面圧が100MPaを超えると、大トルク負荷時に外側継手部材5とハブ輪1との挟れ量に差が生じ、この差によって接触部に急激なスリップが生じて異音を発生するおそれがあるからである。従って、接触面圧を100MPa以下とすることで、異音の発生を防止して静粛な車輪用軸受装置を提供することができる。

【0085】

このようにハブ輪1の加締部31とマウス部11のバック面11aとを接触させた場合、両者を非接触にする場合に比べて、トルク負荷時のモーメント荷重に対する軸受装置の強度が増す。この場合、凹凸嵌合構造Mの必要強度も小さくできる。そのため非接触タイプに比べて、 $Q (= 2L / PCD)$ の値、特に上限値を非接触タイプよりも小さくすることができる。本発明者らの検証により、凸部35のピッチ円径PCDと、凹凸嵌合構造Mにおける凸部35と凹部36の嵌合長Lとを寸法管理の対象として、両者を $0.20 \leq Q \leq 0.84$ の関係を満たすようにすれば、ハブ輪1と外側継手部材5との間で必要な結合強度を確保しながらコンパクトな凹凸嵌合構造Mを提供できることが判明した。凹凸嵌合構造Mの嵌合長Lは、上記と同様の理由から4mm以上とする。この場合の嵌合長Lは、凸部35の形状精度を管理することに加え、適当な基準面(例えばハブ輪1のフランジ部21のアウトボード側端面)と加締め部31の端面との間の距離を管理することで精度良く得ることができる。

【0086】

図1に示す車輪用軸受装置では、外側継手部材5の軸部12の端部からアウトボード側に延びるテーパ状係止片65をテーパ孔22bの内径面に圧接もしくは接触させることで、外側継手部材5の軸部12の端部とハブ輪1の内径面37との間に軸部12の抜け止め構造M1を設けている。この抜け止め構造M1によって、ハブ輪1からの外側継手部材5の軸部12のインボード側への抜けを防止し、安定した連結状態を維持することができる。また、抜け止め構造M1がテーパ状係止片65であるので、従来のようなねじ締結を省略できる。このため、軸部12にハブ輪1の孔部22から突出するねじ部を形成する必要がなく、軽量化を図ることができるとともに、ねじ締結作業を省略でき、組立作業性の向上を図ることができる。しかも、テーパ状係止片65では、外側継手部材5の軸部12の一部を拡径させればよく、抜け止め構造M1の形成を容易に行うことができる。なお、外側継手部材5の軸部12のアウトボード側への移動は、軸部12をさらに圧入する方向への押圧力が必要であり、外側継手部材5の軸部12のアウトボード側への位置ズレは生じにくく、かつ、たとえこの方向に位置ズレしたとしても、外側継手部材5のマウス部11の底部がハブ輪1の加締部31に当接するので、ハブ輪1から外側継手部材5の軸部12が抜けることがない。

10

20

30

40

50

【0087】

また、以上に述べた車輪用軸受装置では、凹凸嵌合構造Mのインボード側およびアウトボード側にそれぞれ異物侵入防止手段W1、W2を設けているので、凹凸嵌合構造Mへの軸方向両端側からの雨水や異物の侵入が防止され、凸部35と凹部36との密着性を長期間安定して維持することが可能となる。

【0088】

軸部12に形成される凸部35として、図12(a)～図12(c)に示すように、凸部35の圧入開始側の端面35aの頂部に切欠部53を設けたものも使用することができる。図12(a)はC面取りで形成した切欠部53(図13(a)参照)、図12(b)はR面取りで形成した切欠部53(図13b参照)を例示している。この他、図12(c)及び図13(c)に示すように、外径側の一つのコーナ部にC面取り状の切欠部53を形成してもよい。なお、図12(a)および(b)の構成では、端面35aのうち、切欠部53を除く両斜辺に丸みのない角部39を構成することができ、図12(c)の構成では、切欠部53を除く両斜辺および頂辺に丸みのない角部39を構成することができる。これらに加えて、切欠部53の縁に丸みのない角部39を構成してもよい。

10

【0089】

このように切欠部53を設けることによって、圧入時等における凸部35の圧入開始側の端面35aにおいて、頂部の欠けや変形等の損傷を防止することができる。このため、雄スプライン41の取扱いが容易となり、凸部35の圧入開始端において保護対策を別途施す必要がなく、管理工数を削減できて低コスト化を図ることができる。しかも、凸部35に硬度をあげるための焼入れ処理を行う場合、焼き割れの発生を防止することもできる。

20

【0090】

切欠部53を設けた場合、図13(a)～(c)に示すように、切欠部53の径方向長さa、すなわち凸部35の頂部54から切欠部53の反頂部側の端縁53aまでの径方向長さaは、ハブ輪1に対する凸部35の圧入代を Δd (図8の軸部12の最大外径寸法D5と、ハブ輪1の軸部嵌合孔22aの内径寸法D4との径差($D5 - D4$)で表される)として、 $0 < a < \Delta d / 2$ の範囲に設定される。これは、図12(a)～(c)に示すTUVWの平面上に凸部35を投影したとき、図13(a)～(c)に示すように、ハブ輪1の内径面37よりも外径側に、切欠部53の反頂部側の端縁53aが存在することを意味する。この場合、丸みのない角部39が内径面37よりも外径側に形成されるので、内径面37を確実に切り込むことができる。具体的には、切欠部53の径方向長さaは0.3mm以下とするのが好ましい。図12(a)および図12(c)に示すC面取りの傾斜角度や、図12(b)に示すR面取りの曲率半径は、 $0 < a < \Delta d / 2$ の関係式を満たす範囲で任意に設定できる。

30

【0091】

図13(a)～(c)では、軸方向の断面において凸部35の圧入開始側端面35aと軸線とがなす交差角を 90° としているが、図14と図15(a)に示すように、交差角 θ_3 を 90° よりも小さくし、あるいは図15(b)に示すように、 θ_3 を 90° よりも大きく設定することも可能である。

40

【0092】

この交差角 θ_3 は、 $50^\circ \leq \theta_3 \leq 110^\circ$ の範囲に設定するのが望ましい。交差角 θ_3 が 50° 未満では、圧入荷重が増大すると共に、凹凸嵌合構造Mの成形性が悪化し、交差角 θ_3 が 110° を越えれば、端面35aが圧入方向側へ傾斜しすぎて凸部35に欠けが生じるおそれがあるからである。より好ましくは、交差角 θ_3 を $70^\circ \leq \theta_3 \leq 110^\circ$ の範囲に設定する。

【0093】

図16に、抜け止め構造M1の他の構成例を示す。この車輪用軸受装置では、軸部12に図8に示す短円筒部66を形成せず、軸部12の中実状の一端部に外径方向へ突出するテーパ状係止片70を設けて軸部12の抜け止め構造M1を構成している。

50

【 0 0 9 4 】

このテーパ状係止片 7 0 は、図 1 7 に示す治具 7 1 を使用して形成することができる。治具 7 1 は、円柱状の本体部 7 2 と、この本体部 7 2 の先端部に連設される円筒部 7 3 とを備え、円筒部 7 3 の先端にくさび部 7 5 が形成されている。くさび部 7 5 を軸部 1 2 のアウトボード側の端部に打ち込めば(矢印 α 方向の荷重を付加すれば)、図 1 8 に示すように、軸部 1 2 の軸端の外径側領域が外径側に塑性変形する。これによって、テーパ状係止片 7 0 が形成され、テーパ状係止片 7 0 の少なくとも一部がテーパ孔 2 2 b の内径面に圧接もしくは接触することになる。このため、図 1 等 に示すテーパ状係止片 6 5 と同様に、ハブ輪 1 からの軸部 1 2 の抜けを確実に防止することができる。テーパ状係止片 7 0 の外径面とテーパ孔部 2 2 b の内径面との間にシール材を介在させて異物侵入防止手段 W 2 を構成することもできる。

10

【 0 0 9 5 】

図 1 9 に、抜け止め構造 M 1 の他の構成例を示す。この抜け止め構造 M 1 は、軸部 1 2 の一部を外径方向へ突出するように加締めることによって、外鍔状係止片 7 6 を構成したものである。ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a とテーパ孔 2 2 b との間に段付面 2 2 e を介在させ、この段付面 2 2 e に外鍔状係止片 7 6 を圧接もしくは接触させている。

【 0 0 9 6 】

この外鍔状係止片 7 6 は、図 2 0 に示す治具 7 7 を使用して形成することができる。この治具 7 7 は円筒体 7 8 を備える。円筒体 7 8 の外径 D 8 を軸部 1 2 の端部の外径 D 1 0 よりも大きく設定するとともに、円筒体 7 8 の内径 D 9 を軸部 1 2 の端部の外径 D 1 0 より小さく設定している。

20

【 0 0 9 7 】

このため、この治具 7 7 と外側継手部材 5 の軸部 1 2 との軸心を合わせ、この状態で治具 7 7 の端面 7 7 a によって、軸部 1 2 の端面 1 2 a に矢印 α 方向に荷重を付加すれば、図 2 1 に示すように、軸部 1 2 の端面 1 2 a の外周側が圧潰して、外鍔状係止片 7 6 を形成することができる。

【 0 0 9 8 】

この外鍔状係止片 7 6 が段付面 2 2 e と軸方向で係合することにより、図 1 等 に示すテーパ状係止片 6 5 と同様に、ハブ輪 1 からの軸部 1 2 の抜けを確実に防止することができる。外鍔状係止片 7 6 と段付面 2 2 e との間にシール材を介在させて、異物侵入防止手段 W 2 を構成してもよい。

30

【 0 0 9 9 】

外鍔状係止片 7 6 は、図 2 2 (a) に示すように、環状に連続して形成する他、図 2 2 (b) に示すように、複数の外鍔状係止片 7 6 を周方向に沿って所定ピッチで間欠配置してもよい。図 2 2 (b) に示す外鍔状係止片 7 6 は、押圧部が周方向に沿って所定ピッチ(例えば、90°ピッチ)で配設された治具を使用することによって形成することができる。

【 0 1 0 0 】

ハブ輪 1 に対して外側継手部材 5 の軸部 1 2 を圧入する際には、図 2 3 および図 2 4 に示すように、凸部 3 5 の切り出しまたは押し出し作用で凹部 3 6 から材料がはみ出し、はみ出し部 4 5 が形成される。はみ出し部 4 5 は、凸部 3 5 のうち、凹部 3 6 と嵌合する部分の容積に相当する量が生じる。

40

【 0 1 0 1 】

このはみ出し部 4 5 を放置すれば、これが脱落して車両の内部に入り込むおそれがある。これに対し、図 2 3 および図 2 4 に示すように、軸部 1 2 の外径面に、はみ出し部 4 5 を収納するポケット部 5 0 を形成すれば、はみ出し部 4 5 は、カールしつつポケット部 5 0 内に収納され、保持されるため、はみ出し部 4 5 の脱落を防止して、上記不具合を解消することができる。

【 0 1 0 2 】

ポケット部 5 0 は、例えば軸部 1 2 の雄スプライン 4 1 よりもアウトボード側の外径面

50

に周方向溝 5 1 を設けることによって形成することができる。この場合、硬化層 H は、図 2 5 のクロスハッチングで示すように、ポケット部 5 0 には設けず、雄スプライン 4 1 のアウトボード側の端縁から外側継手部材 5 のマウス部 1 1 の底壁の内径部までの連続領域に形成する。図 2 5 では、硬化層 H をポケット部 5 0 まで到達させていないが、ポケット部にまで硬化層 H を到達させてもよい。この場合でも、外鍔状係止片 7 6 を形成する短円筒部 6 6 には硬化層を形成しない。

【 0 1 0 3 】

ポケット部 5 0 は、軸部 1 2 に対する切削加工、転造加工、プレス加工等によって形成することができる。特に、切削加工によってポケット部 5 0 を形成する場合は、凸部 3 5 の圧入開始側端面の仕上げ加工と共に行なうのが望ましい。これにより、両加工を別個に行なう場合に比し、工程数を減少させ製造コストを低減させることができる。図 2 6 は、図 3 に示す雄スプライン 4 1 を形成した軸部 1 2 に対して、凸部 3 5 の圧入開始側端面の仕上げ加工と、ポケット部 5 0 を設けるための切削加工とを同時に行なった状態を示している。これにより、丸みがなく且つ他方に切り込み可能な角部 3 9 と、ポケット部 5 0 とが形成されている。

【 0 1 0 4 】

なお、軸部 1 2 にポケット部 5 0 を形成した後に転造加工やプレス加工によって雄スプライン 4 1 を形成すると、図 3 について説明したのと同様に、凸部 3 5 における圧入開始側の端部が塑性変形によって、いびつな形状となる場合がある。図 2 7 は、圧入開始側の端面に向けて軸方向に塑性流動が生じた結果、端部 3 5 e がいびつな形状となった状態を示している。すなわち、端部 5 3 e の端面 3 5 3 が、径方向外側へ行くにしたがって圧入開始側へ傾斜し、端部周面 3 5 4 が端面に向けて縮径した状態を示している。このように凸部 3 5 の圧入開始側の端部 3 5 e がいびつな形状となっていると、図 3 に示した場合と同様、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に対する圧入の際に、端縁による高い切り込み作用を得難く、凸部 3 5 による凹部 3 6 の成形性が悪化すると共に圧入荷重が増大し、場合によっては凸部 3 5 に欠けが生じるおそれもある。

【 0 1 0 5 】

これに対して、図 2 6 に示すように、ポケット部 5 0 形成と同時に圧入開始側の端面を切削加工で仕上げることににより、丸みがなく且つ他方に切り込み可能な角部 3 9 を形成することができる。この丸みのない角部 3 9 によって、ハブ輪 1 の孔部に対する圧入の際に、高い切り込み作用が得られ、圧入荷重を低く抑えることができる。

【 0 1 0 6 】

図 2 8 ~ 図 3 0 に、軸部 1 2 の抜け止め構造 M 1 の他の構成例を示す。このうち、図 2 8 はボルトナット結合を用いた抜け止め構造 M 1 を表す。詳細には、軸部 1 2 にねじ軸部 8 0 を連設し、このねじ軸部 8 0 にナット部材 8 1 を螺着して、ナット部材 8 1 を孔部 2 2 の段付面 2 2 e に当接させたものである。図 2 9 は、止め輪 8 5 で軸部 1 2 の抜け止め構造 M 1 を構成したものであり、雄スプライン 4 1 よりもアウトボード側に軸延長部 8 3 を設けるとともに、この軸延長部 8 3 に周方向溝 8 4 を設け、この周方向溝 8 4 に止め輪 8 5 を嵌着している。図 3 0 は、軸部の外径面とハブ輪の内径面との間を溶接して抜け止め構造 M 1 を構成したものであり、軸部 1 2 のアウトボード側の外径面と、ハブ輪 1 の孔部 2 2 のうちアウトボード側の開口部端縁とを溶接にて接合している。

【 0 1 0 7 】

軸部 1 2 の抜け止め構造 M 1 は、図 3 1 に示すように省略することもできる。この場合、図 3 2 に示すように、周方向溝 5 1 は、その雄スプライン 4 1 側の側面 5 1 a が、軸方向に対して直交する平面であり、その反対側の側面 5 1 b は、溝底 5 1 c からアウトボード側に向かって拡径するテーパ面である。周方向溝 5 1 の側面 5 1 b よりもアウトボード側には、調芯用の円盤状の鍔部 5 2 が設けられている。

【 0 1 0 8 】

鍔部 5 2 の外径寸法が嵌合孔 2 2 a の孔径よりも大きいと、鍔部 5 2 自体が嵌合孔 2 2 a に圧入されることになる。この際、芯ずれがあれば、このまま凸部 3 5 がハブ輪 1 に圧

10

20

30

40

50

入され、軸部 12 の軸心とハブ輪 1 の軸心とが合っていない状態で軸部 12 とハブ輪 1 とが連結されることになる。かかる不具合を防止するため、鏝部 52 の外径寸法 D7a (図 32 参照) は、孔部 22 の軸部嵌合孔 22a の孔径 D4 よりも僅かに小さく設定され、鏝部 52 の外径面 52a と孔部 22 の嵌合孔 22a の内径面との間に微小隙間 t が設けられている。その一方で、鏝部 52 の外径寸法が嵌合孔 22a の孔径よりも小さすぎると、調芯用として機能しない。従って、鏝部 52 の外径面 52a と孔部 22 の嵌合孔 22a の内径面との間の微小隙間 t は、0.01mm ~ 0.2mm 程度に設定するのが好ましい。鏝部 52 の外径寸法 D7a を嵌合孔 22a の孔径と同一にしてもよい。

【0109】

このように、ポケット部 50 のアウトボード側に、ハブ輪 1 の孔部 22 との調芯用の鏝部 52 を設けることによって、ポケット部 50 内のはみ出し部 45 の鏝部 52 側への飛び出しがなくなり、はみ出し部 45 をより確実にポケット部 50 内に収納することができる。しかも、鏝部 52 は調芯機能を有するので、芯ずれを防止しつつ軸部 12 をハブ輪 1 に圧入することができる。このため、外側継手部材 5 とハブ輪 1 とを高精度に連結でき、安定したトルク伝達が可能となる。

【0110】

なお、図 31 に示す抜け止め構造 M1 を有しない車輪用軸受装置において、軸部 12 に設けた調芯用の鏝部 52 を省略することもできる。

【0111】

図 33 は外側継手部材 5 の軸部 12 とハブ輪 1 との分離を許容した実施形態を示す。この実施形態では、図 33 と図 34 に示すように、ハブ輪 1 は、筒部 20 と、筒部 20 のアウトボード側の端部に設けられフランジ 21 とを有する。筒部 20 の孔部 22 は、軸方向中間部の軸部嵌合孔 22a と、アウトボード側のテーパ孔 22b とを有し、軸部嵌合孔 22a とテーパ孔 22b との間に、内径方向へ突出する内壁 22g が設けられている。外側継手部材 5 の軸部 12 とハブ輪 1 は、凹凸嵌合構造 M を介して結合されている。内壁 22g のアウトボード側の端面には凹窪部 91 が設けられている。

【0112】

孔部 22 は、軸部嵌合孔 22a よりもインボード側に大径部 86 を有し、軸部嵌合孔 22a よりもアウトボード側に小径部 88 を有する。大径部 86 と軸部嵌合孔 22a との間には、テーパ部 (テーパ孔) 89a が設けられている。このテーパ部 89a は、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 の軸部 12 を結合する際の圧入方向に沿って縮径している。テーパ部 89a のテーパ角度 $\theta 2$ は、例えば $15^\circ \sim 75^\circ$ とされる。なお、軸部嵌合孔 22a と小径部 88 との間にもテーパ部 89b が設けられている。

【0113】

この実施形態では、上記と同様で凹凸嵌合構造 M が構成される。すなわち、軸部 12 に凸部 35 を形成した上で、この軸部 12 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 22a に圧入し、ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 22a の内径面 37 に、凸部 35 と密着嵌合する凹部 36 を形成する。

【0114】

軸部 12 の圧入後には、アウトボード側から軸部 12 のねじ孔 90 にボルト部材 94 を螺着する。ボルト部材 94 は、フランジ付き頭部 94a と、ねじ軸部 94b とからなる。ねじ軸部 94b は、大径の基部 95a と、小径の本体部 95b と、先端側のねじ部 95c とを有する。この場合、内壁 22g に貫通孔 96 が設けられ、この貫通孔 96 にボルト部材 94 の軸部 94b が挿通されて、ねじ部 95c が軸部 12 のねじ孔 90 に螺着される。図 34 に示すように、貫通孔 96 の孔径 d1 は、軸部 94b の大径の基部 95a の外径 d2 よりも僅かに大きく設定される。具体的には、 $0.05\text{mm} < d1 - d2 < 0.5\text{mm}$ 程度とされる。なお、ねじ部 95c の最大外径は、大径の基部 95a の外径と同じか基部 95a の外径よりも僅かに小さい程度とする。

【0115】

このように、ボルト部材 94 を軸部 12 のねじ孔 90 に螺着することによって、ボルト部材 94 の頭部 94a のフランジ部 100 が内壁 22g の凹窪部 91 に当接する。これに

よって、軸部 1 2 のアウトボード側の端面 9 2 とボルト部材 9 4 の頭部 9 4 a とで内壁 2 2 g が挟持され、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 の軸方向の位置決めが行われる。同時に図 3 5 に示すように、軸部 1 2 の小径部 1 2 d の外径面、内壁 2 2 g の端面、およびハブ輪 1 の内径面の小径部 8 8 とで囲まれた空間にポケット部 9 7 が形成される。

【 0 1 1 6 】

図 3 3 では、軸部 1 2 のアウトボード側の端面 9 2 とボルト部材 9 4 の頭部 9 4 a とで内壁 2 2 g を軸方向に挟持することにより、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 との軸方向の位置決めが行われているが、例えば、凹凸嵌合構造 M を構成する軸部 1 2 の凸部 3 5 の軸方向の食い込み深さでもって、ハブ輪 1 に対する外側継手部材 5 の相対的な軸方向位置を管理する場合には、軸部 1 2 のアウトボード側の端面 9 2 と内壁 2 2 g は非接触としてもよい。また、ハブ輪 1 の加締部 3 1 とマウス部 1 1 のバック面 1 1 a とを当接させた場合（図 4 2 参照）には、ボルト部材 9 4 の頭部 9 4 a とマウス部 1 1 のバック面 1 1 a とでハブ輪 1 を挟持してもよい。これにより、軸方向の曲げ剛性が向上して曲げに強くなり、耐久性に優れた高品質な車輪用軸受装置を提供することができる。しかも、この接触によって、圧入時のハブ輪 1 の位置決めも行えるので、車輪用軸受装置の寸法精度の安定化を図ると共に、凹凸嵌合構造 M の軸方向長さを安定化させることができ、トルク伝達性の向上を図ることができる。さらに、この接触によってシール構造を構成できるので、加締部 3 1 側からの異物の侵入を防止することができ、凹凸嵌合構造 M の嵌合状態を長期間安定して維持することができる。

【 0 1 1 7 】

ボルト部材 9 4 の座面 1 0 0 a と内壁 2 2 g との間にシール材（図示省略）を介在させることにより、座面 1 0 0 a と内壁 2 2 g の凹窪部 9 1 の底面との間の密封性を確保することができる。これにより、アウトボード側からの凹凸嵌合構造 M へ雨水や異物の侵入が防止される。シール材としては、かかる密封性を確保できるように、種々の樹脂からなるシール材を選択して塗布すればよい。

【 0 1 1 8 】

軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入していけば、凸部 3 5 で孔部 2 2 の内径面から削り取られたり、押し出されたりした材料がはみ出し部 4 5 となり、図 3 5 に示すように、軸部 1 2 の小径部 1 2 d の外径側に設けられたポケット部 9 7 にカールした状態で収納される。このように、はみ出し部 4 5 を収納するポケット部 9 7 を設けることによって、はみ出し部 4 5 をこのポケット部 9 7 内に保持（維持）することができ、はみ出し部 4 5 が装置外の車両内等へ入り込んだりすることがない。これにより、はみ出し部 4 5 をポケット部 9 7 に収納したままにしておくことができ、はみ出し部 4 5 の除去処理を行う必要がなく、組立作業工数の減少を通じて、組立作業性の向上及びコスト低減を図ることができる。

【 0 1 1 9 】

外側継手部材 5 とハブ輪 1 を分離する際には、図 3 3 に示す状態から、ボルト部材 9 4 を取外した後、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 の間に凹凸嵌合構造 M の嵌合力以上の引抜き力を与えてハブ輪 1 から外側継手部材 5 を引き抜く。この引き抜きは、図 3 6 に示すような治具 1 2 0 を用いて行うことができる。治具 1 2 0 は、基盤 1 2 1 と、この基盤 1 2 1 のねじ孔 1 2 2 に螺合する押圧用ボルト部材 1 2 3 と、軸部 1 2 のねじ孔 9 0 に螺合されるねじ軸 1 2 6 とを備える。基盤 1 2 1 には貫孔 1 2 4 が設けられ、この貫孔 1 2 4 にハブ輪 1 のボルト 3 3 が挿通され、ナット部材 1 2 5 がこのボルト 3 3 に螺合される。この際、基盤 1 2 1 とハブ輪 1 のフランジ 2 1 とが重ね合わされて、基盤 1 2 1 がハブ輪 1 に取り付けられる。

【 0 1 2 0 】

このように、基盤 1 2 1 をハブ輪 1 に取り付けした後、基部 1 2 6 a が内壁 2 2 g からアウトボード側へ突出するように、軸部 1 2 のねじ孔 9 0 にねじ軸 1 2 6 を螺合させる。この基部 1 2 6 a の突出量は、凹凸嵌合構造 M の軸方向長さよりも長く設定される。また、ねじ軸 1 2 6 と、押圧用ボルト部材 1 2 3 とは、同一軸心上に配設される。

【 0 1 2 1 】

その後は、押圧用ボルト部材 1 2 3 をアウトボード側から基盤 1 2 1 のねじ孔 1 2 2 に螺着し、この状態で、矢印方向にボルト部材 1 2 3 を螺進させる。この際、ねじ軸 1 2 6 と、押圧用ボルト部材 1 2 3 とは、同一軸心上に配設されているので、ボルト部材 1 2 3 がねじ軸 1 2 6 をインボード側に押圧する。これによって、外側継手部材 5 がハブ輪 1 に対してインボード側へ移動して、図 3 7 に示すように、ハブ輪 1 から外側継手部材 5 が外れる。

【 0 1 2 2 】

また、ハブ輪 1 から外側継手部材 5 が外れた状態からは、例えば、図 3 4 に示すボルト部材 9 4 を使用して再度、ハブ輪 1 と外側継手部材 5 とを連結することができる。すなわち、図 3 6 のハブ輪 1 から基盤 1 2 1 を取外するとともに、軸部 1 2 からねじ軸 1 2 6 を取外した状態として、図 3 4 のボルト部材 9 4 を貫通孔 9 6 を介して軸部 1 2 のねじ孔 9 0 に螺合させる。この状態では、軸部 1 2 側の雄スプライン 4 1 と、前回の圧入によって形成されたハブ輪 1 の雌スプライン 4 2 との位相を合わせる。

【 0 1 2 3 】

次いで、この状態にて、ボルト部材 9 4 をねじ孔 9 0 に対して螺進させる。これによって、軸部 1 2 がハブ輪 1 内へ嵌入していく。この際、孔部 2 2 が僅かに拡径した状態となっていて、軸部 1 2 の軸方向の進入を許容し、軸方向の移動が停止すれば、孔部 2 2 が元の径に戻ろうとして縮径することになる。これによって、前回の圧入と同様、凸部 3 5 の凹部との嵌合部位の全体が対応する凹部 3 6 に対して密着する凹凸嵌合構造 M が再度構成され、外側継手部材 5 とハブ輪 1 が再結合される。以上に述べたハブ輪 1 と外側継手部材 5 の分離、および再結合は、図 3 6 および図 3 7 に示すように、軸受 2 の外方部材 2 5 を車両のナックルに取り付けたままの状態で行うことができる。

【 0 1 2 4 】

特に、ボルト部材 9 4 をねじ孔 9 0 に対して螺進させる際に、図 3 3 に示すように、ボルト部材 9 4 の基部 9 5 a が、貫通孔 9 6 に対応した状態となる。しかも、図 3 4 に示すように、貫通孔 9 6 の孔径 d_1 は、軸部 9 4 b の大径の基部 9 5 a の外径 d_2 よりも僅かに大きく設定される（具体的には、 $0.05\text{ mm} < d_1 - d_2 < 0.5\text{ mm}$ 程度とされる）ので、ボルト部材 9 4 の基部 9 5 a の外径と、貫通孔 9 6 の内径とが、ボルト部材 9 4 がねじ孔 9 0 を螺進する際のガイドを構成することができ、芯ずれすることなく、軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入することができる。なお、貫通孔 9 6 の軸方向長さが短すぎると、安定したガイド機能を発揮できず、逆に長すぎると、内壁 2 2 g の厚さ寸法が大となって、凹凸嵌合構造 M の軸方向長さを確保できず、かつハブ輪 1 の重量が大となる。貫通孔 9 6 の長さは、以上の事情を勘案して決定する。

【 0 1 2 5 】

なお、図 3 5 に示すように、軸部 1 2 のねじ孔 9 0 の開口部に、開口側に向かって拡開するテーパ部 9 0 a を形成すれば、図 3 6 のねじ軸 1 2 6 や図 3 4 のボルト部材 9 4 をねじ孔 9 0 に螺合させ易くなる。

【 0 1 2 6 】

1 回目（孔部 2 2 の内径面 3 7 に凹部 3 6 を成形する圧入）の圧入では、圧入荷重が比較的大きいので、軸部 1 2 の圧入に際しては、プレス機等を使用する必要がある。これに対して、このような再度の圧入では、圧入荷重が 1 回目の圧入荷重よりも小さいため、プレス機等を使用することなく、安定して正確に軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入することができる。このため、現場での外側継手部材 5 とハブ輪 1 との分離・連結が可能となる。

【 0 1 2 7 】

以上の各実施形態では、軸部 1 2 に雄スプライン 4 1 を形成することで、軸部側に凸部 3 5 を形成した場合を例示しているが、これとは逆に、図 3 9 及び図 4 1 (a) , (b) に示すように、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面に雌スプライン 6 1 を形成することで、ハブ輪 1 側に凸部 3 5 を形成してもよい。この場合、軸部 1 2 に雄スプライン 4 1 を形成した

10

20

30

40

50

場合と同様に、例えば、ハブ輪 1 の雌スプライン 6 1 に熱硬化処理を施し、軸部 1 2 の外径面は未焼き状態とする等の手段で、ハブ輪 1 の凸部 3 5 の硬度を軸部の外径面よりも HRC で 20 ポイント以上硬くする。雌スプライン 6 1 は、公知のブローチ加工、切削加工、プレス加工、引き抜き加工等の種々の加工方法によって、形成することができる。熱硬化処理としても、高周波焼入れ、浸炭焼入れ等の種々の熱処理を採用することができる。凸部 3 5 のうち、圧入開始側の端面の縁には、丸みのない角部 3 9 を形成する。

【0128】

また、図 40 に示すように、ハブ輪 1 に対して外側継手部材 5 の軸部 1 2 を圧入する際に形成されるはみ出し部 4 5 ' を収納するためのポケット部 5 0 ' を設けるのが望ましい。これにより、圧入を円滑に行なうことができると共に、はみ出し部 4 5 ' の破片が移動して軸部 1 2 とハブ輪 1 の大径孔 2 2 c の間に挟まるという事態が生じるのを防止することができる。また、このようにポケット部 5 0 ' ではみ出し部 4 5 ' の破片を收容することで、図 39 に示すように、シール部材 9 9 を軸部 1 2 に取り付ける場合であっても、その破片によるシール部材 9 9 の損傷を防止することができる。

10

【0129】

ポケット部 5 0 ' は、例えばハブ輪 1 の孔部 2 2 における雌スプライン 6 1 よりもインボード側の内径面に周方向溝を設けることによって形成することができる。この場合、硬化層 H は、図 39 のクロスハッチングで示すように、ポケット部 5 0 ' には設けず、雌スプライン 6 1 のインボード側の端縁からアウトボード側のテーパ孔 2 2 b に形成する。図 39 では、硬化層をポケット部 5 0 ' まで到達させていないが、ポケット部にまで硬化層 H を到達させてもよい。

20

【0130】

図 39 及び図 40 は、雌スプライン 6 1 を形成した孔部 2 2 に対して、凸部 3 5 の圧入開始側端面の仕上げ加工と、ポケット部を設けるための切削加工とを同時に行なった状態を示している。これにより、丸みがなく且つ他方に切り込み可能な角部 3 9 と、ポケット部 5 0 ' とが形成されている。この同時加工によれば、両加工を別個に行なう場合に比し、工程数を減少させ製造コストを低減させることができる。

【0131】

その後、軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入すれば、ハブ輪 1 側の凸部 3 5 で、軸部 1 2 の外周面に凸部 3 5 と嵌合する凹部 3 6 が形成され、これによって、凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合部位全体を密着させた凹凸嵌合構造 M が構成される。凸部 3 5 と凹部 3 6 の嵌合部位 3 8 は、図 41 (b) に示す範囲 B である。軸部 1 2 の外周面よりも外径側で、かつ周方向に隣合う凸部 3 5 間には隙間 6 2 が形成される。

30

【0132】

凸部 3 5 の高さ方向の中間部が、凹部形成前の軸部 1 2 の外径面の位置に対応する。すなわち、軸部 1 2 の外径寸法 D 1 1 は、雌スプライン 6 1 の凸部 3 5 の最小内径寸法 D 1 2 (雌スプライン 6 1 の歯先 6 1 a を通る円の直径寸法) よりも大きく、雌スプライン 6 1 の最大内径寸法 D 1 3 (雌スプライン 6 1 の歯底 6 a を通る円の直径寸法) よりも小さく設定される ($D 1 2 < D 1 1 < D 1 3$)。

【0133】

この場合であっても、圧入によってはみ出し部 4 5 ' が形成されるので、このはみ出し部 4 5 ' を収納するポケット部 5 0 ' を設けるのが好ましい。はみ出し部 4 5 ' は軸部 1 2 のインボード側に形成されるので、ポケット部は、凹凸嵌合構造 M よりもインボード側で、かつハブ輪 1 側に設ける。

40

【0134】

このように、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面に凹凸嵌合構造 M の凸部 3 5 を設ける場合、軸部 1 2 側の熱硬化処理を行う必要がないので、等速自在継手 3 の外側継手部材 5 の生産性に優れる、という利点を得られる。

【0135】

この実施形態においても、軸方向で加締部 3 1 に対向する外側継手部材 5 のマウス部 1

50

1のバック面11aと加締め部31とを非接触にし、あるいは両者を接触させることもできる。前者の場合は、凸部35のピッチ円径PCDと、凹凸嵌合構造Mにおける凸部35と凹部36の嵌合長Lとを寸法管理対象として、両者を $0.20 \leq L/PCD \leq 1.0$ の範囲に設定し、後者の場合は $0.20 \leq L/PCD \leq 0.84$ の範囲に設定する。上記と同様の理由から、何れの場合も嵌合長Lは4mm以上にする。

【0136】

以上、本発明の実施形態につき説明したが、本発明は前記実施形態に限定されることなく種々の変形が可能であって、例えば、凸部35の圧入開始側の端面を切削加工で仕上げる工程は、軸部12の外径面又は孔部22の内径面に熱硬化処理を施して硬化層Hを形成する工程の後に行なってもよい。但し、切削が容易であり、切れ味が良く、バリの出にくい切削工具を使用するという点から、凸部35端面の仕上げ工程を熱硬化処理工程の前に行なうのが望ましい。

【0137】

また、凹凸嵌合構造Mの凸部35の断面形状として、図2(b)、および図38(a)(b)に示す形状以外にも、半円形状、半楕円形状、矩形形状等の種々の断面形状を有する凸部35を採用することができ、凸部35の面積、数、周方向配設ピッチ等も任意に変更できる。凸部35は、軸部12やハブ輪11とは別体のキーのようなもので形成することもできる。

【0138】

また、ハブ輪1の孔部22としては円孔以外の多角形孔等の異形孔であってよく、この孔部22に嵌挿する軸部12の端部の断面形状も円形断面以外の多角形等の異形断面であってもよい。さらに、ハブ輪1に軸部12を圧入する際には、凸部35の少なくとも圧入開始側の端面を含む端部領域の硬度が、圧入される側の硬度よりも高ければよく、必ずしも凸部35の全体の硬度を高くする必要がない。図2(b)および図41(b)では、スプラインの歯底と凹部36が形成された部材との間に隙間40, 62が形成されているが、凸部35間の溝の全体を相手側の部材で充足させてもよい。

【0139】

凹部が形成される部材の凹部形成面には、予め、周方向に沿って所定ピッチで配設される小凹部を設けてもよい。小凹部としては、凹部36の容積よりも小さくする必要がある。このように小凹部を設けることによって、凸部35の圧入時に形成されるはみ出し部45の容量を減少させることができるので、圧入抵抗の低減を図ることができる。また、はみ出し部45を少なくできるので、ポケット部50, 50'の容積を小さくでき、ポケット部50, 50'の加工性及び軸部12の強度の向上を図ることができる。なお、小凹部の形状は、三角形状、半楕円状、矩形等の種々のものを採用でき、数も任意に設定できる。

【0140】

以上の実施形態では、軸受2の転動体30としてボールを使用する場合を例示したが、転動体30としては、ボール以外にころを使用することもできる。また、前記実施形態では、本発明を第3世代の車輪用軸受装置に適用しているが、第1世代や第2世代、さらには第4世代の車輪軸受装置にも同様に適用することができる。なお、凸部35を圧入する場合、凹部36が形成される側を固定して、凸部35を形成している側を移動させても、逆に、凸部35を形成している側を固定して、凹部36が形成される側を移動させてもよい。あるいは、両者を移動させてもよい。等速自在継手3において、内輪6とシャフト10とを前記各実施形態に記載した凹凸嵌合構造Mを介して一体化してもよい。

【0141】

なお、軸部12の抜け止め構造M1において、例えば、図29に示すような止め輪85等を使用する場合、軸部12の端部に抜け止め構造M1を設けず、軸部12の付け根部側(マウス側)に設けることもできる。

【0142】

図33に示す実施形態において、ハブ輪1と軸部12とのボルト固定を行うボルト部材

10

20

30

40

50

9 4 の座面 1 0 0 a と、内壁 2 2 g との間に介在されるシール材は、ボルト部材 9 4 の座面 1 0 0 a 側に樹脂を塗布して構成する他、逆に、内壁 2 2 g 側に樹脂を塗布して構成してもよい。また、座面 1 0 0 a 側および内壁 2 2 g 側の双方に樹脂を塗布するようにしてもよい。なお、ボルト部材 9 4 を螺着する際において、ボルト部材 9 4 の座面 1 0 0 a と、内壁 2 2 g の凹窪部 9 1 の底面とが密着性に優れるものであれば、このようなシール材を省略することも可能である。例えば、凹窪部 9 1 の底面を研削すれば、ボルト部材 9 4 の座面 1 0 0 a との密着性が向上するので、シール材の塗布を省略することが可能となる。密着性が確保される限り、凹窪部 9 1 への研削加工を省略し、鍛造肌や旋削仕上げ状態を、そのまま残すこともできる。

【 0 1 4 3 】

10

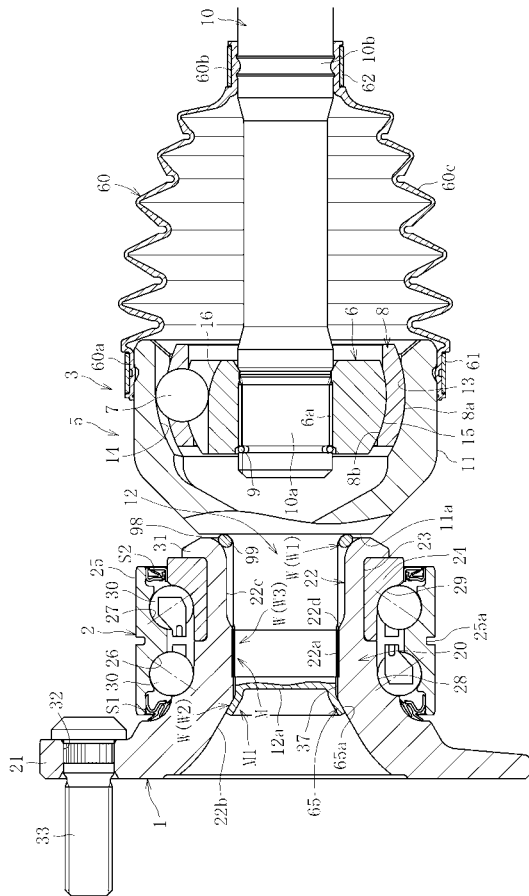
また、ポケット部 5 0 , 5 0 ' の形状は、生じるはみ出し部 4 5 を収納（収容）できるものであれば足り、その形状は問わない。また、ポケット部 5 0 , 5 0 ' の容量は、少なくとも予想されるはみ出し部 4 5 の発生量よりも、大きくする。

【 符号の説明 】

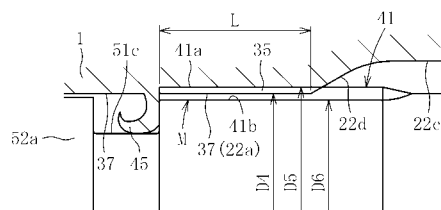
【 0 1 4 4 】

1	ハブ輪	
2	軸受	
3	等速自在継手	
5	外側継手部材	
1 1	マウス部	20
1 1 a	バック面	
1 2	軸部	
2 2	孔部	
2 2 g	内壁	
2 6 , 2 7	外側軌道面（アウトレース）	
2 8 , 2 9	内側軌道面（インナレース）	
3 0	転動体	
3 1	加締部	
3 5	凸部	
3 5 a	凸部端面	30
3 5 b	凸部側面	
3 6	凹部	
3 7	内径面	
3 8	嵌合部位	
3 9	角部	
4 5	はみ出し部	
5 0	ポケット部	
5 2	鐳部	
5 3	切欠部	
9 0	ねじ孔	40
9 4	ボルト部材	
9 4 a	頭部	
9 8	隙間	
9 9	シール部材	
1 0 0 a	座面	
L	嵌合長	
P C D	凸部ピッチ円径	
M	凹凸嵌合構造	
M 1	抜け止め構造	

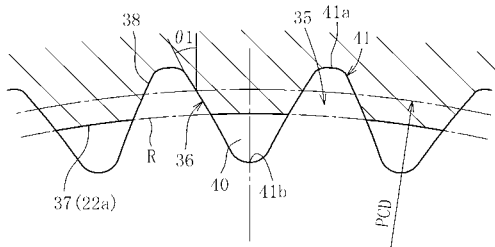
【 図 1 】



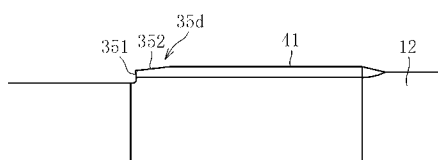
【 図 3 】



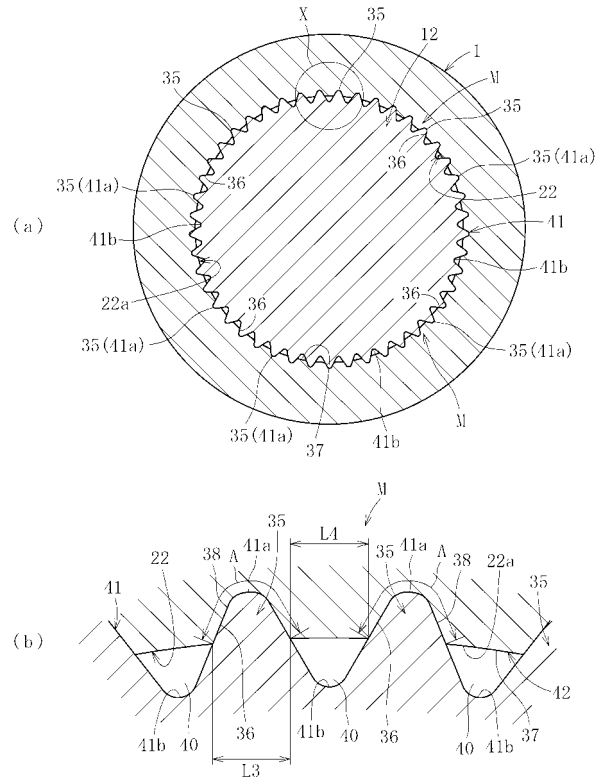
【 図 4 】



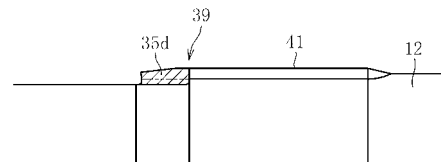
【 図 5 】



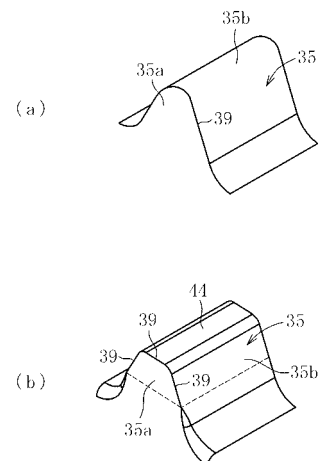
【 図 2 】



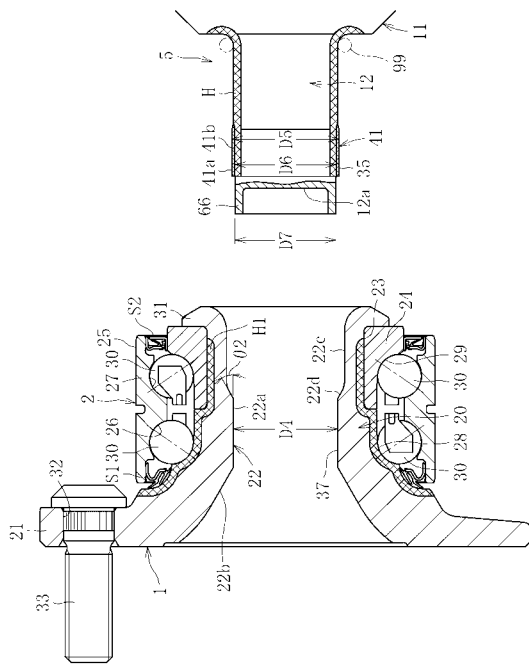
【 図 6 】



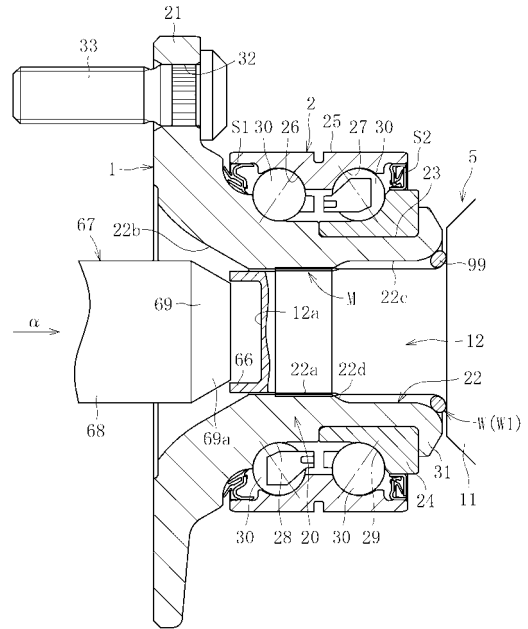
【圖 7】



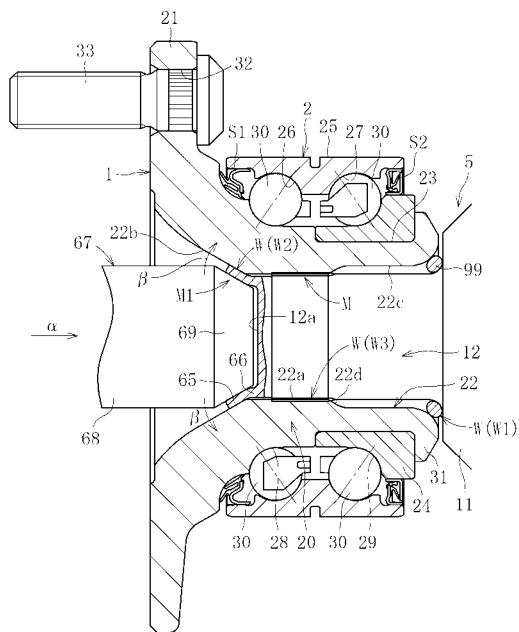
【図 8】



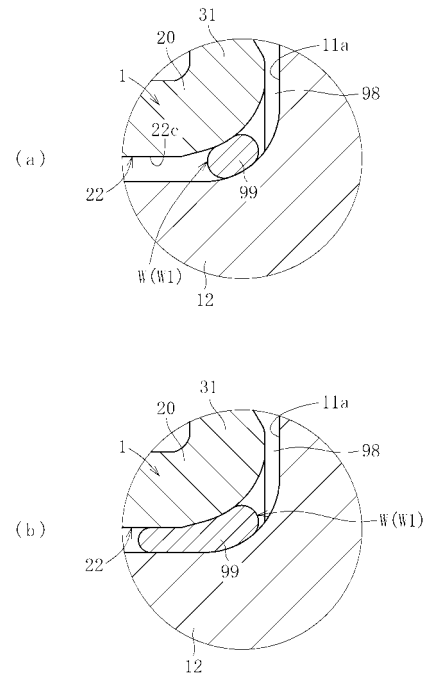
【図 9】



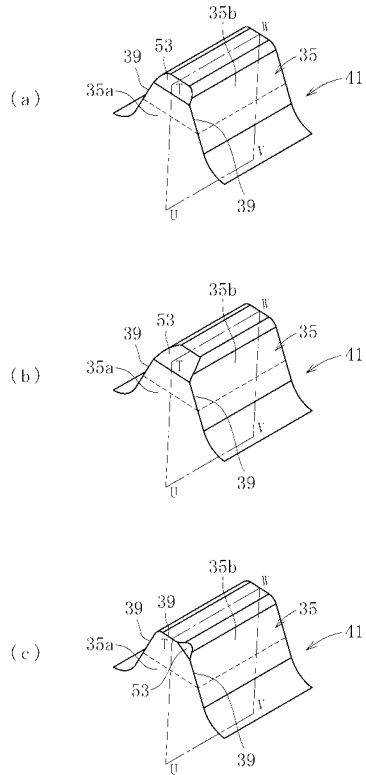
【図 10】



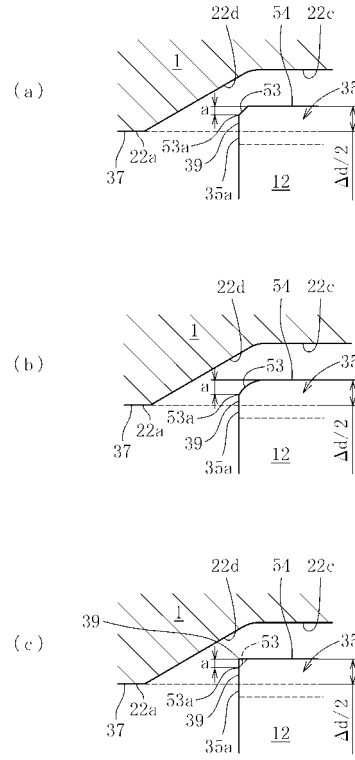
【図 11】



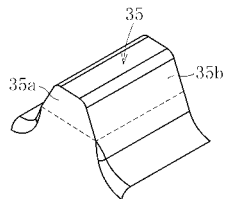
【図 12】



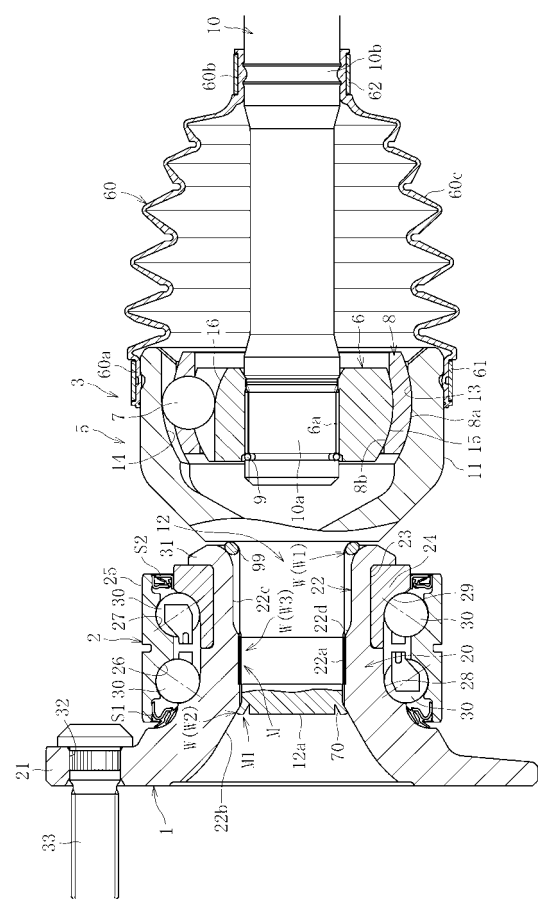
【図 13】



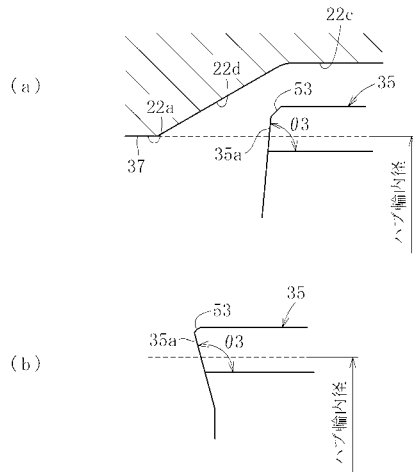
【図 14】



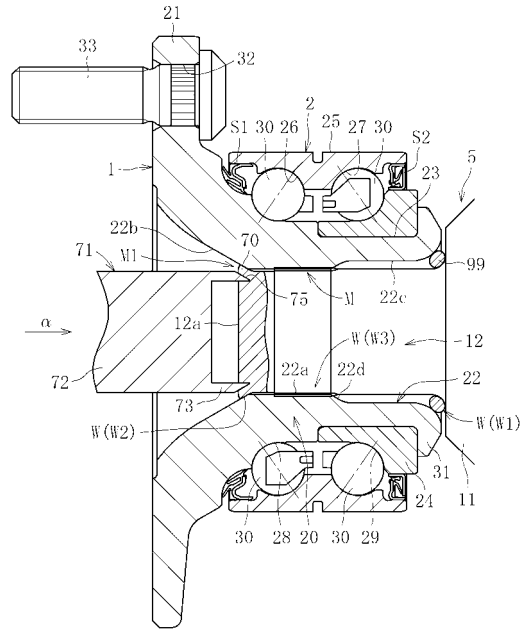
【図 16】



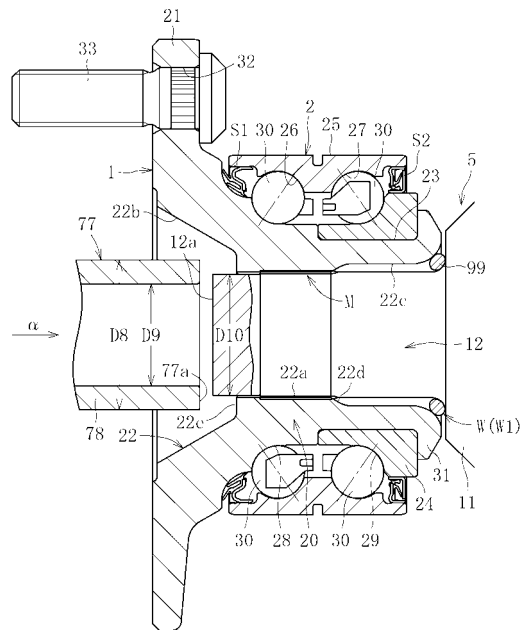
【図 15】



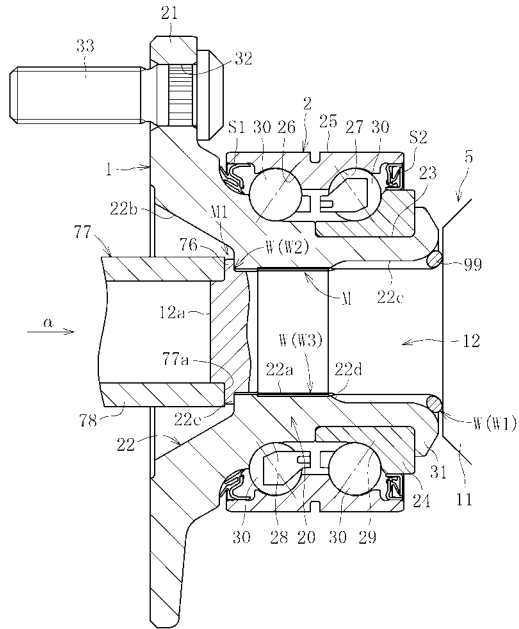
【 図 1 8 】



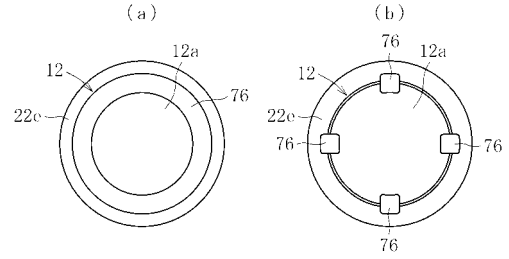
【 ㄨ 2 0 】



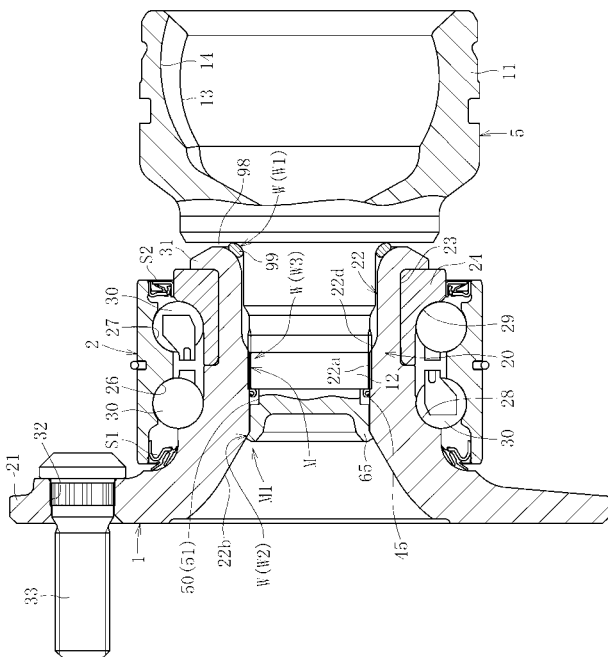
【図 2 1】



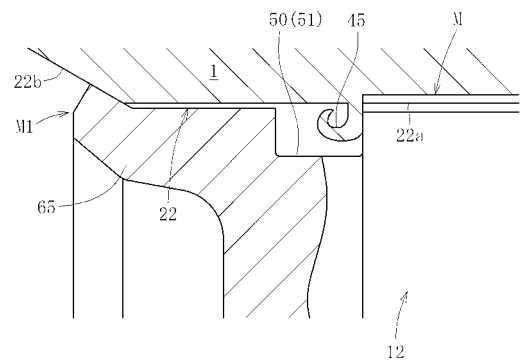
【図 2 2】



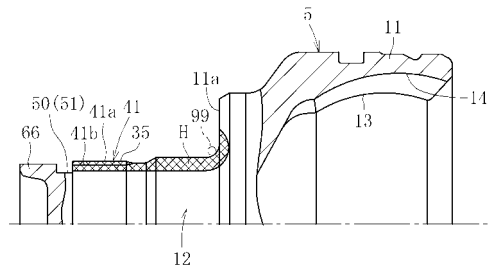
【図 2 3】



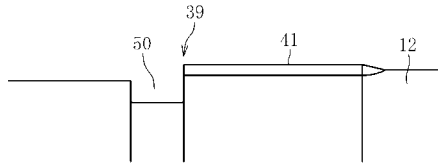
【図 2 4】



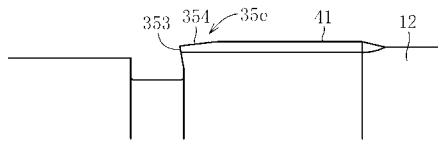
【図 2 5】



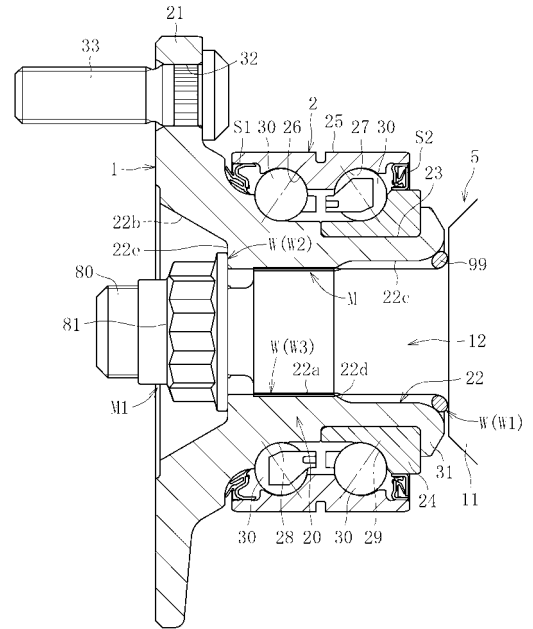
【図 26】



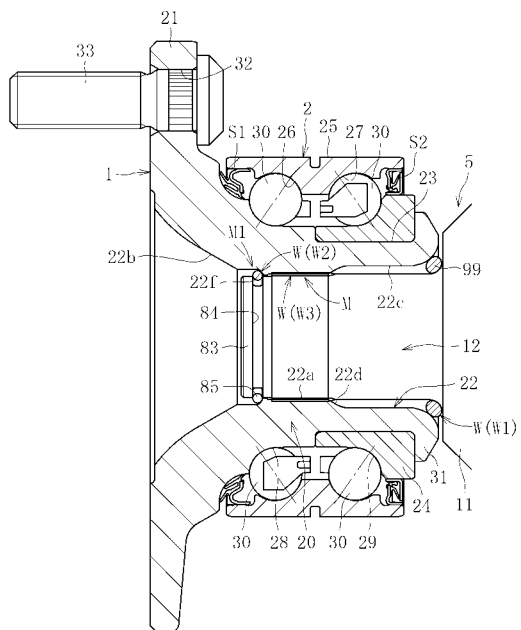
【図 27】



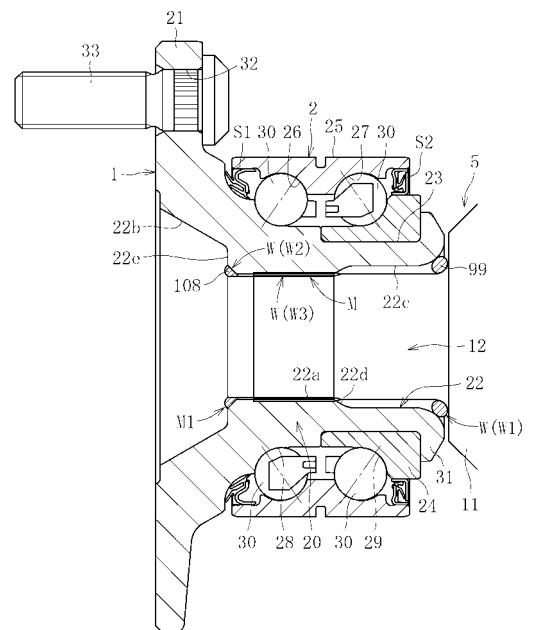
【図 28】



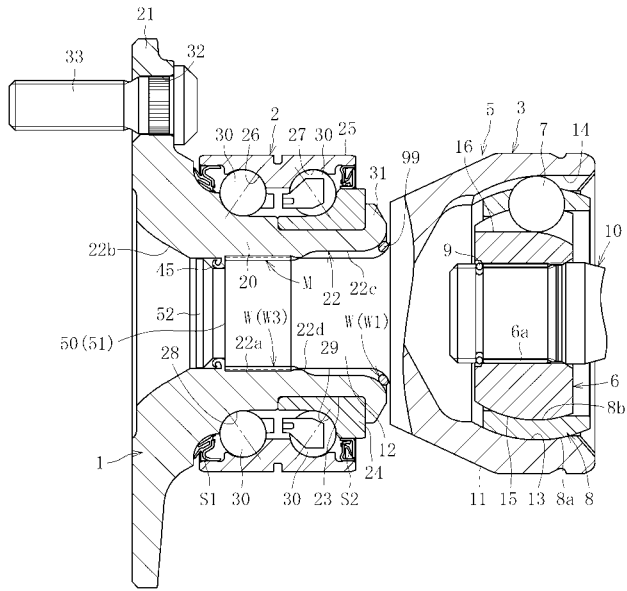
【図 29】



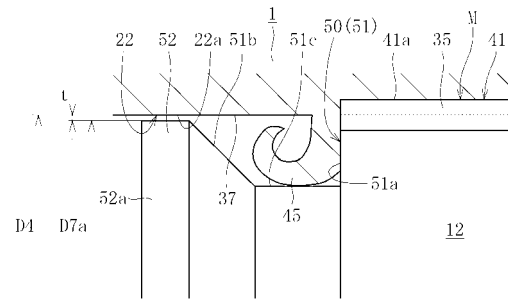
【図 30】



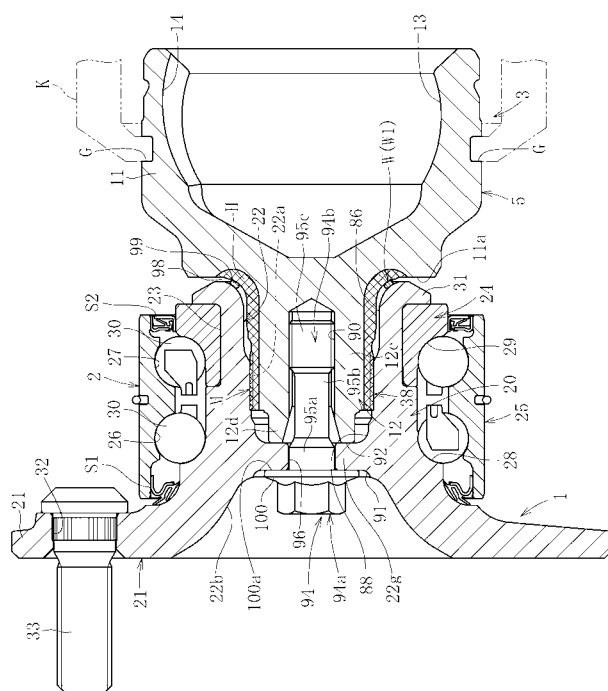
【図 3 1】



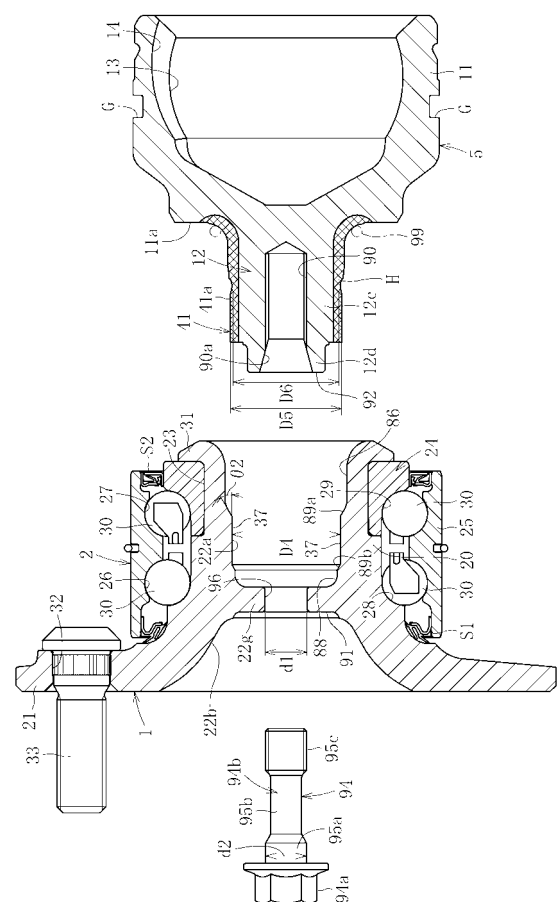
【図 3 2】



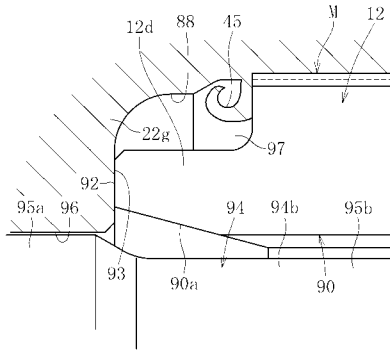
【図 3 3】



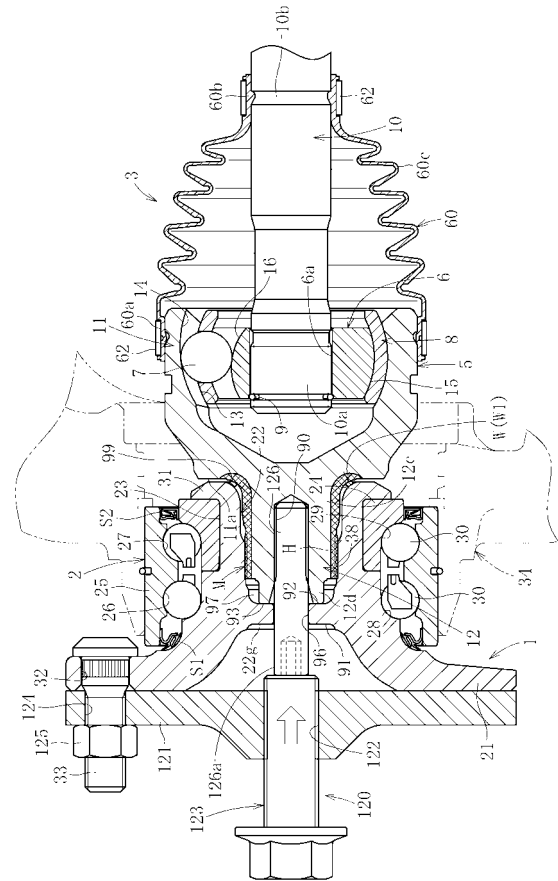
【図 3 4】



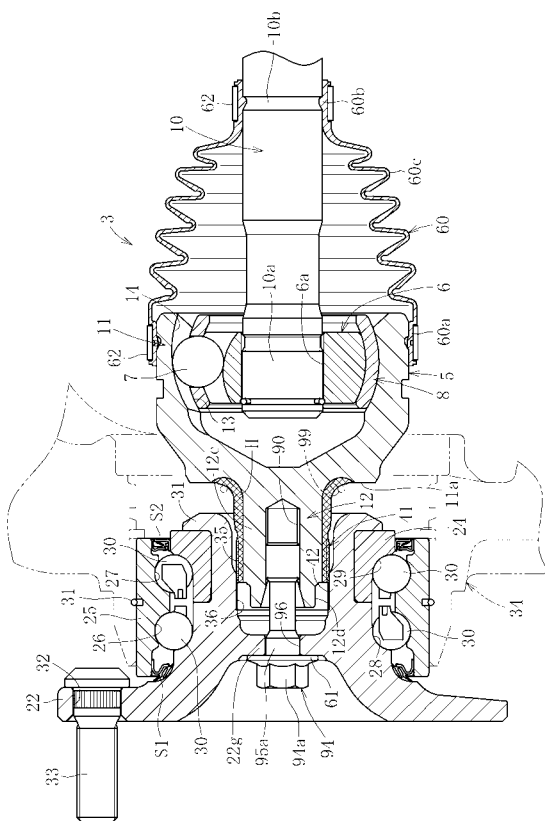
【 図 3 5 】



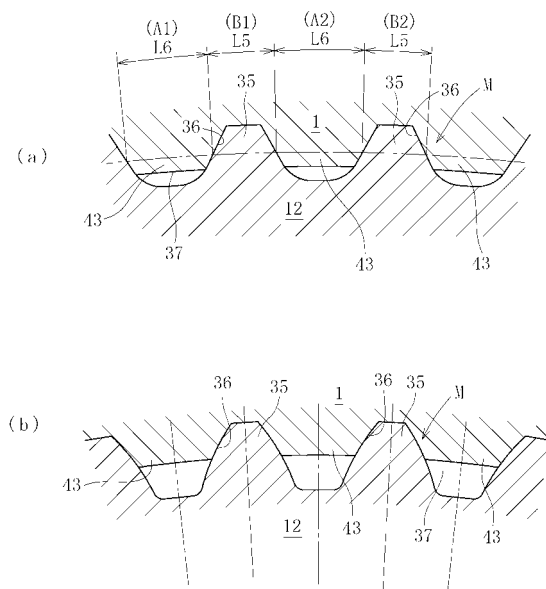
【 図 3 6 】



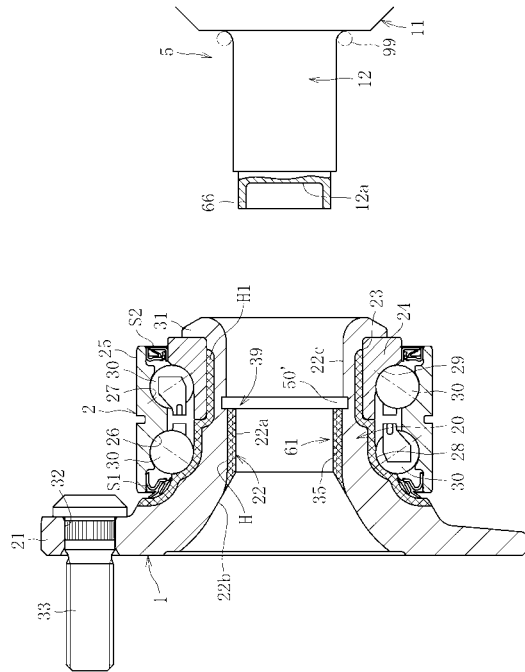
【 図 3 7 】



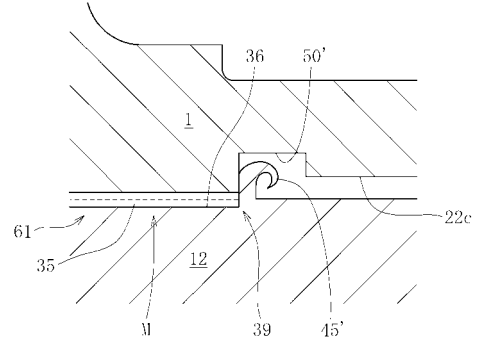
【 ㄨ 3 8 】



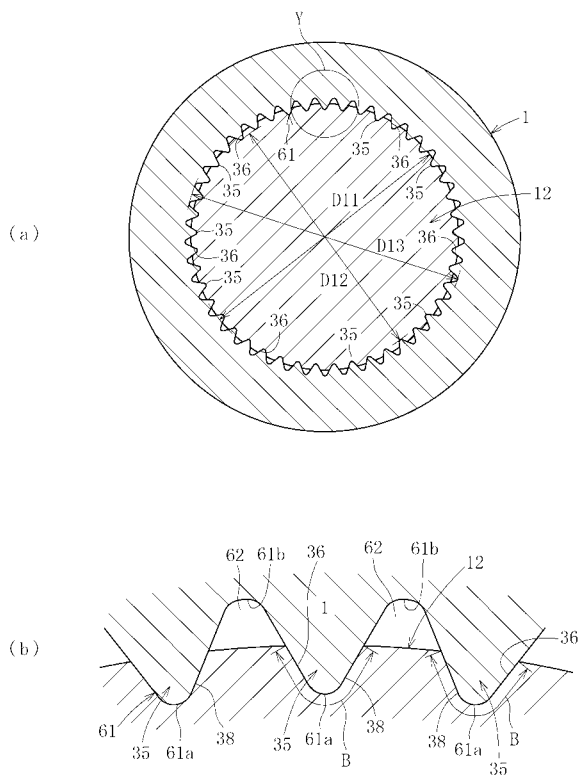
【 図 3 9 】



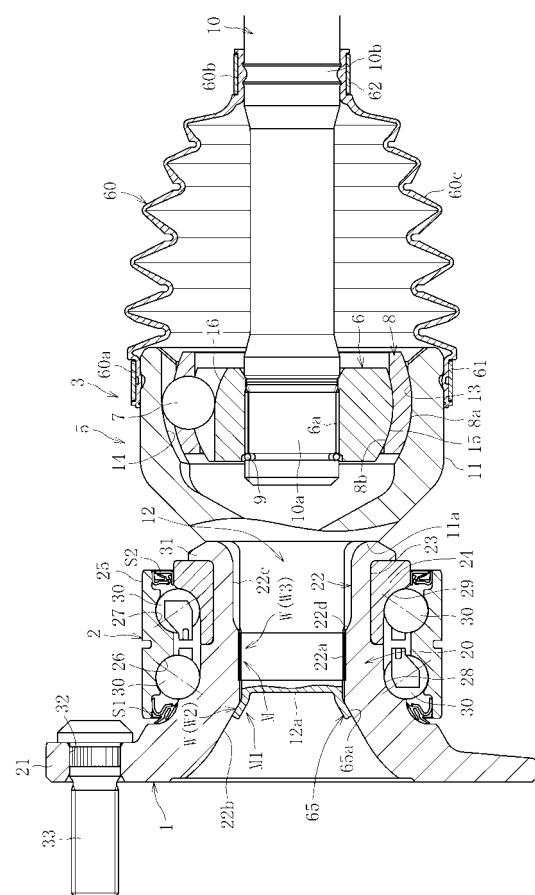
【 図 4 0 】



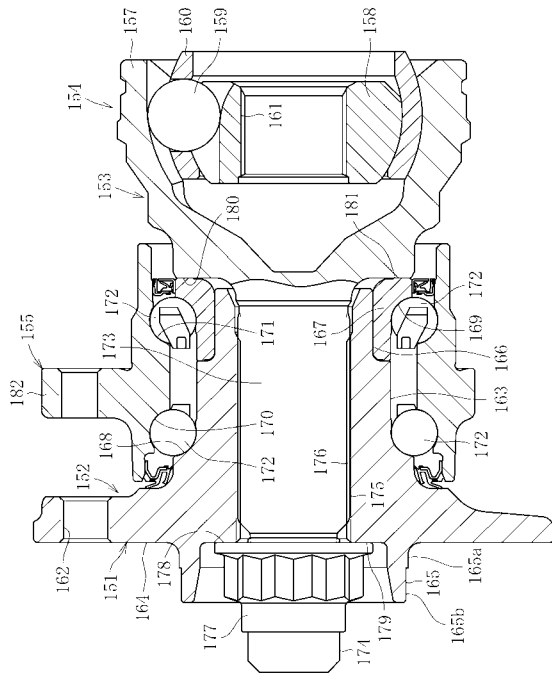
【 図 4 1 】



【 図 4 2 】



【 図 4 3 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 1 6 C 3/02 (2006.01) F 1 6 C 3/02

(72)発明者 小澤 仁博
静岡県磐田市東貝塚 1 5 7 8 番地 N T N株式会社内

F ターム(参考) 3J033 AA01 AB03 BA01 BA20 BC10
3J701 AA02 AA32 AA43 AA54 AA62 AA72 BA53 BA56 BA77 BA78
BA79 DA11 DA20 FA44 FA53 GA03 XB03 XB13 XB16 XB23
XB24 XB26 XB50