

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2018年3月22日(22.03.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/051986 A1

- (51) 国際特許分類:
F16C 19/18 (2006.01) *B60B 35/02* (2006.01)
B60B 27/02 (2006.01) *B60B 35/18* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/032918
- (22) 国際出願日: 2017年9月12日(12.09.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-178173 2016年9月13日(13.09.2016) JP
特願 2017-158168 2017年8月18日(18.08.2017) JP
- (71) 出願人: 株式会社ジェイテクト (JTEKT CORPORATION) [JP/JP]; 〒5428502 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: 井上 祐哉(INOUE, Yuya); 〒5428502 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内 Osaka (JP). 鬼塚 高晃(ONIZUKA, Takaaki); 〒5428502 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内 Osaka (JP). 羽方 稔博(HAKATA, Toshihiro); 〒5428502 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内 Osaka (JP). 脇阪 照之(WAKISAKA, Teruyuki); 〒5428502 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内 Osaka (JP). 戸田 拓矢(TODA, Takuya); 〒5428502 大

(54) Title: HUB UNIT

(54) 発明の名称: ハブユニット

[図1]

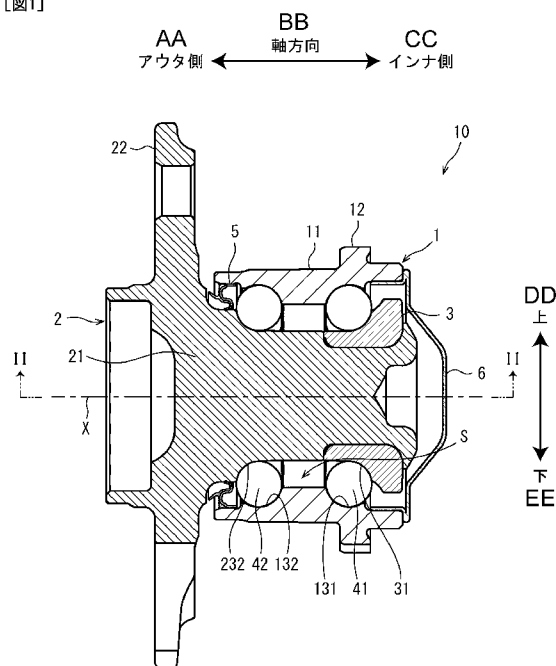


FIG. 1

AA Outer end
BB Axial direction
CC Inner end
DD Up
EE Down

(57) **Abstract:** A hub unit that is to be installed on a vehicle is provided with: an outer ring having, on the inner circumferential surface, a first outer track surface and a second outer track surface that is disposed to the outside of the first outer track surface in the vehicle width direction when the hub unit is installed on the vehicle; an inner shaft that is disposed on the inside of the outer ring concentrically with the outer ring and on which a wheel is installed on the outer end in the vehicle width direction; and an inner ring that is press-fitted on the inner shaft on the inner end in the vehicle width direction.

阪府大阪府中央区南船場三丁目 5 番 8 号 株式会社ジェイテクト内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 上野 英樹 (UENO, Hideki); 〒1700013
東京都豊島区東池袋 1 - 2 8 - 1 - 9 0 1
UPSC 上野特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: 車両に取り付けられるハブユニットは、第 1 外側軌道面と、前記ハブユニットが前記車両に取り付けられた状態において前記第 1 外側軌道面よりも車幅方向外方側に配置される第 2 外側軌道面と、を内周面に有する外輪と、前記外輪の内周に前記外輪と同心状に配置され、車幅方向外方側に車輪が取り付けられる内軸と、前記内軸の車幅方向内方側に圧入されている内輪と、を備える。

明 細 書

発明の名称：ハブユニット

技術分野

[0001] 本開示は、ハブユニットに関し、より詳細には車両に取り付けられるハブユニットに関する。

背景技術

[0002] 車両用の軸受装置であるハブユニットは、内軸及び外輪を備える。内軸の車両側の端部には内輪が固定される。内軸及び内輪は、外周に軌道面を有する。外輪は、内軸及び内輪の軌道面に対応する軌道面を内周に有する。内軸及び内輪と外輪との間には、軸受空間が形成される。軸受空間には、複数列の転動体が配置される。軸受空間は、密封装置によって密封されている。

[0003] ハブユニットの剛性が高いほど、ハブユニットが搭載された車両の操舵感が向上する。ハブユニット全体の剛性には、ハブユニットの内部剛性が大きな影響を与える。

[0004] 特許文献1には、車両の旋回走行時、ハブユニットにおいて、車両のインナ側の転動体に大きなラジアル荷重が負荷されると記載されている。特許文献1には、ハブユニットの回転速度や負荷荷重が大きくなると、転動体と軌道面との接触部における、摩擦による発熱量が増大すると記載されている。そこで、特許文献1のハブユニットでは、インナ側の転動体の接触角をアウト側の転動体の接触角よりも小さくして、インナ側の転動体のラジアル荷重の支承能力の向上とともに摩擦による発熱量の低減を図っている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：日本国 特許第4 2 2 5 0 0 6号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ハブユニットの内部剛性を向上させた場合、回転トルクが増大する可能性

がある。特許文献 1 では、インナ側の転動体の接触角をアウト側の転動体の接触角よりも小さくすることにより、回転トルク（軸受トルク）から換算される発熱量が少なくなることが開示されている。しかしながら、特許文献 1 のハブユニットには、回転トルクの増大抑制及び剛性の向上の両立という点で、より改善する余地がある。

[0007] 本開示は、回転トルクの増大を抑制しつつ、剛性を向上させることができるハブユニットが提供される。また、本開示は、軸受寿命を向上させることができるハブユニットが提供される。

[0008] 本開示に係るハブユニットは、車両に取り付けられる。ハブユニットは、外輪と、内軸と、内輪と、複数の第 1 転動体と、複数の第 2 転動体とを備える。外輪は、第 1 外側軌道面と、第 2 外側軌道面とを内周面に有する。第 2 外側軌道面は、ハブユニットが車両に取り付けられた状態において第 1 外側軌道面よりも車幅方向外方側に配置される。内軸は、前記外輪の内周に前記外輪と同心状に配置され、車幅方向外方側に車輪が取り付けられる。内輪は、前記内軸の車幅方向内方側に圧入される。内輪は、第 1 内側軌道面を外周面に有する。第 1 内側軌道面は、第 1 外側軌道面に対応する。内軸は、第 2 内側軌道面を外周面に有する。第 2 内側軌道面は、第 2 外側軌道面に対応する。複数の第 1 転動体は、軸受空間内に配置される。複数の第 1 転動体は、 37° よりも小さい接触角で第 1 外側軌道面及び第 1 内側軌道面に接触する。軸受空間は、外輪と内輪が装着された内軸との間に形成される。複数の第 2 転動体は、軸受空間内に配置される。複数の第 2 転動体は、 37° よりも大きい接触角で第 2 外側軌道面及び第 2 内側軌道面に接触する。

[0009] ハブユニットでは、車幅方向内方に配置される第 1 転動体の接触角が 37° より小さく、車幅方向外方に配置される第 2 転動体の接触角が 37° よりも大きい。詳しくは後述するが、この構成によれば、ハブユニットにおいて、回転トルクの増大を抑制しつつ、剛性を向上させることができる。

[0010] 本実施の形態のハブユニットは、内軸に対する内輪の押し込み度合いによって決まるアキシャル隙間は、 -0.1 mm 以上で -0.015 mm 以下で

ある。

[0011] ハブユニットの寿命について要求を満たすとともに、ハブユニットの剛性を向上させることができる。

[0012] 本実施の形態のハブユニットは、内軸に対する内輪の押し込み度合いによって決まるアキシアル隙間は、 -0.065 mm 以上で -0.015 mm 以下である。

[0013] ハブユニットの寿命を高く維持できるとともに、ハブユニットの剛性を向上させることができる。

発明の効果

[0014] 本開示に係るハブユニットによれば、回転トルクの増大を抑制しつつ、剛性を向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]図1は、実施形態に係るハブユニットの概略構成を示す縦断面図である。

[図2]図2は、図1に示すハブユニットの| | - | |部分の拡大図である。

[図3]図3は、実施形態に係るハブユニットの側面図である。

[図4]図4は、実施形態に係るハブユニットを軸方向についてインナ側から見た図である。

[図5]図5は、実施形態に係るハブユニットを軸方向についてアウト側から見た図である。

[図6]図6は、実施形態に係るハブユニットに車両の懸架装置やブレーキディスクを組み付けた組立品を車両後方側から見た図である。

[図7]図7は、実施形態に係るハブユニットに車両の懸架装置やブレーキディスクを組み付けた組立品を軸方向のインナ側から見た図である。

[図8]図8は、実施形態に係るハブユニットに車両の懸架装置やブレーキディスクを組み付けた組立品を軸方向のアウト側から見た図である。

[図9]図9は、実施形態に係るハブユニットに車両の懸架装置やブレーキディスクを組み付けた組立品を車両後方側から見た断面図である。

[図10]図10は、車両のアウト側及びイン側各回転体の接触角とハブユニットの剛性との関係を示すグラフである。

[図11]図11は、車両のアウト側及びイン側各回転体の接触角とハブユニットの回転トルクとの関係を示すグラフである。

[図12]図12は、アキシアル隙間と傾き角との関係を示すグラフである。

[図13]図13は、アキシアル隙間と傾き角の勾配との関係を示すグラフである。

[図14]図14は、アキシアル隙間と回転トルクとの関係を示すグラフである。

[図15]図15は、アキシアル隙間と軸受寿命との関係を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0016] 以下、実施形態について図面を参照しつつ説明する。図中同一及び相当する構成については同一の符号を付し、同じ説明を繰り返さない。説明の便宜上、各図において、構成を簡略化又は模式化して示したり、一部の構成を省略して示したりする場合がある。

[0017] [ハブユニットの構造]

図1は、実施形態に係るハブユニット10の縦断面図である。縦断面とは、ハブユニット10の軸心である直線Xを通る平面で切断したときの面をいう。横断面は、直線Xに直交する平面で切断したときの面である。直線Xが延びる方向は、ハブユニット10の軸方向、及びハブユニット10が取り付けられる車両の車幅方向である。以下、ハブユニット10の軸方向において、車両に取り付けたときに車体に近い方をイン側、車体から遠い方をアウト側と称する。車両に取り付けた状態のハブユニット10における上下を、単に上下という。図1における上下方向は、ハブユニット10の上下方向と一致している。

[0018] 図1に示すように、ハブユニット10は、外輪1と、内軸2と、内輪3と、第1及び第2回転体41、42と、密封装置5と、キャップ6とを備える。

- [0019] 外輪 1 は、外輪本体 1 1 と、外輪フランジ 1 2 とを備える。外輪 1 は、第 1 外側軌道面 1 3 1 と、第 2 外側軌道面 1 3 2 とを内周面に有する。
- [0020] 外輪本体 1 1 は、直線 X を軸心とする概略円筒状をなす。外輪本体 1 1 の内周面には、第 1 外側軌道面 1 3 1 及び第 2 外側軌道面 1 3 2 が設けられている。各外側軌道面 1 3 1, 1 3 2 は、それぞれ、直線 X を軸心とする環状面である。第 1 外側軌道面 1 3 1 は、第 2 外側軌道面 1 3 2 よりもインナ側に配置されている。
- [0021] 外輪フランジ 1 2 は、外輪本体 1 1 の外周面から径方向外方に突出する。外輪フランジ 1 2 は、直線 X を軸心とする概略環状をなす。外輪フランジ 1 2 には、車両の懸架装置 7（後で図 6～図 9 を用いて説明する。）が取り付けられる。
- [0022] 内軸 2 は、外輪 1 に挿入される。内軸 2 のインナ側の端部には、内輪 3 が装着される。内輪 3 は、第 1 外側軌道面 1 3 1 に対応する第 1 内側軌道面 3 1 を外周面に有する。内軸 2 は、第 2 外側軌道面 1 3 2 に対応する第 2 内側軌道面 2 3 2 を外周面に有する。
- [0023] 内軸 2 は、内軸本体 2 1 と、内軸フランジ 2 2 とを含む。内軸本体 2 1 は、直線 X を軸心とする概略円柱状をなす。内軸本体 2 1 は、外輪本体 1 1 に挿入される。内軸本体 2 1 は、外輪本体 1 1 と同軸に配置される。内軸本体 2 1 の外周面には、第 2 内側軌道面 2 3 2 が設けられている。第 2 内側軌道面 2 3 2 は、直線 X を軸心とする環状面である。第 2 内側軌道面 2 3 2 は、第 2 外側軌道面 1 3 2 と対向する。
- [0024] 内軸フランジ 2 2 は、内軸本体 2 1 の外周面から径方向外方に突出する。内軸フランジ 2 2 は、直線 X を軸心とする概略環状をなす。内軸フランジ 2 2 には、ディスクホイールやブレーキディスク等が取り付けられる。内軸フランジ 2 2 に取り付けられたブレーキディスク 9 については図 6～図 9 を用いて後で説明する。
- [0025] 内輪 3 は、直線 X を軸心とする筒状をなす。内輪 3 は、内軸本体 2 1 に固定されている。内軸本体 2 1 のインナ側の端部は、径方向外方にかしめられ

、内輪 3 のインナ側の端面に接触している。すなわち、内輪 3 は、内軸本体 2 1 にかしめ固定されている。ただし、内輪 3 に対して内軸本体 2 1 を圧入することにより、内輪 3 が内軸本体 2 1 に固定されていてもよい。

[0026] 内輪 3 の外周面には、第 1 内側軌道面 3 1 が設けられている。第 1 内側軌道面 3 1 は、直線 X を軸心とする環状面である。第 1 内側軌道面 3 1 は、第 2 内側軌道面 2 3 2 よりもインナ側に配置されている。第 1 内側軌道面 3 1 は、第 1 外側軌道面 1 3 1 と対向する。

[0027] 外輪 1 と内軸 2 及び内輪 3 との間には、軸受空間 S が形成される。軸受空間 S 内には、それぞれ複数の第 1 及び第 2 転動体 4 1, 4 2 が配置されている。複数の第 1 転動体 4 1 は、直線 X を中心として円環状に配列される。複数の第 2 転動体 4 2 は、直線 X を中心として円環状に配列される。第 1 転動体 4 1 は、第 2 転動体 4 2 よりもインナ側に配置されている。

[0028] 第 1 転動体 4 1 は、第 1 外側軌道面 1 3 1 及び第 1 内側軌道面 3 1 に接触して配置される。第 2 転動体 4 2 は、第 2 外側軌道面 1 3 2 及び第 2 内側軌道面 2 3 2 に接触して配置される。アウト側の第 2 転動体 4 2 の接触角は、インナ側の第 1 転動体 4 1 の接触角よりも大きい。第 1 及び第 2 転動体 4 1, 4 2 の接触角については後述する。

[0029] 密封装置 5 は、直線 X を軸心とする概略環状をなす。密封装置 5 は、外輪本体 1 1 と内軸本体 2 1 との間に取り付けられる。密封装置 5 は、軸受空間 S のアウト側の端部を封鎖する。軸受空間 S のインナ側の端部は、キャップ 6 によって封鎖されている。

[0030] 図 2 は、図 1 に示すハブユニット 1 0 の上部 (1 1 - 1 1 部分) の拡大図である。図 2 に示すように、第 1 及び第 2 転動体 4 1, 4 2 は、それぞれ、接触角 $\theta 1$, $\theta 2$ を有する。第 1 転動体 4 1 は、第 1 外側軌道面 1 3 1 及び第 1 内側軌道面 3 1 に接触角 $\theta 1$ で接触する。第 2 転動体 4 2 は、第 2 外側軌道面 1 3 2 及び第 2 内側軌道面 2 3 2 に接触角 $\theta 2$ で接触する。

[0031] ハブユニット 1 0 は、背面配列の軸受装置である。すなわち、ハブユニット 1 0 では、第 1 及び第 2 外側軌道面 1 3 1, 1 3 2 の背面同士が互いに近

接する。第1転動体41の接触角 θ_1 は、ハブユニット10の軸心Xに直交する平面に対して第2転動体42側に傾いた角である。第2転動体42の接触角 θ_2 は、ハブユニット10の軸心Xに直交する平面に対して第1転動体41側に傾いた角である。

[0032] ハブユニット10の縦断面において、第1転動体41の接触角 θ_1 は、直線L11と直線L12とがなす角である。直線L11は、ハブユニット10の縦断面において、第1転動体41の中心を通り、ハブユニット10の軸心Xに垂直に延びる。直線L12は、ハブユニット10の縦断面において、第1外側軌道面131と第1転動体41との接触点を通り、第1転動体41の中心で直線L11と交差する。直線L12が延びる方向は、外輪1及び内輪3と第1転動体41との間に作用する荷重の方向である。

[0033] ハブユニット10の縦断面において、第2転動体42の接触角 θ_2 は、直線L21と直線L22とがなす角である。直線L21は、ハブユニット10の縦断面において、第2転動体42の中心を通り、ハブユニット10の軸心Xに垂直に延びる。直線L22は、ハブユニット10の縦断面において、第2外側軌道面132と第2転動体42との接触点を通り、第2転動体42の中心で直線L21と交差する。直線L22が延びる方向は、外輪1及び内輪2と第2転動体42との間に作用する荷重の方向である。

[0034] 図3は、実施形態に係るハブユニットの側面図である。図に示すように、外輪本体11は、直線Xを軸心とする概略円筒状をなす。外輪本体11のインナ側には、ハブユニット10の径方向で外方に向って外輪フランジ12が延びている。また、内軸本体21も、直線Xを軸心とする概略円筒状をなす。内軸本体21には、ハブユニット10の径方向で外方に向って内軸フランジ22が延びている。内軸フランジ22には複数のボルト25、25・・・が挿入されている。内軸フランジ22には、ボルト25、25・・・によって、ディスクホイールやディスクブレーキ9が取り付けられる。

[0035] 図4は、実施形態に係るハブユニット10を軸方向についてインナ側から見た図である。図に示すように、外輪本体11には、上部に2つの外輪フラ

ンジ 1 2 ・ 1 2 が取り付けられ、下部に 2 つの外輪フランジ 1 2 ・ 1 2 が取り付けられている。外輪フランジ 1 2 には、ボルト挿入孔 1 2 1 が設けられている。

[0036] 図 4 に示すように、内軸フランジ 2 2 は、軸方向から見て概略円形状である。内軸フランジ 2 2 の径方向で外端からやや内側に入ったところには、リブ 2 2 1 が周方向に等間隔で形成されている。リブ 2 2 1 には、複数のボルト挿入孔 2 2 2, 2 2 2 ・ ・ ・ が形成されている。リブ 2 2 1 により、ボルト挿入孔 2 2 2 が形成されている周辺については、内軸フランジ 2 2 の軸方向の厚みが補強されている。ボルト挿入孔 2 2 2 には、前述したボルト 2 5 が挿入される。

[0037] 図 5 は、実施形態に係るハブユニット 1 0 を軸方向についてアウト側から見た図である。図 5 にも示すように、内軸フランジ 2 2 は、軸方向から見て概略円形状である。上述した内軸フランジ 2 2 に設けられたリブ 2 2 1 は、アウト側の面には設けられていない。アウト側の面には前述した複数のボルト挿入孔 2 2 2, 2 2 2 ・ ・ ・ が周方向に等間隔で形成されている。

[0038] 図 6 は、実施形態に係るハブユニット 1 0 に車両の懸架装置 7 やブレーキディスク 9 を組み付けた組立品 1 0 0 を車両後方側から見た図である。図に示すように、組立品 1 0 0 のインナ側には、懸架装置 7 が取り付けられている。懸架装置 7 は、図 4 で示した外輪フランジ 1 2 に設けられたボルト挿入孔 1 2 1 に挿入されたボルト 1 5, 1 5 ・ ・ ・ によって、外輪 1 に固定されている。

[0039] 図 6 に示すように、組立品 1 0 0 のインナ側には、ダストカバー 8 が取り付けられている。ダストカバー 8 は、図 4 で示した外輪フランジ 1 2 に設けられたボルト挿入孔 1 2 1 に挿入されたボルト 1 5, 1 5 ・ ・ ・ によって、外輪 1 に固定されている。

[0040] 図 6 に示すように、組立品 1 0 0 のアウト側には、ブレーキディスク 9 が取り付けられている。ブレーキディスク 9 は、図 4 および図 5 で示した内軸フランジ 2 2 に設けられたボルト挿入孔 2 2 1 に挿入されたボルト 2 5, 2

５・・・によって、内軸２に固定されている。

[0041] 図７は、実施形態に係るハブユニット１０に車両の懸架装置７やブレーキディスク９を組み付けた組立品１００を軸方向のインナ側から見た図である。図に示すように、ダストカバー８は、車両の後方側（図面の右側が車両後方側である）を覆っているが、車両の前方側はブレーキディスク９が露出している。このダストカバー８の設けられていない部分には、図示せぬブレーキシューが取り付けられる。

[0042] 図８は、実施形態に係るハブユニット１０に車両の懸架装置７やブレーキディスク９を組み付けた組立品１００を軸方向のアウト側から見た図である。ブレーキディスク９は、周方向で等間隔に設けられたボルト２５，２５・・・によって内軸フランジ２２に取り付けられている。

[0043] 図９は、実施形態に係るハブユニット１０に車両の懸架装置７やブレーキディスク９を組み付けた組立品１００を車両後方側から見た断面図である。図に示すように、ブレーキディスク９は、外輪１および内軸２のアウト側を覆うようにして取り付けられている。ブレーキディスク９のアウト側の端部がボルト２５，２５・・・によって、内軸２に取り付けられている。懸架装置７は、外輪フランジ１２のインナ側の面に接触するようにして取り付けられている。ダストカバー８も、外輪フランジ１２のインナ側の面に接触するようにして取り付けられている。

[0044] 再び、図２を参照する。第１転動体４１の接触角 $\theta 1$ は、 37° よりも小さくなるように設定される。第２転動体４２の接触角 $\theta 2$ は、 37° よりも大きくなるように設定される。以下、その理由について説明する。

[0045] 接触角 $\theta 1$ ， $\theta 2$ の最適な範囲を決定するため、本発明者等は、Hertz接触を基礎とした軸受理論による計算を実施した。具体的には、インナ側の第１転動体４１の接触角 $\theta 1$ の値を固定してアウト側の第２転動体４２の接触角 $\theta 2$ の値を変化させ、接触角 $\theta 2$ の各値におけるフランジ傾き角及び回転トルクを計算した。また、アウト側の第２転動体４２の接触角 $\theta 2$ の値を固定してインナ側の第１転動体４１の接触角 $\theta 1$ の値を変化させ、接触角 θ

1 の各値におけるフランジ傾き角及び回転トルクを計算した。フランジ傾き角は、外輪フランジ 1 2 と内軸フランジ 2 2 との相対傾き角であり、一般に、ハブユニット 1 0 の剛性を示す指標として用いられる。

[0046] 計算に用いた条件を表 1 に示す。表 1 において、第 1 転動体 4 1 及び第 2 転動体 4 2 の玉数はそれぞれ 1 1 個であり、ピッチ円直径 (PCD)、玉径、及び素材は、第 1 転動体 4 1 と第 2 転動体 4 2 とで共通である。

[0047] [表1]

転動体 (41, 42)	玉数	11 個×2 列
	球心間距離	25 [mm]
	ピッチ円直径 (PCD)	49 [mm]
	玉径	12. 7 [mm]
	素材	SUJ2
外輪 (1)	素材	S55C
内軸 (2)	素材	S55C
内輪 (3)	素材	SUJ2

[0048] 図 1 0 は、接触角 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ の各々とハブユニット 1 0 の剛性 (フランジ傾き角) との関係を示すグラフである。図 1 1 は、接触角 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ の各々とハブユニット 1 0 の回転トルクとの関係を示すグラフである。図 1 0 及び図 1 1 において、フランジ傾き角及び回転トルクは、それぞれ、基準値に対する比率 [%] で示されている。

[0049] 図 1 0 に示すように、ハブユニット 1 0 の剛性は、インナ側の第 1 転動体 4 1 の接触角 $\theta 1$ が小さくなるにつれて向上する傾向にある。そして、接触角 $\theta 1$ が 37° 未満になると、剛性の変化は緩やかになる。このことから、高い剛性を安定して確保するためには、第 1 転動体 4 1 の接触角 $\theta 1$ は 37° よりも小さいことが好ましいといえる。第 1 転動体 4 1 の接触角 $\theta 1$ は、 37° 未満であればよいが、好ましくは 20° 以上である。

[0050] ハブユニット 1 0 の剛性は、アウト側の第 2 転動体 4 2 の接触角 $\theta 2$ が大きくなるほど高くなる。よって、剛性の向上という観点からは、接触角 $\theta 2$ は大きいほどよい。ただし、現実的には、接触角 $\theta 2$ は 70° 以下である。

[0051] 図 1 1 に示すように、ハブユニット 1 0 の回転トルクは、アウト側の第 2 転動体 4 2 の接触角 $\theta 2$ が大きくなるにつれて低減する。そして、接触角 $\theta 2$ が 37° を超えた時点で、回転トルクはほとんど一定になる。このことから、回転トルクの低減効果を得るためには、第 2 転動体 4 2 の接触角 $\theta 2$ は 37° よりも大きいことが好ましいといえる。

[0052] 回転トルクは、インナ側の接触角 $\theta 1$ が小さくなるほど増大する傾向にある。上述したように、良好な剛性を得るためには接触角 $\theta 1$ を 37° よりも小さくする必要があるが、これにより回転トルクが大きくなったとしても、アウト側の接触角 $\theta 2$ を 37° よりも大きくすることで得られる回転トルクの低減効果と相殺される。よって、回転トルクの増大を抑制することができる。

[0053] 以上説明したように、本実施形態に係るハブユニット 1 0 は、第 1 転動体 4 1 および第 2 転動体 4 2 の接触角を調整することで、回転トルクの増大を抑制しつつ、ハブユニット 1 0 の剛性を向上させることができる。本実施の形態に係るハブユニット 1 0 は、さらに次に説明するように、アキシアル隙間を調整することで、ハブユニット 1 0 の剛性、回転トルクおよび寿命の最適化を図るようにしている。

[0054] ハブユニット 1 0 のアキシアル隙間は、内輪 3 の内軸 2 に対する押し込み度合いによって決定される。内輪 3 の内軸 2 に対する軸方向への押し込み度合いにより、内輪 3 によって転動体 4 1 が圧力を受ける。転動体 4 1 が受ける圧力は、軌道面 1 3 1 を介して外輪 1 に伝達される。軌道面 1 3 1 を介して外輪 1 が受けた圧力は、軌道面 1 3 2 を介して転動体 4 2 に伝達される。転動体 4 2 が受けた圧力は内軸 2 に伝達される。このように内輪 3 の押し込み度合いにより、外輪 1、内軸 2、転動体 4 1・4 2 に圧力が加わり、これらが均等化されてハブユニット 1 0 全体の剛性あるいは回転トルクに影響を与える。内輪 3 の内軸 2 に対する押し込み度合いが強くなればなるほどアキシアル隙間は小さくなる。

[0055] 図 1 2 は、アキシアル隙間と傾き角との関係を示すグラフである。傾き角

は、外輪フランジ12と内軸フランジ22との相対傾き角（フランジ傾き角）である。図中、グラフ201は、従来のハブユニットのアキシャル隙間と傾き角との関係を示す。図中、グラフ202は、本実施形態のハブユニット10のアキシャル隙間と傾き角との関係を示す。本実施の形態のハブユニット10とは、上述したように、第1転動体41および第2転動体42の接触角を調整することにより、回転トルクの増大の抑制と、剛性の向上を実現しているものを示している。

[0056] 従来のハブユニットについては、グラフ201を見れば分かるように、アキシャル隙間が -0.035 mm より大きくなると（0に近づく）、急激に傾き角の変化量が大きくなっている。ここで、ハブユニット10を組み立てるときには、隙間公差を考慮する必要がある。従来のハブユニットにおいては、アキシャル隙間が -0.035 mm より大きくなると、傾き角の変化量が大きくなるため製品の性能のばらつきが大きくなる。このため、従来のハブユニットにおいては、隙間公差を考慮しても、アキシャル隙間が -0.035 mm より大きくならないよう、アキシャル隙間を小さくする必要があった。つまり、従来においては、アキシャル隙間を -0.035 mm より隙間公差分小さく設計する必要があった。

[0057] これに対して本実施形態のハブユニット10は、グラフ202を見れば分かるように、アキシャル隙間が -0.035 mm より大きくなったとしても傾き角の変化量が小さい。本実施形態のハブユニット10においては、アキシャル隙間を -0.015 mm まで大きくすることが可能である。図12における許容ライン200は、傾き角のばらつきの許容できる限界を示している。従来のハブユニットについては、 -0.035 mm が限界であるのに対して、本実施形態のハブユニット10は、 -0.015 mm までアキシャル隙間を大きくできることが分かる。

[0058] 図13は、アキシャル隙間と傾き角の勾配との関係を示すグラフである。図中のグラフ301は、図12におけるグラフ201の勾配を示している。図中のグラフ302は、図12におけるグラフ202の勾配を示している。

図13における許容ライン300は、傾き角の勾配として許容できる限界を示している。傾き角の勾配が大きい領域は、公差を考慮すると製品の性能のばらつきが大きくなる領域である。従来のハブユニットについては、 -0.035 mm が限界であるのに対して、本実施形態のハブユニット10は、 -0.015 mm までアキシアル隙間を大きくできることが分かる。

[0059] 図14は、アキシアル隙間と回転トルクとの関係を示すグラフである。本回転トルクは外輪を固定して内軸を回転させたときの接触トルクに該当する。図から分かるように、アキシアル隙間が大きくなるほど、ハブユニット10の回転トルクが小さくなることが分かる。上述したように、本実施形態のハブユニット10は、従来に比べてアキシアル隙間を大きくすることができる。具体的には、アキシアル隙間を -0.015 mm まで大きくすることができる。これにより、本実施形態のハブユニット10はアキシアル隙間の許容範囲を広げても回転トルクも抑制することが可能である。

[0060] 図15は、アキシアル隙間と軸受寿命との関係を示すグラフである。アキシアル隙間が0（軸受寿命100%）の状態に比べると、アキシアル隙間が0より小さくなるにつれて、一旦、軸受寿命（つまりハブユニットの寿命）が長くなる。これは、アキシアル隙間が小さくなることにより、ハブユニットの剛性が高くなることが一要因である。しかし、さらにアキシアル隙間が小さくなると、次第に軸受寿命（つまりハブユニットの寿命）が短くなっていく。

[0061] 図で示すように、アキシアル隙間が -0.1 mm まで小さくなると、アキシアル隙間が0の場合と比べて軸受寿命が40%程度となる。このため、アキシアル隙間は、 -0.1 mm 以上とすることが望ましい。また、図で示すように、アキシアル隙間が -0.065 mm より大きくなると、軸受寿命は、アキシアル隙間が0の場合と比べても寿命の低下を3~5%程度に抑えることができる。このため、好ましくは、アキシアル隙間は、 -0.065 mm 以上とすることが望ましい。

[0062] 上述したように、本実施形態のハブユニット10は、転動体41・42の

接触角を調整することで、アキシアル隙間を -0.015 mm まで大きくすることが可能となった。したがって、本実施形態のハブユニット10は、好ましくは、アキシアル隙間が -0.1 mm 以上で -0.015 mm 以下である。本実施形態のハブユニット10は、さらに好ましくは、アキシアル隙間が -0.065 mm 以上で -0.015 mm 以下である。さらに、回転トルクを小さくする観点より、好ましくは -0.035 mm ～ -0.015 mm である。

[0063] [効果]

本実施形態に係るハブユニット10では、インナ側の第1回転体41の接触角 θ_1 が 37° よりも小さく、アウト側の第2回転体42の接触角 θ_2 が 37° よりも大きい。このようにすることで、上述した通り、回転トルクの増大を抑制しつつ、ハブユニット10の剛性を向上させることができる。

[0064] 本実施形態のハブユニット10は、好ましくは、アキシアル隙間が -0.1 mm 以上で -0.015 mm 以下である。これにより、ハブユニットの寿命について要求を満たすとともに、ハブユニットの剛性を向上させることができる。本実施形態のハブユニット10は、さらに好ましくは、アキシアル隙間が -0.065 mm 以上で -0.015 mm 以下である。ハブユニットの寿命を高く維持できるとともに、ハブユニットの剛性を向上させることができる。

[0065] 以上、実施形態について説明したが、本開示は上記実施形態に限定されるものではなく、その趣旨を逸脱しない限りにおいて種々の変更が可能である。

符号の説明

- [0066] 10 : ハブユニット
- 1 : 外輪
- 131 : 第1外側軌道面
- 132 : 第2外側軌道面
- 2 : 内軸

- 3 : 内輪
- 7 : 懸架装置
- 8 : ダストカバー
- 9 : ブレーキディスク
- 3 1 : 第 1 内側軌道面
- 2 3 2 : 第 2 内側軌道面
- 4 1 : 第 1 転動体
- 4 2 : 第 2 転動体
- 1 0 0 : 組立品

請求の範囲

[請求項1]

車両に取り付けられるハブユニットであって、

第1 外側軌道面と、前記ハブユニットが前記車両に取り付けられた状態において前記第1 外側軌道面よりも車幅方向外方側に配置される第2 外側軌道面と、を内周面に有する外輪と、

前記外輪の内周に前記外輪と同心状に配置され、車幅方向外方側に車輪が取り付けられる内軸と、

前記内軸の車幅方向内方側に圧入されている内輪と、を備え、

前記内輪は、前記第1 外側軌道面に対応する第1 内側軌道面を外周面に有し、

前記内軸は、前記第2 外側軌道面に対応する第2 内側軌道面を外周面に有しており、

前記ハブユニットは、さらに、

前記外輪と前記内輪が装着された前記内軸との間に形成される軸受空間内に配置され、 37° よりも小さい接触角で前記第1 外側軌道面及び前記第1 内側軌道面に接触する複数の第1 転動体と、

前記軸受空間内に配置され、 37° よりも大きい接触角で前記第2 外側軌道面及び前記第2 内側軌道面に接触する複数の第2 転動体と、を備える、ハブユニット。

[請求項2]

請求項1 に記載のハブユニットにおいて、

前記内軸に対する前記内輪の押し込み度合いによって決まるアキシアル隙間は、 -0.1 mm 以上で -0.015 mm 以下であるハブユニット。

[請求項3]

請求項1 に記載のハブユニットにおいて、

前記内軸に対する前記内輪の押し込み度合いによって決まるアキシアル隙間は、 -0.065 mm 以上で -0.015 mm 以下であるハブユニット。

[図1]

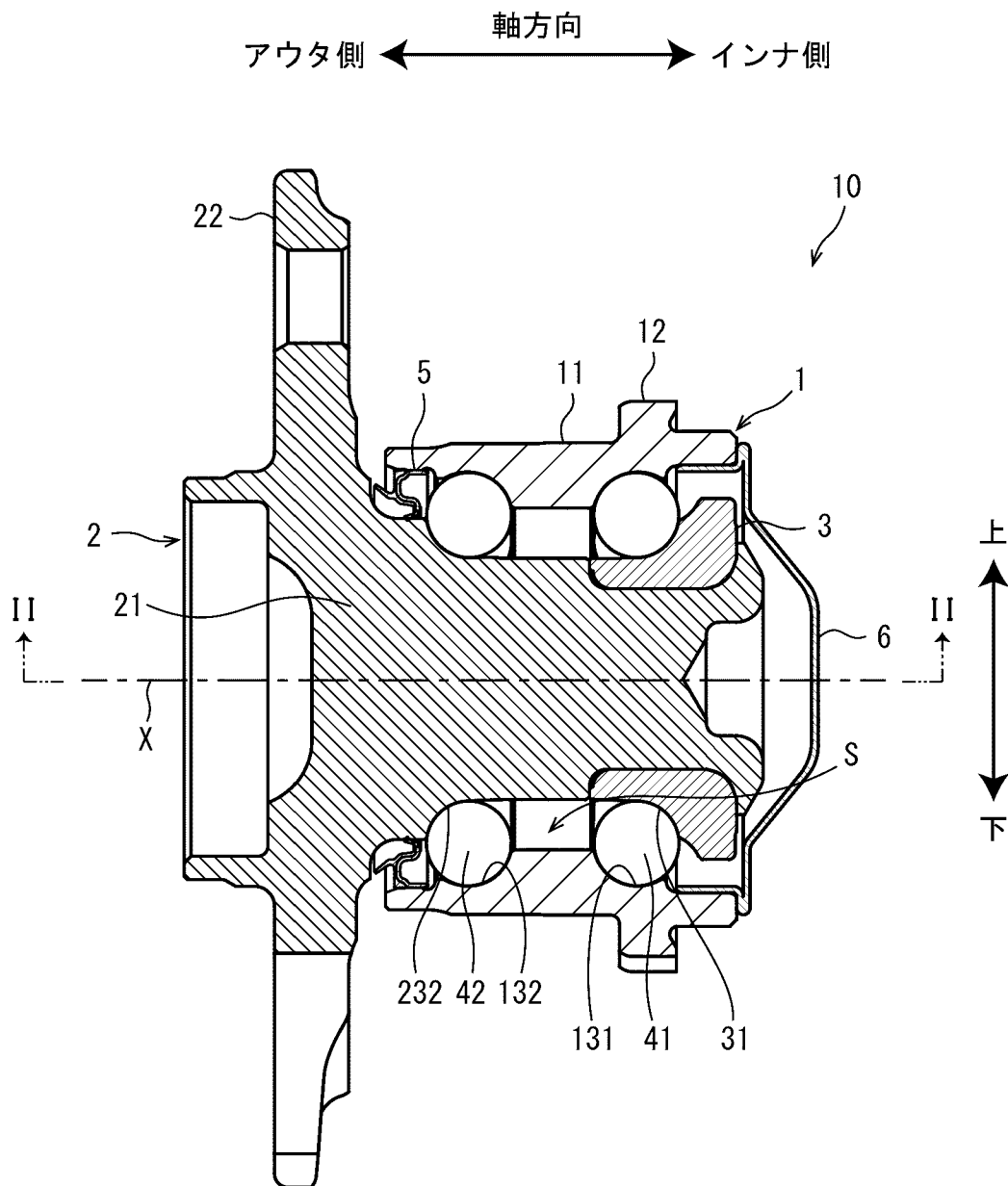


FIG. 1

[図3]

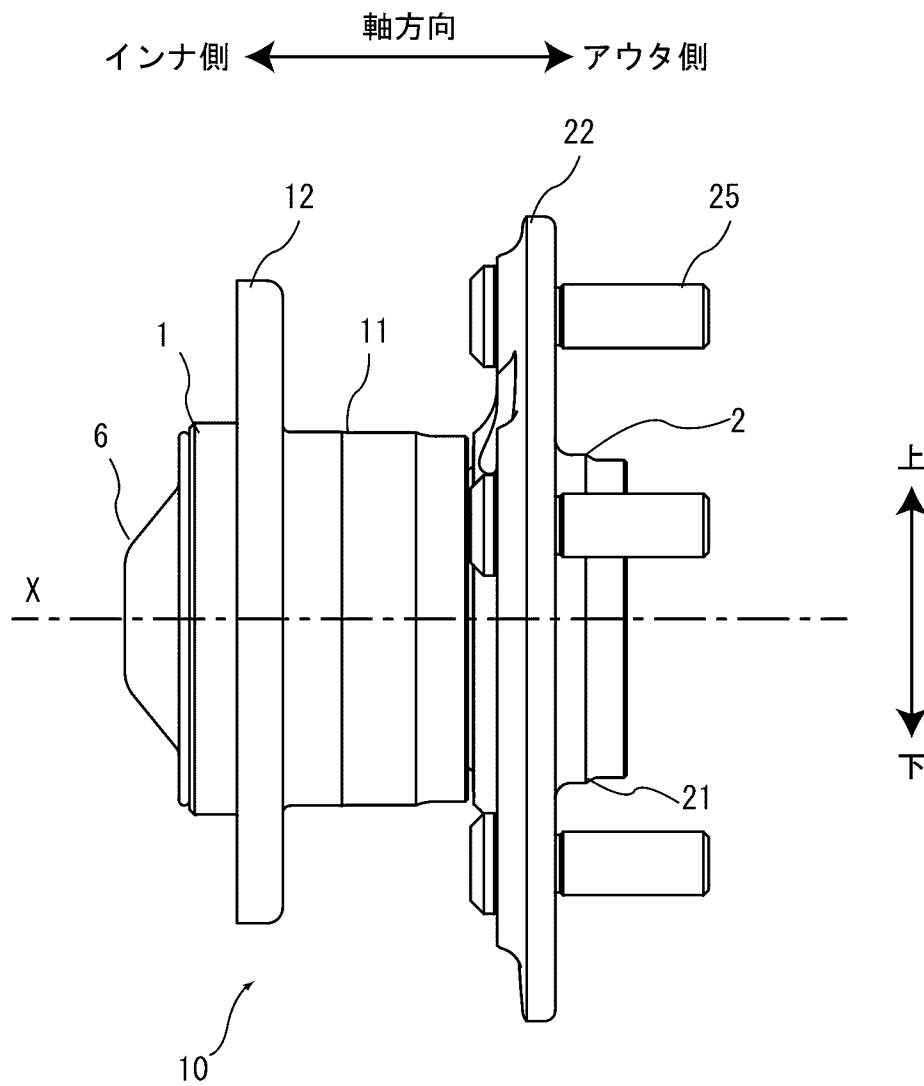


FIG. 3

[図4]

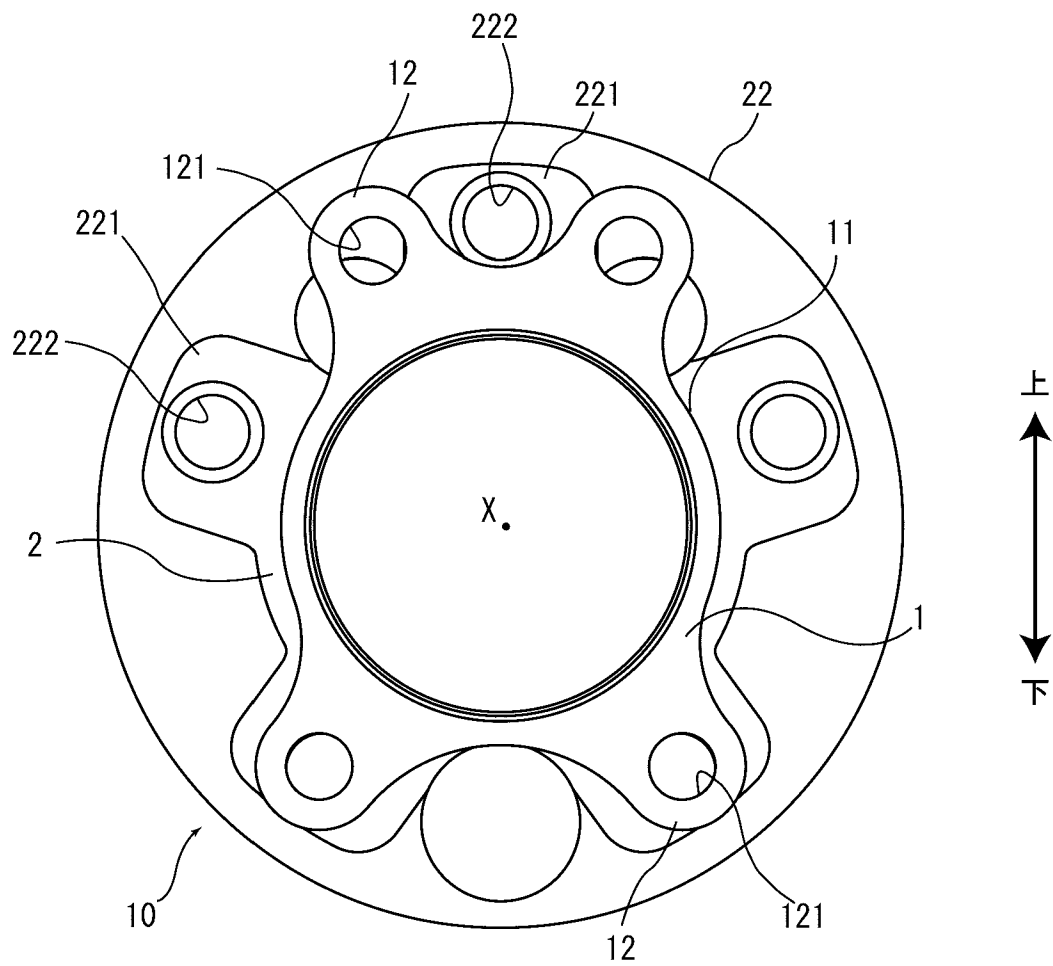


FIG. 4

[図5]

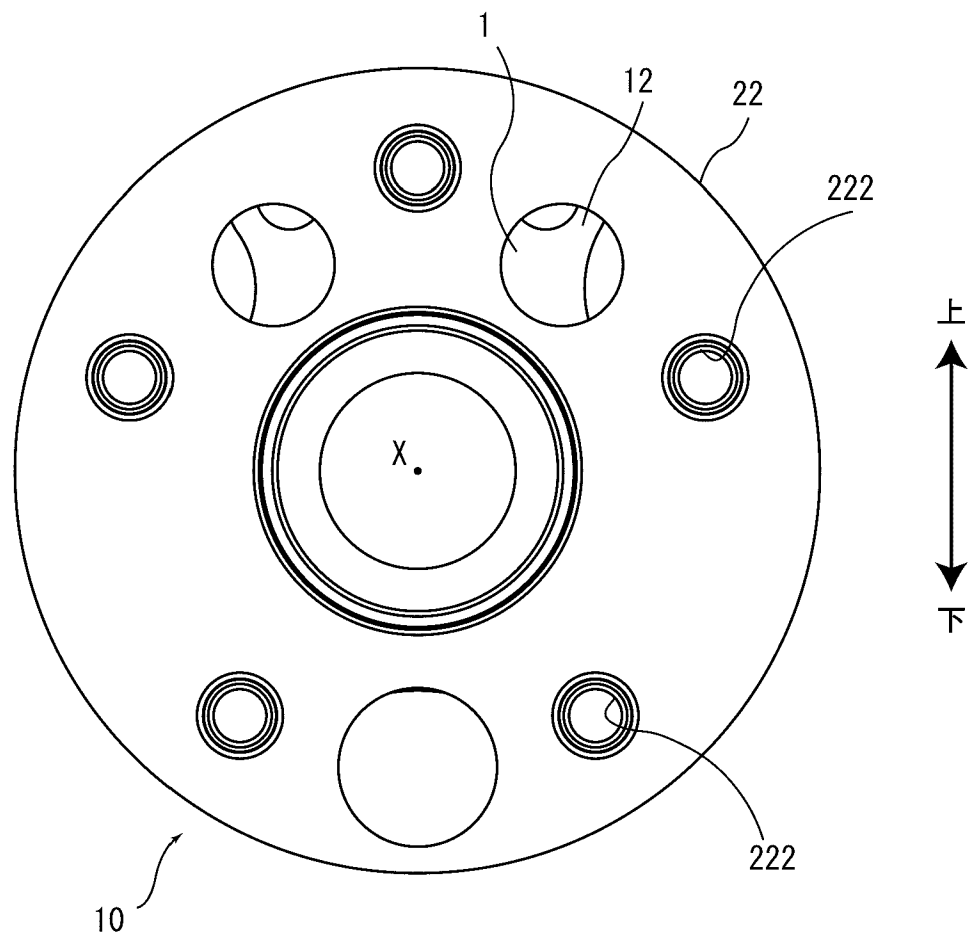


FIG. 5

[図6]

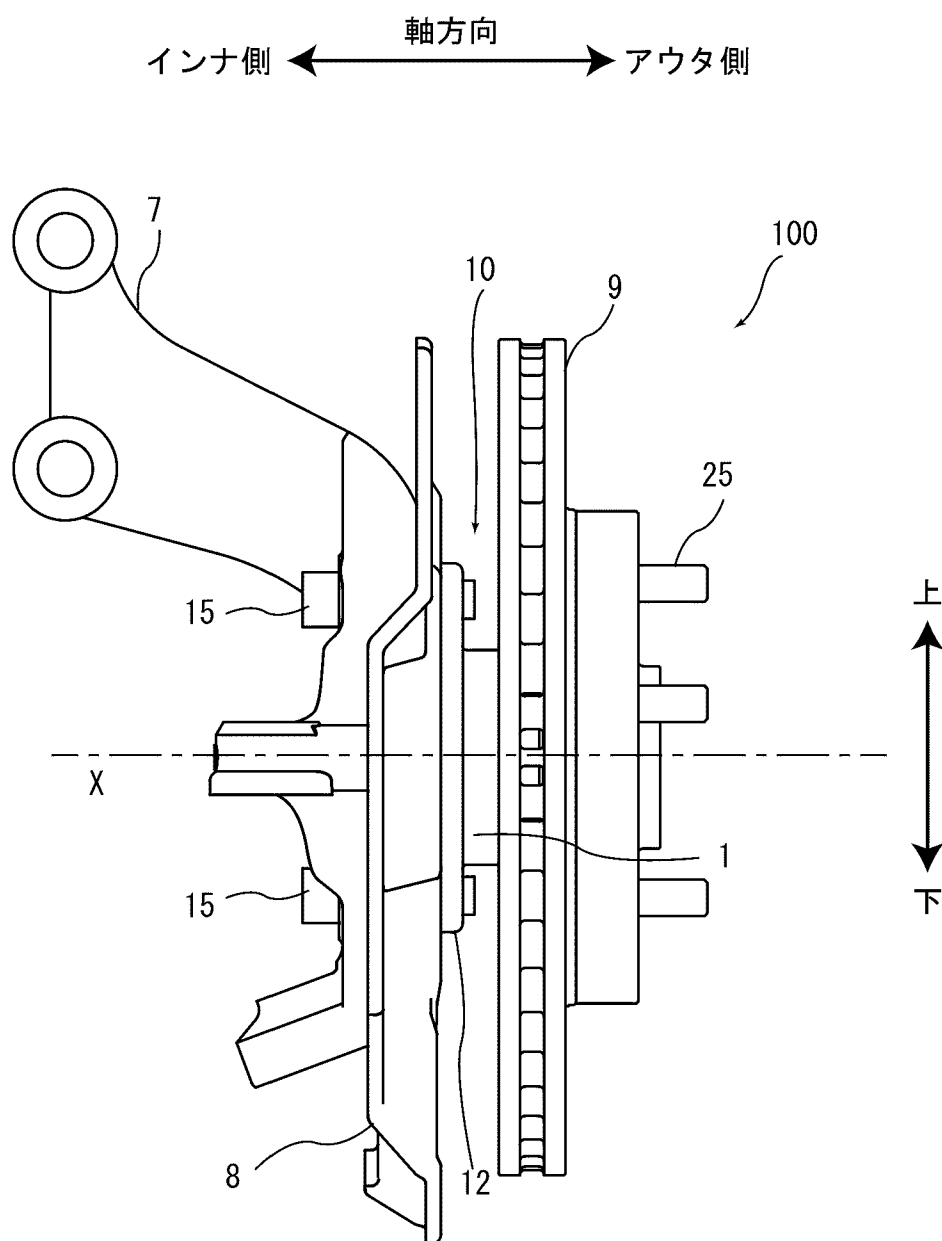


FIG. 6

[図7]

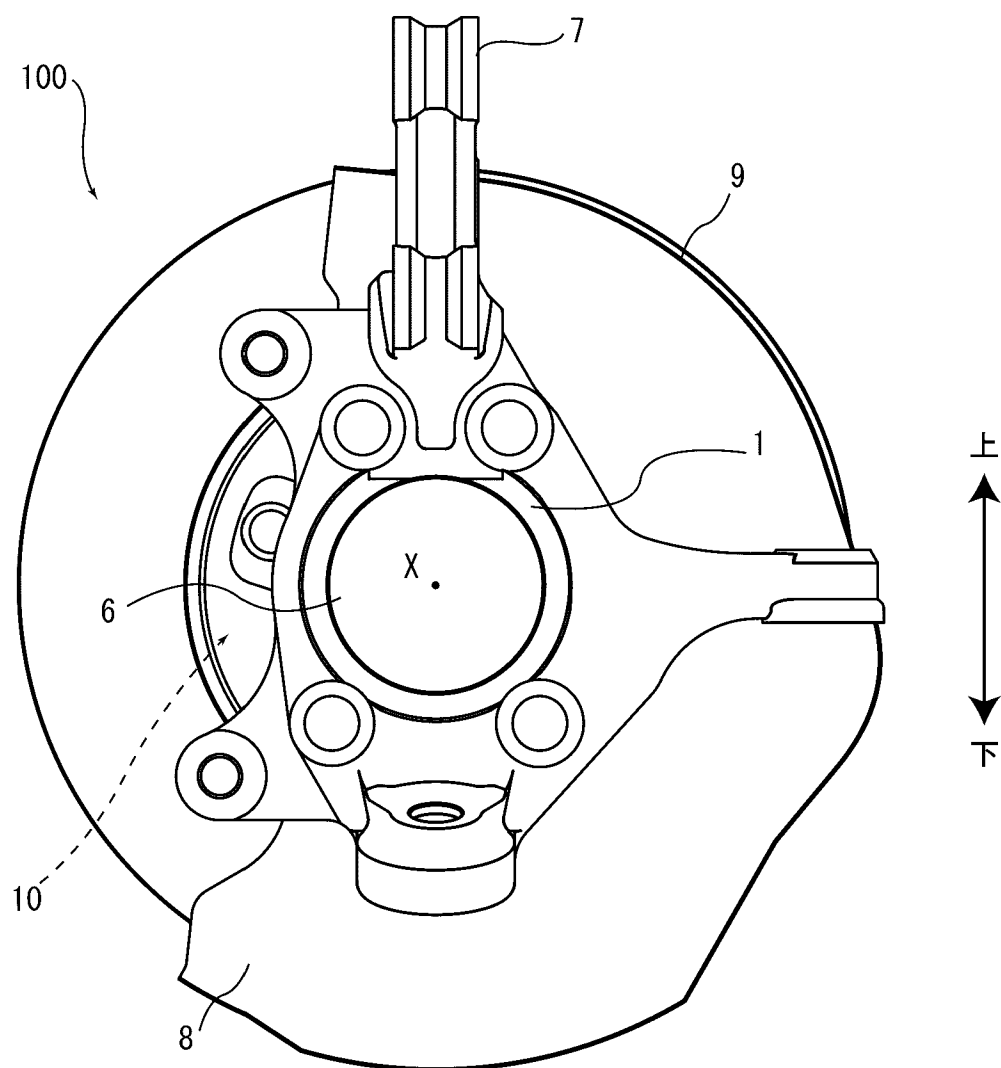


FIG. 7

[図8]

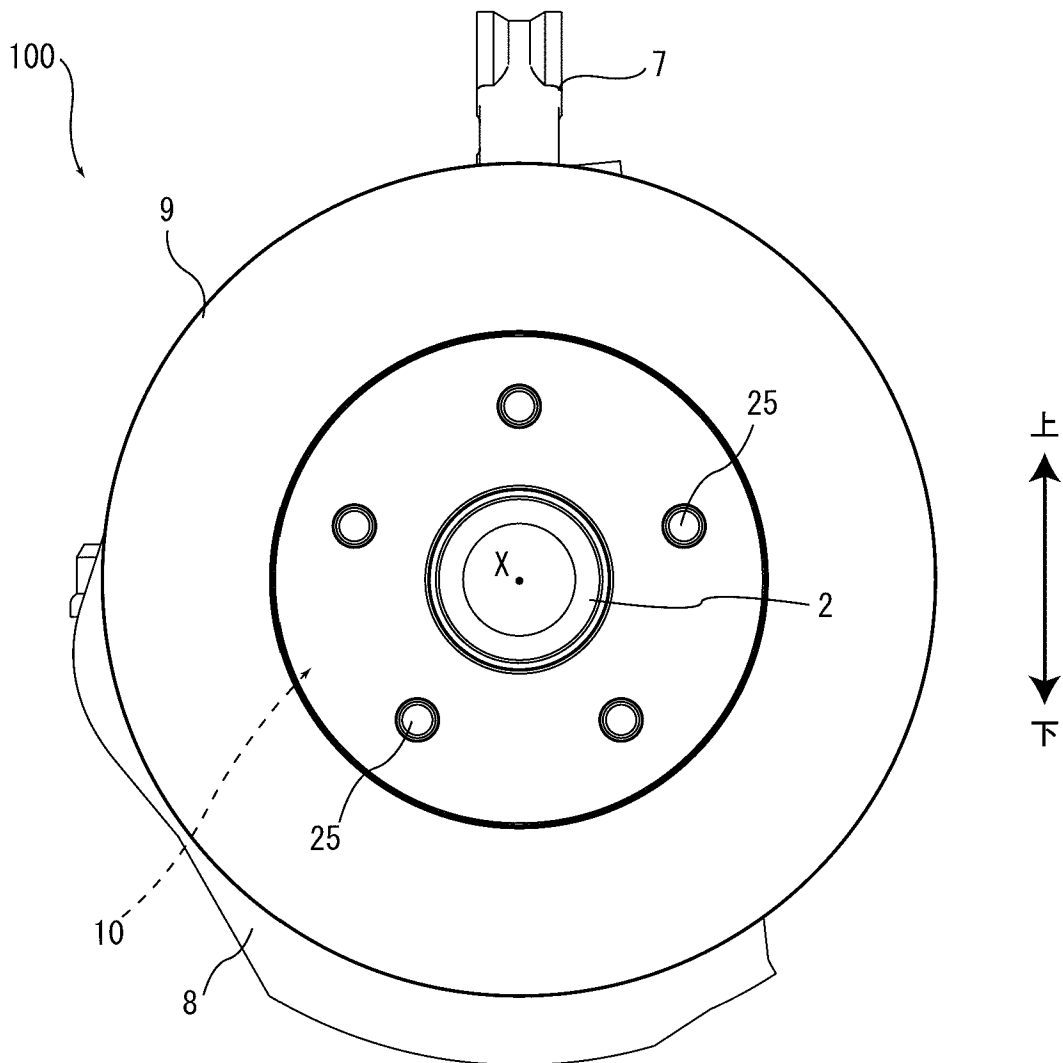


FIG. 8

[図9]

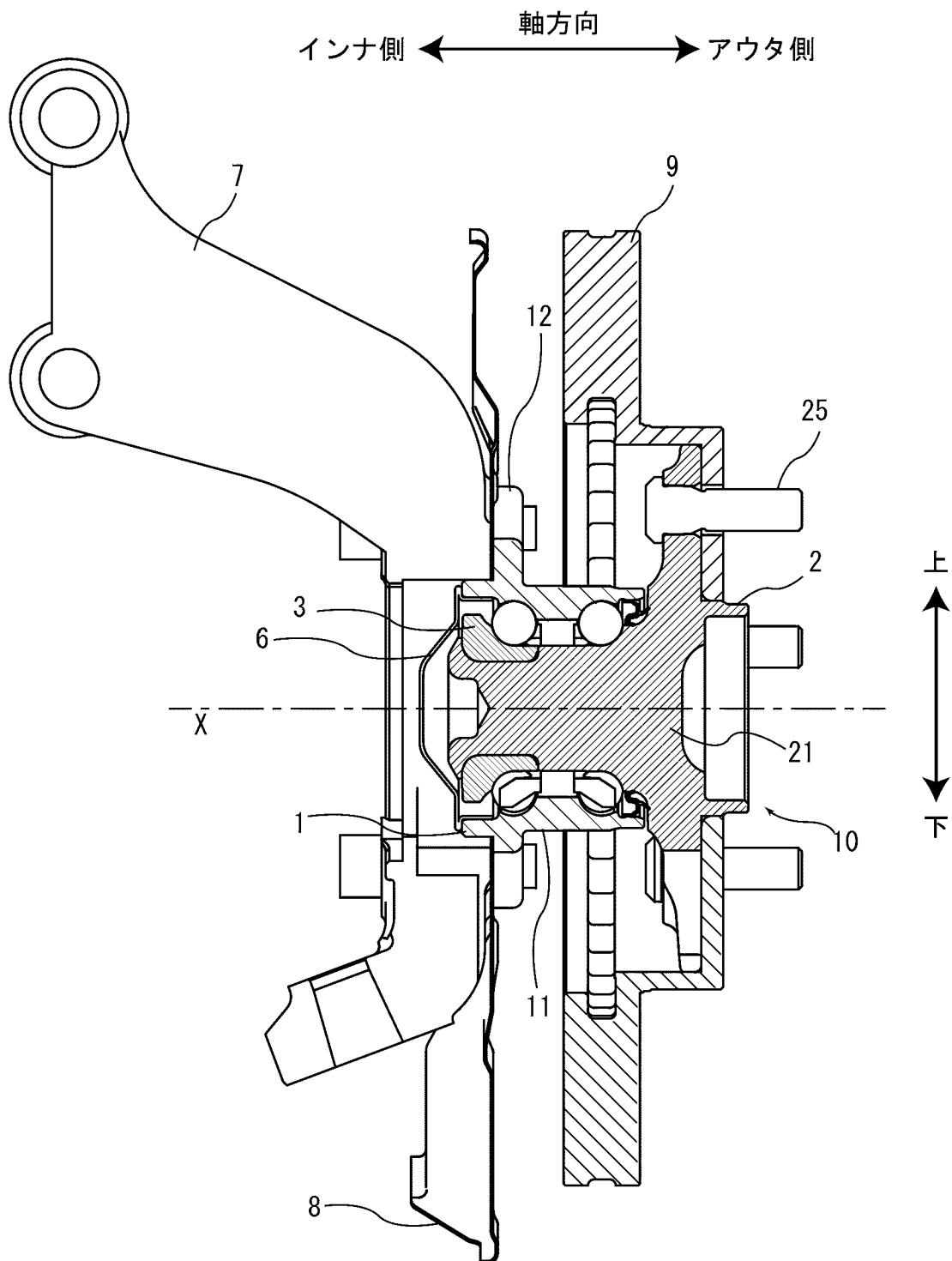


FIG. 9

[図10]

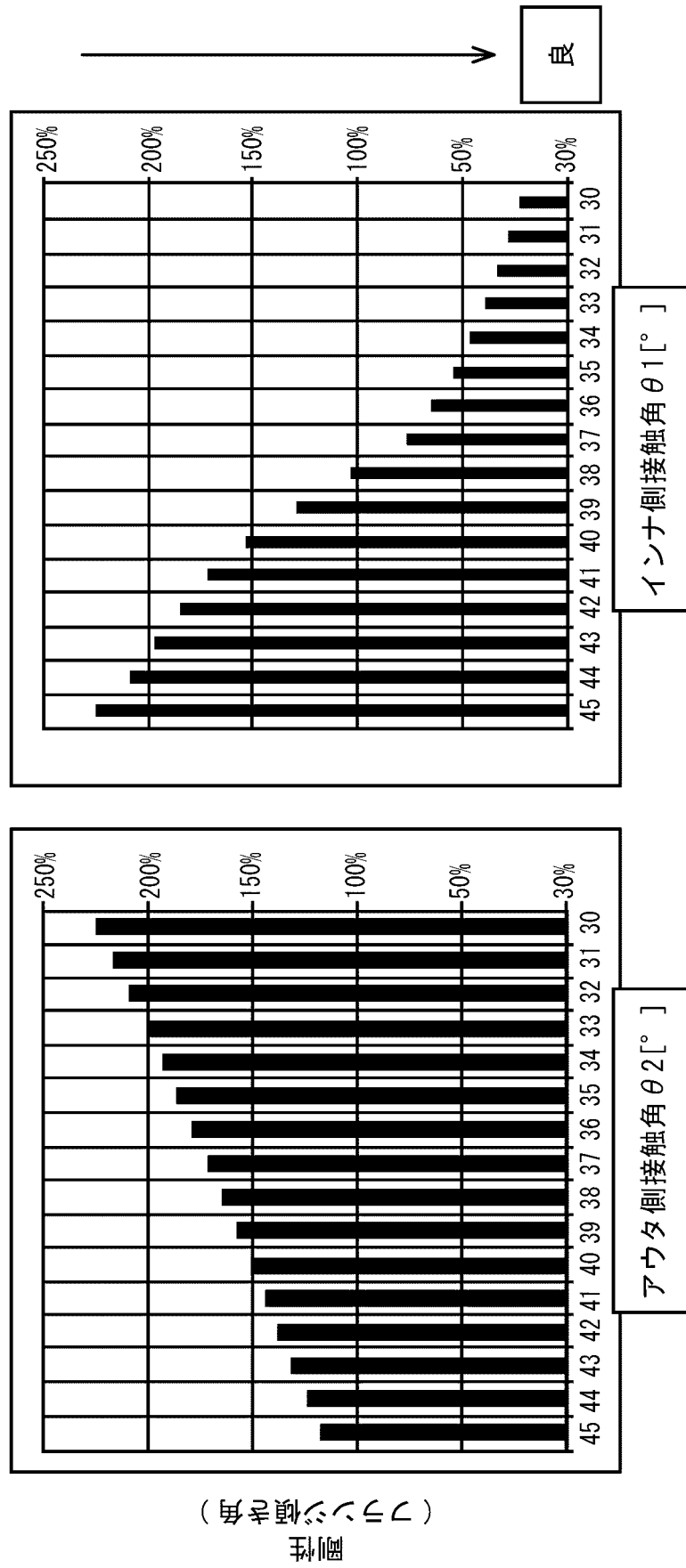


FIG. 10

[図11]

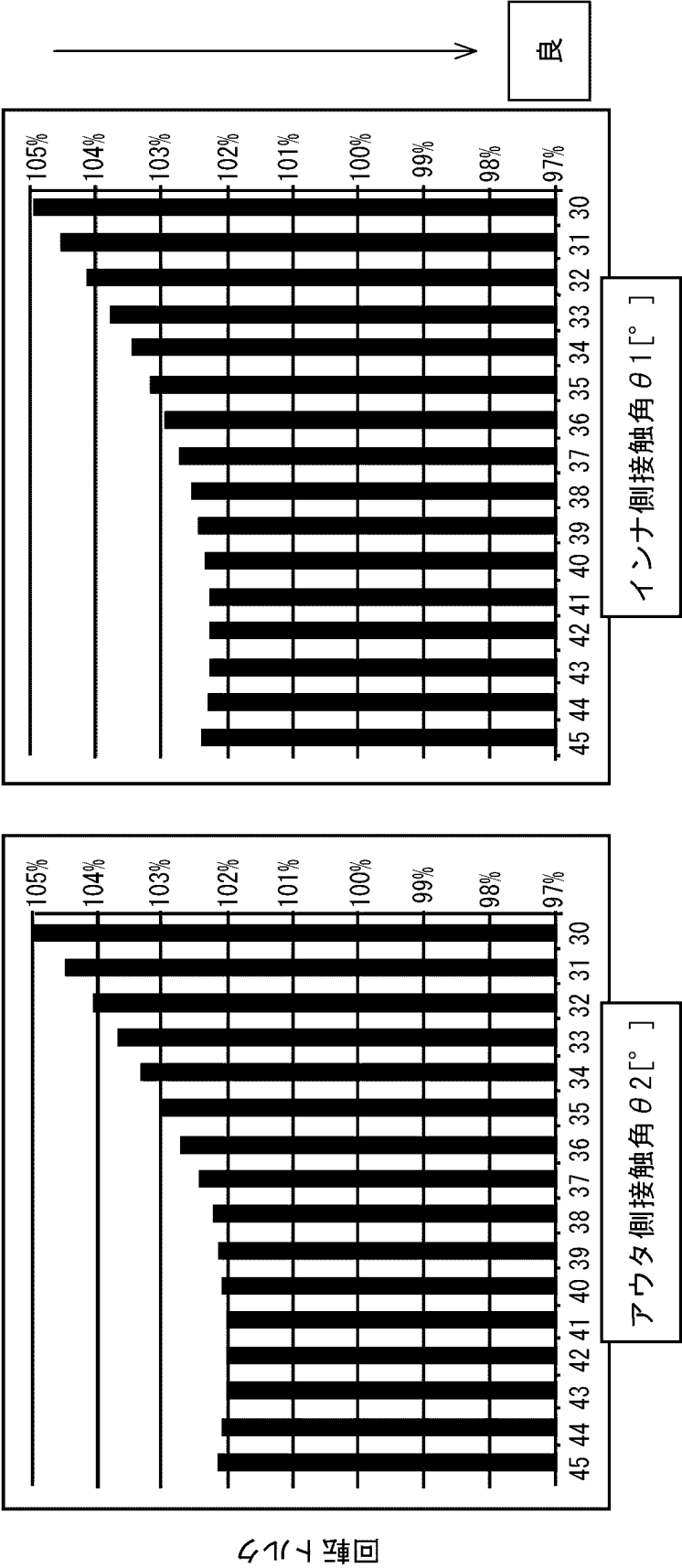


FIG. 11

[図12]

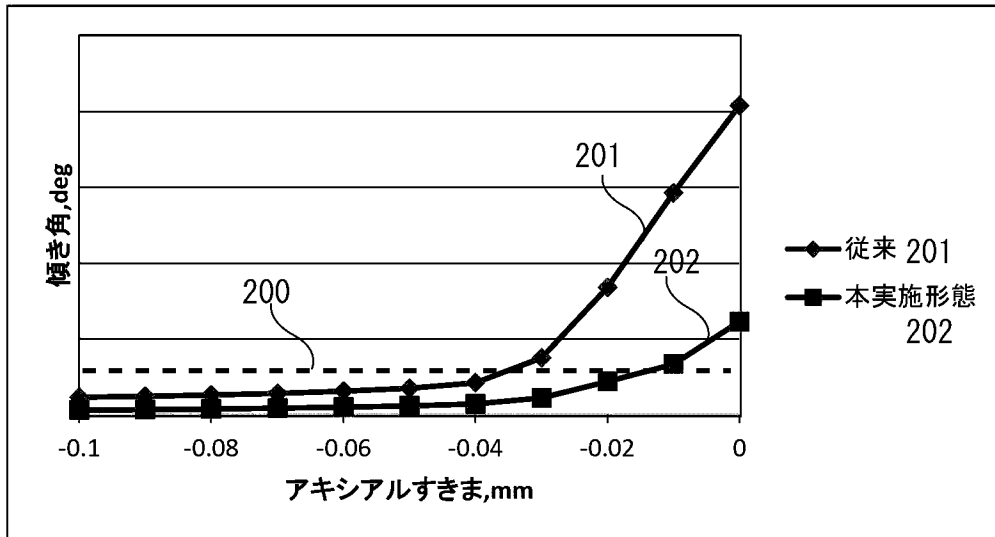


FIG. 12

[図13]

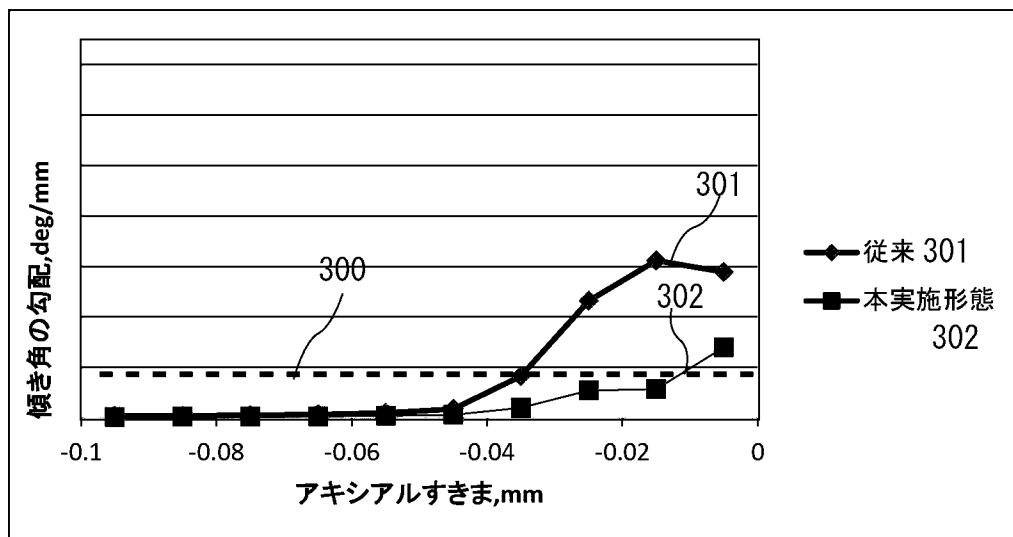


FIG. 13

[図14]

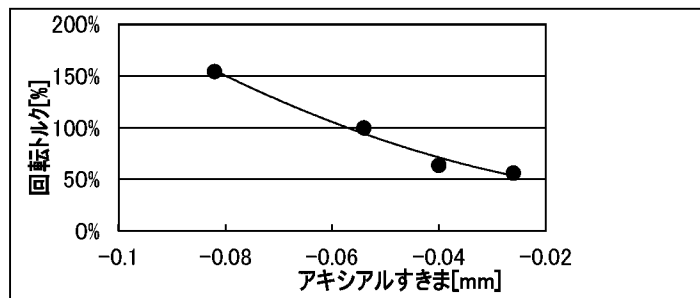


FIG. 14

[図15]

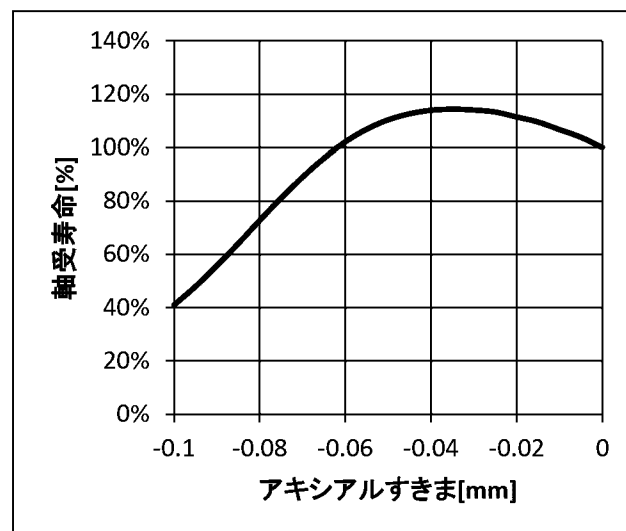


FIG. 15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/032918

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16C19/18 (2006.01)i, B60B27/02 (2006.01)i, B60B35/02 (2006.01)i, B60B35/18 (2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F16C19/18, B60B27/02, B60B35/02, B60B35/18

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Japanese Published Examined Utility Model Applications	1922-1996
Japanese Published Unexamined Utility Model Applications	1971-2017
Japanese Examined Utility Model Registrations	1996-2017
Japanese Registered Utility Model Specifications	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2004-76892 A (NSK LTD.) 11 March 2004, paragraphs [0001]-[0006], [0018], [0026], [0028], fig. 1, 5 (Family: none)	1
Y		2-3
Y	JP 2006-22850 A (NTN CORPORATION) 26 January 2006, paragraphs [0002]-[0003], [0027] (Family: none)	2-3

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
21 November 2017 (21.11.2017)

Date of mailing of the international search report
28 November 2017 (28.11.2017)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16C19/18(2006.01)i, B60B27/02(2006.01)i, B60B35/02(2006.01)i, B60B35/18(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16C19/18, B60B27/02, B60B35/02, B60B35/18

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 7 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 7 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 7 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y	JP 2004-76892 A（日本精工株式会社）2004.03.11, 段落 0001-0006, 0018, 0026, 0028, 図 1, 5（ファミリーなし）	1 2-3
Y	JP 2006-22850 A（NTN株式会社）2006.01.26, 段落 0002-0003, 0027（ファミリーなし）	2-3

C 欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 1 . 1 1 . 2 0 1 7

国際調査報告の発送日

2 8 . 1 1 . 2 0 1 7

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

前田 浩

3 J

2 9 4 3

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8