

(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  
2020年3月19日(19.03.2020)



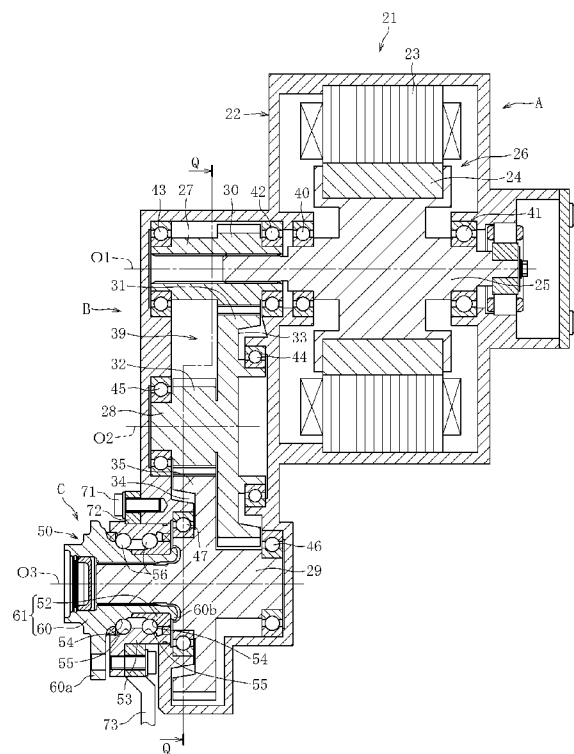
(10) 国際公開番号

WO 2020/054650 A1

- (51) 国際特許分類:  
*B60K 7/00* (2006.01)      *F16H 55/08* (2006.01)  
*F16H 1/08* (2006.01)      *H02K 7/116* (2006.01)
- (21) 国際出願番号:                    PCT/JP2019/035329
- (22) 国際出願日:                    2019年9月9日(09.09.2019)
- (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 2018-168800    2018年9月10日(10.09.2018) JP
- (71) 出願人: N T N株式会社(NTN CORPORATION)  
 [JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀  
 1丁目3番17号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: 雪島 良(YUKISHIMA Ryou); 〒4388510  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 N T N  
 株式会社内 Shizuoka (JP). 佐藤 勝則(SATO  
 Katsunori); 〒4388510 静岡県磐田市東貝塚15  
 78番地 N T N株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 城村 邦彦, 外(SHIROMURA Kunihiko  
 et al.); 〒5410059 大阪府大阪市中央区博労町4  
 丁目2番15号 江原特許事務所 Osaka (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,

(54) Title: IN-WHEEL MOTOR DRIVE DEVICE

(54) 発明の名称: インホイールモータ駆動装置



(57) Abstract: An input gear 30, an output gear 35, an input-side intermediate gear 31, and an output-side intermediate gear 32 are helical gears. The output gear 35 and the output-side intermediate gear 32 are formed as a larger module than the input gear 30 and the input-side intermediate gear 31. The input gear 30 and the input-side intermediate gear 31 are formed so as to have a larger torsion angle than the output gear 35 and the output-side intermediate gear 32. The output gear 35 and the output-side intermediate gear 32 are formed so as to have a larger effective tooth length than the input gear 30 and the input-side intermediate gear 31.

(57) 要約: 入力歯車30、出力歯車35、入力側中間歯車31及び出力側中間歯車32は、ほぼ歯車であって、入力歯車30及び入力側中間歯車31よりも、出力歯車35及び出力側中間歯車32が、大きいモジュールで構成され、出力歯車35及び出力側中間歯車32よりも、入力歯車30及び入力側中間歯車31が、大きいねじれ角で構成され、入力歯車30及び入力側中間歯車31よりも、出力歯車35及び出力側中間歯車32が、大きい有効歯丈で構成されている。



WO 2020/054650 A1

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)）

## 明 細 書

**発明の名称**： インホイールモータ駆動装置

### 技術分野

[0001] 本発明は、車輪の内空領域に配置されて当該車輪を駆動するインホイールモータ駆動装置に関する。

### 背景技術

[0002] 車輪を駆動する駆動装置として、車輪のホイール内に搭載されるインホイールモータ駆動装置が知られている。

[0003] インホイールモータ駆動装置においては、その重量の増加が走行安定性やNVH特性（騒音・振動・ハーシュネス）を悪化させる車両のばね下荷重の増加に繋がるため、小型化や軽量化は重要な課題である。一方で、モータ単体で車両の駆動に必要なトルクを発生させようとする、大型で大重量のモータが必要となる。そのため、インホイールモータ駆動装置においては、減速機構を用いてモータのトルクを増大させることで、小型のモータでも十分なトルクが得られるようにして小型化及び軽量化が図られている。

[0004] このようなインホイールモータ駆動装置に用いられる減速機構として、下記特許文献1には、モータ回転軸と同軸に連結し入力歯車を有する入力軸と、車輪ハブ軸受部の内輪と同軸に連結し出力歯車を有する出力軸と、入力歯車と噛み合う第1中間歯車、及び、出力歯車と噛み合う第2中間歯車を有する中間軸とを備える、3軸の平行軸歯車減速機構が開示されている。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0005] 特許文献1：特開2018-114834号公報

### 発明の概要

#### 発明が解決しようとする課題

[0006] 上記特許文献1に記載の減速機構においては、減速機構を構成する歯車に、はすば歯車を用いている。はすば歯車は、平歯車に比べて、同時に噛み合

う歯数が増え、歯当たりが分散されるので音が静かであり、トルク変動が少ない点で優れている。

[0007] しかしながら、このような、はすば歯車を用いた減速機構においても、歯面の形状や弾性変形、歯車軸の加工誤差、歯車軸を支持している軸受の隙間や弾性変形などの種々の要因により、互いに噛み合う歯車同士の間で噛み合い伝達誤差（駆動歯車に対する被駆動歯車の相対的回転の遅れや進み）が発生する。噛み合い伝達誤差が大きくなると、これに伴って生じる振動や騒音も大きくなるため、乗り心地が悪化するだけでなく、振動によって部品が劣化したり破損したりする虞がある。

[0008] また、歯車同士の噛み合い伝達誤差は、インホイールモータ駆動装置に限らず、車体に電動モータを設けた所謂オンボードタイプの電動車両駆動装置や、ガソリンエンジン車に搭載されるトランスミッションなどの駆動装置においても同様に生じ得る。しかしながら、これらの駆動装置は、一般的にゴムブッシュなどの防振部材を介して車体に搭載されるため、駆動装置から発生した振動は車体側に伝達されにくい構成となっている。これに対して、インホイールモータ駆動装置は、車輪に取り付けられるため、インホイールモータ駆動装置で発生した振動はサスペンション等を介して車体側に伝達されやすい構成となっている。

[0009] 以上のことから、特にインホイールモータ駆動装置においては、NVH特性を向上させるうえで、その振動を低減することが非常に重要であり、そのために、歯車同士の噛み合い伝達誤差を低減するための対策が求められる。

[0010] そこで、本発明は、歯車同士の噛み合い伝達誤差を低減して低振動化を実現できると共に、耐久性の確保及び小型化が可能なインホイールモータ駆動装置を提供することを目的とする。

### 課題を解決するための手段

[0011] 上記課題を解決するため、本発明は、電動モータ部と、車輪用軸受部と、電動モータ部の回転を車輪用軸受部へ減速して伝達する減速機部とを備えたインホイールモータ駆動装置において、減速機部は、電動モータ部の回転軸

と一体に回転し、入力歯車を有する入力軸と、車輪用軸受部の回転軸と一体に回転し、出力歯車を有する出力軸と、入力歯車と噛み合う入力側中間歯車、及び、出力歯車と噛み合う出力側中間歯車を有する中間軸とを備えた3軸以上の平行軸歯車減速機構であり、入力歯車、出力歯車、入力側中間歯車及び出力側中間歯車は、はすば歯車であって、入力歯車及び入力側中間歯車よりも、出力歯車及び出力側中間歯車が、大きいモジュールで構成され、出力歯車及び出力側中間歯車よりも、入力歯車及び入力側中間歯車が、大きいねじれ角で構成され、入力歯車及び入力側中間歯車よりも、出力歯車及び出力側中間歯車が、大きい有効歯丈で構成されていることを特徴とする。

[0012] はすば歯車同士の噛み合い伝達誤差を低減する方法としては、歯車のモジュールを小さくする方法、ねじれ角を大きくする方法、有効歯丈を大きくする方法がある。

[0013] まず、モジュールを小さくする方法は、噛み合い伝達誤差を低減できる一方で、歯が小さくなるため、耐久性が低下する懸念がある。ここで、1段目の歯車（入力歯車及び入力側中間歯車）よりも回転が減速される2段目の歯車（出力歯車及び出力側中間歯車）においては、大きな荷重が作用するため、歯車の強度を高くする必要がある。そのため、本発明のように、1段目の歯車よりも2段目の歯車を大きいモジュールとすることで、2段目の歯車の耐久性を確保することができる。一方、1段目の歯車は、2段目の歯車よりも作用する荷重が小さいので、優先的にモジュールを小さくして、噛み合い伝達誤差を低減することが可能である。

[0014] 次に、ねじれ角を大きくする方法は、噛み合い伝達誤差を低減できる一方で、歯面に作用する荷重の軸方向成分が大きくなるため、特に大きな荷重が作用する2段目の歯車においては、1段目の歯車に比べて歯車のねじれ角を大きくすることは耐久性の観点から好ましくない。従って、本発明のように、2段目の歯車よりも1段目の歯車を大きいねじれ角とすることで、2段目の歯車に対して大きな軸方向荷重が作用するのを回避することができる。一方、1段目の歯車は、2段目の歯車よりも作用する荷重が小さいので、優先

的にねじれ角を大きくして、噛み合い伝達誤差を低減することができる。

[0015] 最後に、有効歯丈を大きくする方法は、噛み合い伝達誤差を低減できる一方で、歯先が細くなる傾向にあるので、耐久性が低下する懸念がある。上記のように、モジュールを小さくした1段目の歯車においては、有効歯丈を大きくすると、特に歯先が細くなるため、耐久性の観点から1段目の歯車の有効歯丈を大きくすることは好ましくない。そのため、本発明のように、1段目の歯車よりも2段目の歯車を優先的に大きい有効歯丈とすることで、1段目の歯車の耐久性を確保しつつ、2段目の歯車の噛み合い伝達誤差を低減することができる。

[0016] このように、本発明においては、1段目の歯車と2段目の歯車の、モジュール、ねじれ角、有効歯丈について上記の如く設定することで、耐久性を確保しつつ、噛み合い伝達誤差を低減することが可能である。また、このようなモジュール、ねじれ角、有効歯丈の各要素の調整は、歯車の軸方向寸法に影響を与えるものではないので、これらの要素を変更することに伴う軸方向寸法の増大も生じない。このため、インホイールモータ駆動装置の小型化も図ることが可能である。

[0017] さらに、2段目の歯車においては、有効歯丈を大きくすることに伴う歯先の細りを緩和するために、1段目の歯車よりも正面噛み合い圧力角を小さくすることが好ましい。これにより、2段目の歯車の歯先の細りを緩和し、歯車の耐久性を向上させることが可能である。また、正面噛み合い圧力角を小さくすることで、2段目の歯車の噛み合い伝達誤差を低減することもできる。

### 発明の効果

[0018] 本発明によれば、耐久性の確保と小型化を図りつつ、歯車同士の噛み合い伝達誤差を低減して低振動化を実現することができる。

### 図面の簡単な説明

[0019] [図1]インホイールモータ駆動装置を図2のP-P線で矢視したときの縦断面図である。

[図2]インホイールモータ駆動装置を図1のQ-Q線で矢視したときの横断面図である。

[図3]モジュールが異なる歯車を比較して示す図である。

[図4]ねじれ角が異なる歯車を比較して示す図である。

[図5]有効歯丈が異なる歯車を比較して示す図である。

[図6]インホイールモータ駆動装置を搭載した電気自動車の概略構成を示す平面図である。

[図7]図6の電気自動車を示す後方断面図である。

### 発明を実施するための形態

[0020] 以下、添付の図面に基づき、本発明について説明する。なお、本発明を説明するための各図面において、同一の機能もしくは形状を有する部材や構成部品等の構成要素については、判別可能な限り同一符号を付すことにより一度説明した後ではその説明を省略する。

[0021] 図6は、インホイールモータ駆動装置21を搭載した電気自動車11の概略平面図、図7は、電気自動車11を後方から見た概略断面図である。

[0022] 図6に示すように、電気自動車11は、シャシー12と、操舵輪としての前輪13と、駆動輪としての後輪14と、後輪14に駆動力を伝達するインホイールモータ駆動装置21とを装備する。図7に示すように、後輪14は、シャシー12のホイールハウジング15の内部に收容され、懸架装置（サスペンション）16を介してシャシー12の下部に固定されている。

[0023] 懸架装置16は、左右に延びるサスペンションアームにより後輪14を支持すると共に、コイルスプリングとショックアブソーバとを含むストラットにより、後輪14が地面から受ける振動を吸収してシャシー12の振動を抑制する。左右のサスペンションアームの連結部分には、旋回時などの車体の傾きを抑制するスタビライザが設けられている。懸架装置16は、路面の凹凸に対する追従性を向上させ、後輪14の駆動力を効率よく路面に伝達するために、左右の車輪を独立して上下させる独立懸架式としている。

[0024] 電気自動車11は、ホイールハウジング15の内部に、左右それぞれの後

輪 1 4 を駆動するインホイールモータ駆動装置 2 1 を設けることによって、シャシー 1 2 上にモータ、ドライブシャフト及びデファレンシャルギヤ機構などを設ける必要がなくなるので、客室スペースを広く確保でき、かつ、左右の後輪 1 4 の回転をそれぞれ制御することができるという利点を有する。

[0025] この実施形態の特徴的な構成を説明する前にインホイールモータ駆動装置 2 1 の全体構成を図 1 及び図 2 に基づいて説明する。以下の説明では、インホイールモータ駆動装置 2 1 を車両に搭載した状態で、車両の車幅方向の外側寄りとなる側（図 1 において左側）をアウトボード側と称し、中央寄りとなる側（図 1 において右側）をインボード側と称する。

[0026] 図 1 は、図 2 の P - P 線で矢視したインホイールモータ駆動装置の縦断面図であり、図 2 は、図 1 の Q - Q 線で矢視したインホイールモータ駆動装置の横断面図である。

[0027] 図 1 に示すように、インホイールモータ駆動装置 2 1 は、駆動力を発生させる電動モータ部 A と、電動モータ部 A の回転を減速して出力する減速機部 B と、減速機部 B からの出力を駆動輪としての後輪 1 4 に伝達する車輪用軸受部 C とを備えている。電動モータ部 A、減速機部 B、及び車輪用軸受部 C は、それぞれケーシング 2 2 内に收容されている。ケーシング 2 2 は、図 1 に示すように一体構造とするほか、分割可能な構造にすることもできる。

[0028] 電動モータ部 A は、ケーシング 2 2 に固定されたステータ 2 3 と、ステータ 2 3 の径方向内側に隙間をもって対向するように配置されたロータ 2 4 と、ロータ 2 4 の径方向内側に配置されてロータ 2 4 と一体回転するモータ回転軸 2 5 とを備えたラジアルギャップ型の電動モータ 2 6 で構成されている。モータ回転軸 2 5 は、毎分一万数千回転程度で高速回転可能である。ステータ 2 3 は磁性体コアにコイルを巻回することによって構成され、ロータ 2 4 は永久磁石等で構成されている。なお、電動モータ部 A は、アキシアルギャップ型であってもよい。

[0029] モータ回転軸 2 5 は、その軸方向一方側の端部（図 1 の左側）が転がり軸受 4 0 により、軸方向他方側の端部（図 1 の右側）が転がり軸受 4 1 により

、ケーシング22に対してそれぞれ回転自在に支持されている。

[0030] 減速機部Bは、互いに平行に配置された入力軸27と中間軸28と出力軸29とを備える3軸2段の平行軸歯車減速機構39で構成されている。入力軸27には入力歯車30が設けられ、出力軸29には出力歯車35が設けられている。また、中間軸28には、入力歯車30と噛み合う入力側中間歯車31と、出力歯車35と噛み合う出力側中間歯車32とが設けられている。

[0031] 入力軸27は、入力歯車30の軸方向両側に設けられた2つの転がり軸受42, 43によってケーシング22に対して回転自在に支持されている。中間軸28は、入力側中間歯車31をインボード側に配置し、出力側中間歯車32をアウトボード側に配置した状態で、2つの転がり軸受44, 45によってケーシング22に対して回転自在に支持されている。また、出力軸29は、出力歯車35の軸方向両側に設けられた2つの転がり軸受46, 47によってケーシング22に対して回転自在に支持されている。これらの転がり軸受40~47としては、ラジアル荷重とスラスト荷重の双方を受けることができる軸受、例えば深溝玉軸受を用いることが好ましい。

[0032] 本実施形態では、中間軸28を支持する2つの転がり軸受44, 45のうち、インボード側（入力側中間歯車31側）の転がり軸受44の方が、アウトボード側（出力側中間歯車32側）の転がり軸受45よりも大きい内径寸法及び外径寸法に形成されている。また、この大径の転がり軸受44は、入力側中間歯車31に設けられた内径側凹部33に配置されている。

[0033] 出力軸29を支持する2つの転がり軸受46, 47は、上記中間軸28を支持する転がり軸受44, 45の関係とは逆に、アウトボード側の転がり軸受47の方が、インボード側の転がり軸受46よりも大きい内径寸法及び外径寸法に形成されている。また、この大径の転がり軸受47は、出力歯車35に設けられた内径側凹部34に配置されている。

[0034] 入力軸27は、モータ回転軸25に対して、スプライン嵌合（セレーション嵌合を含む。）によって一体に回転可能に連結されている。一方、出力軸29は、車輪用軸受部Cの回転軸を構成するハブ輪60に対して、スプライ

ン嵌合（セレーション嵌合も含む。）によって一体に回転可能に連結されている。

[0035] 車輪用軸受部Cは、内輪回転タイプの車輪用軸受50で構成される。車輪用軸受50は、ハブ輪60と内輪52とからなる内方部材61と、外輪53と、複数の玉56及び保持器（図示省略）を主な構成とする複列アンギュラ玉軸受である。

[0036] ハブ輪60と内輪52との外周には、それぞれ内側軌道面54が形成され、外輪53の内周には、各内側軌道面54に対応して複列の外側軌道面55が形成されている。互いに対向する内側軌道面54と外側軌道面55の間には、玉56が転動可能に配置されている。

[0037] ハブ輪60のアウトボード側の外周には車輪取り付け用のフランジ部60aが形成されている。また、図示は省略するが、車輪取り付け用のフランジ部60aには、ブレーキディスク及びホイールが取り付けられる。一方、ハブ輪60のインボード側の小径段部には内輪52が嵌合され、内輪52に対してハブ輪60の加締め部60bが押し当てられている。加締め部60bは、ハブ輪60に対する内輪52の嵌合後にハブ輪60のインボード側端部が加締められることで形成される。加締め部60bが形成されることによって、内輪52の軸方向の位置決めを行うと共に車輪用軸受50に予圧が付与されている。

[0038] 外輪53は、アタッチメント72を介してケーシング22にボルト71で締結固定されている。また、外輪53は、ボルトにより懸架装置への取り付け部73に対しても締結固定されている。

[0039] モータ回転軸25が回転すると、これと一体に入力軸27が回転し、その回転運動は互いに噛み合う入力歯車30と入力側中間歯車31との間で伝達されて中間軸28が回転する。そして、中間軸28の回転運動が互いに噛み合う出力側中間歯車32と出力歯車35との間で伝達され、出力軸29が回転する。このとき、回転運動は、入力歯車30からこれよりも歯数の多い入力側中間歯車31に伝達されることで減速され、さらに、出力側中間歯車3

2からこれよりも歯数の多い出力歯車35に伝達されることで減速される。

[0040] このように、本実施形態では、モータ回転軸25の回転運動が二段階に減速されることで、増幅されたトルクを後輪14へと伝達することができるので、低トルクかつ高回転型の小型電動モータを使用することが可能である。例えば、減速機部Bの減速比を11とした場合、毎分一万数千回転程度の高速度回転の電動モータを使用することにより電動モータを小型化することができる。これにより、コンパクトなインホイールモータ駆動装置を実現することができる。ばね下重量を抑えて走行安定性及びNVH特性に優れた電気自動車を得ることができる。

[0041] 本実施形態では、入力歯車30と入力側中間歯車31との間での減速比と、出力側中間歯車32と出力歯車35との間での減速比は、いずれも2.5以上7以下に設定されている。これらの歯車間での各減速比は、互いに近い値に設定され、例えば、減速比同士の比は0.5以上2以下、好ましくは0.8以上1.2以下であるのがよい。

[0042] また、本実施形態では、図2に示すように、軸方向から見て、入力軸27、中間軸28、出力軸29のそれぞれの軸中心O1、O2、O3が、三角形の頂点を成すように配置されている。このように、各軸27、28、29の軸中心O1、O2、O3が三角形に配置されていることで、インホイールモータ駆動装置21の外周輪郭の小型化が図られている。これにより、既存の内燃機関の後輪のホイール70内にインホイールモータ駆動装置21を装着できるようにしている（図2参照）。

[0043] また、本実施形態では、入力歯車30、入力側中間歯車31、出力側中間歯車32及び出力歯車35に、はずば歯車（外歯車）を用いている。はずば歯車は、平歯車に比べて、同時に噛合う歯数が増え、歯当たりが分散されるので音が静かで、トルク変動が少ない点で有効である。

[0044] しかしながら、はずば歯車を用いたとしても、歯面の形状や弾性変形、歯車軸の加工誤差、歯車軸を支持している軸受の隙間や弾性変形などの種々の要因により、噛み合い伝達誤差が発生する。噛み合い伝達誤差は振動の要因

となるため、特に他の車両駆動装置に比べて車体側へ振動が伝達しやすいインホイールモータ駆動装置においては、噛み合い伝達誤差を低減することは重要な課題である。

[0045] 噛み合い伝達誤差を小さくする方法として、歯車同士の噛み合い率を大きくする方法がある。噛み合い率を大きくすると、トルクによる歯車荷重が分散され、歯車同士の噛み合いにおけるトルク変動が小さくなるため、噛み合い伝達誤差を小さくすることができる。

[0046] ここで、はすば歯車における噛み合い率は、下記式（1）に示すように、正面噛み合い率（ $\varepsilon_a$ ）と重なり噛み合い率（ $\varepsilon_b$ ）との和である全噛み合い率（ $\varepsilon$ ）によって表される。

[0047] [数1]

$$\varepsilon = \varepsilon_a + \varepsilon_b \quad \dots (1)$$

[0048] 正面噛み合い率（ $\varepsilon_a$ ）は、歯車正面における作用線上の噛み合い長さを法線ピッチで除した値であり、下記式（2）により表される。式（2）中の、 $d_{a1}$ は小径歯車歯先円直径、 $d_{a2}$ は大径歯車歯先円直径、 $d_{b1}$ は小径歯車基礎円直径、 $d_{b2}$ は大径歯車基礎円直径、 $a$ は中心間距離、 $\alpha_t$ は正面圧力角、 $\alpha'_t$ は正面噛み合い圧力角、 $m_t$ は正面モジュールである。

[0049] [数2]

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a \sin \alpha'_t}{\pi m_t \cos \alpha_t} \quad \dots (2)$$

[0050] 一方、重なり噛み合い率（ $\varepsilon_b$ ）は、歯幅を歯幅方向のピッチで除した値であり、下記式（3）により表される。式（3）中の、 $b$ は歯幅、 $\beta$ はねじれ角、 $m_t$ は正面モジュールである。

[0051] [数3]

$$\varepsilon_b = \frac{b \tan \beta}{\pi m_t} \quad \dots (3)$$

- [0052] 全噛み合い率 ( $\varepsilon$ ) を大きくするには、正面噛み合い率 ( $\varepsilon a$ ) と重なり噛み合い率 ( $\varepsilon b$ ) の少なくとも一方を大きくする必要がある。
- [0053] 正面噛み合い率 ( $\varepsilon a$ ) を大きくする方法としては、次の (a) ~ (c) の方法が挙げられる。
- (a) 歯車のモジュールを小さくする。(歯数を多くする。)
  - (b) 正面噛み合い圧力角を小さくする。
  - (c) 噛み合いに有効に作用する有効歯丈を大きくする。(歯先円直径を大きくする。)
- [0054] 一方、重なり噛み合い率 ( $\varepsilon b$ ) を大きくする方法としては、次の (d) ~ (f) の方法が挙げられる。
- (d) 歯車のモジュールを小さくする。(歯数を多くする。)
  - (e) 噛み合いに有効に作用する有効歯幅を大きくする。
  - (f) ねじれ角を大きくする。
- [0055] 以上の (a) ~ (f) に挙げられる方法を採用することで、正面噛み合い率 ( $\varepsilon a$ ) 及び重なり噛み合い率 ( $\varepsilon b$ ) を大きくし、噛み合い伝達誤差を小さくすることが可能である。ただし、(a) ~ (f) に示される各要素は、歯車における噛み合い率のほか、歯車のサイズや強度、歯車に作用する荷重などにも影響を及ぼすため、インホイールモータ駆動装置における耐久性や小型化及び軽量化の観点も踏まえて検討する必要がある。
- [0056] まず、上記 (a) 及び (d) に挙げられる「歯車のモジュールを小さくする」方法について検討する。モジュールは歯車のピッチ円直径を歯数で除した値であるので、同じピッチ円直径で歯数を多くすることによりモジュールを小さくすることができる。しかし、当然ながらモジュールが小さくなると、歯単体の大きさも小さくなる。図3に示すように、小さいモジュール  $m_2$  の歯は、大きいモジュール  $m_1$  の歯に比べて歯厚が小さくなるので ( $t_1 > t_2$ )、モジュールを小さくすることは、歯車の耐久性が低下することに繋がる。従って、歯車の強度を満足する値よりも小さな値のモジュールに設定することはできない。特に、本実施形態のような3軸2段の減速機構におい

ては、1段目の歯車（入力歯車30及び入力側中間歯車31）よりも2段目の歯車（出力歯車35及び出力側中間歯車32）において、回転が減速されることにより大きな荷重が作用するため、1段目の歯車よりも2段目の歯車において歯車の強度が得られるようにする必要がある。これらの事情を踏まえると、歯車の耐久性を確保するため、1段目の歯車よりも2段目の歯車を大きいモジュールとすることが好ましい。

[0057] また、モジュールを小さくすることに伴う耐久性低下を補填するため、上記(e)に挙げられる「有効歯幅を大きくする」方法を採用することも考えられる。有効歯幅を大きくすれば、歯車に作用する荷重を分散させることができるので、耐久性を向上させることができる。しかしながら、有効歯幅を大きくすると、歯車の軸方向寸法が大きくなってしまふ。従って、「有効歯幅を大きくする」方法は、インホイールモータ駆動装置の小型化の観点からは採用し難い。

[0058] 次に、上記(f)に挙げられる「ねじれ角を大きくする」方法について検討する。ねじれ角を大きくすると、はすば歯車の歯面が受ける荷重の方向が変化するため、荷重の軸方向成分の大きさが変化する。すなわち、図4に示すように、ねじれ角が大きくなると( $\beta 1 > \beta 2$ )、歯面が受ける荷重の軸方向成分が大きくなる( $f 1 > f 2$ )。本実施形態では、1段目の歯車と2段目の歯車のそれぞれにおいて生じる荷重の軸方向成分は、入力軸27、中間軸28、出力軸29を支持する各転がり軸受が受けるので、ねじれ角を大きくすると、その分だけ転がり軸受が受ける軸方向荷重も大きくなる。また、上述のように、本実施形態では、1段目の歯車よりも2段目の歯車において大きな荷重が作用するため、特に2段目の歯車のねじれ角を大きくしすぎると、転がり軸受の転動体が転送面の端部に過度に乗り上げるなどして早期に摩耗や破損が生じる虞がある。従って、ねじれ角を大きくするのは、受ける荷重の大きい2段目の歯車よりは、受ける荷重の小さい1段目の歯車の方が好ましいと言える。

[0059] 最後に、上記(b)に挙げられる「正面噛み合い圧力角を小さくする」方

法と、上記(c)に挙げられる「有効歯丈を大きくする」方法とについて検討する。有効歯丈がモジュールの2.25倍に設定されたものが一般的に「並歯」と呼ばれる通常歯丈の歯車である。これに対して、有効歯丈がモジュールの2.25倍よりも大きい値に設定されたものが所謂「高歯」である。歯車をこのような「高歯」にすることで、歯先円直径が大きくなり、噛み合い長さが大きくなるので、正面噛み合い率( $\varepsilon_a$ )を大きくすることが可能である。しかしながら、図5に示すように、有効歯丈を大きくすると( $h_1 > h_2$ )、歯先の頂部幅(トップランド)が小さくなるため( $w_1 < w_2$ )、歯車の耐久性が低下し、歯先が破損する虞がある。ここで、歯先の細りに対する対策として、上記(b)に挙げられる「歯車の正面噛み合い圧力角を小さくする」方法を採用すれば、歯先の細りを緩和することができるので、正面噛み合い率( $\varepsilon_a$ )を大きくしながら、歯車の耐久性を向上させることが可能である。しかしながら、それでも、特にモジュールを小さくした場合(歯を小さくした場合)は、有効歯丈を大きくすると、歯先の頂部幅はより一層小さくなるので、破損の虞が増すことになる。従って、上述のように、1段目の歯車よりも2段目の歯車の方が大きいモジュールとすることが好ましいとすると、モジュールの小さい1段目の歯車については、有効歯丈を大きくしない方が好ましいと言える。

[0060] 以上の検討結果を踏まえ、本実施形態では、1段目の歯車と2段目の歯車との関係について以下のように設定している。

[0061] まず、モジュールについては、1段目の歯車よりも2段目の歯車の方が大きな荷重を受けることを考慮し、2段目の歯車の耐久性を確保するため、1段目の歯車よりも2段目の歯車を大きいモジュールに設定している。言い換えれば、1段目の歯車は2段目の歯車よりも受ける荷重が小さいので、優先的にモジュールを小さくすることができる。従って、1段目の歯車については、2段目の歯車よりも小さいモジュールにすることで、正面噛み合い率( $\varepsilon_a$ )及び重なり噛み合い率( $\varepsilon_b$ )を優先的に大きくすることができる。

[0062] 次に、ねじれ角については、1段目の歯車よりも2段目の歯車の方が大き

な荷重を受けることを考慮し、2段目の歯車を支持する転がり軸受の摩耗や破損を抑制するため、2段目の歯車よりも1段目の歯車を大きいねじれ角に設定している。これにより、2段目の歯車を支持する転がり軸受の摩耗や破損を抑制しつつ、1段目の歯車については、重なり噛み合い率 ( $\epsilon b$ ) を優先的に大きくすることができる。

[0063] 有効歯丈については、モジュールの大きい2段目の歯車の方がモジュールの小さい1段目の歯車よりも歯先が細くなることによる強度低下が生じにくいので、2段目の歯車を1段目の歯車よりも有効歯丈を大きく設定している。これにより、1段目の歯車の強度低下を抑制しつつ、2段目の歯車については、正面噛み合い率 ( $\epsilon a$ ) を優先的に大きくすることができる。

[0064] このように、本実施形態では、1段目の歯車と2段目の歯車の、モジュール、ねじれ角、有効歯丈について上記の如く設定することで、歯車や転がり軸受の耐久性を確保しつつ、正面噛み合い率 ( $\epsilon a$ ) や重なり噛み合い率 ( $\epsilon b$ ) を効果的に大きくし、噛み合い伝達誤差を低減することが可能となる。これにより、噛み合い伝達誤差に起因する振動を抑制することができ、低振動化に優れたインホイールモータ駆動装置を提供できるようになる。また、モジュール、ねじれ角、有効歯丈の各要素の調整は、歯車の軸方向寸法に影響を与えるものではないので、これらの要素を変更することに伴う軸方向寸法の増大も生じず、インホイールモータ駆動装置の小型化も図ることが可能である。

[0065] また、有効歯丈を大きくすることに伴う歯先の細り（耐久性の低下）が懸念される場合は、正面噛み合い圧力角を小さくすることにより、歯先の細りを緩和することが可能である。特に、有効歯丈を大きくする2段目の歯車については、歯先が細くなることが考えられる。加えて、2段目の歯車には1段目の歯車よりも大きな荷重が作用するため、歯先が細くなることによる破損が懸念される。よって、2段目の歯車については、歯先の細りを緩和し耐久性を向上させるために、1段目の歯車よりも小さい正面噛み合い圧力角に設定することが好ましい。また、正面噛み合い圧力角を小さくすることで、

2段目の歯車においては、正面噛み合い率（ $\varepsilon_a$ ）が大きくなり、噛み合い伝達誤差を低減することができる。なお、2段目の歯車の耐久性について特に懸念がない場合は、1段目の歯車と2段目の歯車を同じ正面噛み合い圧力角に設定してもよい。

[0066] 以上、本発明の実施形態について説明したが、本発明は上述の実施形態に何ら限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、さらに種々なる形態で実施し得ることは勿論である。

[0067] 上述の実施形態では、入力軸27と中間軸28と出力軸29の3つの平行な軸を備える3軸2段の減速機構を例に説明したが、本発明は、中間軸28を2つ以上備える4軸以上の減速機構にも適用可能である。

### 符号の説明

[0068]	21	インホイールモータ駆動装置
	27	入力軸
	28	中間軸
	29	出力軸
	30	入力歯車
	31	入力側中間歯車
	32	出力側中間歯車
	35	出力歯車
	39	平行軸歯車減速機構
	A	電動モータ部
	B	減速機部
	C	車輪用軸受部

## 請求の範囲

[請求項1] 電動モータ部と、車輪用軸受部と、前記電動モータ部の回転を前記車輪用軸受部へ減速して伝達する減速機部とを備えたインホイールモータ駆動装置において、

前記減速機部は、前記電動モータ部の回転軸と一体に回転し、入力歯車を有する入力軸と、前記車輪用軸受部の回転軸と一体に回転し、出力歯車を有する出力軸と、前記入力歯車と噛み合う入力側中間歯車、及び、前記出力歯車と噛み合う出力側中間歯車を有する中間軸とを備えた3軸以上の平行軸歯車減速機構であり、

前記入力歯車、前記出力歯車、前記入力側中間歯車及び前記出力側中間歯車は、はすば歯車であって、

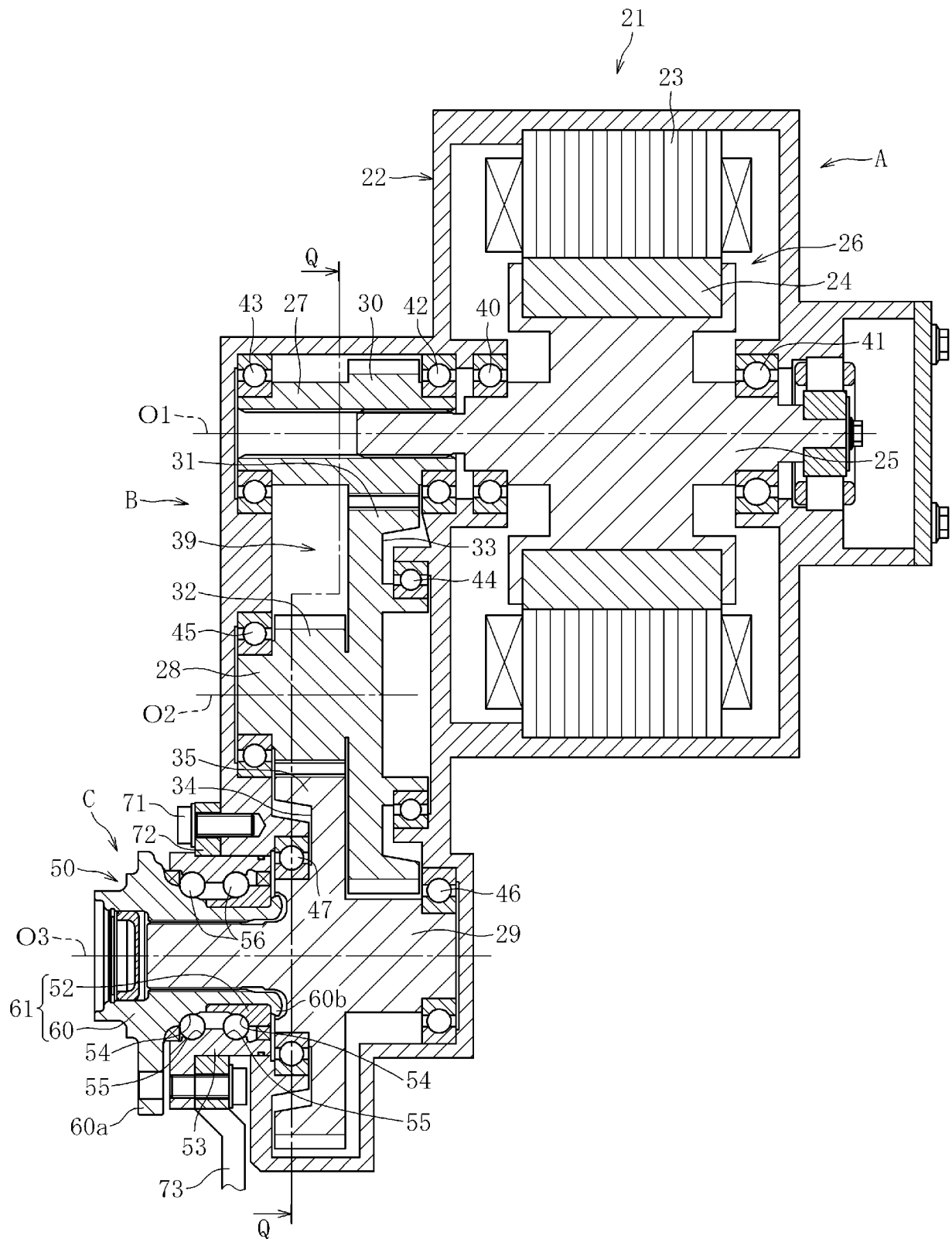
前記入力歯車及び前記入力側中間歯車よりも、前記出力歯車及び前記出力側中間歯車が、大きいモジュールで構成され、

前記出力歯車及び前記出力側中間歯車よりも、前記入力歯車及び前記入力側中間歯車が、大きいねじれ角で構成され、

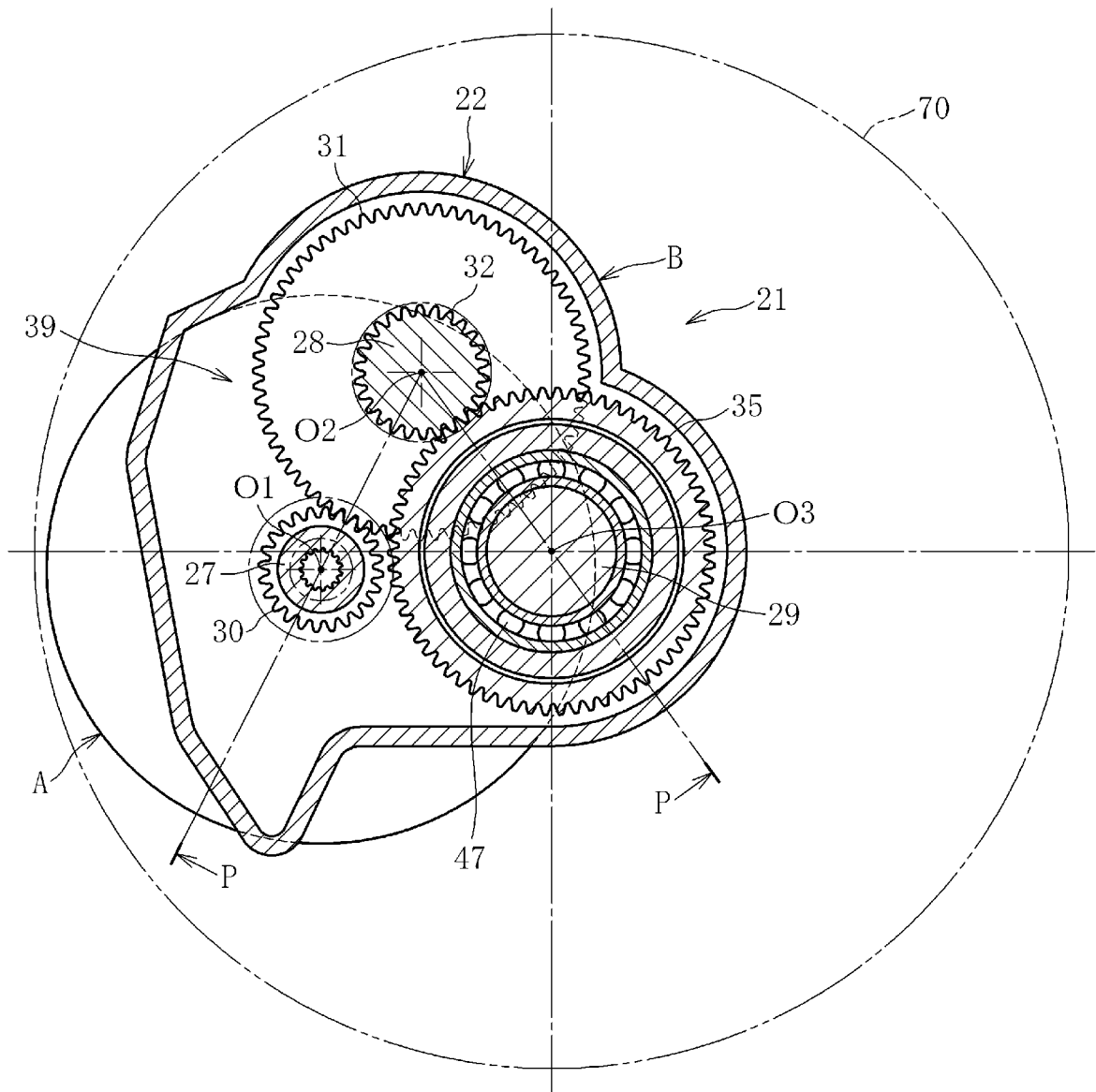
前記入力歯車及び前記入力側中間歯車よりも、前記出力歯車及び前記出力側中間歯車が、大きい有効歯丈で構成されていることを特徴とするインホイールモータ駆動装置。

[請求項2] 前記出力歯車及び前記出力側中間歯車よりも、前記入力歯車及び前記入力側中間歯車が、小さい正面噛み合い圧力角で構成されている請求項1に記載のインホイールモータ駆動装置。

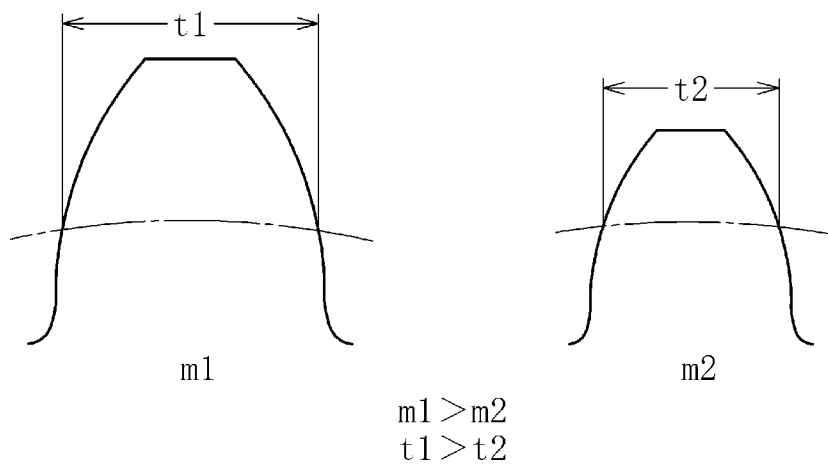
[図1]



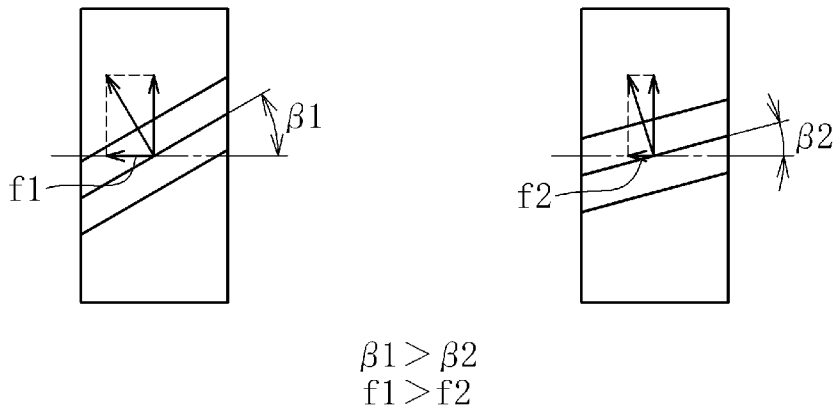
[図2]



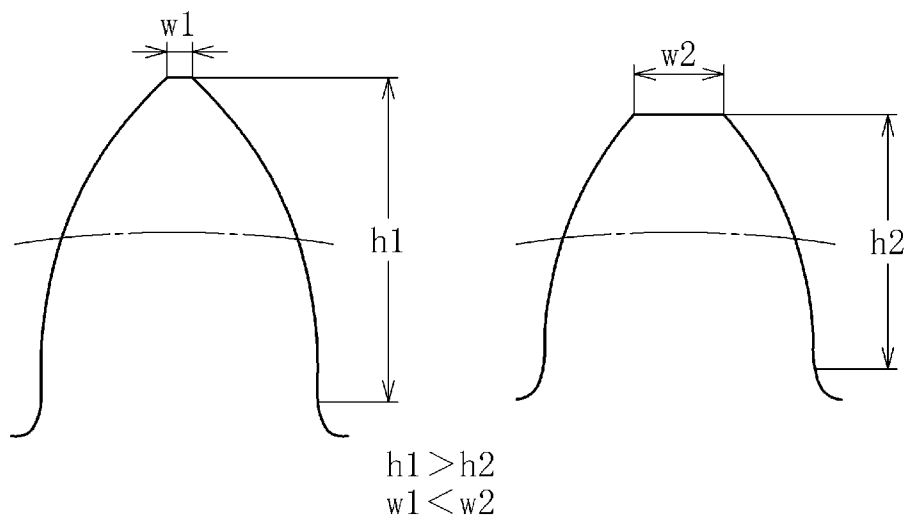
[図3]



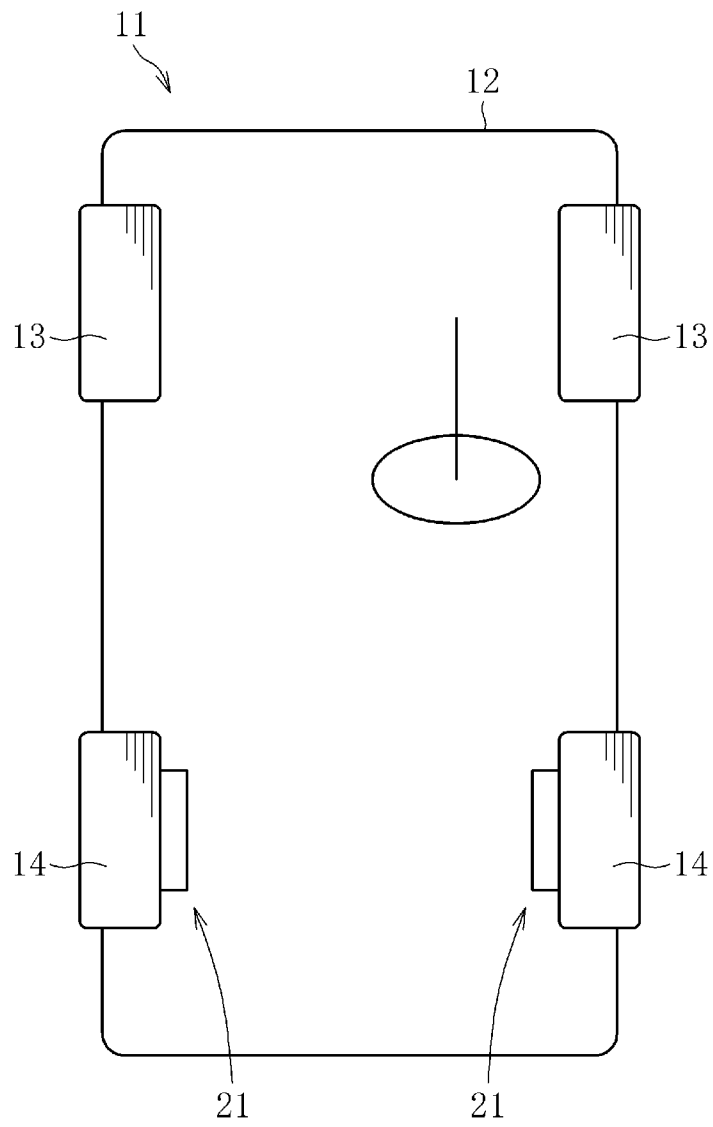
[図4]



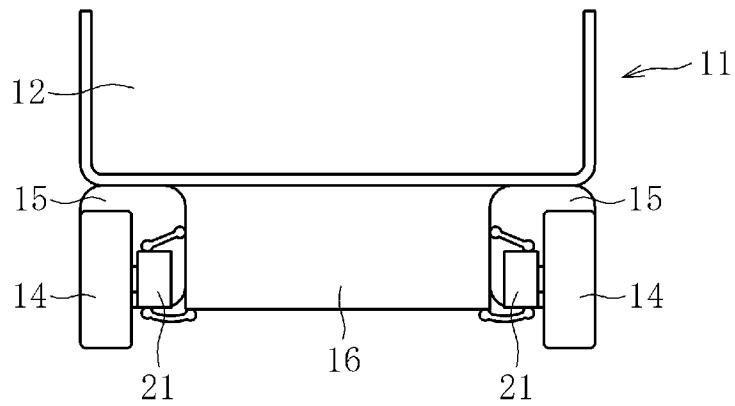
[図5]



[図6]



[図7]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2019/035329

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

Int.Cl. B60K7/00 (2006.01) i, F16H1/08 (2006.01) i, F16H55/08 (2006.01) i,  
H02K7/116 (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. B60K7/00, F16H1/08, F16H55/08, H02K7/116

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2019
Registered utility model specifications of Japan	1996-2019
Published registered utility model applications of Japan	1994-2019

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.
A	JP 2018-71686 A (NTN CORPORATION) 10 May 2018, paragraph [0030], fig. 1 & US 2019/0248224 A1, paragraph [0035], fig. 1 & WO 2018/078890 A1 & CN 109789766 A	1-2
A	JP 2018-114834 A (NTN CORPORATION) 26 July 2018, paragraph [0029], fig. 1 & WO 2018/135470 A1 & CN 108633266 A	1-2

Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 21 October 2019 (21.10.2019)	Date of mailing of the international search report 05 November 2019 (05.11.2019)
---	---

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 (IPC))

Int.Cl. B60K7/00(2006.01)i, F16H1/08(2006.01)i, F16H55/08(2006.01)i, H02K7/116(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 (IPC))

Int.Cl. B60K7/00, F16H1/08, F16H55/08, H02K7/116

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	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2019年
日本国実用新案登録公報	1996-2019年
日本国登録実用新案公報	1994-2019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
A	JP 2018-71686 A (NTN株式会社) 2018.05.10, 段落0030、 図1 & US 2019/0248224 A1, 段落0035, 図1 & WO 2018/078890 A1 & CN 109789766 A	1-2
A	JP 2018-114834 A (NTN株式会社) 2018.07.26, 段落0029、 図1 & WO 2018/135470 A1 & CN 108633266 A	1-2

☐ 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

21.10.2019

国際調査報告の発送日

05.11.2019

国際調査機関の名称及びあて先  
 日本国特許庁 (ISA/J P)  
 郵便番号100-8915  
 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)

畔津 圭介

電話番号 03-3581-1101 内線 3341

3D

3621