

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号  
特許第7231459号  
(P7231459)

(45)発行日 令和5年3月1日(2023.3.1)

(24)登録日 令和5年2月20日(2023.2.20)

(51)国際特許分類	F I	
F 1 6 H 1/08 (2006.01)	F 1 6 H 1/08	
F 1 6 H 1/28 (2006.01)	F 1 6 H 1/28	
F 1 6 H 55/08 (2006.01)	F 1 6 H 55/08	Z
F 1 6 H 1/18 (2006.01)	F 1 6 H 1/18	
H 0 2 K 7/116(2006.01)	H 0 2 K 7/116	

請求項の数 8 (全25頁)

(21)出願番号	特願2019-70029(P2019-70029)	(73)特許権者	000144027 株式会社ミツバ 群馬県桐生市広沢町1丁目2681番地
(22)出願日	平成31年4月1日(2019.4.1)	(74)代理人	110002066 弁理士法人筒井国際特許事務所
(65)公開番号	特開2019-184060(P2019-184060 A)	(72)発明者	小島 直希 群馬県桐生市広沢町一丁目二六八一番地 株式会社ミツバ内
(43)公開日	令和1年10月24日(2019.10.24)	(72)発明者	小林 幹明 群馬県桐生市広沢町一丁目二六八一番地 株式会社ミツバ内
審査請求日	令和3年10月28日(2021.10.28)	(72)発明者	時崎 哲平 群馬県桐生市広沢町一丁目二六八一番地 株式会社ミツバ内
(31)優先権主張番号	特願2018-72962(P2018-72962)	審査官	小川 克久
(32)優先日	平成30年4月5日(2018.4.5)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 減速機構および減速機構付モータ

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1ギヤおよび第2ギヤを備えた減速機構であって、  
前記第1ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に螺旋状に延びる1つの第1歯部と、  
前記第1歯部に設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、  
かつ前記第1ギヤの回転中心から偏心した位置に曲率中心が設けられた噛合凸部と、  
前記第2ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に対して傾斜され、かつ前記第2ギヤ  
の周方向に並べられた複数の第2歯部と、  
隣り合う前記第2歯部同士の間設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円  
弧状に形成され、前記噛合凸部が噛み合わせられる噛合凹部と、  
を有し、  
前記第1歯部は、  
前記第1ギヤの径方向外側の端部において、前記噛合凸部に設けられた頂点と、  
前記噛合凸部の曲率中心に対して前記頂点と反対側の端部に設けられた、前記第2歯部と  
の干渉を防ぐ逃げ部と、  
を備えている、  
減速機構。

【請求項2】

請求項1に記載の減速機構において、  
前記第1ギヤおよび前記第2ギヤの減速比が、

前記噛合凸部の曲率中心と前記第 1 ギヤの回転中心との間の第 1 距離と、前記噛合凹部の曲率中心と前記第 2 ギヤの回転中心との間の第 2 距離との比に等しくなっている、減速機構。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載の減速機構において、  
前記第 1 ギヤの軸線と前記第 2 ギヤの軸線とが平行になっている、減速機構。

【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 のいずれか 1 項に記載の減速機構において、  
さらに、前記減速機構の外郭を形成するハウジングが設けられ、  
前記第 1 ギヤが、太陽歯車であり、  
前記第 2 ギヤが、複数の遊星歯車であり、  
前記遊星歯車を回転自在に支持し、前記太陽歯車と同軸の出力軸が設けられたキャリアと、

10

前記遊星歯車に設けられた前記第 2 歯部が噛み合わされる内歯を備え、前記ハウジングに固定された内歯車と、  
を有する、  
減速機構。

【請求項 5】

請求項 1 から請求項 3 のいずれか 1 項に記載の減速機構において、  
さらに、前記減速機構の外郭を形成するハウジングが設けられ、  
前記第 1 ギヤが、太陽歯車であり、  
前記第 2 ギヤが、複数の遊星歯車であり、  
前記遊星歯車を回転自在に支持し、前記ハウジングに固定された支持部材と、  
前記遊星歯車に設けられた前記第 2 歯部が噛み合わされる内歯を備え、前記太陽歯車と同軸の出力軸が設けられた内歯車と、  
を有する、  
減速機構。

20

【請求項 6】

回転体を有するモータと、  
前記回転体により回転される第 1 ギヤと、  
前記第 1 ギヤにより回転される第 2 ギヤと、  
を備えた減速機構付モータであって、  
前記第 1 ギヤに設けられ、前記第 1 ギヤの軸方向に螺旋状に延びる 1 つの第 1 歯部と、  
前記第 1 歯部に設けられ、前記第 1 ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、かつ前記第 1 ギヤの回転中心から偏心した位置に曲率中心が設けられた噛合凸部と、  
前記第 2 ギヤに設けられ、前記第 1 ギヤの軸方向に対して傾斜され、かつ前記第 2 ギヤの周方向に並べられた複数の第 2 歯部と、

30

隣り合う前記第 2 歯部同士の間

に設けられ、前記第 1 ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、前記噛合凸部が噛み合わせられる噛合凹部と、  
前記第 2 ギヤの回転中心に設けられる出力軸と、  
を有し、

40

前記第 1 歯部は、  
前記第 1 ギヤの径方向外側の端部において、前記噛合凸部に設けられた頂点と、  
前記噛合凸部の曲率中心に対して前記頂点と反対側の端部に設けられた、前記第 2 歯部との干渉を防ぐ逃げ部と、  
を備えている、  
減速機構付モータ。

【請求項 7】

請求項 6 に記載の減速機構付モータにおいて、

50

前記第 1 ギヤおよび前記第 2 ギヤの減速比が、

前記噛合凸部の曲率中心と前記第 1 ギヤの回転中心との間の第 1 距離と、前記噛合凹部の曲率中心と前記第 2 ギヤの回転中心との間の第 2 距離との比に等しくなっている、減速機構付モータ。

【請求項 8】

請求項 6 または請求項 7 に記載の減速機構付モータにおいて、

前記第 1 ギヤの軸線と前記第 2 ギヤの軸線とが平行になっている、減速機構付モータ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、互いに噛み合わされる第 1 ギヤおよび第 2 ギヤを備えた減速機構および減速機構付モータに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、自動車等の車両に搭載されるワイパ装置やパワーウィンドウ装置等の駆動源には、小型でありながら大きな出力が可能な減速機構付モータが採用されている。このような車載用の減速機構付モータが、例えば、特許文献 1 に記載されている。

【0003】

特許文献 1 に記載された減速機構付モータは、シートリフター装置の駆動源に用いられるもので、電動モータとハウジングとを備えている。そして、ハウジングの内部には、電動モータの回転軸により回転される小歯数はすば歯車と、小歯数はすば歯車に噛み合わされる従動側はすば歯車と、従動側はすば歯車と一体回転するウォームと、ウォームに噛み合わされるウォームホイールと、が回転自在に収容されている。

【0004】

このように、特許文献 1 に記載された減速機構付モータにおいては、ハウジングの内部に二段の減速機構が収容されている。具体的には、一段目の減速機構が小歯数はすば歯車および従動側はすば歯車で構成され、二段目の減速機構がウォームおよびウォームホイールで構成されている。これにより、減速機構付モータを小型にしてシート脇に設置できるようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【文献】特開 2017 - 133582 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上述の特許文献 1 に記載された技術では、例えば、一段目の減速機構を構成する小歯数はすば歯車および従動側はすば歯車に、インボリュート歯車を採用している。したがって、減速比をさらに大きくする必要がある場合には、以下に示されるような不具合を生じ得る。

【0007】

すなわち、減速比をより大きくするには、小歯数はすば歯車および従動側はすば歯車の歯数差を大きくする必要がある。しかしながら、小歯数はすば歯車の歯数は「2」であって既に少ない歯数となっている。したがって、従動側はすば歯車の歯数を多くすることを考えると、この場合には、従動側はすば歯車の隣り合う歯同士が近接配置され、かつ歯の噛み合い面が略垂直に立って平面状になってしまう。

【0008】

すると、小歯数はすば歯車の歯と従動側はすば歯車の歯とが互いに干渉するようになり、ひいては噛み合い状態が悪くなるという問題を生じる。このように、インボリュート歯

10

20

30

40

50

車においては、減速機構の体格を大きくすること無く、その減速比をさらに大きくしたいというニーズに対応するには限界があった。

【0009】

本発明の目的は、減速比をより大きくすることが可能な噛み合い形状のギヤを備えた減速機構および減速機構付モータを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0010】

本発明の減速機構では、第1ギヤおよび第2ギヤを備えた減速機構であって、前記第1ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に螺旋状に延びる1つの第1歯部と、前記第1歯部に設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、かつ前記第1ギヤの回転中心から偏心した位置に曲率中心が設けられた噛合凸部と、前記第2ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に対して傾斜され、かつ前記第2ギヤの周方向に並べられた複数の第2歯部と、隣り合う前記第2歯部同士の間設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、前記噛合凸部が噛み合わせられる噛合凹部と、を有し、前記第1歯部は、前記第1ギヤの径方向外側の端部において、前記噛合凸部に設けられた頂点と、前記噛合凸部の曲率中心に対して前記頂点と反対側の端部に設けられた、前記第2歯部との干渉を防ぐ逃げ部と、を備えている。

10

【0011】

本発明の他の態様では、前記第1ギヤおよび前記第2ギヤの減速比が、前記噛合凸部の曲率中心と前記第1ギヤの回転中心との間の第1距離と、前記噛合凹部の曲率中心と前記第2ギヤの回転中心との間の第2距離との比に等しくなっている。

20

【0013】

本発明の他の態様では、前記第1ギヤの軸線と前記第2ギヤの軸線とが平行になっている。

【0014】

本発明の他の態様では、さらに、前記減速機構の外郭を形成するハウジングが設けられ、前記第1ギヤが、太陽歯車であり、前記第2ギヤが、複数の遊星歯車であり、前記遊星歯車を回転自在に支持し、前記太陽歯車と同軸の出力軸が設けられたキャリアと、前記遊星歯車に設けられた前記第2歯部が噛み合わされる内歯を備え、前記ハウジングに固定された内歯車と、を有する。

30

【0015】

本発明の他の態様では、さらに、前記減速機構の外郭を形成するハウジングが設けられ、前記第1ギヤが、太陽歯車であり、前記第2ギヤが、複数の遊星歯車であり、前記遊星歯車を回転自在に支持し、前記ハウジングに固定された支持部材と、前記遊星歯車に設けられた前記第2歯部が噛み合わされる内歯を備え、前記太陽歯車と同軸の出力軸が設けられた内歯車と、を有する。

【0016】

本発明の減速機構付モータでは、回転体を有するモータと、前記回転体により回転される第1ギヤと、前記第1ギヤにより回転される第2ギヤと、を備えた減速機構付モータであって、前記第1ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に螺旋状に延びる1つの第1歯部と、前記第1歯部に設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、かつ前記第1ギヤの回転中心から偏心した位置に曲率中心が設けられた噛合凸部と、前記第2ギヤに設けられ、前記第1ギヤの軸方向に対して傾斜され、かつ前記第2ギヤの周方向に並べられた複数の第2歯部と、隣り合う前記第2歯部同士の間設けられ、前記第1ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、前記噛合凸部が噛み合わせられる噛合凹部と、前記第2ギヤの回転中心に設けられる出力軸と、を有し、前記第1歯部は、前記第1ギヤの径方向外側の端部において、前記噛合凸部に設けられた頂点と、前記噛合凸部の曲率中心に対して前記頂点と反対側の端部に設けられた、前記第2歯部との干渉を防ぐ逃げ部と、を備えている。

40

【0017】

50

本発明の他の態様では、前記第 1 ギヤおよび前記第 2 ギヤの減速比が、前記噛合凸部の曲率中心と前記第 1 ギヤの回転中心との間の第 1 距離と、前記噛合凹部の曲率中心と前記第 2 ギヤの回転中心との間の第 2 距離との比に等しくなっている。

【0019】

本発明の他の態様では、前記第 1 ギヤの軸線と前記第 2 ギヤの軸線とが平行になっている。

【発明の効果】

【0022】

本発明によれば、第 1 ギヤ（太陽歯車）に螺旋状の 1 つの噛合凸部を設け、第 2 ギヤ（遊星歯車）に噛合凸部が噛み合わされる複数の噛合凹部を設け、これらの噛合凸部および噛合凹部を、それぞれ第 1 ギヤの軸方向と直交する方向に円弧状となるように形成している。

10

【0023】

したがって、第 1 ギヤおよび第 2 ギヤを、互いに噛み合い状態を悪くすることが無い円弧状の凹凸の噛み合い構造にでき、かつ第 1 ギヤの歯数を 1 つとしつつ第 2 ギヤの歯数を多くして歯数差を容易に大きくすることができる。よって、減速機構の体格を大きくすること無く、減速比をより大きくすることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図 1】減速機構付モータをコネクタ接続部側から見た斜視図である。

20

【図 2】減速機構付モータを出力軸側から見た斜視図である。

【図 3】減速機構付モータの内部構造を説明する斜視図である。

【図 4】ピニオンギヤとヘリカルギヤとの噛み合い部分を拡大した斜視図である。

【図 5】図 4 の A - A 線に沿う断面図である。

【図 6】ピニオンギヤおよびヘリカルギヤの詳細形状を説明する説明図である。

【図 7】ピニオンギヤとヘリカルギヤとの噛み合い動作を説明する説明図である。

【図 8】実施の形態 2 を示す図 5 に対応した図である。

【図 9】実施の形態 3 を示す図 5 に対応した図である。

【図 10】実施の形態 4 を示す図 5 に対応した図である。

【図 11】実施の形態 5 を示す図 5 に対応した図である。

30

【図 12】実施の形態 6（フェースギヤ）を説明する説明図である。

【図 13】実施の形態 7（やまば歯車）を説明する説明図である。

【図 14】実施の形態 8（遊星歯車減速機構）を示す斜視図である。

【図 15】図 14 の遊星歯車減速機構を示す分解斜視図である。

【図 16】図 14 の遊星歯車減速機構の仕様を説明する説明図である。

【図 17】インボリュート歯車を用いた遊星歯車減速機構の仕様（比較例）を説明する説明図である。

【図 18】実施の形態 9（遊星歯車減速機構）を示す斜視図である。

【発明を実施するための形態】

【0025】

40

以下、本発明の実施の形態 1 について、図面を用いて詳細に説明する。

【0026】

図 1 は減速機構付モータをコネクタ接続部側から見た斜視図を、図 2 は減速機構付モータを出力軸側から見た斜視図を、図 3 は減速機構付モータの内部構造を説明する斜視図を、図 4 はピニオンギヤとヘリカルギヤとの噛み合い部分を拡大した斜視図を、図 5 は図 4 の A - A 線に沿う断面図を、図 6 はピニオンギヤおよびヘリカルギヤの詳細形状を説明する説明図を、図 7 はピニオンギヤとヘリカルギヤとの噛み合い動作を説明する説明図をそれぞれ示している。

【0027】

図 1 および図 2 に示される減速機構付モータ 10 は、例えば、自動車等の車両に搭載さ

50

れるワイパ装置（図示せず）の駆動源に用いられるものである。より具体的には、減速機構付モータ10は、フロントガラス（図示せず）の前方に配置され、かつフロントガラス上に揺動自在に設けられたワイパ部材（図示せず）を、所定の払拭範囲（下反転位置と上反転位置との間）で揺動させるようになっている。

【0028】

減速機構付モータ10は、その外郭を形成するハウジング11を備えている。そして、このハウジング11の内部には、図3に示されるように、ブラシレスモータ20および減速機構30が回転自在に收容されている。ここで、ハウジング11は、アルミ製のケーシング12およびプラスチック製のカバー部材13から形成されている。

【0029】

図1および図2に示されるように、ケーシング12は、溶融されたアルミ材料を射出成形することにより、略お椀型形状に形成されている。具体的には、ケーシング12は、底壁部12aと、その周囲に一体に設けられた側壁部12bと、ケーシング12の開口側（図中左側）に設けられたケースフランジ12cと、を備えている。

【0030】

底壁部12aの略中央部分には、出力軸34を回転自在に保持する筒状のボス部12dが一体に設けられている。ボス部12dの径方向内側には、所謂メタルと呼ばれる筒状の軸受部材（図示せず）が装着されており、これにより出力軸34は、ボス部12dに対してがたつくこと無くスムーズに回転できるようになっている。

【0031】

また、ボス部12dの径方向外側には、ボス部12dを中心に放射状に伸びる複数の補強リブ12eが一体に設けられている。これらの補強リブ12eは、ボス部12dと底壁部12aとの間に配置され、外観が略三角形形状に形成されている。これらの補強リブ12eは、ボス部12dの底壁部12aに対する固定強度を高めるものであって、ボス部12dが底壁部12aに対して傾斜する等の不具合の発生を防止している。

【0032】

さらに、底壁部12aのボス部12dから偏心した位置には、軸受部材收容部12fが一体に設けられている。軸受部材收容部12fは有底筒状に形成され、ボス部12dの突出方向と同じ方向に突出されている。そして、軸受部材收容部12fの内部には、図3に示されるように、ピニオンギヤ31の先端側を回動自在に支持するボールベアリング33が收容されるようになっている。

【0033】

なお、図2に示されるように、ボス部12dと出力軸34との間には、止め輪12gが設けられており、これにより、出力軸34がボス部12dの軸方向にがたつくことが防止される。よって、減速機構付モータ10の静粛性が確保されている。

【0034】

ハウジング11を形成するカバー部材13は、溶融されたプラスチック材料を射出成形することにより、略平板状に形成されている。具体的には、カバー部材13は、本体部13aと、その周囲に一体に設けられたカバーフランジ13bと、を備えている。そして、カバーフランジ13bは、リング等のシール部材（図示せず）を介して、ケースフランジ12cに突き当てられている。これにより、ハウジング11内への雨水等の進入が防止される。

【0035】

また、カバー部材13の本体部13aには、ブラシレスモータ20（図3参照）を收容するモータ收容部13cが一体に設けられている。モータ收容部13cは有底筒状に形成され、ケーシング12側とは反対側に突出されている。モータ收容部13cは、カバー部材13をケーシング12に装着した状態で、ケーシング12の軸受部材收容部12fと対向している。そして、モータ收容部13cの内側には、ブラシレスモータ20のステータ21（図3参照）が固定されるようになっている。

【0036】

10

20

30

40

50

さらに、カバー部材 13 の本体部 13 a には、車両側の外部コネクタ（図示せず）が接続されるコネクタ接続部 13 d が一体に設けられている。コネクタ接続部 13 d の内側には、ブラシレスモータ 20 に駆動電流を供給するための複数のターミナル部材 13 e（図 1 では 1 つのみ示す）の一端側が露出されている。そして、これらのターミナル部材 13 e を介して、外部コネクタからブラシレスモータ 20 に駆動電流が供給される。

【0037】

なお、複数のターミナル部材 13 e の他端側とブラシレスモータ 20 との間には、ブラシレスモータ 20 の回転状態（回転数や回転方向等）を制御する制御基板（図示せず）が設けられている。これにより、出力軸 34 の先端側に固定されたワイパ部材が、フロントガラス上の所定の払拭範囲で揺動される。なお、制御基板は、カバー部材 13 における本体部 13 a の内側に固定されている。

10

【0038】

ハウジング 11 の内部に収容されるブラシレスモータ 20 は、図 3 に示されるように、環状のステータ（固定子）21 を備えている。ステータ 21 は、カバー部材 13 におけるモータ収容部 13 c（図 1 参照）の内部に、回り止めされた状態で固定されている。

【0039】

ステータ 21 は、複数の薄い鋼板（磁性体）を積層して形成され、その径方向内側には複数のティース（図示せず）が設けられている。そして、これらのティースには、U相、V相、W相のコイル 21 a が、それぞれ集中巻き等により複数回巻装されている。これにより、それぞれのコイル 21 a に所定のタイミングで交互に駆動電流を供給することで、ステータ 21 の径方向内側に設けられたロータ 22 が、所定の回転方向に所定の駆動トルクで回転される。

20

【0040】

ステータ 21 の径方向内側には、微小隙間（エアギャップ）を介してロータ（回転子）22 が回転自在に設けられている。ロータ 22 は、本発明における回転体を構成しており、複数の薄い鋼板（磁性体）を積層して略円柱状に形成されたロータ本体 22 a を備えている。そして、ロータ 22 の外周部分には、筒状の永久磁石 22 b が設けられている。ここで、永久磁石 22 b は、その周方向に N 極、S 極、・・・と交互に磁極が並ぶよう着磁されている。そして、永久磁石 22 b はロータ本体 22 a に対して、接着剤等により一体回転可能に強固に固定されている。

30

【0041】

このように、本実施の形態に係るブラシレスモータ 20 は、ロータ本体 22 a の表面に永久磁石 22 b を固定した SPM（Surface Permanent Magnet）構造のブラシレスモータとなっている。ただし、SPM 構造のブラシレスモータに限らず、ロータ本体 22 a に複数の永久磁石を埋め込んだ IPM（Interior Permanent Magnet）構造のブラシレスモータを採用することもできる。

【0042】

また、筒状に形成された 1 つの永久磁石 22 b に換えて、ロータ本体 22 a の軸線と交差する方向に沿う断面が略円弧状に形成された複数の永久磁石を、ロータ本体 22 a の周方向に磁極が交互に並ぶよう等間隔で配置したものであっても良い。さらには、永久磁石 22 b の極数は、ブラシレスモータ 20 の仕様に応じて、2 極あるいは 4 極以上等、任意に設定することができる。

40

【0043】

ハウジング 11 の内部に収容される減速機構 30 は、図 3 に示されるように、略棒状に形成されたピニオンギヤ（第 1 ギヤ）31 と、略円盤状に形成されたヘリカルギヤ（第 2 ギヤ）32 とを備えている。ここで、ピニオンギヤ 31 の軸線およびヘリカルギヤ 32 の軸線は互いに平行となっている。これにより、減速機構 30 では、互いの軸線が交差するウォームおよびウォームホイールを備えたウォーム減速機よりも、その体格をよりコンパクトにすることができる。

【0044】

50

また、ピニオンギヤ 3 1 は減速機構付モータ 1 0 の入力側（駆動源側）に配置され、ヘリカルギヤ 3 2 は減速機構付モータ 1 0 の出力側（駆動対象物側）に配置されている。つまり、減速機構 3 0 は、歯数が少ないピニオンギヤ 3 1 の高速回転を、歯数が多いヘリカルギヤ 3 2 の低速回転に減速するようになっている。

#### 【 0 0 4 5 】

ここで、ピニオンギヤ 3 1 の基端側は、ロータ本体 2 2 a の回転中心に圧入等により強固に固定されており、ピニオンギヤ 3 1 はロータ本体 2 2 a と一体回転するようになっている。つまり、ピニオンギヤ 3 1 は、ロータ 2 2 によって回転されるようになっている。また、ピニオンギヤ 3 1 の先端側は、ボールベアリング 3 3 によって回動自在に支持されている。さらには、ヘリカルギヤ 3 2 の回転中心には、出力軸 3 4 の基端側が圧入等により強固に固定されており、出力軸 3 4 はヘリカルギヤ 3 2 と一体回転するようになっている。

10

#### 【 0 0 4 6 】

減速機構 3 0 を形成するピニオンギヤ 3 1 は金属製であって、図 3 ないし図 6 に示されるような形状をなしている。具体的には、ピニオンギヤ 3 1 は、略円柱状に形成されたピニオン本体 3 1 a を有しており、その軸方向基端側がロータ本体 2 2 a に固定され、軸方向先端側がボールベアリング 3 3 に回動自在に支持されている。つまり、ピニオンギヤ 3 1（ピニオン本体 3 1 a）の回転中心 C 1 は、ロータ本体 2 2 a およびボールベアリング 3 3 の回転中心に一致している。

#### 【 0 0 4 7 】

ピニオン本体 3 1 a の軸方向に沿うヘリカルギヤ 3 2 との対向部分には、螺旋状歯（第 1 歯部）3 1 b が一体に設けられている。具体的には、螺旋状歯 3 1 b の軸方向長さは、ヘリカルギヤ 3 2 の軸方向長さよりも若干長い長さ寸法に設定されている。これにより螺旋状歯 3 1 b は、ヘリカルギヤ 3 2 に確実に噛み合うことができる。そして、螺旋状歯 3 1 b は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向に螺旋状に連続して延びており、ピニオンギヤ 3 1 には、1 つの螺旋状歯 3 1 b のみが設けられている。すなわち、ピニオンギヤ 3 1 の歯数は「1」に設定されている。

20

#### 【 0 0 4 8 】

図 5 に示されるように、螺旋状歯 3 1 b は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に沿う断面が円形となるように形成されている。そして、螺旋状歯 3 1 b の中心 C 2 は、ピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 に対して、所定距離 L の分だけ偏心（オフセット）されている。つまり、中心 C 2 の回転中心 C 1 に対する偏心量は L となっている。これにより、螺旋状歯 3 1 b の中心 C 2 は、ピニオンギヤ 3 1 の回転に伴って、第 1 回転軌跡 O C を辿るようになっている。言い換えれば、第 1 回転軌跡 O C は、螺旋状歯 3 1 b の基準円を形成している。

30

#### 【 0 0 4 9 】

また、図 5 に示されるように、ピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 から螺旋状歯 3 1 b の中心 C 2 に向けて（図中下方に向けて）補助線 A L を引き、この補助線 A L をさらに螺旋状歯 3 1 b の表面まで延ばすと、補助線 A L と螺旋状歯 3 1 b の表面とが交差する。この交差点が、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P となっている。ここで、頂点 B P は、ピニオンギヤ 3 1 の径方向外側の端部（表面）において、噛合凸部 3 1 c に設けられている。また、噛合凸部 3 1 c は、螺旋状歯 3 1 b の一部である噛み合い部を構成しており、当該噛合凸部 3 1 c においても螺旋状となっており、ヘリカルギヤ 3 2 の隣り合う斜歯 3 2 c 同士の間噛合凹部 3 2 d に入り込む（噛み合う）ようになっている。

40

#### 【 0 0 5 0 】

このように、噛合凸部 3 1 c は、螺旋状歯 3 1 b の頂点 B P 寄りの部分に設けられている。そして、噛合凸部 3 1 c は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、かつピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 から所定距離 L の分だけ偏心した位置に曲率中心 C 2 が設けられている。すなわち、噛合凸部 3 1 c の曲率中心 C 2 と、螺旋状歯 3 1 b の中心 C 2 は、互いに一致している。

50

## 【 0 0 5 1 】

ここで、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P は、ピニオンギヤ 3 1 の回転に伴って、第 2 回転軌跡 P R を迎えるようになっている。つまり、第 2 回転軌跡 P R の直径寸法 D 1の方が、螺旋状歯 3 1 b の直径寸法 D 2 よりも大きくなっている ( $D 1 > D 2$ )。

## 【 0 0 5 2 】

なお、図 5 においては、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P が、ヘリカルギヤ 3 2 の噛合凹部 3 2 d に入り込んだ状態、すなわち、噛合凸部 3 1 c と噛合凹部 3 2 d とが互いに噛み合わされた状態を示している。

## 【 0 0 5 3 】

減速機構 3 0 を形成するヘリカルギヤ 3 2 はプラスチック製であって、図 3 ないし図 6 に示されるような形状をなしている。具体的には、ヘリカルギヤ 3 2 は、略円盤状に形成されたギヤ本体 3 2 a を備えており、当該ギヤ本体 3 2 a の中心部分に、出力軸 3 4 の基端側が圧入等により強固に固定されている。また、ギヤ本体 3 2 a の外周部分には、出力軸 3 4 の軸方向に延びる筒状部 3 2 b が一体に設けられている。

10

## 【 0 0 5 4 】

筒状部 3 2 b の径方向外側には、筒状部 3 2 b の周方向に並ぶようにして、複数の斜歯 (第 2 歯部) 3 2 c が一体に設けられている。これらの斜歯 3 2 c は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向に対して所定角度で傾斜しており、これにより、螺旋状歯 3 1 b の回転に伴って、ヘリカルギヤ 3 2 は回転される。ここで、ヘリカルギヤ 3 2 に設けられる斜歯 3 2 c の数は「 4 0 」に設定されている。すなわち、本実施の形態では、ピニオンギヤ 3 1 およびヘリカルギヤ 3 2 からなる減速機構 3 0 の減速比は「 4 0 」となっている。なお、ピニオンギヤ 3 1 とヘリカルギヤ 3 2 との噛み合い動作については、後で詳述する。

20

## 【 0 0 5 5 】

図 5 および図 6 に示されるように、隣り合う斜歯 3 2 c 同士の間には、噛合凹部 3 2 d が設けられている。よって、噛合凹部 3 2 d においても、斜歯 3 2 c と同様に、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向に対して所定角度で傾斜している。そして、噛合凹部 3 2 d には、ピニオンギヤ 3 1 の噛合凸部 3 1 c が入り込んで噛み合わされるようになっている。

## 【 0 0 5 6 】

ここで、噛合凹部 3 2 d は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に沿う断面が円形 (略円弧状) に形成され、その曲率中心 C 3 は、ヘリカルギヤ 3 2 の基準円 T C 上に配置されている。また、噛合凹部 3 2 d の直径寸法 S R は、螺旋状歯 3 1 b の直径寸法 D 2 よりも若干大きい寸法となっている ( $S R > D 2$ )。

30

## 【 0 0 5 7 】

ヘリカルギヤ 3 2 の基準円 T C には、螺旋状歯 3 1 b の基準円 (= 第 1 回転軌跡 O C ) が外接するようになっている。したがって、本来であればヘリカルギヤ 3 2 の周方向に沿う斜歯 3 2 c の中心において、ヘリカルギヤ 3 2 の直径寸法は R (ヘリカルギヤ 3 2 の回転中心 C 4 と第 1 回転軌跡 O C との距離の 2 倍) となるが、本実施の形態では、螺旋状歯 3 1 b の断面形状が、噛合凸部 3 1 c の形状に倣って円形となっている。そのため、ピニオンギヤ 3 1 は製造し易くなっているが、螺旋状歯 3 1 b の頂点 B P 側とは反対側に、所定の肉厚の肉厚部 T が存在することになる。

40

## 【 0 0 5 8 】

そこで、螺旋状歯 3 1 b と斜歯 3 2 c との干渉 (接触) を防ぐために、斜歯 3 2 c の歯たけを逃げ量 E の分だけ小さくして、螺旋状歯 3 1 b と斜歯 3 2 c とを接触させない歯たけ H に設定している。ここで、斜歯 3 2 c の歯たけ H は、噛合凹部 3 2 d の最も深い部分を通過する歯底円 B C からの高さとなっている。また、隣り合う噛合凹部 3 2 d 同士のなす角度は、ヘリカルギヤ 3 2 の歯数が「 4 0 」であって、噛合凹部 3 2 d の数も「 4 0 」になるため、本実施の形態では「 9 度」となっている。

## 【 0 0 5 9 】

以上を纏めると、ピニオンギヤ 3 1 およびヘリカルギヤ 3 2 の形状は、以下の種々の式をそれぞれ満たすように決定される。

50

## 【 0 0 6 0 】

具体的には、ピニオンギヤ 3 1 の形状は、下記式 ( 1 ) に基づいて決定される。

## 【 0 0 6 1 】

$$( D 2 \div 2 + L ) \times 2 = D 1 \cdots ( 1 )$$

D 2 : 螺旋状歯 3 1 b の直径寸法

L : 偏心率

D 1 : 第 2 回転軌跡 P R の直径寸法

また、ヘリカルギヤ 3 2 の形状は、下記式 ( 2 ) ないし ( 4 ) に基づいて決定される。

## 【 0 0 6 2 】

$$L \times 2 \times \text{減速比} = R \cdots ( 2 )$$

L : 偏心率

R : 斜歯 3 2 c の中心の直径寸法

減速比 : 本実施の形態では「 4 0 」

すなわち、上記式 ( 2 ) に示されるように、ピニオンギヤ 3 1 およびヘリカルギヤ 3 2 ( 減速機構 3 0 ) の減速比は、噛合凸部 3 1 c の曲率中心 C 2 とピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 との間の第 1 距離 ( = 偏心率 L ) と、噛合凹部 3 2 d の曲率中心 C 3 とヘリカルギヤ 3 2 の回転中心 C 4 との間の第 2 距離 ( = R / 2 ) との比に等しくなっている。

## 【 0 0 6 3 】

$$S R = D 2 + \cdots ( 3 )$$

S R : 噛合凹部 3 2 d の直径寸法

D 2 : 螺旋状歯 3 1 b の直径寸法

: 微量

$$D 2 \div 2 - L \times 2 + \cdots = E \cdots ( 4 )$$

D 2 : 螺旋状歯 3 1 b の直径寸法

L : 偏心率

: 微量

E : 斜歯 3 2 c の歯たけの逃げ量

ここで、上記式 ( 3 ) および ( 4 ) における微量 , は、噛合凸部 3 1 c と噛合凹部 3 2 d とをスムーズに噛み合わせるための設定値であって、斜歯 3 2 c の歯先の詳細な形状 ( 微小なカーブやテーパ形状等 ) に応じて適宜微小な最適値に設定される。

## 【 0 0 6 4 】

次に、以上のように形成された減速機構 3 0 の動作、つまりピニオンギヤ 3 1 とヘリカルギヤ 3 2 との噛み合い動作について、図面を用いて詳細に説明する。

## 【 0 0 6 5 】

図 7 の「 0 度」に示される状態は、図 5 に示される状態と同じ状態である。この状態では、ピニオンギヤ 3 1 における噛合凸部 3 1 c の頂点 B P は、ヘリカルギヤ 3 2 の噛合凹部 3 2 d に入り込んだ状態となっている。つまり、噛合凸部 3 1 c および噛合凹部 3 2 d は、互いに噛み合わされた状態となっている。

## 【 0 0 6 6 】

そして、減速機構 3 0 の動作中においては、噛合凸部 3 1 c と噛合凹部 3 2 d とが互いに噛み合わされた状態、つまり図 7 の「 0 度」に示される状態 ( 図 5 に示される状態 ) が、螺旋状歯 3 1 b の軸方向に徐々に移動していくことになる。すると、噛合凹部 3 2 d はピニオンギヤ 3 1 の軸方向に対して傾斜しているため、これにより、ピニオンギヤ 3 1 よりも減速された状態でヘリカルギヤ 3 2 は回転される。このように、ヘリカルギヤ 3 2 は、ピニオンギヤ 3 1 の回転に伴い回転するようになっている。

## 【 0 0 6 7 】

ここで、螺旋状歯 3 1 b の軸方向に沿う一部分 ( 例えば、図 4 の A - A 線に沿う部分 ) のみに着目すると、図 7 の「 0 度」に示される状態においてピニオンギヤ 3 1 が反時計回り方向に回転すると、これに伴い噛合凸部 3 1 c の頂点 B P も反時計回り方向に回転される。これにより、噛合凸部 3 1 c が「 7 5 度」 「 1 3 3 度」 「 1 9 0 度」 「 2 2 7

10

20

30

40

50

度」 「266度」のように回転していき、1つの斜歯32cを乗り越える。その後、図7の「360度」に示される状態のように、1回転された噛合凸部31cは、隣の噛合凹部32dに噛み合わされる（図中白丸印の移動状態参照）。

【0068】

このように、螺旋状歯31bが1回転すると、ヘリカルギヤ32は斜歯32cの1つ分（噛合凹部32dの1つ分）だけ回転される。すなわち、ピニオンギヤ31が1回転する間に、ヘリカルギヤ32は9度分だけ回転される。言い換えれば、ピニオンギヤ31が40回転すると、漸くヘリカルギヤ32が1回転するようになっている（＝減速比「40」）。これにより、ヘリカルギヤ32がピニオンギヤ31の40倍の回転トルク（高トルク）で回転される。

10

【0069】

以上詳述したように、実施の形態1によれば、ピニオンギヤ31に螺旋状の1つの噛合凸部31cを設け、ヘリカルギヤ32に噛合凸部31cが噛み合わされる複数の噛合凹部32dを設け、これらの噛合凸部31cおよび噛合凹部32dを、それぞれピニオンギヤ31の軸方向と直交する方向に円弧状となるように形成している。

【0070】

したがって、ピニオンギヤ31およびヘリカルギヤ32を、互いに噛み合い状態を悪くすることが無い円弧状の凹凸の噛み合い構造にでき、かつピニオンギヤ31の歯数を1つとしつつヘリカルギヤ32の歯数を多くして（本実施の形態では「40」）歯数差を容易に大きくすることができる。よって、減速機構30の体格を大きくすること無く、減速比をより大きくすることが可能となる。

20

【0071】

また、実施の形態1によれば、ピニオンギヤ31の軸線とヘリカルギヤ32の軸線とが平行になっているので、互いの軸線が交差するウォームおよびウォームホイールを備えたウォーム減速機よりも、その体格をよりコンパクトにすることができる。

【0072】

次に、本発明に係る種々の実施の形態について、図面を用いて詳細に説明する。なお、上述した実施の形態1と同様の機能を有する部分については同一の記号を付し、その詳細な説明を省略する。

【0073】

図8は実施の形態2を示す図5に対応した図を、図9は実施の形態3を示す図5に対応した図を、図10は実施の形態4を示す図5に対応した図を、図11は実施の形態5を示す図5に対応した図を、図12は実施の形態6（フェースギヤ）を説明する説明図を、図13は実施の形態7（やまば歯車）を説明する説明図を、図14は実施の形態8（遊星歯車減速機構）を示す斜視図を、図15は図14の遊星歯車減速機構を示す分解斜視図を、図16は図14の遊星歯車減速機構の仕様を説明する説明図を、図17はインポリュート歯車を用いた遊星歯車減速機構の仕様（比較例）を説明する説明図を、図18は実施の形態9（遊星歯車減速機構）を示す斜視図をそれぞれ示している。

30

【0074】

[実施の形態2]

図8に示されるように、実施の形態2に係る減速機構40では、ピニオンギヤ31に設けられる螺旋状歯（第1歯部）41の形状と、ヘリカルギヤ32に設けられる斜歯（第2歯部）42の形状と、が異なっている。具体的には、螺旋状歯41における噛合凸部31cの曲率中心C2に対して頂点BPと反対側の端部（図中下側の表面）に、斜歯42との干渉（接触）を防ぐ逃げ部43が設けられている。この逃げ部43は、噛合凸部31cの曲率中心C2を中心に、頂点BP側とは反対側に設けられた平坦面によって形成されている。

40

【0075】

また、逃げ部43を設けたことで形成される円弧状空間44（図中網掛け部）の内部にまで、斜歯42の歯先を延ばしており、これにより斜歯42の歯先を逃げ部43に近接さ

50

せている。具体的には、斜歯 4 2 の歯たけ H 1 は、実施の形態 1 の斜歯 3 2 c の歯たけ H ( 図 6 参照 ) の略 1 . 5 倍の大きさになっている ( H 1 > H ) 。

【 0 0 7 6 】

以上のように形成した実施の形態 2 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。これに加えて、実施の形態 2 では、螺旋状歯 4 1 に逃げ部 4 3 を設けたので、螺旋状歯 4 1 を小型軽量化することができる。また、斜歯 4 2 の歯たけ H 1 を十分な高さに設定でき、噛合凸部 3 1 c と噛合凹部 3 2 d との噛み合い強度を向上させることが可能となり、より高トルクの動力伝達が可能となる。

【 0 0 7 7 】

[ 実施の形態 3 ]

図 9 に示されるように、実施の形態 3 に係る減速機構 5 0 では、ピニオンギヤ 3 1 に設けられる螺旋状歯 ( 第 1 歯部 ) 5 1 の形状のみが異なっている。具体的には、螺旋状歯 5 1 は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に沿う断面が略楕円形となるように形成されている。具体的には、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P と、ピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 と、を結んだ補助線 A L を中心に、螺旋状歯 5 1 の両側を所定量削ぎ落とした形状になっている。より具体的には、補助線 A L を中心とした螺旋状歯 5 1 の両側の一对の円弧状空間 5 2 ( 網掛け部分 ) の部分を、それぞれ削ぎ落とした形状になっている。このとき、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P を有する円弧状部分の曲率中心が、実施の形態 1 と同じ C 2 となるように、削ぎ落とすようにする。

【 0 0 7 8 】

以上のように形成した実施の形態 3 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。これに加えて、実施の形態 3 では、実施の形態 1 に係る減速機構 3 0 の螺旋状歯 3 1 b に比して、一对の円弧状空間 5 2 の部分の容積を減らすことができるので、ピニオンギヤ 3 1 の小型軽量化を図ることが可能となる。

【 0 0 7 9 】

[ 実施の形態 4 ]

図 1 0 に示されるように、実施の形態 4 に係る減速機構 6 0 では、ピニオンギヤ 3 1 に設けられる螺旋状歯 ( 第 1 歯部 ) 6 1 の形状のみが異なっている。具体的には、螺旋状歯 6 1 は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に沿う断面が略扇形 ( 略おにぎり形 ) となるように形成されている。具体的には、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P と、ピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 と、を結んだ補助線 A L を中心に、螺旋状歯 6 1 の両側でかつ頂点 B P 寄りの部分を所定量削ぎ落とした形状になっている。具体的には、補助線 A L を中心とした螺旋状歯 6 1 の両側でかつ頂点 B P 寄りの一对の円弧状空間 6 2 ( 網掛け部分 ) の部分を、それぞれ削ぎ落とした形状になっている。このとき、噛合凸部 3 1 c の頂点 B P を有する円弧状部分の曲率中心が、実施の形態 1 と同じ C 2 となるように、削ぎ落とすようにする。

【 0 0 8 0 】

以上のように形成した実施の形態 4 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。これに加えて、実施の形態 4 では、実施の形態 1 に係る減速機構 3 0 の螺旋状歯 3 1 b に比して、一对の円弧状空間 6 2 の部分の容積を減らすことができるので、ピニオンギヤ 3 1 の小型軽量化を図ることが可能となる。また、実施の形態 3 に係る減速機構 5 0 に比して、削ぎ落とす部分が少ないので、螺旋状歯 6 1 の剛性を低下させずに済む。

【 0 0 8 1 】

なお、実施の形態 3 , 4 のように、補助線 A L を中心としてその両側で対称形状とせず、補助線 A L を中心としてその両側で非対称形状にしても良い。また削ぎ落とす部分の形状については、実施の形態 3 , 4 のような円弧状に限らず、多角形状等でも良く、その形状は問わない。

【 0 0 8 2 】

[ 実施の形態 5 ]

図 1 1 に示されるように、実施の形態 5 に係る減速機構 7 0 では、ピニオンギヤ 3 1 に設けられる螺旋状歯（第 1 歯部）7 1 の形状と、ヘリカルギヤ 3 2 に設けられる斜歯（第 2 歯部）7 2 の形状と、が異なっている。具体的には、螺旋状歯 7 1 は、コイルスプリング状に形成され、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に沿う螺旋状歯 7 1 の断面の範囲内に、ピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 が配置されていない。ここで、螺旋状歯 7 1 の直径寸法 D 3 は、実施の形態 1 の螺旋状歯 3 1 b の直径寸法 D 2 よりも小さくなっている（ $D 3 < D 2$ ）。

【 0 0 8 3 】

また、噛合凸部 3 1 c の曲率中心 C 5 は、実施の形態 1 に比してピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 から離れた位置に配置されている。具体的には、噛合凸部 3 1 c の曲率中心 C 5 とピニオンギヤ 3 1 の回転中心 C 1 との離間距離は L 1 に設定され、この偏心量 L 1 は、実施の形態 1 の偏心量 L の略 2 倍の距離となっている。これにより、螺旋状歯 7 1 の中心 C 5（= 噛合凸部 3 1 c の曲率中心 C 5）は、ピニオンギヤ 3 1 の回転に伴って、第 1 回転軌跡 O C（図 5 参照）よりも大径の第 1 回転軌跡 O C 1 を辿るようになっている。

10

【 0 0 8 4 】

さらに、螺旋状歯 7 1 の中心 C 5 が大径の第 1 回転軌跡 O C 1 を辿るため、ヘリカルギヤ 3 2 の斜歯 7 2 の歯たけを H 2 のように低く設定している。具体的には、斜歯 7 2 の歯たけ H 2 は、実施の形態 1 の斜歯 3 2 c の歯たけ H（図 5 参照）の略 2 / 3 の大きさになっている（ $H 2 < H$ ）。

【 0 0 8 5 】

以上のように形成した実施の形態 5 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。これに加えて、実施の形態 5 では、螺旋状歯 7 1 の容積をより小さくすることができるので、螺旋状歯 7 1 をより小型軽量化することが可能となる。

20

【 0 0 8 6 】

[ 実施の形態 6 ]

図 1 2 に示されるように、実施の形態 6 に係る減速機構 8 0 では、ピニオンギヤ 3 1 に噛み合わせられるギヤが、図 3 に示されるようなヘリカルギヤ 3 2 に換えて、フェースギヤ 8 1 となっている点のみが異なっている。つまり、本実施の形態では、フェースギヤ 8 1 が本発明における第 2 ギヤを構成している。具体的には、フェースギヤ 8 1 の軸線およびピニオンギヤ 3 1 の軸線は、互いに直交しており、所謂食い違い軸のギヤ機構を形成している。

30

【 0 0 8 7 】

フェースギヤ 8 1 は環状に形成され、その表面には、図 1 2 にされるように、複数の斜歯（第 2 歯部）8 2 と、隣り合う斜歯 8 2 同士の間設けられる複数の噛合凹部 8 3 と、が設けられている。そして、複数の斜歯 8 2 および複数の噛合凹部 8 3 は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向に対して傾斜され、かつフェースギヤ 8 1 の周方向に並べられている。

【 0 0 8 8 】

ここで、詳細は図示しないが、噛合凹部 8 3 は、ピニオンギヤ 3 1 の軸方向と直交する方向に円弧状に形成され、実施の形態 1 の噛合凹部 3 2 d（図 5 参照）と同様に円弧状に形成されている。これにより、実施の形態 1 と同様に、ピニオンギヤ 3 1 の噛合凸部 3 1 c は、フェースギヤ 8 1 の噛合凹部 8 3 に噛み合わされる。

40

【 0 0 8 9 】

なお、図中矢印 R 1 の方向へのピニオンギヤ 3 1 の高速回転は、図中矢印 R 2 の方向へのフェースギヤ 8 1 の低速回転となる。そして、高トルク化された回転力は、フェースギヤ 8 1 に設けられた出力部（図示せず）から駆動対象物（図示せず）に向けて出力される。

【 0 0 9 0 】

以上のように形成した実施の形態 6 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。

【 0 0 9 1 】

[ 実施の形態 7 ]

50

図 1 3 に示されるように、実施の形態 7 に係る減速機構 9 0 では、ピニオンギヤ 3 1 およびヘリカルギヤ 3 2 からなる一对の減速機構 3 0 を、突き合わせ部 T P を境に互いに鏡像対称となるように突き合わせた構造を採用する。つまり、互いに突き合わされた一对のヘリカルギヤ 3 2 は、一体化された状態ではやまば歯車（第 2 ギヤ）9 1 となる。そして、やまば歯車 9 1 の山歯（第 2 歯部）9 1 a は、互いに鏡像対称となるように向き合った斜歯 3 2 c により、その外観が略 V 字形状となるように形成されている。したがって、隣り合う山歯 9 1 a 同士の間には、外観が略 V 字形状となるように互いに向き合った嚙合凹部 3 2 d が設けられている。

#### 【 0 0 9 2 】

さらに、互いに突き合わされた一对のピニオンギヤ 3 1 においては、一体化された状態でダブルピニオンギヤ（第 1 ギヤ）9 2 を形成している。このダブルピニオンギヤ 9 2 には、互いに鏡像対称となるように向き合った一对の螺旋状歯 3 1 b が設けられている。つまり、これらの螺旋状歯 3 1 b は、それぞれ螺旋の方向が逆向きになっている。そして、これらの螺旋状歯 3 1 b の嚙合凸部 3 1 c は、隣り合う山歯 9 1 a 同士の間の嚙合凹部 3 2 d にそれぞれ嚙み合っている。

10

#### 【 0 0 9 3 】

以上のように形成した実施の形態 7 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。これに加えて、実施の形態 7 では、一对の減速機構 3 0 を互いに鏡像対称となるように突き合わせた構造、つまり、やまば歯車の構造を採用するので、図 1 3 の矢印 F 1, F 2 に示されるように、やまば歯車 9 1 やダブルピニオンギヤ 9 2 をその軸方向に移動させようとするスラスト力を、相殺する（無くす）ことができる。

20

#### 【 0 0 9 4 】

すなわち、ダブルピニオンギヤ 9 2 を、図中実線矢印方向や図中破線矢印方向に回転させたとしても、当該ダブルピニオンギヤ 9 2 や、これにより回転されるやまば歯車 9 1 は、軸方向に移動することが無い。よって、ダブルピニオンギヤ 9 2 およびやまば歯車 9 1 を収容するハウジング側の構造を、より簡素化することが可能となる。

#### [ 実施の形態 8 ]

図 1 4 ないし図 1 6 に示されるように、実施の形態 8 においては、その全体形状が略円柱形状に形成された減速機構付モータ 1 0 0 となっている。この減速機構付モータ 1 0 0 は、略円柱形状に形成されたモータ部 2 0 0 と、同じく略円柱形状に形成された減速機構部 3 0 0 と、を備えており、これらは互いに同軸上に設けられている。

30

#### 【 0 0 9 5 】

モータ部 2 0 0 は、減速機構付モータ 1 0 0 の外郭を形成する有底円筒状のモータハウジング 2 1 0 を備えており、このモータハウジング 2 1 0 の内部には、ブラシレスモータ 2 0 が収容されている。ブラシレスモータ 2 0 を形成するステータ 2 1 は、モータハウジング 2 1 0 の内壁に接着剤等（図示せず）により固定されており、ステータ 2 1 の径方向内側には、ロータ 2 2 が所定の隙間を介して回転自在に設けられている。そして、ロータ 2 2 の回転中心には、駆動軸 2 2 0 の軸方向基端部が、圧入等により強固に固定されている。このように、モータ部 2 0 0 は、ロータ 2 2 によって回転される駆動軸 2 2 0 を備えている。

40

#### 【 0 0 9 6 】

また、減速機構部 3 0 0 は、減速機構付モータ 1 0 0 の外郭を形成する有底筒状のギヤハウジング（ハウジング）3 1 0 を備えている。このギヤハウジング 3 1 0 は、略円盤状に形成された底壁部 3 1 1 と、当該底壁部 3 1 1 に一体に設けられた円筒壁部 3 1 2 と、を備えている。また、底壁部 3 1 1 の中心部分には、駆動軸 2 2 0 の軸方向基端側（図 1 5 中下側）が挿通される挿通孔 3 1 3 が形成されている。ここで、挿通孔 3 1 3 の径方向内側には、駆動軸 2 2 0 の軸方向基端側を回転自在に支持する第 1 軸受 B 1 が固定されている。これにより、駆動軸 2 2 0 は、ギヤハウジング 3 1 0 に対してスムーズに回転可能となっている。なお、第 1 軸受 B 1 には、所謂メタルと呼ばれる円筒状の滑り軸受を採用している。

50

## 【 0 0 9 7 】

さらに、ギヤハウジング 3 1 0 の内部には、減速機構としての遊星歯車減速機構 3 2 0 が収容されている。この遊星歯車減速機構 3 2 0 は、駆動軸 2 2 0 により回転される太陽歯車（第 1 ギヤ）3 3 0 と、当該太陽歯車 3 3 0 により回転される一对の遊星歯車（第 2 ギヤ）3 4 0 と、これらの一对の遊星歯車 3 4 0 に噛み合わされる内歯車（リングギヤ）3 5 0 と、を備えている。

## 【 0 0 9 8 】

太陽歯車 3 3 0 は、上述したピニオンギヤ 3 1（図 4 参照）と全く同じものであって、螺旋状歯 3 1 b と噛合凸部 3 1 c とを備えている。そして、太陽歯車 3 3 0 の軸方向基端部は、駆動軸 2 2 0 の軸方向先端部に一体化して設けられている。すなわち、駆動軸 2 2 0 と太陽歯車 3 3 0 とは、それぞれ 1 つの部材（金属製）によって形成されており、かつ互いに同軸上に配置されている。よって、太陽歯車 3 3 0 は、駆動軸 2 2 0 によって回転される。

10

## 【 0 0 9 9 】

一对の遊星歯車 3 4 0 は、太陽歯車 3 3 0 を中心に互いに対向配置（図 1 6 参照）されており、かつ太陽歯車 3 3 0 の周囲を公転するようになっている。これらの遊星歯車 3 4 0 は、それぞれ互いに同じものであって、遊星歯車 3 4 0 の外周部分には、上述したヘリカルギヤ 3 2（図 3 参照）と同じ斜歯 3 2 c が設けられている。そして、隣り合う斜歯 3 2 c 同士の間には、太陽歯車 3 3 0 の噛合凸部 3 1 c が入り込む（噛み合う）噛合凹部 3 2 d が形成されている。よって、遊星歯車 3 4 0 は、太陽歯車 3 3 0 によって回転される。

20

## 【 0 1 0 0 】

また、一对の遊星歯車 3 4 0 は、キャリア 3 6 0 によりそれぞれ回転自在に支持されている。キャリア 3 6 0 は、第 1 部材 3 7 0 および第 2 部材 3 8 0 を、それぞれ互いに組み立てることで形成されている。第 1 部材 3 7 0 は、略長方形の板状に形成された第 1 本体部 3 7 1 を備えている。この第 1 本体部 3 7 1 の長手方向中央部には、駆動軸 2 2 0 の軸方向先端側が非接触の状態に挿通される挿通孔 3 7 2 が形成されている。さらに、第 1 本体部 3 7 1 の長手方向両側には、一对の遊星歯車 3 4 0 をそれぞれ回転自在に支持する一对の支軸 3 7 3 が設けられている。そして、これらの支軸 3 7 3 に回転自在に支持されたそれぞれの遊星歯車 3 4 0 の間に、太陽歯車 3 3 0 が挟まれるようにして設けられている。これにより、太陽歯車 3 3 0 に設けられた 1 つの噛合凸部 3 1 c が、一对の遊星歯車 3 4 0 のそれぞれに設けられた噛合凹部 3 2 d に対して、図 5 に示される状態と同様にそれぞれ噛み合わされている。

30

## 【 0 1 0 1 】

また、キャリア 3 6 0 を形成する第 2 部材 3 8 0 は、略長方形の板状に形成された第 2 本体部 3 8 1 を備えている。この第 2 本体部 3 8 1 の長手方向中央部には、太陽歯車 3 3 0 の軸方向先端部が非接触の状態に挿通される挿通孔（図示せず）が形成されている。さらに、第 2 本体部 3 8 1 の長手方向両側には、一对の支軸 3 7 3 の端部を支持する一对の支持穴 3 8 2 が形成されている。また、第 2 本体部 3 8 1 の挿通孔に対応する部分には、有底筒状に形成された出力軸 3 8 3 の開口端部（図示せず）が固定されている。そして、出力軸 3 8 3 の開口端部の部分および第 2 本体部 3 8 1 の挿通孔の部分には、太陽歯車 3 3 0 の軸方向先端部を回転自在に支持する第 2 軸受 B 2 が固定されている。これにより、太陽歯車 3 3 0 は、出力軸 3 8 3 に対してスムーズに回転可能となっている。なお、第 2 軸受 B 2 においても、所謂メタルと呼ばれる円筒状の滑り軸受を採用している。このように、キャリア 3 6 0 は、一对の遊星歯車 3 4 0 を回転自在に支持するとともに、太陽歯車 3 3 0 と同軸の出力軸 3 8 3 を備えている。

40

## 【 0 1 0 2 】

さらに、ギヤハウジング 3 1 0 を形成する円筒壁部 3 1 2 の内側には、略円筒形状に形成された内歯車 3 5 0 が相対回転不能に固定されている。また、内歯車 3 5 0 の内周部分には、一对の遊星歯車 3 4 0 の斜歯 3 2 c が噛み合わされる複数の内歯 3 5 1 が設けられている。これらの内歯 3 5 1 においても、遊星歯車 3 4 0 に設けられた斜歯 3 2 c と同様

50

の形状に形成されている。

【 0 1 0 3 】

また、ギヤハウジング 3 1 0 の開口側の部分（図 1 5 中上側の部分）は、略円盤状に形成されたギヤカバー 3 9 0 によって閉塞されている。これにより、組み立てられた遊星歯車減速機構 3 2 0 が、がたつかずにかつ分解されることなく、ギヤハウジング 3 1 0 の内部で作動可能となっている。また、ギヤカバー 3 9 0 の中心部分には、出力軸 3 8 3 が非接触の状態に挿通される挿通孔 3 9 1 が形成されている。そして、この挿通孔 3 9 1 の径方向内側には、出力軸 3 8 3 を回転自在に支持する第 3 軸受 B 3 が固定されている。これにより、出力軸 3 8 3 は、ギヤカバー 3 9 0 に対してスムーズに回転可能となっている。なお、第 3 軸受 B 3 においても、所謂メタルと呼ばれる円筒状の滑り軸受を採用している。

10

【 0 1 0 4 】

以上のように形成された遊星歯車減速機構 3 2 0 の仕様（スペック）は、図 1 6 の表に示されるようになっており、具体的には、本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 においては、歯の大きさを表すモジュールが「 2 」であり、太陽歯車 3 3 0 の歯数が「 1 」、遊星歯車 3 4 0 の歯数が「 1 2 」、内歯車 3 5 0 の歯数が「 2 5 」となっており、さらに減速比は比較的大きな「 2 6 」となっている。そして、遊星歯車減速機構 3 2 0 の体格（内歯車 3 5 0 の外径）は、「 7 0 」となっており、比較的小さな体格にできることが判った。

【 0 1 0 5 】

これに対し、可能な限り本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 の仕様に近付けたインボリュート歯車を用いた遊星歯車減速機構（ 1 ）の仕様は、図 1 7 の表に示されるようになる。具体的には、比較例の遊星歯車減速機構（ 1 ）においては、歯の大きさを表すモジュールが「 0 . 7 」であり、太陽歯車（ 2 ）の歯数が「 9 」、遊星歯車（ 3 ）の歯数が「 7 2 」、内歯車（ 4 ）の歯数が「 1 5 3 」となっており、さらに減速比は、上述の本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 よりも小さな「 1 8 」となっている。そして、遊星歯車減速機構（ 1 ）の体格（内歯車（ 4 ）の外径）は、「 1 2 0 」となっており、上述の本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 よりも大きな体格になってしまった。

20

【 0 1 0 6 】

言い換えれば、本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 と同様の体格かつ同様の減速比を得ようとするには、インボリュート歯車を用いた遊星歯車減速機構（ 1 ）では構造上無理があり、同様の減速比を得ようとする、どうしても大型化せざるを得なくなる。このように、本発明の遊星歯車減速機構 3 2 0 では、インボリュート歯車を用いた遊星歯車減速機構（ 1 ）に比して、小型軽量化を図る上で大分有利であることが判った。

30

【 0 1 0 7 】

以上のように形成した実施の形態 8 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。

[ 実施の形態 9 ]

図 1 8 に示されるように、実施の形態 9 においては、実施の形態 8 に比して、遊星歯車減速機構 4 0 0 （減速機構）の構造のみが異なっている。なお、実施の形態 8 と同様の機能を有する部分については同一の記号を付し、その詳細な説明を省略する。

【 0 1 0 8 】

実施の形態 9 の遊星歯車減速機構 4 0 0 では、一对の遊星歯車 3 4 0 が、ギヤハウジング 3 1 0 の底壁部 3 1 1 に回転自在に支持されている。つまり、実施の形態 9 では、底壁部 3 1 1 が本発明における支持部材を構成している。そして、底壁部 3 1 1 には、一对の遊星歯車 3 4 0 をそれぞれ回転自在に支持する一对の支軸 3 7 3 が設けられている。つまり、一对の遊星歯車 3 4 0 は、一对の支軸 3 7 3 を中心に回転する自転運動を行うが、太陽歯車 3 3 0 を中心に回転する公転運動は行わない。

40

【 0 1 0 9 】

また、実施の形態 9 の遊星歯車減速機構 4 0 0 では、ギヤハウジング 3 1 0 に対して、内歯車 3 5 0 が回転自在に設けられている。具体的には、内歯車 3 5 0 は、円筒壁部 3 1 2 の内周壁に対して内歯車 3 5 0 の外周壁が非接触の状態に、ギヤハウジング 3 1 0 に配

50

置されている。すなわち、実施の形態 8 では、キャリア 360 (図 15 参照) に支持された一对の遊星歯車 340 をギヤハウジング 310 に対して回転自在とし、内歯車 350 をギヤハウジング 310 に固定していた。これに対し、実施の形態 9 では、実施の形態 8 とは逆に、底壁部 311 によって一对の遊星歯車 340 がギヤハウジング 310 に固定され、内歯車 350 がギヤハウジング 310 に対して回転自在となっている。

**【0110】**

そして、太陽歯車 330 と同軸の出力軸 383 は、内歯車 350 と一緒に回転するようになっている。具体的には、出力軸 383 は、平板状の動力伝達部材 410 を介して内歯車 350 に固定されている。動力伝達部材 410 は、略長方形に形成され、その長手方向両側には、固定ピン 420 が固定される固定孔 411 がそれぞれ設けられている。一对の固定ピン 420 の軸方向一側は、固定孔 411 にそれぞれ固定されている。また、一对の固定ピン 420 の軸方向他側は、内歯車 350 の軸方向一側の端部の固定孔 (図示せず) にそれぞれ固定されている。これにより、動力伝達部材 410 は、内歯車 350 の回転に伴って、内歯車 350 と一緒に回転するようになっている。

10

**【0111】**

そして、動力伝達部材 410 の長手方向中央部には、出力軸 383 の開口端部 (図示せず) が固定されている。なお、動力伝達部材 410 の出力軸 383 が固定される部分には、第 1 本体部 371 に設けられた挿通孔 372 (図 15 参照) と同様の挿通孔 (図示せず) が設けられている。

**【0112】**

このように、実施の形態 9 では、出力軸 383 が内歯車 350 と共に回転するようになっている。すなわち、太陽歯車 330 と同軸の出力軸 383 は、動力伝達部材 410 を介して内歯車 350 に設けられている。

20

**【0113】**

以上のように形成した実施の形態 9 においても、実施の形態 1 と同様の作用効果を奏することができる。

**【0114】**

本発明は上記各実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることは言うまでもない。例えば、上記実施の形態 3, 4 では、噛合凸部 31c の頂点 B P を有する円弧状部分の曲率中心が、実施の形態 1 と同じ C 2 となるように、噛合凸部 31c の近傍を削ぎ落としたものを示したが、本発明はこれに限らない。例えば、実施の形態 5 (図 11 参照) と同じように、噛合凸部 31c の頂点 B P を有する円弧状部分の曲率中心を、ピニオンギヤ 31 の回転中心 C 1 から大きく偏心させるように、噛合凸部 31c の近傍を削ぎ落とすようにしても良い。

30

**【0115】**

また、上記各実施の形態では、減速機構 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 および遊星歯車減速機構 320, 400 (減速機構付モータ 10, 100) を、車両に搭載されるワイパ装置の駆動源に適用したものを示したが、本発明はこれに限らず、パワーウィンドウ装置, サンプル装置, シートリフター装置等の他の駆動源にも適用することができる。

40

**【0116】**

さらに、上記各実施の形態では、減速機構 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 および遊星歯車減速機構 320, 400 をブラシレスモータ 20 で駆動する減速機構付モータ 10, 100 を示したが、本発明はこれに限らず、ブラシレスモータ 20 に換えてブラシ付きモータを採用して、当該ブラシ付きモータで減速機構 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 および遊星歯車減速機構 320, 400 を駆動させることもできる。

**【0117】**

その他、上記各実施の形態における各構成要素の材質, 形状, 寸法, 数, 設置箇所等は、本発明を達成できるものであれば任意であり、上記各実施の形態に限定されない。

**【符号の説明】**

50

## 【 0 1 1 8 】

1 0	減速機構付モータ	
1 1	ハウジング	
1 2	ケーシング	
1 2 a	底壁部	
1 2 b	側壁部	
1 2 c	ケースフランジ	
1 2 d	ボス部	
1 2 e	補強リブ	
1 2 f	軸受部材収容部	10
1 2 g	止め輪	
1 3	カバー部材	
1 3 a	本体部	
1 3 b	カバーフランジ	
1 3 c	モータ収容部	
1 3 d	コネクタ接続部	
1 3 e	ターミナル部材	
2 0	ブラシレスモータ	
2 1	ステータ	
2 1 a	コイル	20
2 2	ロータ(回転体)	
2 2 a	ロータ本体	
2 2 b	永久磁石	
3 0	減速機構	
3 1	ピニオンギヤ(第1ギヤ, 駆動軸)	
3 1 a	ピニオン本体	
3 1 b	螺旋状歯(第1歯部)	
3 1 c	噛合凸部	
3 2	ヘリカルギヤ(第2ギヤ)	
3 2 a	ギヤ本体	30
3 2 b	筒状部	
3 2 c	斜歯(第2歯部)	
3 2 d	噛合凹部	
3 3	ボールベアリング	
3 4	出力軸	
4 0	減速機構(実施の形態2)	
4 1	螺旋状歯(第1歯部)	
4 2	斜歯(第2歯部)	
4 3	逃げ部	
4 4	円弧状空間	40
5 0	減速機構(実施の形態3)	
5 1	螺旋状歯(第1歯部)	
5 2	円弧状空間	
6 0	減速機構(実施の形態4)	
6 1	螺旋状歯(第1歯部)	
6 2	円弧状空間	
7 0	減速機構(実施の形態5)	
7 1	螺旋状歯(第1歯部)	
7 2	斜歯(第2歯部)	
8 0	減速機構(実施の形態6)	50

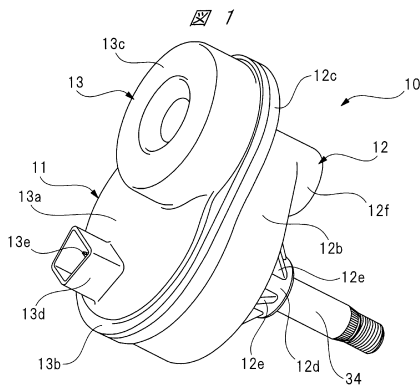
8 1	フェースギヤ (第 2 ギヤ)	
8 2	斜歯 (第 2 歯部)	
8 3	嚙合凹部	
9 0	減速機構 (実施の形態 7)	
9 1	やまば歯車 (第 2 ギヤ)	
9 1 a	山歯 (第 2 歯部)	
9 2	ダブルピニオンギヤ (第 1 ギヤ)	
1 0 0	減速機構付モータ	
2 0 0	モータ部	
2 1 0	モータハウジング	10
2 2 0	駆動軸	
3 0 0	減速機構部	
3 1 0	ギヤハウジング (ハウジング)	
3 1 1	底壁部 (支持部材)	
3 1 2	円筒壁部	
3 1 3	挿通孔	
3 2 0	遊星歯車減速機構 (減速機構)	
3 3 0	太陽歯車 (第 1 ギヤ)	
3 4 0	遊星歯車 (第 2 ギヤ)	
3 5 0	内歯車	20
3 5 1	内歯	
3 6 0	キャリア	
3 7 0	第 1 部材	
3 7 1	第 1 本体部	
3 7 2	挿通孔	
3 7 3	支軸	
3 8 0	第 2 部材	
3 8 1	第 2 本体部	
3 8 2	支持穴	
3 8 3	出力軸	30
3 9 0	ギヤカバー	
3 9 1	挿通孔	
4 0 0	遊星歯車減速機構 (減速機構)	
4 1 0	動力伝達部材	
4 1 1	固定孔	
4 2 0	固定ピン	
( 1 )	遊星歯車減速機構 (比較例)	
( 2 )	太陽歯車 (比較例)	
( 3 )	遊星歯車 (比較例)	
( 4 )	内歯車 (比較例)	40
A L	補助線	
B 1	第 1 軸受	
B 2	第 2 軸受	
B 3	第 3 軸受	
B C	歯底円	
B P	嚙合凸部 3 1 c の頂点	
C 1	ピニオンギヤ 3 1 の回転中心	
C 2	嚙合凸部 3 1 c の曲率中心, 螺旋状歯 3 1 b の中心	
C 3	嚙合凹部 3 2 d の曲率中心	
C 4	ヘリカルギヤ 3 2 の回転中心	50

- C 5 嚙合凸部 3 1 c の曲率中心，螺旋状歯 7 1 の中心（実施の形態 5）
- D 1 第 2 回転軌跡 P R の直径寸法
- D 2 螺旋状歯 3 1 b の直径寸法
- D 3 螺旋状歯 7 1 の直径寸法（実施の形態 5）
- E 斜歯 3 2 c の歯たけの逃げ量
- H , H 1 , H 2 歯たけ
- L , L 1 偏心量（第 1 距離）
- O C , O C 1 第 1 回転軌跡
- P R 第 2 回転軌跡
- R 斜歯 3 2 c の中心の直径寸法（第 2 距離）
- S R 嚙合凹部 3 2 d の直径寸法
- T 肉厚部
- T C ヘリカルギヤ 3 2 の基準円
- T P 突き合わせ部
- ， 微少量
- 隣り合う嚙合凹部 3 2 d 同士のなす角度

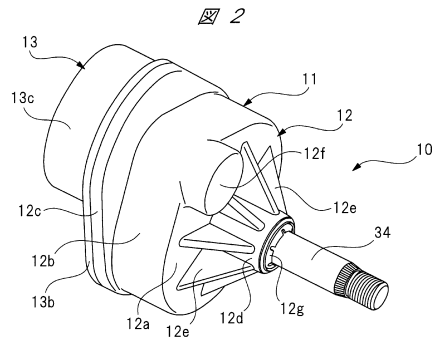
10

【図面】

【図 1】



【図 2】



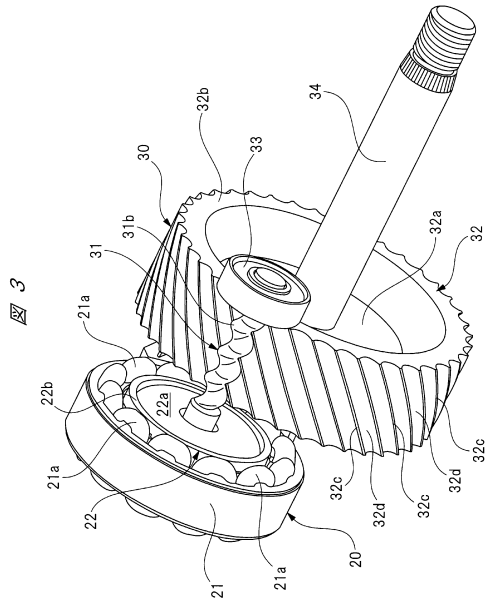
20

30

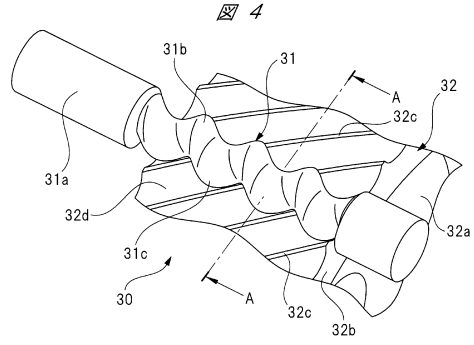
40

50

【図3】



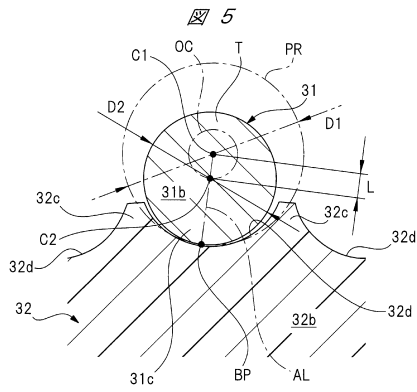
【図4】



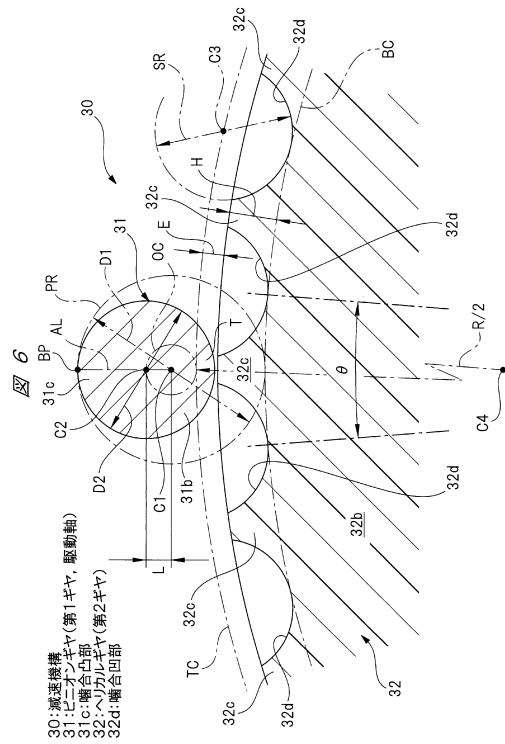
10

20

【図5】



【図6】

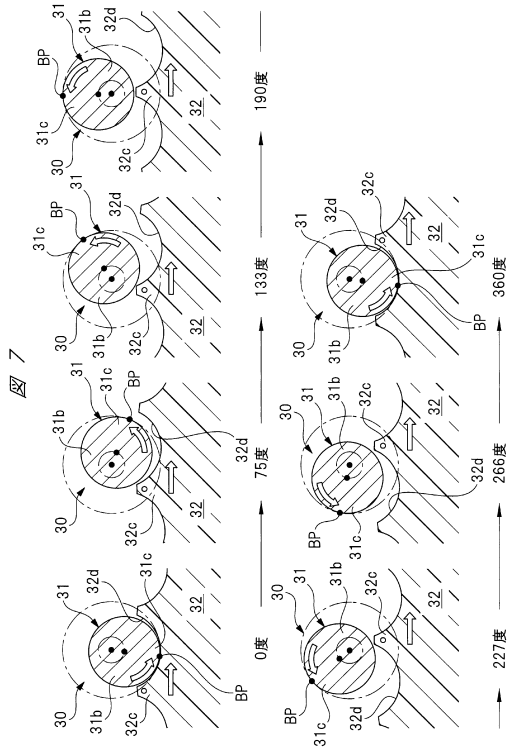


30

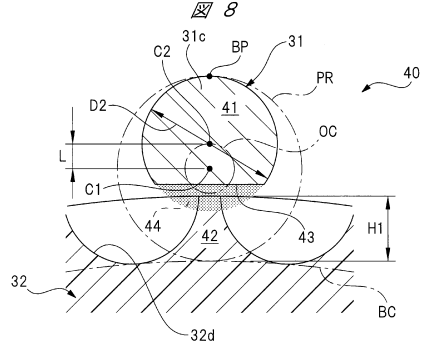
40

50

【図 7】



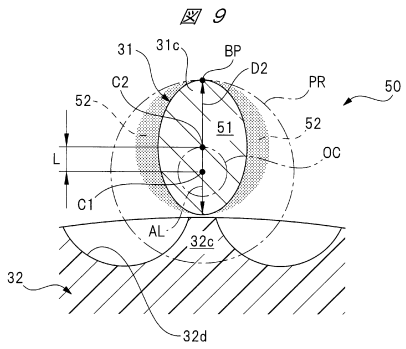
【図 8】



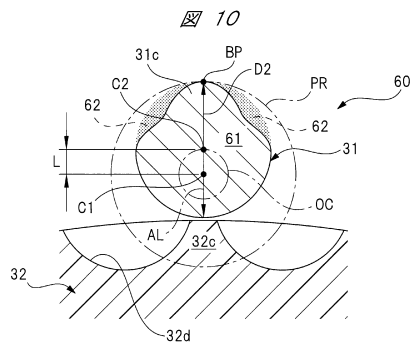
10

20

【図 9】



【図 10】

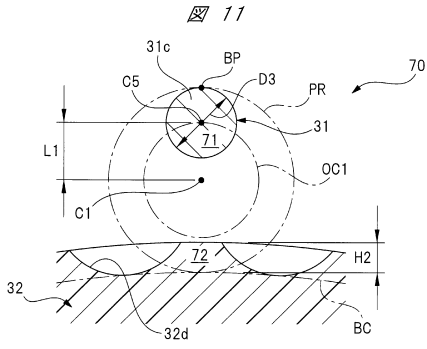


30

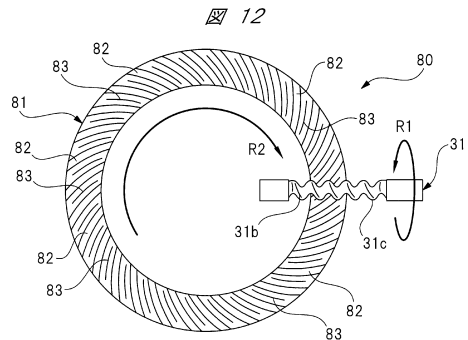
40

50

【図 1 1】

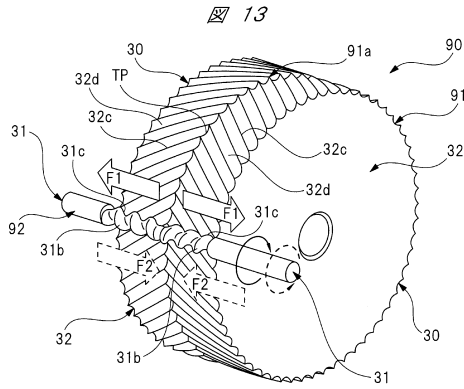


【図 1 2】

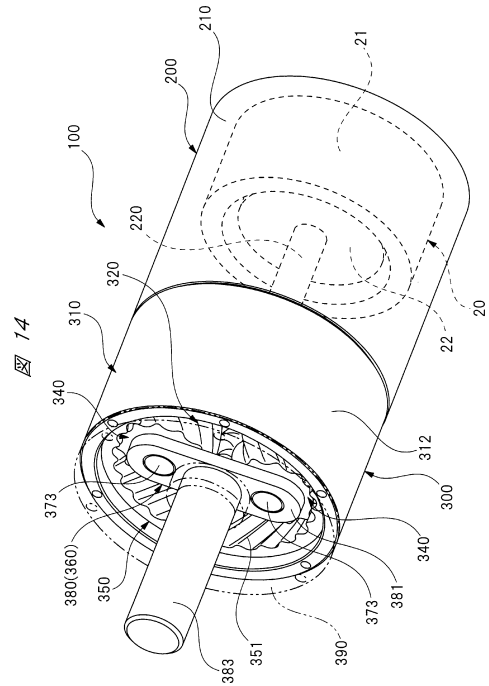


10

【図 1 3】



【図 1 4】



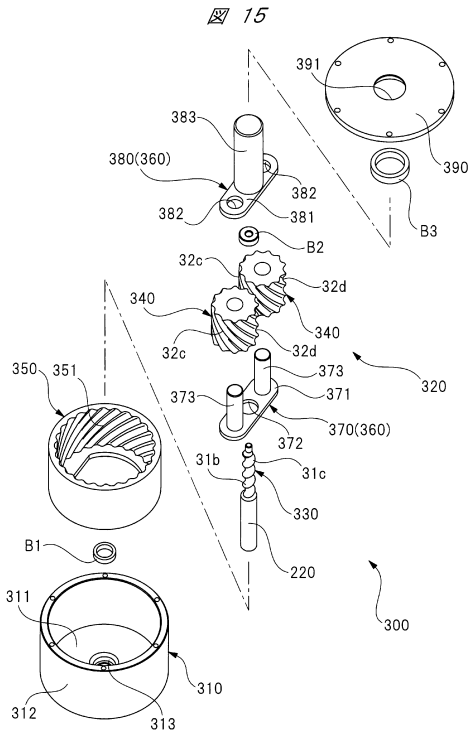
20

30

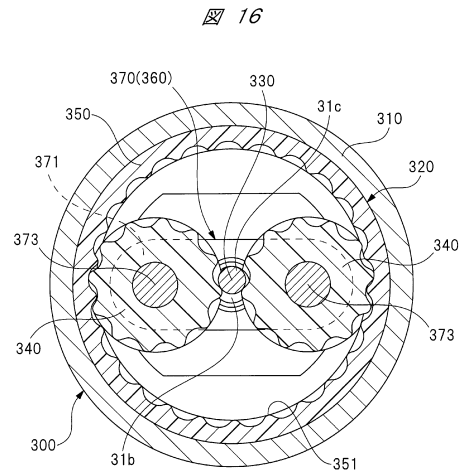
40

50

【図 15】

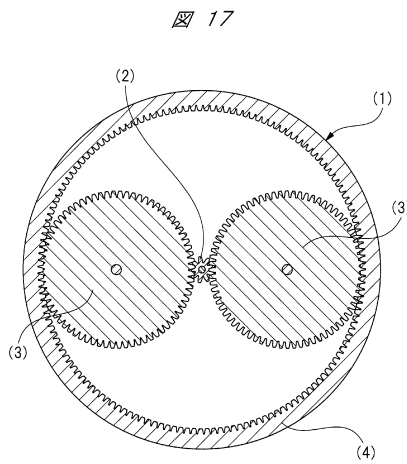


【図 16】



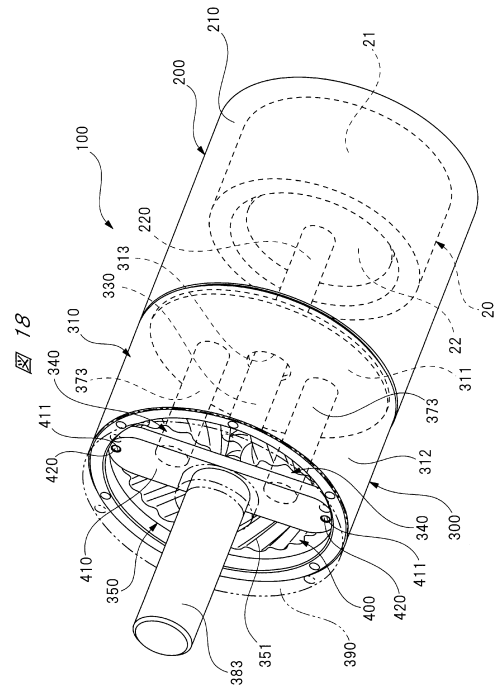
歯車名	本発明		
	太陽歯車	遊星歯車	内歯車
モジュール		2	
歯数	1	12	25
減速比		26	
内歯車外径		φ70	

【図 17】



歯車名	比較例		
	太陽歯車	遊星歯車	内歯車
モジュール		0.7	
歯数	9	72	153
減速比		18	
内歯車外径		φ120	

【図 18】



10

20

30

40

50

---

フロントページの続き

- (56)参考文献 米国特許出願公開第2010/0095792 (US, A1)  
特開2017-133582 (JP, A)  
特開2005-262992 (JP, A)  
特開昭57-140947 (JP, A)  
米国特許出願公開第2012/0291578 (US, A1)  
特開2009-248852 (JP, A)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
- |      |       |
|------|-------|
| F16H | 1/08  |
| F16H | 1/28  |
| F16H | 55/08 |
| F16H | 1/18  |
| H02K | 7/116 |