

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4936052号
(P4936052)

(45) 発行日 平成24年5月23日(2012.5.23)

(24) 登録日 平成24年3月2日(2012.3.2)

(51) Int.Cl.		F 1	
B 6 2 D	5/04	(2006.01)	B 6 2 D 5/04
F 1 6 H	3/72	(2006.01)	F 1 6 H 3/72 A
F 1 6 H	3/66	(2006.01)	F 1 6 H 3/66 A
F 1 6 H	55/18	(2006.01)	F 1 6 H 55/18

請求項の数 6 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2006-259444 (P2006-259444)	(73) 特許権者	000001247 株式会社ジェイテクト
(22) 出願日	平成18年9月25日(2006.9.25)		大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
(65) 公開番号	特開2008-74368 (P2008-74368A)	(74) 代理人	100087701 弁理士 稲岡 耕作
(43) 公開日	平成20年4月3日(2008.4.3)	(74) 代理人	100101328 弁理士 川崎 実夫
審査請求日	平成21年9月18日(2009.9.18)	(72) 発明者	山中 亨介 大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
		審査官	山内 康明

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用操舵装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

操舵部材に連なる第1の部分および転舵輪に連なる第2の部分を含む操舵軸と、
操舵部材の操舵角に対する転舵輪の転舵角の比としての伝達比を変更可能な伝達比可変機構と、

上記伝達比可変機構の動作による上記操舵部材の操舵反力を補償するための反力補償用モータと、を備え、

上記伝達比可変機構は、上記第1および第2の部分を差動回転可能に連結し、遊星ギヤ機構用モータによって駆動される遊星ギヤ機構を含み、

上記遊星ギヤ機構用モータおよび上記反力補償用モータの双方が上記操舵軸と同軸に配置され、

上記遊星ギヤ機構は、上記第1の部分に連なる第1のサンギヤと、第1のサンギヤの軸線と一致する軸線を有し上記第2の部分に連なる第2のサンギヤと、第1および第2のサンギヤの双方に噛み合う2つの遊星ギヤと、これらの遊星ギヤを自転可能且つ第1および第2のサンギヤの軸線回りに一体回転可能に支持するキャリアと、を含み、

上記キャリアが上記遊星ギヤ機構用モータによって回転駆動され、

各上記遊星ギヤの歯部形成部分は単一の部材を用いて一体に形成され、

第1および第2のサンギヤは、少なくとも一方が転位歯車にされて転位係数(零を含む)が相異なり、且つ互いの歯数の差が2である車両用操舵装置。

【請求項2】

10

20

請求項 1 において、上記第 1 の部分は、上記操舵部材から操舵トルクが入力される入力部材と、上記入力部材とトーシヨンパーを介して相対回転可能に連結され、上記操舵トルクを上記遊星ギヤ機構に出力する出力部材と、を含む車両用操舵装置。

【請求項 3】

請求項 2 において、上記遊星ギヤ機構を収容するハウジングを備え、

上記反力補償用モータは、上記操舵軸の上記第 1 の部分の上記出力部材と一体回転可能なロータと、上記ロータを取り囲み上記ハウジングに収容されたステータと、を有する車両用操舵装置。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 の何れか 1 項において、上記第 1 のサンギヤ、第 2 のサンギヤおよび遊星ギヤの歯数はそれぞれ 10 ~ 30 の範囲内にある車両用操舵装置。

10

【請求項 5】

請求項 1 から 4 の何れか 1 項において、第 1 および第 2 のサンギヤの転位係数の絶対値はそれぞれ 1 . 3 以下である車両用操舵装置。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 の何れか 1 項において、第 1 および第 2 のサンギヤのうち歯数の多いサンギヤの転位係数は、歯数の少ないサンギヤの転位係数に比べて小さくされている車両用操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、操舵部材の操舵角に対する転舵輪の転舵角の伝達比を変更可能な車両用操舵装置に関する。

【背景技術】

【0002】

上記の車両用操舵装置には、遊星ギヤ機構を用いて伝達比を変更するものがある（例えば、特許文献 1 , 2 参照）。

【特許文献 1】特開 2002 - 240729 号公報

【特許文献 2】特開 2004 - 224085 号公報

【発明の開示】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

このような車両用操舵装置において、小型化が要請されている。本発明は、この課題を解決することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0004】

上記目的を達成するため、本発明は、操舵部材 (2) に連なる第 1 の部分 (5) および転舵輪 (4L, 4R) に連なる第 2 の部分 (6) を含む操舵軸 (3) と、操舵部材 (2) の操舵角 (1) に対する転舵輪 (4L, 4R) の転舵角 (2) の比としての伝達比 ($2 / 1$) を変更可能な伝達比可変機構 (17) と、上記伝達比可変機構 (17) の動作による上記操舵部材 (2) の操舵反力を補償するための反力補償用モータ (23) と、を備え、上記伝達比可変機構 (17) は、上記第 1 および第 2 の部分 (5, 6) を差動回転可能に連結し、遊星ギヤ機構用モータ (18) によって駆動される遊星ギヤ機構 (17) を含み、上記遊星ギヤ機構用モータ (18) および上記反力補償用モータ (23) の双方が上記操舵軸 (3) と同軸に配置され、上記遊星ギヤ機構 (17) は、上記第 1 の部分 (5) に連なる第 1 のサンギヤ (19) と、第 1 のサンギヤ (19) の軸線 (L) と一致する軸線 (L) を有し上記第 2 の部分 (6) に連なる第 2 のサンギヤ (20; 20A) と、第 1 および第 2 のサンギヤ (19, 20; 19, 20A) の双方に噛み合う 2 つの遊星ギヤ (21) と、これらの遊星ギヤ (21) を自転可能且つ第 1 および第 2 のサンギヤ (19, 20; 19, 20A) の軸線 (L) 回りに一体回転可能に支持するキャリア (22

40

50

）と、を含み、上記キャリア（22）が上記遊星ギヤ機構用モータ（28）によって回転駆動され、各上記遊星ギヤ（21）の歯部形成部分（21a）は単一の部材を用いて一体に形成され、第1および第2のサンギヤ（19, 20; 19, 20A）は、少なくとも一方が転位歯車にされて転位係数（ $x_1, x_2; x_1, x_2A$ ）（零を含む）が相異なり、且つ互いの歯数（ z_1, z_2 ）の差が2である車両用操舵装置（1）を提供するものである。

なお、括弧内の英数字は、後述の実施形態における対応構成要素等を表す。以下、この項において同じ。

本発明によれば、遊星ギヤ機構用モータおよび反力補償用モータを操舵軸と同軸に配置している。これにより、遊星ギヤ機構用モータおよび反力補償用モータが操舵軸の径方向に張り出す量を少なくでき、車両用操舵装置を小型化することができる。

10

【0005】

また、遊星ギヤの歯部形成部分を単一の部材で一体に形成していることにより、遊星ギヤを形成するのに、第1のサンギヤに噛み合う歯車部材と第2のサンギヤに噛み合う歯車部材とを別個に形成する必要がなく、その結果、部品点数を少なくして製造コストを格段に低減できる。また、歯数の相異なる第1および第2のサンギヤのそれぞれの転位係数を相異ならせることにより、遊星ギヤと第1のサンギヤとの軸間距離、および遊星ギヤと第2のサンギヤとの軸間距離を互いに一致させることができ、滑らかな噛み合いを実現できる。さらに、第1および第2のサンギヤの歯数差を2とすることにより、遊星ギヤを2つ用いることができ、伝達力の配分が均等になることにより、噛み合い音を小さくできると共に、第1および第2のサンギヤの強度を十分に確保できる。すなわち、遊星ギヤを1つのみ用いると、遊星ギヤにかかる負荷が大きくて噛み合い音が大きくなる。また、遊星ギヤを3つ以上用いると、第1および第2のサンギヤの歯数差を3つ以上にしなければならず、これら第1および第2のサンギヤの少なくとも一方の転位係数を大きくする必要がある結果、正転位した歯車（例えば、転位係数が1.5）を用いれば、歯たけを十分に確保できず、負転位した歯車（例えば、転位係数が-1.5）を用いれば、歯元の厚みを十分に確保し難い。

20

本発明において、上記第1の部分（5）は、上記操舵部材（2）から操舵トルク（T）が入力される入力部材（5a）と、上記入力部材（5a）とトーションバー（7）を介して相対回転可能に連結され、上記操舵トルク（T）を上記遊星ギヤ機構（17）に出力する出力部材（5b）と、を含むことが好ましい（請求項2）。

30

本発明において、上記遊星ギヤ機構（17）を収容するハウジング（31）を備え、上記反力補償用モータ（23）は、上記操舵軸（3）の上記第1の部分（5）の上記出力部材（5b）と一体回転可能なロータ（23a）と、上記ロータ（23a）を取り囲み上記ハウジング（31）に収容されたステータ（23b）と、を有することが好ましい（請求項3）。

【0006】

また、本発明において、上記第1のサンギヤ（19）、第2のサンギヤ（20; 20A）および遊星ギヤ（21）の歯数（ z_1, z_2, z_3 ）はそれぞれ10~30の範囲内にあることが好ましい（請求項4）。各歯車の歯数を10以上とすることにより、遊星ギヤと対応する第1および第2のサンギヤとのそれぞれの噛み合いの衝撃を少なくして騒音を少なくできる。また、上記歯数を30以下とすることにより、伝達比を変更する際に駆動されるキャリアと第2のサンギヤとの速度比が大きくなりすぎないようにでき、その結果、ギヤの噛み合い音を抑制できる。

40

【0007】

また、本発明において、第1および第2のサンギヤ（19, 20; 19, 20A）の転位係数（ $x_1, x_2; x_1, x_2A$ ）の絶対値はそれぞれ1.3以下であることが好ましい（請求項5）。この場合、正転位したギヤにおいて、歯たけが低くなり過ぎることを防止して歯先の厚みを十分に確保できる。また、負転位したギヤにおいて、歯元の厚みが小さくなり過ぎることを防止できる。

50

【 0 0 0 8 】

また、本発明において、第1および第2のサンギヤ(19, 20; 19, 20A)のうち歯数の多いサンギヤ(20; 20A)の転位係数(x_2 ; x_{2A})は、歯数の少ないサンギヤ(19)の転位係数(x_1)に比べて小さくされていることが好ましい(請求項6)。この場合、サンギヤと遊星ギヤとの間のバックラッシュを小さくすることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 0 9 】

本発明の好ましい実施の形態を添付図面を参照しつつ説明する。

図1は、本発明の一実施の形態にかかる車両用操舵装置1の概略構成を示す模式図である。図1を参照して、車両用操舵装置1は、ステアリングホイール等の操舵部材2に付与された操舵トルクを、操舵軸としてのステアリングシャフト3等を介して左右の転舵輪4L, 4Rのそれぞれに与えて転舵を行うものであり、操舵部材2の操舵角 θ_1 (回転角)に対する転舵輪4L, 4Rの転舵角 θ_2 の伝達比 θ_2/θ_1 を変更することのできる機能を有している。

10

【 0 0 1 0 】

この車両用操舵装置1は、操舵部材2と、操舵部材2に連なる操舵軸としてのステアリングシャフト3とを有している。ステアリングシャフト3は、第1の部分としての第1のシャフト5と、第1のシャフト5と同一の軸線L上に配置された第2の部分としての第2のシャフト6とを有している。

第1のシャフト5は、操舵部材2に連結される入力軸5aと、入力軸5aとトーシヨンパー7を介して相対回転可能に連結される出力軸5bとを有している。トーシヨンパー7を介した入力軸5aと出力軸5bとの相対回転の許容値は、僅かな値とされており、入力軸5aと出力軸5bとは実質的に一体回転すると考えることができる。

20

【 0 0 1 1 】

第1のシャフト5の出力軸5bと第2のシャフト6との間には、伝達比可変機構としての遊星ギヤ機構17が設けられている。第2のシャフト6は、自在継手9、中間軸10、自在継手11および舵取り機構12を介して転舵輪4L, 4Rと連なっている。

舵取り機構12は、自在継手11に連なるピニオン軸13と、ピニオン軸13の先端のピニオン13aに噛み合うラック14aを有し車両の左右方向に延びる転舵軸としてのラック軸14と、ラック軸14の一对の端部のそれぞれにタイロッド15R, 15Lを介して連結されるナックルアーム16R, 16Lとを有している。

30

【 0 0 1 2 】

上記の構成により、操舵部材2からの操舵トルクは、第1のシャフト5、遊星ギヤ機構17、第2のシャフト6等を介して舵取り機構12に伝達される。舵取り機構12では、ピニオン13aの回転がラック軸14の軸方向の運動に変換され、各タイロッド15R, 15Lを介して対応するナックルアーム16R, 16Lがそれぞれ回転する。これにより、各ナックルアーム16R, 16Lに連結された対応する転舵輪4R, 4Lが、それぞれ操向する。

【 0 0 1 3 】

遊星ギヤ機構17は、第1のシャフト5の出力軸5bおよび第2のシャフト6を差動回転可能に連結しており、これら出力軸5bと第2のシャフト6との間における変速比が変更可能となっている。この変速比が変更されることにより、伝達比 θ_2/θ_1 が変更される。

40

遊星ギヤ機構17は、第1のシャフト5の出力軸5bと同一の軸線L上に並んで一体回転可能な第1の歯車(太陽歯車)としての第1のサンギヤ19と、第1のサンギヤ19と一致する軸線L上に配置され、第2のシャフト6と一体回転可能な第2の歯車(太陽歯車)としての第2のサンギヤ20と、第1および第2のサンギヤ19, 20の双方に噛み合う遊星歯車としての遊星ギヤ21と、遊星ギヤ21を自転可能且つ第1および第2のサンギヤ19, 20の軸線Lの回りに一体回転可能に(公転可能に)支持するキャリア22と、を有している。

50

【 0 0 1 4 】

第1のサンギヤ19は第1のシャフト5を介して操舵部材2と連なっており、第2のサンギヤ20は第2のシャフト6等を介して転舵輪4L, 4Rと連なっている。

第1および第2のサンギヤ19, 20ならびに遊星ギヤ21は、それぞれ、回転伝達要素として設けられており、例えば、外周に歯が形成された外歯車としての平歯車を用いて形成されている。なお、各ギヤ19, 20, 21として、はすば歯車等の互いに平行な軸を持つ他の歯車を用いてもよい。

【 0 0 1 5 】

遊星ギヤ21は、第1および第2のサンギヤ19, 20を互いに関連付けるためのものであり、ステアリングシャフト3の周方向に等間隔に2つ配置されている。各遊星ギヤ21は、軸線Lと平行な軸線Mを有して第1および第2のサンギヤ19, 20の双方と噛み合っており、軸線Mの回りを自転可能且つ軸線Lの回りを公転可能である。

遊星ギヤ機構用モータ18は、キャリア22を回転駆動するためのものである。軸線L回りに関するキャリア22の回転数を変更することで、第1のサンギヤ19と第2のサンギヤ20との変速比を変え、伝達比 $2/1$ を変更する。

【 0 0 1 6 】

この遊星ギヤ機構用モータ18は、例えば、ステアリングシャフト3と同軸上に配置されたブラシレスモータからなり、キャリア22に一体回転可能に固定されたロータ18aと、このロータ18aを取り囲みハウジング31に固定されたステータ18bとを含んでいる。

車両用操舵装置1には、遊星ギヤ機構17の動作に関連して操舵部材2に作用する操舵反力を補償するための反力補償用モータ23が備えられている。反力補償用モータ23は、例えば、ステアリングシャフト3と同軸上に配置されたブラシレスモータからなり、第1のシャフト5の出力軸5bに一体回転可能に固定されたロータ23aと、このロータ23aを取り囲みハウジング31に固定されたステータ23bとを含んでいる。

【 0 0 1 7 】

上記遊星ギヤ機構用モータ18および反力補償用モータ23は、それぞれ、CPU、RAMおよびROMを含む制御部24によって制御される。制御部24は、駆動回路25aを介して遊星ギヤ機構用モータ18と接続され、駆動回路25bを介して反力補償用モータ23と接続されている。

また、制御部24には、操舵角センサ26、トルクセンサ27、転舵角センサ28、車速センサ29およびヨーレートセンサ30がそれぞれ接続されている。

【 0 0 1 8 】

操舵角センサ26からは、操舵部材2の操舵中立位置からの操作量である操舵角 θ に対応する値として、第1のシャフト5の入力軸5aの回転角についての信号が入力される。トルクセンサ27からは、操舵部材2に作用する操舵トルクTに対応する値として、第1のシャフト5における伝達トルクについての信号が入力される。転舵角センサ28からは、転舵角 ϕ に対応する値として、第2のシャフト6の回転角についての信号が入力される。車速センサ29からは、車速Vについての信号が入力される。ヨーレートセンサ30からは、車両のヨーレート $\dot{\psi}$ についての信号が入力される。

【 0 0 1 9 】

制御部24は、上記各センサ26~30からの入力信号等に基づいて、遊星ギヤ機構用モータ18および反力補償用モータ23の駆動を制御する。

図2は、図1の要部の断面図である。図2を参照して、遊星ギヤ機構17等は、ハウジング31内に収容されている。ハウジング31は、例えばアルミニウム合金製の筒状の部材であり、車体32に支持されている。

【 0 0 2 0 】

第1のシャフト5の入力軸5aは、ころ軸受等からなる第1の軸受33を介してハウジング31に回転自在に支持されている。出力軸5bは、単列アンギュラ玉軸受等の転がり軸受からなる第2の軸受34を介して、ハウジング31に回転自在に支持されている。

出力軸 5 b の中間部の外周面に、反力補償用モータ 2 3 のロータ 2 3 a が固定されている。反力補償用モータ 2 3 のステータ 2 3 b は、ハウジング 3 1 に内嵌されて固定されている。

【 0 0 2 1 】

第 2 のシャフト 6 の中間部は、単列アンギュラ玉軸受等の転がり軸受からなる第 3 の軸受 3 5 を介して、ハウジング 3 1 に回転自在に支持されている。

遊星ギヤ機構 1 7 の第 1 のサンギヤ 1 9 は、第 1 のシャフト 5 の出力軸 5 b と単一の部材を用いて一体に形成されており、出力軸 5 b の一端に位置している。第 2 のサンギヤ 2 0 は、第 2 のシャフト 6 と単一の部材を用いて一体に形成されており、第 2 のシャフト 6 の一端に位置している。

10

【 0 0 2 2 】

各遊星ギヤ 2 1 は、第 1 および第 2 のサンギヤ 1 9 , 2 0 の双方に噛み合う歯部形成部分 2 1 a と、歯部形成部分 2 1 a の一对の端部のそれぞれから延びる支軸 2 1 b , 2 1 c とを有している。

キャリア 2 2 は、各遊星ギヤ 2 1 の一方の支軸 2 1 b を支持する一端部 3 6 と、各遊星ギヤ 2 1 の他方の支軸 2 1 c を支持する他端部 3 7 と、一端部 3 6 および他端部 3 7 間を接続する中間部 3 8 とを有している。

【 0 0 2 3 】

図 3 は、図 2 の I I I - I I I 線に沿う断面図である。図 2 および図 3 を参照して、キャリア 2 2 の一端部 3 6 は、ころ軸受等の転がり軸受からなる第 4 の軸受 3 9 を介して、出力軸 5 b を回転自在に支持している。この一端部 3 6 には、ステアリングシャフト 3 の軸方向に沿って延びる環状の鏝部 4 0 が形成されている。鏝部 4 0 は、単列アンギュラ玉軸受等の転がり軸受からなる第 5 の軸受 4 1 を介して、ハウジング 3 1 に回転自在に支持されている。

20

【 0 0 2 4 】

また、キャリア 2 2 の一端部 3 6 は、対応する第 6 の軸受 4 2 を介して、各遊星ギヤ 2 1 の一方の支軸 2 1 b を回転自在に支持している。各第 6 の軸受 4 2 は、例えばころ軸受からなる。

図 4 は、図 2 の I V - I V 線に沿う断面図である。図 2 および図 4 を参照して、キャリア 2 2 の他端部 3 7 は、ころ軸受等の転がり軸受からなる第 7 の軸受 4 3 を介して、第 2 のシャフト 6 を回転自在に支持している。この他端部 3 7 には、ステアリングシャフト 3 の軸方向に沿って延びる環状の鏝部 4 4 が形成されている。鏝部 4 4 は、単列アンギュラ玉軸受等からなる第 8 の軸受 4 5 を介して、ハウジング 3 1 に回転自在に支持されている。

30

【 0 0 2 5 】

また、キャリア 2 2 の他端部 3 7 は、対応する第 9 の軸受 4 6 を介して、各遊星ギヤ 2 2 の他方の支軸 2 1 c を回転自在に支持している。各第 9 の軸受 4 6 は、例えばころ軸受からなる。キャリア 2 2 の中間部 3 8 は、各遊星ギヤ 2 1 の歯部形成部分 2 1 a とステアリングシャフト 3 の周方向に並んでおり、一端部 3 6 と他端部 3 7 とを一体回転可能に繋いでいる。

40

【 0 0 2 6 】

キャリア 2 2 の他端部 3 7 の外周面に、上記遊星ギヤ機構用モータ 1 8 のロータ 1 8 a が固定されている。遊星ギヤ機構用モータ 1 8 のステータ 1 8 b は、ハウジング 3 1 に内嵌されて固定されている。

本実施の形態の特徴とするところは、遊星ギヤ 2 1 が 2 つ設けられ、各遊星ギヤ 2 1 , 2 1 の歯部形成部分 2 1 a が単一の部材を用いて一体に形成されると共に、第 1 および第 2 のサンギヤ 1 9 , 2 0 の少なくとも一方(本実施の形態において、第 1 のサンギヤ 1 9)が転位歯車にされてこれらの転位係数 $\times 1$ 、 $\times 2$ が相異なり、且つこれら第 1 および第 2 のサンギヤ 1 9 , 2 0 の歯数の差が 2 とされている点にある。

【 0 0 2 7 】

50

各遊星ギヤ 21 は、第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 の軸線 L の回りに 180° の間隔で等間隔に配置されている。

図 5 は、図 2 の V - V 線に沿う断面図であり、遊星ギヤ 21 と第 1 のサンギヤ 19 との噛み合いを示している。図 6 は、図 2 の V I - V I 線に沿う断面図であり、遊星ギヤ 21 と第 2 のサンギヤ 20 との噛み合いを示している。

【 0 0 2 8 】

図 5 および図 6 を参照して、各遊星ギヤ 21 の歯部形成部分 21 a は、それぞれ、歯筋方向の全域に亘って同一の形状をなしており、1 回の歯創成工程によって形成されたものである。この歯部形成部分 21 a は、複数の歯部 50 と、歯部 50 間を互いに接続する接続部 51 とを含んでいる。

10

本実施の形態において、第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 のうち、第 1 のサンギヤ 19 のみが転位歯車とされている。例えば、第 1 のサンギヤ 19 は、歯数 $z_1 = 22$ 、転位係数 $x_1 = 1.251$ とされ、第 2 のサンギヤ 20 は、歯数 $z_2 = 24$ 、転位係数 $x_2 = 0$ とされている。

【 0 0 2 9 】

すなわち、第 1 のサンギヤ 19 は正転位歯車であり、第 2 のサンギヤ 20 は標準歯車である。なお、各遊星ギヤ 21 は、例えば歯数 $z_3 = 17$ 、転位係数 $x_3 = 0$ の標準歯車とされている。

第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 において、相対的に歯数の多い第 2 のサンギヤ 20 の転位係数 x_2 は、相対的に歯数の少ない第 1 のサンギヤ 19 の転位係数 x_1 に比べて小さい ($x_2 < x_1$)。

20

【 0 0 3 0 】

上記第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 ならびに遊星ギヤ 21 の歯数 z_1 、 z_2 、 z_3 は、それぞれ、10 ~ 30 の範囲内にあることが好ましい。

各上記歯数 z_1 、 z_2 、 z_3 がそれぞれ 10 未満であると、遊星ギヤ 21 と対応する第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 とのそれぞれの噛み合いの衝撃が大きくなって騒音が大きくなる。

【 0 0 3 1 】

また、歯数 z_1 、 z_2 が 30 より多いと、キャリア 22 と第 2 のサンギヤ 20 との速度比が大きくなりすぎる。仮に、第 1 のサンギヤ 19 の歯数 $z_1 = 31$ 、第 2 のサンギヤ 20 の歯数 $z_2 = 33$ とした場合、キャリア 22 と第 2 のサンギヤ 20 との速度比は、 $1 - (z_1 / z_2) = 1 - (31 / 33) = 0.0606$ となる。このように、速度比が大きくなり過ぎ、その結果、遊星ギヤ 21 と第 2 のサンギヤ 20 等との噛み合い音が大きくなってしまう。

30

【 0 0 3 2 】

各上記歯数 z_1 、 z_2 、 z_3 がそれぞれ 10 ~ 30 の範囲にある場合において、第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 の転位係数 x_1 、 x_2 の差分の絶対値は、1.0 ~ 1.3 程度となる。

上記第 1 および第 2 のサンギヤ 19, 20 のそれぞれの転位係数 x_1 、 x_2 の絶対値は、それぞれ、1.3 以下であることが好ましい。正転位した第 1 のサンギヤ 19 において、転位係数 x_1 が 1.3 を超えると、当該第 1 のサンギヤ 19 の歯部形成部分 19 a の歯部 52 の歯たけが低くなり過ぎてしまう。

40

【 0 0 3 3 】

以上説明したように、本実施の形態によれば、以下の作用効果を奏することができる。すなわち、各遊星ギヤ 21 の歯部形成部分 21 a を単一の部材で一体に形成している。これにより、遊星ギヤ 21 を形成するのに、例えば、第 1 のサンギヤに噛み合う歯車部材と第 2 のサンギヤに噛み合う歯車部材とを別個に形成し、これらの歯車部材を互いに正確に位置決めして溶接固定する必要がなく、その結果、部品点数および製造工程を少なくして製造コストを格段に低減できる。

【 0 0 3 4 】

50

また、上記2つの歯車部材を溶接固定するための構成が必要なく、遊星ギヤ21を小型化できる。さらに、遊星ギヤ21を組み付ける際に、2つの歯車部材の位相を対応する第1および第2のサンギヤの位相にそれぞれ合わせるといった必要がなく、製造にかかる手間を低減できる。

また、歯数 z_1 、 z_2 の相異なる第1および第2のサンギヤ19、20のそれぞれの転位係数 x_1 、 x_2 を相異ならせることにより、遊星ギヤ21と第1のサンギヤ19との軸間距離、および遊星ギヤ21と第2のサンギヤ20との軸間距離を互いに一致させることができ、滑らかな噛み合いを実現できる。

【0035】

さらに、第1および第2のサンギヤ19、20の歯数差を2とすることにより遊星ギヤ21を2つ用いることができ、伝達力の配分が均等になることにより、遊星ギヤ機構17の各ギヤ19、20、21のそれぞれの噛み合い音を小さくできると共に、第1および第2のサンギヤ19、20のそれぞれの転位係数 x_1 、 x_2 を最適化でき、第1および第2のサンギヤ19、20の強度を十分に確保できる。

【0036】

すなわち、遊星ギヤを1つのみ用いると、遊星ギヤにかかる負荷が大きくて噛み合い音が大きくなる。また、遊星ギヤを3つ以上用いると、第1および第2のサンギヤの歯数差を3以上にしなければならず、これら第1および第2のサンギヤの少なくとも一方の転位係数を大きくする必要がある結果、正転位したサンギヤ（例えば、転位係数が1.5）を用いれば、歯たけを十分に確保できず、負転位したサンギヤ（例えば、転位係数が-1.5）を用いれば、歯元の厚みを十分に確保し難い。

【0037】

また、遊星ギヤ機構17に第1および第2のサンギヤ19、20を用いることにより、これらのサンギヤ19、20を径方向に小型化でき、遊星ギヤ機構17を小型化できる。

さらに、第1および第2のサンギヤ19、20ならびに遊星ギヤ21の歯数 z_1 、 z_2 、 z_3 をそれぞれ10以上とすることにより、遊星ギヤ21と対応する第1および第2のサンギヤ19、20とのそれぞれの噛み合いの衝撃を少なくして騒音を少なくできる。また、上記歯数 z_1 、 z_2 を30以下とすることにより、キャリア22と第2のサンギヤ20との速度比が大きくなりすぎないようにでき、その結果、遊星ギヤ機構用モータ18によってキャリア22を回転駆動して伝達比 $2/1$ を変更する際のキャリア22の回転数を抑制でき、遊星ギヤ21と第2のサンギヤ20との噛み合い音を抑制できる。

【0038】

さらに、第1のサンギヤ19の転位係数 x_1 の絶対値を1.3以下としていることにより、正転位した第1のサンギヤ19において、歯部52の歯たけが低くなり過ぎることを防止できると共に歯先の厚みを十分に確保できる。

また、第1および第2のサンギヤ19、20のうち相対的に歯数の多い第2のサンギヤ20の転位係数 x_2 を、相対的に歯数の少ない第1のサンギヤ19の転位係数 x_1 に比べて小さくしている($x_2 < x_1$)。これにより、第1および第2のサンギヤ19、20と遊星ギヤ21との間のバックラッシを小さくすることができる。

【0039】

さらに、遊星ギヤ機構用モータ18のロータ18aをステアリングシャフト3と同軸に配置している。これにより、遊星ギヤ機構用モータ18がステアリングシャフト3の径方向に張り出す量を少なくでき、車両用操舵装置1を小型化することができる。

本発明は、以上の実施の形態の内容に限定されるものではなく、請求項記載の範囲内において種々の変更が可能である。

【0040】

例えば、第2のサンギヤ20に代えて、図7に示すように、負転位歯車からなる第2のサンギヤ20Aを用いてもよい。負転位歯車の転位係数は、標準歯車の転位係数および正転位歯車の転位係数の双方に対して低い。負転位歯車においては、転位係数の絶対値が小さくなるに従い、「転位係数が大きくなる」という。

10

20

30

40

50

第2のサンギヤ20Aの歯部形成部分20aAの転位係数 $\times 2A$ の絶対値は、1.3以下であることが好ましい。転位係数 $\times 2A$ の絶対値が1.3を越えると、負転位した第2のサンギヤ20Aにおいて、歯部53の歯元の厚みが小さくなりすぎて十分な厚みを確保し難い。上記転位係数 $\times 2A$ は、例えば、-0.2とされ、第1のサンギヤ19(図5参照)の転位係数 $\times 1$ は、例えば1.0とされる。

【0041】

以上のように、第2のサンギヤ20Aの転位係数 $\times 2A$ の絶対値を1.3以下とすることにより、負転位した第2のサンギヤ20Aにおいて、歯部53の歯元の厚みが小さくなりすぎることを防止できる。なお、第1のサンギヤ19は、転位係数 $\times 1 = 0$ の標準歯車でもよい。

10

また、各上記実施の形態において、第1のサンギヤ19の歯数 z_1 を、第2のサンギヤ20の歯数 z_2 より多く($z_1 > z_2$)してもよい。要は、第1および第2のサンギヤ19, 20のうち、歯数の多いほうのギヤの転位係数が小さくされていればよく、これら第1および第2のサンギヤ19, 20は、共に正転位歯車または負転位歯車であってもよいし、一方が正転位歯車で他方が負転位歯車であってもよいし、一方のみが転位歯車で他方が標準歯車であってもよい。

【0042】

さらに、遊星ギヤ21を転位歯車としてもよい。また、第1および第2のサンギヤ19, 20に代えて、環状の内歯車を用いてもよい。

【図面の簡単な説明】

20

【0043】

【図1】本発明の一実施の形態にかかる車両用操舵装置の概略構成を示す模式図である。

【図2】図1の要部の断面図である。

【図3】図2のIII-III線に沿う断面図である。

【図4】図2のIV-IV線に沿う断面図である。

【図5】図2のV-V線に沿う断面図であり、遊星ギヤと第1のサンギヤとの噛み合いを示している。

【図6】図2のVI-VI線に沿う断面図であり、遊星ギヤと第2のサンギヤとの噛み合いを示している。

【図7】本発明の別の実施の形態の要部の断面図であり、遊星ギヤと第2のサンギヤとの噛み合いを示している。

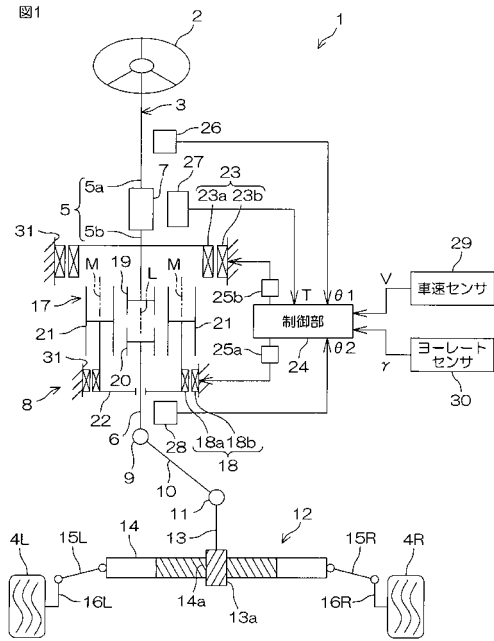
30

【符号の説明】

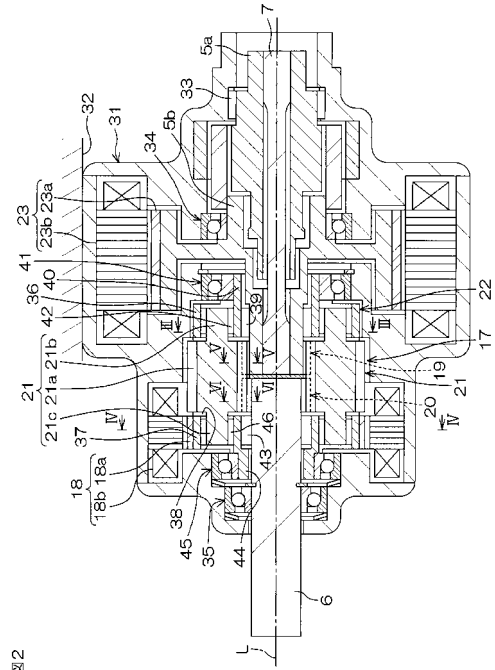
【0044】

1...車両用操舵装置、2...操舵部材、4L, 4R...転舵輪、17...遊星ギヤ機構(伝達比可変機構)、19...第1のサンギヤ(第1の歯車、太陽歯車)、20...第2のサンギヤ(第2の歯車、太陽歯車)、21...遊星ギヤ(遊星歯車)、21a...歯部形成部分、22...キャリア、L...軸線、 x_1, x_2A ...転位係数、 z_1, z_2, z_3 ...歯数、 α ...操舵角、 β ...転舵角、 γ ...伝達比。

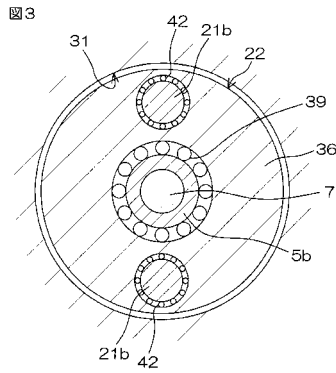
【図1】



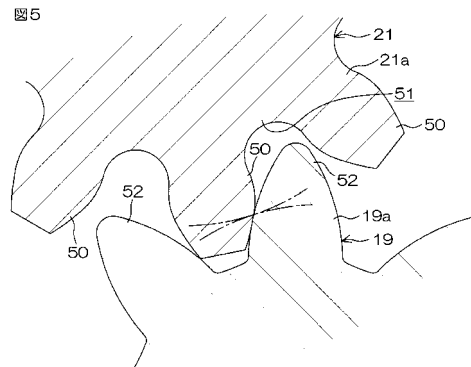
【図2】



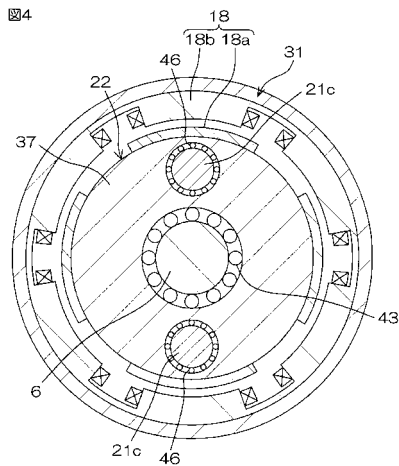
【図3】



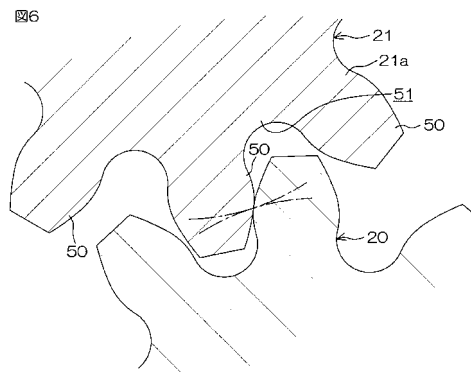
【図5】



【図4】

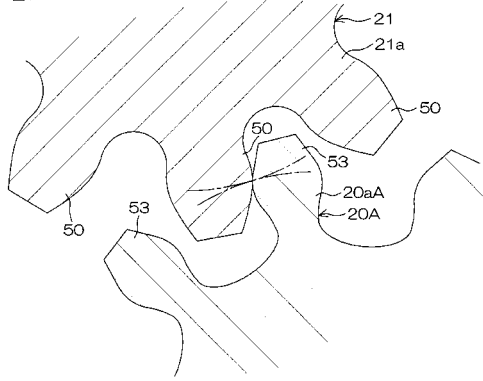


【図6】



【図7】

図7



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2006-226375(JP,A)
特開2004-224085(JP,A)
特開2006-123857(JP,A)
特開2005-344757(JP,A)
実開昭59-049050(JP,U)
特開2005-343205(JP,A)
特開平07-315241(JP,A)
特開2006-248339(JP,A)
特開平01-176834(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B62D	5/04
F16H	3/66
F16H	3/72
F16H	55/18
F16H	1/00