

(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
2017年8月24日(24.08.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/142060 A1

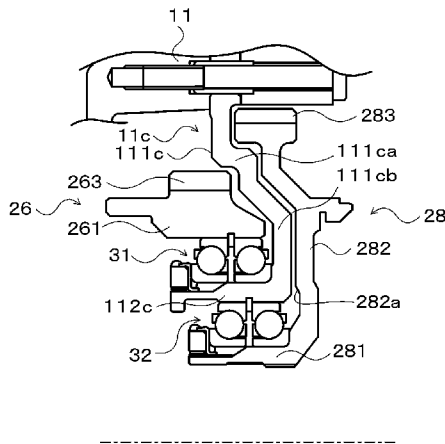
- (51) 国際特許分類:
F16H 3/66 (2006.01) F16H 57/023 (2012.01)
F16H 3/62 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/005862
- (22) 国際出願日: 2017年2月17日(17.02.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-028683 2016年2月18日(18.02.2016) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安
城市藤井町高根10番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 杉浦 伸忠 (SUGIURA, Nobutada); 〒
4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイ
シン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).
三治 広明 (SANJI, Hiroaki); 〒4441192 愛知県安
城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダ
- ブリュ株式会社内 Aichi (JP). 大上 奨太 (OUE,
Shota); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番
地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Ai-
chi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務
所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒
1410031 東京都品川区西五反田2-19-3
五反田第一生命ビルディング 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, JP, 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.

[続葉有]

(54) Title: POWER TRANSMISSION DEVICE

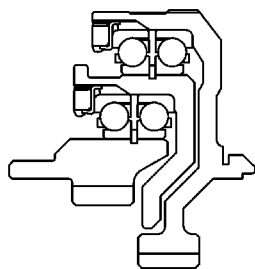
(54) 発明の名称: 動力伝達装置

[図4]



(57) Abstract: Formed between a small-diameter first drive gear (26) and a large-diameter second drive gear (28) is a center support (11c) having a side wall part (111c) extending radially inward from the inner peripheral surface of a transmission case (11), and a cylindrical part (112c) extending in an axial direction from the inner periphery of the side wall part (111c). The first drive gear (26) is rotatably supported by a first bearing (31) on the inner peripheral surface of the cylindrical part (112c) of the center support (11c), and the second drive gear (28) is rotatably supported by a second bearing (32) on the outer peripheral surface of the cylindrical part (112c).

(57) 要約: 小径の第1ドライブギヤ(26)と大径の第2ドライブギヤ(28)との間に、トランスミッションケース(11)の内周面から径方向内側に延在する側壁部(111c)と、側壁部(111c)の内周部から軸方向に延在する円筒部(112c)とを有するセンターサポート(11c)を形成する。そして、センターサポート(11c)の円筒部(112c)の内周面で第1軸受け(31)により第1ドライブギヤ(26)を回転自在に支持し、円筒部(112c)の外周面で第2軸受け(32)により第2ドライブギヤ(28)を回転自在に支持する。



WO 2017/142060 A1



(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:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称 : 動力伝達装置

技術分野

[0001] 本明細書において開示する本開示の発明は、動力伝達装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種の動力伝達装置としては、3つの遊星歯車と、3つのクラッチと、2つのブレーキと、2つのカウンタドライブギヤとが入力軸と同軸上に配置されたものが提案されている（例えば、特許文献1参照）。2つのカウンタドライブギヤには出力軸としてのカウンタシャフトに設けられた2つのカウンタドリブンギヤがそれぞれ噛合しており、入力軸と出力軸との間の動力伝達経路として、2つのカウンタドライブギヤのうち一方のギヤに入力された動力をカウンタシャフトに伝達する動力伝達経路と、2つのカウンタドライブギヤのうち他方のギヤに入力された動力をカウンタシャフトに伝達する動力伝達経路とを有する。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1 : WO 2014 / 079642号公報

発明の概要

[0004] 上述した動力伝達装置では、遊星歯車やクラッチ、ブレーキに加えて、2つのカウンタドライブギヤが入力軸と同軸上に配置され、2つのカウンタギヤの支持構造も必要となることから、軸長が増加してしまう。

[0005] 本開示の発明は、動力伝達装置の軸長を短縮することを主目的とする。

[0006] 本開示の発明は、上述の主目的を達成するために以下の手段を採った。

[0007] 本開示の動力伝達装置は、

第1外歯ギヤと、該第1外歯ギヤよりも径が大きい第2外歯ギヤとを含むギヤ群がケース内に同軸上に配置され、入力部材に入力された動力を前記ギヤ群を介して出力部材に伝達する動力伝達装置であって、

前記ケースの内周面から径方向内側に延在された側壁部と、前記側壁部の径方向内側から軸方向に延在された中空の筒状部とを有し、前記第1外歯ギヤと前記第2外歯ギヤとの間に形成された支持部材と、

前記筒状部の外周面に設けられ、前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち一方を回転可能に支持する第1軸受けと、

前記筒状部の内周面に設けられ、前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち他方を回転可能に支持する第2軸受けと、

を備えることを要旨とする。

[0008] この本開示の動力伝達装置では、ケースの内周面から径方向内側に延在された側壁部と、側壁部の径方向内側から軸方向に延在された中空の筒状部とを有する支持部材を第1外歯ギヤと当該第1外歯ギヤよりも径が大きい第2外歯ギヤとの間に設ける。そして、筒状部の外周面に第1軸受けを設けて第1外歯ギヤおよび第2外歯ギヤの一方を回転可能に支持し、筒状部の内周面に第2軸受けを設けて第1外歯ギヤおよび第2外歯ギヤの他方を回転可能に支持する。これにより、第1軸受けおよび第2軸受けを径方向に配置することができるため、動力伝達装置の軸長を短縮することができる。また、第1軸受けと第2軸受けは、その間に支持部材の筒状部を挟んで配置され、軸受けの内輪または外輪の一方が筒状部に固定されるため、軸受けの内輪と外輪との間に過大な回転速度差が生じることがなく、また、一方の軸受けへの荷重が他方の軸受けに伝達されることがない。この結果、第1軸受けや第2軸受けに作用する負荷をより低減させることができる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]本開示の実施形態に係る動力伝達装置の概略構成図である。

[図2]自動変速機20の各変速段とクラッチおよびブレーキの作動状態との関係を示す作動表である。

[図3]自動変速機20の入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。

[図4]動力伝達装置におけるセンターサポートを含む要部の断面図である。

発明を実施するための形態

[0010] 次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

[0011] 図1は、本開示の実施形態に係る動力伝達装置10の概略構成図である。動力伝達装置10は、図1に示すように、前輪駆動車両の前部に横置きに搭載される駆動源としての図示しないエンジンEG（内燃機関）のクランクシャフトおよび／または電気モータのロータに接続されると共にエンジンEG等からの動力（トルク）を図示しない左右の前輪（駆動輪）に伝達可能なものである。図示するように、動力伝達装置10は、エンジンEG等から入力軸（入力部材）20iに伝達された動力を変速して車両の前輪に伝達する自動変速機20に加えて、トランスミッションケース（静止部材）11や、流体伝動装置（発進装置）12等を含む。

[0012] 流体伝動装置12は、図1に示すように、ポンプインペラやタービンランナ、ステータ、ワンウェイクラッチ、ロックアップクラッチ等を備えるロックアップクラッチ付きの流体式トルクコンバータとして構成されている。なお、流体伝動装置12は、単なる流体継手としてもよい。

[0013] 自動変速機20は、11段変速式の変速機として構成されており、図1に示すように、入力軸20iに加えて、当該入力軸（第1軸）20iと平行に延在するカウンタ軸（第2軸）20c上に配置される出力ギヤ（出力部材）20oや、シングルピニオン式の第1遊星歯車21とダブルピニオン式の第2遊星歯車22とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構としてのラビニヨ式遊星歯車機構25と、ダブルピニオン式の第3遊星歯車23とを含む。本実施形態において、出力ギヤ20oは、外歯歯車であり、当該出力ギヤ20oに噛合するデフリングギヤを含むデファレンシャルギヤおよびドライブシャフト（何れも図示省略）を介して左右の前輪に連結される。また、本実施形態において、ラビニヨ式遊星歯車機構25を構成する第1および第2遊星歯車21、22と、第3遊星歯車23とは、発進装置12すなわちエンジンEG側（図1における右側）から、第3遊星歯車23、第1遊星歯車2

1、第2遊星歯車22という順番で並ぶようにトランスミッションケース11内に配置される。

[0014] ラビニヨ式遊星歯車機構25は、外歯歯車である第1サンギヤ21sおよび第2サンギヤ22sと、第1サンギヤ21sと同心円上に配置される内歯歯車である第1リングギヤ21rと、第1サンギヤ21sおよび第1リングギヤ21rに噛合する複数の第1ピニオンギヤ（ロングピニオンギヤ）21pと、第2サンギヤ22sおよび複数の第1ピニオンギヤ21pに噛合する複数の第2ピニオンギヤ（ショートピニオンギヤ）22pと、複数の第1ピニオンギヤ21pおよび複数の第2ピニオンギヤ22pを自転自在（回転自在）かつ公転自在に保持する第1キャリア21cとを有する。

[0015] このようなラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s、第1キャリア21c、第1ピニオンギヤ21p、および第1リングギヤ21rは、シングルピニオン式の第1遊星歯車21を構成する。また、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s、第1キャリア21c、第1および第2ピニオンギヤ21p、22p、並びに第1リングギヤ21rは、ダブルピニオン式の第2遊星歯車22を構成する。そして、本実施形態において、ラビニヨ式遊星歯車機構25は、シングルピニオン式の第1遊星歯車21のギヤ比 λ_1 （第1サンギヤ21sの歯数／第1リングギヤ21rの歯数）が、例えば、 $\lambda_1 = 0.458$ となり、かつダブルピニオン式の第2遊星歯車22のギヤ比 λ_2 （第2サンギヤ22sの歯数／第1リングギヤ21rの歯数）が、例えば、 $\lambda_2 = 0.375$ となるように構成される。

[0016] 更に、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rには、外歯歯車である第1ドライブギヤ26が同軸に常時連結されており、第1リングギヤ21rと第1ドライブギヤ26とは、常時一体に回転または停止する。更に、自動変速機20の出力ギヤ20oには、外歯歯車である第1ドリブンギヤ27が同軸に常時連結されている。第1ドリブンギヤ27は、第1ドライブギヤ26に噛合すると共に、出力ギヤ20oと常時一体に回転または停止する。第1ドライブギヤ26と、当該第1ドライブギヤ26から動力が伝達

される第1ドリブンギヤ27とは、第1ギヤ列G1を構成し、第1リングギヤ21rは、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素として機能する。

[0017] 加えて、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sには、外歯歯車である第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されており、第1サンギヤ21sと第2ドライブギヤ28とは、常時一体に回転または停止する。第2ドライブギヤ28は、当該第2ドライブギヤ28に噛合する第2ドリブンギヤ（外歯歯車）29と共に、第2ギヤ列G2を構成する。第2ギヤ列G2は、そのギヤ比 g_{r2} （第2ドリブンギヤ29の歯数／第2ドライブギヤ28の歯数）が第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} （第1ドリブンギヤ27の歯数／第1ドライブギヤ26の歯数）とは異なるように構成される。本実施形態において、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} は、 $g_{r1} = 1.00$ である。また、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められ、本実施形態では、 $g_{r2} = 0.870$ である。

[0018] 第3遊星歯車23は、外歯歯車である第3サンギヤ（固定要素）23sと、第3サンギヤ23sと同心円上に配置される内歯歯車である第3リングギヤ（出力要素）23rと、互いに噛合すると共に一方が第3サンギヤ23sに、他方が第3リングギヤ23rに噛合する2つのピニオンギヤ23pa, 23pbの組を自転自在（回転自在）かつ公転自在に複数保持する第3キャリア23c（入力要素）とを有する。図示するように、第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sは、図示しない支持部材（フロントサポート）を介してトランスミッションケース11に対して回転不能に接続（固定）される。また、第3遊星歯車23の第3キャリア23cは、入力軸20iに常時連結されており、当該入力軸20iと常時一体に回転または停止する。これにより、第3遊星歯車23は、いわゆる減速ギヤとして機能し、入力要素である第3キャリア23cに伝達された動力を減速して出力要素である第3リングギヤ23rから出力する。本実施形態において、第3遊星歯車23のギヤ比 λ_3 （第3サンギヤ23sの歯数／第3リングギヤ23rの歯数）は、例えば、 $\lambda_3 = 0.487$ である。

- [0019] 更に、自動変速機20は、入力軸20iから出力ギヤ20oまでの動力伝達経路を変更するためのクラッチC1（第3係合要素）、クラッチC2（第4係合要素）、クラッチC3（第5係合要素）、クラッチC4（第6係合要素）、ブレーキB1（第1係合要素）、ブレーキB2（第2係合要素）、およびクラッチC5（出力側係合要素）を含む。
- [0020] クラッチC1は、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。クラッチC2は、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。クラッチC3は、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。クラッチC4は、第3遊星歯車23の第3キャリア23cすなわち入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。
- [0021] ブレーキB1は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第1サンギヤ21sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cをトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第1キャリア21cに対する固定を解除するものである。第1キャリア21cがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。クラッチC5は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。
- [0022] 本実施形態では、クラッチC1、C2、C3、C4およびC5として、ピストン、複数の摩擦係合プレート（摩擦プレートおよびセパレータプレート）、それぞれ作動油が供給される係合油室および遠心油圧キャンセル室等に

より構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧クラッチ（摩擦係合要素）が採用される。また、ブレーキB 1およびB 2として、ピストン、複数の摩擦係合プレート（摩擦プレートおよびセパレータプレート）、作動油が供給される係合油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧ブレーキ（摩擦係合要素）が採用される。そして、クラッチC 1～C 5、ブレーキB 1およびB 2は、図示しない油圧制御装置による作動油の給排を受けて動作する。

[0023] 図2は、自動変速機20の各変速段とクラッチC 1～C 5、ブレーキB 1およびB 2の作動状態との関係を示す作動表であり、図3は、自動変速機20の入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。なお、図2には、各変速段における第1ドライブギヤ26および第2ドライブギヤ28のトルク伝達方向を示し、図2中の「正」は、第1ドライブギヤ26または第2ドライブギヤ28のトルク伝達方向がエンジンEGから車両の車輪（前輪）にトルクが伝えられる方向と同方向であることを示し、「逆」は、第1ドライブギヤ26または第2ドライブギヤ28のトルク伝達方向がエンジンEGから車両の車輪（前輪）にトルクが伝えられる方向とは逆方向であることを示す。自動変速機20では、クラッチC 1～C 5、ブレーキB 1およびB 2を図2に示すように係合または解放させることで、入力軸20iから出力ギヤ20oまでの間に前進回転方向に11通りおよび後進回転方向に1通りの動力伝達経路、すなわち第1速段から第11速段の前進段、後進段を設定することができる。このとき、入力軸20i（入力部材）に入力された動力は、設定される変速段によって、第1ギヤ列G 1、第2ギヤ列G 2、第1ギヤ列G 1および第2ギヤ列G 2のいずれかを經由して出力ギヤ20oに伝達される。具体的には、入力軸20i（入力部材）に入力される動力は、図2に示すように、第1、2、4～7、9および10速段の前進段と後進段とにおいて第1ギヤ列G 1を經由して出力ギヤ20oに伝達され、第11速段の前進段において第2ギヤ列G 2を經由して出力ギヤ20oに伝達され、第3および第8速段の前進段において第1ギヤ列G 1および

第2ギヤ列G2を經由して出力ギヤ200に伝達される。即ち、第1ギヤ列G1は、第1～10速段の前進段および後進段においてトルク伝達が行なわれるギヤ列であり、第2ギヤ列G2は、第3、8および11速段の前進段においてトルク伝達が行なわれるギヤ列である。このように、第1ギヤ列G1は、殆どの変速段でトルク伝達が行なわれるため、第2ギヤ列G2に比してトルク伝達が行なわれる変速段の数が多く、トルク伝達の頻度が高い。また、第1ギヤ列G1は、第1速段や第2速段などの低速段でトルク伝達が行なわれるため、第2ギヤ列G2に比して伝達トルクが大きい。

[0024] また、トランスミッションケース11には、第1ドライブギヤ26と第2ドライブギヤ28との間に位置して当該トランスミッションケース11（静止部材）の一部を構成する環状のセンターサポート（中間の支持部）11cが固定されている。図4は、動力伝達装置におけるセンターサポートを含む要部の断面図である。センターサポート11cは、図4に示すように、トランスミッションケース11の内周面から径方向内側に延在された環状の側壁部111cと、側壁部111cの内周部から軸方向の第1ドライブギヤ26側（ラビニヨ式遊星歯車機構25側）に延在され中心孔が形成された円筒部112cとを有する。

[0025] 第1ドライブギヤ26は、センターサポート11cの円筒部112cに対して径方向外側に同心円上に配置され当該円筒部112cの外径よりも大きな内径の中心孔が形成された第1円筒部261と、第1円筒部261の外周面に形成された第1外歯部263とを有する。センターサポート11cの円筒部112c（外周面）と第1ドライブギヤ26の第1円筒部261（内周面）との間には、第1軸受け31が介在されており、第1ドライブギヤ26（第1円筒部261）は、第1軸受け31を介してセンターサポート11c（円筒部112c）に回転自在に支持されている。なお、第1軸受け31は、例えば、ラジアル荷重と両方向のスラスト荷重とを受けることが可能な組合せアンギュラ玉軸受けとして構成することができる。第1ドライブギヤ26の第1外歯部263は、第1ドリブンギヤ27の図示しない外歯部と噛合

している。

[0026] 第2ドライブギヤ28は、センターサポート11cの円筒部112cに対して径方向内側に同心円上に配置され当該円筒部112cの内径よりも小さな外径の中心孔が形成された第2円筒部281と、第2円筒部281の軸方向（第3遊星歯車23側）端部から径方向外側に延在された環状の第2側壁部282と、第2側壁部282の外周面に形成された第2外歯部283とを有する。センターサポート11cの円筒部112c（内周面）と第2ドライブギヤ28の第2円筒部281（外周面）の間には、第2軸受け32が介在されており、第2ドライブギヤ28（第2円筒部281）は、第2軸受け32を介してセンターサポート11c（円筒部112c）に回転自在に支持されている。なお、第2軸受け32は、例えば、ラジアル荷重と両方向のスラスト荷重とを受けることが可能な組合せアンギュラ玉軸受けとして構成することができる。第2ドライブギヤ28の第2側壁部282は、略均一な厚みで軸方向の第3遊星歯車23側に窪んでおり、第2外歯部283の径方向内側において軸方向の第1ドライブギヤ26側（ラビニヨ式遊星歯車機構25側）が開口された凹部282aを形成する。第2ドライブギヤ28の第2外歯部283は、第2ドリブンギヤ29の図示しない外歯部と噛合している。

[0027] このように、センターサポート11cの円筒部112cは、外周面で第1ドライブギヤ26を径方向に支持し、内周面で第2ドライブギヤ28を径方向に支持する。これにより、第1軸受け31および第2軸受け32を径方向に配置することができるため、第1軸受け31および第2軸受け32を軸方向に配置するものに比して、動力伝達装置10の軸長を短縮することができる。

[0028] 第2ドライブギヤ28と第2ドリブンギヤ29とにより構成される第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ドライブギヤ26と第1ドリブンギヤ27とにより構成される第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも小さく定められており、第1ドライブギヤ26の第1外歯部263は、第2ドライブギヤ28

の第2外歯部283よりも外径が小さくなっている。

[0029] センターサポート11cの側壁部111cは、第1ドライブギヤ26の第1外歯部263の径方向外側から第2ドライブギヤ28の第2外歯部283の径方向内側（凹部282a）へ入り込むよう軸方向に屈曲した屈曲部111caと、第2ドライブギヤ28の第2外歯部283の径方向内側において略均一の厚みで第2側壁部282の窪み形状に沿って同方向に窪んだ窪み部111cbとを有する。これにより、第1外歯部263と第2外歯部283との間に余分なスペースを設けることなく、センターサポート11cを配置することができるため、動力伝達装置10の軸長を短縮することができる。また、センターサポート11c（側壁部111c）は、屈曲部111caが形成されることによって剛性が高められるため、センターサポート11c（円筒部112c）によって支持された第1ドライブギヤ26および第2ドライブギヤ28の径方向の変形を抑制し、ノイズや振動の発生を抑制することができる。

[0030] 第1ドライブギヤ26の第1円筒部261の一部と第1外歯部263の一部は、図4に示すように、センターサポート11cの側壁部111cに設けられた屈曲部111caの径方向内側に入り込むように配置され、センターサポート11cの側壁部111cは、周方向の一部が切り欠かれた切り欠き部を有している（図4の側壁部111cの下部参照）。そして、第1ドライブギヤ26は、切り欠き部において、第1ドリブンギヤ27と噛合されている。このように、第1ドライブギヤ26の少なくとも一部を屈曲部111caの径方向内側に入り込ませることで、軸長をさらに短縮させることができる。また、センターサポート11cには切り欠き部が設けられ、第1外歯部263（第1ドライブギヤ26）には、切り欠き部において、第1ドリブンギヤ27と噛合されているから、軸長を短縮しつつ、第1ドライブギヤ26から第1ドリブンギヤ27へトルクを伝達することができる。

[0031] また、上述したように、第1ギヤ列G1（第1ドライブギヤ26）は、第2ギヤ列G2（第2ドライブギヤ28）に比して、トルク伝達頻度が高く、

伝達トルクが大きいため、第1ドライブギヤ26を支持する第1軸受け31には、第2ドライブギヤ28を支持する第2軸受け32に比して、高い負荷容量が要求される。本実施形態では、センターサポート11cの円筒部112cの外周面（外径側）で第1ドライブギヤ26を支持するように第1軸受け31を配置すると共に円筒部112cの内周面（内径側）で第2ドライブギヤ28を支持するように第2軸受け32を配置するから、第1軸受け31（転動体）を容易に大径化することができ、高い負荷容量を確保することができる。

[0032] さらに、第1軸受け31は、静止部材としてのセンターサポート11cの円筒部112cの外周面で第1ドライブギヤ26を支持するように配置され、第2軸受け32は、円筒部122cの内周面で第2ドライブギヤ28を支持するように配置される。いま、センターサポート（静止部材）の円筒部の外周面に第2軸受けを配置して当該第2軸受けにより第2ドライブギヤの円筒部の内周面を支持すると共に当該第2ドライブギヤの円筒部の外周面に第1軸受けを配置して当該第1軸受けにより第1ドライブギヤの円筒部の内周面を支持する比較例の構成を考える。図2、3に示すように、前進1速段では、第1ドライブギヤ26は比較的大きなトルクの伝達を伴って正回転し、第2ドライブギヤ28は、第1ドライブギヤ26とは逆回転方向に空転する。こうした状況下において、比較例の構成では、第1ドライブギヤと第2ドライブギヤとの間に配置される第1軸受けの内輪と外輪とに大きな回転速度差が生じるため、第1軸受けに過大な負荷が作用してその耐久性に問題が生じる虞がある。また、比較例の構成では、第1軸受けが第1ドライブギヤと第1ドライブギヤとの噛み合いによって径方向の荷重を受けると、その荷重が第2ドライブギヤを介して第2軸受けに伝達されてしまう。これに対して、本実施形態では、第1軸受け31の内輪と第2軸受け32の外輪とがそれぞれ静止部材としてのセンターサポート11cの円筒部112cに固定されるため、第1軸受け31および第2軸受け32のいずれにも内輪と外輪とに大きな回転速度差が生じることがなく、また、第1軸受け31と第2軸受け

32との間にセンターサポート11cの筒状部112cが配置されるため、第1軸受け31および第2軸受け32のうち一方の軸受けに作用する荷重が他方の軸受けに伝達されることがない。これにより、第1軸受け31および第2軸受け32にかかる負荷を低減させることができる。

[0033] また、互いに噛合する第1ドライブギヤ26および第1ドリブンギヤ27（第1ギヤ列G1）と、互いに噛合する第2ドライブギヤ28および第2ドリブンギヤ29（第2ギヤ列G2）と、出力ギヤ20oおよびこれと噛合するデフリングギヤは、本実施形態では、ヘリカルギヤにより構成される。第1ドライブギヤ26および第1ドリブンギヤ27は、第1ドライブギヤ26が正方向（エンジンEGから車輪に伝えられるトルクと同方向）にトルクを伝達する状態において、出力ギヤ20oとデフリングギヤとの噛み合いにより出力ギヤ20oからカウンタ軸20cに作用するスラスト力と、第1ドライブギヤ26および第1ドリブンギヤ27の噛み合いにより第1ドリブンギヤ27からカウンタ軸20cに作用するスラスト力とが打ち消し合う方向にギヤの捻れ方向が決定されている。同様に、第2ドライブギヤ28および第2ドリブンギヤ29は、第2ドライブギヤ28が正方向にトルクを伝達する状態において、出力ギヤ20oとデフリングギヤとの噛み合いにより出力ギヤ20oからカウンタ軸20cに作用するスラスト力と、第2ドライブギヤ28および第2ドリブンギヤ29の噛み合いにより第2ドリブンギヤ29からカウンタ軸20cに作用するスラスト力とが打ち消し合う方向にギヤの捻れ方向が決定されている。図1には、前進8速段において、第1ドライブギヤ26、第1ドリブンギヤ27、第2ドライブギヤ28、第2ドリブンギヤ29および出力ギヤ20oのそれぞれに作用するスラスト力の方向を黒塗り矢印で示している。なお、本実施形態においては、第1ドリブンギヤ27、第2ドリブンギヤ29は、歯の捻れ方向を出力ギヤ20oと同方向としている。そして、第1ドライブギヤ26は、歯の捻れ方向を第1ドリブンギヤ27と逆方向とし、第2ドライブギヤ28は、歯の捻れ方向を第2ドリブンギヤ29と逆方向としている。

[0034] このように各ギヤの歯の捻れ方向を決定した場合、第1, 2, 4~7, 9 および10速段の前進段においては、第1ギヤ列G1を經由してカウンタ軸20cへのトルク伝達が行なわれ、出力ギヤ20oからカウンタ軸20cに作用するスラスト力と、第1ドリブンギヤ27からカウンタ軸20cに作用するスラスト力とが打ち消し合う方向となる。また、第11速段の前進段においては、第2ギヤ列G2を經由してカウンタ軸20cへのトルク伝達が行なわれ、出力ギヤ20oからカウンタ軸20cに作用するスラスト力と、第2ドリブンギヤ29からカウンタ軸20cに作用するスラスト力とが打ち消し合う方向となる。なお、第3速段の前進段と第8速段の前進段においては、第1ギヤ列G1および第2ギヤ列G2を經由してカウンタ軸20cへのトルク伝達が行なわれ、図2に示すように、第3速段の前進段においては、第1ドライブギヤ26（第1ドリブンギヤ27）のトルク伝達方向と第2ドライブギヤ28（第2ドリブンギヤ29）のトルク伝達方向とが逆方向となり、第8速段の前進段においては、第1ドライブギヤ26（第1ドリブンギヤ27）のトルク伝達方向と第2ドライブギヤ28（第2ドリブンギヤ29）のトルク伝達方向とが同方向となる。この場合においても、出力ギヤ20oからカウンタ軸20cに作用するスラスト力と、第1ドリブンギヤ27と第2ドリブンギヤ29とからカウンタ軸20cに作用するスラスト力とを打ち消し合うことができるように構成される。このように、第1ドリブンギヤ27、第2ドリブンギヤ29および出力ギヤ20oからそれぞれカウンタ軸20cに作用するスラスト力を打ち消し合う方向とすることによって、第1軸受け31および第2軸受け32にかかる負荷を低減させることができる。

[0035] 以上説明した本開示の動力伝達装置10によれば、トランスミッションケース11の内周面から径方向内側に延在する側壁部111cと、側壁部111cの内周部から軸方向に延在する円筒部112cとを有するセンターサポート11cを小径の第1ドライブギヤ26と大径の第2ドライブギヤ28との間に形成する。そして、センターサポート11cの円筒部112cの外周面で第1軸受け31により第1ドライブギヤ26を回転自在に支持し、円筒

部 1 1 2 c の内周面で第 2 軸受け 3 2 により第 2 ドライブギヤ 2 8 を回転自在に支持する。これにより、第 1 軸受け 3 1 および第 2 軸受け 3 2 を径方向に配置することができるため、第 1 軸受け 3 1 および第 2 軸受け 3 2 を軸方向に配置するものに比して、動力伝達装置 1 0 の軸長を短縮することができる。

[0036] また、本開示の動力伝達装置 1 0 によれば、センターサポート 1 1 c の側壁部 1 1 1 c として、第 1 ドライブギヤ 2 6 の第 1 外歯部 2 6 3 の径方向外側から第 2 ドライブギヤ 2 8 の第 2 外歯部 2 8 3 の径方向内側へ入り込むよう軸方向に屈曲させる屈曲部 1 1 1 c a を設ける。これにより、第 1 外歯部 2 6 3 と第 2 外歯部 2 8 3 との間に余分なスペースを設けることなく、センターサポート 1 1 c を配置することができるため、動力伝達装置 1 0 の軸長をより短縮することができる。また、屈曲部 1 1 1 c a によってセンターサポート 1 1 c の剛性が高められるため、第 1 ドライブギヤ 2 6 および第 2 ドライブギヤ 2 8 の径方向の変形を抑制することができ、ノイズや振動の発生を抑制することができる。

[0037] 上述した実施形態では、第 1 ドライブギヤ 2 6 および第 2 ドライブギヤ 2 8 のうち外歯部の径が小さい方（第 1 ドライブギヤ 2 6）を、センターサポート 1 1 c の円筒部 1 1 2 c の外周面で支持し、外歯部の径が大きい方（第 2 ドライブギヤ 2 8）を、円筒部 1 1 2 c の内周面で支持するものとしたが、外歯部の径が小さい方（第 1 ドライブギヤ 2 6）を、センターサポート 1 1 c の円筒部 1 1 2 c の内周面で支持し、外歯部の径が大きい方（第 2 ドライブギヤ 2 8）を、円筒部 1 1 2 c の外周面で支持するものとしてもよい。

[0038] 上述した実施形態では、センターサポート 1 1 c の側壁部 1 1 1 c として、第 1 ドライブギヤ 2 6（小径ギヤ）の第 1 外歯部 2 6 3 の径方向外側から第 2 ドライブギヤ 2 8（大径ギヤ）の第 2 外歯部 2 8 3 の径方向内側へ入り込むよう軸方向に屈曲させる屈曲部 1 1 1 c a を設けるものとしたが、こうした屈曲部 1 1 1 c a を設けないものとしてもよい。但し、この場合、第 1 ドライブギヤ 2 6 の第 1 外歯部 2 6 3 と第 2 ドライブギヤ 2 8 の第 2 外歯部

283との間に、側壁部111cの厚み分のスペースが必要となる。

[0039] 以上説明したように、本開示の動力伝達装置は、第1外歯ギヤ(26)と、該第1外歯ギヤ(26)よりも径が大きい第2外歯ギヤ(28)とを含むギヤ群がケース(11)内に同軸上に配置され、入力部材(20i)に入力された動力を前記ギヤ群を介して出力部材(20o)に伝達する動力伝達装置(10)であって、前記ケース(11)の内周面から径方向内側に延在された側壁部(111c)と、前記側壁部(111c)の径方向内側から軸方向に延在された中空の筒状部(112c)とを有し、前記第1外歯ギヤ(26)と前記第2外歯ギヤ(28)との間に形成された支持部材(11c)と、前記筒状部(112c)の外周面に設けられ、前記第1外歯ギヤ(26)および前記第2外歯ギヤ(28)のうち一方を回転可能に支持する第1軸受け(31)と、前記筒状部(112c)の内周面に設けられ、前記第1外歯ギヤ(26)および前記第2外歯ギヤ(28)のうち他方を回転可能に支持する第2軸受け(32)と、を備えることを要旨とするものである。

[0040] 即ち、本開示の動力伝達装置は、ケース(11)の内周面から径方向内側に延在された側壁部(111c)と、側壁部(111c)の径方向内側から軸方向に延在された中空の筒状部(112c)とを有する支持部材(11c)を第1外歯ギヤ(26)と第2外歯ギヤ(28)との間に設け、筒状部(112c)の外周面に第1軸受け(31)を配置して第1外歯ギヤ(26)および第2外歯ギヤ(28)の一方を回転可能に支持し、筒状部(112c)の内周面に第2軸受け(32)を配置して第1外歯ギヤ(26)および第2外歯ギヤ(28)の他方を回転可能に支持する。これにより、第1軸受け(31)および第2軸受け(32)を径方向に配置することができるため、動力伝達装置の軸長を短縮することができる。また、第1軸受け(31)と第2軸受け(32)は、その間に支持部材(11c)の筒状部(112c)を挟んで配置され、軸受けの内輪また外輪の一方が筒状部(112c)に固定されるため、軸受けの内輪と外輪との間に過大な回転速度差が生じることがなく、また、一方の軸受けへの荷重が他方の軸受けに伝達されることがな

い。この結果、第1軸受け(31)や第2軸受け(32)に作用する負荷をより低減させることができる。

[0041] また、前記第1外歯ギヤ(26)は、外周面に第1外歯部(263)が形成された第1環状部(261)を有し、前記第2外歯ギヤ(28)は、外周面に前記第1外歯部(263)よりも径が大きい第2外歯部(283)が形成された第2環状部(282)を有し、前記第2外歯ギヤ(28)の第2環状部(282)は、前記第2外歯部(283)の径方向内側において軸方向の前記第1外歯ギヤ(26)側に開口した凹部(282a)を有し、前記支持部材(11c)の側壁部(111c)は、前記第1外歯部(263)の径方向外側から前記第2外歯部(283)の前記凹部に入り込むよう軸方向に屈曲された屈曲部(111ca)を有するものとすることもできる。これにより、第1外歯部(263)と第2外歯部(283)との間に余分なスペースを設けることなく、支持部材(11c)を配置することができるため、動力伝達装置の軸長をより短縮することができる。

[0042] この場合、前記第1外歯ギヤ(26)の少なくとも一部が、前記支持部材(11c)の前記屈曲部(111ca)の径方向内側に入り込むように配置されるものとすることもできる。このように、屈曲部の径方向内側に第1外歯ギヤの少なくとも一部が入り込むように第1外歯ギヤを配置することで、動力伝達装置の軸長をさらに短縮することができる。さらにこの場合、前記第1外歯ギヤ(26)の前記第1外歯部(263)の少なくとも一部は、前記支持部材(11c)の側壁部(111c)の径方向内側に配置され、前記支持部材(11c)の側壁部(111c)は、周方向の一部に切り欠き部が設けられており、前記第1外歯ギヤ(26)は、前記切り欠き部において前記出力部材(20o)にトルクを伝達する他の外歯ギヤ(27)に噛合されるものとすることもできる。こうすれば、動力伝達装置の軸長を短縮しつつ、第1外歯ギヤから他の外歯ギヤへトルクを伝達することができる。

[0043] さらに、前記第1外歯ギヤ(26)は、前記支持部材(11c)の筒状部(112c)に対して径方向外側に該筒状部(112c)の外径よりも大き

な内径を有する内周面（261）を有し、前記第2外歯ギヤ（28）は、前記支持部材（11c）の筒状部（112c）に対して径方向内側に該筒状部（112c）の内径よりも小さな外径を有する外周面（281）を有し、前記第1軸受け（31）は、前記第1外歯ギヤ（26）の内周面（261）と前記筒状部（112c）の外周面との間に設けられ、前記第2軸受け（32）は、前記第2外歯ギヤ（28）の外周面（281）と前記筒状部（112c）の内周面との間に設けられているものとする 것도できる。

[0044] また、前記ギヤ群は、前記入力部材（20i）と同軸上に配置され、複数の回転要素を備えるプラネタリギヤ（25）を有し、前記第1外歯ギヤ（26）と前記第2外歯ギヤ（28）は、前記プラネタリギヤ（25）の異なる回転要素に連結されると共に、異なる回転軸上に配置された2つの外歯ギヤ（27, 29）にそれぞれ噛合して、前記入力部材（20i）に入力された動力が前記第1外歯ギヤ（26）を介して前記出力部材（20o）に伝達し、又は、前記入力部材（20i）に入力された動力が前記第2外歯ギヤ（28）を介して前記出力部材（20o）に伝達するものとする 것도できる。

[0045] また、前記第1外歯ギヤ（26）および前記第2外歯ギヤ（28）のうち前記筒状部（112c）の外周面に前記第1軸受け（31）を介して支持される外歯ギヤ（26）は、前記筒状部（112c）の内周面に前記第2軸受け（32）を介して支持される外歯ギヤ（28）に比して、トルク伝達頻度が高いものとする 것도できる。こうすれば、トルク伝達頻度が高い外歯ギヤ（26）を支持する第1軸受け（31）が筒状部（112c）の外径側に配置され、トルク伝達頻度が低い外歯ギヤ（28）を支持する第2軸受け（32）が筒状部（112c）の内径側に配置されるため、第1軸受け（31）を容易に大径化することができ、第1軸受け（31）の負荷容量を十分に確保することができる。

[0046] また、前記第1外歯ギヤ（26）および前記第2外歯ギヤ（28）のうち前記筒状部（112c）の外周面に前記第1軸受け（31）を介して支持される外歯ギヤ（26）は、前記筒状部（112c）の内周面に前記第2軸受

け（32）を介して支持される外歯ギヤ（28）に比して、伝達トルクが大きいものとすることもできる。こうすれば、伝達トルクが大きい外歯ギヤ（26）を支持する第1軸受け（31）が筒状部（112c）の外径側に配置され、伝達トルクが小さい外歯ギヤ（28）を支持する第2軸受け（32）が筒状部（112c）の内径側に配置されるため、第1軸受け（31）を容易に大径化することができ、第1軸受け（31）の負荷容量を十分に確保することができる。

[0047] また、前記出力部材（20o）は、前記入力部材（20i）と平行に延在するカウンタ軸（20c）に設けられた出力ギヤ（20o）であり、前記第1外歯ギヤ（26）は、前記カウンタ軸（20c）にトルクを伝達する第1ドリブンギヤ（27）と噛合する第1ドライブギヤ（26）であり、前記第2外歯ギヤ（28）は、前記カウンタ軸（20c）にトルクを伝達する第2ドリブンギヤ（29）と噛合する第2ドライブギヤ（28）であり、前記第1ドライブギヤ（26）、前記第1ドリブンギヤ（27）、前記第2ドライブギヤ（28）、前記第2ドリブンギヤ（29）および前記出力ギヤ（20o）は、ヘリカルギヤにより構成され、前記第1ドライブギヤ（26）および前記第1ドリブンギヤ（27）は、両者の噛み合いにより前記カウンタ軸（22c）に作用するスラスト力と、前記出力ギヤ（20o）からの前記カウンタ軸（22c）に作用するスラスト力とが打ち消し合う方向に、歯の捻れ方向が決定され、前記第2ドライブギヤ（28）および前記第2ドリブンギヤ（29）は、両者の噛み合いにより前記カウンタ軸（20c）に作用するスラスト力と、前記出力ギヤ（20o）からの前記カウンタ軸（20c）に作用するスラスト力とが打ち消し合う方向に、歯の捻れ方向が決定されるものとすることもできる。こうすれば、第1ドリブンギヤ（27）、第2ドリブンギヤ（29）および出力ギヤ（20o）からそれぞれカウンタ軸（20c）に作用するスラスト力を打ち消し合う方向とすることによって、第1軸受け（31）や第2軸受け（32）にかかる負荷を低減させることができる。

[0048] また、自動変速機 20 としては、第 1～第 11 速の前進段および後進段を形成可能なものとしたが、これに限定されるものではなく、同軸上にそれぞれ径が異なる 2 つの外歯ギヤを含むギヤ群を備えるものであれば、如何なる変速段の自動変速機にも適用可能である。

[0049] 以上、本開示の発明の実施の形態について説明したが、本開示の発明はこうした実施形態に何等限定されるものではなく、本開示の発明の要旨を逸脱しない範囲内において、種々なる形態で実施し得ることは勿論である。

産業上の利用可能性

[0050] 本開示の発明は、動力伝達装置の製造産業等において利用可能である。

請求の範囲

- [請求項1] 第1外歯ギヤと、該第1外歯ギヤよりも径が大きい第2外歯ギヤとを含むギヤ群がケース内に同軸上に配置され、入力部材に入力された動力を前記ギヤ群を介して出力部材に伝達する動力伝達装置であって、
- 前記ケースの内周面から径方向内側に延在された側壁部と、前記側壁部の径方向内側から軸方向に延在された中空の筒状部とを有し、前記第1外歯ギヤと前記第2外歯ギヤとの間に形成された支持部材と、
- 前記筒状部の外周面に設けられ、前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち一方を回転可能に支持する第1軸受けと、
- 前記筒状部の内周面に設けられ、前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち他方を回転可能に支持する第2軸受けと、
- を備える動力伝達装置。
- [請求項2] 請求項1記載の動力伝達装置であって、
- 前記第1外歯ギヤは、外周面に第1外歯部が形成された第1環状部を有し、
- 前記第2外歯ギヤは、外周面に前記第1外歯部よりも径が大きい第2外歯部が形成された第2環状部を有し、
- 前記第2外歯ギヤの第2環状部は、前記第2外歯部の径方向内側において軸方向の前記第1外歯ギヤ側に開口した凹部を有し、
- 前記支持部材の側壁部は、前記第1外歯部の径方向外側から前記第2外歯部の前記凹部に入り込むよう軸方向に屈曲された屈曲部を有する
- 動力伝達装置。
- [請求項3] 請求項2記載の動力伝達装置であって、
- 前記第1外歯ギヤの少なくとも一部が、前記支持部材の前記屈曲部の径方向内側に入り込むように配置される、
- 動力伝達装置。

- [請求項4] 請求項3記載の動力伝達装置であって、
前記第1外歯ギヤの前記第1外歯部の少なくとも一部は、前記支持部材の側壁部の径方向内側に配置され、
前記支持部材の側壁部は、周方向の一部に切り欠き部が設けられており、
前記第1外歯ギヤは、前記切り欠き部において前記出力部材にトルクを伝達する他の外歯ギヤに噛合される、
動力伝達装置。
- [請求項5] 請求項1ないし4いずれか1項に記載の動力伝達装置であって、
前記第1外歯ギヤは、前記支持部材の筒状部に対して径方向外側に該筒状部の外径よりも大きな内径を有する内周面を有し、
前記第2外歯ギヤは、前記支持部材の筒状部に対して径方向内側に該筒状部の内径よりも小さな外径を有する外周面を有し、
前記第1軸受けは、前記第1外歯ギヤの内周面と前記筒状部の外周面との間に設けられ、
前記第2軸受けは、前記第2外歯ギヤの外周面と前記筒状部の内周面との間に設けられている
動力伝達装置。
- [請求項6] 請求項1ないし5いずれか1項に記載の動力伝達装置であって、
前記ギヤ群は、前記入力部材と同軸上に配置され、複数の回転要素を備えるプラネタリギヤを有し、
前記第1外歯ギヤと前記第2外歯ギヤは、前記プラネタリギヤの異なる回転要素に連結されると共に、異なる回転軸上に配置された2つの外歯ギヤにそれぞれ噛合して、前記入力部材に入力された動力が前記第1外歯ギヤを介して前記出力部材に伝達し、又は、前記入力部材に入力された動力が前記第2外歯ギヤを介して前記出力部材に伝達する
動力伝達装置。

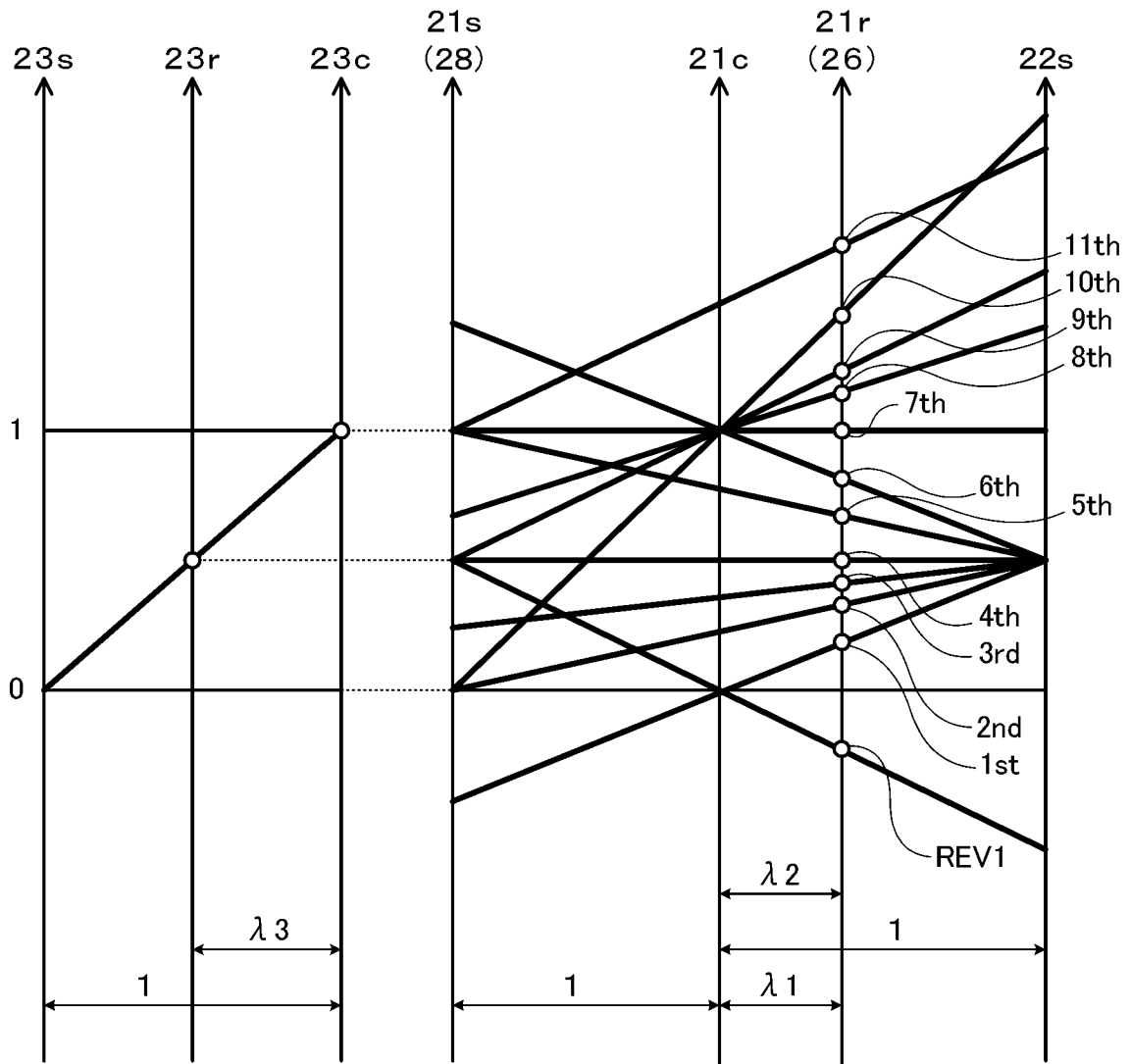
- [請求項7] 請求項1ないし6いずれか1項に記載の動力伝達装置であって、
前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち前記筒状部の外周面に前記第1軸受けを介して支持される外歯ギヤは、前記筒状部の内周面に前記第2軸受けを介して支持される外歯ギヤに比して、トルク伝達頻度が高い、
動力伝達装置。
- [請求項8] 請求項1ないし7いずれか1項に記載の動力伝達装置であって、
前記第1外歯ギヤおよび前記第2外歯ギヤのうち前記筒状部の外周面に前記第1軸受けを介して支持される外歯ギヤは、前記筒状部の内周面に前記第2軸受けを介して支持される外歯ギヤに比して、伝達トルクが大きい、
動力伝達装置。
- [請求項9] 請求項1ないし8いずれか1項に記載の動力伝達装置であって、
前記出力部材は、前記入力部材と平行に延在するカウンタ軸に設けられた出力ギヤであり、
前記第1外歯ギヤは、前記カウンタ軸にトルクを伝達する第1ドリブンギヤと噛合する第1ドライブギヤであり、
前記第2外歯ギヤは、前記カウンタ軸にトルクを伝達する第2ドリブンギヤと噛合する第2ドライブギヤであり、
前記第1ドライブギヤ、前記第1ドリブンギヤ、前記第2ドライブギヤ、前記第2ドリブンギヤおよび前記出力ギヤは、ヘリカルギヤにより構成され、
前記第1ドライブギヤおよび前記第1ドリブンギヤは、両者の噛み合いにより前記カウンタ軸に作用するスラスト力と、前記出力ギヤからの前記カウンタ軸に作用するスラスト力とが打ち消し合う方向に、歯の捻れ方向が決定され、
前記第2ドライブギヤおよび前記第2ドリブンギヤは、両者の噛み合いにより前記カウンタ軸に作用するスラスト力と、前記出力ギヤか

らの前記カウンタ軸に作用するスラスト力とが打ち消し合う方向に、
歯の捻れ方向が決定される、
動力伝達装置。

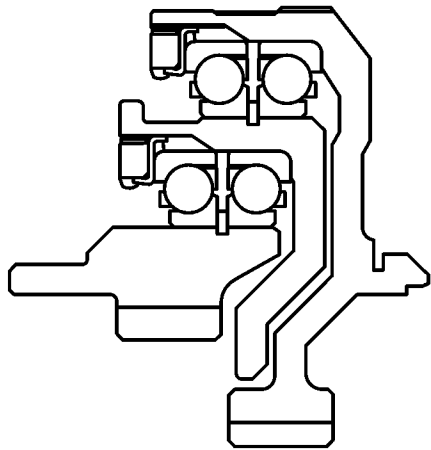
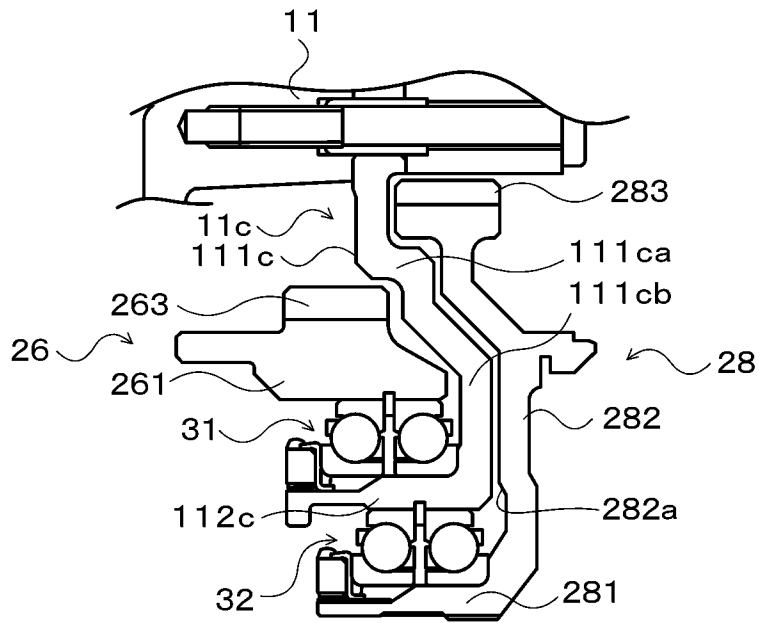
[図2]

	作動表							トルク伝達方向	
	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	G1	G2
1st	○	-	-	-	-	-	○	正	-
2nd	○	-	-	-	-	○	-	正	-
3rd	○	-	-	-	○	-	-	正	逆
4th	○	-	○	-	-	-	-	正	-
5th	○	-	-	○	-	-	-	正	-
6th	○	○	-	-	-	-	-	正	-
7th	-	○	-	○	-	-	-	正	-
8th	-	○	-	-	○	-	-	正	正
9th	-	○	○	-	-	-	-	正	-
10th	-	○	-	-	-	○	-	正	-
11th	-	-	-	○	○	-	-	-	正
REV	-	-	○	-	-	-	○	逆	-
	※ “○”:係合, “-”:解放							“正”:EG-車輪トルクと同方向 “逆”:EG-車輪トルクと逆方向 “-”:空転or停止	

[図3]



[図4]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/005862

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H3/66(2006.01)i, F16H3/62(2006.01)i, F16H57/023(2012.01)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)
 F16H3/66, F16H3/62, F16H57/023

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	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 A	JP 9-310758 A (Aisin AW Co., Ltd.), 02 December 1997 (02.12.1997), paragraphs [0013] to [0019]; fig. 1 to 2 & US 5735369 A column 2, line 55 to column 4, line 50 & EP 809036 A2	1 2-9
A	US 2015/0300459 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG), 22 October 2015 (22.10.2015), paragraphs [0048] to [0050]; fig. 1 & DE 102012221241 A1 & CN 104797854 A	1-9

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

* Special categories of cited documents:	"T" 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 12 May 2017 (12.05.17)	Date of mailing of the international search report 23 May 2017 (23.05.17)
---	--

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.
--	---

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/005862

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 10-61733 A (Aisin AW Co., Ltd.), 06 March 1998 (06.03.1998), paragraphs [0101] to [0114]; fig. 10 & EP 825359 A2 column 20, line 12 to column 23, line 35; fig. 10	4
A	JP 2012-2298 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 05 January 2012 (05.01.2012), paragraph [0022]; fig. 3 (Family: none)	9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））
 Int.Cl. F16H3/66(2006.01)i, F16H3/62(2006.01)i, F16H57/023(2012.01)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. F16H3/66, F16H3/62, F16H57/023

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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 A	JP 9-310758 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 1997. 12. 02, 段落[0013]-[0019], 第1-2 図 & US 5735369 A, 第2 欄第55 行-第4 欄第50 行 & EP 809036 A2	1 2-9
A	US 2015/0300459 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG) 2015. 10. 22, 段落[0048]-[0050], 第1 図 & DE 102012221241 A1 & CN 104797854 A	1-9

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	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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）	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日 12.05.2017	国際調査報告の発送日 23.05.2017
--------------------------	--------------------------

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） 岡本 健太郎 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3 J	3 8 3 0
--	--	-----	---------

C (続き) . 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 10-61733 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 1998.03.06, 段落[0101]-[0114], 第 10 図 & EP 825359 A2, 第 20 欄第 12 行—第 23 欄第 35 行, 第 10 図	4
A	JP 2012-2298 A (ダイハツ工業株式会社) 2012.01.05, 段落[0022], 第 3 図 (ファミリーなし)	9