

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2019-95010

(P2019-95010A)

(43) 公開日 令和1年6月20日(2019.6.20)

(51) Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)			
F 1 6 H	37/02	(2006.01)	F 1 6 H	37/02	Q	3 J 0 2 8
F 1 6 H	3/44	(2006.01)	F 1 6 H	3/44	Z	3 J 0 5 6
F 1 6 D	1/02	(2006.01)	F 1 6 D	1/02	2 1 0	3 J 0 6 2
F 1 6 D	13/60	(2006.01)	F 1 6 D	13/60	T	

審査請求 未請求 請求項の数 1 〇 L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2017-226276 (P2017-226276)
 (22) 出願日 平成29年11月24日 (2017.11.24)

(71) 出願人 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 110002147
 特許業務法人酒井国際特許事務所
 (72) 発明者 武田 泰範
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 Fターム(参考) 3J028 EA02 EB10 EB13 EB23 EB24
 EB35 EB37 EB44 EB54 EB62
 EB66 FA22 FB04 FB06 FC16
 FC23 FC32 FC42 FC64 FD23
 FD27 GA02 HA14 HA16 HA32
 HB14

最終頁に続く

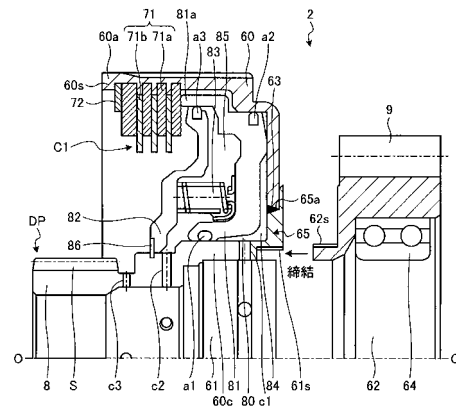
(54) 【発明の名称】 動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】クラッチドラムとギヤとを溶接する際の熱によって、ギヤの歯面部に歪みが発生することを抑制でき、ギヤ同士の噛み合いによるノイズレベルの悪化を抑制すること。

【解決手段】ギヤ機構を介してトルクを伝達する第1動力伝達経路と、無段変速機を介してトルクを伝達する第2動力伝達経路と、動力伝達経路を切り替えるプラネタリ機構と、エンジンとCVTとの間で第1動力伝達経路の係合/解放を行う第1クラッチと、CVTと駆動輪との間で第2動力伝達経路の係合/解放を行う第2クラッチと、第1クラッチを備えるクラッチドラムが溶接される第1ギヤと、第2動力伝達経路の副軸に設けられる第2ギヤと、を備える動力伝達装置において、第1ギヤは、クラッチドラムとの溶接部を有する溶接ギヤ部と歯面部を有する歯面ギヤ部とからなり、溶接ギヤ部と歯面ギヤ部とは、スプライン、ドグ、または圧入により締結されている。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

ギヤ機構を經由してエンジンのトルクを出力軸に伝達する第 1 動力伝達経路と、
無段変速機を經由して前記エンジンのトルクを前記出力軸に伝達する第 2 動力伝達経路と、

前記第 1 動力伝達経路と前記第 2 動力伝達経路とを切り替えるプラネタリ機構と、
前記エンジンと前記無段変速機との間に設けられ、前記第 1 動力伝達経路の係合または解放を行う第 1 クラッチと、

前記無段変速機と駆動輪との間に設けられ、前記第 2 動力伝達経路を係合または解放する第 2 クラッチと、

プラネタリ軸に設けられ、前記第 1 クラッチを備えるクラッチドラムが溶接される第 1 ギヤと、

前記第 2 動力伝達経路における副軸に設けられる第 2 ギヤと、を備える動力伝達装置において、

前記第 1 ギヤは、前記クラッチドラムとの溶接部を有する溶接ギヤ部と、歯面部を有する歯面ギヤ部と、を有して構成され、

前記溶接ギヤ部と前記歯面ギヤ部とは、スプライン、ドグ、または圧入により締結されている

ことを特徴とする動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、動力伝達装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

従来、車両に備えられる変速機として、副変速機を有する無段変速機（CVT）の構造が知られている。副変速機を有する CVT においては、発進ギヤにはプラネタリギヤと結合するクラッチ機構を設ける必要がある。クラッチ機構とドライブギヤとは一体成形できないため、溶接によって一体化する必要がある。

【0003】

また、CVT を備えた動力伝達装置の構造として、特許文献 1 などに記載の構造が知られている。特許文献 1 には、ギヤ機構を經由してトルクを出力軸に伝達する第 1 動力伝達経路と、無段変速機を經由してトルクを出力軸に伝達する第 2 動力伝達経路と、第 1 動力伝達経路と第 2 動力伝達経路とを切り換えるプラネタリ機構と、エンジンと無段変速機との間に設けられ、第 1 動力伝達経路の係合と解放とを切り換える第 1 クラッチと、無段変速機と駆動輪との間に設けられ、第 2 動力伝達経路の係合と解放とを切り換える第 2 クラッチと、プラネタリ軸に設けられ、第 1 クラッチのクラッチドラムが溶接されるドライブギヤと、第 2 動力伝達経路である副軸に設けられるドリブンギヤと、を備える動力伝達装置が記載されている。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0004】**

【特許文献 1】特開 2015 - 105708 号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

上述した従来 of 動力伝達装置においては、クラッチ機構を有するクラッチドラムとギヤとが溶接により連結されているため、溶接される部分（溶接部）とギヤの歯面部との位置が近くなる。この場合、溶接時に生じる熱によって溶接部に歪みが発生するため、ギヤの歯面部に歪みが生じて歯面精度が低くなる。これにより、ギヤ同士の噛合状態が悪くなり

10

20

30

40

50

、ギヤのノイズレベルが悪化する可能性がある。

【0006】

本発明は、上記に鑑みてなされたものであって、その目的は、クラッチドラムとギヤとを溶接する際の熱によってギヤの歯面部に歪みが発生することを抑制でき、ギヤ同士の噛合によるノイズレベルの悪化を抑制できる動力伝達装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上述した課題を解決し、上記目的を達成するために、本発明に係る動力伝達装置は、ギヤ機構を經由してエンジンのトルクを出力軸に伝達する第1動力伝達経路と、無段変速機を經由して前記エンジンのトルクを前記出力軸に伝達する第2動力伝達経路と、前記第1動力伝達経路と前記第2動力伝達経路とを切り替えるプラネタリ機構と、前記エンジンと前記無段変速機との間に設けられ、前記第1動力伝達経路の係合または解放を行う第1クラッチと、前記無段変速機と駆動輪との間に設けられ、前記第2動力伝達経路を係合または解放する第2クラッチと、プラネタリ軸に設けられ、前記第1クラッチを備えるクラッチドラムが溶接される第1ギヤと、前記第2動力伝達経路における副軸に設けられる第2ギヤと、を備える動力伝達装置において、前記第1ギヤは、前記クラッチドラムとの溶接部を有する溶接ギヤ部と、歯面部を有する歯面ギヤ部と、を有して構成され、前記溶接ギヤ部と前記歯面ギヤ部とは、スプライン、ドグ、または圧入により締結されていることを特徴とする。

【発明の効果】

【0008】

本発明に係る動力伝達装置によれば、第1ギヤは、クラッチドラムと溶接される溶接部を有する溶接ギヤ部と、歯面部を備える歯面ギヤ部と、を備え、溶接ギヤ部と歯面ギヤ部とがスプラインにより結合されるため、クラッチドラムとギヤとを溶接する際の熱によって第1ギヤの歯面部に歪みが発生することを抑制でき、ギヤ同士の噛合によるノイズレベルの悪化を抑制可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】図1は、本発明の一実施形態による動力伝達装置の概略構成を示すスケルトン図である。

【図2】図2は、本発明の一実施形態による動力伝達装置における変速機構を構成する前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分の構成を示す一部断面図である。

【図3】図3は、図2に示す前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分が分割された状態を示す一部断面図である。

【図4】図4は、従来技術による動力伝達装置における変速機構を構成する前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分の構成を示す側面図である。

【図5】図5は、従来技術による動力伝達装置における変速機構を構成する前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分の構成を示す一部断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、本発明の実施形態について図面を参照しつつ説明する。なお、以下の実施形態の全図においては、同一または対応する部分には同一の符号を付す。また、本発明は以下に説明する実施形態によって限定されるものではない。

【0011】

まず、本発明の一実施形態による動力伝達装置を備えた車両について説明する。図1は、この一実施形態による動力伝達装置の概略構成を示すスケルトン図である。

【0012】

図1に示すように、この一実施形態による車両V e用の動力伝達装置1は、第1軸線A X 1、第2軸線A X 2、第3軸線A X 3、第4軸線A X 4、および第5軸線A X 5の互い

に平行な軸線を有する。第1軸線AX1は、エンジンに設けられたクランクシャフト（いずれも図示せず）と同軸である。第1軸線AX1上には、エンジンのクランクシャフトに連結される車両Veの動力伝達装置1の入力軸3、トルクコンバータ4、プライマリシャフト7、プラネタリ機構としてのプラネタリギヤDP、前進ギヤモード用クラッチC1、後進用ブレーキB1、ベルト式無段変速機（以下、CVT）10のプライマリプーリ11が配置されている。すなわち、第1クラッチとしての前進ギヤモード用クラッチC1は、プライマリシャフト7の周囲に配置されている。

【0013】

第2軸線AX2上には、減速ギヤ機構20が配置されている。第3軸線AX3上には、CVT10のセカンダリプーリ13、ベルトモード用クラッチC2、出力ギヤ部30が配置されている。第4軸線AX4上には、カウンタシャフト部40が配置されている。第5軸線AX5上には、ディファレンシャル装置50、左右ドライブシャフト52L, 52Rが配置されている。

10

【0014】

入力軸3は、トルクコンバータ4のポンプインペラ4aに接続されている。トルクコンバータ4は、ポンプインペラ4a、タービンランナ4b、ステータ4c、およびロックアップクラッチ5を有する。タービンランナ4bは、ポンプインペラ4aに対向配置され、プライマリシャフト7に接続されている。ステータ4cは、ポンプインペラ4aとタービンランナ4bとの間に配置され、ミッションケース6に支持されたワンウェイクラッチ（図示せず）に接続されている。ロックアップクラッチ5は、入力軸3およびプライマリシャフト7と係合することによって、入力軸3とプライマリシャフト7とを直結状態にする。トルクコンバータ4の内部はオイルが満たされた油密状になっている。

20

【0015】

プラネタリ軸としてのプライマリシャフト7は、プラネタリギヤDPの内周側を通過してCVT10のプライマリプーリ11に接続されている。プライマリシャフト7は、プラネタリギヤDPのキャリアCRに接続されている。プラネタリギヤDPは、サンギヤS、リングギヤR、およびキャリアCRを有する。キャリアCRは、サンギヤSに噛合するピニオンP1、およびリングギヤRに噛合するピニオンP2をそれぞれ回転自在に支持する。すなわち、プラネタリギヤDPは、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤから構成されている。リングギヤRは、後進用ブレーキB1によってミッションケース6に対して回転を係止自在に構成されている。サンギヤSは中空軸8に直接的に連結されている。キャリアCRは、前進ギヤモード用クラッチC1を介して中空軸8に接続されている。中空軸8は正逆回転出力ギヤ9に連結されている。中空軸8は、前進ギヤモード用クラッチC1を備える後述するクラッチドラム60に連結されている。中空軸8と、正逆回転出力ギヤ9と、クラッチドラム60とが一体となって回転部材を構成する。第1ギヤとしての中空軸8および正逆回転出力ギヤ9は、減速ギヤ機構20の入力ギヤ21に噛合している。

30

【0016】

ギヤ機構としての減速ギヤ機構20は、第2軸線AX2上に副軸としての中心軸22を有する。減速ギヤ機構20は、中心軸22の一方側に、第2ギヤとしての大径な入力ギヤ21と小径なドライブギヤ23とが一体的に固定されて連結されている。中心軸22の他方側の外周側には、中空軸26が相対回転自在に支持されている。中空軸26には、ドライブギヤ23と同径のドリブンギヤ25と、ドライブギヤ23およびドリブンギヤ25よりも僅かに大径な出力ギヤ27とが一体的に固定されて連結されている。

40

【0017】

ドライブギヤ23とドリブンギヤ25との外周側には、スリーブ24が配設されている。スリーブ24は、内周面に歯面が形成され、油圧により駆動されるスポーク（図示せず）によって軸線方向に移動可能に構成されている。スリーブ24は、軸線方向に沿って、ドライブギヤ23のみに噛合する位置と、ドライブギヤ23およびドリブンギヤ25に跨って両方に噛合する位置との間を移動できる。これにより、ドライブギヤ23とドリブンギヤ25とは、スリーブ24によって切離し状態または駆動連結状態に切り替え可能に構

50

成される。また、出力ギヤ 27 は、後述する出力ギヤ部 30 の入力ギヤ 31 と噛合している。減速ギヤ機構 20 の変速比は、後述するベルト式の CVT 10 の最大変速比 m_{max} よりも大きい変速比に設定されている。

【0018】

CVT 10 は、プライマリプーリ 11、セカンダリプーリ 13、および伝動ベルト 15 を備える。プライマリプーリ 11 は、プライマリシャフト 7 に接続されている。セカンダリプーリ 13 は、セカンダリシャフト 16 に接続されている。無端状の伝動ベルト 15 は、プライマリプーリ 11 およびセカンダリプーリ 13 に巻き掛けられている。プライマリプーリ 11 は、固定シープ 11a および可動シープ 11b から構成されている。固定シープ 11a は、それぞれが対向する円錐台状に形成された壁面を有し、プライマリシャフト 7 に対して軸線方向移動不能に固定されている。可動シープ 11b は、プライマリシャフト 7 に対して軸線方向移動可能に支持されている。伝動ベルト 15 は、固定シープ 11a および可動シープ 11b の壁面によって形成された溝部によって挟持されている。同様に、セカンダリプーリ 13 は、固定シープ 13a および可動シープ 13b から構成されている。固定シープ 13a は、それぞれが対向する円錐台状に形成された壁面を有し、セカンダリシャフト 16 に対して軸線方向移動不能に固定されている。可動シープ 13b は、セカンダリシャフト 16 に対して軸線方向移動可能に支持されている。伝動ベルト 15 は、固定シープ 13a および可動シープ 13b の壁面によって形成された溝部によって挟持されている。なお、プライマリプーリ 11 の固定シープ 11a と、セカンダリプーリ 13 の固定シープ 13a とは、伝動ベルト 15 に対して軸線方向に対して反対側になるように配置されている。

10

20

【0019】

CVT 10 は、油圧サーボ 12、14 を備える。油圧サーボ 12 は、プライマリプーリ 11 の可動シープ 11b の背面側に配置されている。油圧サーボ 14 は、セカンダリプーリ 13 の可動シープ 13b の背面側に配置されている。これらの油圧サーボ 12、14 は、作動油圧が供給されることによって、負荷トルクに対応するベルト挟圧力を発生させるとともに、CVT 10 の変速比 を変更または固定するための挟圧力を発生させる。

【0020】

セカンダリプーリ 13 の可動シープ 13b は、第 2 クラッチとしてのベルトモード用クラッチ C2 を介して、出力ギヤ部 30 の出力軸 32 に接続されている。出力ギヤ部 30 は、入力ギヤ 31、出力軸 32、およびカウンタギヤ 33 により構成されている。出力軸 32 は、セカンダリシャフト 16 の外周側に相対回転自在に支持されているとともに、一端側が入力ギヤ 31 に固定されている。カウンタギヤ 33 は、出力軸 32 の他端側に固定されているとともに、カウンタシャフト部 40 のドライブギヤ 41 と噛合している。

30

【0021】

カウンタシャフト部 40 は、ドライブギヤ 41、カウンタシャフト 42、およびドリブンギヤ 43 により構成されている。カウンタシャフト 42 の一端側は、ドライブギヤ 41 に固定されている。カウンタシャフト 42 の他端側は、ドリブンギヤ 43 に固定されている。ドリブンギヤ 43 は、ディファレンシャル装置 50 のデフリングギヤ 51 と噛合している。

40

【0022】

ディファレンシャル装置 50 は、デフリングギヤ 51 の回転をそれぞれ、左右ドライブシャフト 52L、52R に、それらの差回転を吸収しつつ伝達するように構成されている。左右ドライブシャフト 52L、52R はそれぞれ、左右の駆動輪（図示せず）に連結されている。

【0023】

次に、動力伝達装置 1 の動作について説明する。まず、動力伝達装置 1 を搭載した車両 V が、運転者によるシフト装置（図示せず）の操作によって前進段（Dレンジ）が選択されて前進方向に進進する場合、または所定車速未滿で前進走行する場合がある。この場合、動力伝達装置 1 においては、後進用ブレーキ B1 およびベルトモード用クラッチ C2

50

が解放された状態で、スリーブ 2 4 がドライブギヤ 2 3 およびドリブンギヤ 2 5 に跨って噛合するように切り替えられ、かつ前進ギヤモード用クラッチ C 1 が係合されて、前進ギヤモードになる。

【 0 0 2 4 】

前進ギヤモードにおいては、前進ギヤモード用クラッチ C 1 が係合状態になると、プラネタリギヤ D P は、サンギヤ S およびキャリヤ C R が一体回転する直結状態になる。これにより、入力軸 3 に入力されたエンジントルクは、トルクコンバータ 4 またはロックアップクラッチ 5、プライマリシャフト 7、およびプラネタリギヤ D P を介して中空軸 8 に伝達される。中空軸 8 に伝達された入力回転は、正逆回転出力ギヤ 9 から正転回転として減速ギヤ機構 2 0 の入力ギヤ 2 1 に伝達される。減速ギヤ機構 2 0 の入力ギヤ 2 1 に伝達された入力回転は、正転回転として正逆回転出力ギヤ 9 と入力ギヤ 2 1 との径の差、すなわち歯数差によって減速される。入力ギヤ 2 1 に伝達された正転回転は、ドライブギヤ 2 3 からスリーブ 2 4 およびドリブンギヤ 2 5 を介して、出力ギヤ 2 7 に逆転回転として伝達される。出力ギヤ 2 7 に伝達された逆転回転は、出力ギヤ部 3 0 の入力ギヤ 3 1 に正転回転として伝達される。

10

【 0 0 2 5 】

出力ギヤ部 3 0 の入力ギヤ 3 1 に伝達された正転回転は、カウンタギヤ 3 3 からカウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に、カウンタギヤ 3 3 とドライブギヤ 4 1 との径の差、すなわち歯数差によってさらに減速されつつ逆転回転として伝達される。そして、カウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に伝達された減速された逆転回転は、ドリブンギヤ 4 3 から、さらに減速および逆転されてディファレンシャル装置 5 0 のデフリングギヤ 5 1 に伝達される。前進ギヤモードとしての固定変速比の正転回転は、左右ドライブシャフト 5 2 L, 5 2 R を介して駆動輪に出力される。すなわち、前進ギヤモードにおいて、エンジンから出力されたトルクは、第 1 動力伝達経路である、プラネタリギヤ D P、正逆回転出力ギヤ 9、および減速ギヤ機構 2 0 を経由して、出力ギヤ部 3 0 の出力軸 3 2 に伝達される。

20

【 0 0 2 6 】

前進ギヤモードによる走行中に所定車速以上になった場合、C V T 1 0 の変速比は、最大変速比 $_{max}$ 、または最大変速比 $_{max}$ に近い変速比に設定される。この状態で、スリーブ 2 4 のドリブンギヤ 2 5 との噛合が解除され、前進ギヤモード用クラッチ C 1 が解放されるとともに、ベルトモード用クラッチ C 2 が係合されてベルトモードに切り替えられる。

30

【 0 0 2 7 】

ベルトモードにおいて、入力軸 3 に入力されたエンジントルクは、トルクコンバータ 4 またはロックアップクラッチ 5、およびプライマリプーリ 1 1 から伝動ベルト 1 5 を介してセカンダリプーリ 1 3 に無段変速されつつ無段変速回転として伝達される。セカンダリプーリ 1 3 に伝達された無段変速回転は、ベルトモード用クラッチ C 2 を介して出力ギヤ部 3 0 の出力軸 3 2 に伝達される。出力軸 3 2 に伝達された無段変速回転は、カウンタギヤ 3 3 からカウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に伝達される。カウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に伝達された無段変速回転は、ドリブンギヤ 4 3 によって減速されつつディファレンシャル装置 5 0 のデフリングギヤ 5 1 に伝達される。これにより、ベルトモードとしての可変変速比の正転回転が左右ドライブシャフト 5 2 L, 5 2 R を介して駆動輪に出力される。すなわち、ベルトモードにおいて、エンジンから出力されたトルクは、第 2 動力伝達経路である C V T 1 0 およびベルトモード用クラッチ C 2 を経由して、出力ギヤ部 3 0 の出力軸 3 2 に伝達される。

40

【 0 0 2 8 】

車両 V e がベルトモードで走行しているときに、車両 V e が停止に向けて減速した場合、C V T 1 0 の変速比が最大変速比 $_{max}$ に戻ると、ベルトモードから前進ギヤモードに切り替えるコストダウン制御が実施される。これにより、C V T 1 0 と減速ギヤ機構 2 0 との変速比を近い値にして、ベルトモードから前進ギヤモードへの切り替え時に生じ

50

得る変速ショックを低減できる。

【 0 0 2 9 】

動力伝達装置 1 を搭載した車両 V e が、運転者によるシフト装置の操作によって後進段（ R レンジ）が選択されて後進方向に発進する場合、または所定車速未満で後進走行する場合、前進ギヤモード用クラッチ C 1 およびベルトモード用クラッチ C 2 が解放される。この状態において、スリーブ 2 4 がドライブギヤ 2 3 およびドリブンギヤ 2 5 に跨って啮合するように切り替えられるとともに、後進用ブレーキ B 1 が係合されて、後進ギヤモードになる。

【 0 0 3 0 】

後進ギヤモードにおいては、後進用ブレーキ B 1 が係合状態になると、プラネタリギヤ D P はリングギヤ R が固定されるので、キャリア C R の入力回転がリングギヤ R によって反転されてサンギヤ S から逆転回転として出力される。これにより、入力軸 3 に入力されたエンジントルクは、トルクコンバータ 4 またはロックアップクラッチ 5、プライマリシャフト 7、およびプラネタリギヤ D P を介して中空軸 8 に伝達される。この場合、中空軸 8 に入力された入力回転は、正逆回転出力ギヤ 9 から逆転回転として減速ギヤ機構 2 0 の入力ギヤ 2 1 に伝達される。減速ギヤ機構 2 0 の入力ギヤ 2 1 に伝達された入力回転は、逆転回転として、前進ギヤモードと同様に正逆回転出力ギヤ 9 と入力ギヤ 2 1 との径の差、すなわち歯数差によって減速される。入力ギヤ 2 1 に伝達された逆転回転は、ドライブギヤ 2 3 からスリーブ 2 4 およびドリブンギヤ 2 5 を介して、出力ギヤ 2 7 に正転回転として伝達される。出力ギヤ 2 7 に伝達された正転回転は、出力ギヤ部 3 0 の入力ギヤ 3 1

10

20

【 0 0 3 1 】

出力ギヤ部 3 0 の入力ギヤ 3 1 に伝達された逆転回転は、カウンタギヤ 3 3 からカウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に、カウンタギヤ 3 3 とドライブギヤ 4 1 との径の差、すなわち歯数差によってさらに減速されつつ正転回転として伝達される。そして、カウンタシャフト部 4 0 のドライブギヤ 4 1 に伝達された減速された正転回転は、ドリブンギヤ 4 3 から、さらに減速および反転されてディファレンシャル装置 5 0 のデフリングギヤ 5 1 に伝達される。後進ギヤモードとしての固定変速比の逆転回転は、左右ドライブシャフト 5 2 L , 5 2 R を介して駆動輪に出力される。すなわち、後進ギヤモードにおいて、エンジンから出力されたトルクは、第 1 動力伝達経路である、プラネタリギヤ D P、正逆回転出力ギヤ 9、および減速ギヤ機構 2 0 を経由して、出力ギヤ部 3 0 の出力軸 3 2 に伝達される。

30

【 0 0 3 2 】

次に、前進ギヤモード用クラッチ C 1 および正逆回転出力ギヤ 9 の周辺構成について説明する。図 2 は、この一実施形態による動力伝達装置 1 における変速機構 2 を構成する前進ギヤモード用クラッチ C 1 および正逆回転出力ギヤ 9 の周辺部分の構成を示す一部断面図である。図 3 は、図 2 に示す前進ギヤモード用クラッチ C 1 および正逆回転出力ギヤ 9 の周辺部分が分割された状態を示す一部断面図である。

【 0 0 3 3 】

図 2 および図 3 に示すように、この一実施形態による変速機構 2 は、クラッチドラム 6 0、溶接ギヤ部 6 1、および歯面ギヤ部 6 2 を有して構成される。なお、図 2 および図 3 においては、回転軸 O から上部の構成について記載している。クラッチドラム 6 0 は、内周側に前進ギヤモード用クラッチ C 1 を収納しつつ、プライマリシャフト 7 の外周面に被嵌されている。クラッチドラム 6 0 の内周側には、中空軸 8 に沿ってプラネタリギヤ D P のサンギヤ S などが配置される。サンギヤ S は、クラッチドラム 6 0 に一体的に固定されているとともに、中空軸 8 の外周側に設けられている。

40

【 0 0 3 4 】

クラッチドラム 6 0 は、溶接ギヤ部 6 1 と、溶接部 6 3 において溶接されて連結されている。溶接ギヤ部 6 1 は、クラッチドラム 6 0 に嵌入させる各種部位を有する。歯面ギヤ部 6 2 は、歯面部としての正逆回転出力ギヤ 9 を有する。溶接ギヤ部 6 1 および歯面ギヤ

50

部 6 2 はそれぞれ、互いに対向する側の部分にスプライン係合部 6 1 s , 6 2 s が設けられている。溶接ギヤ部 6 1 と歯面ギヤ部 6 2 とは、互いに対向するスプライン係合部 6 1 s , 6 2 s が噛み合ったスプライン係合によって、一体的に締結されている。これにより、クラッチドラム 6 0 は、正逆回転出力ギヤ 9 に締結されている。サンギヤ S は、アンギュラ玉軸受 6 4 によって歯面ギヤ部 6 2 に対して回転可能に支持されている。サンギヤ S と正逆回転出力ギヤ 9 とは、一体回転可能に構成されている。

【 0 0 3 5 】

クラッチドラム 6 0 において、前進ギヤモード用クラッチ C 1 の内摩擦板 7 1 b の間には、外摩擦板 7 1 a が交互に配置されている。外摩擦板 7 1 a は、外周側に配置されたクラッチドラム 6 0 のドラム部 6 0 a の内周面に形成されたスプライン 6 0 s にスプライン係合されている。ドラム部 6 0 a の開口側には、外摩擦板 7 1 a をドラム部 6 0 a に対して軸方向に位置決めするストッパ 7 2 が固定されている。クラッチドラム 6 0 は、中空軸 8 に一体的に連結されている。前進ギヤモード用クラッチ C 1 の内摩擦板 7 1 b および外摩擦板 7 1 a に潤滑油を供給させるために、中空軸 8 には、径方向に伸びる油路 c 3 が形成されている。

10

【 0 0 3 6 】

プラネタリギヤ D P の歯面ギヤ部 6 2 側には、前進ギヤモード用クラッチ C 1 の油圧サーボ 8 0 が配置されている。前進ギヤモード用クラッチ C 1 は、外摩擦板 7 1 a および内摩擦板 7 1 b からなる摩擦板 7 1 と、摩擦板 7 1 を接断させる油圧サーボ 8 0 とを備える。油圧サーボ 8 0 は、一部がクラッチドラム 6 0 によって構成されるとともに、ピストン 8 1、クラッチバランサー 8 2、およびリターンスプリング 8 3 を有する。クラッチドラム 6 0、ピストン 8 1、クラッチバランサー 8 2、およびリターンスプリング 8 3 によって、作動油室 8 4 およびキャンセル油室 8 5 が構成される。

20

【 0 0 3 7 】

ピストン 8 1 は、中空軸 8 の外周側に軸方向に沿って摺動自在に嵌合されている。ピストン 8 1 のプラネタリギヤ D P 側には、クラッチバランサー 8 2 が嵌合され、スナップリング 8 6 によって軸方向に位置決めされている。ピストン 8 1 は、シリンダ部 6 0 c において軸方向に沿って移動自在に配置され、クラッチバランサー 8 2 との間に、例えば圧縮コイルばねからなるリターンスプリング 8 3 が縮設されている。ピストン 8 1 は、2 本のシール部材 a 1 , a 2 によって、シリンダ部 6 0 c との間に油密状の作動油室 8 4 を構成している。作動油室 8 4 には、作動油室 8 4 に作動油を流入させたり、作動油室 8 4 から流出させたりするための、中空軸 8 に形成された油路 c 1 が連通している。なお、この一実施形態においては、前進ギヤモード用クラッチ C 1 および油圧サーボ 8 0 を別体としているが、油圧サーボ 8 0 を前進ギヤモード用クラッチ C 1 の一部として構成することも可能である。

30

【 0 0 3 8 】

ピストン 8 1 の外周側には、押圧部 8 1 a が延設されている。押圧部 8 1 a は、摩擦板 7 1 に対向配置されて、摩擦板 7 1 を押圧可能に構成されている。押圧部 8 1 a の外周面にはスプラインが形成されており、ドラム部 6 0 a の内周側に形成されたスプライン 6 0 s にスプライン係合している。

40

【 0 0 3 9 】

クラッチバランサー 8 2 は、中空軸 8 に嵌合されたスナップリング 8 6 によってプラネタリギヤ D P 側への移動が規制されている。クラッチバランサー 8 2 は、シール部材 a 3 により油密状のキャンセル油室 8 5 を構成している。キャンセル油室 8 5 には、キャンセル油室 8 5 に作動油を流入させたり流出させたりするための、中空軸 8 に形成された油路 c 2 が連通している。なお、クラッチバランサー 8 2 は、リターンスプリング 8 3 の付勢力またはキャンセル油室 8 5 の油圧に基づいて常時付勢されており、中空軸 8 に対して固定されている。

【 0 0 4 0 】

油路 c 1 は、油圧制御装置に連通した作動油路（いずれも図示せず）に連通されている

50

。油路 c 1 から作動油室 8 4 に作動油が流入されると、ピストン 8 1 はリターンスプリング 8 3 に抗して摺動し、前進ギヤモード用クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 を押圧する。ピストン 8 1 の押圧力は、摩擦板 7 1 からストッパ 7 2 を経てキャリア C R (図 1 参照) に伝達される。これにより、中空軸 8 およびクラッチドラム 6 0 とキャリア C R とは、前進ギヤモード用クラッチ C 1 を介して連結される。

【 0 0 4 1 】

図 4 は、従来技術による動力伝達装置における前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分の構成を示す側面図である。図 5 は、従来技術による動力伝達装置における前進ギヤモード用クラッチおよび正逆回転出力ギヤの周辺部分の構成を示す一部断面図である。なお、図 5 においては、回転軸 O から上部の構成について記載している。

10

【 0 0 4 2 】

図 4 に示すように、従来技術による動力伝達装置においては、クラッチドラム 6 0 とギヤ部 1 0 0 とは、溶接によって連結される。すなわち、クラッチドラム 6 0 の開口部 6 5 に対して、ギヤ部 1 0 0 における中空軸 8 およびプラネタリギヤ D P のサンギヤ S を挿入する。その後、開口部 6 5 の内周部 6 5 a とギヤ部 1 0 0 の挿入部分の外周部 1 0 0 a とを嵌合させて、内周部 6 5 a と外周部 1 0 0 a とを溶接して連結させる。

【 0 0 4 3 】

動力伝達装置を、上述したように溶接によって製造するのは、前進ギヤモード用クラッチ C 1 を格納したクラッチドラム 6 0 とギヤ部 1 0 0 との一体成形が困難であるためである。そこで、正逆回転出力ギヤ 9 の歯面を溶接後に加工する方法も考えられるが、現実的には実現は困難であり、クラッチドラム 6 0 とギヤ部 1 0 0 とを溶接によって連結する方法が採用されていた。

20

【 0 0 4 4 】

ところが、図 5 に示すように、クラッチドラム 6 0 とギヤ部 1 0 0 とを溶接によって連結させると、図 5 中囲み部 A の部分において溶接時の熱による歪みが発生する。溶接時の熱による歪みによって、溶接部 1 0 1 が例えば図 5 中矢印の方向に変形してしまう。スペースや他の性能確保の問題から、正逆回転出力ギヤ 9 は溶接部 1 0 1 に近い位置に配置される。そのため、溶接部 1 0 1 が変形すると、溶接部 1 0 1 の変形に影響されて正逆回転出力ギヤ 9 の歯面がずれ、歯面精度が変化する。正逆回転出力ギヤ 9 の歯面がずれることによって、ギヤのノイズのレベルが悪化して、レベルのばらつきが増加する。これにより、こもり音等が発生する原因になる。

30

【 0 0 4 5 】

これに対し、上述した一実施形態においては、ギヤ部 1 0 0 の代わりに、溶接ギヤ部 6 1 と歯面ギヤ部 6 2 とに分割している。また、溶接ギヤ部 6 1 および歯面ギヤ部 6 2 にそれぞれ、スプライン係合部 6 1 s , 6 2 s を設けている。そして、図 2 に示すように、従来と同様にして、溶接ギヤ部 6 1 の挿入部分をクラッチドラム 6 0 の開口部 6 5 に挿入した後、溶接部 6 3 において開口部 6 5 の内周部 6 5 a と溶接ギヤ部 6 1 とを溶接する。その後、図 3 に示すように、溶接ギヤ部 6 1 のスプライン係合部 6 1 s と、歯面ギヤ部 6 2 のスプライン係合部 6 2 s とを噛合させて、溶接ギヤ部 6 1 と歯面ギヤ部 6 2 とを締結させる。この場合、溶接部 6 3 の変形によって生じる歪みは、溶接ギヤ部 6 1 によって吸収され、歯面ギヤ部 6 2 にまで影響しない。したがって、歯面ギヤ部 6 2 における正逆回転出力ギヤ 9 の歯面精度は変化しないので、ギヤのノイズのレベルが悪化することを抑制でき、レベルばらつきを低減できる。

40

【 0 0 4 6 】

以上、本発明の一実施形態について具体的に説明したが、本発明は、上述の一実施形態に限定されるものではなく、本発明の技術的思想に基づく各種の変形が可能である。例えば、上述の一実施形態において挙げた数値はあくまでも例に過ぎず、必要に応じてこれと異なる数値を用いてもよい。

【 0 0 4 7 】

例えば、上述の一実施形態においては、溶接ギヤ部 6 1 と歯面ギヤ部 6 2 とをスプライン

50

ンによって締結させているが、ドグや圧入によって締結することも可能である。

【符号の説明】

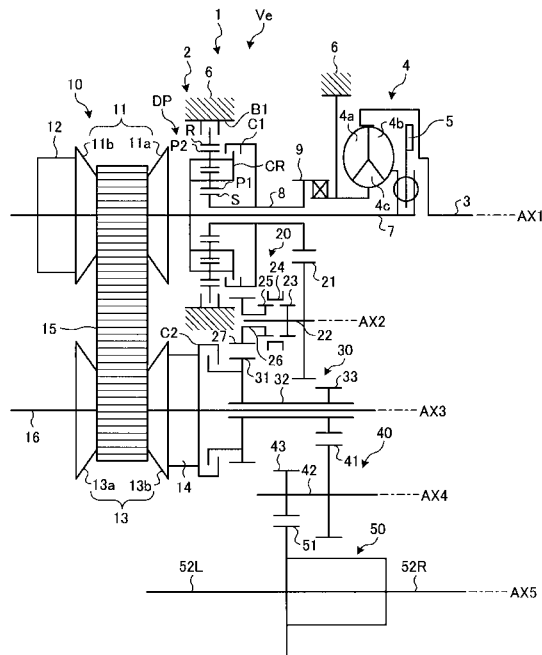
【0048】

- 1 動力伝達装置
- 2 変速機構
- 3 入力軸
- 7 プライマリシャフト
- 8, 26 中空軸
- 9 正逆回転出力ギヤ
- 10 ベルト式無段変速機 (CVT)
- 20 減速ギヤ機構
- 21, 31 入力ギヤ
- 22 中心軸
- 27 出力ギヤ
- 30 出力ギヤ部
- 32 出力軸
- 60 クラッチドラム
- 61 溶接ギヤ部
- 61s, 62s スプライン係合部
- 62 歯面ギヤ部
- 63 溶接部

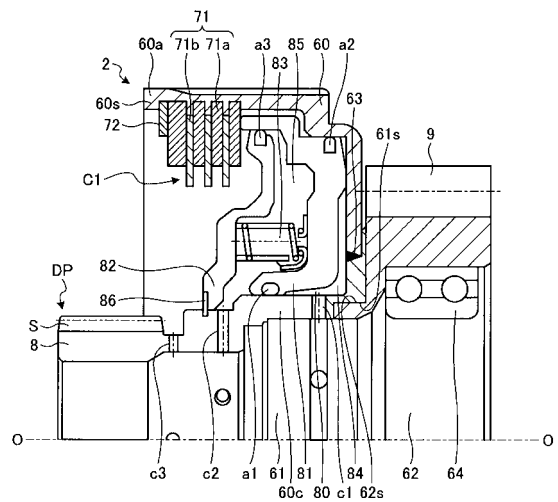
10

20

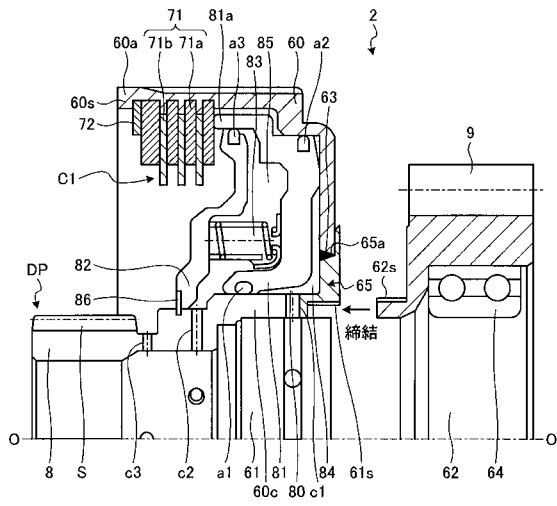
【図1】



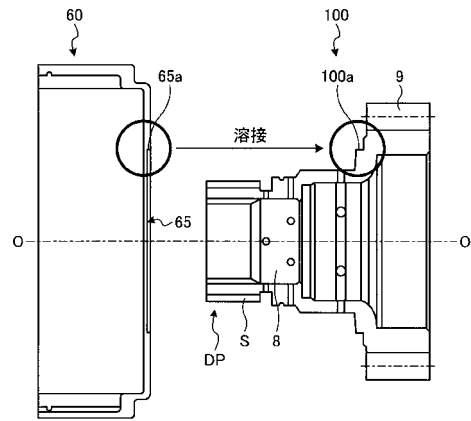
【図2】



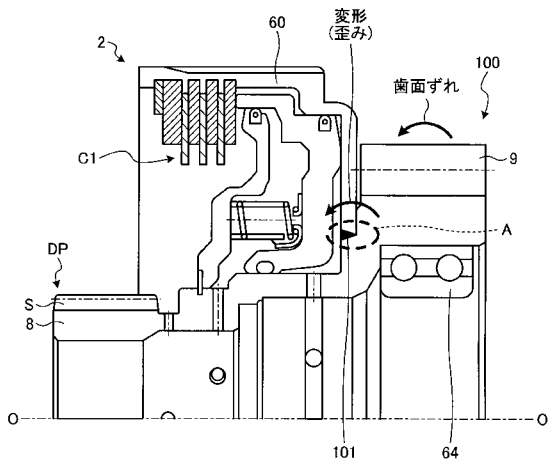
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J056 AA60 BA03 BA05 BE28 CB05 CD01 GA05 GA12
3J062 AA02 AB06 AB34 AC03 BA01 BA14 BA26 CG06 CG13 CG32
CG37 CG44 CG55 CG82