

(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2019-74105

(P2019-74105A)

(43) 公開日 令和1年5月16日(2019.5.16)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F 1 6 H 37/02 (2006.01)</b>	F 1 6 H 37/02 Q	3 J 0 2 8
<b>F 1 6 H 61/04 (2006.01)</b>	F 1 6 H 61/04	3 J 0 6 2
<b>F 1 6 H 61/662 (2006.01)</b>	F 1 6 H 61/662	3 J 5 5 2
<b>F 1 6 H 61/688 (2006.01)</b>	F 1 6 H 61/688	
<b>F 1 6 D 41/08 (2006.01)</b>	F 1 6 D 41/08 Z	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 25 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2017-198891 (P2017-198891)  
 (22) 出願日 平成29年10月12日 (2017.10.12)

(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 100085361  
 弁理士 池田 治幸  
 (74) 代理人 100147669  
 弁理士 池田 光治郎  
 (72) 発明者 深井 昌之  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 (72) 発明者 大形 勇介  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

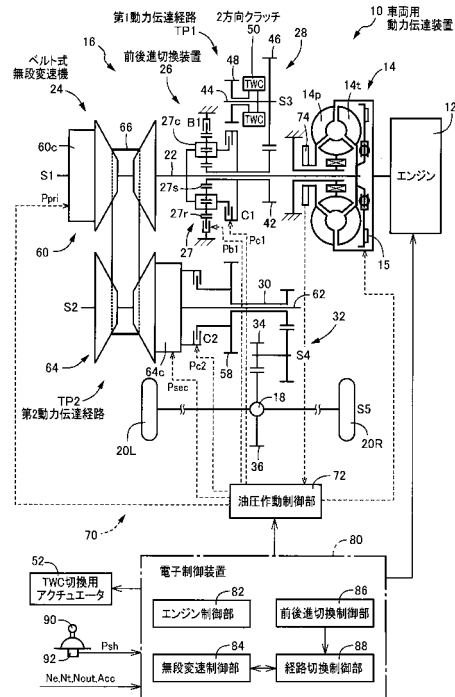
(54) 【発明の名称】 車両用動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 第1動力伝達経路および第2動力伝達経路を切り換えて走行する車両用動力伝達装置において、ショックを抑制しつつ容易に経路切換できるようにする。

【解決手段】 前進走行時に第1動力伝達経路TP1から第2動力伝達経路TP2へ切り換える経路切換においては、前進用クラッチC1が係合させられ且つ2方向クラッチ50が正噛合い状態とされた第1経路伝達状態において、第2経路断接クラッチC2を係合させるだけで、2方向クラッチ50を空転状態として第1経路伝達状態よりも変速比が小さい第2経路伝達状態に切り換えることができるため、一方向クラッチを用いた場合と同様の切換制御が可能で、ショックを抑制しつつ容易に経路切換できる。第2経路伝達状態では、ベルト式無段変速機24の変速比2が小さい高速走行時においても、2方向クラッチ50が空転させられることにより遊星歯車装置27の強制的な差動回転が防止されて耐久性が向上する。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

入力軸と出力軸との間に、第 1 動力伝達経路および第 2 動力伝達経路が互いに並列に設けられているとともに、

前記第 1 動力伝達経路には、遊星歯車装置の 3 つの回転要素の中の 2 つを連結することにより直結状態にして前進走行可能とする前進用クラッチ、および該遊星歯車装置の 3 つの回転要素の中の 1 つを回転停止させて後進走行可能とする後進用ブレーキを有する前後進切換装置と、噛合い式伝達装置とが直列に設けられている一方、

前記第 2 動力伝達経路には、変速比を変更可能な変速機と第 2 経路断接装置とが直列に設けられており、

前進走行時に、車速の上昇に伴って前記第 1 動力伝達経路を前記第 2 動力伝達経路に切り換えて走行する車両用動力伝達装置において、

前記噛合い式伝達装置は、前記入力軸から前記出力軸へ動力伝達する方向を駆動方向として、前進走行時の回転方向である正回転の駆動可能で且つ被駆動不能な正噛合い状態、および後進走行時の回転方向である逆回転の駆動可能で且つ被駆動不能な逆噛合い状態の、2 つの噛合い状態を取り得る 2 方向クラッチである

ことを特徴とする車両用動力伝達装置。

## 【請求項 2】

前記前進用クラッチが係合させられ且つ前記 2 方向クラッチが正噛合い状態とされて前記第 1 動力伝達経路により動力伝達する第 1 経路伝達状態において、前記第 2 経路断接装置を接続することにより、前記 2 方向クラッチを正噛合い状態のまま空転状態として、前記第 1 経路伝達状態よりも変速比が小さい前記第 2 動力伝達経路により動力伝達する第 2 経路伝達状態に切り換える経路切換制御部を有する

ことを特徴とする請求項 1 に記載の車両用動力伝達装置。

## 【請求項 3】

前記経路切換制御部は、前記第 2 経路伝達状態では前記前進用クラッチを係合状態に維持して前記遊星歯車装置を一体回転させる

ことを特徴とする請求項 2 に記載の車両用動力伝達装置。

## 【請求項 4】

前記第 2 動力伝達経路に設けられる変速機はベルト式無段変速機である

ことを特徴とする請求項 1 ~ 3 の何れか 1 項に記載の車両用動力伝達装置。

## 【請求項 5】

前記 2 方向クラッチは、電磁力で前記 2 つの噛合い状態に切り換えることができる電気制御式の 2 方向クラッチで、

前記正噛合い状態では逆回転の駆動不能で且つ被駆動可能であり、前記逆噛合い状態では正回転の駆動不能で且つ被駆動可能である

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の車両用動力伝達装置。

## 【請求項 6】

前記 2 方向クラッチは、前記正噛合い状態および前記逆噛合い状態の 2 つの噛合い状態の他に、正回転および逆回転の駆動および被駆動を何れも不能とする中立状態に切り換えることができる

ことを特徴とする請求項 5 に記載の車両用動力伝達装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、第 1 動力伝達経路および第 2 動力伝達経路が互いに並列に設けられている車両用動力伝達装置に関し、特に、一方の動力伝達経路に前後進切換装置および噛合い式伝達装置が直列に設けられている車両用動力伝達装置の改良に関するものである。

## 【背景技術】

## 【0002】

10

20

30

40

50

(a) 入力軸と出力軸との間に、第1動力伝達経路および第2動力伝達経路が互いに並列に設けられているとともに、(b) 前記第1動力伝達経路には、遊星歯車装置の3つの回転要素の中の2つを連結することにより直結状態にして前進走行可能とする前進用クラッチ、およびその遊星歯車装置の3つの回転要素の一つを回転停止させて後進走行可能とする後進用ブレーキを有する前後進切換装置と、噛合い式伝達装置とが直列に設けられている一方、(c) 前記第2動力伝達経路には、変速比を変更可能な変速機と第2経路断接装置とが直列に設けられており、(d) 前進走行時に、車速の上昇に伴って前記第1動力伝達経路を前記第2動力伝達経路に切り換えて走行する車両用動力伝達装置が提案されている。特許文献1に記載の装置はその一例で、第1動力伝達経路には、遊星歯車式の前後進切換装置(4)と噛合い式伝達装置(同期噛合いクラッチD1)とが直列に設けられており、第2動力伝達経路には、変速機としてベルト式無段変速機が設けられている。この場合、第2動力伝達経路により動力伝達する第2経路伝達時に、前進用クラッチ(C1)および噛合い式伝達装置(同期噛合いクラッチD1)が共に解放されることにより、ベルト式無段変速機の変速比が小さい高速走行時に遊星歯車装置が高差動回転になることが防止される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2017-101745号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、このような車両用動力伝達装置において、第1動力伝達経路から第2動力伝達経路に切り換える場合、噛合い式伝達装置を係合させたまま前進用クラッチを解放するとともに第2経路断接装置を接続する所謂クラッチツークラッチ切換を行なう必要があり、制御が複雑であるとともにショックが発生する可能性があった。また、噛合い式伝達装置として同期噛合いクラッチを用いているため、シフトフォークやシンクロ機構等が必要であるなど構造が複雑で高価である。

【0005】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、並列に設けられた第1動力伝達経路および第2動力伝達経路を切り換えて走行する車両用動力伝達装置において、ショックを抑制しつつ容易に経路切換を行なうことができるようにするとともに安価に構成することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

かかる目的を達成するために、第1発明は、(a) 入力軸と出力軸との間に、第1動力伝達経路および第2動力伝達経路が互いに並列に設けられているとともに、(b) 前記第1動力伝達経路には、遊星歯車装置の3つの回転要素の中の2つを連結することにより直結状態にして前進走行可能とする前進用クラッチ、およびその遊星歯車装置の3つの回転要素の一つを回転停止させて後進走行可能とする後進用ブレーキを有する前後進切換装置と、噛合い式伝達装置とが直列に設けられている一方、(c) 前記第2動力伝達経路には、変速比を変更可能な変速機と第2経路断接装置とが直列に設けられており、(d) 前進走行時に、車速の上昇に伴って前記第1動力伝達経路を前記第2動力伝達経路に切り換えて走行する車両用動力伝達装置において、(e) 前記噛合い式伝達装置は、前記入力軸から前記出力軸へ動力伝達する方向を駆動方向として、前進走行時の回転方向である正回転の駆動可能で且つ被駆動不能な正噛合い状態、および後進走行時の回転方向である逆回転の駆動可能で且つ被駆動不能な逆噛合い状態の、2つの噛合い状態を取り得る2方向クラッチであることを特徴とする。

なお、2方向クラッチは、TWC(ツーウェイクラッチ)やMCU(メカニカルクラッチユニット)と言われることもある。

## 【0007】

第2発明は、第1発明の車両用動力伝達装置において、前記前進用クラッチが係合させられ且つ前記2方向クラッチが正噛合い状態とされて前記第1動力伝達経路により動力伝達する第1経路伝達状態において、前記第2経路断接装置を接続することにより、前記2方向クラッチを正噛合い状態のまま空転状態として、前記第1経路伝達状態よりも変速比が小さい前記第2動力伝達経路により動力伝達する第2経路伝達状態に切り換える経路切換制御部を有することを特徴とする。

## 【0008】

第3発明は、第2発明の車両用動力伝達装置において、前記経路切換制御部は、前記第2経路伝達状態では前記前進用クラッチを係合状態に維持して前記遊星歯車装置を一体回転させることを特徴とする。

10

## 【0009】

第4発明は、第1発明～第3発明の何れかの車両用動力伝達装置において、前記第2動力伝達経路に設けられる変速機はベルト式無段変速機であることを特徴とする。

## 【0010】

第5発明は、第1発明～第4発明の何れかの車両用動力伝達装置において、(a) 前記2方向クラッチは、電磁力で前記2つの噛合い状態に切り換えることができる電気制御式の2方向クラッチで、(b) 前記正噛合い状態では逆回転の駆動不能で且つ被駆動可能であり、前記逆噛合い状態では正回転の駆動不能で且つ被駆動可能であることを特徴とする。

## 【0011】

第6発明は、第5発明の車両用動力伝達装置において、前記2方向クラッチは、前記正噛合い状態および前記逆噛合い状態の2つの噛合い状態の他に、正回転および逆回転の駆動および被駆動を何れも不能とする中立状態に切り換えることができることを特徴とする。

20

## 【発明の効果】

## 【0012】

このような車両用動力伝達装置においては、第1動力伝達経路に前後進切換装置と直列に設けられる噛合い式伝達装置として、前進走行時の回転方向である正回転の駆動可能で且つ被駆動不能な正噛合い状態、および後進走行時の回転方向である逆回転の駆動可能で且つ被駆動不能な逆噛合い状態の、2つの噛合い状態を取り得る2方向クラッチが用いられているため、従来の同期噛合いクラッチと同様に、前後進共に第1動力伝達経路により入力軸から出力軸へ動力伝達して走行することが可能である。

30

## 【0013】

一方、前進走行時に第1動力伝達経路から第2動力伝達経路へ切り換える経路切換においては、例えば前進用クラッチが係合させられ且つ2方向クラッチが正噛合い状態とされた第1経路伝達状態において、第2経路断接装置を接続するだけで、2方向クラッチを正噛合い状態のまま空転状態として第1経路伝達状態よりも変速比が小さい第2経路伝達状態に切り換えることができるなど、一方向クラッチを用いた場合と同様の切換制御が可能となり、ショックを抑制しつつ容易に経路切換を行なうことができる。また、第2経路伝達状態では、変速機の変速比が小さい高速走行時においても、2方向クラッチが空転させられることにより、遊星歯車装置の強制的な差動回転が防止されて耐久性が向上する。更に、2方向クラッチは、一般にシンクロ機構付きの同期噛合いクラッチに比べて構造が簡単で安価であり、耐久性にも優れていることから、車両用動力伝達装置のコストを低減できる。

40

## 【0014】

第2発明では、前進用クラッチが係合させられ且つ2方向クラッチが正噛合い状態とされた第1動力伝達経路による第1経路伝達状態において、第2経路断接装置を接続することにより、2方向クラッチを正噛合い状態のまま空転状態として第1経路伝達状態よりも変速比が小さい第2経路伝達状態に切り換える経路切換制御部を備えており、一方向クラッチを用いた場合と同様の切換制御が行なわれるため、ショックを抑制しつつ容易に経路

50

切換制御を行なうことができる。

【0015】

第3発明では、第2経路伝達状態の時に前進用クラッチを係合状態に維持して遊星歯車装置を一体回転させるため、その遊星歯車装置の差動回転が阻止されて耐久性が一層向上する。

【0016】

第5発明では、正逆2つの噛合い状態を電磁力で切り換えることができる電気制御式の2方向クラッチが用いられているため、従来のように油圧式の同期噛合いクラッチを用いる場合に比較して応答性が優れ、噛合い状態の切換制御を容易に高い応答性で行なうことができるとともに、油圧発生による効率（燃費など）の低下が抑制される。また、正逆2つの噛合い状態に保持できることから、正噛合い状態では逆回転の駆動不能で且つ被駆動可能となり、逆噛合い状態では正回転の駆動不能で且つ被駆動可能となるため、前進走行時および後進走行時共に、必要に応じて噛合い状態を切り換えることによりエンジンプレーキ等の駆動力源ブレーキを効かせることができる。

10

【0017】

第6発明は、正噛合い状態および逆噛合い状態の2つの噛合い状態の他に、正回転および逆回転の駆動および被駆動を何れも不能とする中立状態に切り換えることができる場合で、動力伝達を完全に遮断することが可能であり、例えば急ブレーキ時等に動力伝達を速やかに遮断することができるなど、動力伝達状態の制御の幅が広がる。

20

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明の一実施例である車両用動力伝達装置を説明する骨子図で、油圧系統および制御系統の要部を併せて示した図である。

【図2】図1の車両用動力伝達装置に用いられる2方向クラッチを具体的に説明する断面図である。

【図3】図1の前後進切換制御部および経路切換制御部によって実行される作動を具体的に説明するフローチャートである。

【図4】図1、図5～図21の実施例について、前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの配設位置を説明する図である。

【図5】図1に比較して前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる他の実施例を説明する骨子図である。

30

【図6】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図7】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図8】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図9】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図10】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

40

【図11】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図12】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図13】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図14】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図15】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配

50

設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図16】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図17】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図18】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図19】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図20】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図21】前後進切換装置、第2経路断接クラッチ、および2方向クラッチの何れかの配設位置が異なる更に別の実施例を説明する骨子図である。

【図22】図1に比較して前後進切換装置の入出力回転要素が異なる他の実施例を説明する骨子図である。

【図23】前後進切換装置としてシングルピニオン型の遊星歯車装置が用いられた実施例を説明する骨子図である。

【図24】図23に比較して前後進切換装置の入出力回転要素が異なる他の実施例を説明する骨子図である。

【図25】2方向クラッチの他の例を説明する断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0019】

第1動力伝達経路および第2動力伝達経路は、エンジン等の駆動力源に連結された入力軸と、駆動輪に連結された出力軸との間に、互いに並列に設けられる。第1動力伝達経路および第2動力伝達経路の他に、更に別の動力伝達経路が並列に設けられても良い。第1動力伝達経路には、前後進切換装置および2方向クラッチが直列に設けられる。前後進切換装置の前進用クラッチおよび後進用ブレーキとしては、油圧等による摩擦係合式のものが好適に用いられるが噛合い式のクラッチやブレーキを採用することもできる。2方向クラッチは、前後進切換装置の入力側に配置しても良いし、出力側に配置しても良いが、第2動力伝達経路の変速比2が1よりも小さい増速変速の場合、出力側に配置すれば高速走行時に出力軸からの高回転入力が増速されるため、前後進切換装置（遊星歯車装置）が比較的low回転に保持されて望ましい。第1動力伝達経路にはまた、例えばギヤ変速機構等の歯車伝達機構が設けられ、その歯車伝達機構に対して直列に前後進切換装置および2方向クラッチが設けられる。歯車伝達機構の中間位置に2方向クラッチを配置することも可能である。第1動力伝達経路に、変速比を変更可能な変速機を設けることも可能である。

【0020】

前後進切換装置に用いられる遊星歯車装置は、シングルピニオン型でもダブルピニオン型でも良く、シングルピニオン型の場合はサンギヤおよびリングギヤが入出力回転要素として用いられ、キャリアが後進用ブレーキによって回転停止させられるように構成される。ダブルピニオン型の場合はサンギヤおよびキャリアが入出力回転要素として用いられ、リングギヤが後進用ブレーキによって回転停止させられるように構成される。前進用クラッチは、シングルピニオン型かダブルピニオン型かに拘らず、サンギヤ、リングギヤ、およびキャリアの中の何れか2つの回転要素を連結するように設けられる。

【0021】

第2動力伝達経路には、ベルト式無段変速機等の無段変速機や遊星歯車式、平行軸式等の有段の変速機が設けられ、その変速機に対して直列に第2経路断接装置が設けられる。第2経路断接装置は、変速機の入力側に配置しても良いし、出力側に配置しても良い。第2経路断接装置としては、油圧等による摩擦係合式のクラッチやブレーキが好適に用いられるが、噛合い式のクラッチ等を採用することもできる。

【0022】

10

20

30

40

50

第1動力伝達経路の変速比 1は、例えば第2動力伝達経路の変速比 2よりも大きく、車両発進時や高負荷走行時に第1動力伝達経路が用いられ、車速の上昇や要求駆動力の減少などに伴って第2動力伝達経路に切り換えられる。変速比 2は変速機によって変更可能であり、その全域で変速比 1より小さくても良いが、少なくとも変速比 1よりも小さい変速比領域（高速ギヤ領域）を備えていれば良く、変速比 1よりも大きい変速比（低速ギヤ側）まで変速可能であっても良い。第2動力伝達経路の変速機は、例えば変速比 2が1よりも小さい増速変速領域を含んで変速できるように構成されるが、車両によっては変速比 2が1より大きい減速変速領域だけで変速するものでも良い。

#### 【0023】

2方向クラッチは、例えば内輪、外輪、およびそれ等の間でリテーナによって保持された複数のローラを備えているとともに、内輪の外周面または外輪の内周面が多角形状とされて隙間寸法が増減する複数のくさび空間が設けられ、そのくさび空間内におけるローラの保持位置に応じて正逆2つの噛合い状態を取り得るように構成される。リテーナによるローラの保持位置（中心線まわりの位相）は、例えば電磁ソレノイドや流体圧シリンダ等のアクチュエータによって電気制御で切り換えられるが、摩擦により回転方向に応じて機械的に噛合い状態が切り換えられるものでも良い。また、スプリング等の付勢部材により、常には動力伝達を遮断する中立状態に位置決めされるように構成することもできる。上記内輪および外輪は、何れか一方が入力側で他方が出力側とされ、任意に定めることができる。このようにローラがくさび作用で回転不能にロックされて動力伝達する2方向クラッチも、噛合い式伝達装置の一態様である。なお、爪部材を出入りさせるなどして正逆2つの噛合い状態を取り得るラチェット式の2方向クラッチや、その他の2方向クラッチを用いることもできる。

#### 【0024】

経路切換制御部は、例えば第2経路伝達状態の時に前進用クラッチを係合状態に維持して遊星歯車装置を一体回転させるように構成されるが、第2経路断接装置を接続して第2経路伝達状態に切り換えた後に任意のタイミングで前進用クラッチを解放し、遊星歯車装置を差動回転可能としても良い。その場合でも、2方向クラッチが空転させられることにより、入力軸および出力軸の回転速度に応じて遊星歯車装置が強制的に差動回転させられることはないため、耐久性の向上効果が得られる。

#### 【実施例】

#### 【0025】

以下、本発明の実施例を、図面を参照して詳細に説明する。なお、以下の実施例において、図は説明のために適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

#### 【0026】

図1は、本発明の一実施例である車両用動力伝達装置10の構成を説明する骨子図で、互いに平行な複数の軸が一平面内に位置するように展開して示した図である。この車両用動力伝達装置10は、複数の軸が車両幅方向に沿って配置される横置き型のトランスアクスルで、本実施例ではFF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に搭載される。走行用の駆動力源である内燃機関等のエンジン12の出力は、流体式伝動装置としてのトルクコンバータ14から自動変速装置16を介して差動歯車装置18に伝達され、左右の前輪（駆動輪）20L、20Rへ分配される。車両用動力伝達装置10は、車両幅方向と略平行な第1軸線S1～第5軸線S5を備えており、エンジン12およびトルクコンバータ14は第1軸線S1上に配設されており、差動歯車装置18は第5軸線S5上に配設されている。トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、および自動変速装置16の入力軸22に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うとともに、ロックアップクラッチ15を介して直結されるようになっている。ポンプ翼車14pには機械式オイルポンプ74が設けられており、エンジン12により回転駆動されて油圧を出力することにより、破線で示す油圧制御回路70の油圧源として用いられる。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 7 】

自動変速装置 1 6 は、トルクコンバータ 1 4 の出力回転部材であるタービン軸と一体的に設けられた入力軸 2 2、入力軸 2 2 に連結されたベルト式無段変速機 2 4、同じく入力軸 2 2 に連結されてベルト式無段変速機 2 4 と並列に設けられた前後進切換装置 2 6 およびギヤ変速機構 2 8、ベルト式無段変速機 2 4 およびギヤ変速機構 2 8 の共通の出力回転部材である出力軸 3 0、減速歯車装置 3 2 を備えており、その減速歯車装置 3 2 の小径ギヤ 3 4 が差動歯車装置 1 8 のリングギヤ 3 6 と噛み合わされている。ギヤ変速機構 2 8 は歯車伝達機構に相当する。入力軸 2 2、前後進切換装置 2 6、およびベルト式無段変速機 2 4 のプライマリプーリ 6 0 は第 1 軸線 S 1 上に配設されており、歯車式変速機構 2 8 は第 1 軸線 S 1 と第 3 軸線 S 3 とに跨がって配設されており、ベルト式無段変速機 2 4 のセカンダリプーリ 6 4 および出力軸 3 0 は第 2 軸線 S 2 上に配設されており、減速歯車装置 3 2 は第 2 軸線 S 2 と第 4 軸線 S 4 とに跨がって配設されている。このように構成された自動変速装置 1 6 においては、エンジン 1 2 の出力が、トルクコンバータ 1 4 からベルト式無段変速機 2 4 を介して出力軸 3 0 へ伝達され、或いはベルト式無段変速機 2 4 を介することなく前後進切換装置 2 6 およびギヤ変速機構 2 8 を介して出力軸 3 0 へ伝達され、更に減速歯車装置 3 2 および差動歯車装置 1 8 を経て左右の前輪 2 0 L、2 0 R へ伝達される。

10

## 【 0 0 2 8 】

すなわち、本実施例の自動変速装置 1 6 は、エンジン 1 2 の出力を入力軸 2 2 から前後進切換装置 2 6 およびギヤ変速機構 2 8 を介して出力軸 3 0 へ伝達する第 1 動力伝達経路 T P 1 と、エンジン 1 2 の出力を入力軸 2 2 からベルト式無段変速機 2 4 を介して出力軸 3 0 へ伝達する第 2 動力伝達経路 T P 2 と、を備えているのであり、車両の走行状態に応じてそれ等の動力伝達経路が切り換えられる。このため、自動変速装置 1 6 は、上記第 1 動力伝達経路 T P 1 における動力伝達を断接（接続・遮断）する第 1 経路断接装置として前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 を備えており、第 2 動力伝達経路 T P 2 における動力伝達を断接する第 2 経路断接装置として第 2 経路断接クラッチ C 2 を備えている。第 1 動力伝達経路 T P 1 には更に、前後進切換装置 2 6 およびギヤ変速機構 2 8 に対して直列に、具体的には前後進切換装置 2 6 よりも下流側（出力側）に、噛合い式伝達装置として 2 方向クラッチ（TWC）5 0 が設けられている。

20

## 【 0 0 2 9 】

前後進切換装置 2 6 は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置 2 7 を主体として構成されており、キャリア 2 7 c が入力回転要素として用いられ入力軸 2 2 に一体的に連結されている。また、サンギヤ 2 7 s が出力回転要素として用いられ、入力軸 2 2 に対して同軸に相対回転可能に配設された小径ギヤ 4 2 に連結されている。リングギヤ 2 7 r は、後進用ブレーキ B 1 を介して選択的に回転停止させられるとともに、キャリア 2 7 c およびサンギヤ 2 7 s は前進用クラッチ C 1 を介して選択的に連結されるようになっている。そして、前進用クラッチ C 1 が係合させられるとともに後進用ブレーキ B 1 が解放されると、遊星歯車装置 2 7 が一体回転させられる直結状態となり、入力軸 2 2 と一体的に小径ギヤ 4 2 が回転させられる前進用動力伝達状態が成立させられる。また、後進用ブレーキ B 1 が係合させられるとともに前進用クラッチ C 1 が解放されると、小径ギヤ 4 2 は入力軸 2 2 に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進用動力伝達状態が成立させられる。前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 が共に解放されると、動力伝達を遮断するニュートラル状態となる。上記前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 は、何れも複数の摩擦材が油圧シリンダによって摩擦係合させられる多板式の摩擦係合装置で、その油圧シリンダに供給される C 1 係合油圧 P c 1、B 1 係合油圧 P b 1 がそれぞれ油圧作動制御部 7 2 によって調圧制御されることにより、それ等の係合力すなわち伝達トルク容量が連続的に調整される。

30

40

## 【 0 0 3 0 】

ギヤ変速機構 2 8 は、小径ギヤ 4 2 と、カウンタ軸 4 4 に相対回転不能に設けられて小径ギヤ 4 2 と噛み合わされた大径ギヤ 4 6 と、カウンタ軸 4 4 に対して同軸に相対回転可

50

能に設けられた小径ギヤ48とを備えている。そして、カウンタ軸44と小径ギヤ48との間に、2方向クラッチ50が設けられており、それ等の間の動力伝達が断接される。2方向クラッチ50は、例えば図2に示すように、中心線Oと同心に設けられた内輪100、外輪102、およびそれ等の間でリテーナ104によって保持された複数(実施例では8つ)のローラ106を備えている。内輪100の外周面は正多角形状(実施例では8角形)とされ、外輪102の内周面との間の隙間寸法が増減する複数のくさび空間108が設けられており、そのくさび空間108内におけるローラ106の保持位置に応じて正逆2つの噛合い状態を取り得るように構成されている。リテーナ104によるローラ106の保持位置、すなわち内輪100に対する中心線Oまわりの位相は、TWC切換装置110により電気制御で変更されるようになっており、(a)の正噛合い状態、(b)の中立状態、および(c)の逆噛合い状態の何れかに位置決めされる。

10

**【0031】**

(a)の正噛合い状態は、入力軸22から出力軸30へ動力伝達する方向を駆動方向として、前進走行時の回転方向(図2では右回り方向)である正回転の駆動可能で且つ被駆動不能、逆回転の駆動不能で且つ被駆動可能な状態である。図2において実線で示したローラ位置は、内輪100が入力側に連結され、外輪102が出力側に連結された場合で、ローラ106はくさび空間108内の左回り方向の端部に位置決めされており、内輪100が右回り(正回転方向)に回転駆動されると、ローラ106はくさび作用によってロックされ、外輪102が内輪100と一体的に右回りに回転駆動される。これにより、2方向クラッチ50を介してカウンタ軸44から小径ギヤ48に動力伝達可能となり、エンジン12による前進走行が可能となる。外輪102の右回りの回転速度が内輪100よりも速い場合は、ローラ106の回転により外輪102は空転させられ、内輪100を被駆動回転させることは不能である。一方、外輪102が左回り(逆回転方向)に内輪100よりも速い速度で回転させられると、ローラ106はくさび作用によってロックされ、内輪100が外輪102と一体的に左回りに被駆動回転させられる。これにより、2方向クラッチ50を介して小径ギヤ48からカウンタ軸44に動力伝達可能となり、後進走行時に入力側が被駆動回転させられてエンジンブレーキが効く状態になる。内輪100の左回りの回転速度が外輪102よりも速い場合は、ローラ106の回転により内輪100は空転させられ、外輪102を回転駆動することは不能である。なお、破線で示したローラ位置は、外輪102が入力側に連結され、内輪100が出力側に連結された場合で、ローラ106はくさび空間108内の右回り方向の端部に位置決めされることにより、上記と同様の機能が得られる。

20

30

**【0032】**

(b)の中立状態は、ローラ106がくさび空間108の周方向の中間部に位置決めされている場合で、この中間部における内輪100と外輪102との間の隙間寸法はローラ106の直径よりも大きい。このため、正回転および逆回転の駆動、被駆動の何れの場合もローラ106は空転させられ、動力伝達が不能となる。

**【0033】**

(c)の逆噛合い状態は、(a)の正噛合い状態と反対の状態である。すなわち、入力軸22から出力軸30へ動力伝達する方向を駆動方向として、後進走行時の回転方向(図2では左回り方向)である逆回転の駆動可能で且つ被駆動不能、正回転の駆動不能で且つ被駆動可能な状態である。具体的には、内輪100が入力側に連結され、外輪102が出力側に連結された場合、ローラ106は実線で示すようにくさび空間108内の右回り方向の端部に位置決めされており、内輪100が左回り(逆回転方向)に回転駆動されると、ローラ106はくさび作用によってロックされ、外輪102が内輪100と一体的に左回りに回転駆動される。これにより、2方向クラッチ50を介してカウンタ軸44から小径ギヤ48に動力伝達可能となり、エンジン12による後進走行が可能となる。外輪102の左回りの回転速度が内輪100よりも速い場合は、ローラ106の回転により外輪102は空転させられ、内輪100を被駆動回転させることは不能である。一方、外輪102が右回り(正回転方向)に内輪100よりも速い速度で回転させられると、ローラ106は

40

50

くさび作用によってロックされ、内輪 100 が外輪 102 と一体的に右回りに被駆動回転させられる。これにより、2方向クラッチ 50 を介して小径ギヤ 48 からカウンタ軸 44 に動力伝達可能となり、前進走行時に入力側が被駆動回転させられてエンジブレーキが効く状態になる。内輪 100 の右回りの回転速度が外輪 102 よりも速い場合は、ローラ 106 の回転により内輪 100 は空転させられ、外輪 102 を回転駆動することは不能である。なお、破線で示したローラ位置は、外輪 102 が入力側に連結され、内輪 100 が出力側に連結された場合で、ローラ 106 がくさび空間 108 内の左回り方向の端部に位置決めされることにより、上記と同様の機能が得られる。

#### 【0034】

TWC 切換装置 110 は、図 1 に示す TWC 切換用アクチュエータ 52 を備えており、内輪 100 に対してリテーナ 104 を中心線 O まわりに回転させることにより、ローラ位置を (b) の中立状態の位置から (a) の正噛合い状態の位置、および (c) の逆噛合い状態の位置へ移動させる。TWC 切換用アクチュエータ 52 は、例えば一对の電磁ソレノイドを備えており、スプリング等の付勢部材によって (b) の中立状態となるように位置決めされているリテーナ 104 を、電磁ソレノイドの電磁力（吸引力）によって中心線 O まわりに正逆両方向へ変位させることにより、(a) の正噛合い状態、または (c) の逆噛合い状態に電気制御で切り換えることができる。電磁ソレノイドの代わりに油圧シリンダや、電動モータによって回転駆動される送りねじ機構等を用いてリテーナ 104 を変位させることも可能である。

10

#### 【0035】

前記小径ギヤ 48 は、出力軸 30 に設けられた大径ギヤ 58 と噛み合わされており、前進用クラッチ C1 が係合させられるとともに 2 方向クラッチ 50 が正噛合い状態とされることにより、エンジン 12 の出力が入力軸 22 から前後進切換装置 26、ギヤ変速機構 28、小径ギヤ 48、および大径ギヤ 58 を順次経由して出力軸 30 に伝達されるようになり、第 1 動力伝達経路 TP1 により正回転のまま動力伝達する前進走行用の第 1 経路伝達状態が成立させられる。また、後進用ブレーキ B1 が係合させられるとともに 2 方向クラッチ 50 が逆噛合い状態とされることにより、第 1 動力伝達経路 TP1 により回転方向を逆転させて動力伝達する後進走行用の第 1 経路伝達状態が成立させられる。なお、小径ギヤ 48 と大径ギヤ 58 との間でも変速（減速）が行なわれ、それ等を含めてギヤ変速機構 28 が構成されていると見做すこともできる。

20

30

#### 【0036】

ベルト式無段変速機 24 は、入力軸 22 に設けられた有効径が可変のプライマリプーリ 60 と、出力軸 30 と同軸のプーリ回転軸 62 に設けられた有効径が可変のセカンダリプーリ 64 と、それ等の一对の可変プーリ 60、64 の間に巻き掛けられた伝動ベルト 66 とを備えており、一对の可変プーリ 60、64 と伝動ベルト 66 との間の摩擦を介して動力伝達が行われる。一对の可変プーリ 60、64 は、それぞれ V 溝幅を変更する推力を付与する油圧アクチュエータとして油圧シリンダ 60c、64c を備えており、例えば油圧シリンダ 60c へ供給されるプライマリ油圧 Ppri が油圧制御回路 70 の油圧作動制御部 72 によって制御されることにより、両可変プーリ 60、64 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 66 の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 2 が連続的に変化させられる。ベルト式無段変速機 24 は、変速比 2 が 1 よりも小さい増速変速領域を含んで変速できるように構成されている。また、油圧シリンダ 64c へ供給されるセカンダリ油圧 Psec が油圧作動制御部 72 によって調圧制御されることにより、伝動ベルト 66 が滑りを生じないようにベルト挟圧力が調整される。

40

#### 【0037】

ここで、ギヤ変速機構 28 のギヤ比等によって定まる前記第 1 動力伝達経路 TP1 の変速比 1 は、第 2 動力伝達経路 TP2 の変速比（ベルト式無段変速機 24 の変速比と同じ） 2 の最大値 2max よりも大きく、例えば車両発進時や高負荷走行時に第 1 動力伝達経路 TP1 が用いられ、車速 V の上昇や要求駆動力の減少などに伴って第 2 動力伝達経路 TP2 に切り換えられる。但し、第 2 動力伝達経路 TP2 の変速比 2 は、変速比 1

50

よりも小さい変速領域まで変速可能であれば、最大変速比  $2 \max$  が変速比 1 以上であっても良い。変速比 1、2 は、出力軸 30 の回転速度（出力回転速度） $N_{out}$  に対するタービン回転速度  $N_t$  の比（ $N_t / N_{out}$ ）である。タービン回転速度  $N_t$  は、入力軸 22 の回転速度（入力回転速度） $N_{in}$  と同じである。

#### 【0038】

出力軸 30 は、プーリ回転軸 62 に対して同軸に相対回転可能に配設されており、その出力軸 30 とセカンダリプーリ 64 との間に設けられた前記第 2 経路断接クラッチ C2 により、それ等の出力軸 30 とセカンダリプーリ 64 との間の動力伝達が断接される。この第 2 経路断接クラッチ C2 が係合させられると、エンジン 12 の出力が入力軸 22 からベルト式無段変速機 24 を経由して出力軸 30 に伝達されるようになり、第 2 動力伝達経路 TP2 により動力伝達する第 2 経路伝達状態が成立させられる。ベルト式無段変速機 24 の出力側に設けられた第 2 経路断接クラッチ C2 は、複数の摩擦材が油圧シリンダによって摩擦係合させられる多板式の摩擦係合装置であり、その油圧シリンダに供給される C2 係合油圧 P c 2 が油圧作動制御部 72 によって調圧制御されることにより、その係合力すなわち伝達トルク容量が連続的に調整される。

10

#### 【0039】

油圧作動制御部 72 は、油路を切り換える電磁式切換弁や油圧を制御する電磁式油圧制御弁等が設けられたパルスボデーなどで、電子制御装置 80 によってそれ等の切換弁や油圧制御弁が電氣的に制御される。これにより、プライマリ油圧 P p r i、セカンダリ油圧 P s e c、C1 係合油圧 P c 1、C2 係合油圧 P c 2、B1 係合油圧 P b 1 等が調圧制御される。油圧制御回路 70 には、前記機械式オイルポンプ 74 の他に必要に応じて電動式オイルポンプが設けられる。また、TWC 切換用アクチュエータ 52 が電子制御装置 80 によって電氣的に制御されることにより、2 方向クラッチ 50 が中立状態から正噛合い状態および逆噛合い状態に切り換えられる。

20

#### 【0040】

このような車両用動力伝達装置 10 は、ベルト式無段変速機 24 の変速制御や、第 1 動力伝達経路 TP1 および第 2 動力伝達経路 TP2 の切換制御などを行なうコントローラとして、電子制御装置 80 を備えている。この電子制御装置 80 は、CPU、ROM、RAM、入出力インターフェースなどを有する所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAM の一時記憶機能を利用しつつ ROM に予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うもので、必要に応じてエンジン制御用、変速制御用等に分けて複数の電子制御装置を用いて構成される。電子制御装置 80 には、シフトレバー 90 の操作位置（シフトポジション）P s h を表す信号がシフトポジションセンサ 92 から供給される他、エンジン回転速度  $N_e$ 、入力回転速度であるタービン回転速度  $N_t$ 、車速  $V$  に対応する出力回転速度  $N_{out}$ 、アクセルペダルの操作量（アクセル操作量）A c c を表す信号など、各種の制御に必要な種々の情報が供給されるようになっている。シフトレバー 90 は、例えば前進走行用の D 位置、後進走行用の R 位置、動力伝達を遮断する N 位置等の操作位置 P s h を備えており、運転者によって選択操作される。

30

#### 【0041】

電子制御装置 80 は、駆動力源であるエンジン 12 の出力制御も行なうもので、エンジン制御部 82、無段変速制御部 84、前後進切換制御部 86、および経路切換制御部 88 等を機能的に備えている。エンジン制御部 82 は、例えばアクセル操作量 A c c 等の要求駆動力に基づいてエンジントルク等のエンジン 12 の運転状態を制御する。無段変速制御部 84 は、例えば出力回転速度  $N_{out}$  およびアクセル操作量 A c c 等に基づいて予め定められたマップから目標回転速度を算出し、入力回転速度  $N_{in}$  ( $N_t$ ) がその目標回転速度となるようにベルト式無段変速機 24 の変速制御を行なう。

40

#### 【0042】

前後進切換制御部 86 および経路切換制御部 88 は、例えば図 3 のフローチャートのステップ F1 ~ F10（以下、単に F1 ~ F10 という）に従って信号処理を実行する。F1 ~ F3、および F8 ~ F10 は前後進切換制御部 86 に相当し、F4 ~ F7 は経路切換

50

制御部 88 に相当する。

【0043】

図3のF1では、前進走行か否かをシフトレバー90の操作位置Psh等により判断し、前進走行の場合はF2以下を実行する。F2では、2方向クラッチ50を正噛合い状態とすべくTWC切替用アクチュエータ52を制御し、次のF3では前後進切替装置26の前進用クラッチC1を係合させるように油圧作動制御部72を制御する。このように2方向クラッチ50が正噛合い状態とされ且つ前進用クラッチC1が係合させられると、第1動力伝達経路TP1により動力伝達する前進走行用の第1経路伝達状態が成立させられ、エンジン12の出力が入力軸22から第1動力伝達経路TP1を経て出力軸30へ伝達され、更に減速歯車装置32および差動歯車装置18を経て左右の前輪20L、20Rに伝達されることにより、車両が前進走行させられる。この前進走行時には、アクセルOFFの減速走行時に2方向クラッチ50を逆噛合い状態に切り換えることにより、2方向クラッチ50が正回転の被駆動状態になってエンジンブレーキを効かせることができる。

10

【0044】

F4では、第1動力伝達経路TP1から第2動力伝達経路TP2に切り換える12経路切替条件を満足するか否かを判断し、12経路切替条件を満足する場合は、F5~F7を実行して第1動力伝達経路TP1により動力伝達する第1経路伝達状態から第2動力伝達経路TP2により動力伝達する第2経路伝達状態に切り換える。12経路切替条件は、例えば車速V(Nout)やアクセル操作量Acc等の運転状態をパラメータとして予め定められており、本実施例では車両発進時や高負荷走行時に第1動力伝達経路TP1が用いられ、車速Vの上昇や要求駆動力の減少などに伴って第2動力伝達経路TP2に切り換えられるように定められている。

20

【0045】

12経路切替条件を満足した場合に実行するF5では、無段変速制御部84に対してベルト式無段変速機24の変速指令を出力し、ここでは第2動力伝達経路TP2の変速比2が最大変速比2maxになるように変速させる。次のF6では、第2経路断接クラッチC2を係合させるように油圧作動制御部72を制御する。第2動力伝達経路TP2の最大変速比2maxは第1動力伝達経路TP1の変速比1よりも小さいためアップ変速になり、出力回転速度Noutに対して相対的に入力回転速度Nin(=Nt)が低下させられるため、正噛合い状態の2方向クラッチ50は、出力側の外輪102が内輪100に対して空転させられるようになる。このため、前進用クラッチC1を係合させたまま、第2経路断接クラッチC2を係合させるだけで、第2動力伝達経路TP2により動力伝達する第2経路伝達状態に切り換えることができる。F7では、前進用クラッチC1を係合状態に維持し、第2動力伝達経路TP2により動力伝達する第2経路伝達時には、遊星歯車装置27の差動を阻止して比較的低回転速度の入力軸22と一体回転させられるようにする。但し、第2経路断接クラッチC2を係合させた後の適当なタイミングで前進用クラッチC1を解放するようにしても良い。また、2方向クラッチ50については、正噛合い状態に維持したままでも良いが、中立状態に切り換えることも可能である。

30

【0046】

一方、前記F1の判断がNO(否定)の場合、すなわち前進走行でない場合はF8を実行する。F8では、後進走行か否かをシフトレバー90の操作位置Psh等により判断し、後進走行の場合はF9以下を実行し、後進走行でない場合はそのまま終了する。F9では、2方向クラッチ50を逆噛合い状態とすべくTWC切替用アクチュエータ52を制御し、次のF10では前後進切替装置26の後進用ブレーキB1を係合させるように油圧作動制御部72を制御する。このように2方向クラッチ50が逆噛合い状態とされ且つ後進用ブレーキB1が係合させられると、第1動力伝達経路TP1により回転方向を逆転させて動力伝達する後進走行用の第1経路伝達状態が成立させられ、エンジン12の出力が入力軸22から第1動力伝達経路TP1を経て出力軸30へ伝達され、更に減速歯車装置32および差動歯車装置18を経て左右の前輪20L、20Rに伝達されることにより、車両が後進走行させられる。この後進走行時には、アクセルOFFの減速走行時に2方

40

50

向クラッチ 50 を正噛合い状態に切り換えることにより、2 方向クラッチ 50 が逆回転の被駆動状態になってエンジンプレーキを効かせることができる。

【0047】

このように本実施例の車両用動力伝達装置 10 においては、第 1 動力伝達経路 TP1 に前後進切換装置 26 と直列に設けられる噛合い式伝達装置として、前進走行時の回転方向である正回転の駆動可能で且つ被駆動不能な正噛合い状態、および後進走行時の回転方向である逆回転の駆動可能で且つ被駆動不能な逆噛合い状態の、2 つの噛合い状態を取り得る 2 方向クラッチ 50 が用いられているため、従来同期噛合いクラッチと同様に、前後進共に第 1 動力伝達経路 TP1 により入力軸 22 から出力軸 30 へ動力伝達して走行することが可能である。

10

【0048】

一方、前進走行時に第 1 動力伝達経路 TP1 から第 2 動力伝達経路 TP2 へ切り換える経路切換においては、前進用クラッチ C1 が係合させられ且つ 2 方向クラッチ 50 が正噛合い状態とされた第 1 経路伝達状態において、第 2 経路断接クラッチ C2 を係合させるだけで、2 方向クラッチ 50 を正噛合い状態のまま空転状態として第 1 経路伝達状態よりも変速比が小さい第 2 経路伝達状態に切り換えることができる。すなわち、一方向クラッチを用いた場合と同様の切換制御が可能となり、ショックを抑制しつつ容易に経路切換を行なうことができる。

【0049】

また、第 2 経路伝達状態では、ベルト式無段変速機 24 の変速比 2 が小さい高速走行時においても、2 方向クラッチ 50 が空転させられることにより、遊星歯車装置 27 の強制的な差動回転が防止されて耐久性が向上する。特に、本実施例では、第 2 経路伝達時に前進用クラッチ C1 を係合状態に維持し、遊星歯車装置 27 を比較的低回転速度の入力軸 22 と一体回転させるため、その遊星歯車装置 27 の差動回転が阻止されて耐久性が一層向上する。

20

【0050】

また、2 方向クラッチ 50 は、一般にシンクロ機構付きの同期噛合いクラッチに比べて構造が簡単で安価であり、耐久性にも優れていることから、車両用動力伝達装置 10 のコストを低減できる。

【0051】

また、正逆 2 つの噛合い状態を電磁力で切り換えることができる電気制御式の 2 方向クラッチ 50 が用いられているため、従来のように油圧式の同期噛合いクラッチを用いる場合に比較して応答性が優れ、噛合い状態の切換制御を容易に高い応答性で行なうことができるとともに、油圧発生による効率（燃費など）の低下が抑制される。また、正逆 2 つの噛合い状態に保持できることから、正噛合い状態では逆回転の駆動不能で且つ被駆動可能となり、逆噛合い状態では正回転の駆動不能で且つ被駆動可能となるため、前進走行時および後進走行時共に、必要に応じて噛合い状態を切り換えることによりエンジンプレーキを効かせることができる。

30

【0052】

また、2 方向クラッチ 50 は、正逆 2 つの噛合い状態の他に、正回転および逆回転の駆動および被駆動を何れも不能とする中立状態に切り換えることができるため、動力伝達を完全に遮断することが可能であり、例えば急ブレーキ時等に動力伝達を速やかに遮断することができるなど、動力伝達状態の制御の幅が広がる。

40

【0053】

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前記実施例と実質的に共通する部分には同一の符号を付して詳しい説明を省略する。

【0054】

図 5 ~ 図 21 は、図 1 の車両用動力伝達装置 10 に比較して前後進切換装置 26、第 2 経路断接クラッチ C2、および 2 方向クラッチ 50 の配設位置、すなわち第 1 軸線 S1 ~ 第 3 軸線 S3 に対する配設位置が異なる場合で、何れも図 1 に対応する骨子図である。図

50

4 は、図 5 ~ 図 21 の実施例における前後進切換装置 26、第 2 経路断接クラッチ C2、および 2 方向クラッチ 50 の第 1 軸線 S1 ~ 第 3 軸線 S3 に対する配設位置を、図 1 の実施例と比較してまとめて示した図である。

【0055】

図 5 の車両用動力伝達装置 200 の自動変速装置 202 は、前記車両用動力伝達装置 10 に比較して、第 3 軸線 S3 上の小径ギヤ 48 がカウンタ軸 44 に直接連結され、2 方向クラッチ 50 が第 1 軸線 S1 上に配設されている点が相違する。2 方向クラッチ 50 は、前後進切換装置 26 の出力回転要素であるサンギヤ 27s と小径ギヤ 42 との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。なお、前後進切換装置 26 の入力回転要素であるキャリア 27c と入力軸 22 との間に 2 方向クラッチ 50 を設けることもできる。

10

【0056】

図 6 の車両用動力伝達装置 210 の自動変速装置 212 は、前記車両用動力伝達装置 10 に比較して、第 3 軸線 S3 上の小径ギヤ 48 がカウンタ軸 44 に直接連結され、2 方向クラッチ 50 が第 2 軸線 S2 上に配設されている点が相違する。2 方向クラッチ 50 は、大径ギヤ 58 と出力軸 30 との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。なお、この実施例では、第 2 経路断接クラッチ C2 がプーリ回転軸 62 と出力軸 30 との間を断接するように設けられている。他の実施例でも、状況に応じてプーリ回転軸 62 と出力軸 30 との間に第 2 経路断接クラッチ C2 が設けられる。

20

【0057】

図 7 の車両用動力伝達装置 220 の自動変速装置 222 は、前記車両用動力伝達装置 10 に比較して、第 2 軸線 S2 上の出力軸 30 がセカンダリプーリ 64 に直接連結され、第 2 経路断接クラッチ C2 が第 1 軸線 S1 上に配設されている点が相違する。入力軸 22 に対して CVT 入力軸 23 が別個に設けられており、それ等の入力軸 22 と CVT 入力軸 23 との間に第 2 経路断接クラッチ C2 が設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。

【0058】

図 8 の車両用動力伝達装置 230 の自動変速装置 232 は、図 7 の車両用動力伝達装置 220 に比較して、第 3 軸線 S3 上の小径ギヤ 48 がカウンタ軸 44 に直接連結され、2 方向クラッチ 50 が第 1 軸線 S1 上に配設されている点が相違する。2 方向クラッチ 50 は、前後進切換装置 26 の出力回転要素であるサンギヤ 27s と小径ギヤ 42 との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。なお、前後進切換装置 26 の入力回転要素であるキャリア 27c と入力軸 22 との間に 2 方向クラッチ 50 を設けることもできる。

30

【0059】

図 9 の車両用動力伝達装置 240 の自動変速装置 242 は、図 7 の車両用動力伝達装置 220 に比較して、第 3 軸線 S3 上の小径ギヤ 48 がカウンタ軸 44 に直接連結され、2 方向クラッチ 50 が第 2 軸線 S2 上に配設されている点が相違する。2 方向クラッチ 50 は、大径ギヤ 58 と出力軸 30 との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。

40

【0060】

図 10 の車両用動力伝達装置 250 の自動変速装置 252 は、前記車両用動力伝達装置 10 に比較して、第 1 軸線 S1 上の小径ギヤ 42 が入力軸 22 に直接連結され、前後進切換装置 26 が第 2 軸線 S2 上に配設されている点が相違する。前後進切換装置 26 は、大径ギヤ 58 と出力軸 30 との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置 10 と同様の作用効果が得られる。

【0061】

図 11 の車両用動力伝達装置 260 の自動変速装置 262 は、図 10 の車両用動力伝達装置 250 に比較して、第 3 軸線 S3 上の小径ギヤ 48 がカウンタ軸 44 に直接連結され

50

、2方向クラッチ50が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、入力軸22と小径ギヤ42との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

【0062】

図12の車両用動力伝達装置270の自動変速装置272は、図10の車両用動力伝達装置250と比較して、第3軸線S3上の小径ギヤ48がカウンタ軸44に直接連結され、2方向クラッチ50が第2軸線S2上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sと出力軸30との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。なお、前後進切換装置26の入力回転要素であるキャリア27cと大径ギヤ58との間に2方向クラッチ50を設けることもできる。

10

【0063】

図13の車両用動力伝達装置280の自動変速装置282は、図10の車両用動力伝達装置250と比較して、第2軸線S2上の出力軸30がセカンダリプーリ64に直接連結され、第2経路断接クラッチC2が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。入力軸22に対してCVT入力軸23が別個に設けられており、それ等の入力軸22とCVT入力軸23との間に第2経路断接クラッチC2が設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

【0064】

図14の車両用動力伝達装置290の自動変速装置292は、図13の車両用動力伝達装置280と比較して、第3軸線S3上の小径ギヤ48がカウンタ軸44に直接連結され、2方向クラッチ50が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、入力軸22と小径ギヤ42との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

20

【0065】

図15の車両用動力伝達装置300の自動変速装置302は、図13の車両用動力伝達装置280と比較して、第3軸線S3上の小径ギヤ48がカウンタ軸44に直接連結され、2方向クラッチ50が第2軸線S2上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sと出力軸30との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。なお、前後進切換装置26の入力回転要素であるキャリア27cと大径ギヤ58との間に2方向クラッチ50を設けることもできる。

30

【0066】

図16の車両用動力伝達装置310の自動変速装置312は、前記車両用動力伝達装置10と比較して、第1軸線S1上の小径ギヤ42が入力軸22に直接連結され、前後進切換装置26が第3軸線S3上に配設されている点が相違する。前後進切換装置26は、カウンタ軸44と2方向クラッチ50との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。なお、2方向クラッチ50と小径ギヤ48との間に前後進切換装置26を設けることもできる。

【0067】

図17の車両用動力伝達装置320の自動変速装置322は、図16の車両用動力伝達装置310と比較して、第3軸線S3上の前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sが小径ギヤ48に直接連結され、2方向クラッチ50が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、入力軸22と小径ギヤ42との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

40

【0068】

図18の車両用動力伝達装置330の自動変速装置332は、図16の車両用動力伝達装置310と比較して、第3軸線S3上の前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sが小径ギヤ48に直接連結され、2方向クラッチ50が第2軸線S2上に配設

50

されている点が相違する。2方向クラッチ50は、大径ギヤ58と出力軸30との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

【0069】

図19の車両用動力伝達装置340の自動変速装置342は、図16の車両用動力伝達装置310に比較して、第2軸線S2上の出力軸30がセカンダリプーリ64に直接連結され、第2経路断接クラッチC2が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。入力軸22に対してCVT入力軸23が別個に設けられており、それ等の入力軸22とCVT入力軸23との間に第2経路断接クラッチC2が設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

10

【0070】

図20の車両用動力伝達装置350の自動変速装置352は、図19の車両用動力伝達装置340に比較して、第3軸線S3上の前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sが小径ギヤ48に直接連結され、2方向クラッチ50が第1軸線S1上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、入力軸22と小径ギヤ42との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

【0071】

図21の車両用動力伝達装置360の自動変速装置362は、図19の車両用動力伝達装置340に比較して、第3軸線S3上の前後進切換装置26の出力回転要素であるサンギヤ27sが小径ギヤ48に直接連結され、2方向クラッチ50が第2軸線S2上に配設されている点が相違する。2方向クラッチ50は、大径ギヤ58と出力軸30との間に設けられている。この場合も、実質的に前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

20

【0072】

図22は、前記図1に対応する骨子図で、この車両用動力伝達装置400の自動変速装置402は、前記車両用動力伝達装置10に比較して前後進切換装置26の入出力回転要素が相違する。すなわち、この実施例では遊星歯車装置27のサンギヤ27sが入力回転要素で入力軸22に連結され、キャリア27cが出力回転要素で小径ギヤ42に連結されている。この場合も、前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

30

【0073】

図23は、前記図1に対応する骨子図で、この車両用動力伝達装置410の自動変速装置412は、前記車両用動力伝達装置10に比較して、前後進切換装置414がシングルピニオン型の遊星歯車装置416を用いて構成されている点が相違する。すなわち、この前後進切換装置414は、遊星歯車装置416のサンギヤ416sが入力回転要素として用いられて入力軸22に連結され、リングギヤ416rが出力回転要素として用いられて小径ギヤ42に連結されている。また、サンギヤ416sおよびリングギヤ416rは前進用クラッチC1を介して選択的に連結され、キャリア416cは後進用ブレーキB1を介して選択的に回転停止させられるようになっている。そして、前進用クラッチC1が係合させられるとともに後進用ブレーキB1が解放されると、遊星歯車装置416が一体回転させられる直結状態となり、入力軸22と一体的に小径ギヤ42が回転させられる前進用動力伝達状態が成立させられる。また、後進用ブレーキB1が係合させられるとともに前進用クラッチC1が解放されると、小径ギヤ42が入力軸22に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進用動力伝達状態が成立させられる。このような車両用動力伝達装置410においても、第1動力伝達経路TP1に前後進切換装置414と直列に2方向クラッチ50が設けられることにより、前記車両用動力伝達装置10と同様の作用効果が得られる。

40

【0074】

図24は、前記図1に対応する骨子図で、この車両用動力伝達装置420の自動変速装置422は、上記車両用動力伝達装置410に比較して前後進切換装置414の入出力回

50

転要素が相違する。すなわち、この実施例では遊星歯車装置 4 1 6 のリングギヤ 4 1 6 r が入力回転要素で入力軸 2 2 に連結され、サンギヤ 4 1 6 s が出力回転要素で小径ギヤ 4 2 に連結されている。この場合も、前後進切換装置 4 1 4 と直列に 2 方向クラッチ 5 0 が設けられることにより、前記車両用動力伝達装置 1 0 と同様の作用効果が得られる。

【 0 0 7 5 】

図 2 5 は、2 方向クラッチの別の例を説明する断面図である。この 2 方向クラッチ 1 2 0 は、基本的な構造は前記 2 方向クラッチ 5 0 と同じであるが、リテーナ 1 0 4 を移動させるための T W C 切換機構 1 2 2 が相違する。すなわち、この T W C 切換機構 1 2 2 は、内輪 1 0 0 の回転に伴ってリテーナ 1 0 4 が摩擦により機械的にくさび空間 1 0 8 内を移動させられ、内輪 1 0 0 が右回り方向（正回転方向）へ回転させられると(a) の正噛合い状態になり、内輪 1 0 0 が左回り方向（逆回転方向）へ回転させられると(b) の逆噛合い状態になる。すなわち、内輪 1 0 0 の回転方向に応じて噛合い状態が決まり、外輪 1 0 2 の回転に伴って内輪 1 0 0 が被駆動回転させられることはない。したがって、エンジンプレーキを効かせることはできないが、エンジン 1 2 の他にモータジェネレータ等を備えるハイブリッド車両など、エンジンプレーキが必要ない一定の条件下で前記 2 方向クラッチ 5 0 に代えてこの 2 方向クラッチ 1 2 0 を採用することができる。

10

【 0 0 7 6 】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

20

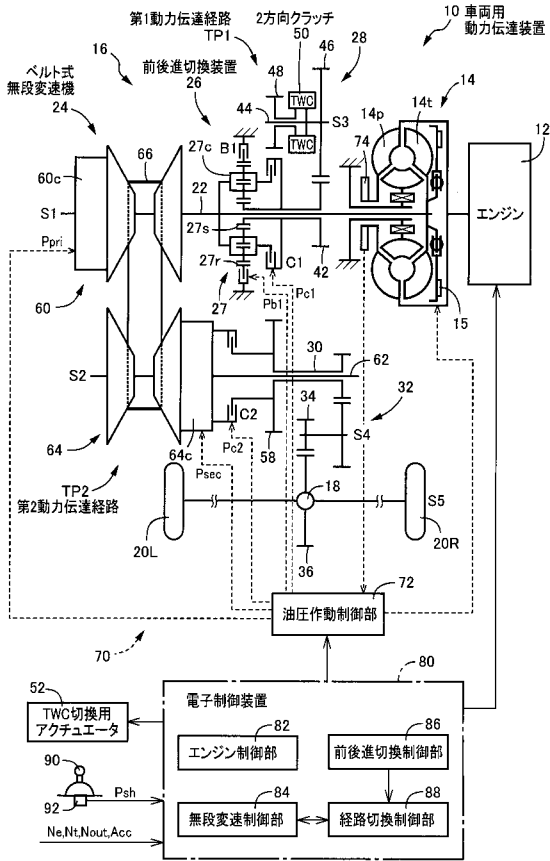
【符号の説明】

【 0 0 7 7 】

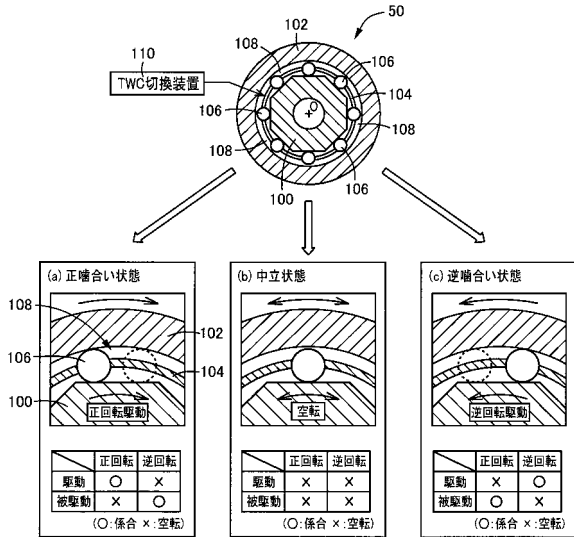
1 0、2 0 0、2 1 0、2 2 0、2 3 0、2 4 0、2 5 0、2 6 0、2 7 0、2 8 0、  
2 9 0、3 0 0、3 1 0、3 2 0、3 3 0、3 4 0、3 5 0、3 6 0、4 0 0、4 1 0、  
4 2 0：車両用動力伝達装置      2 2：入力軸      2 4：ベルト式無段変速機（変速機）  
2 6、4 1 4：前後進切換装置      2 7、4 1 6：遊星歯車装置      3 0：出力軸  
5 0、1 2 0：2 方向クラッチ（噛合い式伝達装置）      8 0：電子制御装置      8 8  
：経路切換制御部      T P 1：第 1 動力伝達経路      T P 2：第 2 動力伝達経路      C 1  
：前進用クラッチ      B 1：後進用ブレーキ      C 2：第 2 経路断接クラッチ（第 2 経路  
断接装置）

30

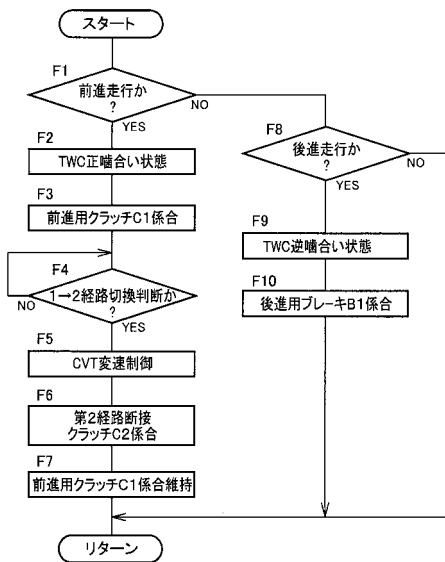
【 図 1 】



【 図 2 】



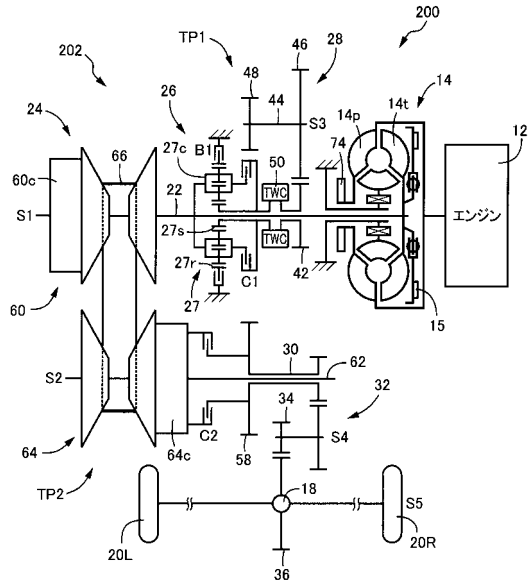
【 図 3 】



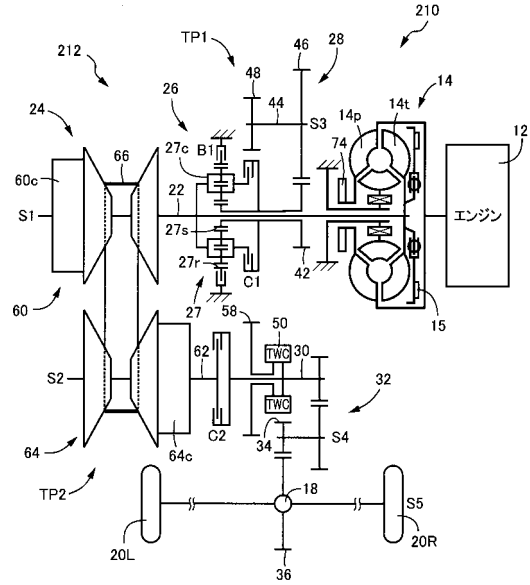
【 図 4 】

図番	前後進切換装置26	第2経路断接クラッチC2	2方向クラッチ50	動力伝達装置の符号
図 1	S1	S2	S3	10
図 5	S1	S2	S1	200
図 6	S1	S2	S2	210
図 7	S1	S1	S3	220
図 8	S1	S1	S1	230
図 9	S1	S1	S2	240
図 10	S2	S2	S3	250
図 11	S2	S2	S1	260
図 12	S2	S2	S2	270
図 13	S2	S1	S3	280
図 14	S2	S1	S1	290
図 15	S2	S1	S2	300
図 16	S3	S2	S3	310
図 17	S3	S2	S1	320
図 18	S3	S2	S2	330
図 19	S3	S1	S3	340
図 20	S3	S1	S1	350
図 21	S3	S1	S2	360

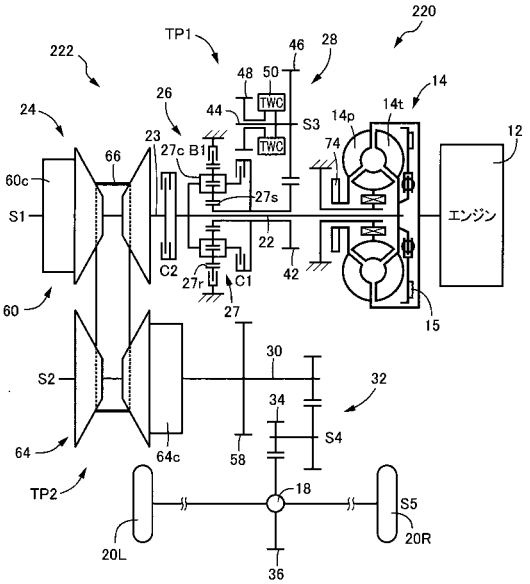
【図5】



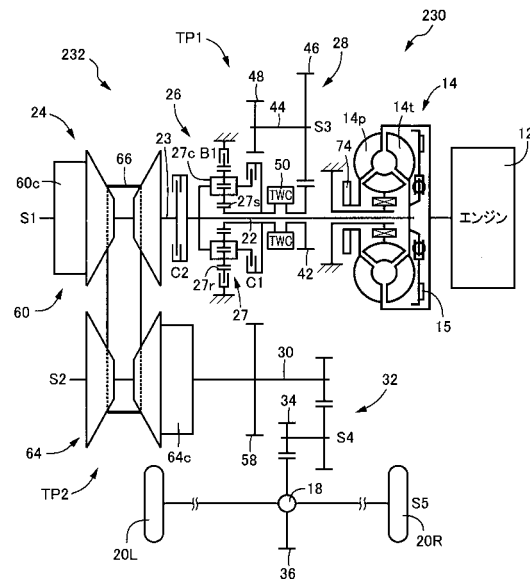
【図6】



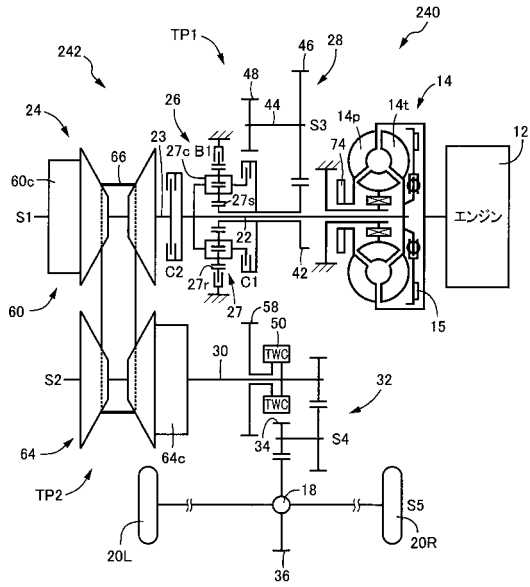
【図7】



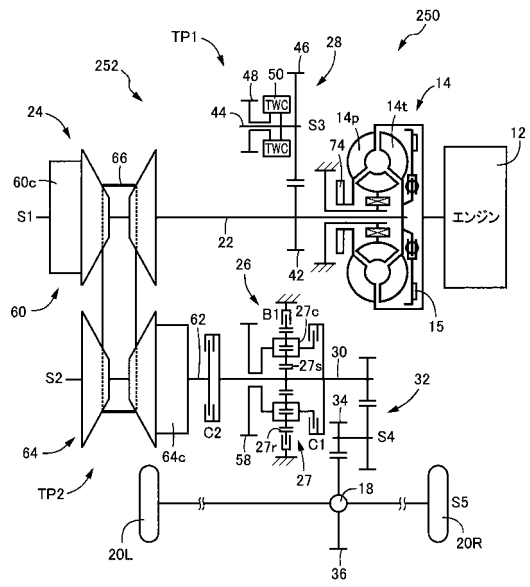
【図8】



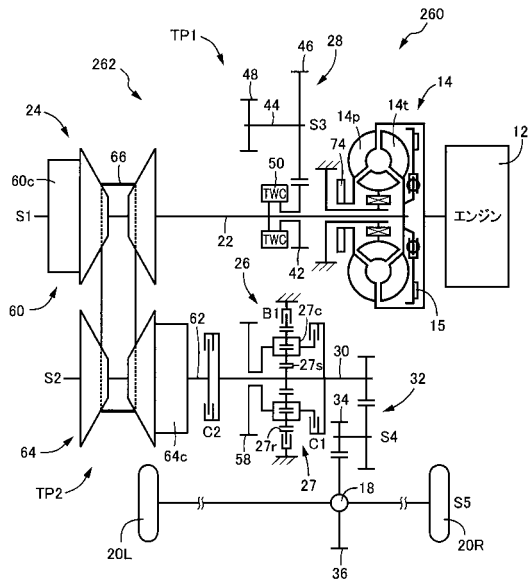
【図 9】



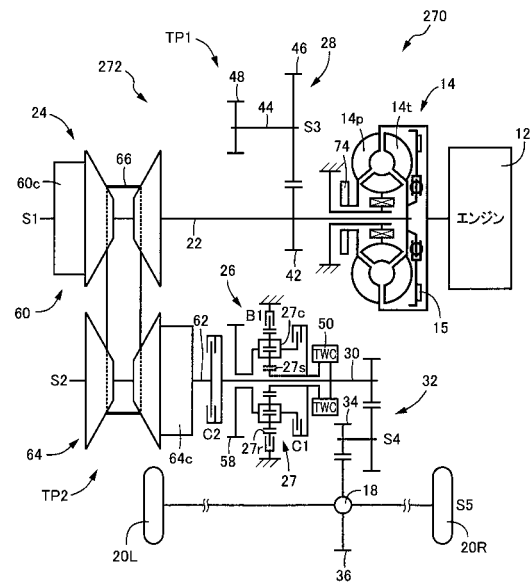
【図 10】



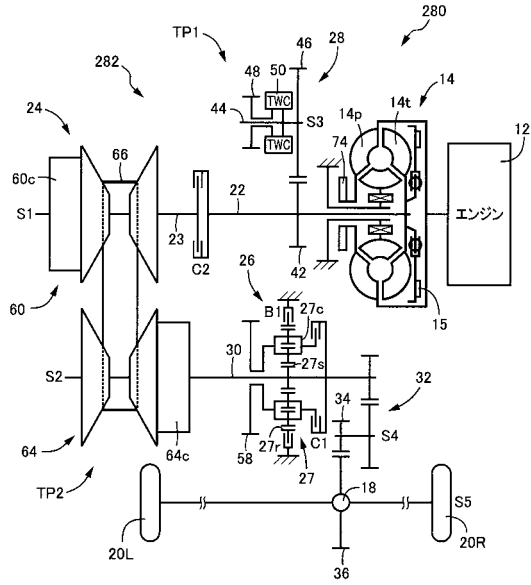
【図 11】



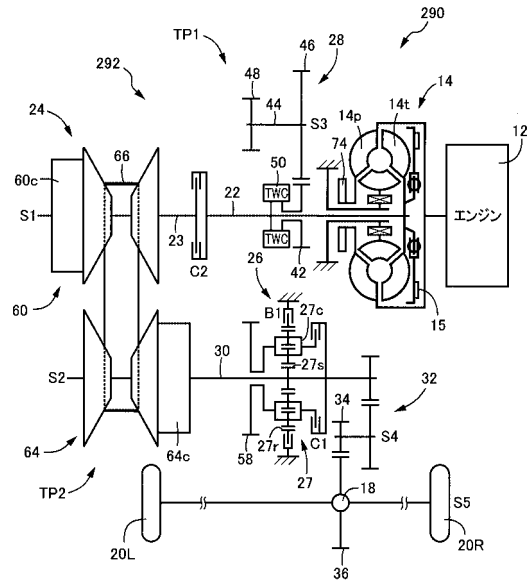
【図 12】



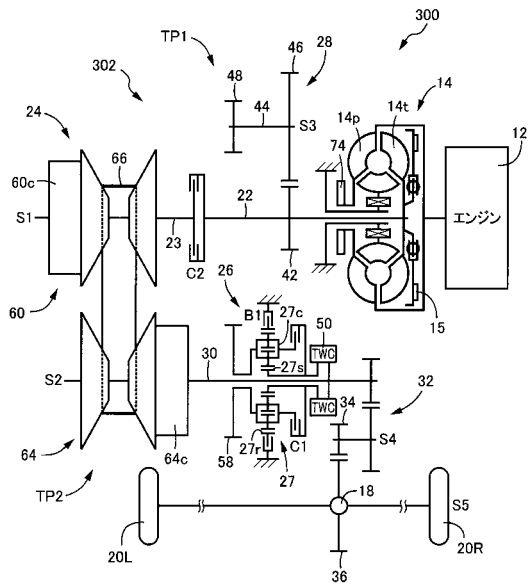
【図 13】



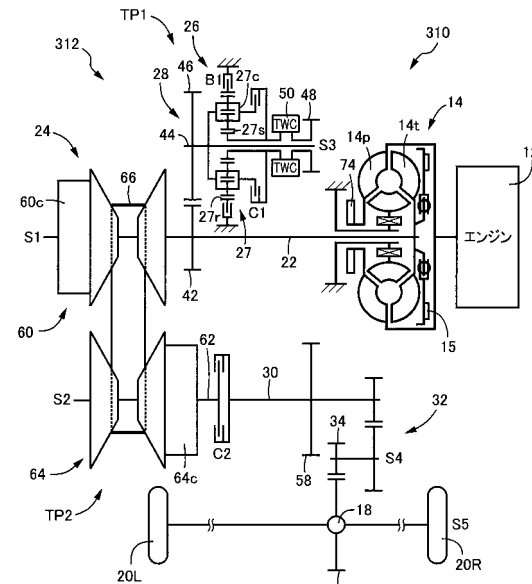
【図 14】



【図 15】

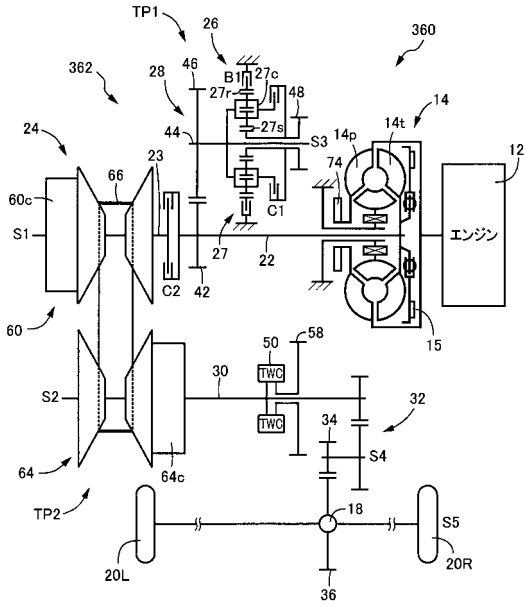


【図 16】

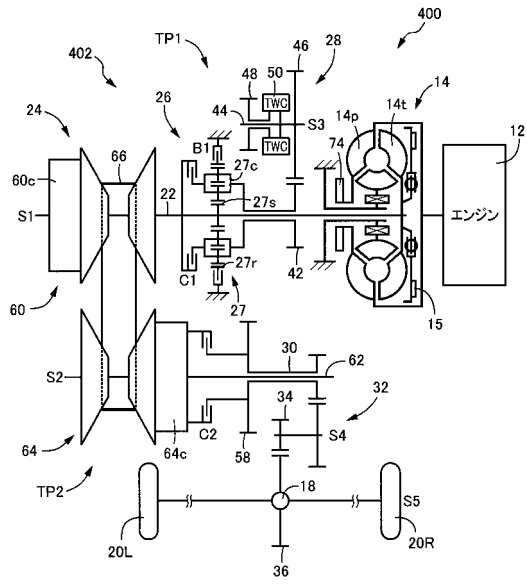




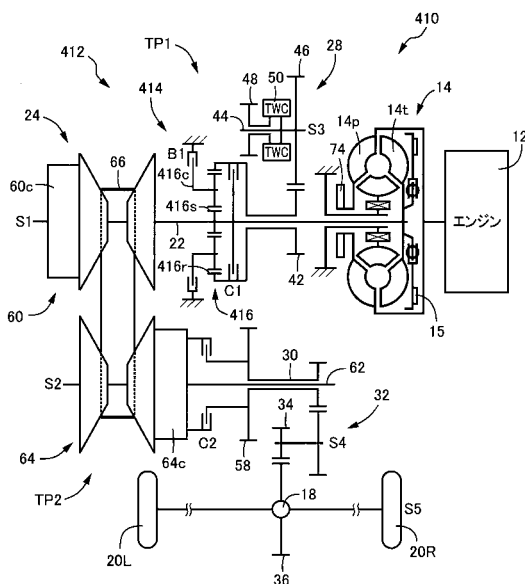
【図 2 1】



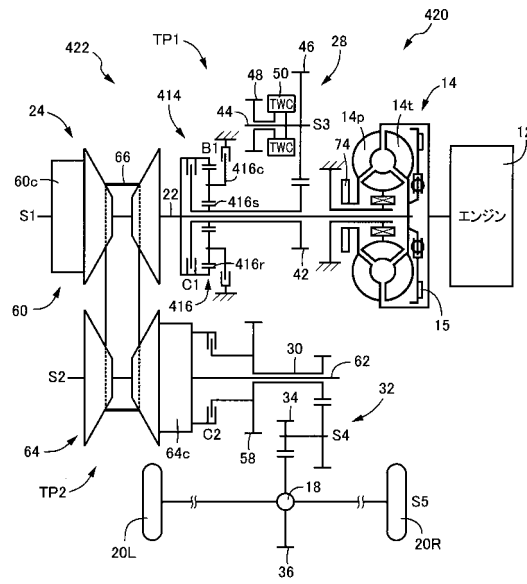
【図 2 2】



【図 2 3】



【図 2 4】





## フロントページの続き

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
<i>F 1 6 D 41/067 (2006.01)</i>	F 1 6 D 41/067	
<i>F 1 6 D 27/118 (2006.01)</i>	F 1 6 D 27/118	
<i>F 1 6 H 3/60 (2006.01)</i>	F 1 6 H 3/60	

(72)発明者 西幸 正明  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 藤川 めぐみ  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 原嶋 照  
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 EA21 EB10 EB13 EB23 EB44 EB54 EB62 EB66 FB05 FC13  
FC16 FC20 FC23 FC33 FC42 FC59 FC64 GA02 HA13 HA26  
HC18  
3J062 AA02 AB01 AB34 AC03 AC04 BA11 BA40 CG03 CG06 CG13  
CG32 CG37 CG55 CG62 CG82  
3J552 MA07 MA12 MA25 MA26 MA30 NA01 NB01 PA02 PA65 RA14  
RA15 SA20 SA26 SA34