

(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2010-36880
(P2010-36880A)

(43) 公開日 平成22年2月18日 (2010.2.18)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 0 W 10/10 (2006.01)	B 6 0 K 6/20 3 5 0	3 J 0 2 8
B 6 0 W 20/00 (2006.01)	B 6 0 K 6/445 Z H V	3 J 5 5 2
B 6 0 K 6/445 (2007.10)	F 1 6 H 63/40	
F 1 6 H 63/40 (2006.01)	F 1 6 H 3/66 A	
F 1 6 H 3/66 (2006.01)	F 1 6 H 3/72 A	
審査請求 未請求 請求項の数 22 O L (全 44 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2008-304719 (P2008-304719)	(71) 出願人	000100768
(22) 出願日	平成20年11月28日 (2008.11.28)		アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(31) 優先権主張番号	特願2008-181955 (P2008-181955)		愛知県安城市藤井町高根10番地
(32) 優先日	平成20年7月11日 (2008.7.11)	(74) 代理人	100107308
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 北村 修一郎
		(72) 発明者	都築 繁男
			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
		(72) 発明者	大嶋 篤哉
			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
		F ターム (参考)	3J028 EB37 EB62 EB63 EB66 FB13
			FC13 FC24 FC63 GA01 HA14
最終頁に続く			

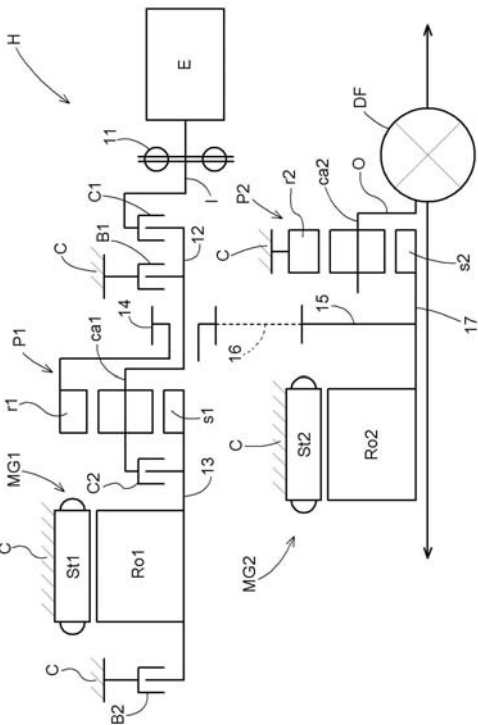
(54) 【発明の名称】 ハイブリッド駆動装置

(57) 【要約】

【課題】装置の大型化や重量増を抑えつつ、広い車速域で十分な駆動力を出力可能であり、更にエネルギー効率を高めることが可能なハイブリッド駆動装置を提供する。

【解決手段】エンジンEに接続された入力部材Iと、車輪Wに接続された出力部材Oと、第一回転電機MG1と、第二回転電機MG2と、入力部材I、出力部材O及び第二回転電機MG2、並びに第一回転電機MG1にそれぞれ接続された3つの回転要素を有する差動歯車装置P1と、を備えたハイブリッド駆動装置であって、入力部材Iの回転を無段階に変速して出力部材O側に伝達する無段変速モードと、第一回転電機MG1の回転駆動力を出力部材Oに伝達するモードであって2つの変速段を切り替え可能に備える第一回転電機駆動モードと、を切り替え可能に備える。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンに接続された入力部材と、車輪に接続された出力部材と、第一回転電機と、第二回転電機と、前記入力部材に接続された回転要素、前記出力部材及び前記第二回転電機に接続された回転要素、並びに前記第一回転電機に接続された回転要素の 3 つの回転要素を有する差動歯車装置と、を備えたハイブリッド駆動装置であって、

前記差動歯車装置の 3 つの回転要素を自由に回転可能な状態とするとともに前記第一回転電機の回転を制御することにより、前記入力部材の回転を無段階に変速して前記出力部材側に伝達する無段変速モードと、

前記第一回転電機の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の 3 つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記第一回転電機の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる 2 つの変速段を切り替え可能に備える第一回転電機駆動モードと、

を切り替え可能に備えたハイブリッド駆動装置。

10

【請求項 2】

前記第一回転電機駆動モードは、

前記入力部材に接続された回転要素の回転を停止させ、前記第一回転電機の回転を変速して前記出力部材側に伝達する第一変速段と、

前記差動歯車装置が一体回転する状態として前記第一回転電機の回転を同速で前記出力部材側に伝達する第二変速段と、

を切り替え可能に備える請求項 1 に記載のハイブリッド駆動装置。

20

【請求項 3】

前記入力部材の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の 3 つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記入力部材の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる 2 つの変速段を切り替え可能に備えるエンジン駆動モードを、切り替え可能に更に備えた請求項 1 又は 2 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 4】

前記エンジン駆動モードは、

前記第一回転電機に接続された回転要素の回転を停止させ、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材側に伝達する第一変速段と、

前記差動歯車装置が一体回転する状態として前記入力部材の回転を同速で前記出力部材側に伝達する第二変速段と、

を切り替え可能に備える請求項 3 に記載のハイブリッド駆動装置。

30

【請求項 5】

前記第二回転電機は、前記無段変速モード及び前記第一回転電機駆動モードの一方又は双方で、回転駆動力を前記出力部材に伝達する請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 6】

前記第二回転電機は、前記エンジン駆動モードで、回転駆動力を前記出力部材に伝達する請求項 3 又は 4 に記載のハイブリッド駆動装置。

40

【請求項 7】

前記第一回転電機を非駆動状態にするとともに、前記第二回転電機の回転駆動力を前記出力部材に伝達する第二回転電機駆動モードを、切り替え可能に更に備えた請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 8】

前記差動歯車装置は、第一回転要素、第二回転要素、及び第三回転要素の 3 つの回転要素を有し、前記第一回転要素が前記第一回転電機に接続され、前記第二回転要素が前記入力部材に接続され、前記第三回転要素が前記出力部材及び前記第二回転電機に接続され、前記第二回転要素を非回転部材に選択的に固定する第一固定装置と、

前記差動歯車装置の任意の 2 つの回転要素を選択的に接続して一体回転させる差動規制

50

装置と、

を備えた請求項 1 又は 2 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 9】

前記差動歯車装置の 3 つの回転要素は、回転速度の順に前記第一回転要素、前記第二回転要素、前記第三回転要素となっている請求項 8 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 10】

前記入力部材と前記第二回転要素とを選択的に分離する分離装置を更に備える請求項 8 又は 9 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 11】

前記第一回転要素を非回転部材に選択的に固定する第二固定装置を更に備える請求項 8 から 10 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 12】

前記第一回転電機駆動モードは、前記第一固定装置が固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で第一変速段が実現され、前記第一固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が接続状態で第二変速段が実現される請求項 8 から 11 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 13】

前記無段変速モードは、前記第一固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で実現される請求項 8 から 12 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 14】

前記入力部材の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の 3 つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記入力部材の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる 2 つの変速段を切り替え可能に備えるエンジン駆動モードを、切り替え可能に更に備え、

前記エンジン駆動モードは、前記第一固定装置が非固定状態、前記第二固定装置が固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で第一変速段が実現され、前記第一固定装置が非固定状態、前記第二固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が接続状態で第二変速段が実現される請求項 11 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 15】

前記第一固定装置は、前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記第二回転要素の負方向回転を阻止するワンウェイクラッチ、のいずれかを有して構成されている請求項 8 から 14 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 16】

前記差動規制装置は、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記噛み合い式係合要素と前記第一回転要素の回転速度が前記第二回転要素の回転速度より速くなることを阻止するワンウェイクラッチとの組み合わせ、のいずれかを有して構成されている請求項 8 から 15 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 17】

前記第二固定装置は、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記噛み合い式係合要素と前記第一回転要素の正方向回転を阻止するワンウェイクラッチとの組み合わせ、のいずれかを有して構成されている請求項 11 又は 14 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 18】

前記第一回転電機及び前記第二回転電機に電力を供給するための蓄電手段が、外部電源

により充電可能に構成された請求項 1 から 17 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 19】

エンジンに接続された入力部材と、車輪に接続された出力部材と、第一回転電機と、第二回転電機と、差動歯車装置と、を備えたハイブリッド駆動装置であって、

前記差動歯車装置は、第一回転要素、第二回転要素、及び第三回転要素の 3 つの回転要素を有し、前記第一回転要素が前記第一回転電機に接続され、前記第二回転要素が前記入力部材に接続され、前記第三回転要素が前記出力部材及び前記第二回転電機に接続され、

前記第二回転要素を非回転部材に選択的に固定する第一固定装置と、

前記差動歯車装置の任意の 2 つの回転要素を選択的に接続して一体回転させる差動規制装置と、

を備えたハイブリッド駆動装置。

【請求項 20】

前記入力部材と前記第二回転要素とを選択的に分離する分離装置を更に備える請求項 19 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 21】

前記第一回転要素を非回転部材に選択的に固定する第二固定装置を更に備える請求項 19 又は 20 に記載のハイブリッド駆動装置。

【請求項 22】

前記差動歯車装置の 3 つの回転要素は、回転速度の順に前記第一回転要素、前記第二回転要素、前記第三回転要素となっている請求項 19 から 21 のいずれか一項に記載のハイブリッド駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンに接続された入力部材と、車輪に接続された出力部材と、第一回転電機と、第二回転電機と、前記入力部材に接続された回転要素、前記出力部材及び前記第二回転電機に接続された回転要素、並びに前記第一回転電機に接続された回転要素の 3 つの回転要素を有する差動歯車装置と、を備えたハイブリッド駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、駆動力源としてエンジンと回転電機とを併用することにより、エンジンの燃費向上及び排出ガスの低減を図ることのできるハイブリッド車両が実用化されている。このようなハイブリッド車両に用いるハイブリッド駆動装置の一例として、例えば、下記の特許文献 1 には、エンジンと、車輪に接続された出力用差動歯車装置と、発電機と、電動機と、遊星歯車装置とを備えた構成が開示されている。このハイブリッド駆動装置では、遊星歯車装置には、サンギヤに発電機が接続され、キャリアにエンジンが接続され、リングギヤにカウンタギヤ機構を介して電動機及び出力用差動歯車装置が接続されている。また、前記カウンタギヤ機構を介して接続される電動機と出力用差動歯車装置とは、一定の回転速度比を保って回転する構成とされている。

【0003】

【特許文献 1】特開平 08-183347 号公報（第 1 図）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかし、エンジンを停止させ、電動機及び発電機の一方又は双方の駆動力により車両を走行させる EV（Electric Vehicle：電動車両）走行を行う場合、上記特許文献 1 に記載されたハイブリッド駆動装置では、通常、発電機は駆動せず、電動機のみを駆動して車両を走行させることになる。この場合、発電機は、電動機の駆動力により回転させられる状態となるため、当該発電機のロータの慣性による影響を受けて車両の加速及び減速の際に

余分に駆動力を消費することになり、エネルギー効率が悪化するという問題がある。また、電動機の回転駆動力のみにより高速走行や大きい加速を可能とするためには、体格の大きい電動機を備えることが必要となり、ハイブリッド駆動装置が大型化や重量増を招くという問題がある。

【0005】

また、エンジンの駆動力を発電機と出力用差動歯車装置側とに分配し、発電機によって発電するとともに出力用差動歯車装置側の電動機により車両の駆動力を補助する走行モードにおいて、特に高車速域において、電動機が発電した電力を用いて発電機を力行させる状態となることがある。この状態では、発電機が発生した回転駆動力の一部が、動力伝達系の下流側（車輪側）にある電動機により発電のために消費されることによる動力循環が発生し、エネルギー効率が悪化するという問題がある。

10

【0006】

本発明は、上記の課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、装置の大型化や重量増を抑えつつ、広い車速域で十分な駆動力を出力可能であり、更にエネルギー効率を高めることが可能なハイブリッド駆動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】

上記目的を達成するための本発明に係る、エンジンに接続された入力部材と、車輪に接続された出力部材と、第一回転電機と、第二回転電機と、前記入力部材に接続された回転要素、前記出力部材及び前記第二回転電機に接続された回転要素、並びに前記第一回転電機に接続された回転要素の3つの回転要素を有する差動歯車装置と、を備えたハイブリッド駆動装置の特徴構成は、前記差動歯車装置の3つの回転要素を自由に回転可能な状態とするとともに前記第一回転電機の回転を制御することにより、前記入力部材の回転を無段階に変速して前記出力部材側に伝達する無段階変速モードと、前記第一回転電機の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記第一回転電機の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる2つの変速段を切り替え可能に備える第一回転電機駆動モードと、を切り替え可能に備えた点にある。

20

【0008】

なお、本願では、「接続」とは、回転の伝達を直接的に行う構造を含むほか、1又は2以上の部材を介して回転の伝達を間接的に行う構造も含む。また、本願では、「回転電機」は、モータ（電動機）、ジェネレータ（発電機）、及び必要に応じてモータ及びジェネレータの双方の機能を果たすモータ・ジェネレータのいずれをも含む概念として用いている。また、本願では、「回転駆動力」はトルクを含む概念として用いている。

30

【0009】

この特徴構成によれば、無段階変速モード及び第一回転電機駆動モードの各モード、並びに第一回転電機駆動モードが2つ備える変速段を、車両の走行状態や車速域に応じて切り替えることにより、様々な車両の走行状態や車速域において、十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。また、このような各モード及び変速段を、単一の差動歯車装置の各回転要素の回転状態を切り替えることで実現しているため、ハイブリッド駆動装置の駆動伝達系を簡略な構成にすることができ、装置の大型化や重量増を抑えることが可能となっている。

40

【0010】

ここで、前記第一回転電機駆動モードは、前記入力部材に接続された回転要素の回転を停止させ、前記第一回転電機の回転を変速して前記出力部材側に伝達する第一変速段と、前記差動歯車装置が一体回転する状態として前記第一回転電機の回転を同速で前記出力部材側に伝達する第二変速段とを切り替え可能に備える構成とすると好適である。

【0011】

この構成によれば、第一回転電機の回転駆動力を主に用いて車両を走行させる第一回転電機駆動モードにおいて、差動歯車装置により第一回転電機の回転を変速して出力部材側

50

に伝達する変速段と、差動歯車装置による変速を行わずに第一回転電機の回転を同速で出力部材側に伝達する変速段とを、車両の要求駆動力に応じて選択して切り替えることができる。したがって、第一回転電機駆動モードを広い車速域に適用することが可能となる。

【0012】

また、前記入力部材の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記入力部材の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる2つの変速段を切り替え可能に備えるエンジン駆動モードを、切り替え可能に更に備えた構成とすると好適である。

【0013】

この構成によれば、上記の無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの各モードに加えて、エンジン駆動モードを、車両の走行状態や車速域に応じて切り替えることができる。更に、エンジン駆動モード及び第一回転電機駆動モードがそれぞれ2つずつ備える変速段を、車両の走行状態や車速域に応じて適切に切り替えることにより、様々な車両の走行状態や車速域において、十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。また、このような各モード及び変速段を、単一の差動歯車装置の各回転要素の回転状態を切り替えることで実現しているため、ハイブリッド駆動装置の駆動伝達系を簡略な構成にすることができ、装置の大型化や重量増を抑えることが可能となっている。

10

【0014】

また、前記エンジン駆動モードは、前記第一回転電機に接続された回転要素の回転を停止させ、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材側に伝達する第一変速段と、前記差動歯車装置が一体回転する状態として前記入力部材の回転を同速で前記出力部材側に伝達する第二変速段とを切り替え可能に備える構成とすると好適である。

20

【0015】

この構成によれば、エンジンの回転駆動力を主に用いて車両を走行させるエンジン駆動モードにおいて、差動歯車装置によりエンジンの回転を変速して出力部材側に伝達する変速段と、差動歯車装置による変速を行わずにエンジンの回転を同速で出力部材側に伝達する変速段とを、車両の要求駆動力に応じて選択して切り替えることができる。したがって、エンジン駆動モードを広い車速域に適用することが可能となる。

【0016】

また、前記第二回転電機は、前記無段変速モード及び前記第一回転電機駆動モードの一方又は双方で、回転駆動力を前記出力部材に伝達する構成とすると好適である。

30

【0017】

この構成によれば、無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの一方又は双方において、差動歯車装置により出力部材側に分配されるエンジンの回転駆動力、又は第一回転電機の回転駆動力に、第二回転電機の駆動力を補助的に加えることにより、車両の要求駆動力に応じて適切な駆動力を出力部材に出力することが可能となる。

【0018】

また、前記第二回転電機は、前記エンジン駆動モードで、回転駆動力を前記出力部材に伝達する構成とすると好適である。

40

【0019】

この構成によれば、エンジン駆動モードにおいて、エンジンの駆動力に第二回転電機の駆動力を補助的に加えることにより、車両の要求駆動力に応じて適切な駆動力を出力部材に出力することが可能となる。

【0020】

また、前記第一回転電機を非駆動状態にするとともに、前記第二回転電機の回転駆動力を前記出力部材に伝達する第二回転電機駆動モードを、切り替え可能に更に備えた構成とすると好適である。

【0021】

この構成によれば、無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの各モードに加えて、

50

更に二回転電機の回転駆動力で車両を走行させる第二回転電機駆動モードに切り替えることが可能である。また、ハイブリッド駆動装置がエンジン駆動モードを備える場合には、無段変速モード、エンジン駆動モード、及び第一回転電機駆動モードの各モードに加えて、更に二回転電機の回転駆動力で車両を走行させる第二回転電機駆動モードに切り替えることが可能である。したがって、車両の走行状態や車速域に応じて上記の各モードを切り替えることにより、十分な駆動力を出力しつつ、更に高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。

【0022】

また、上記の各モードを実現するためのハイブリッド駆動装置の具体的構成として、前記差動歯車装置は、第一回転要素、第二回転要素、及び第三回転要素の3つの回転要素を有し、前記第一回転要素が前記第一回転電機に接続され、前記第二回転要素が前記入力部材に接続され、前記第三回転要素が前記出力部材及び前記第二回転電機に接続され、前記第二回転要素を非回転部材に選択的に固定する第一固定装置と、前記差動歯車装置の任意の2つの回転要素を選択的に接続して一体回転させる差動規制装置と、を備えた構成とする好適である。

10

【0023】

この構成によれば、第一固定装置及び差動規制装置を制御することにより、差動歯車装置の3つの回転要素の回転状態を切り替えて、無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの各モード、並びに第一回転電機駆動モードの各変速段を実現することができる。したがって、この構成によれば、車両の走行状態や車速域に応じて各モード及び各変速段を切り替え、様々な車両の走行状態や車速域において十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能なハイブリッド駆動装置を、簡略な構成で実現することができる。

20

【0024】

また、前記差動歯車装置の3つの回転要素は、回転速度の順に前記第一回転要素、前記第二回転要素、前記第三回転要素となっている好適である。

【0025】

なお本願では、「回転速度の順」は、高速側から低速側に向かう順、又は低速側から高速側に向かう順のいずれかであり、差動歯車装置の回転状態によりいずれともなり得るが、いずれの場合にも回転要素の順は変わらない。

30

【0026】

この構成によれば、無段変速モードにおいては、エンジンに接続された入力部材の回転駆動力を第一回転電機に伝達して発電を行わせつつ、入力部材の回転を無段階に変速し、その回転駆動力を出力部材側に伝達して車両を走行させることができる。またこの際、第一回転電機で発電した電力により第二回転電機を力行させ、その回転駆動力で入力部材からの回転駆動力を補助することができる。また、この構成によれば、第一回転電機駆動モードにおいて、差動規制装置を接続状態とすることにより差動歯車装置が第一回転電機の回転を同速で出力部材側に伝達する直結段を実現でき、第一固定装置を固定状態とすることにより差動歯車装置が第一回転電機の回転を変速して出力部材側に伝達するもう一つの変速段を実現できる。

40

【0027】

また、前記入力部材と前記第二回転要素とを選択的に分離する分離装置を更に備える構成とする好適である。

【0028】

この構成によれば、エンジンの回転駆動力を用いずに第一回転電機及び第二回転電機の一方又は双方の回転駆動力のみにより車両を走行させるモードにおいて、入力部材と差動歯車装置の第二回転要素とを分離することができる。よって、第一回転電機及び第二回転電機の一方又は双方の回転駆動力がエンジンを空転させるために消費されることを防止できる。したがって、このようなエンジンの回転駆動力を用いないモードにおいて、エネルギー効率を高めることが可能となる。

50

【0029】

また、前記第一回転要素を非回転部材に選択的に固定する第二固定装置を更に備える構成とすると好適である。

【0030】

この構成によれば、第一固定装置及び差動規制装置に加えて、更に第二固定装置を制御することにより、差動歯車装置の3つの回転要素の回転状態を切り替えて、無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの各モード、並びに第一回転電機駆動モードの各変速段に加えて、エンジン駆動モード及び当該エンジン駆動モードの各変速段を更に実現することができる。なお、前記差動歯車装置の3つの回転要素が、回転速度の順に前記第一回転要素、前記第二回転要素、前記第三回転要素となっている場合には、エンジン駆動モードにおいて、差動規制装置を接続状態とすることにより差動歯車装置が入力部材の回転を同速で出力部材側に伝達する直結段を実現でき、第二固定装置を固定状態とすることにより差動歯車装置が入力部材の回転を増速して出力部材側に伝達する増速段を実現できる。よって、エンジン駆動モードを中～高車速域に適用することができ、特に高車速域ではエンジン駆動モードの増速段を用いることにより、エンジンの回転速度を低く抑えて走行することができる。従って、エンジンの回転駆動力を用いて高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。

【0031】

上述したハイブリッド駆動装置の具体的構成においては、前記第一回転電機駆動モードは、前記第一固定装置が固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で第一変速段が実現され、前記第一固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が接続状態で第二変速段が実現される。

【0032】

また、前記無段変速モードは、前記第一固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で実現される。

【0033】

また、前記第一回転要素を非回転部材に選択的に固定する第二固定装置を更に備えるとともに、前記入力部材の回転駆動力を前記出力部材に伝達するモードであって、前記差動歯車装置の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、前記入力部材の回転を前記出力部材側に伝達する際の変速比が異なる2つの変速段を切り替え可能に備えるエンジン駆動モードを、切り替え可能に更に備えた場合においては、前記エンジン駆動モードは、前記第一固定装置が非固定状態、前記第二固定装置が固定状態、及び前記差動規制装置が非接続状態で第一変速段が実現され、前記第一固定装置が非固定状態、前記第二固定装置が非固定状態、及び前記差動規制装置が接続状態で第二変速段が実現される。

【0034】

ところで、前記第一固定装置は、例えば、前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記第二回転要素の負方向回転を阻止するワンウェイクラッチ、のいずれかを有して構成されていると好適である。

【0035】

また、前記差動規制装置は、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と前記第二回転要素又はこれと一体回転する回転要素とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記噛み合い式係合要素と前記第一回転要素の回転速度が前記第二回転要素の回転速度より速くなることを阻止するワンウェイクラッチとの組み合わせ、のいずれかを有して構成されていると好適である。

【0036】

また、前記第二固定装置は、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転要素と非回転部材とを摩擦係合させる摩擦係合要素、前記第一回転要素又はこれと一体回転する回転

要素と非回転部材とを噛み合い係合させる噛み合い式係合要素、及び前記噛み合い式係合要素と前記第一回転要素の正方向回転を阻止するワンウェイクラッチとの組み合わせ、のいずれかを有して構成されていると好適である。

【0037】

本発明に係るハイブリッド駆動装置は、2つの変速段を切り替え可能に備える第一回転電機駆動モードを有することにより、エンジンの回転駆動力を用いずに回転電機の回転駆動力のみにより車両を走行させるモードを、比較的広い車速域において実行することが可能となっている。したがって、このハイブリッド駆動装置は、前記第一回転電機及び前記第二回転電機に電力を供給するための蓄電手段が、外部電源により充電可能に構成された、いわゆるプラグインハイブリッド車両の駆動装置として特に適している。

10

【0038】

本発明に係る、エンジンに接続された入力部材と、車輪に接続された出力部材と、第一回転電機と、第二回転電機と、差動歯車装置と、を備えたハイブリッド駆動装置のもう一つの特徴構成は、前記差動歯車装置は、第一回転要素、第二回転要素、及び第三回転要素の3つの回転要素を有し、前記第一回転要素が前記第一回転電機に接続され、前記第二回転要素が前記入力部材に接続され、前記第三回転要素が前記出力部材及び前記第二回転電機に接続され、前記第二回転要素を非回転部材に選択的に固定する第一固定装置と、前記差動歯車装置の任意の2つの回転要素を選択的に接続して一体回転させる差動規制装置と、を備えた点にある。

【0039】

この特徴構成によれば、第一固定装置及び差動規制装置を制御することにより、入力部材の回転を無段階に変速して出力部材側に伝達する無段階変速モードと、第一回転電機の回転駆動力を出力部材に伝達する第一回転電機駆動モードの変速比が異なる2つの変速段と、を実現することができる。したがって、この構成によれば、車両の走行状態や車速域に応じて各モード及び各変速段を切り替え、様々な車両の走行状態や車速域において十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能なハイブリッド駆動装置を実現することができる。また、このような各モード及び変速段を、単一の差動歯車装置の各回転要素の回転状態を切り替えることで実現しているため、ハイブリッド駆動装置の駆動伝達系を簡略な構成にすることができ、装置の大型化や重量増を抑えることが可能となっている。

20

30

【0040】

ここで、前記入力部材と前記第二回転要素とを選択的に分離する分離装置を更に備える構成とすると好適である。

【0041】

この構成によれば、第一回転電機の回転駆動力のみにより車両を走行させる第一回転電機駆動モードにおいて、入力部材と差動歯車装置の第二回転要素とを分離することができる。よって、第一回転電機の回転駆動力がエンジンを空転させるために消費されることを防止できる。したがって、このようなエンジンの回転駆動力を用いない第一回転電機駆動モードにおいて、エネルギー効率を高めることが可能となる。

【0042】

また、前記第一回転要素を非回転部材に選択的に固定する第二固定装置を更に備える構成とすると好適である。

40

【0043】

この構成によれば、上記の無段階変速モードと、第一回転電機駆動モードの2つの変速段に加えて、入力部材の回転駆動力を出力部材に伝達するエンジン駆動モードの変速比が異なる2つの変速段を更に実現することができる。したがって、車両の走行状態や車速域に応じて各モード及び各変速段を切り替え、様々な車両の走行状態や車速域において十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能なハイブリッド駆動装置を実現することができる。

【0044】

50

また、前記差動歯車装置の3つの回転要素は、回転速度の順に前記第一回転要素、前記第二回転要素、前記第三回転要素となっている構成とすると好適である。

【0045】

この構成によれば、無段変速モードにおいては、エンジンに接続された入力部材の回転駆動力を第一回転電機に伝達して発電を行わせつつ、入力部材の回転を無段階に変速し、その回転駆動力を出力部材側に伝達して車両を走行させることができる。またこの際、第一回転電機で発電した電力により第二回転電機を力行させ、その回転駆動力で入力部材からの回転駆動力を補助することができる。また、この構成によれば、第一回転電機駆動モードにおいて、差動規制装置を接続状態とすることにより差動歯車装置が第一回転電機の回転を同速で出力部材側に伝達する直結段を実現でき、第一固定装置を固定状態とすることにより差動歯車装置が第一回転電機の回転を変速して出力部材側に伝達するもう一つの変速段を実現できる。また、この構成によれば、第二固定装置を更に備え、エンジン駆動モードを更に切り替え可能に備える場合において、差動規制装置を接続状態とすることにより差動歯車装置が入力部材の回転を同速で出力部材側に伝達する直結段を実現でき、第二固定装置を固定状態とすることにより差動歯車装置が入力部材の回転を増速して出力部材側に伝達する増速段を実現できる。したがって、エンジン駆動モードを中～高車速域に適用することができ、特に高車速域ではエンジン駆動モードの増速段を用いることにより、エンジンの回転速度を低く抑えて走行することができるので、エンジンの回転駆動力を用いて高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0046】

1. 第一の実施形態

まず、本発明の第一の実施形態について図面に基づいて説明する。図1は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hの構成を示すスケルトン図である。なお、この図1は、軸対称の構成を一部省略して示している。図2は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hのシステム構成を示す模式図である。なお、図2において、実線の矢印は各種情報の伝達経路を示し、破線は電力の伝達経路を示し、白抜き矢印は油圧の伝達経路を示している。

【0047】

図1に示すように、このハイブリッド駆動装置Hは、エンジンEに接続された入力軸Iと、出力用差動歯車装置DFを介して車輪W（図2参照）に接続された出力部材Oと、第一モータ・ジェネレータMG1と、第二モータ・ジェネレータMG2と、第一遊星歯車装置P1とを備えている。ここで、第一遊星歯車装置P1は、入力軸Iに接続された回転要素、出力部材O及び第二モータ・ジェネレータMG2に接続された回転要素、並びに第一モータ・ジェネレータMG1に接続された回転要素の3つの回転要素を有している。そして、このハイブリッド駆動装置Hは、第一遊星歯車装置P1の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、複数のモード及び各モードが備える変速段を切り替え可能に備えている。なお、本実施形態においては、第二モータ・ジェネレータMG2は、伝動チェーン16を介して第一遊星歯車装置P1の一つの回転要素と接続され、減速装置として機能する第二遊星歯車装置P2を介して出力部材Oと接続されている。また、ハイブリッド駆動装置Hの各構成は、車体に固定される非回転部材としての駆動装置ケースC（以下、単に「ケースC」という。）内に収納されている。本実施形態においては、第一モータ・ジェネレータMG1が本発明における「第一回転電機」に相当し、第二モータ・ジェネレータMG2が本発明における「第二回転電機」に相当する。また、入力軸Iが本発明における「入力部材」に相当し、第一遊星歯車装置P1が本発明における「差動歯車装置」に相当する。

【0048】

1-1. ハイブリッド駆動装置の機械的構成

まず、ハイブリッド駆動装置Hの各部の機械的構成について説明する。図1に示すように、入力軸Iは、エンジンEに接続されている。ここで、エンジンEは、燃料の燃焼によ

り駆動される内燃機関であり、例えば、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンなどの公知の各種エンジンを用いることができる。本例では、入力軸 I は、ダンパ 11 を介してエンジン E のクランクシャフト等の出力回転軸に接続されている。なお、入力軸 I が、エンジン E の出力回転軸と一体的に接続され、或いはクラッチ等の他の部材を介して接続された構成としても好適である。なお、本実施形態においては、入力軸 I はエンジン E の出力回転軸と一体的に回転するため、入力軸 I の回転はエンジン E の回転と同じであり、入力軸 I の回転駆動力（トルク）はエンジン E の回転駆動力（トルク）と同じである。したがって、以下では、特に区別する必要がある場合を除き、適宜、入力軸 I 及びエンジン E の回転を単にエンジン E の回転と呼び、入力軸 I 及びエンジン E の回転駆動力（トルク）を単にエンジン E の回転駆動力（トルク）と呼ぶ。

10

【0049】

出力部材 O は、出力用差動歯車装置 D F を介して車輪 W（図 2 参照）に回転駆動力を伝達可能に接続されている。本例では、出力部材 O は、出力用差動歯車装置 D F のデフケースと第二遊星歯車装置 P 2 のキャリア c a 2 とを連結し、これらと一体回転する部材により構成されている。なお、出力部材 O は、出力用差動歯車装置 D F のデフケース及び第二遊星歯車装置 P 2 のキャリア c a 2 の一方又は双方と一体的に形成された部材としても良いし、或いはこれらと別部材として構成されていても良い。本実施形態においては、入力軸 I と出力部材 O とは異なる軸上に配置されている。すなわち、このハイブリッド駆動装置 H は、エンジン E、第一遊星歯車装置 P 1、及び第一モータ・ジェネレータ M G 1 が、入力軸 I と同軸の第一軸上に配置され、第二モータ・ジェネレータ M G 2、第二遊星歯車装置 P 2、及び出力用差動歯車装置 D F が、出力部材 O と同軸の第二軸上に配置された 2 軸構成となっている。

20

【0050】

図 1 に示すように、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、ケース C に固定されたステータ S t 1 と、このステータ S t 1 の径方向内側に回転自在に支持されたロータ R o 1 と、を有している。この第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1 は、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 と一体回転するように接続されている。また、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、ケース C に固定されたステータ S t 2 と、このステータ S t 2 の径方向内側に回転自在に支持されたロータ R o 2 と、を有している。この第二モータ・ジェネレータ M G 2 のロータ R o 2 は、第二遊星歯車装置 P 2 のサンギヤ s 2 と一体回転するように接続されている。第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、図 2 に示すように、それぞれインバータ 22 a、22 b を介してバッテリー 21 に電氣的に接続されている。そして、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、それぞれ電力の供給を受けて動力を発生するモータ（電動機）としての機能と、動力の供給を受けて電力を発生するジェネレータ（発電機）としての機能を果たすことが可能とされている。

30

【0051】

ここで、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 に電力を供給するバッテリー 21 は、家庭用電源等の外部電源により充電可能に構成されている。すなわち、図示は省略するが、バッテリー 21 は、外部電源に接続されるコネクタや、外部電源が交流電源である場合には直流に変換するインバータ等の構成に電氣的に接続され、外部電源によって充電される構成となっている。これにより、ハイブリッド駆動装置 H は、プラグインハイブリッド車両の駆動装置として構成されている。なお、バッテリー 21 は、蓄電手段の一例であり、キャパシタなどの他の蓄電手段を用い、或いは複数種類の蓄電手段を併用することも可能である。

40

【0052】

後述するように、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、それぞれ回転方向と回転駆動力の向きとの関係に応じてジェネレータ及びモータのいずれか一方として機能する。そして、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、ジェネレータとして機能する場合には、発電した電力をバッテ

50

リ 2 1 に供給して充電し、或いは当該電力をモータとして機能する他方のモータ・ジェネレータ M G 1、M G 2 に供給して力行させる。また、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、モータとして機能する場合には、バッテリー 2 1 に充電され、或いはジェネレータとして機能する他方のモータ・ジェネレータ M G 1、M G 2 により発電された電力の供給を受けて力行する。そして、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の動作制御は、主制御ユニット 3 1 からの制御指令に従って M G 1 制御ユニット 3 3 及びインバータ 2 2 a を介して行われ、第二モータ・ジェネレータ M G 2 の動作制御は、主制御ユニット 3 1 からの制御指令に従って M G 2 制御ユニット 3 4 及びインバータ 2 2 b を介して行われる。

【0053】

本実施形態においては、図 1 に示すように、第一遊星歯車装置 P 1 は、入力軸 I と同軸状に配置されたシングルピニオン型の遊星歯車機構である。すなわち、第一遊星歯車装置 P 1 は、複数のピニオンギヤを支持するキャリア c a 1 と、前記ピニオンギヤにそれぞれ噛み合うサンギヤ s 1 及びリングギヤ r 1 とを回転要素として有している。サンギヤ s 1 は、第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1 の回転軸である第一ロータ軸 1 3 と一体回転するように接続されている。キャリア c a 1 は、中間軸 1 2 と一体回転するように接続されている。リングギヤ r 1 は、駆動歯車 1 4 と一体回転するように接続されている。このように、差動歯車装置としての第一遊星歯車装置 P 1 は 3 つの回転要素を有しており、本実施形態においては、サンギヤ s 1、キャリア c a 1、及びリングギヤ r 1 が、それぞれ本発明における「第一回転要素」、「第二回転要素」、及び「第三回転要素」に相当する。なお、この第一遊星歯車装置 P 1 では、3 つの回転要素は、回転速度の順にサンギヤ s 1（第一回転要素）、キャリア c a 1（第二回転要素）、及びリングギヤ r 1（第三回転要素）となっている。

【0054】

第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1、第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1、及び第一ロータ軸 1 3 は、第二ブレーキ B 2 によりケース C に選択的に固定される。第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 及び中間軸 1 2 は、第一ブレーキ B 1 によりケース C に選択的に固定されるとともに、第一クラッチ C 1 を介して入力軸 I に選択的に接続される。言い換えれば、第一クラッチ C 1 は、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 及び中間軸 1 2 と入力軸 I とを選択的に分離するように機能する。すなわち、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 及び中間軸 1 2 は、第一クラッチ C 1 の係合状態では入力軸 I と一体回転するように接続され、第一クラッチ C 1 の解放状態では入力軸 I から分離される。また、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1、第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1、及び第一ロータ軸 1 3 と、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 及び中間軸 1 2 とは、第二クラッチ C 2 を介して選択的に接続される。言い換えれば、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 とキャリア c a 1 とは、第二クラッチ C 2 の係合状態では、互いに一体回転するように接続される。本実施形態においては、第一ブレーキ B 1 が本発明における「第一固定装置」に相当し、第二ブレーキ B 2 が本発明における「第二固定装置」に相当する。また、第一クラッチ C 1 が本発明における「分離装置」に相当し、第二クラッチ C 2 が本発明における「差動規制装置」に相当する。

【0055】

本実施形態においては、第一固定装置、第二固定装置、分離装置、及び差動規制装置は、いずれも摩擦係合要素としてのブレーキ又はクラッチにより構成されている。すなわち、第二固定装置としての第二ブレーキ B 2 は、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 と一体回転する第一ロータ軸 1 3 とケース C とを摩擦係合させる。第一固定装置としての第一ブレーキ B 1 は、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 と一体回転する中間軸 1 2 とケース C とを摩擦係合させる。分離装置としての第一クラッチ C 1 は、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 と一体回転する中間軸 1 2 と入力軸 I とを摩擦係合させる。差動規制装置としての第二クラッチ C 2 は、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 と一体回転する第一ロータ軸 1 3 とキャリア c a 1 とを摩擦係合させる。これらの摩擦係合要素としては

、いずれも油圧により動作する多板式クラッチや多板式ブレーキを用いることができる。図2に示すように、これらの摩擦係合要素B1、B2、C1、C2へは、主制御ユニット31からの制御指令により動作する油圧制御装置35から油圧が供給され、この油圧により、各摩擦係合要素B1、B2、C1、C2の係合又は解放が制御される。本実施形態においては、第一ブレーキB1及び第二ブレーキB2については、係合状態が第一固定装置及び第二固定装置の固定状態に相当し、解放（係合解除）状態が第一固定装置及び第二固定装置の非固定状態に相当する。また、第一クラッチC1及び第二クラッチC2については、係合状態が分離装置及び差動規制装置の接続状態に相当し、解放（係合解除）状態が分離装置及び差動規制装置の非接続状態に相当する。

【0056】

また、第二遊星歯車装置P2は、出力部材Oと同軸状に配置されたシングルピニオン型の遊星歯車機構である。すなわち、第二遊星歯車装置P2は、複数のピニオンギヤを支持するキャリアca2と、前記ピニオンギヤにそれぞれ噛み合うサンギヤs2及びリングギヤr2とを回転要素として有している。サンギヤs2は、第二モータ・ジェネレータMG2のロータRo2の回転軸である第二ロータ軸17と一体回転するように接続されている。キャリアca2は、出力部材O及び出力用差動歯車装置DFのデフケースと一体回転するように接続されている。リングギヤr2は、ケースCに固定されている。これにより、第二遊星歯車装置P2は、第二ロータ軸17の回転速度を一定の減速比で減速してキャリアca2から出力し、出力部材O及び出力用差動歯車装置DFのデフケースに伝達する減速装置として機能する。

【0057】

ところで、第二ロータ軸17には、従動歯車15が一体回転するように固定されている。そして、第一遊星歯車装置P1のリングギヤr1と一体回転する駆動歯車14と、この従動歯車15とをつなぐように、伝動チェーン16が巻回されている。これにより、駆動歯車14と従動歯車15とは、伝動チェーン16を介して駆動力を伝達可能に接続されている。ここで、従動歯車15は駆動歯車14よりも大径とされている。したがって、第一遊星歯車装置P1のリングギヤr1及び駆動歯車14の回転は、駆動歯車14、伝動チェーン16、及び従動歯車15を介して減速されて第二ロータ軸17に伝達される。言い換えれば、第二遊星歯車装置P2のサンギヤs2、第二モータ・ジェネレータMG2のロータRo2、及び第二ロータ軸17の回転は、従動歯車15、伝動チェーン16、及び駆動歯車14を介して増速されて第一遊星歯車装置P1のリングギヤr1に伝達される。

【0058】

1-2. ハイブリッド駆動装置の制御システムの構成

図2に示すように、ハイブリッド駆動装置Hは、装置の各部を制御するための主制御ユニット31を備えている。主制御ユニット31は、エンジン制御ユニット32、MG1制御ユニット33、MG2制御ユニット34、及び油圧制御装置35との間で、相互に情報伝達が可能な状態で接続されている。エンジン制御ユニット32は、エンジンEの各部を制御することにより、エンジンEが所望の回転速度やトルクを出力するように制御する。MG1制御ユニット33は、インバータ22aを制御することにより、第一モータ・ジェネレータMG1が所望の回転速度やトルクを出力するように制御する。MG2制御ユニット34は、インバータ22bを制御することにより、第二モータ・ジェネレータMG2が所望の回転速度やトルクを出力するように制御する。油圧制御装置35は、図示しないオイルポンプから供給される油圧を調整し、各摩擦係合要素B1、B2、C1、C2に分配供給することにより、各摩擦係合要素B1、B2、C1、C2の係合又は解放を制御する。このような各摩擦係合要素B1、B2、C1、C2の係合又は解放は、主制御ユニット31からの制御指令に基づいて行われる。

【0059】

また、主制御ユニット31は、ハイブリッド駆動装置Hを搭載する車両の各部の情報を取得するために、車両の各部に設けられたセンサ等からの情報を取得可能に構成されている。図示の例では、主制御ユニット31は、バッテリー状態検出センサSe1、車速センサ

S e 2、アクセル操作検出センサ S e 3、及びブレーキ操作検出センサ S e 4からの情報を取得可能に構成されている。バッテリー状態検出センサ S e 1は、バッテリー 2 1の充電量等の状態を検出するためのセンサであり、例えば電圧センサや電流センサ等により構成される。車速センサ S e 2は、車速を検出するために出力部材 Oの回転速度を検出するためのセンサである。アクセル操作検出センサ S e 3は、アクセルペダル 2 3の操作量を検出するためのセンサである。ブレーキ操作検出センサ S e 4は、図示しないホイールブレーキに連動するブレーキペダル 2 4の操作量を検出するためのセンサである。

【0060】

主制御ユニット 3 1は、各センサ S e 1～S e 4で取得される情報を用いて、後述する複数のモード及び各モードが備える変速段の選択を行う。そして、主制御ユニット 3 1は、油圧制御装置 3 5を介して、第一クラッチ C 1、第二クラッチ C 2、第一ブレーキ B 1、及び第二ブレーキ B 2の係合状態を制御することにより、モード及び変速段の切り替えを行う。また、主制御ユニット 3 1は、エンジン制御ユニット 3 2、MG 1制御ユニット 3 3、及びMG 2制御ユニット 3 4を介して、エンジン E、第一モータ・ジェネレータ MG 1、第二モータ・ジェネレータ MG 2の動作状態を協調制御することにより、選択されたモード及び変速段に応じて適切な車両の走行が行われるようにする。

【0061】

そのため、本実施形態では、主制御ユニット 3 1は、各種制御を実行するための機能部として、バッテリー状態検出部 4 1、モード選択部 4 2、及び切替制御部 4 3を備えている。主制御ユニット 3 1が備えるこれらの各手段は、CPU等の演算処理装置を中核部材として、入力されたデータに対して種々の処理を行うための機能部がハードウェア又はソフトウェア（プログラム）或いはその両方により実装されて構成されている。また、主制御ユニット 3 1は、メモリ 4 4を備えており、このメモリ 4 4内には、第一切替マップ 4 5及び第二切替マップ 4 6が格納されている。

【0062】

バッテリー状態検出部 4 1は、バッテリー状態検出センサ S e 1から出力される電圧値や電流値等の情報に基づいて、バッテリー 2 1の充電量等のバッテリー状態を推定して検出する。

【0063】

モード選択部 4 2は、車速センサ S e 2により検出される車速、アクセル操作検出センサ S e 3により検出されるアクセルペダル 2 3の操作量、及びブレーキ操作検出センサ S e 4により検出されるブレーキペダル 2 4の操作量等に応じて、所定の制御マップに従い適切なモードの選択及び各モードの変速段の選択を行う。本実施形態においては、モード選択部 4 2は、バッテリー状態検出部 4 1により検出されるバッテリー状態に応じて、メモリ 4 4内に格納された第一切替マップ 4 5及び第二切替マップ 4 6のいずれか一方を制御マップとして用いる。具体的には、モード選択部 4 2は、バッテリー充電量に関して、充電量が比較的多い第一領域と、充電量が比較的少ない第二領域とを設定し、現在のバッテリー充電量が第一領域にあるときには第一切替マップ 4 5を用い、現在のバッテリー充電量が第二領域にあるときには第二切替マップ 4 6を用いる。このような制御マップの一例として、図 3に第一切替マップ 4 5の例を示し、図 4に第二切替マップ 4 6の例を示している。この図に示すように、本実施形態においては、モード選択部 4 2は、車速及びアクセル開度（アクセルペダル 2 3の操作量）に応じて、モード及び変速段の選択を行う。本実施形態においては、ハイブリッド駆動装置 Hは、スプリットモード、パラレルモード、第一 EVモード、及び第二 EVモードの 4つのモードと、パラレルモード及び第一 EVモードのそれぞれについて低速段（L o）及び高速段（H i）の 2つの変速段を切り替え可能に備えている。したがって、モード選択部 4 2は、制御マップ（第一切替マップ 4 5、第二切替マップ 4 6）に従い、これらの中から一つのモード及び変速段を選択する。なお、モード選択の際に参照される車両の各部の状態としては、バッテリー充電量、車速、及びアクセル開度（アクセルペダル 2 3の操作量）の他にも、ブレーキペダル 2 4の操作量、冷却水温度、油温等の各種条件を用いても好適である。各モード及び変速段の詳細、並びに図 3の第一切替マップ 4 5及び図 4の第二切替マップ 4 6の内容については後述する。

【0064】

切替制御部43は、モード選択部42により選択されたモード及び変速段に応じて油圧制御装置35の動作を制御することにより、第一クラッチC1、第二クラッチC2、第一ブレーキB1、及び第二ブレーキB2のそれぞれの係合又は解放を行い、ハイブリッド駆動装置Hのモード及び変速段を切り替える制御を行う。

【0065】

1-3. ハイブリッド駆動装置の動作モード

次に、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hにより実現可能な動作モードについて説明する。図5は、各モード及び変速段での複数の摩擦係合要素C1、C2、B1、B2の作動状態を示す作動表である。この図において、「○」は各摩擦係合要素が係合状態にあることを示しており、「無印」は、各摩擦係合要素が解放（係合解除）状態にあることを示している。なお、「(○)」は、各摩擦係合要素が係合状態と解放状態のいずれでも良いことを示している。図6～図9は、第一遊星歯車装置P1の速度線図を示しており、図6はスプリットモードでの速度線図、図7はパラレルモードでの速度線図、図8は第一E/Vモードでの速度線図、図9は第二E/Vモードでの速度線図をそれぞれ示している。これらの速度線図において、縦軸は、各回転要素の回転速度に対応している。すなわち、縦軸に対応して記載している「0」は回転速度がゼロであることを示しており、上側が正回転（回転速度が正）、下側が負回転（回転速度が負）である。そして、並列配置された複数本の縦線のそれぞれが、第一遊星歯車装置P1の各回転要素に対応している。すなわち、各縦線の上側に記載されている「s1」、「ca1」、「r1」はそれぞれ第一遊星歯車装置P1のサンギヤs1、キャリアca1、リングギヤr1に対応している。

【0066】

一方、各縦線の下側に記載されている「E」、「MG1」、「MG2」、「O」は、それぞれ第一遊星歯車装置P1の各回転要素に接続されているエンジンE、第一モータ・ジェネレータMG1、第二モータ・ジェネレータMG2、出力部材Oに対応している。また、「×」は、第一ブレーキB1又は第二ブレーキB2による各回転要素がケースCに固定された状態を示している。また、各回転要素の回転速度を示す点に隣接配置された矢印は、各モードでの通常走行時に各回転要素に作用するトルクの方角を示しており、上向き矢印が正方向のトルクを表し、下向き矢印が負方向のトルクを表している。そして、「TE」はエンジンEからキャリアca1に伝達されるエンジントルクTE、「T1」は第一モータ・ジェネレータMG1からサンギヤs1に伝達されるMG1トルクT1、「T2」は第二モータ・ジェネレータMG2からリングギヤr1に伝達されるMG2トルクT2、「TO」は出力部材（車輪）側からリングギヤr1に伝達される走行抵抗TOを示している。以下、複数のモード及び変速段のそれぞれについて、ハイブリッド駆動装置Hの動作状態を詳細に説明する。

【0067】

1-4. スプリットモード

まず、スプリットモードでのハイブリッド駆動装置Hの動作状態について説明する。スプリットモードは、第一遊星歯車装置P1の3つの回転要素を自由に回転可能な状態とするとともに第一モータ・ジェネレータMG1の回転を制御することにより、エンジンE（入力軸I）の回転を無段階に変速して出力部材O側に伝達するモードである。このスプリットモードが本発明における無段階変速モードに相当する。図5に示すように、スプリットモードは、第一クラッチC1が係合状態、第二クラッチC2、第一ブレーキB1、及び第二ブレーキB2が解放状態で実現される。

【0068】

スプリットモードでは、第一遊星歯車装置P1は、エンジンEの回転駆動力を出力部材O及び第一モータ・ジェネレータMG1に分配する動作を行う。すなわち、図6に示すように、第一遊星歯車装置P1は、回転速度の順で中間となるキャリアca1がエンジンEと一体的に回転する。そして、このキャリアca1の回転が、その回転が回転速度の順で一方端となるサンギヤs1、及び回転速度の順で他方端となるリングギヤr1に分配され

る。サンギヤ s 1 に分配された回転は第一モータ・ジェネレータ M G 1 に伝達される。リングギヤ r 1 に分配された回転は、伝動チェーン 1 6 を介して減速されて第二ロータ軸 1 7 に伝達され、そこから第二モータ・ジェネレータ M G 2 に伝達されるとともに、第二遊星歯車装置 P 2 により減速されて出力部材 O に伝達される。

【0069】

このスプリットモードにおける車両の通常走行時には、図 6 に実線で示すように、エンジン E は、効率が高く排気ガスの少ない状態に（一般に最適燃費特性に沿うように）維持されるよう制御されつつ主制御ユニット 3 1 からの制御指令に応じた正方向のエンジントルク T E を出力し、このエンジントルク T E が入力軸 I を介してキャリア c a 1 に伝達される。一方、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、負方向の M G 1 トルク T 1 を出力することにより、エンジントルク T E の反力をサンギヤ s 1 に伝達する。すなわち、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、エンジントルク T E の反力を支持する反力受けとして機能し、それによりエンジントルク T E が出力部材 O 側のリングギヤ r 1 に分配される。この際、エンジン E の回転速度に対して、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度を制御することにより、リングギヤ r 1 の回転速度、すなわち出力部材 O 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の回転速度が決定される。したがって、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度を制御することにより、エンジン E の回転を無段階に変速して出力部材 O に伝達する電氣的無段階変速が実現される。

【0070】

また、スプリットモードにおける車両の通常走行時には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、正回転しつつ負方向のトルクを発生して発電を行う。そして、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、第一モータ・ジェネレータ M G 1 が発電して得た電力を消費して力行し、正方向の M G 2 トルク T 2 を出力して出力部材 O に伝達されるエンジントルク T E を補助する。また、車両の減速時には、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は正回転しつつ負方向のトルクを発生して回生制動を行い、発電する。したがって、このスプリットモードでは、基本的には、バッテリー 2 1 の電力は消費されない。一方、車速（出力部材 O の回転速度）が高くなり、リングギヤ r 1 の回転速度が一定以上に高くなると、図 6 に破線で示すように、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、負回転しつつ負方向のトルクを発生して力行を行う状態となる。この場合、第一モータ・ジェネレータ M G 1 を力行させるための電力を発電すべく、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は正回転しつつ負方向のトルクを発生して発電を行う。このような高車速域では、M G 1 トルク T 1 の一部が、動力伝達系の下流側（出力部材 O 側）にある第二モータ・ジェネレータ M G 2 により発電のために消費され、当該第二モータ・ジェネレータ M G 2 で発電された電力が第一モータ・ジェネレータ M G 1 の力行のために消費されるという動力循環が発生し、エネルギー効率が悪化する。

【0071】

そこで、本実施形態においては、図 4 に示すように、スプリットモードは、車速が低い低車速域で用いることにしている。図示の例では、スプリットモードは、アクセル開度が 0 [%] の状態で車速 V 1 であってアクセル開度が高くなるに従って低い車速となる第一境界線 L 1 よりも低車速側の領域で用いられる。また、上記のとおり、スプリットモードでは、一方のモータ・ジェネレータが発電した電力で他方のモータ・ジェネレータを力行させるため、基本的にバッテリー 2 1 の電力は消費されない。そこで、本実施形態においては、バッテリー 2 1 の充電量が比較的多い第一領域で用いられる第一切替マップ 4 5（図 3）にスプリットモードの設定がなく、バッテリー 2 1 の充電量が比較的少ない第二領域で用いられる第二切替マップ 4 6（図 4）にスプリットモードが設定されることにより、バッテリー 2 1 の充電量が比較的少ない状態でスプリットモードを用いることにしている。なお、詳しい説明は省略するが、このスプリットモードは、エンジン E の停止状態からのエンジン始動や車両停止状態での発電にも用いられる。

【0072】

1-5. パラレルモード

次に、パラレルモードでのハイブリッド駆動装置 H の動作状態について説明する。パラ

レルモードは、エンジンE（入力軸I）の回転駆動力を出力部材Oに伝達するモードであって、第一遊星歯車装置P1の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、入力軸Iの回転を出力部材O側に伝達する際の変速比が異なる2つの変速段を切り替え可能に備えるモードである。このパラレルモードが本発明におけるエンジン駆動モードに相当する。このパラレルモードでは、後述するように、エンジンEの回転駆動力のみにより車両を走行させることが可能である。但し、本実施形態においては、必要に応じて第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力を出力部材O側に伝達し、出力部材Oに伝達されるエンジンEの回転駆動力を補助する構成としているため、このモードをパラレルハイブリッド走行を行うパラレルモードと呼ぶ。図5に示すように、パラレルモードは、低速段（Lo）と高速段（Hi）の2つの変速段を切り替え可能に備えている。そして、パラレルモードの低速段（Lo）は、第一クラッチC1及び第二クラッチC2が係合状態、第一ブレーキB1及び第二ブレーキB2が解放状態で実現される。また、パラレルモードの高速段（Hi）は、第一クラッチC1及び第二ブレーキB2が係合状態、第二クラッチC2及び第一ブレーキB1が解放状態で実現される。

10

【0073】

パラレルモードでは、上記スプリットモードとは異なり、第一遊星歯車装置P1を所定の固定変速比状態とすることにより、モータ・ジェネレータ（特に第一モータ・ジェネレータMG1）の反力を必要とせずに、エンジンEの回転が所定の変速比で出力部材O側に伝達される。このため、パラレルモードでは、基本的にはエンジンEの回転駆動力のみにより車両を走行させることが可能である。更に、このパラレルモードは、低速段（Lo）と高速段（Hi）の2つの変速段を切り替え可能に備えているため、エンジンEの回転を出力部材O側に伝達する際の変速比を、車両の走行状態に応じて選択的に切り替えることができる。後述するように、本実施形態においては、低速段（Lo）が、第一遊星歯車装置P1が一体回転する状態としてエンジンEの回転を同速で出力部材O側に伝達する第二変速段に相当し、高速段（Hi）が、第一モータ・ジェネレータMG1に接続された回転要素（サンギヤs1）の回転を停止させ、エンジンEの回転を変速（ここでは増速）して出力部材O側に伝達する第一変速段に相当する。

20

【0074】

図7に示すように、パラレルモードの低速段（Lo）では、第二クラッチC2を係合状態とすることにより、第一遊星歯車装置P1は、キャリアca1がエンジンEと一体的に回転する状態で、当該第一遊星歯車装置P1の全体（3つの回転要素）が一体回転する直結状態とされる。すなわち、この低速段（Lo）は、第一遊星歯車装置P1がエンジンEの回転を同速のまま出力する直結段である。したがって、エンジンEの回転は同速のままリングギヤr1から出力される。そして、第一遊星歯車装置P1のリングギヤr1の回転は、伝動チェーン16を介して減速されて第二ロータ軸17に伝達され、そこから第二モータ・ジェネレータMG2に伝達されるとともに、第二遊星歯車装置P2により減速されて出力部材Oに伝達される。したがって、このパラレルモードの低速段（Lo）では、エンジンEの回転速度に応じて、出力部材O、第一モータ・ジェネレータMG1、及び第二モータ・ジェネレータMG2の回転速度が定まる。

30

【0075】

このパラレルモードの低速段（Lo）では、エンジンEは、車速及びアクセル開度等に応じて、適切な回転速度及びエンジントルクTEを出力するように制御される。また、第二モータ・ジェネレータMG2は、車両側からの要求トルクに対して出力部材Oに伝達されるエンジントルクTEが不足する場合等には、必要に応じて正回転しつつ正方向のMG2トルクT2を出力して出力部材Oに伝達されるエンジントルクTEを補助する。また、車両の減速時には、第二モータ・ジェネレータMG2は正回転しつつ負方向のトルクを発生して回生制動を行い、発電する。一方、第一モータ・ジェネレータMG1は、エンジンEの回転速度に応じて定まる回転速度（ここではエンジンEと同速）で回転しつつ、回転駆動力を出力しない状態に制御される。すなわち、このパラレルモードの低速段（Lo）では、第一モータ・ジェネレータMG1は、基本的には、力行も発電も行わない。但し、

40

50

バッテリー 21 の電力が不足する場合には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 に発電を行わせることも可能である。

【0076】

図 7 に示すように、パラレルモードの高速段 (H i) では、第二ブレーキ B 2 を係合状態とすることにより、第一遊星歯車装置 P 1 の 3 つの回転要素の中で、回転速度の順で一方端となるサンギヤ s 1 がケース C に固定されて回転が停止される。これにより、回転速度の順で中間となるキャリア c a 1 に接続されたエンジン E の回転が加速されて、回転速度の順で他方端となるリングギヤ r 1 に伝達される。すなわち、この高速段 (H i) は、第一遊星歯車装置 P 1 がエンジン E の回転を加速して出力する加速段である。そして、第一遊星歯車装置 P 1 のリングギヤ r 1 の回転は、伝動チェーン 16 を介して減速されて第二ロータ軸 17 に伝達され、そこから第二モータ・ジェネレータ M G 2 に伝達されるとともに、第二遊星歯車装置 P 2 により減速されて出力部材 O に伝達される。したがって、このパラレルモードの高速段 (H i) では、エンジン E の回転速度に応じて、出力部材 O 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の回転速度が定まる。なお、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 と一体回転する第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度は、当然ながらゼロに固定される。

【0077】

このパラレルモードの高速段 (H i) では、低速段 (L o) と同様に、エンジン E は、車速及びアクセル開度等に応じて、適切な回転速度及びエンジントルク T E を出力するように制御される。また、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、車両側からの要求トルクに対して出力部材 O に伝達されるエンジントルク T E が不足する場合等には、必要に応じて正回転しつつ正方向の M G 2 トルク T 2 を出力して出力部材 O に伝達されるエンジントルク T E を補助する。また、車両の減速時には、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は正回転しつつ負方向のトルクを発生して回生制動を行い、発電する。一方、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の動作は低速段 (L o) とは異なっている。すなわち、高速段 (H i) では、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、ロータ R o 1 が回転しないようにケース C に固定され、停止される。したがって、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、力行も発電も行わない。

【0078】

以上のとおり、パラレルモードでは、低速段 (L o) 及び高速段 (H i) のいずれにおいても、基本的にエンジン E の回転駆動力のみにより車両を走行させることができる。この際、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は必要に応じてエンジン E の回転駆動力に対する補助を行うだけであり、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は基本的には力行も発電も行わない。したがって、パラレルモードでは、エンジン E の回転駆動力を用いて発電することにより発生するエネルギー損失を小さく抑えることができる。そのため、エンジン E 単体のエネルギー効率が比較的高い走行状態、例えば、エンジン E の回転数やトルクの変動が比較的少ない高車速域において、特にエネルギー効率が低い。

【0079】

そこで、本実施形態においては、図 3 及び図 4 に示すように、パラレルモードは、車速が比較的高い中～高車速域で用いることにしている。更にその中でも、パラレルモードの高速段 (H i) は、車速に対してエンジン E の回転速度を低く抑えて走行することができるので、車速が高い高車速域であって、アクセル開度が低～中程度 (要求される駆動力が比較的小さい) 領域で用いられる。一方、パラレルモードの低速段 (L o) は、高速段 (H i) と比べて大きい駆動力を出力することができるので、中車速域に加えて、高車速域であってアクセル開度が高い (要求される駆動力が大きい) 領域で用いられる。図示の例では、パラレルモードは、上述した第一境界線 L 1 よりも高車速側の領域で用いられる。また、車速が比較的低い領域ではアクセル開度が 0 [%] の状態で車速 V 2 であってアクセル開度が高くなるに従って高い車速となる線であり、それより車速が高い領域ではアクセル開度 A 2 に沿った線で構成される第二境界線 L 2 よりも高車速側かつ低アクセル開度側の領域でパラレルモードの高速段 (H i) が用いられる。よって、この第二境界線 L 2

よりも低車速側又は高アクセル開度側の領域でパラレルモードの低速段（L o）が用いられる。また、上記のとおり、パラレルモードでは、基本的にエンジンEの回転駆動力のみにより高いエネルギー効率で車両を走行させることができるため、バッテリー21の充電量に関係なく一定の車速以上ではパラレルモードを用いることにしている。したがって、バッテリー21の充電量が比較的多い第一領域で用いられる第一切替マップ45（図3）と、バッテリー21の充電量が比較的少ない第二領域で用いられる第二切替マップ46（図4）との双方に、同様にパラレルモードが設定されている。

【0080】

1-6. 第一EVモード

次に、第一EVモードでのハイブリッド駆動装置Hの動作状態について説明する。第一EVモードは、第一モータ・ジェネレータMG1の回転駆動力を出力部材Oに伝達するモードであって、第一遊星歯車装置P1の3つの回転要素の回転状態を切り替えることによって、第一モータ・ジェネレータMG1の回転を出力部材O側に伝達する際の変速比が異なる2つの変速段を切り替え可能に備えるモードである。この第一EVモードが本発明における第一回転電機駆動モードに相当する。この第一EVモードでは、後述するように、第一モータ・ジェネレータMG1の回転駆動力のみにより車両を走行させることが可能である。但し、本実施形態においては、必要に応じて第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力を出力部材O側に伝達し、出力部材Oに伝達される第一モータ・ジェネレータMG1の回転駆動力を補助する構成としている。このように、第一EVモードは、いずれにしても、バッテリー21の電力を消費してモータ・ジェネレータの回転駆動力のみにより車両を走行させるEV（Electric Vehicle：電動車両）走行を行うモードであり、また後述する第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力のみにより車両を走行させる第二EVモードと区別するために、このモードを第一EVモードと呼ぶ。図5に示すように、第一EVモードは、低速段（L o）と高速段（H i）の2つの変速段を切り替え可能に備えている。そして、第一EVモードの低速段（L o）は、第一ブレーキB1が係合状態、第一クラッチC1、第二クラッチC2、及び第二ブレーキB2が解放状態で実現される。また、第一EVモードの高速段（H i）は、第二クラッチC2が係合状態、第一クラッチC1、第一ブレーキB1、及び第二ブレーキB2が解放状態で実現される。なお、図5に「（○）」として示すように、第一EVモードの低速段（L o）では、エンジンEが連結されるキャリアc a 1は第一ブレーキB1によりケースCに固定されるので、第一クラッチC1は係合状態と解放状態のいずれであっても良い。

【0081】

第一EVモードでは、上記パラレルモードと同様に、第一遊星歯車装置P1を所定の固定変速比状態とすることにより、第一モータ・ジェネレータMG1の回転が所定の変速比で出力部材O側に伝達される。このため、第一EVモードでは、基本的には第一モータ・ジェネレータMG1の回転駆動力のみにより車両を走行させることが可能である。更に、この第一EVモードは、低速段（L o）と高速段（H i）の2つの変速段を切り替え可能に備えているため、第一モータ・ジェネレータMG1の回転を出力部材O側に伝達する際の変速比を、車両の走行状態に応じて選択的に切り替えることができる。後述するように、本実施形態においては、低速段（L o）が、入力軸I（エンジンE）に接続された回転要素（サンギヤs 1）の回転を停止させ、第一モータ・ジェネレータMG1の回転を変速（ここでは減速）して出力部材O側に伝達する第一変速段に相当し、高速段（H i）が、第一遊星歯車装置P1が一体回転する状態として第一モータ・ジェネレータMG1の回転を同速で出力部材O側に伝達する第二変速段に相当する。

【0082】

図8に示すように、第一EVモードの低速段（L o）では、第一ブレーキB1を係合状態とすることにより、第一遊星歯車装置P1の3つの回転要素の中で、回転速度の順で中間となるキャリアc a 1がケースCに固定されて回転が停止される。これにより、回転速度の順で一方端となるサンギヤs 1に接続された第一モータ・ジェネレータMG1の負方向の回転が、正方向の回転に反転されて、回転速度の順で他方端となるリングギヤr 1に

伝達される。この際、第一遊星歯車装置 P 1 の歯数比（＝〔サンギヤの歯数〕／〔リングギヤの歯数〕）に応じて第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度が減速されてリングギヤ r 1 に伝達される。すなわち、この低速段（L o）は、第一遊星歯車装置 P 1 が第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転を減速して出力する減速段である。そして、第一遊星歯車装置 P 1 のリングギヤ r 1 の回転は、伝動チェーン 1 6 を介して減速されて第二ロータ軸 1 7 に伝達され、そこから第二モータ・ジェネレータ M G 2 に伝達されるとともに、第二遊星歯車装置 P 2 により減速されて出力部材 O に伝達される。したがって、この第一 E V モードの低速段（L o）では、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度に応じて、出力部材 O 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の回転速度が定まる。なお、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 と一体回転するエンジン E の回転速度は、当然ながらゼロに固定される。

10

【0083】

この第一 E V モードの低速段（L o）では、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、車速及びアクセル開度等に応じて、適切な回転速度及び M G 1 トルク T 1 を出力するように制御される。この際、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、負回転しつつ負方向の M G 1 トルク T 1 を出力して力行する。また、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、車両側からの要求トルクに対して出力部材 O に伝達される M G 1 トルク T 1 が不足する場合等には、必要に応じて正回転しつつ正方向の M G 2 トルク T 2 を出力して出力部材 O に伝達される M G 1 トルク T 1 を補助する。一方、車両の減速時には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の一方又は双方は、回生制動を行い、発電する。この回生制動の際には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は負回転しつつ正方向の M G 1 トルク T 1 を出力し、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は正回転しつつ負方向のトルクを出力する。

20

【0084】

図 8 に示すように、第一 E V モードの高速段（H i）では、第二クラッチ C 2 を係合状態とすることにより、第一遊星歯車装置 P 1 は、サンギヤ s 1 が第一モータ・ジェネレータ M G 1 と一体的に回転する状態で、当該第一遊星歯車装置 P 1 の全体（3つの回転要素）が一体回転する直結状態とされる。すなわち、この高速段（H i）は、第一遊星歯車装置 P 1 が第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転を同速のまま出力する直結段である。したがって、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転は同速のままリングギヤ r 1 から出力される。そして、第一遊星歯車装置 P 1 のリングギヤ r 1 の回転は、伝動チェーン 1 6 を介して減速されて第二ロータ軸 1 7 に伝達され、そこから第二モータ・ジェネレータ M G 2 に伝達されるとともに、第二遊星歯車装置 P 2 により減速されて出力部材 O に伝達される。したがって、この第一 E V モードの高速段（H i）では、第一モータ・ジェネレータ M G 1 の回転速度に応じて、出力部材 O 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の回転速度が定まる。なお、第一 E V モードの高速段（H i）では、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 も第一モータ・ジェネレータ M G 1 と同速で回転するが、第一クラッチ C 1 が解放されているため、エンジン E は回転せず停止されている。

30

【0085】

この第一 E V モードの高速段（H i）では、低速段（L o）と同様に、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、車速及びアクセル開度等に応じて、適切な回転速度及び M G 1 トルク T 1 を出力するように制御される。但し、高速段（H i）では、この際、第一モータ・ジェネレータ M G 1 は、正回転しつつ正方向の M G 1 トルク T 1 を出力して力行する。また、第二モータ・ジェネレータ M G 2 は、車両側からの要求トルクに対して出力部材 O に伝達される M G 1 トルク T 1 が不足する場合等には、必要に応じて正回転しつつ正方向の M G 2 トルク T 2 を出力して出力部材 O に伝達される M G 1 トルク T 1 を補助する。一方、車両の減速時には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 の一方又は双方は、回生制動を行い、発電する。この回生制動の際には、第一モータ・ジェネレータ M G 1 及び第二モータ・ジェネレータ M G 2 は正回転しつつ負方向のトルクを出力する。

40

50

【0086】

以上のとおり、第一E Vモードでは、低速段（L o）及び高速段（H i）のいずれにおいても、エンジンEを停止させた状態で、バッテリー21の電力を使って駆動される第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力のみにより車両を走行させる。したがって、第一E Vモードでは、エンジンEを動作させるための燃料を使用することがないため、バッテリー21の充電量に余裕がある場合には、このモードを用いることにより、燃料を節約してエネルギー効率を高めることができる。また、上記のとおり、第一E Vモードは、第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2の双方の回転駆動力を用いて車両を走行させることができるため、後述するように、第二モータ・ジェネレータMG2のみの回転駆動力を用いて車両を走行させる第二E Vモードと比べて、大きい駆動力を出力することができる。一方、第一E Vモードを、車速が比較的高い中～高車速域で用いると、短時間で多くの電力を消費し、バッテリー21の充電量が急激に低下するため、当該第一E Vモードを継続することができなくなる。

10

【0087】

上記のとおり、第一E Vモードでは、第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2を力行させて車両を走行させるため、バッテリー21の電力を多く消費する。そこで、本実施形態においては、バッテリー21の充電量が比較的多い第一領域で用いられる第一切替マップ45（図3）に第一E Vモードが設定され、バッテリー21の充電量が比較的小さい第二領域で用いられる第二切替マップ46（図4）に第一E Vモードの設定がないことにより、バッテリー21の充電量が比較的多い状態で第一E Vモードを用いることにしている。

20

【0088】

また、本実施形態においては、上記のように、車速が比較的高い中～高車速域で第一E Vモードを用いると、バッテリー21の充電量が急激に低下して第一E Vモードを継続することができなくなるため、図3に示すように、第一E Vモードは、車速が低い低車速域で用いることにしている。図示の例では、2つのE Vモード、すなわち第一E Vモード及び第二E Vモードが、アクセル開度が0 [%]の状態では車速V1であってアクセル開度が高くなるに従って低い車速となる第一境界線L1よりも低車速側の領域で用いられる。そして、上記のとおり、第一E Vモードは、第二E Vモードより大きい駆動力を出力することができるので、第二E Vモードよりもアクセル開度が高い（要求される駆動力が比較的大きい）領域で用いられる。図示の例では、車速が比較的低い領域ではアクセル開度A1に沿った線であり、それより車速が高い領域では車速が高くなるに従ってアクセル開度が低くなる線で構成される第三境界線L3よりもアクセル開度が高い側で第一E Vモードが用いられる。更にその中でも、第一E Vモードの低速段（L o）は、高速段（H i）と比べて大きい駆動力を出力することができるので、アクセル開度が高い領域で用いられる。一方、第一E Vモードの高速段（H i）は、車速に対して第一モータ・ジェネレータMG1の回転速度を低く抑えて走行することができてエネルギー効率が高い。そのため、第一E Vモードの高速段（H i）は、低速段（L o）に対してアクセル開度が低い（要求される駆動力が小さい）領域、ここでは第二E Vモードとの関係でアクセル開度が中程度の領域で用いられる。図示の例では、第一E Vモードの低速段（L o）は、アクセル開度A2に沿った線で構成される第四境界線L4よりもアクセル開度が高い領域で用いられる。また、第一E Vモードの高速段（H i）は、当該第四境界線L4よりもアクセル開度が低く、上記第三境界線L3よりもアクセル開度が高い領域で用いられる。

30

40

【0089】

1-7. 第二E Vモード

最後に、第二E Vモードでのハイブリッド駆動装置Hの動作状態について説明する。第二E Vモードは、第一モータ・ジェネレータMG1を非駆動状態にするとともに、第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力を出力部材Oに伝達するモードである。この第二E Vモードが本発明における第二回転電機駆動モードに相当する。この第二E Vモードは、バッテリー21の電力を消費して第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力のみによ

50

り車両を走行させるE V (Electric Vehicle: 電動車両) 走行を行うモードであり、上述した第一E Vモードと区別するために、このモードを第二E Vモードと呼ぶ。図5に示すように、第二E Vモードは、第一クラッチC 1、第二クラッチC 2、第一ブレーキB 1、及び第二ブレーキB 2の全てが解放状態で実現される。

【0090】

第二E Vモードでは、上記スプリットモードと同様に、第一遊星歯車装置P 1の3つの回転要素を自由に回転可能な状態とする。但し、この第二E Vモードでは、スプリットモードとは異なり、第一クラッチC 1が解放状態とされ、エンジンE及び入力軸Iは第一遊星歯車装置P 1のキャリアc a 1から分離されている。また、エンジンEは停止される。その状態で、第二E Vモードでは、第二モータ・ジェネレータM G 2の回転駆動力が、第二遊星歯車装置P 2により減速して出力部材Oに伝達される。これにより、第二モータ・ジェネレータM G 2の回転駆動力のみにより車両を走行させることが可能である。なおこの際、第二モータ・ジェネレータM G 2の回転駆動力は、第二ロータ軸17から伝動チェーン16を介して増速されて第一遊星歯車装置P 1のリングギヤr 1に伝達される。但し、図9に示すように、第二E Vモードでは、第一遊星歯車装置P 1のリングギヤr 1の回転は、エンジンEから分離されたキャリアc a 1が空転することにより、第一モータ・ジェネレータM G 1に接続されたサンギヤs 1には回転駆動力はほとんど伝達されない。

【0091】

よって、第二E Vモードでは、第二モータ・ジェネレータM G 2は、車速及びアクセル開度等に応じて、適切な回転速度及びM G 2トルクT 2を出力するように制御される。この際、第二モータ・ジェネレータM G 2は、正回転しつつ正方向のM G 2トルクT 2を出力して力行する。一方、この第二E Vモードでは、第一モータ・ジェネレータM G 1は、非駆動状態とされ、力行も発電も行わない。第二E Vモードでは、エンジンEを停止させた状態で、バッテリー21の電力を使って駆動される第二モータ・ジェネレータM G 2の回転駆動力のみにより車両を走行させる。したがって、第二E Vモードでは、第一E Vモードと同様に、エンジンEを動作させるための燃料を使用することがないため、バッテリー21の充電量に余裕がある場合には、このモードを用いることにより、燃料を節約してエネルギー効率を高めることができる。一方、第二E Vモードは、第二モータ・ジェネレータM G 2のみの回転駆動力を用いて車両を走行させるため、第一モータ・ジェネレータM G 1及び第二モータ・ジェネレータM G 2の双方の回転駆動力を用いて車両を走行させる第一E Vモードと比べて、出力することができる駆動力は小さい。一方、第二E Vモードも、第一E Vモードと同様に、車速が比較的高い中～高車速域で用いると、短時間で多くの電力を消費し、バッテリー21の充電量が急激に低下するため、当該第二E Vモードを継続することができなくなる。

【0092】

上記のとおり、第二E Vモードでは、第二モータ・ジェネレータM G 2を力行させて車両を走行させるため、バッテリー21の電力を比較的多く消費する。そこで、本実施形態においては、バッテリー21の充電量が比較的多い第一領域で用いられる第一切替マップ45 (図3)に第二E Vモードが設定され、バッテリー21の充電量が比較的少ない第二領域で用いられる第二切替マップ46 (図4)に第二E Vモードの設定がないことにより、バッテリー21の充電量が比較的多い状態で第二E Vモードを用いることにしている。また、本実施形態においては、上記のように、車速が比較的高い中～高車速域で第二E Vモードを用いると、バッテリー21の充電量が急激に低下して第二E Vモードを継続することができなくなるため、図3に示すように、第二E Vモードは、車速が低い低車速域で用いることにしている。図示の例では、上記のとおり、第一E Vモード及び第二E Vモードが、アクセル開度が0 [%]の状態では車速V 1であってアクセル開度が高くなるに従って低い車速となる第一境界線L 1よりも低車速側の領域で用いられる。そして、第二E Vモードは、第一E Vモードと比べて出力することができる駆動力が小さいので、第一E Vモードよりもアクセル開度が低い(要求される駆動力が比較的小さい)領域で用いられる。図示の例では、上記第三境界線L 3よりもアクセル開度が低い側で第二E Vモードが用いられる。

【0093】

2. 第二の実施形態

次に、本発明の第二の実施形態について説明する。図10は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hの構成を示すスケルトン図である。なお、この図10は、図1と同様に、軸対称の構成を一部省略して示している。この図に示すように、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hは、上記第一の実施形態において摩擦係合要素により構成されていた第一固定装置、第二固定装置、分離装置、及び差動規制装置を、噛み合い式係合要素としてのドグクラッチ、又はドグクラッチとワンウェイクラッチとの組み合わせにより構成している点で、上記第一の実施形態とは相違している。またこれに伴い、各モード及び変速段でのそれらドグクラッチ及びワンウェイクラッチの作動状態も、上記第一の実施形態とは相違している。図11は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hにおける、各モード及び変速段での複数のドグクラッチDC1、DC2、DC3、及び複数のワンウェイクラッチOC1、OC2、OC3の作動状態を示す作動表である。以下では、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hについて、上記第一の実施形態との相違点を中心として説明する。なお、特に説明しない点については、上記第一の実施形態と同様とする。

10

【0094】

本実施形態においては、分離装置は、上記第一の実施形態における第一クラッチC1に代えて、第一ドグクラッチDC1により構成されている。第一ドグクラッチDC1は、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と入力軸Iとを選択的に接続又は分離する。図10では簡略化して記載しているが、第一ドグクラッチDC1は、入力軸Iに固定されて外周面に外歯が形成された入力軸側ギヤと、キャリアc a 1と一体回転する中間軸12に固定されて外周面に外歯が形成された中間軸側ギヤと、これら入力軸側ギヤ及び中間軸側ギヤに対して軸方向にスライド可能に外嵌され、内周面に内歯が形成された略円筒状のスリーブとを有して構成されている。そして、スリーブの内歯が入力軸側ギヤと中間軸側ギヤとの双方の外歯に噛み合うことにより、第一ドグクラッチDC1が係合状態とされ、入力軸Iと中間軸12とが接続される。一方、スリーブが軸方向に移動し、当該スリーブの内歯が入力軸側ギヤ及び中間軸側ギヤのいずれか一方の外歯とだけ噛み合う位置では、第一ドグクラッチDC1が解放状態とされ、入力軸Iと中間軸12とが分離される。

20

【0095】

本実施形態においては、第一固定装置は、上記第一の実施形態における第一ブレーキB1に代えて、第一ワンウェイクラッチOC1により構成されている。第一ワンウェイクラッチOC1は、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と一体回転する中間軸12を、ケースCに選択的に固定する。ここでは、第一ワンウェイクラッチOC1は、アウトレースが中間軸12と一体回転するように接続され、インナレースがケースCに固定されている。この第一ワンウェイクラッチOC1は、アウトレースがインナレースに対して相対的に正回転することは許容されるが、アウトレースがインナレースに対して相対的に負回転することは阻止されるように構成されている。これにより、第一ワンウェイクラッチOC1は、中間軸12の正回転を許容し、負回転を阻止するワンウェイブレーキとして機能する。したがって、第一ワンウェイクラッチOC1は、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1及び中間軸12が負回転したときに係合状態となり、キャリアc a 1及び中間軸12をケースCに固定して停止させる。なお、正回転は、エンジンEの回転方向と同じ方向の回転であって、図6～図9の速度線図における回転速度が正の回転である。一方、負回転は、エンジンEの回転方向と逆方向の回転であって、図6～図9の速度線図における回転速度が負の回転である。

30

40

【0096】

本実施形態においては、差動規制装置は、上記第一の実施形態における第二クラッチC2に代えて、第二ドグクラッチDC2と第二ワンウェイクラッチOC2の組み合わせにより構成されている。第二ドグクラッチDC2は、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と第二ワンウェイクラッチOC2のアウトレースとを選択的に接続又は分離する。第二ワンウェイクラッチOC2のインナレースは、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1及び第

50

一モータ・ジェネレータMG1のロータR01と一体回転する第一ロータ軸13に一体回転するように接続されている。そして、第二ワンウェイクラッチOC2は、第二ドグクラッチDC2が第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と第二ワンウェイクラッチOC2のアウタレースとを接続した状態で、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の正方向の回転速度がキャリアc a 1の正方向の回転速度より速くなることを阻止するように機能する。図10では簡略化して記載しているが、第二ドグクラッチDC2は、キャリアc a 1に固定されて外周面に外歯が形成されたキャリア側ギヤと、第二ワンウェイクラッチOC2のアウタレースに固定されて外周面に外歯が形成された第二ワンウェイクラッチ側ギヤと、これらキャリア側ギヤ及び第二ワンウェイクラッチ側ギヤに対して軸方向にスライド可能に外嵌され、内周面に内歯が形成された略円筒状のスリーブとを有して構成されている。また、第二ワンウェイクラッチOC2は、アウタレースがインナレースに対して相対的に正回転することは許容されるが、アウタレースがインナレースに対して相対的に負回転することは阻止されるように構成されている。

10

【0097】

そして、スリーブの内歯がキャリア側ギヤと第二ワンウェイクラッチ側ギヤとの双方の外歯に噛み合うことにより、第二ドグクラッチDC2が係合状態とされ、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と第二ワンウェイクラッチOC2のアウタレースとが接続される。この状態で、アウタレースがインナレースに対して相対的に負回転することが阻止されることにより、サンギヤs 1の回転速度がキャリアc a 1の回転速度より速くなることが阻止される。したがって、第二ワンウェイクラッチOC2は、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の回転速度がキャリアc a 1の回転速度より速くなったときに係合状態となり、サンギヤs 1とキャリアc a 1とを一体回転させる。一方、スリーブが軸方向に移動し、当該スリーブの内歯がキャリア側ギヤ及び第二ワンウェイクラッチ側ギヤのいずれか一方の外歯とだけ噛み合う位置では、第二ドグクラッチDC2が解放状態とされ、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1とサンギヤs 1との関係は、第二ドグクラッチDC2及び第二ワンウェイクラッチOC2によっては規制されない。

20

【0098】

本実施形態においては、第二固定装置は、上記第一の実施形態における第二ブレーキB2に代えて、第三ドグクラッチDC3と第三ワンウェイクラッチOC3の組み合わせにより構成されている。第三ドグクラッチDC3は、ケースCと第三ワンウェイクラッチOC3のアウタレースとを選択的に接続又は分離する。第三ワンウェイクラッチOC3のインナレースは、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1及び第一モータ・ジェネレータMG1のロータR01と一体回転する第一ロータ軸13に一体回転するように接続されている。そして、第三ワンウェイクラッチOC3は、第三ドグクラッチDC3がケースCと第三ワンウェイクラッチOC3のアウタレースとを接続した状態で、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の正回転を阻止するように機能する。図10では簡略化して記載しているが、第三ドグクラッチDC3は、ケースCに固定されて外周面に外歯が形成されたケース側ギヤと、第三ワンウェイクラッチOC3のアウタレースに固定されて外周面に外歯が形成された第三ワンウェイクラッチ側ギヤと、これらケース側ギヤ及び第三ワンウェイクラッチ側ギヤに対して軸方向にスライド可能に外嵌され、内周面に内歯が形成された略円筒状のスリーブとを有して構成されている。また、第三ワンウェイクラッチOC3は、インナレースがアウタレースに対して相対的に負回転することは許容されるが、インナレースがアウタレースに対して相対的に正回転することは阻止されるように構成されている。

30

40

【0099】

そして、スリーブの内歯がケース側ギヤと第三ワンウェイクラッチ側ギヤとの双方の外歯に噛み合うことにより、第三ドグクラッチDC3が係合状態とされ、ケースCと第三ワンウェイクラッチOC3のアウタレースとが接続される。この状態で、インナレースがアウタレースに対して相対的に正回転することが阻止されることにより、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の正回転が阻止される。したがって、第三ワンウェイクラッチOC3は、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1が正回転したときに係合状態となり、サンギヤ

50

s 1 及び第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1 とケース C に固定して停止させる。一方、スリーブが軸方向に移動し、当該スリーブの内歯がケース側ギヤ及び第三ワンウェイクラッチ側ギヤのいずれか一方の外歯とだけ噛み合う位置では、第三ドグクラッチ D C 3 が解放状態とされ、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 及び第一モータ・ジェネレータ M G 1 のロータ R o 1 は、ケース C に対して自由に回転可能とされる。

【0100】

以上に説明した第一ドグクラッチ D C 1、第二ドグクラッチ D C 2、及び第三ドグクラッチ D C 3 のそれぞれのスリーブは、上記第一の実施形態における摩擦係合要素 B 1、B 2、C 1、C 2 と同様に、主制御ユニット 3 1 からの制御指令により動作する油圧制御装置 3 5 からの油圧によって、軸方向に動作する。すなわち、本実施形態においても、第一ドグクラッチ D C 1、第二ドグクラッチ D C 2、及び第三ドグクラッチ D C 3 の係合又は解放の制御は、油圧制御装置 3 5 からの油圧を介して行われる。なお、各ドグクラッチ D C 1、D C 2、D C 3 のスリーブの動作は、例えば、スリーブの外周面に設けられた凹部に係合される図示しないシフトフォーク等の切替用部材を、油圧により軸方向に動作させることにより行う。

10

【0101】

本実施形態においても、ハイブリッド駆動装置 H は、スプリットモード、パラレルモード、第一 E V モード、及び第二 E V モードの 4 つのモードと、パラレルモード及び第一 E V モードのそれぞれについて低速段 (L o) 及び高速段 (H i) の 2 つの変速段を切り替え可能に備えている。この際、各モード及び変速段でのハイブリッド駆動装置 H の動作状態は、上記第一の実施形態について、図 6 ～図 9 の速度線図を用いて説明したものと同様であるため、ここでは説明を省略する。

20

【0102】

そして、図 1 1 に示すように、スプリットモードは、第一ドグクラッチ D C 1 が係合状態、第二ドグクラッチ D C 2、第三ドグクラッチ D C 3、第一ワンウェイクラッチ O C 1、第二ワンウェイクラッチ O C 2、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が解放状態で実現される。パラレルモードの低速段 (L o) は、第一ドグクラッチ D C 1、第二ドグクラッチ D C 2、及び第二ワンウェイクラッチ O C 2 が係合状態、第三ドグクラッチ D C 3、第一ワンウェイクラッチ O C 1、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が解放状態で実現される。パラレルモードの高速段 (H i) は、第一ドグクラッチ D C 1、第三ドグクラッチ D C 3、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が係合状態、第一ワンウェイクラッチ O C 1 及び第二ワンウェイクラッチ O C 2 が解放状態で実現される。なお、図 1 1 に「(○)」として示すように、パラレルモードの高速段 (H i) では、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 の回転速度がキャリア c a 1 の回転速度より速くなることなく、第二ワンウェイクラッチ O C 2 が係合状態となることがないため、第二ドグクラッチ D C 2 は係合状態と解放状態のいずれであっても良い。

30

【0103】

また、第一 E V モードの低速段 (L o) は、第一ワンウェイクラッチ O C 1 が係合状態、第二ドグクラッチ D C 2、第三ドグクラッチ D C 3、第二ワンウェイクラッチ O C 2、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が解放状態で実現される。なお、図 1 1 に「(○)」として示すように、第一 E V モードの低速段 (L o) では、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 の回転速度が、第一ドグクラッチ D C 1 を介して連結されるエンジン E と同じくゼロであるため、第一ドグクラッチ D C 1 は係合状態と解放状態のいずれであっても良い。第一 E V モードの高速段 (H i) は、第二ドグクラッチ D C 2 及び第二ワンウェイクラッチ O C 2 が係合状態、第一ドグクラッチ D C 1、第三ドグクラッチ D C 3、第一ワンウェイクラッチ O C 1、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が解放状態で実現される。第二 E V モードは、第一ドグクラッチ D C 1、第三ドグクラッチ D C 3、第一ワンウェイクラッチ O C 1、第二ワンウェイクラッチ O C 2、及び第三ワンウェイクラッチ O C 3 が解放状態で実現される。なお、図 1 1 に「(○)」として示すように、第二 E V モードでは、第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 の回転速度がキャリア c a 1 の回転速度より速く

40

50

なることがなく、第二ワンウェイクラッチOC2が係合状態となることがないため、第二ドグクラッチDC2は係合状態と解放状態のいずれであっても良い。

【0104】

3. 第三の実施形態

次に、本発明の第三の実施形態について説明する。図12は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hの構成を示すスケルトン図である。なお、この図12は、図1及び図10と同様に、軸対称の構成を一部省略して示している。この図に示すように、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hは、上記第二の実施形態における差動規制装置としての第二ドグクラッチDC2及び第二ワンウェイクラッチOC2と、第二固定装置としての第三ドグクラッチDC3及び第三ワンウェイクラッチOC3とに代えて、第四ドグクラッチDC4及び第四ワンウェイクラッチOC4を備えている。その他の構成は、上記第二の実施形態と同様である。そこで、以下では、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hについて、上記第二の実施形態との相違点を中心として説明する。

【0105】

第四ドグクラッチDC4は、上記第二の実施形態における第二ドグクラッチDC2と第三ドグクラッチDC3とを一つにまとめたドグクラッチである。第四ワンウェイクラッチOC4は、上記第二の実施形態における第二ワンウェイクラッチOC2及び第三ワンウェイクラッチOC3の両方の機能を果たすワンウェイクラッチである。よって、本実施形態においては、第四ドグクラッチDC4と第四ワンウェイクラッチOC4の組み合わせにより、差動規制装置及び第二固定装置が構成されている。

【0106】

図12では簡略化して記載しているが、第四ドグクラッチDC4は、キャリアc a 1に固定されて外周面に外歯が形成されたキャリア側ギヤと、第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースに固定されて外周面に外歯が形成された第四ワンウェイクラッチ側ギヤと、ケースCに固定されて外周面に外歯が形成されたケース側ギヤと、これらキャリア側ギヤ、第四ワンウェイクラッチ側ギヤ、及びケース側ギヤに対して軸方向にスライド可能に外嵌され、内周面に内歯が形成された略円筒状のスリーブとを有して構成されている。そして、第四ドグクラッチDC4は、第二ワンウェイクラッチOC2のアウタレースを、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1又はケースCに対して選択的に接続又は分離する。第四ワンウェイクラッチOC4のインナレースは、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1及び第一モータ・ジェネレータMG1のロータR o 1と一体回転する第一ロータ軸13に一体回転するように接続されている。そして、また、第四ワンウェイクラッチOC4は、アウタレースがインナレースに対して相対的に正回転することは許容されるが、アウタレースがインナレースに対して相対的に負回転することは阻止されるように構成されている。これにより、第四ワンウェイクラッチOC4は、第四ドグクラッチDC4が第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した状態で、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の正方向の回転速度がキャリアc a 1の正方向の回転速度より速くなることを阻止するように機能する。また、第四ワンウェイクラッチOC4は、第四ドグクラッチDC4がケースCと第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した状態で、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の正回転を阻止するように機能する。

【0107】

そして、スリーブの内歯がキャリア側ギヤと第四ワンウェイクラッチ側ギヤとの双方の外歯に噛み合うことにより、第四ドグクラッチDC4は、第一遊星歯車装置P1のキャリアc a 1と第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した第一係合状態とされる。この第一係合状態で、アウタレースがインナレースに対して相対的に負回転することが阻止されることにより、サンギヤs 1の回転速度がキャリアc a 1の回転速度より速くなることが阻止される。したがって、第四ワンウェイクラッチOC4は、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs 1の回転速度がキャリアc a 1の回転速度より速くなったときに係合状態となり、サンギヤs 1とキャリアc a 1とを一体回転させる。一方、スリーブの内

歯がケース側ギヤと第四ワンウェイクラッチ側ギヤとの双方の外歯に噛み合うことにより、第四ドグクラッチDC4は、ケースCと第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した第二係合状態とされる。この第二係合状態で、ケースCと第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとが接続される。この状態で、インナレースがアウタレースに対して相対的に正回転することが阻止されることにより、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs1の正回転が阻止される。したがって、第四ワンウェイクラッチOC4は、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs1が正回転したときに係合状態となり、サンギヤs1及び第一モータ・ジェネレータMG1のロータRo1とケースCに固定して停止させる。

【0108】

一方、スリーブが軸方向に移動し、当該スリーブの内歯がキャリア側ギヤ、第四ワンウェイクラッチ側ギヤ、及びケース側ギヤのいずれか一つの歯とだけ噛み合う位置では、第四ドグクラッチDC4が解放状態とされる。この解放状態では、第一遊星歯車装置P1のキャリアca1とサンギヤs1との関係は、第四ドグクラッチDC4及び第四ワンウェイクラッチOC4によっては規制されず、また、第一遊星歯車装置P1のサンギヤs1及び第一モータ・ジェネレータMG1のロータRo1は、ケースCに対して自由に回転可能とされる。

【0109】

本実施形態においても、ハイブリッド駆動装置Hは、スプリットモード、パラレルモード、第一EVモード、及び第二EVモードの4つのモードと、パラレルモード及び第一EVモードのそれぞれについて低速段(Lo)及び高速段(Hi)の2つの変速段を切り替え可能に備えている。この際、各モード及び変速段でのハイブリッド駆動装置Hの動作状態は、上記第一の実施形態について、図6～図9の速度線図を用いて説明したものと同様であるため、ここでは説明を省略する。そして、各モード及び変速段での各ドグクラッチ及びワンウェイクラッチの作動状態は、基本的に図11の作動表を用いて説明した上記第二の実施形態と同様である。但し、本実施形態においては、第四ドグクラッチDC4は、上記第二の実施形態における第二ドグクラッチDC2と第三ドグクラッチDC3とを一つにまとめたドグクラッチである。したがって、上記第二の実施形態における第二ドグクラッチDC2の係合状態は、本実施形態においては、第四ドグクラッチDC4が第一遊星歯車装置P1のキャリアca1と第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した第一係合状態に相当する。また、上記第二の実施形態における第三ドグクラッチDC3の係合状態は、本実施形態においては、第四ドグクラッチDC4がケースCと第四ワンウェイクラッチOC4のアウタレースとを接続した第二係合状態に相当する。また、上記第二の実施形態における第二ワンウェイクラッチOC2及び第三ワンウェイクラッチOC3のいずれかの係合状態は、本実施形態においては、第四ワンウェイクラッチOC4の係合状態に相当する。

【0110】

4. 第四の実施形態

次に、本発明の第四の実施形態について説明する。図13は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hの構成を示すスケルトン図である。なお、この図13は、図1と同様に、軸対称の構成を一部省略して示している。この図に示すように、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hは、第二固定装置としての第二ブレーキB2を備えていない点で、上記第一の実施形態とは相違している。すなわち、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hは、複数の摩擦係合要素として、分離装置としての第一クラッチC1、差動規制装置としての第二クラッチC2、及び第一固定装置としての第一ブレーキB1を備えて構成されている。またこれに伴い、ハイブリッド駆動装置Hが切り替え可能に備えるモード及び変速段、並びに各モード及び変速段での複数の摩擦係合要素の作動状態も、上記第一の実施形態とは相違している。以下では、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hについて、上記第一の実施形態との相違点を中心として説明する。なお、特に説明しない点については、上記第一の実施形態と同様とする。

【0111】

図14は、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hにおける、各モード及び変速段での複数の摩擦係合要素C1、C2、B1の作動状態を示す作動表である。この図に示すように、本実施形態においては、ハイブリッド駆動装置Hはパラレルモードを備えておらず、スプリットモード、第一E Vモード、及び第二E Vモードの3つのモードと、第一E Vモードについて低速段(L o)及び高速段(H i)の2つの変速段とを切り替え可能に備えている。スプリットモードは、第一クラッチC1が係合状態、第二クラッチC2及び第一ブレーキB1が解放状態で実現される。第一E Vモードの低速段(L o)は、第一ブレーキB1が係合状態、及び第二クラッチC2が解放状態で実現される。なお、第一クラッチC1は係合状態と解放状態のいずれであっても良い。第一E Vモードの高速段(H i)は、第二クラッチC2が係合状態、第一クラッチC1及び第一ブレーキB1が解放状態で実現される。第二E Vモードは、第一クラッチC1、第二クラッチC2、及び第一ブレーキB1の全てが解放状態で実現される。

10

【0112】

これらの各モード及び変速段でのハイブリッド駆動装置Hの動作状態については、第一の実施形態と同様であるのでここでは詳しい説明を省略するが、第一E Vモードでは基本的に第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2を力行させて車両を走行させるため、バッテリー21の電力を多く消費する。同様に、第二E Vモードでは基本的に第二モータ・ジェネレータMG2を力行させて車両を走行させるため、バッテリー21の電力を比較的多く消費する。一方、スプリットモードにおける車両の通常走行時には、第一モータ・ジェネレータMG1は正回転しつつ負方向のトルクを発生して発電を行い、第二モータ・ジェネレータMG2は第一モータ・ジェネレータMG1が発電して得た電力を消費して力行し、正方向のMG2トルクT2を出力して出力部材Oに伝達されるエンジントルクTEを補助する。よって、スプリットモードでは基本的にはバッテリー21の電力が消費されない。

20

【0113】

従って、本実施形態においては、バッテリー充電量が比較的多い第一領域にあるときには、モード選択部42は、図15に示すような第一切替マップ45を用いて、車速及びアクセル開度(アクセルペダル23の操作量)に応じて、第一E Vモード、第二E Vモード、及びスプリットモードの中からモード及び変速段の選択を行う。一方、バッテリー充電量が比較的少ない第二領域にあるときには、モード選択部42は、車速及びアクセル開度(アクセルペダル23の操作量)に関わらず、スプリットモードを選択する(不図示)。

30

【0114】

ここで、バッテリー充電量が第一領域にある場合の各モード及び変速段の選択について、図15を参照して説明する。まず、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hが切替可能に備える各モードのうち、第一E Vモード及び第二E Vモードでは、第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2の一方又は双方を力行させて車両を走行させるため、車速が比較的高い中～高車速域であってかつアクセル開度が比較的高い(要求される駆動力が比較的大きい)領域で第一E Vモード又は第二E Vモードを用いると、バッテリー21の充電量が急激に低下してこれらのモードを継続することができなくなってしまう。そこで、本実施形態においては、車速が比較的高い中～高車速域であってかつアクセル開度が比較的高い領域では、スプリットモードが選択されることにしている。図示の例では、車速及びアクセル開度が比較的高い領域を区画する線、すなわち、車速が高くなるに従ってアクセル開度が低くなり、更に車速が高い領域では車速が高くなるに従ってアクセル開度が僅かずつ低くなる線で構成される第一境界線L1よりも高車速・高アクセル開度側の領域で、スプリットモードが用いられる。

40

【0115】

次に、第二E Vモードは、第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力のみを用いて車両を走行させるため、第一モータ・ジェネレータMG1及び第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力の双方を用いて車両を走行させる第一E Vモードと比べて、出力することができる駆動力は小さい。そこで、本実施形態においては、アクセル開度が比較的

50

い（要求される駆動力が小さい）領域では、第二E Vモードが選択されることにしている。図示の例では、車速が比較的低い領域ではアクセル開度A 1に沿った線であり、それより車速が高い領域では車速が高くなるに従ってアクセル開度が低くなり、更に車速が高い領域では車速が高くなるに従ってアクセル開度が僅かずつ低くなる線で構成される第二境界線L 2よりもアクセル開度が低い側で第二E Vモードが用いられる。

【0116】

第一E Vモードは、第二E Vモードより大きい駆動力を出力することができるので、第二E Vモードよりもアクセル開度が高い領域で用いられる。すなわち、上記第二境界線L 2よりもアクセル開度が高い側で第一E Vモードが用いられる。更にその中でも、第一E Vモードの低速段（Lo）は、高速段（Hi）と比べて大きい駆動力を出力することができるので、アクセル開度が高い領域で用いられる。一方、第一E Vモードの高速段（Hi）は、車速に対して第一モータ・ジェネレータMG 1の回転速度を低く抑えて走行することができてエネルギー効率が高い。そのため、第一E Vモードの高速段（Hi）は、低速段（Lo）に対してアクセル開度が低い領域、ここでは第二E Vモードとの関係でアクセル開度が中程度の領域で用いられる。図示の例では、第一E Vモードの低速段（Lo）は、アクセル開度A 2に沿った線で構成される第三境界線L 3よりもアクセル開度が高い領域で用いられる。また、第一E Vモードの高速段（Hi）は、上記第三境界線L 3や第一境界線L 1よりもアクセル開度が低く、上記第二境界線L 2よりもアクセル開度が高い領域で用いられる。

【0117】

上記のようにして、モード選択部4 2によりモード及び変速段が選択されると、それに応じて切替制御部4 3が油圧制御装置3 5の動作を制御して第一クラッチC 1、第二クラッチC 2、及び第一ブレーキB 1のそれぞれの係合又は解放を行い、ハイブリッド駆動装置Hのモード及び変速段を切り替える制御を行う。

【0118】

このように、本実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hは、スプリットモード、第一E Vモード、及び第二E Vモードの3つのモードを切り替え可能に備えるとともに、第一E Vモードについて低速段（Lo）及び高速段（Hi）の2つの変速段を切り替え可能に備えている。この構成では、スプリットモード、第一E Vモード、及び第二E Vモードの各モード、並びに第一E Vモードが備える低速段（Lo）及び高速段（Hi）の2つの変速段を、車両の走行状態や車速域に応じて適切に切り替えることにより、様々な車両の走行状態や車速域において、十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となっている。また、このような各モード及び変速段の切り替えを、三つの摩擦係合要素C 1、C 2、B 1の係合状態を制御することにより単一の遊星歯車装置P 1の回転要素の回転状態を切り替えるという非常に簡略な構成で実現している。従って、ハイブリッド駆動装置Hの駆動伝達系を簡略化し、装置の大型化や重量増を抑えることが可能となっている。

【0119】

5. その他の実施形態

（1）上記の各実施形態では、第一回転電機駆動モードとしての第一E Vモードが、減速段としての低速段（Lo）と直結段としての高速段（Hi）とを切り替え可能に備える構成を例として説明した。また、上記の第一から第三の実施形態では、エンジン駆動モードとしてのパラレルモードが、直結段としての低速段（Lo）と増速段としての高速段（Hi）とを切り替え可能に備える構成を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。したがって、第一回転電機駆動モードが、直結段と増速段の2つの変速段を切り替え可能に備え、或いは減速段と増速段の2つの変速段を切り替え可能に備えた構成とする 것도、本発明の好適な実施形態の一つである。同様に、エンジン駆動モードが、減速段と直結段の2つの変速段を切り替え可能に備え、或いは減速段と増速段の2つの変速段を切り替え可能に備えた構成とする 것도、本発明の好適な実施形態の一つである。このような構成は、第一遊星歯車装置P 1の構成を変更し、或いは第一遊星歯車装

置 P 1 の 3 つの回転要素と各部との接続関係を変更することにより実現可能である。なお、第一遊星歯車装置 P 1 の構成を変更としては、例えば、シングルピニオン型遊星歯車機構からダブルピニオン型遊星歯車機構への変更等が可能である。

【0120】

(2) 上記の第一から第三の実施形態では、差動規制装置が、差動歯車装置としての第一遊星歯車装置 P 1 のサンギヤ s 1 (第一回転要素) とキャリア c a 1 (第二回転要素) とを選択的に接続する構成を例として説明した。しかし、差動規制装置は、第一遊星歯車装置 P 1 の任意の 2 つの回転要素を選択的に接続するものであれば、上記の各実施形態と同様の機能を果たすことができる。したがって、例えば、差動規制装置が、第一遊星歯車装置 P 1 のキャリア c a 1 とリングギヤ r 1 とを選択的に接続する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

10

【0121】

(3) 上記の各実施形態では、無段変速モードとしてのスプリットモード、第一回転電機駆動モードとしての第一 E V モード、及びエンジン駆動モードとしてのパラレルモードの全てのモードにおいて(ただし、パラレルモードについては第一から第三の実施形態のみ)、第二モータ・ジェネレータ M G 2 をアシストモータとして用いる構成、すなわち、車両の走行のための駆動力を補助するために、第二モータ・ジェネレータ M G 2 が回転駆動力を出力部材 O に伝達する構成を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。したがって、無段変速モード及び第一回転電機駆動モードの一方又は双方で、第二モータ・ジェネレータ M G 2 をアシストモータとして用いない構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、エンジン駆動モードで、第二モータ・ジェネレータ M G 2 をアシストモータとして用いない構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

20

【0122】

(4) 上記第一及び第四の実施形態では、第一固定装置、第二固定装置(第一の実施形態のみ)、分離装置、及び差動規制装置が、いずれも摩擦係合要素としてのブレーキ又はクラッチにより構成されている場合を例として説明した。また、上記第二及び第三の実施形態では、分離装置が噛み合い式係合要素としてのドグクラッチにより構成され、第一固定装置がワンウェイクラッチにより構成され、第二固定手段及び差動規制装置が噛み合い式係合要素としてのドグクラッチとワンウェイクラッチとの組み合わせにより構成されている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、第一固定装置は、噛み合い式係合要素としてのドグクラッチにより構成し、或いは噛み合い式係合要素としてのドグクラッチとワンウェイクラッチとの組み合わせにより構成しても好適である。また、第二固定装置は、噛み合い式係合要素としてのドグクラッチのみにより構成しても好適である。また、差動規制装置は、噛み合い式係合要素としてのドグクラッチのみにより構成しても好適である。また、分離装置は、噛み合い式係合要素としてのドグクラッチとワンウェイクラッチとの組み合わせ、或いはワンウェイクラッチのみにより構成しても好適である。

30

【0123】

(5) 上記の第四の実施形態では、ハイブリッド駆動装置 H がエンジン駆動モードとしてのパラレルモードを切替可能に備えていない場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、第一クラッチ C 1 及び第二クラッチ C 2 を係合状態、第一ブレーキ B 1 を解放状態とするとともに、第二モータ・ジェネレータ M G 2 の回転駆動力を出力部材 O 側に伝達させることによりパラレルモードが実現可能な構成とし、スプリットモード、第一 E V モード、第二 E V モード、及びパラレルモードの間でモードの切り替えが可能な構成としても好適である。そしてこれらの各モード、並びに第一 E V モードの低速段(L o)及び高速段(H i)の 2 つの変速段を、車両の走行状態や車速域に応じて切り替えることにより、様々な車両の走行状態や車速域において、十分な駆動力を出力しつつ高いエネルギー効率で車両を走行させることが可能となる。

40

【0124】

50

(6) 第二の実施形態に係るハイブリッド駆動装置Hにおいて、第二固定装置としての第三ドグクラッチDC3と第三ワンウェイクラッチOC3の組み合わせを備えておらず、エンジン駆動モードとしてのパラレルモードを切替可能に備えていない構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。この場合、第四の実施形態における場合と同様に、スプリットモード、第一EVモード、及び第二EVモードの間でモードの切り替えが可能となる。なお、この場合において、第一ドグクラッチDC1、第二ドグクラッチDC2、及び第二ワンウェイクラッチOC2を係合状態、第一ワンウェイクラッチOC1を解放状態とするとともに、第二モータ・ジェネレータMG2の回転駆動力を出力部材O側に伝達させることにより実現されるエンジン駆動モードとしてのパラレルモードを、更に切替可能に備える構成としても好適である。

10

【0125】

(7) 上記の各実施形態では、差動歯車装置としての第一遊星歯車装置P1が、シングルピニオン型遊星歯車機構で構成されている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されるものではなく、第一遊星歯車装置P1をダブルピニオン型遊星歯車機構により構成することも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、本発明の実施形態は、差動歯車装置を遊星歯車装置により構成したものに限定されない。したがって、本発明における差動歯車装置を、複数の傘歯車を組み合わせた構成等のように、他の形態の歯車機構を用いて差動歯車装置を構成することも、本発明の好適な実施形態の一つである。

【0126】

20

(8) 上記の各実施形態では、第一遊星歯車装置P1の出力回転要素としてのリングギヤr1が駆動歯車14及び従動歯車15、並びにこれらに巻回された伝動チェーン16を介して第二ロータ軸17に接続され、この第二ロータ軸17が、第二モータ・ジェネレータMG2のロータRo2と一体回転するとともに、減速装置として機能する第二遊星歯車装置P2を介して出力部材Oに接続された構成を例として説明した。しかし、このような接続関係は単なる例示であり、本発明の実施形態はこれに限定されるものではない。したがって、例えば、第一遊星歯車装置P1の出力回転要素及び第二モータ・ジェネレータMG2が、伝動チェーン16や減速機構等を介することなく、出力部材Oに直接接続された構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、第一遊星歯車装置P1の出力回転要素と第二モータ・ジェネレータMG2との接続も、各種構成とすることが可能であり、例えば、伝動ベルト、ギヤ、カウンタギヤ機構等を介してこれらの間の接続を行うことも、本発明の好適な実施形態の一つである。

30

【0127】

(9) 上記の各実施形態において説明した差動歯車装置の各回転要素に対する各部材の接続関係、並びに差動歯車装置の各回転要素に対する摩擦係合要素の配置構成は単なる例示であり、上記以外の構成によっても本発明の構成を実現することが可能な全ての構成が、本発明の範囲に含まれる。

【0128】

(10) 上記の各実施形態では、蓄電手段としてのバッテリー21が外部電源により充電可能に構成され、ハイブリッド駆動装置Hがプラグインハイブリッド車両の駆動装置として構成されている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されるものではなく、蓄電手段が、ハイブリッド駆動装置Hが備える回転電機としてのジェネレータ又はモータ・ジェネレータのみにより充電される構成である、ハイブリッド車両の駆動装置として、本発明に係るハイブリッド駆動装置Hを構成することも、本発明の好適な実施形態の一つである。

40

【産業上の利用可能性】**【0129】**

本発明は、ハイブリッド車両の駆動装置として好適に利用可能である。

【図面の簡単な説明】**【0130】**

50

【図 1】本発明の第一の実施形態に係るハイブリッド駆動装置の構成を示すスケルトン図

【図 2】本発明の第一の実施形態に係るハイブリッド駆動装置のシステム構成を示す模式図

【図 3】本発明の第一の実施形態に係る第一切替マップの例を示す図

【図 4】本発明の第一の実施形態に係る第二切替マップの例を示す図

【図 5】本発明の第一の実施形態に係る各モード及び変速段での複数の摩擦係合要素の作動状態を示す作動表

【図 6】本発明の第一の実施形態に係るスプリットモードでの第一遊星歯車装置の速度線図

【図 7】本発明の第一の実施形態に係るパラレルモードでの第一遊星歯車装置の速度線図 10

【図 8】本発明の第一の実施形態に係る第一 E V モードでの第一遊星歯車装置の速度線図

【図 9】本発明の第一の実施形態に係る第二 E V モードでの第一遊星歯車装置の速度線図

【図 10】本発明の第二の実施形態に係るハイブリッド駆動装置の構成を示すスケルトン図

【図 11】本発明の第二の実施形態に係る各モード及び変速段での複数のドグクラッチ及びワンウェイクラッチの作動状態を示す作動表

【図 12】本発明の第三の実施形態に係るハイブリッド駆動装置の構成を示すスケルトン図

【図 13】本発明の第四の実施形態に係るハイブリッド駆動装置の構成を示すスケルトン図 20

【図 14】本発明の第四の実施形態に係る各モード及び変速段での複数の摩擦係合要素の作動状態を示す作動表

【図 15】本発明の第四の実施形態に係る第一切替マップの例を示す図

【符号の説明】

【0131】

H：ハイブリッド駆動装置

E：エンジン

I：入力軸（入力部材）

O：出力部材

W：車輪 30

M G 1：第一モータ・ジェネレータ（第一回転電機）

M G 2：第二モータ・ジェネレータ（第二回転電機）

P 1：第一遊星歯車装置（差動歯車装置）

s 1：サンギヤ（第一回転要素）

c a 1：キャリア（第二回転要素）

r 1：リングギヤ（第三回転要素）

C 1：第一クラッチ（分離装置）

C 2：第二クラッチ（差動規制装置）

B 1：第一ブレーキ（第一固定装置）

B 2：第二ブレーキ（第二固定装置） 40

C：ケース（非回転部材）

2 1：バッテリー（蓄電手段）

D C 1：第一ドグクラッチ（分離装置）

D C 2：第二ドグクラッチ（差動規制装置）

D C 3：第三ドグクラッチ（第二固定装置）

O C 1：第一ワンウェイクラッチ（第一固定装置）

O C 2：第二ワンウェイクラッチ（差動規制装置）

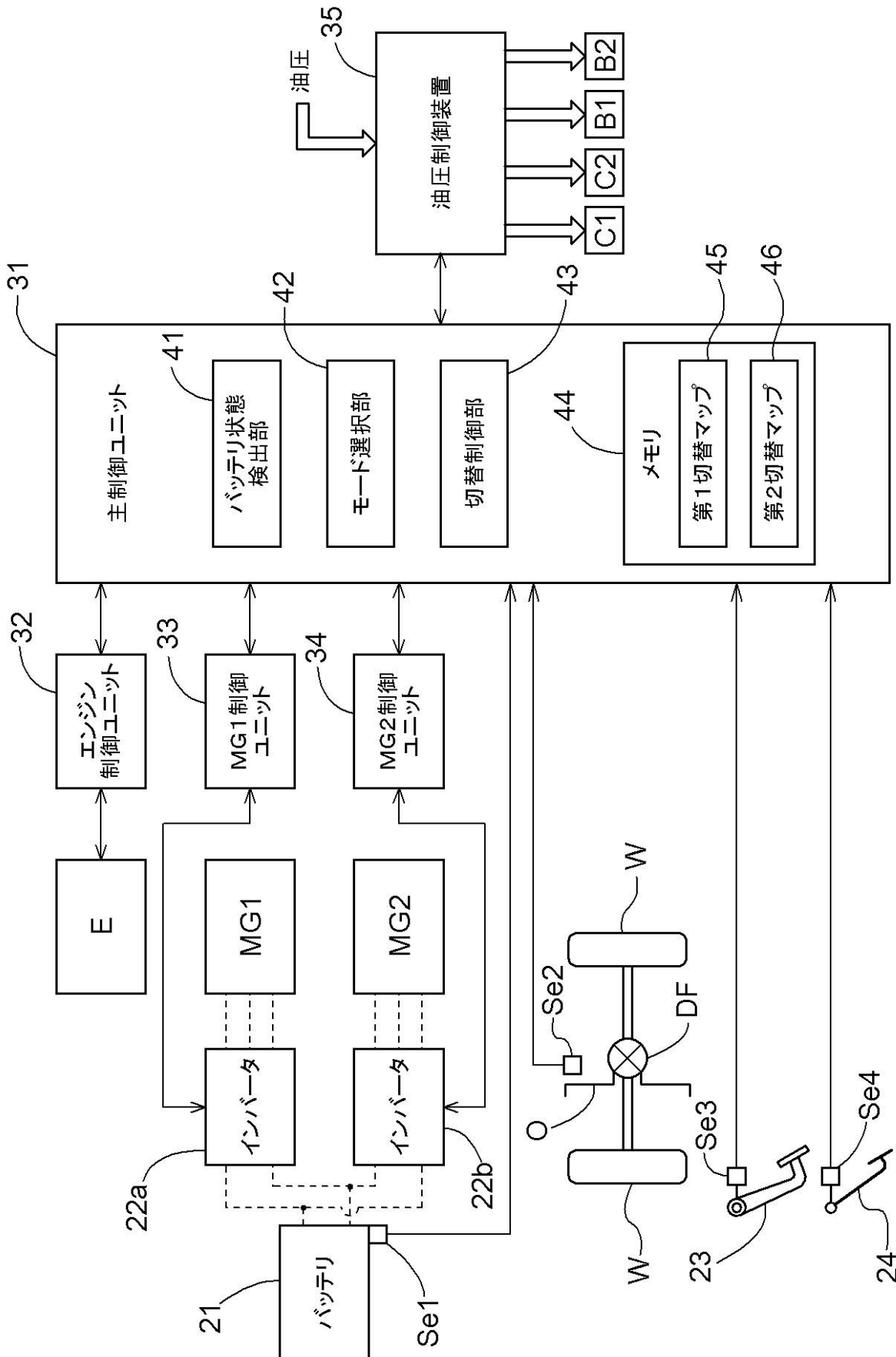
O C 3：第三ワンウェイクラッチ（第二固定装置）

D C 4：第四ドグクラッチ（差動規制装置、第二固定装置）

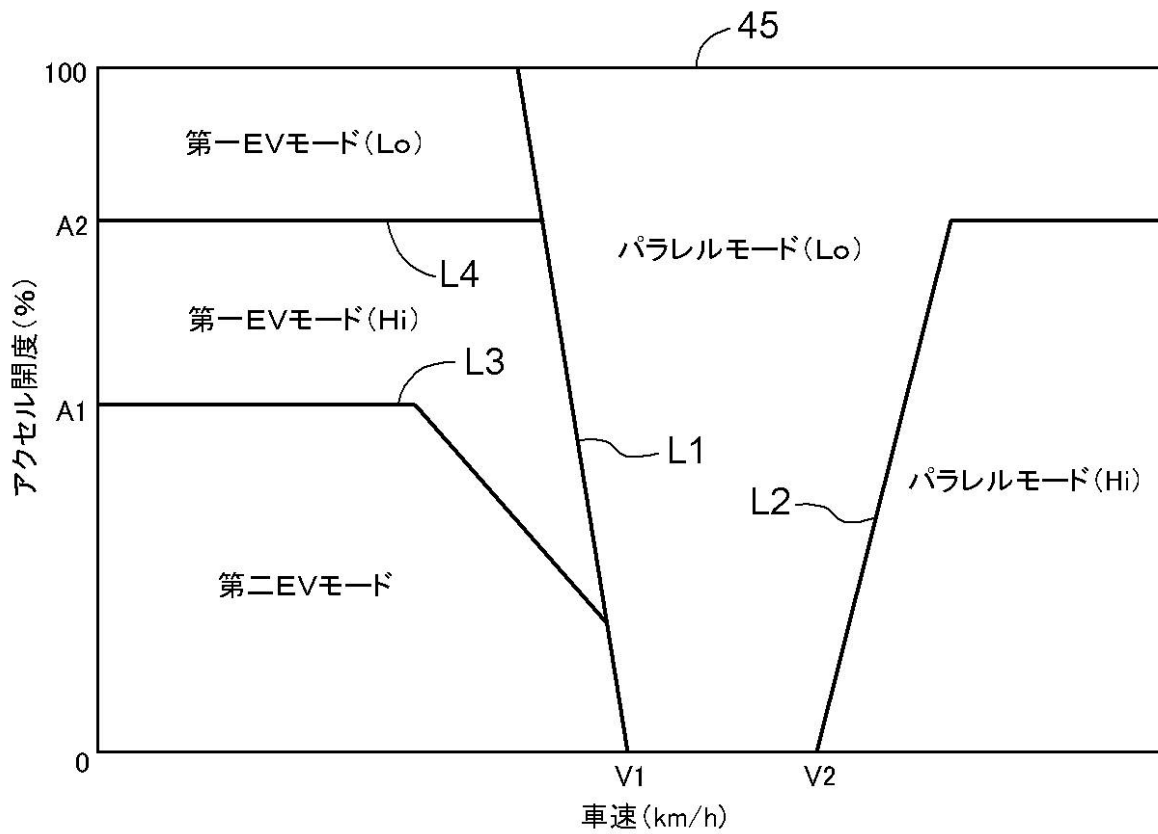
O C 4：第四ワンウェイクラッチ（差動規制装置、第二固定装置） 50

The diagram illustrates a two-stage electrostatic actuator system. It features two main stages, MG1 and MG2, each comprising a stator (St1, St2) and a rotor (Ro1, Ro2). MG1 is connected to a high voltage source H via a switch B1 and a capacitor C1. MG2 is connected to a common ground line 17 via a switch B2 and a capacitor C2. The rotors are connected to a common output line 17. A differential pressure sensor (DF) is connected to the output line 17. The diagram also shows various electrical components like resistors (r1, r2), capacitors (ca1, ca2), and a power source E.

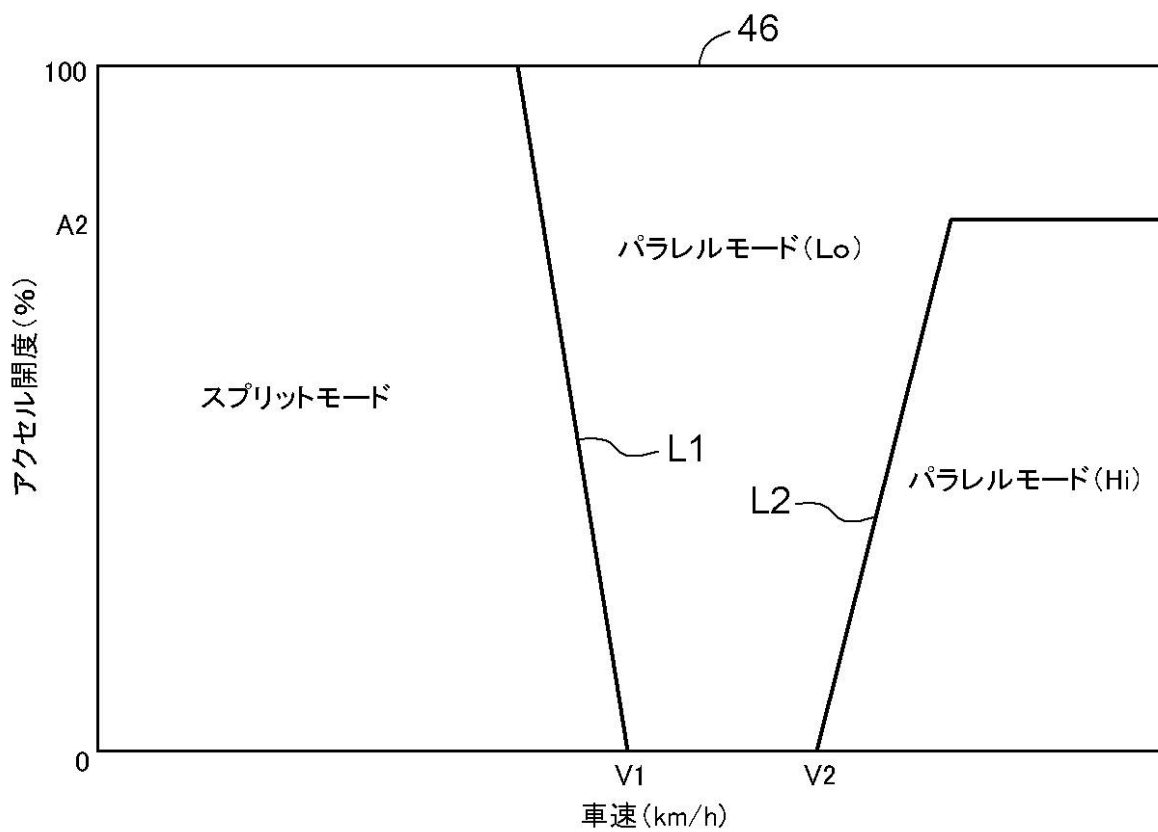
【図 2】



【図 3】



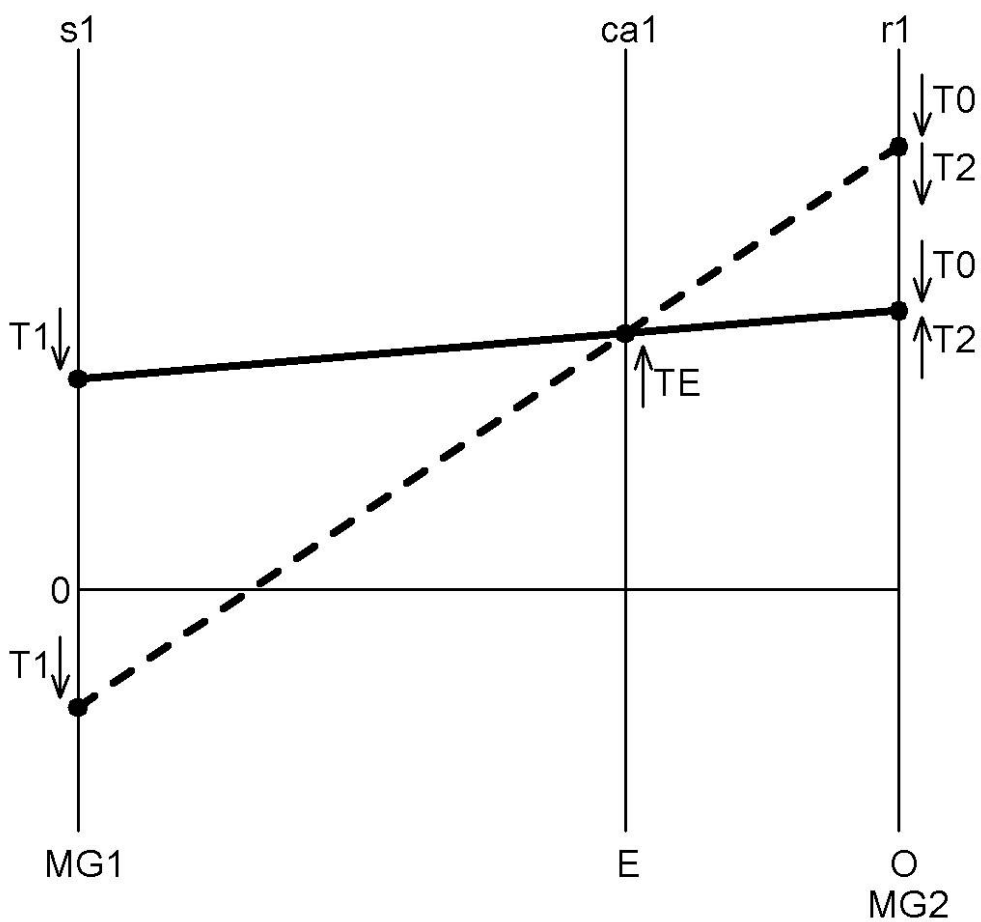
【図 4】



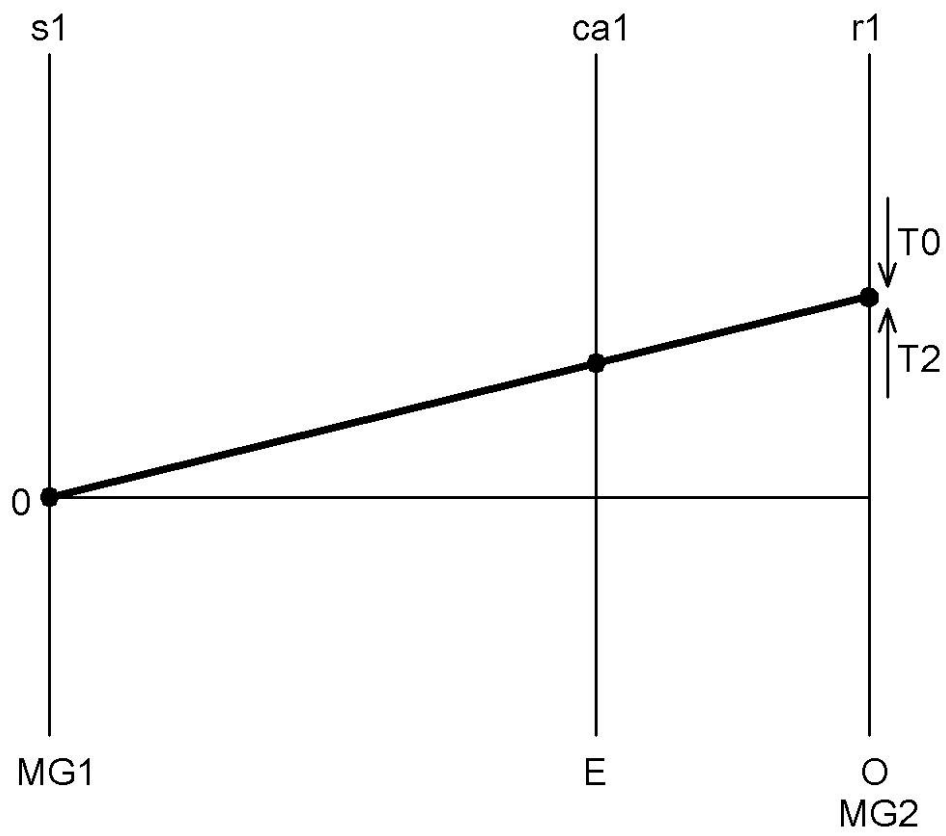
【図 5】

係合要素 モード		C1	C2	B1	B2
スプリットモード		○			
パラレルモード	Lo	○	○		
	Hi	○			○
第一EVモード	Lo	(○)		○	
	Hi		○		
第二EVモード					

【図 6】



【図 9】

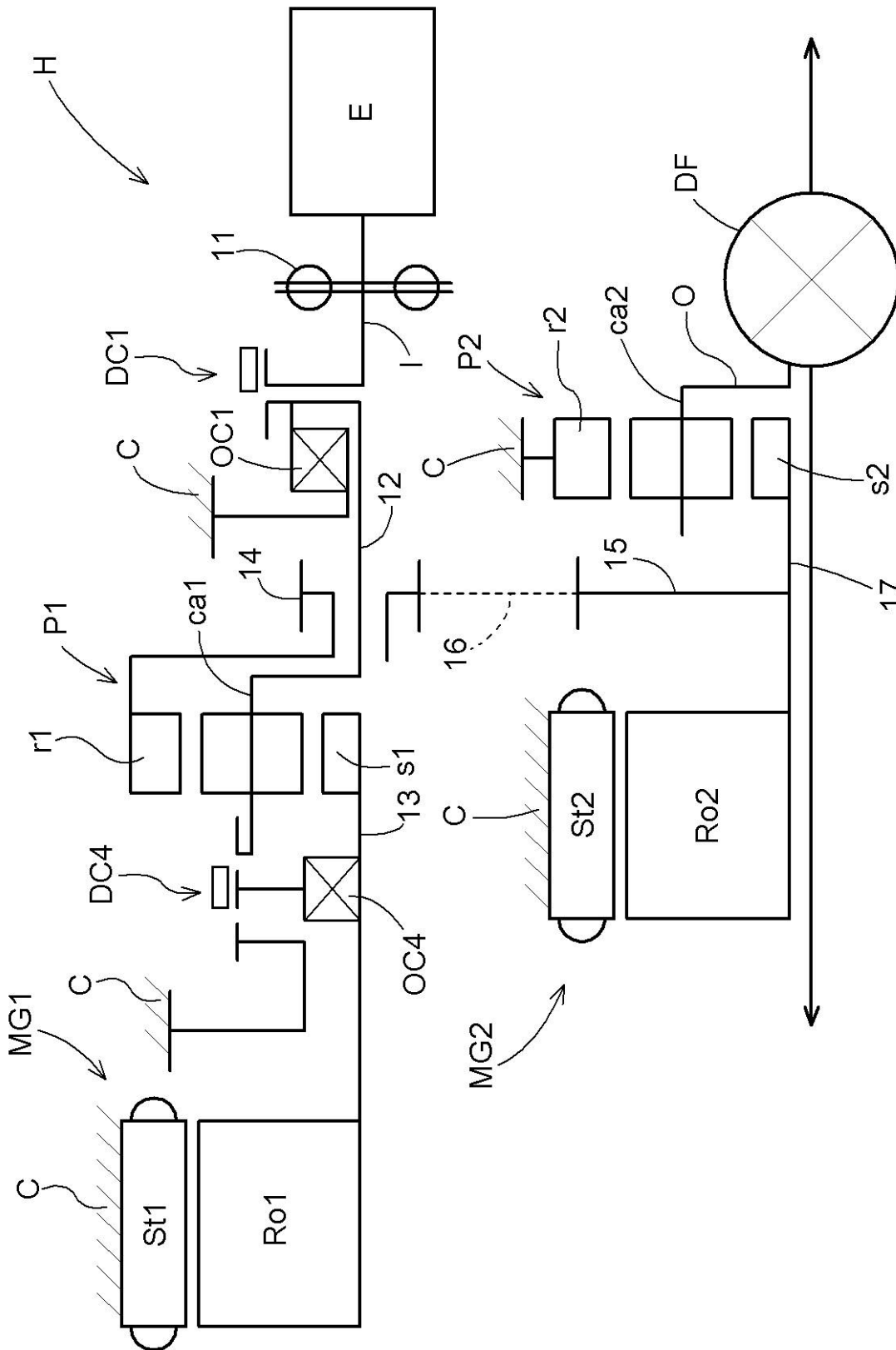


[illegible]

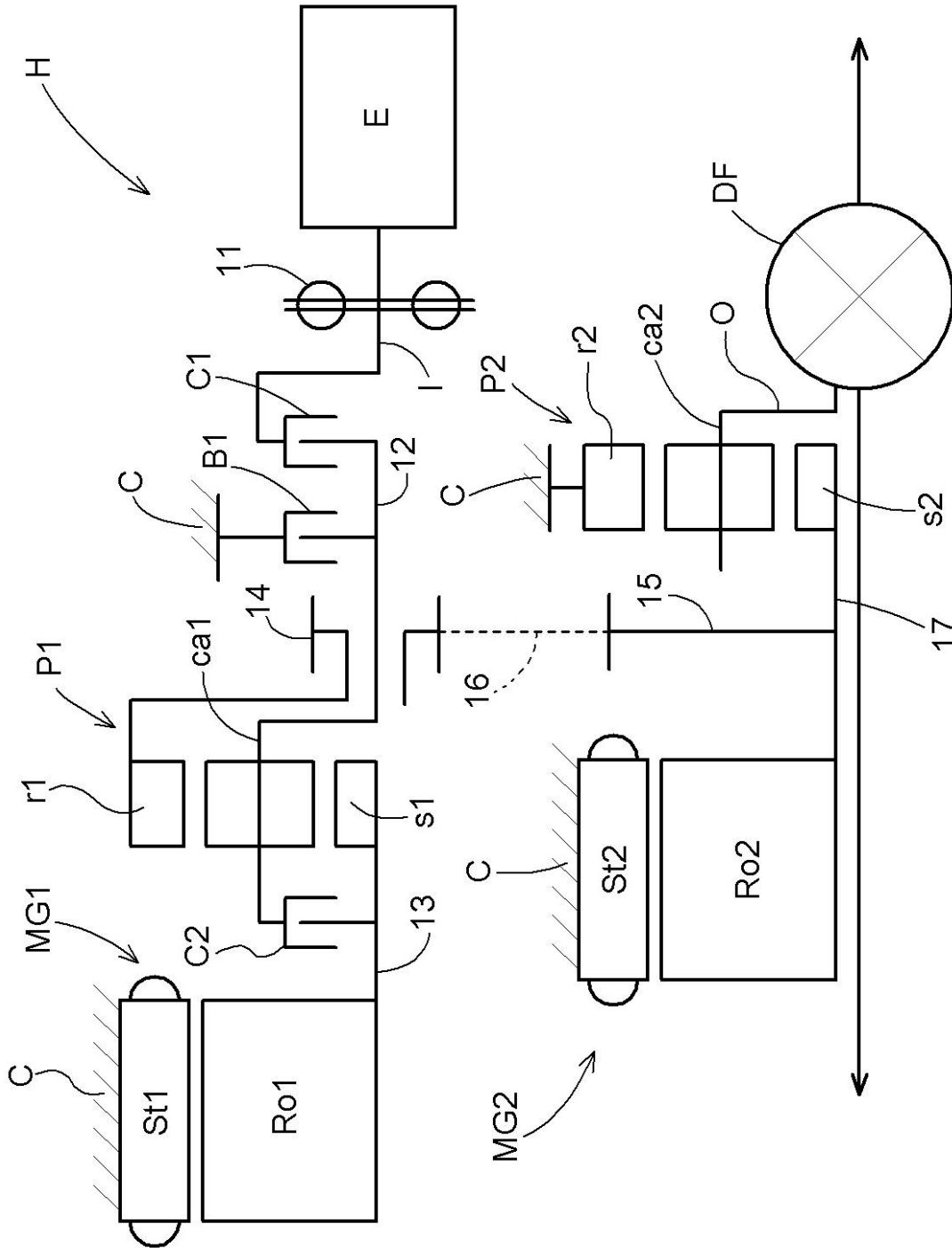
【図 1 1】

係合要素 モード		DC1	DC2	DC3	OC1	OC2	OC3
スプリットモード		○					
パラレル モード	Lo	○	○			○	
	Hi	○	(○)	○			○
第一EV モード	Lo	(○)			○		
	Hi		○			○	
第二EVモード			(○)				

【図 12】



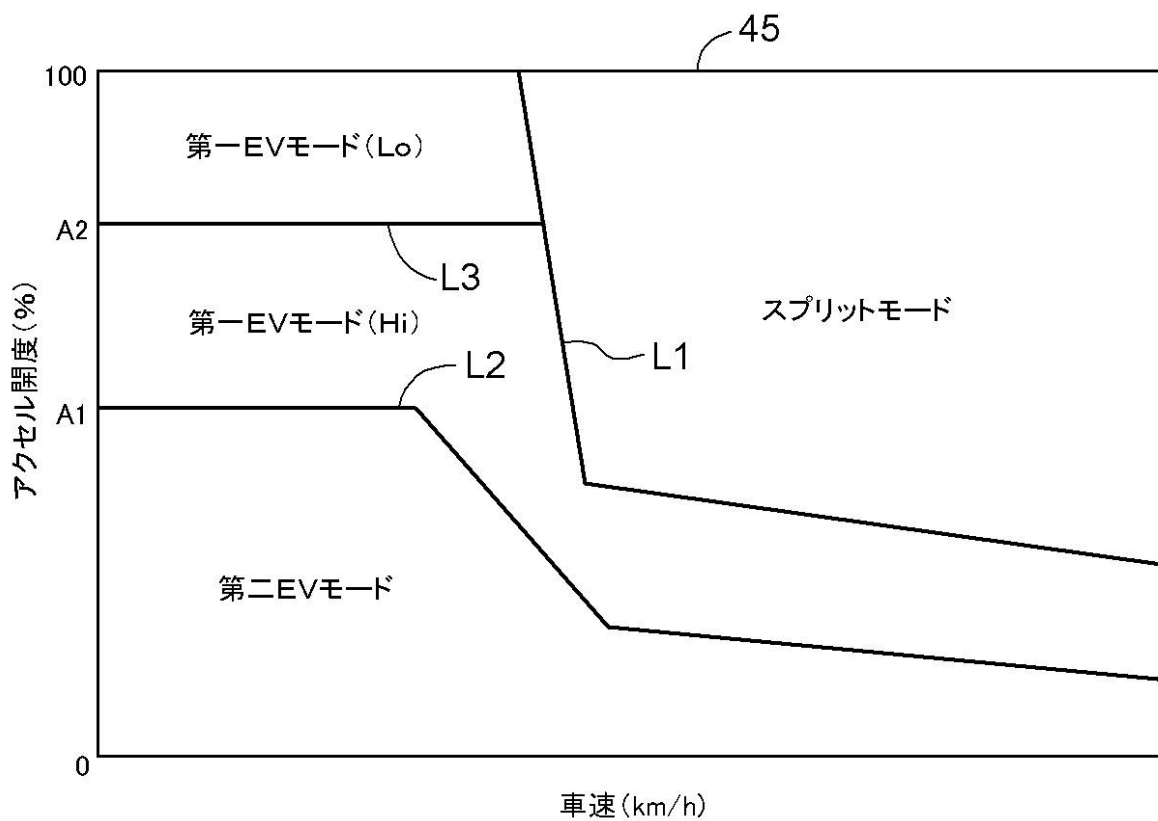
【図 13】



【図 1 4】

係合要素 モード		C1	C2	B1
スプリットモード		○		
第一EV モード	Lo	(○)		○
	Hi		○	
第二EVモード				

【図 1 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.			F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H	3/72	(2006.01)	B 6 0 K 6/365	
B 6 0 K	6/365	(2007.10)	B 6 0 K 6/40	
B 6 0 K	6/40	(2007.10)	B 6 0 K 6/383	
B 6 0 K	6/383	(2007.10)	B 6 0 K 6/387	
B 6 0 K	6/387	(2007.10)		

F ターム (参考) 3J552 MA02 MA06 MA29 NA01 NB01 NB05 NB08 PA32 PA59 PA67
RA02 SA03 SB02 UA07 VA74W VB01Z VD02Z

[Scope of Claim for Patent]

[Claim 1]

A hybrid drive device including an input member connected to an engine, an output member connected to wheels, a first rotating electrical machine, a second rotating electrical machine, and a differential gear device having three rotating elements: a rotating element connected to the input member, a rotating element connected to the output member and the second rotating electrical machine, and a rotating element connected to the first rotating electrical machine; wherein the hybrid drive device is capable of switching between a continuously variable speed mode in which the rotation of the input member is continuously changed and transmitted to the output member by making the three rotating elements of the differential gear device freely rotatable and controlling the rotation of the first rotating electrical machine, and a first rotating electrical machine drive mode in which the rotational driving force of the first rotating electrical machine is transmitted to the output member, and in which two gear stages with different gear ratios can be switched when transmitting the rotation of the first rotating electrical machine to the output member by switching the rotational state of the three rotating elements of the differential gear device.

10

[Claim 2]

A hybrid drive device according to Claim 1, wherein the first rotating electrical machine drive mode is switchable between a first gear stage that stops rotation of a rotating element connected to the input member, changes the rotation of the first rotating electrical machine, and transmits it to the output member side, and a second gear stage that transmits the rotation of the first rotating electrical machine to the output member side at the same speed while causing the differential gear device to rotate integrally.

20

[Claim 3]

A hybrid drive device according to Claim 1 or 2, further comprising of a switchable engine drive mode, in which the rotational driving force of the input member is transmitted to the output member, and in which the two gear stages with different gear ratios when transmitting the rotation of the input member to the output member can be selected by switching the rotational states of the three rotating elements of the differential gear device.

[Claim 4]

A hybrid drive device according to Claim 3, wherein the engine drive mode is switchable between a first gear stage that stops the rotation of the rotating element connected to the first rotating electrical machine and changes the rotation of the input member before transmitting it to the output member, and a second gear stage that transmits the rotation of the input member to the output member at the same speed while causing the differential gear device to rotate integrally.

30

[Claim 5]

A hybrid drive device according in any one of Claims 1 to 4, wherein the second rotating electrical machine transmits rotational driving force to the output member in one or both of the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode.

[Claim 6]

A hybrid drive device according to Claim 3 or 4, wherein the second rotating electrical machine transmits the rotational driving force to the output member in the engine drive mode.

40

[Claim 7]

A hybrid drive device according to any one of Claims 1 to 6, further comprising of a switchable second rotating electrical machine drive mode in which the first rotating electrical machine is placed in a non-driving state and the rotational driving force of the second rotating electrical machine is transmitted to the output member.

[Claim 8]

A hybrid drive device according to Claim 1 or 2, wherein the differential gear device has three rotating elements: a first rotating element, a second rotating element, and a third rotating element, and wherein the first rotating element is connected to the first rotating electrical machine, the second rotating element is connected to the input member, and the third rotating element is connected to the output member and the second rotating electrical machine, and further comprising of a first fixing device that selectively fixes the second rotating element to a non-rotating member; and a differential restricting device that selectively connects any two rotating elements of the differential gear device to rotate them integrally.

50

[Claim 9]

A hybrid drive device according to Claim 8, wherein the three rotating elements of the differential gear device include the first rotating element, the second rotating element, and the third rotating element, in the order of rotation speed.

[Claim 10]

A hybrid drive device according to Claim 8 or 9, further comprising of a separation device that selectively separates the input member from the second rotating element.

[Claim 11]

A hybrid drive device of any one of Claims 8 to 10, further comprising of a second fixing device that selectively fixes the first rotating element to a non-rotating member.

10

[Claim 12]

A hybrid drive device of any one of Claims 8 to 11, wherein in the first rotating electrical machine drive mode, a first gear position is achieved when the first fixing device is in a fixed state and the differential restricting device is in a disengaged state, and a second gear position is achieved when the first fixing device is in a disengaged state and the differential restricting device is in an engaged state.

[Claim 13]

A hybrid drive device of any one of Claims 8 to 12, wherein the continuously variable speed mode is achieved when the first fixing device is in an unfixed state and the differential restricting device is in a disengaged state.

20

[Claim 14]

A hybrid drive device according to Claim 11, further comprising of a switchable engine drive mode: a mode in which the rotational driving force of the input member is transmitted to the output member, wherein the engine drive mode is switchable between two gears with different gear ratios when the rotation of the input member is transmitted to the output member by switching the rotational states of three rotational elements of the differential gear device, and wherein in the engine drive mode, a first gear is realized when the first fixing device is in an unfixed state, the second fixing device is in a fixed state, and the differential restricting device is in a disengaged state, and a second gear is realized when the first fixing device is in an unfixed state, the second fixing device is in an unfixed state, and the differential restricting device is in an engaged state.

30

[Claim 15]

A hybrid drive device according to any one of Claims 8 to 14, wherein the first fixing device is configured to include any one of a friction engagement element that frictionally engages the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, a meshing engagement element that meshes with the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, and a one-way clutch that prevents the second rotating element from rotating in a negative direction.

[Claim 16]

A hybrid drive device according to any one of Claims 8 to 15, wherein the differential restricting device is configured to include any one of a friction engagement element that frictionally engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith; a meshing engagement element that meshes and engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith; and a combination of the meshing engagement element and a one-way clutch that prevents the rotation speed of the first rotating element from becoming faster than the rotation speed of the second rotating element.

40

[Claim 17]

A hybrid drive device according to Claim 11 or 14, wherein the second fixing device is configured to include any one of a friction engagement element that frictionally engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member; a meshing engagement element that meshes and engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member; and a combination of the meshing engagement element and a one-way clutch that prevents the first rotating element from rotating in a positive direction.

50

[Claim 18]

A hybrid drive device according to any one of Claims 1 to 17, wherein a power storage means for supplying power to the first rotating electrical machine and the second rotating electrical machine is configured to be chargeable by an external power source.

[Claim 19]

A hybrid drive device comprising of an input member connected to an engine, an output member connected to wheels, a first rotating electrical machine, a second rotating electrical machine, and a differential gear device, wherein the differential gear device has three rotating elements: a first rotating element, a second rotating element, and a third rotating element, and wherein the first rotating element is connected to the first rotating electrical machine, the second rotating element is connected to the input member, and the third rotating element is connected to the output member and the second rotating electrical machine; and further comprising of a first fixing device that selectively fixes the second rotating element to a non-rotating member, and a differential restricting device that selectively connects any two rotating elements of the differential gear device to rotate them together.

10

[Claim 20]

A hybrid drive device according to Claim 19, further comprising of a decoupling device that selectively decouples the input member and the second rotating element.

[Claim 21]

A hybrid drive device according to Claim 19 or 20, further comprising of a second fixing device that selectively fixes the first rotating element to a non-rotating member.

[Claim 22]

20

A hybrid drive device according to any one of Claims 19 to 21, wherein the three rotating elements of the differential gear device include the first rotating element, the second rotating element, and the third rotating element, in the order of rotation speed.

[Detailed Description of the Invention]

[Technical Field]

[0001]

The present invention relates to a hybrid drive device comprising of an input member connected to an engine, an output member connected to wheels, a first rotating electrical machine, a second rotating electrical machine, and a differential gear device having three rotating elements: a rotating element connected to the input member, a rotating element connected to the output member and the second rotating electrical machine, and a rotating element connected to the first rotating electrical machine.

30

[Background Art]

[0002]

In recent years, hybrid vehicles have been put into practical use, which can improve the engine's fuel efficiency and reduce exhaust gas emissions by using both an engine and a rotating electrical machine as a driving force source. As an example of a hybrid drive device used in such a hybrid vehicle, Patent Literature 1 listed below discloses a configuration comprising of an engine, an output differential gear unit connected to the wheels, a generator, an electric motor, and a planetary gear unit. In this hybrid drive device, the planetary gear unit has a generator connected to the sun gear, an engine connected to the carrier, and an electric motor and an output differential gear unit connected to the ring gear via a counter gear mechanism. In addition, the electric motor and output differential gear device connected via the counter gear mechanism are configured to rotate while maintaining a constant rotation speed ratio.

40

[0003]

[Patent Literature 1] Japanese Patent Application Laid-Open No. 08-183347 (FIG. 1)

[Disclosure of Invention]

[Problems to be Solved by the Invention]

[0004]

However, when operating as an electric vehicle (EV), in which the engine is stopped and the vehicle is driven by the driving force of either or both the electric motor and the generator, the hybrid drive device described in Patent Literature 1 above typically does not drive the generator, but it only drives the electric motor to drive the vehicle. In this case, the generator is rotated by the driving force of the electric motor, and the inertia of the generator's rotor causes additional driving force to be consumed when the vehicle accelerates or decelerates, resulting in a problem of reduced energy efficiency. Furthermore, in order to enable high-speed driving and high acceleration using only the rotational driving force of the electric motor, it is necessary to provide a large electric motor, which poses the

50

problem of increasing the size and weight of the hybrid drive device.

[0005]

In addition, in a driving mode in which the driving force of the engine is distributed between the generator and the output differential gear unit, and electricity is generated by the generator and the electric motor on the output differential gear unit supplements the vehicle's driving force, the electric power generated by the electric motor can sometimes be used to power the generator, particularly at high vehicle speeds. In this state, a portion of the rotational driving force generated by the generator is consumed by the electric motor located downstream in the power transmission system (on the wheel side) to generate electricity, creating a power circulation phenomenon that reduces energy efficiency.

[0006]

The present invention has been made in consideration of the above-mentioned problems, and its purpose is to provide a hybrid drive device that can output sufficient driving force over a wide range of vehicle speeds while suppressing increases in size and weight of the drive device, and that can also improve energy efficiency.

[Means for solving the problems]

[0007]

In order to achieve the above-mentioned objectives, the hybrid drive device of the present invention includes an input member connected to an engine, an output member connected to wheels, a first rotating electrical machine, a second rotating electrical machine, and a differential gear device having three rotating elements: a rotating element connected to the input member, a rotating element connected to the output member and the second rotating electrical machine, and a rotating element connected to the first rotating electrical machine. The characteristic configuration of this hybrid drive device is that it is switchable between a continuously variable speed mode in which the rotation of the input member is continuously changed and transmitted to the output member by making the three rotating elements of the differential gear device freely rotatable and controlling the rotation of the first rotating electrical machine, and a first rotating electrical machine drive mode in which the rotational driving force of the first rotating electrical machine is transmitted to the output member, and which is switchable between two gear stages with different gear ratios when transmitting the rotation of the first rotating electrical machine to the output member by switching the rotational state of the three rotating elements of the differential gear device.

[0008]

In this application, the term "connection" includes not only a structure that directly transmits rotation, but also a structure that indirectly transmits rotation via one or more members. Moreover, in this application, the term "rotating electrical machine" is used as a concept that includes a motor (electric motor), a generator (electric generator), and a motor-generator that functions as both a motor and a generator as necessary. Furthermore, in the present application, the term "rotational driving force" is used as a concept that includes torque.

[0009]

According to this characteristic configuration, by switching between the continuously variable transmission mode and the first rotating electrical machine drive mode, as well as the two gears provided in the first rotating electrical machine drive mode, depending on the vehicle's driving condition and vehicle speed range, it is possible to drive the vehicle with high energy efficiency while outputting sufficient driving force in a variety of vehicle driving conditions and vehicle speed ranges. Additionally, because each of these modes and gear stages is achieved by switching the rotational state of each rotating element of a single differential gear device, the drive transmission system of the hybrid drive device can be configured simply, making it possible to prevent the device from becoming larger and heavier.

[0010]

Here, it is preferable that the first rotating electrical machine drive mode be configured to be switchable between a first gear stage that stops the rotation of the rotating element connected to the input member and changes the rotation of the first rotating electrical machine before transmitting it to the output member, and a second gear stage that transmits the rotation of the first rotating electrical machine to the output member at the same speed while the differential gear device rotates integrally.

[0011]

According to this configuration, in the first rotating electrical machine drive mode in which the vehicle is driven primarily using the rotational driving force of the first rotating electrical machine, it

is possible to select and switch between a gear stage in which the rotation of the first rotating electrical machine is changed in speed by the differential gear device and transmitted to the output member side, and a gear stage in which the rotation of the first rotating electrical machine is transmitted to the output member side at the same speed without being changed in speed by the differential gear device, depending on the required driving force of the vehicle. Therefore, the first rotating electrical machine drive mode can be applied to a wide range of vehicle speeds.

[0012]

Moreover, it is preferable to configure the transmission to further include a switchable engine drive mode, which is a mode in which the rotational driving force of the input member is transmitted to the output member, and which is capable of switching between two gear stages with different gear ratios when transmitting the rotation of the input member to the output member by switching the rotational states of the three rotating elements of the differential gear device.

10

[0013]

According to this configuration, in addition to the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode, the engine drive mode can be switched depending on the running state and vehicle speed range of the vehicle. Furthermore, by appropriately switching between the two gears provided in each of the engine drive mode and the first rotating electrical machine drive mode depending on the vehicle's driving conditions and vehicle speed range, it is possible to drive the vehicle with high energy efficiency while outputting sufficient driving force in a variety of vehicle driving conditions and vehicle speed ranges. Additionally, because each of these modes and gear stages is achieved by switching the rotational state of each rotating element of a single differential gear device, the drive transmission system of the hybrid drive device can be configured simply, making it possible to prevent the device from becoming larger and heavier.

20

[0014]

It is also preferable that the engine drive mode be configured to be switchable between a first gear stage that stops the rotation of the rotating element connected to the first rotating electrical machine and changes the rotation of the input member before transmitting it to the output member, and a second gear stage that transmits the rotation of the input member at the same speed as the output member while rotating the differential gear device as a single unit.

[0015]

30

According to this configuration, in the engine drive mode in which the vehicle is driven mainly using the rotational driving force of the engine, it is possible to select and switch between a gear stage in which the engine rotation is changed in speed by the differential gear device and transmitted to the output member side, and a gear stage in which the engine rotation is transmitted to the output member side at the same speed without being changed in speed by the differential gear device, depending on the required driving force of the vehicle. Therefore, the engine drive mode can be applied to a wide range of vehicle speeds.

[0016]

Preferably, the second rotating electrical machine is configured to transmit a rotational driving force to the output member in one or both of the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode.

40

[0017]

According to this configuration, in one or both of the continuously variable transmission mode and the first rotating electrical machine drive mode, by supplementarily adding the driving force of the second rotating electrical machine to the rotational driving force of the engine or the rotational driving force of the first rotating electrical machine distributed to the output member by the differential gear device, it is possible to output an appropriate driving force to the output member in accordance with the driving force required by the vehicle.

[0018]

It is also preferable that the second rotating electrical machine is configured to transmit rotational driving force to the output member in the engine drive mode.

50

[0019]

According to this configuration, in engine drive mode, by supplementing the driving force of the second rotating electrical machine with the driving force of the engine, it is possible to output an appropriate driving force to the output member in accordance with the required driving force of the vehicle.

[0020]

It is also preferable that the configuration further includes a switchable second rotating electrical machine drive mode in which the first rotating electrical machine is put into a non-driving state and the rotational driving force of the second rotating electrical machine is transmitted to the output member.

[0021]

With this configuration, in addition to the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode, it is possible to further switch to the second rotating electrical machine drive mode in which the vehicle is propelled using the rotational driving force of the second rotating electrical machine. Furthermore, if the hybrid drive device has an engine drive mode, in addition to the continuously variable speed mode, the engine drive mode, and the first rotating electrical machine drive mode, it is possible to switch to a second rotating electrical machine drive mode in which the vehicle is propelled using the rotational driving force of the second rotating electrical machine. Therefore, by switching between the above modes depending on the vehicle's running state and vehicle speed range, it is possible to run the vehicle with even higher energy efficiency while still outputting sufficient driving force.

[0022]

Moreover, as a specific configuration of the hybrid drive device for realizing each of the above modes, it is preferable that the differential gear device has three rotating elements: a first rotating element, a second rotating element, and a third rotating element, with the first rotating element being connected to the first rotating electrical machine, the second rotating element being connected to the input member, and the third rotating element being connected to the output member and the second rotating electrical machine, and wherein it is configured to include a first fixing device that selectively fixes the second rotating element to a non-rotating member, and a differential restricting device that selectively connects any two rotating elements of the differential gear device to rotate them together.

[0023]

According to this configuration, by controlling the first fixing device and the differential restricting device, the rotational states of the three rotating elements of the differential gear device can be switched to realize each mode of the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode, as well as each gear stage of the first rotating electrical machine drive mode. Therefore, with this configuration, it is possible to realize a hybrid drive device with a simple configuration that can switch between each mode and each gear position depending on the vehicle's driving state and vehicle speed range, and that can output sufficient driving force while running the vehicle with high energy efficiency in various vehicle driving states and vehicle speed ranges.

[0024]

Preferably, the three rotating elements of the differential gear device are the first rotating element, the second rotating element, and the third rotating element in order of rotation speed.

[0025]

In the present application, the "order of rotation speed" refers to either the order from high speed to low speed, or the order from low speed to high speed, depending on the rotation state of the differential gear device, but the order of the rotating elements remains the same in either case.

[0026]

According to this configuration, in the continuously variable speed mode, the rotational driving force of the input member connected to the engine is transmitted to the first rotating electrical machine to generate electricity, while the rotation of the input member is continuously changed and the rotational driving force is transmitted to the output member side to run the vehicle. At this time, the second rotating electrical machine is powered by the electric power generated by the first rotating electrical machine, and the rotational driving force of the second rotating electrical machine can supplement the rotational driving force from the input member. Furthermore, according to this configuration, in the first rotating electrical machine drive mode, by connecting the differential restricting device, a direct drive stage can be realized in which the differential gear device transmits the rotation of the first rotating electrical machine to the output member at the same speed, and by fixing the first fixing device, another gear stage can be realized in which the differential gear device changes the speed of the rotation of the first rotating electrical machine and transmits it to the output member.

[0027]

Preferably, the apparatus further comprises a separation device that selectively separates the input member from the second rotating element.

[0028]

According to this configuration, in a mode in which the vehicle is driven solely by the rotational driving force of one or both of the first rotating electrical machine and the second rotating electrical machine without using the rotational driving force of the engine, the input member and the second rotating element of the differential gear device can be separated. Therefore, it is possible to prevent the rotational driving force of one or both of the first and second rotating electrical machines from being consumed in order to cause the engine to idle. Therefore, in such a mode in which the rotational driving force of the engine is not used, it is possible to improve energy efficiency.

10

[0029]

Preferably, the device further comprises a second fixing device that selectively fixes the first rotating element to a non-rotating member.

[0030]

According to this configuration, by controlling the second fixing device in addition to the first fixing device and the differential restricting device, the rotational states of the three rotating elements of the differential gear device can be switched, and in addition to the continuously variable speed mode and each mode of the first rotating electrical machine drive mode, and each gear stage of the first rotating electrical machine drive mode, the engine drive mode and each gear stage of the engine drive mode can also be realized. Furthermore, when the three rotating elements of the differential gear device are the first rotating element, the second rotating element, and the third rotating element in order of rotation speed, in engine drive mode, by connecting the differential restricting device, a direct drive stage can be realized in which the differential gear device transmits the rotation of the input member to the output member at the same speed, and by fixing the second fixing device, a speed increase stage can be realized in which the differential gear device increases the rotation of the input member and transmits it to the output member. Therefore, the engine drive mode can be applied to the medium to high vehicle speed range, and particularly in the high vehicle speed range, by using the increased speed stage of the engine drive mode, the engine rotation speed can be kept low while driving. As a result, it is possible to run the vehicle with high energy efficiency using the rotational driving force of the engine.

20

30

[0031]

In the specific configuration of the hybrid drive device described above, in the first rotating electrical machine drive mode, a first gear stage is realized when the first fixing device is in a fixed state and the differential restricting device is in a disconnected state, and a second gear stage is realized when the first fixing device is in a disconnected state and the differential restricting device is in a connected state.

[0032]

The continuously variable speed mode is realized when the first fixing device is in an unfixed state and the differential restricting device is in a disconnected state.

[0033]

In addition, when the vehicle further includes a second fixing device that selectively fixes the first rotating element to a non-rotating member, and further includes a switchable engine drive mode that is a mode in which the rotational driving force of the input member is transmitted to the output member, and that is capable of switching between two gear stages with different gear ratios when transmitting the rotation of the input member to the output member by switching the rotational state of the three rotating elements of the differential gear device, in the engine drive mode, the first gear stage is realized when the first fixing device is in an unfixed state, the second fixing device is in a fixed state, and the differential restriction device is in a disconnected state, and the second gear stage is realized when the first fixing device is in an unfixed state, the second fixing device is in an unfixed state, and the differential restricting device is in a connected state.

40

50

[0034]

Preferably, the first fixing device is configured to have, for example, any of a frictional engagement element that frictionally engages the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, a meshing engagement element that meshes and engages the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, and a one-way clutch that prevents the second rotating element from rotating in the

negative direction.

[0035]

Furthermore, it is preferable that the differential restricting device is configured to include any of a friction engagement element that frictionally engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith, a meshing engagement element that meshes and engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with the second rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith, and a combination of the meshing engagement element and a one-way clutch that prevents the rotation speed of the first rotating element from becoming faster than the rotation speed of the second rotating element.

10

[0036]

It is also preferable that the second fixing device is configured to have any of a friction engagement element that frictionally engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, a meshing engagement element that meshes and engages the first rotating element or a rotating element that rotates integrally therewith with a non-rotating member, and a combination of the meshing engagement element and a one-way clutch that prevents the first rotating element from rotating in the positive direction.

[0037]

The hybrid drive device of the present invention has a first rotating electrical machine drive mode that has two switchable gear stages, making it possible to execute a mode in which the vehicle runs using only the rotational driving force of the rotating electrical machine without using the rotational driving force of the engine, over a relatively wide vehicle speed range. Therefore, this hybrid drive device is particularly suitable as a drive device for a so-called plug-in hybrid vehicle in which the storage means for supplying power to the first rotating electrical machine and the second rotating electrical machine is configured to be chargeable by an external power source.

20

[0038]

Another characteristic configuration of the hybrid drive device of the present invention, which is equipped with an input member connected to an engine, an output member connected to wheels, a first rotating electrical machine, a second rotating electrical machine, and a differential gear device, is that the differential gear device has three rotating elements: a first rotating element, a second rotating element, and a third rotating element, the first rotating element being connected to the first rotating electrical machine, the second rotating element being connected to the input member, and the third rotating element being connected to the output member and the second rotating electrical machine, and is equipped with a first fixing device that selectively fixes the second rotating element to a non-rotating member, and a differential restricting device that selectively connects any two rotating elements of the differential gear device to rotate them together.

30

[0039]

According to this characteristic configuration, by controlling the first fixing device and the differential restricting device, it is possible to realize two gear stages with different gear ratios: a continuously variable speed mode in which the rotation of the input member is continuously changed and transmitted to the output member, and a first rotating electrical machine drive mode in which the rotational driving force of the first rotating electrical machine is transmitted to the output member. Therefore, with this configuration, it is possible to realize a hybrid drive device that can switch between each mode and each gear position depending on the vehicle's driving conditions and vehicle speed range, and that can output sufficient driving force while running the vehicle with high energy efficiency in various vehicle driving conditions and vehicle speed ranges. Additionally, because each of these modes and gear stages is achieved by switching the rotational state of each rotating element of a single differential gear device, the drive transmission system of the hybrid drive device can be configured simply, making it possible to prevent the device from becoming larger and heavier.

40

[0040]

Preferably, the apparatus further comprises a separation device that selectively separates the input member from the second rotating element.

50

[0041]

According to this configuration, in the first rotating electrical machine drive mode in which the vehicle is driven only by the rotational driving force of the first rotating electrical machine, the input member and the second rotating element of the differential gear device can be separated. As a result,

the rotational driving force of the first rotating electrical machine can be prevented from being consumed in idling the engine. Therefore, in the first rotating electrical machine drive mode in which the rotational driving force of the engine is not used, it is possible to improve energy efficiency.

[0042]

Preferably, the device further comprises a second fixing device that selectively fixes the first rotating element to a non-rotating member.

[0043]

With this configuration, in addition to the above-mentioned continuously variable speed mode and the two gear stages of the first rotating electrical machine drive mode, it is possible to further realize two gear stages with different gear ratios in the engine drive mode that transmits the rotational driving force of the input member to the output member. Therefore, it is possible to realize a hybrid drive device that can switch between modes and gear stages depending on the vehicle's driving conditions and vehicle speed range, and that can output sufficient driving force while running the vehicle with high energy efficiency in various vehicle driving conditions and vehicle speed ranges.

[0044]

Preferably, the three rotating elements of the differential gear device are configured in the order of rotation speed as the first rotating element, the second rotating element, and the third rotating element.

[0045]

According to this configuration, in the continuously variable speed mode, the rotational driving force of the input member connected to the engine is transmitted to the first rotating electrical machine to generate electricity, while the rotation of the input member is continuously changed and the rotational driving force is transmitted to the output member side to run the vehicle. At this time, the second rotating electrical machine is powered by the electric power generated by the first rotating electrical machine, and the rotational driving force of the second rotating electrical machine can supplement the rotational driving force from the input member. Furthermore, according to this configuration, in the first rotating electrical machine drive mode, by connecting the differential restricting device, a direct drive stage can be realized in which the differential gear device transmits the rotation of the first rotating electrical machine to the output member at the same speed, and by fixing the first fixing device, another gear stage can be realized in which the differential gear device changes the speed of the rotation of the first rotating electrical machine and transmits it to the output member. In addition, according to this configuration, when a second fixing device is further provided and the engine drive mode is further switchable, by connecting the differential restricting device, a direct drive stage can be realized in which the differential gear device transmits the rotation of the input member to the output member at the same speed, and by fixing the second fixing device, a speed increase stage can be realized in which the differential gear device increases the rotation of the input member and transmits it to the output member. Therefore, the engine drive mode can be applied to medium to high vehicle speeds, and by using the increased gear ratio of the engine drive mode, especially at high vehicle speeds, the engine rotation speed can be kept low while driving, making it possible to use the rotational driving force of the engine to drive the vehicle with high energy efficiency.

[Detailed Description of the Preferred Embodiments]

[0046]

1. First Embodiment

First of all, the first embodiment of the present invention will be described with reference to the drawings. FIG. 1 is a skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device H according to this embodiment. In addition, FIG. 1 shows a partially omitted axially symmetrical configuration. FIG. 2 is a schematic diagram showing the system configuration of the hybrid drive device H according to this embodiment. In FIG. 2, solid arrows indicate transmission paths for various types of information, dashed arrows indicate transmission paths for power, and hollow arrows indicate transmission paths for hydraulic pressure.

[0047]

As shown in FIG. 1, the hybrid drive device H includes an input shaft I connected to an engine E, an output member O connected to wheels W (see FIG. 2) via an output differential gear device DF, a first motor-generator MG1, a second motor-generator MG2, and a first planetary gear device P1. Here, the first planetary gear device P1 has three rotating elements: a rotating element connected to the input shaft I, a rotating element connected to the output member O and the second motor-generator

MG2, and a rotating element connected to the first motor-generator MG1. The hybrid drive device H is capable of switching between a plurality of modes and the gear stages provided in each mode by switching the rotational states of the three rotational elements of the first planetary gear device P1. In this embodiment, the second motor-generator MG2 is connected to one rotating element of the first planetary gear device P1 via a transmission chain 16, and is connected to the output member O via the second planetary gear set P2, which functions as a reduction gear. Additionally, each component of the hybrid drive device H is housed in a drive unit case C (hereinafter simply referred to as "case C") which serves as a non-rotating member fixed to the vehicle body. In this embodiment, the first motor-generator MG1 corresponds to the "first rotating electrical machine" in the present invention, and the second motor-generator MG2 corresponds to the "second rotating electrical machine" in the present invention. The input shaft I corresponds to the "input member" in the present invention, and the first planetary gear device P1 corresponds to the "differential gear device" in the present invention. [0048]

10

1-1. Mechanical configuration of the hybrid drive device

First, the mechanical configuration of each part of the hybrid drive device H will be described. As shown in FIG. 1, the input shaft I is connected to an engine E. The engine E is an internal combustion engine driven by the combustion of fuel, and may be any of various known engines such as a gasoline engine or a diesel engine. In this example, the input shaft I is connected to an output rotating shaft such as a crankshaft of an engine E via a damper 11. It is also preferable that the input shaft I is connected integrally with the output rotary shaft of the engine E, or connected via another member such as a clutch. In this embodiment, the input shaft I rotates integrally with the output rotating shaft of the engine E, and so the rotation of the input shaft I is the same as the rotation of the engine E, and the rotational driving force (torque) of the input shaft I is the same as the rotational driving force (torque) of the engine E. Therefore, in the following, unless a particular distinction is needed, the rotation of the input shaft I and engine E will be referred to simply as the rotation of engine E, and the rotational driving force (torque) of the input shaft I and engine E will be referred to simply as the rotational driving force (torque) of engine E, as appropriate. [0049]

20

The output member O is connected to wheels W (see FIG. 2) via an output differential gear device DF so as to be able to transmit rotational driving force. In this example, the output member O is configured by a member that connects the differential case of the output differential gear device DF and the carrier ca2 of the second planetary gear device P2 and rotates integrally therewith. The output member O may be a member formed integrally with one or both of the differential case of the output differential gear device DF and the carrier ca2 of the second planetary gear device P2, or may be configured as a separate member from these. In this embodiment, the input shaft I and the output member O are arranged on different axes. In other words, this hybrid drive device H has a two-axis configuration in which the engine E, first planetary gear device P1, and first motor-generator MG1 are arranged on a first axis coaxial with the input shaft I, and the second motor-generator MG2, second planetary gear device P2, and output differential gear device DF are arranged on a second axis coaxial with the output member O. [0050]

30

40

As shown in FIG. 1, the first motor-generator MG1 has a stator St1 fixed to a case C, and a rotor Ro1 rotatably supported radially inside the stator St1. The rotor Ro1 of the first motor-generator MG1 is connected to the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 so as to rotate integrally with it. The second motor-generator MG2 also has a stator St2 fixed to the case C, and a rotor Ro2 rotatably supported radially inside the stator St2. The rotor Ro2 of the second motor-generator MG2 is connected to the sun gear s2 of the second planetary gear set P2 so as to rotate integrally with it. As shown in FIG. 2, the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 are electrically connected to the battery 21 via inverters 22a and 22b, respectively. The first motor generator MG1 and the second motor generator MG2 are each capable of functioning as a motor (electric motor) that receives a supply of electric power to generate power, and as a generator (electric power generator) that receives a supply of power to generate electricity. [0051]

50

The battery 21 that supplies power to the first motor generator MG1 and the second motor generator MG2 is configured to be rechargeable by an external power source such as a household power source. That is, although not shown in the figure, the battery 21 is electrically connected to a connector that

is connected to an external power source, and if the external power source is an AC power source, an inverter that converts it to DC, and the like, and is configured to be charged by the external power source. As a result, the hybrid drive device H is configured as a drive system for a plug-in hybrid vehicle. The battery 21 is an example of a power storage means, and other power storage means such as a capacitor may be used, or a plurality of types of power storage means may be used in combination. [0052]

As will be described later, the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 each function as either a generator or a motor depending on the relationship between the direction of rotation and the direction of the rotational driving force. When the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 function as generators, they supply the generated electricity to the battery 21 to charge it, or supply the electricity to the other motor-generator MG1, MG2, which functions as a motor, to power it. Furthermore, when the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 function as motors, they are powered by electricity that is charged in the battery 21 or generated by the other motor-generator MG1, MG2 functioning as a generator. The operation of the first motor generator MG1 is controlled via the MG1 control unit 33 and the inverter 22a in accordance with control commands from the main control unit 31, and the operation of the second motor generator MG2 is controlled via the MG2 control unit 34 and the inverter 22b in accordance with control commands from the main control unit 31. [0053]

In this embodiment, as shown in FIG. 1, the first planetary gear device P1 is a single-pinion planetary gear mechanism that is arranged coaxially with the input shaft I. That is, the first planetary gear device P1 has, as rotating elements, a carrier ca1 that supports a plurality of pinion gears, and a sun gear s1 and a ring gear r1 that mesh with the pinion gears, respectively. The sun gear s1 is connected to rotate integrally with a first rotor shaft 13, which is the rotation shaft of the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1. The carrier ca1 is connected to the intermediate shaft 12 so as to rotate integrally with the intermediate shaft 12. The ring gear r1 is connected to the drive gear 14 so as to rotate integrally with it. In this way, the first planetary gear device P1 as a differential gear device has three rotating elements, and in this embodiment, the sun gear s1, carrier ca1, and ring gear r1 correspond to "the first rotating element", "the second rotating element", and "the third rotating element" in the present invention, respectively. In the first planetary gear device P1, the three rotating elements, in order of rotation speed, are a sun gear s1 (the first rotating element), a carrier ca1 (the second rotating element), and a ring gear r1 (the third rotating element). [0054]

The sun gear s1 of the first planetary gear device P1, the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1, and the first rotor shaft 13 are selectively fixed to the case C by a second brake B2. The carrier ca1 and the intermediate shaft 12 of the first planetary gear device P1 are selectively fixed to the case C by the first brake B1, and are selectively connected to the input shaft I via the first clutch C1. In other words, the first clutch C1 functions to selectively separate the carrier ca1 and the intermediate shaft 12 of the first planetary gear device P1 from the input shaft I. That is, the carrier ca1 and intermediate shaft 12 of the first planetary gear device P1 are connected to rotate integrally with the input shaft I when the first clutch C1 is engaged, and are separated from the input shaft I when the first clutch C1 is released. In addition, the sun gear s1 of the first planetary gear device P1, the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1, and the first rotor shaft 13 are selectively connected to the carrier ca1 and the intermediate shaft 12 of the first planetary gear device P1 via the second clutch C2. In other words, the sun gear s1 and the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 are connected to rotate integrally with each other when the second clutch C2 is in the engaged state. In this embodiment, the first brake B1 corresponds to the "first fixing device" in the present invention, and the second brake B2 corresponds to the "second fixing device" in the present invention. Also, the first clutch C1 corresponds to the "separation device" in the present invention, and the second clutch C2 corresponds to the "differential restricting device" in the present invention. [0055]

In this embodiment, the first fixing device, the second fixing device, the separation device, and the differential restricting device are all configured by brakes or clutches as friction engagement elements. That is, the second brake B2 as the second fixing device frictionally engages the case C with the first rotor shaft 13, which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1. The first brake B1 as a first fixing device frictionally engages the case C with the intermediate shaft 12,

which rotates integrally with the carrier ca1 of the first planetary gear device P1. The first clutch C1 as a separation device frictionally engages the input shaft I with the intermediate shaft 12 which rotates integrally with the carrier ca1 of the first planetary gear device P1. The second clutch C2, which serves as a differential restricting device, frictionally engages the carrier ca1 with the first rotor shaft 13, which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1. As these friction engagement elements, a multi-plate clutch or a multi-plate brake, which are both operated by hydraulic pressure, can be used. As shown in FIG. 2, hydraulic pressure is supplied to these friction engagement elements B1, B2, C1, and C2 from the hydraulic control device 35 that operates in response to control commands from the main control unit 31, and this hydraulic pressure controls the engagement or release of each of the friction engagement elements B1, B2, C1, and C2. In this embodiment, for the first brake B1 and the second brake B2, the engaged state corresponds to the fixed state of the first fixing device and the second fixing device, and the released (disengaged) state corresponds to the non-fixed state of the first fixing device and the second fixing device. Furthermore, for the first clutch C1 and the second clutch C2, the engaged state corresponds to the connected state of the separation device and the differential restricting device, and the released (disengaged) state corresponds to the disconnected state of the separation device and the differential restricting device.

[0056]

The second planetary gear device P2 is a single-pinion planetary gear mechanism that is arranged coaxially with the output member O. That is, the second planetary gear device P2 has, as rotating elements, a carrier ca2 that supports a plurality of pinion gears, and a sun gear s2 and a ring gear r2 that mesh with the pinion gears, respectively. The sun gear s2 is connected to rotate integrally with a second rotor shaft 17, which is the rotation shaft of the rotor Ro2 of the second motor-generator MG2. The carrier ca2 is connected to the output member O and the differential case of the output differential gear device DF so as to rotate integrally with them. The ring gear r2 is fixed to the case C. As a result, the second planetary gear device P2 functions as a reduction device that reduces the rotation speed of the second rotor shaft 17 at a constant reduction ratio, outputs it from the carrier ca2, and transmits it to the output member O and the differential case of the output differential gear device DF.

[0057]

Meanwhile, the driven gear 15 is fixed to the second rotor shaft 17 so as to rotate integrally therewith. A transmission chain 16 is wound around the driven gear 15 to connect the drive gear 14, which rotates integrally with the ring gear r1 of the first planetary gear device P1, to the driven gear 15. As a result, the drive gear 14 and the driven gear 15 are connected via the transmission chain 16 so that a driving force can be transmitted. Here, the driven gear 15 has a larger diameter than the drive gear 14. Therefore, the rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 and the drive gear 14 is reduced in speed and transmitted to the second rotor shaft 17 via the drive gear 14, the transmission chain 16, and the driven gear 15. In other words, the rotation of the sun gear s2 of the second planetary gear device P2, the rotor Ro2 of the second motor-generator MG2, and the second rotor shaft 17 is accelerated via the driven gear 15, the transmission chain 16, and the drive gear 14 and transmitted to the ring gear r1 of the first planetary gear device P1.

[0058]

1-2. Hybrid drive control system configuration

As shown in FIG. 2, the hybrid drive device H includes a main control unit 31 for controlling each part of the system. The main control unit 31 is connected to an engine control unit 32, an MG1 control unit 33, an MG2 control unit 34, and a hydraulic control device 35 in a state where information can be exchanged between them. The engine control unit 32 controls each part of the engine E so that the engine E outputs a desired rotation speed and torque. The MG1 control unit 33 controls the inverter 22a, thereby controlling the first motor generator MG1 so that it outputs a desired rotation speed and torque. The MG2 control unit 34 controls the inverter 22b so that the second motor generator MG2 outputs a desired rotation speed and torque. The hydraulic control device 35 adjusts the hydraulic pressure supplied from an oil pump (not shown) and distributes it to each of the friction engagement elements B1, B2, C1, and C2, thereby controlling the engagement or release of each of the friction engagement elements B1, B2, C1, and C2. The engagement and release of the friction engagement elements B1, B2, C1, and C2 is carried out based on control commands from the main control unit 31.

[0059]

Furthermore, the main control unit 31 is configured to be able to acquire information from sensors

and the like provided in various parts of the vehicle in order to acquire information on various parts of the vehicle on which the hybrid drive device H is mounted. In the illustrated example, the main control unit 31 is configured to be able to acquire information from a battery state detection sensor Se1, a vehicle speed sensor Se2, an accelerator operation detection sensor Se3, and a brake operation detection sensor Se4. The battery state detection sensor Se1 is a sensor for detecting the state of the battery 21, such as the charge amount, and is configured by, for example, a voltage sensor or a current sensor. The vehicle speed sensor Se2 is a sensor for detecting the rotation speed of the output member O in order to detect the vehicle speed. The accelerator operation detection sensor Se3 is a sensor for detecting the amount of operation of the accelerator pedal 23. The brake operation detection sensor Se4 is a sensor for detecting the amount of operation of the brake pedal 24 which is linked to a wheel brake (not shown).

10

[0060]

The main control unit 31 uses information acquired by the sensors Se1 to Se4 to select a plurality of modes and a gear position provided in each mode, which will be described later. The main control unit 31 controls the engagement states of the first clutch C1, the second clutch C2, the first brake B1, and the second brake B2 via the hydraulic control device 35, thereby switching the mode and gear position. Furthermore, the main control unit 31 coordinates and controls the operating states of the engine E, the first motor-generator MG1, and the second motor-generator MG2 via the engine control unit 32, the MG1 control unit 33, and the MG2 control unit 34, thereby ensuring that the vehicle runs appropriately according to the selected mode and gear position.

20

[0061]

Therefore, in this embodiment, the main control unit 31 includes a battery state detection unit 41, a mode selection unit 42, and a switching control unit 43 as functional units for executing various controls. Each of these means provided in the main control unit 31 is configured with a central processing unit such as a CPU as its core component, and functional units for performing various processes on input data implemented by hardware, software (programs), or both. The main control unit 31 also includes a memory 44 in which the first switching map 45 and the second switching map 46 are stored.

[0062]

The battery state detection unit 41 estimates and detects the battery state, such as the charge level of the battery 21, based on information such as the voltage value and current value output from the battery state detection sensor Se1.

30

[0063]

The mode selection unit 42 selects an appropriate mode and a gear position for each mode according to the predetermined control map, depending on the vehicle speed detected by the vehicle speed sensor Se2, the amount of operation of the accelerator pedal 23 detected by the accelerator operation detection sensor Se3, and the amount of operation of the brake pedal 24 detected by the brake operation detection sensor Se4. In this embodiment, the mode selection unit 42 uses either the first switching map 45 or the second switching map 46 stored in the memory 44 as the control map depending on the battery state detected by the battery state detection unit 41. Specifically, the mode selection unit 42 sets the first region where the battery charge amount is relatively high and the second region where the battery charge amount is relatively low, and uses the first switching map 45 when the current battery charge amount is in the first region, and uses the second switching map 46 when the current battery charge amount is in the second region. As an example of such a control map, an example of the first switching map 45 is shown in FIG. 3, and an example of the second switching map 46 is shown in FIG. 4. As shown in this figure, in this embodiment, the mode selection unit 42 selects the mode and the gear position according to the vehicle speed and the accelerator opening (the amount of operation of the accelerator pedal 23). In this embodiment, the hybrid drive device H has four modes: split mode, parallel mode, first EV mode, and second EV mode, and two switchable gear stages: low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi) for each of the parallel mode and first EV mode. Therefore, the mode selection unit 42 selects one mode and one gear position from these in accordance with the control maps (the first switching map 45, the second switching map 46). In addition to the battery charge level, vehicle speed, and accelerator opening (amount of operation of the accelerator pedal 23), various other conditions such as the amount of operation of the brake pedal 24, coolant temperature, and oil temperature can also be used as the state of each part of the vehicle to be referenced when selecting a mode. Details of each mode and gear position, as well as the

40

50

contents of the first switching map 45 in FIG. 3 and the second switching map 46 in FIG. 4 will be described later.

[0064]

The switching control unit 43 controls the operation of the hydraulic control device 35 according to the mode and gear stage selected by the mode selection unit 42, thereby engaging or disengaging the first clutch C1, the second clutch C2, the first brake B1, and the second brake B2, and controls the switching of the mode and gear stage of the hybrid drive device H.

[0065]

1-3. Operation modes of the hybrid drive device

Next, an operation mode that can be realized by the hybrid drive device H according to this embodiment will be described. FIG. 5 is an operation table showing the operating states of the plurality of friction engagement elements C1, C2, B1, and B2 in each mode and gear position. In this figure, "○" indicates that the frictional engagement element is in an engaged state, and "no mark" indicates that the frictional engagement element is in a released (disengaged) state. It should be noted that "(○)" indicates that each friction engagement element may be in either an engaged state or a released state. FIGS. 6 to 9 show speed diagrams of the first planetary gear device P1, with FIG. 6 showing the speed diagram in the split mode, FIG. 7 showing the speed diagram in the parallel mode, FIG. 8 showing the speed diagram in the first EV mode, and FIG. 9 showing the speed diagram in the second EV mode. In these velocity diagrams, the vertical axis corresponds to the rotation speed of each rotating element. That is, the "0" written corresponding to the vertical axis indicates that the rotation speed is zero, with the upper side being positive rotation (positive rotation speed) and the lower side being negative rotation (negative rotation speed). Each of the multiple vertical lines arranged in parallel corresponds to a rotational element of the first planetary gear device P1. That is, "s1," "ca1," and "r1" written above each vertical line correspond to the sun gear s1, carrier ca1, and ring gear r1 of the first planetary gear device P1, respectively.

[0066]

On the other hand, the letters "E," "MG1," "MG2," and "O" written below each vertical line correspond to the engine E, the first motor-generator MG1, the second motor-generator MG2, and the output member O, respectively, which are connected to each rotating element of the first planetary gear device P1. Also, the "x" indicates a state in which each rotating element is fixed to the case C by the first brake B1 or the second brake B2. In addition, the arrows placed adjacent to the points indicating the rotation speed of each rotating element indicate the direction of the torque acting on each rotating element during normal driving in each mode, with an upward arrow representing positive torque and a downward arrow representing negative torque. Furthermore, "TE" indicates the engine torque TE transmitted from the engine E to the carrier ca1, "T1" indicates the MG1 torque T1 transmitted from the first motor-generator MG1 to the sun gear s1, "T2" indicates the MG2 torque T2 transmitted from the second motor-generator MG2 to the ring gear r1, and "TO" indicates the running resistance TO transmitted from the output member (wheel) side to the ring gear r1. The operating states of the hybrid drive device H for each of the multiple modes and gear stages will be described in detail below.

[0067]

1-4. Split mode

First, the operating state of the hybrid drive device H in the split mode will be described. The split mode is a mode in which the rotation of the engine E (input shaft I) is continuously variable and transmitted to the output member O by allowing the three rotating elements of the first planetary gear device P1 to rotate freely and controlling the rotation of the first motor-generator MG1. This split mode corresponds to the continuously variable speed mode in the present invention. As shown in FIG. 5, the split mode is realized when the first clutch C1 is engaged and the second clutch C2, the first brake B1, and the second brake B2 are released.

[0068]

In the split mode, the first planetary gear device P1 operates to distribute the rotational driving force of the engine E to the output member O and the first motor-generator MG1. That is, as shown in FIG. 6, in the first planetary gear device P1, the carrier ca1, which is intermediate in the order of rotation speed, rotates integrally with the engine E. The rotation of the carrier ca1 is distributed to the sun gear s1, which is at one end in the order of rotation speed, and the ring gear r1, which is at the other end in the order of rotation speed. The rotation distributed to the sun gear s1 is transmitted to

the first motor-generator MG1. The rotation distributed to the ring gear r1 is reduced in speed via the transmission chain 16 and transmitted to the second rotor shaft 17, from there to the second motor-generator MG2, and also reduced in speed by the second planetary gear device P2 and transmitted to the output member O.

[0069]

During normal vehicle operation in this split mode, as shown by the solid line in FIG. 6, engine E is controlled to maintain high efficiency and low exhaust gas emissions (generally in line with optimal fuel economy characteristics), and outputs forward engine torque TE in response to a control command from the main control unit 31, and this engine torque TE is transmitted to the carrier ca1 via the input shaft I. On the other hand, the first motor-generator MG1 outputs a negative MG1 torque T1, thereby transmitting a reaction force of the engine torque TE to the sun gear s1. That is, the first motor-generator MG1 functions as a reaction force receiver that supports the reaction force of the engine torque TE, and thereby the engine torque TE is distributed to the ring gear r1 on the output member O side. At this time, by controlling the rotation speed of the first motor-generator MG1 relative to the rotation speed of the engine E, the rotation speed of the ring gear r1, i.e., the rotation speeds of the output member O and the second motor-generator MG2, are determined. Therefore, by controlling the rotation speed of the first motor-generator MG1, an electrically variable speed transmission is realized in which the rotation of the engine E is continuously variable and transmitted to the output member O.

[0070]

Furthermore, during normal vehicle operation in the split mode, the first motor-generator MG1 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction, thereby generating electricity. The second motor-generator MG2 then consumes the electricity generated by the first motor-generator MG1 to power itself, outputting a forward MG2 torque T2 to supplement the engine torque TE transmitted to the output member O. When the vehicle is decelerating, the second motor-generator MG2 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction, thereby performing regenerative braking and generating electricity. Therefore, in this split mode, the power of the battery 21 is basically not consumed. On the other hand, when the vehicle speed (the rotation speed of the output member O) increases and the rotation speed of the ring gear r1 increases above a certain level, the first motor-generator MG1 rotates in the negative direction while generating torque in the negative direction, thereby performing power running, as shown by the dashed line in FIG. 6. In this case, in order to generate electric power for powering the first motor generator MG1, the second motor generator MG2 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction, thereby generating electric power. At such high vehicle speeds, a portion of the MG1 torque T1 is consumed by the second motor-generator MG2 located downstream of the power transmission system (on the output member O side) to generate electricity, and the electricity generated by the second motor-generator MG2 is consumed to power the first motor-generator MG1, resulting in a power cycle that reduces energy efficiency.

[0071]

Therefore, in this embodiment, as shown in FIG. 4, the split mode is used in the low vehicle speed range. In the illustrated example, the split mode is used in the range lower than the first boundary line L1, where the vehicle speed is V1 when the accelerator opening is 0% and the vehicle speed decreases as the accelerator opening increases. Furthermore, as described above, in the split mode, one motor-generator is powered by the electric power generated by the other motor-generator, so that the electric power of the battery 21 is not consumed in principle. Therefore, in this embodiment, the split mode is not set in the first switching map 45 (FIG. 3) used in the first region where the charge amount of the battery 21 is relatively high, and the split mode is set in the second switching map 46 (FIG. 4) used in the second region where the charge amount of the battery 21 is relatively low, so that the split mode is used when the charge amount of the battery 21 is relatively low. Although detailed explanation is omitted, this split mode is also used to start the engine E from a stopped state and to generate electricity when the vehicle is stopped.

[0072]

1-5. Parallel Mode

Next, the operating state of the hybrid drive device H in the parallel mode will be described. The parallel mode is a mode in which the rotational driving force of the engine E (input shaft I) is transmitted to the output member O, and is a mode in which two gear stages with different gear ratios

can be switched when transmitting the rotation of the input shaft I to the output member O by switching the rotational state of the three rotating elements of the first planetary gear device P1. This parallel mode corresponds to the engine drive mode in the present invention. In this parallel mode, the vehicle can be driven solely by the rotational driving force of the engine E, as will be described later. However, in this embodiment, the rotational driving force of the second motor-generator MG2 is transmitted to the output member O side as necessary to assist the rotational driving force of the engine E transmitted to the output member O, and therefore this mode is called a parallel mode in which parallel hybrid driving is performed. As shown in FIG. 5, the parallel mode is provided with two switchable gear stages: a low speed gear stage (Lo) and a high speed gear stage (Hi). The low speed gear (Lo) in parallel mode is achieved when the first clutch C1 and the second clutch C2 are engaged and the first brake B1 and the second brake B2 are released. Further, the high speed gear (Hi) in parallel mode is achieved when the first clutch C1 and second brake B2 are engaged and the second clutch C2 and first brake B1 are released.

[0073]

In the parallel mode, unlike the split mode, the first planetary gear device P1 is set to a predetermined fixed gear ratio, so that the rotation of the engine E is transmitted to the output member O at a predetermined gear ratio without requiring a reaction force from the motor-generator (particularly the first motor-generator MG1). Therefore, in the parallel mode, the vehicle can basically be driven only by the rotational driving force of the engine E. Furthermore, this parallel mode has two switchable gear ratios, a low speed gear (Lo) and a high speed gear (Hi), and so the gear ratio when transmitting the rotation of the engine E to the output member O can be selectively switched depending on the vehicle's running conditions. As will be described later, in this embodiment, the low speed gear (Lo) corresponds to the second gear in which the rotation of the engine E is transmitted to the output member O at the same speed while the first planetary gear device P1 rotates integrally, and the high speed gear (Hi) corresponds to the first gear in which the rotation of the rotating element (sun gear s1) connected to the first motor-generator MG1 is stopped and the rotation of the engine E is changed in speed (here, increased in speed) and transmitted to the output member O.

[0074]

As shown in FIG. 7, in the low speed gear (Lo) of the parallel mode, by engaging the second clutch C2, the first planetary gear device P1 is placed in a directly coupled state in which the carrier ca1 rotates integrally with the engine E and the entire first planetary gear device P1 (three rotating elements) rotates integrally. In other words, the low speed gear (Lo) is a direct-coupled gear in which the first planetary gear device P1 outputs the engine E at the same rotation speed. Therefore, the rotation of the engine E is output from the ring gear r1 at the same speed. The rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 is reduced in speed via the transmission chain 16 and transmitted to the second rotor shaft 17, from there to the second motor-generator MG2, and also reduced in speed by the second planetary gear device P2 and transmitted to the output member O. Therefore, in the low speed gear (Lo) of this parallel mode, the rotation speeds of the output member O, first motor-generator MG1, and second motor-generator MG2 are determined according to the rotation speed of the engine E.

[0075]

In the low speed gear (Lo) of this parallel mode, the engine E is controlled to output an appropriate rotation speed and engine torque TE according to the vehicle speed, accelerator pedal position, etc. In addition, when the engine torque TE transmitted to the output member O is insufficient compared to the required torque from the vehicle side, the second motor-generator MG2 rotates forward as necessary and outputs a forward MG2 torque T2 to supplement the engine torque TE transmitted to the output member O. When the vehicle is decelerating, the second motor-generator MG2 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction, thereby performing regenerative braking and generating electricity. On the other hand, the first motor generator MG1 is controlled to rotate at a rotation speed determined according to the rotation speed of the engine E (here, the same speed as the engine E) but not to output rotational driving force. In other words, in the low speed gear (Lo) of this parallel mode, the first motor-generator MG1 basically neither powers nor generates electricity. However, if the battery 21 does not have enough power, it is also possible to have the first motor generator MG1 generate power.

[0076]

As shown in FIG. 7, in the high speed gear (Hi) of the parallel mode, by engaging the second brake

B2, the sun gear s1, which is at one end of the rotation speed range of the three rotating elements of the first planetary gear device P1, is fixed to the case C and stops rotating. As a result, the rotation of the engine E connected to the carrier ca1, which is in the middle in terms of rotation speed, is accelerated and transmitted to the ring gear r1, which is the other end in terms of the rotation speed. In other words, this high speed gear (Hi) is an increasing speed gear in which the first planetary gear device P1 increases the rotation speed of the engine E and outputs it. The rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 is reduced in speed via the transmission chain 16 and transmitted to the second rotor shaft 17, from there to the second motor-generator MG2, and also reduced in speed by the second planetary gear device P2 and transmitted to the output member O. Therefore, in the high speed gear (Hi) of this parallel mode, the rotation speeds of the output member O and the second motor-generator MG2 are determined according to the rotation speed of the engine E. Naturally, the rotation speed of the first motor-generator MG1, which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1, is fixed to zero.

[0077]

In the high speed gear (Hi) of this parallel mode, as in the low speed gear (Lo), the engine E is controlled to output an appropriate rotation speed and engine torque TE according to the vehicle speed, accelerator pedal position, etc. In addition, when the engine torque TE transmitted to the output member O is insufficient compared to the required torque from the vehicle side, the second motor-generator MG2 rotates forward as necessary and outputs a forward MG2 torque T2 to supplement the engine torque TE transmitted to the output member O. When the vehicle is decelerating, the second motor-generator MG2 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction, thereby performing regenerative braking and generating electricity. On the other hand, the operation of the first motor-generator MG1 is different from that in the low speed gear stage (Lo). That is, in the high speed gear (Hi), the first motor-generator MG1 is fixed to the case C and stopped so that the rotor Ro1 does not rotate. Therefore, the first motor-generator MG1 neither powers nor generates electricity.

[0078]

As described above, in the parallel mode, the vehicle can basically be driven solely by the rotational driving force of the engine E in both the low speed gear (Lo) and the high speed gear (Hi). At this time, the second motor generator MG2 only assists the rotational driving force of the engine E as necessary, and the first motor generator MG1 basically does not perform power running or power generation. Therefore, in the parallel mode, the energy loss caused by generating electricity using the rotational driving force of the engine E can be kept small. Therefore, the energy efficiency of the engine E alone is relatively high when the vehicle is running at high vehicle speeds where the engine E has relatively little fluctuation in rotation speed or torque.

[0079]

Therefore, in this embodiment, as shown in FIGS. 3 and 4, the parallel mode is used in the medium to high vehicle speed range where the vehicle speed is relatively high. Furthermore, among these, the high speed gear (Hi) of the parallel mode allows the vehicle to run while keeping the rotation speed of the engine E low relative to the vehicle speed, and is therefore used in the high vehicle speed range where the vehicle speed is high and the accelerator opening is low to medium (requiring relatively small driving force). On the other hand, the low speed gear (Lo) in the parallel mode can output a larger driving force than the high speed gear (Hi), so it is used not only in the medium vehicle speed range but also in the high vehicle speed range where the accelerator opening is large (requiring a large driving force). In the illustrated example, the parallel mode is used in an area on the higher vehicle speed side than the first boundary line L1 described above. In addition, in areas where the vehicle speed is relatively low, the line indicates vehicle speed V2 when the accelerator opening is 0% and the vehicle speed increases as the accelerator opening increases, and in areas where the vehicle speed is higher than that, the high speed gear (Hi) of the parallel mode is used in areas on the high vehicle speed side and low accelerator opening side of the second boundary line L2, which is formed by a line along the accelerator opening A2. Therefore, the low speed gear (Lo) of the parallel mode is used in the region on the lower vehicle speed side or higher accelerator opening side of the second boundary line L2. Furthermore, as described above, in the parallel mode, the vehicle can be driven with high energy efficiency basically using only the rotational driving force of the engine E, and so the parallel mode is used above a certain vehicle speed regardless of the charge level of the battery 21. Therefore, a parallel mode is set in both the first switching map 45 (FIG. 3) used in the first region

where the charge amount of the battery 21 is relatively high, and the second switching map 46 (FIG. 4) used in the second region where the charge amount of the battery 21 is relatively low.

[0080]

1-6. First EV Mode

Next, the operating state of the hybrid drive device H in the first EV mode will be described. The first EV mode is a mode in which the rotational driving force of the first motor-generator MG1 is transmitted to the output member O, and is a mode in which two gear stages with different gear ratios can be switched when transmitting the rotation of the first motor-generator MG1 to the output member O by switching the rotational states of the three rotating elements of the first planetary gear device P1. The first EV mode corresponds to the first rotating electrical machine drive mode in the present invention. In the first EV mode, as will be described below, the vehicle can be driven solely by the rotational driving force of the first motor-generator MG1. However, in this embodiment, the rotational driving force of the second motor-generator MG2 is transmitted to the output member O as needed, thereby supplementing the rotational driving force of the first motor-generator MG1 transmitted to the output member O. In this way, the first EV mode is a mode in which the vehicle is driven as an EV (Electric Vehicle) by consuming power from the battery 21 and running solely on the rotational driving force of the motor generator, and this mode is called the first EV mode to distinguish it from the second EV mode in which the vehicle is driven solely on the rotational driving force of the second motor generator MG2, which will be described later. As shown in FIG. 5, the first EV mode has two switchable gear stages: a low speed gear stage (Lo) and a high speed gear stage (Hi). The low speed gear (Lo) in the first EV mode is achieved when the first brake B1 is engaged and the first clutch C1, second clutch C2, and second brake B2 are released. In addition, the high speed gear (Hi) in the first EV mode is achieved when the second clutch C2 is engaged and the first clutch C1, first brake B1, and second brake B2 are released. As shown by "(○)" in FIG. 5, in the low speed gear (Lo) of the first EV mode, the carrier ca1 to which the engine E is connected is fixed to the case C by the first brake B1, so the first clutch C1 may be in either an engaged state or a released state.

[0081]

In the first EV mode, as in the parallel mode, the first planetary gear device P1 is set to a predetermined fixed gear ratio state, so that the rotation of the first motor-generator MG1 is transmitted to the output member O at a predetermined gear ratio. Therefore, in the first EV mode, the vehicle can be basically driven solely by the rotational driving force of the first motor-generator MG1. Furthermore, because the first EV mode has two switchable gears: a low speed gear (Lo) and a high speed gear (Hi), the gear ratio used when transmitting the rotation of the first motor-generator MG1 to the output member O can be selectively switched depending on the driving state of the vehicle. As will be described later, in this embodiment, the low speed gear (Lo) corresponds to a first gear that stops rotation of the rotating element (sun gear s1) connected to the input shaft I (engine E) and changes the speed of the rotation of the first motor-generator MG1 (here, reduces the speed) before transmitting it to the output member O, and the high speed gear (Hi) corresponds to a second gear that transmits the rotation of the first motor-generator MG1 to the output member O at the same speed while the first planetary gear device P1 rotates integrally with the first motor-generator MG1.

[0082]

As shown in FIG. 8, in the low speed gear (Lo) of the first EV mode, by engaging the first brake B1, the carrier ca1, which is the middle of the three rotating elements of the first planetary gear device P1 in terms of rotation speed, is fixed to the case C and its rotation is stopped. As a result, the negative rotation of the first motor-generator MG1, which is connected to the sun gear s1, which is at one end in terms of rotation speed, is reversed to a positive rotation and transmitted to the ring gear r1, which is at the other end in terms of rotation speed. At this point, the rotation speed of the first motor-generator MG1 is reduced according to the gear ratio of the first planetary gear device P1 (= number of teeth of the sun gear / number of teeth of the ring gear) and transmitted to the ring gear r1. In other words, the low speed gear (Lo) is a reduction gear in which the first planetary gear device P1 decelerates and outputs the rotation of the first motor-generator MG1. The rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 is reduced in speed via the transmission chain 16 and transmitted to the second rotor shaft 17, from there to the second motor-generator MG2, and also reduced in speed by the second planetary gear device P2 and transmitted to the output member O. Therefore, in the low speed gear (Lo) of this first EV mode, the rotation speeds of the output member

O and the second motor-generator MG2 are determined according to the rotation speed of the first motor-generator MG1. Naturally, the rotation speed of the engine E, which rotates integrally with the carrier ca1 of the first planetary gear device P1, is fixed to zero.

[0083]

In the low speed gear (Lo) of this first EV mode, the first motor-generator MG1 is controlled to output an appropriate rotation speed and MG1 torque T1 according to the vehicle speed, accelerator pedal position, etc. At this time, the first motor-generator MG1 rotates in the negative direction and outputs MG1 torque T1 in the negative direction to power the vehicle. In addition, when the MG1 torque T1 transmitted to the output member O is insufficient compared to the required torque from the vehicle side, the second motor-generator MG2 rotates forward as necessary and outputs a positive MG2 torque T2 to supplement the MG1 torque T1 transmitted to the output member O. On the other hand, when the vehicle decelerates, one or both of the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 perform regenerative braking and generate electricity. During this regenerative braking, the first motor-generator MG1 rotates in the negative direction while outputting MG1 torque T1 in the positive direction, and the second motor-generator MG2 rotates in the positive direction while outputting torque in the negative direction.

[0084]

As shown in FIG. 8, in the high speed gear (Hi) of the first EV mode, by engaging the second clutch C2, the first planetary gear device P1 is placed in a directly coupled state in which the sun gear s1 rotates integrally with the first motor-generator MG1, and the entire first planetary gear device P1 (three rotating elements) rotates integrally with the first motor-generator MG1. In other words, this high speed gear (Hi) is a direct-coupled gear in which the first planetary gear device P1 outputs the rotation of the first motor-generator MG1 at the same speed. Therefore, the rotation of the first motor-generator MG1 is output from the ring gear r1 at the same speed. The rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 is reduced in speed via the transmission chain 16 and transmitted to the second rotor shaft 17, from there to the second motor-generator MG2, and also reduced in speed by the second planetary gear device P2 and transmitted to the output member O. Therefore, in the high speed gear (Hi) of the first EV mode, the rotation speeds of the output member O and the second motor-generator MG2 are determined according to the rotation speed of the first motor-generator MG1. In addition, in the high speed gear (Hi) of the first EV mode, the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 also rotates at the same speed as the first motor-generator MG1, but because the first clutch C1 is disengaged, the engine E is stopped and does not rotate.

[0085]

In the high speed gear (Hi) of this first EV mode, as in the low speed gear (Lo) mode, the first motor-generator MG1 is controlled to output an appropriate rotation speed and MG1 torque T1 according to the vehicle speed, accelerator opening, etc. However, in the high speed gear (Hi), the first motor-generator MG1 rotates forward and outputs forward MG1 torque T1 to power the vehicle. In addition, when the MG1 torque T1 transmitted to the output member O is insufficient compared to the required torque from the vehicle side, the second motor-generator MG2 rotates forward as necessary and outputs a positive MG2 torque T2 to supplement the MG1 torque T1 transmitted to the output member O. On the other hand, when the vehicle decelerates, one or both of the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 perform regenerative braking and generate electricity. During this regenerative braking, the first motor generator MG1 and the second motor generator MG2 rotate in the positive direction while outputting torque in the negative direction.

[0086]

As described above, in the first EV mode, in both the low speed gear (Lo) and the high speed gear (Hi), the engine E is stopped and the vehicle is driven solely by the rotational driving force of the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2, which are driven using power from the battery 21. Therefore, in the first EV mode, since no fuel is used to operate the engine E, fuel can be saved and energy efficiency can be improved by using this mode when there is sufficient charge in the battery 21. Furthermore, as described above, the first EV mode allows the vehicle to run using the rotational driving force of both the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2, and therefore, as described below, can output a greater driving force than the second EV mode, which allows the vehicle to run using the rotational driving force of only the second motor-generator MG2. On the other hand, if the first EV mode is used at relatively high vehicle speeds in the medium to high range, a large amount of power will be consumed in a short period of time, causing the charge

level of the battery 21 to drop rapidly, making it impossible to continue using the first EV mode.
[0087]

As described above, in the first EV mode, the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 are powered to run the vehicle, which consumes a large amount of power from the battery 21. Therefore, in this embodiment, the first EV mode is set in the first switching map 45 (FIG. 3) used in the first region where the charge amount of the battery 21 is relatively high, and the first EV mode is not set in the second switching map 46 (FIG. 4) used in the second region where the charge amount of the battery 21 is relatively low, so that the first EV mode is used when the charge amount of the battery 21 is relatively high.

[0088]

Furthermore, in this embodiment, as described above, if the first EV mode is used in the medium to high vehicle speed range where the vehicle speed is relatively high, the charge amount of the battery 21 will drop suddenly and it will become impossible to continue using the first EV mode. Therefore, as shown in FIG. 3, the first EV mode is used in the low vehicle speed range where the vehicle speed is low. In the illustrated example, two EV modes, namely the first EV mode and the second EV mode, are used in the range lower than the first boundary line L1, where the vehicle speed is V1 when the accelerator opening is 0% and the vehicle speed decreases as the accelerator opening increases. As described above, the first EV mode can output a greater driving force than the second EV mode, and is therefore used in a range where the accelerator opening is greater than in the second EV mode (where a relatively greater driving force is required). In the illustrated example, the first EV mode is used when the accelerator opening is higher than the third boundary line L3, which is a line that follows the accelerator opening A1 in areas where the vehicle speed is relatively low, and a line that decreases the accelerator opening as the vehicle speed increases in areas where the vehicle speed is higher. Moreover, among these, the low speed gear (Lo) of the first EV mode can output a larger driving force than the high speed gear (Hi), and is therefore used in a range where the accelerator opening is large. On the other hand, the high speed gear (Hi) of the first EV mode allows the vehicle to run with the rotation speed of the first motor-generator MG1 kept low relative to the vehicle speed, resulting in high energy efficiency. Therefore, the high speed gear (Hi) of the first EV mode is used in a region where the accelerator opening is low (requiring less driving force) compared to the low speed gear (Lo), and in this case, in a region where the accelerator opening is medium in relation to the second EV mode. In the illustrated example, the low speed gear (Lo) of the first EV mode is used in the region where the accelerator opening is higher than the fourth boundary line L4, which is formed along the accelerator opening A2. In addition, the high speed gear (Hi) of the first EV mode is used in a region where the accelerator opening is lower than the fourth boundary line L4 and higher than the third boundary line L3.

[0089]

1-7. Second EV Mode

Finally, the operating state of the hybrid drive device H in the second EV mode will be described. The second EV mode is a mode in which the first motor-generator MG1 is in a non-driving state and the rotational driving force of the second motor-generator MG2 is transmitted to the output member O. The second EV mode corresponds to the second rotating electrical machine drive mode in the present invention. This second EV mode is a mode in which the vehicle operates as an EV (Electric Vehicle) by consuming power from the battery 21 and running solely on the rotational driving force of the second motor-generator MG2. To distinguish this mode from the first EV mode described above, this mode is referred to as the second EV mode. As shown in FIG. 5, the second EV mode is achieved when the first clutch C1, the second clutch C2, the first brake B1, and the second brake B2 are all in a released state.

[0090]

In the second EV mode, similar to the split mode described above, the three rotating elements of the first planetary gear device P1 are allowed to rotate freely. However, in this second EV mode, unlike the split mode, the first clutch C1 is disengaged, and the engine E and input shaft I are separated from the carrier ca1 of the first planetary gear device P1. Additionally, the engine E is stopped. In this state, in the second EV mode, the rotational driving force of the second motor-generator MG2 is transmitted to the output member O after being reduced in speed by the second planetary gear set P2. This allows the vehicle to run using only the rotational driving force of the second motor-generator MG2. In this case, the rotational driving force of the second motor-generator MG2 is accelerated and

transmitted from the second rotor shaft 17 via the transmission chain 16 to the ring gear r1 of the first planetary gear device P1. However, as shown in FIG. 9, in the second EV mode, the rotation of the ring gear r1 of the first planetary gear device P1 causes the carrier ca1, which is separated from the engine E, to rotate freely, and therefore almost no rotational driving force is transmitted to the sun gear s1 connected to the first motor-generator MG1.

[0091]

Therefore, in the second EV mode, the second motor-generator MG2 is controlled to output an appropriate rotation speed and MG2 torque T2 according to the vehicle speed, accelerator opening, and the like. In this case, the second motor-generator MG2 rotates in the positive direction and outputs forward MG2 torque T2 to power the vehicle. Meanwhile, in this second EV mode, the first motor-generator MG1 is in a non-driven state and does not power the vehicle or generate electricity. In the second EV mode, the engine E is stopped and the vehicle is driven solely by the rotational driving force of the second motor-generator MG2, which is driven using the electric power of the battery 21. Therefore, in the second EV mode, as in the first EV mode, no fuel is used to operate the engine E. When there is sufficient charge in the battery 21, this mode can be used to save fuel and improve energy efficiency. On the other hand, in the second EV mode, the vehicle is driven using the rotational driving force of only the second motor-generator MG2, and therefore the driving force that can be output is smaller than in the first EV mode, in which the vehicle is driven using the rotational driving force of both the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2. However, like the first EV mode, when the second EV mode is used at relatively high vehicle speeds in the medium to high vehicle speed range, a large amount of power is consumed in a short period of time, causing the charge level of the battery 21 to drop rapidly, making it impossible to continue using the second EV mode.

[0092]

As described above, in the second EV mode, the second motor-generator MG2 is powered to run the vehicle, so that a relatively large amount of electric power from the battery 21 is consumed. Therefore, in this embodiment, the second EV mode is set in the first switching map 45 (FIG. 3) used in the first range where the charge level of the battery 21 is relatively high, and the second EV mode is not set in the second switching map 46 (FIG. 4) used in the second range where the charge level of the battery 21 is relatively low, so that the second EV mode is used when the charge level of the battery 21 is relatively high. Furthermore, in this embodiment, as described above, if the second EV mode is used in the medium to high vehicle speed range where the vehicle speed is relatively high, the charge level of the battery 21 will drop sharply, making it impossible to continue using the second EV mode. Therefore, as shown in FIG. 3, the second EV mode is used in the low vehicle speed range where the vehicle speed is low. In the illustrated example, as described above, the first EV mode and the second EV mode are used in the range lower than the first boundary line L1, where the vehicle speed is V1 when the accelerator pedal depression is 0% and the vehicle speed decreases as the accelerator pedal depression increases. The second EV mode can output less driving force than the first EV mode, so it is used in areas where the accelerator opening is lower than in the first EV mode (where the required driving force is relatively small). In the illustrated example, the second EV mode is used on the side of the accelerator opening that is smaller than the third boundary line L3.

[0093]

2. Second Embodiment

Next, a second embodiment of the present invention will be described. FIG. 10 is a skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device H according to this embodiment. It should be noted that, as with FIG. 1, this FIG. 10 also omits some of the axially symmetrical components for clarity. As shown in this figure, the hybrid drive device H of this embodiment differs from the first embodiment in that the first fixing device, second fixing device, separation device, and differential restricting device, which were configured as friction engagement elements in the first embodiment, are configured as dog clutches as meshing engagement elements, or a combination of a dog clutch and a one-way clutch. Accordingly, the operating states of the dog clutch and one-way clutch in each mode and gear position are also different from those in the first embodiment. FIG. 11 is an operation table showing the operating states of the multiple dog clutches DC1, DC2, DC3 and the multiple one-way clutches OC1, OC2, OC3 in each mode and gear position in the hybrid drive device H according to this embodiment. The hybrid drive device H according to this embodiment will be described below, focusing on the differences from the first embodiment. It should be noted that the points not

specifically explained are the same as those in the first embodiment.

[0094]

In this embodiment, the separation device is configured by a first dog clutch DC1 instead of the first clutch C1 in the first embodiment. The first dog clutch DC1 selectively connects or disconnects the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 and the input shaft I. Although shown in a simplified manner in FIG. 10, the first dog clutch DC1 is configured to include an input shaft side gear fixed to the input shaft I and having external teeth formed on its outer circumferential surface, an intermediate shaft side gear fixed to the intermediate shaft 12 that rotates integrally with the carrier ca1 and having external teeth formed on its outer circumferential surface, and a substantially cylindrical sleeve that is fitted axially slidably onto the input shaft side gear and the intermediate shaft side gear and has internal teeth formed on its inner circumferential surface. Then, the internal teeth of the sleeve mesh with the external teeth of both the input shaft side gear and the intermediate shaft side gear, so that the first dog clutch DC1 is brought into an engaged state, and the input shaft I and the intermediate shaft 12 are connected. On the other hand, when the sleeve moves axially and the internal teeth of the sleeve mesh with only the external teeth of either the input shaft side gear or the intermediate shaft side gear, the first dog clutch DC1 is released and the input shaft I and the intermediate shaft 12 are separated.

10

[0095]

In this embodiment, the first fixing device is configured by a first one-way clutch OC1 instead of the first brake B1 in the first embodiment. The first one-way clutch OC1 selectively fixes the intermediate shaft 12, which rotates integrally with the carrier ca1 of the first planetary gear device P1, to the case C. Here, the first one-way clutch OC1 has an outer race connected to the intermediate shaft 12 so as to rotate integrally with the intermediate shaft 12, and an inner race fixed to the case C. The first one-way clutch OC1 is configured so that the outer race is allowed to rotate in a positive direction relative to the inner race, but the outer race is prevented from rotating in a negative direction relative to the inner race. As a result, the first one-way clutch OC1 functions as a one-way brake that allows the intermediate shaft 12 to rotate in the positive direction and prevents it from rotating in the negative direction. Therefore, the first one-way clutch OC1 is engaged when the carrier ca1 and the intermediate shaft 12 of the first planetary gear device P1 rotate in the negative direction, and fixes and stops the carrier ca1 and the intermediate shaft 12 to the case C. It should be noted that the positive rotation is a rotation in the same direction as the rotation direction of the engine E, and the rotation speed in the speed diagrams of FIGS. 6 to 9 is a positive rotation. On the other hand, negative rotation is rotation in the opposite direction to the rotation direction of the engine E, and is rotation with a negative rotation speed on the speed diagrams of FIGS. 6 to 9.

20

30

[0096]

In this embodiment, the differential restricting device is configured by a combination of a second dog clutch DC2 and a second one-way clutch OC2, instead of the second clutch C2 in the first embodiment. The second dog clutch DC2 selectively connects or disconnects the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 and the outer race of the second one-way clutch OC2. The inner race of the second one-way clutch OC2 is connected to rotate integrally with the first rotor shaft 13, which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1. The second one-way clutch OC2 functions to prevent the forward rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 from becoming faster than the forward rotation speed of the carrier ca1 when the second dog clutch DC2 connects the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 to the outer race of the second one-way clutch OC2. Although shown in a simplified manner in FIG. 10, the second dog clutch DC2 is composed of a carrier-side gear fixed to the carrier ca1 and having external teeth formed on its outer peripheral surface, a second one-way clutch-side gear fixed to the outer race of the second one-way clutch OC2 and having external teeth formed on its outer peripheral surface, and a substantially cylindrical sleeve fitted axially slidably onto the carrier-side gear and second one-way clutch-side gear and having internal teeth formed on its inner peripheral surface. Moreover, the second one-way clutch OC2 is configured such that the outer race is allowed to rotate in a positive direction relative to the inner race, but the outer race is prevented from rotating in a negative direction relative to the inner race.

40

50

[0097]

Then, when the internal teeth of the sleeve mesh with the external teeth of both the carrier side gear and the second one-way clutch side gear, the second dog clutch DC2 is engaged, and the carrier ca1

of the first planetary gear device P1 and the outer race of the second one-way clutch OC2 are connected. In this state, the outer race is prevented from rotating in the negative direction relative to the inner race, thereby preventing the rotation speed of the sun gear s1 from becoming faster than the rotation speed of the carrier ca1. Therefore, the second one-way clutch OC2 enters an engaged state when the rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 becomes faster than the rotation speed of the carrier ca1, causing the sun gear s1 and carrier ca1 to rotate integrally. On the other hand, when the sleeve moves axially and the internal teeth of the sleeve mesh with only the external teeth of either the carrier side gear or the second one-way clutch side gear, the second dog clutch DC2 is released, and the relationship between the carrier ca1 and sun gear s1 of the first planetary gear device P1 is not regulated by the second dog clutch DC2 or the second one-way clutch OC2.

10

[0098]

In this embodiment, the second fixing device is configured by a combination of a third dog clutch DC3 and a third one-way clutch OC3, instead of the second brake B2 in the first embodiment. The third dog clutch DC3 selectively connects or disconnects the case C and the outer race of the third one-way clutch OC3. The inner race of the third one-way clutch OC3 is connected to rotate integrally with a first rotor shaft 13 which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1. The third one-way clutch OC3 functions to prevent the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 from rotating in the positive direction when the third dog clutch DC3 connects the case C and the outer race of the third one-way clutch OC3. Although shown in a simplified manner in FIG. 10, the third dog clutch DC3 is composed of a case-side gear fixed to the case C and having external teeth formed on its outer peripheral surface, a third one-way clutch-side gear fixed to the outer race of the third one-way clutch OC3 and having external teeth formed on its outer peripheral surface, and a substantially cylindrical sleeve fitted axially slidably onto the case-side gear and the third one-way clutch-side gear and having internal teeth formed on its inner peripheral surface. The third one-way clutch OC3 is configured such that the inner race is allowed to rotate in the negative direction relative to the outer race, but the inner race is prevented from rotating in the positive direction relative to the outer race.

20

[0099]

Then, the internal teeth of the sleeve mesh with the external teeth of both the case side gear and the third one-way clutch side gear, so that the third dog clutch DC3 is engaged and the case C and the outer race of the third one-way clutch OC3 are connected. In this state, the inner race is prevented from rotating in the positive direction relative to the outer race, and the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 is prevented from rotating in the positive direction. Therefore, the third one-way clutch OC3 is engaged when the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 rotates forward, fixing and stopping the sun gear s1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1 to the case C. On the other hand, when the sleeve moves axially and the internal teeth of the sleeve mesh with only the external teeth of either the case-side gear or the third one-way clutch-side gear, the third dog clutch DC3 is released, and the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1 are allowed to rotate freely relative to the case C.

30

40

[0100]

The sleeves of the first dog clutch DC1, second dog clutch DC2, and third dog clutch DC3 described above are operated in the axial direction by hydraulic pressure from the hydraulic control device 35, which operates in response to control commands from the main control unit 31, similar to the friction engagement elements B1, B2, C1, and C2 in the first embodiment. That is, also in this embodiment, the engagement and release of the first dog clutch DC1, the second dog clutch DC2, and the third dog clutch DC3 are controlled via hydraulic pressure from the hydraulic control device 35. The sleeves of each dog clutch DC1, DC2, and DC3 are operated, for example, by hydraulically operating a switching member such as a shift fork (not shown) that engages with a recess provided on the outer surface of the sleeve in the axial direction.

50

[0101]

In this embodiment, the hybrid drive device H also has four modes: split mode, parallel mode, first EV mode, and second EV mode, and two switchable gears: low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi) for each of the parallel mode and first EV mode. In this case, the operating conditions of the hybrid drive device H in each mode and gear are the same as those described in the first embodiment using the speed diagrams of FIGS. 6 to 9, and therefore will not be described here.

[0102]

As shown in Figure 11, the split mode is realized when the first dog clutch DC1 is engaged and the second dog clutch DC2, the third dog clutch DC3, the first one-way clutch OC1, the second one-way clutch OC2, and the third one-way clutch OC3 are released. The low speed gear (Lo) in parallel mode is achieved when the first dog clutch DC1, the second dog clutch DC2, and the second one-way clutch OC2 are engaged, and the third dog clutch DC3, the first one-way clutch OC1, and the third one-way clutch OC3 are released. The high speed gear (Hi) of the parallel mode is achieved when the first dog clutch DC1, the third dog clutch DC3, and the third one-way clutch OC3 are engaged and the first one-way clutch OC1 and the second one-way clutch OC2 are released. Furthermore, as shown by "(○)" in FIG. 11, in the high speed gear (Hi) of the parallel mode, the rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 never becomes faster than the rotation speed of the carrier ca1, and the second one-way clutch OC2 never enters an engaged state, so the second dog clutch DC2 may be in either an engaged state or a released state.

10

[0103]

In addition, the low speed gear (Lo) of the first EV mode is realized when the first one-way clutch OC1 is engaged and the second dog clutch DC2, the third dog clutch DC3, the second one-way clutch OC2, and the third one-way clutch OC3 are released. Furthermore, as shown by "(○)" in FIG. 11, in the low speed gear (Lo) of the first EV mode, the rotation speed of the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 is zero, which is the same as that of the engine E connected via the first dog clutch DC1, so the first dog clutch DC1 may be in either an engaged state or a released state. The high speed gear (Hi) of the first EV mode is achieved when the second dog clutch DC2 and the second one-way clutch OC2 are engaged and the first dog clutch DC1, the third dog clutch DC3, the first one-way clutch OC1, and the third one-way clutch OC3 are released. The second EV mode is achieved when the first dog clutch DC1, the third dog clutch DC3, the first one-way clutch OC1, the second one-way clutch OC2, and the third one-way clutch OC3 are in a released state. As shown by "(○)" in FIG. 11, in the second EV mode, the rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 never becomes faster than the rotation speed of the carrier ca1, and the second one-way clutch OC2 never enters an engaged state, so the second dog clutch DC2 may be in either an engaged state or a released state.

20

[0104]

3. Third Embodiment

Next, a third embodiment of the present invention will be described FIG. 12 is a skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device H according to this embodiment. It should be noted that, as with FIGS. 1 and 10, FIG. 12 omits some of the axially symmetrical components for clarity. As shown in this figure, the hybrid drive device H of this embodiment is equipped with a fourth dog clutch DC4 and a fourth one-way clutch OC4 instead of the second dog clutch DC2 and the second one-way clutch OC2 as the differential restricting device and the third dog clutch DC3 and the third one-way clutch OC3 as the second fixing device in the second embodiment. The other configurations are the same as those of the second embodiment. Therefore, the hybrid drive device H according to this embodiment will be described below, focusing on the differences from the second embodiment.

30

[0105]

The fourth dog clutch DC4 is a dog clutch that combines the second dog clutch DC2 and the third dog clutch DC3 in the second embodiment. The fourth one-way clutch OC4 is a one-way clutch that performs the functions of both the second one-way clutch OC2 and the third one-way clutch OC3 in the second embodiment described above. Therefore, in this embodiment, the combination of the fourth dog clutch DC4 and the fourth one-way clutch OC4 constitutes a differential restricting device and a second fixing device.

40

[0106]

Although shown in a simplified manner in FIG. 12, the fourth dog clutch DC4 is composed of a carrier side gear fixed to the carrier ca1 and having external teeth formed on its outer peripheral surface, a fourth one-way clutch side gear fixed to the outer race of the fourth one-way clutch OC4 and having external teeth formed on its outer peripheral surface, a case side gear fixed to the case C and having external teeth formed on its outer peripheral surface, and an approximately cylindrical sleeve fitted axially slidably onto the carrier side gear, fourth one-way clutch side gear, and case side gear, and having internal teeth formed on its inner peripheral surface. The fourth dog clutch DC4

50

selectively connects or disconnects the outer race of the second one-way clutch OC2 to or from the carrier ca1 or the case C of the first planetary gear device P1. The inner race of the fourth one-way clutch OC4 is connected to rotate integrally with a first rotor shaft 13 which rotates integrally with the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1. Moreover, the fourth one-way clutch OC4 is configured so that the outer race is allowed to rotate in a positive direction relative to the inner race, but the outer race is prevented from rotating in a negative direction relative to the inner race. As a result, the fourth one-way clutch OC4 functions to prevent the forward rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 from becoming faster than the forward rotation speed of the carrier ca1 when the fourth dog clutch DC4 connects the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 to the outer race of the fourth one-way clutch OC4. In addition, the fourth one-way clutch OC4 functions to prevent the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 from rotating in the forward direction when the fourth dog clutch DC4 connects the case C and the outer race of the fourth one-way clutch OC4.

10

[0107]

Then, as the internal teeth of the sleeve mesh with the external teeth of both the carrier side gear and the fourth one-way clutch side gear, the fourth dog clutch DC4 is placed in a first engaged state in which the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 is connected to the outer race of the fourth one-way clutch OC4. In this first engaged state, the outer race is prevented from rotating in the negative direction relative to the inner race, thereby preventing the rotation speed of the sun gear s1 from becoming faster than the rotation speed of the carrier ca1. Therefore, the fourth one-way clutch OC4 is engaged when the rotation speed of the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 becomes faster than the rotation speed of the carrier ca1, causing the sun gear s1 and carrier ca1 to rotate integrally. On the other hand, when the internal teeth of the sleeve mesh with the external teeth of both the case side gear and the fourth one-way clutch side gear, the fourth dog clutch DC4 is placed in a second engaged state in which the case C and the outer race of the fourth one-way clutch OC4 are connected. In this second engaged state, the case C and the outer race of the fourth one-way clutch OC4 are connected to each other. In this state, the inner race is prevented from rotating in the positive direction relative to the outer race, and the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 is prevented from rotating in the positive direction. Therefore, the fourth one-way clutch OC4 is engaged when the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 rotates forward, fixing and stopping the sun gear s1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1 to the case C.

20

30

[0108]

On the other hand, when the sleeve moves axially and the internal teeth of the sleeve mesh with only one of the external teeth of the carrier side gear, the fourth one-way clutch side gear, and the case side gear, the fourth dog clutch DC4 is released. In this released state, the relationship between the carrier ca1 and sun gear s1 of the first planetary gear device P1 is not regulated by the fourth dog clutch DC4 and the fourth one-way clutch OC4, and the sun gear s1 of the first planetary gear device P1 and the rotor Ro1 of the first motor-generator MG1 are allowed to rotate freely relative to the case C.

[0109]

40

In this embodiment, the hybrid drive device H also has four modes: split mode, parallel mode, first EV mode, and second EV mode, and two switchable gears: low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi) for each of the parallel mode and first EV mode. In this case, the operating conditions of the hybrid drive device H in each mode and gear are the same as those described in the first embodiment using the speed diagrams of FIGS. 6 to 9, and therefore will not be described here. The operating states of each dog clutch and one-way clutch in each mode and gear are basically the same as those in the second embodiment described above using the operation table in FIG. 11. However, in this embodiment, the fourth dog clutch DC4 is a dog clutch that combines the second dog clutch DC2 and the third dog clutch DC3 in the second embodiment. Therefore, the engaged state of the second dog clutch DC2 in the second embodiment described above corresponds to the first engaged state in this embodiment in which the fourth dog clutch DC4 connects the carrier ca1 of the first planetary gear device P1 and the outer race of the fourth one-way clutch OC4. Furthermore, the engaged state of the third dog clutch DC3 in the second embodiment described above corresponds to the second engaged state in this embodiment in which the fourth dog clutch DC4 connects the case C and the outer race of the fourth one-way clutch OC4. Additionally, the engaged state of either the second one-way clutch OC2 or the third one-way clutch OC3 in the second embodiment corresponds to the engaged state of

50

the fourth one-way clutch OC4 in this embodiment.

[0110]

4. Fourth Embodiment

Next, a fourth embodiment of the present invention will be described. FIG. 13 is a skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device H according to this embodiment. It should be noted that, as with FIG. 1, this FIG. 13 also omits some of the axially symmetrical components for clarity. As shown in this figure, the hybrid drive device H according to this embodiment differs from the first embodiment in that it does not include a second brake B2 as a second fixing device. That is, the hybrid drive device H of this embodiment is configured to include multiple friction engagement elements, including a first clutch C1 as a separation device, a second clutch C2 as a differential restricting device, and a first brake B1 as a first fixing device. Consequently, the modes and gears that the hybrid drive device H can switch between, as well as the operating states of the multiple friction engagement elements in each mode and gear, are also different from those of the first embodiment. The hybrid drive device H according to this embodiment will be described below, focusing on the differences from the first embodiment. It should be noted that the points not specifically explained are the same as those in the first embodiment.

[0111]

FIG. 14 is an operation table showing the operating states of the plurality of friction engagement elements C1, C2, B1 in each mode and gear position in the hybrid drive device H according to this embodiment. As shown in this figure, in this embodiment, the hybrid drive device H does not have a parallel mode, but instead has three switchable modes: split mode, first EV mode, and second EV mode, and in the first EV mode, two switchable gears: low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi). The split mode is realized when the first clutch C1 is engaged and the second clutch C2 and the first brake B1 are released. The low speed gear (Lo) of the first EV mode is achieved when the first brake B1 is engaged and the second clutch C2 is released. It should be noted that the first clutch C1 can be in either the engaged or released state. The high speed gear (Hi) of the first EV mode is achieved when the second clutch C2 is engaged and the first clutch C1 and the first brake B1 are released. The second EV mode is achieved when the first clutch C1, the second clutch C2, and the first brake B1 are all in a released state.

[0112]

The operating states of the hybrid drive device H in each of these modes and gear stages are the same as those in the first embodiment, so detailed explanations will be omitted here, but in the first EV mode, the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2 are basically used to power the vehicle, consuming a lot of power from the battery 21. Similarly, in the second EV mode, the second motor-generator MG2 is basically powered to run the vehicle, so a relatively large amount of electric power from the battery 21 is consumed. On the other hand, during normal vehicle driving in the split mode, the first motor-generator MG1 generates torque in the negative direction while rotating in the positive direction to generate electricity, and the second motor-generator MG2 consumes the electricity generated by the first motor-generator MG1 to power the vehicle, outputting positive MG2 torque T2 to supplement the engine torque TE transmitted to the output member O. Therefore, in the split mode, the power of the battery 21 is basically not consumed.

[0113]

Therefore, in this embodiment, when the battery charge level is in the first range, where the battery charge level is relatively high, the mode selection unit 42 uses a first switching map 45 as shown in FIG. 15 to select a mode and gear position from among the first EV mode, the second EV mode, and the split mode, depending on the vehicle speed and accelerator opening (the amount of operation of the accelerator pedal 23). On the other hand, when the battery charge level is in the second range where it is relatively low, the mode selection unit 42 selects the split mode (not shown) regardless of the vehicle speed and accelerator opening (amount of operation of the accelerator pedal 23).

[0114]

Here, the selection of each mode and gear position when the battery charge amount is in the first range will be described with reference to FIG. 15. First, among the various modes that the hybrid drive device H according to this embodiment is switchable between, in the first EV mode and the second EV mode, the vehicle is propelled by powering one or both of the first motor-generator MG1 and the second motor-generator MG2. Therefore, if the first EV mode or the second EV mode is used in a range where the vehicle speed is relatively high, in the medium to high vehicle speed range, and

the accelerator opening is relatively high (requiring relatively large driving force), the charge level of the battery 21 will drop suddenly, making it impossible to continue operating in these modes. As a result, in this embodiment, the split mode is selected in the medium to high vehicle speed range where the vehicle speed is relatively high and the accelerator opening is relatively large. In the illustrated example, the split mode is used in the high vehicle speed/high accelerator depression region of the first boundary line L1, which is a line that separates regions where the vehicle speed and accelerator depression are relatively high. In other words, as the vehicle speed increases, the accelerator depression decreases, and in even higher vehicle speed regions, the accelerator depression gradually decreases as the vehicle speed increases.

[0115]

10

Next, in the second EV mode, the vehicle is driven using only the rotational driving force of the second motor-generator MG2, and therefore the driving force that can be output is smaller than in the first EV mode, in which the vehicle is driven using both the rotational driving force of the first motor-generator MG1 and the rotational driving force of the second motor-generator MG2. Therefore, in this embodiment, the second EV mode is selected in a range where the accelerator opening is relatively low (where the required driving force is small). In the illustrated example, the second EV mode is used on the side of the second boundary line L2 where the accelerator opening is lower than the second boundary line L2, which is a line that follows the accelerator opening A1 in areas where the vehicle speed is relatively low, and in areas where the vehicle speed is higher than that, the accelerator opening decreases as the vehicle speed increases, and in areas where the vehicle speed is even higher, the accelerator opening gradually decreases as the vehicle speed increases.

20

[0116]

The first EV mode can output a larger driving force than the second EV mode, and is therefore used in a range where the accelerator opening is larger than in the second EV mode. In other words, the first EV mode is used on the side where the accelerator opening is larger than the second boundary line L2. Moreover, among these, the low speed gear (Lo) of the first EV mode can output a larger driving force than the high speed gear (Hi), and is therefore used in a range where the accelerator opening is large. On the other hand, the high speed gear (Hi) of the first EV mode allows the vehicle to run with the rotation speed of the first motor-generator MG1 kept low relative to the vehicle speed, resulting in high energy efficiency. Therefore, the high speed gear (Hi) of the first EV mode is used in a region where the accelerator opening is low relative to the low speed gear (Lo), and in this case, in a region where the accelerator opening is medium in relation to the second EV mode. In the illustrated example, the low speed gear (Lo) of the first EV mode is used in a region where the accelerator opening is higher than a third boundary line L3 formed along the accelerator opening A2. Additionally, the high speed gear (Hi) of the first EV mode is used in a region where the accelerator opening is lower than the third boundary line L3 and the first boundary line L1 and higher than the second boundary line L2.

30

[0117]

As described above, when the mode and gear stage are selected by the mode selection unit 42, the switching control unit 43 controls the operation of the hydraulic control device 35 accordingly to engage or release the first clutch C1, the second clutch C2, and the first brake B1, thereby controlling the switching of the mode and gear stage of the hybrid drive device H.

40

[0118]

In this way, the hybrid drive device H according to this embodiment has three switchable modes: split mode, first EV mode, and second EV mode, and also has two switchable gears in the first EV mode: low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi). In this configuration, by appropriately switching between the split mode, first EV mode, and second EV mode, as well as the two gears of low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi) provided in the first EV mode, depending on the vehicle's driving conditions and vehicle speed range, it is possible to run the vehicle with high energy efficiency while outputting sufficient driving force in a variety of vehicle driving conditions and vehicle speed ranges. Furthermore, such switching between modes and gear stages is achieved with a very simple configuration, in which the rotational state of the rotating elements of a single planetary gear device P1 is switched by controlling the engagement state of the three friction engagement elements C1, C2, and B1. As a result, it becomes possible to simplify the drive transmission system of the hybrid drive device H and prevent the device from becoming larger and heavier.

50

[0119]

5. Other Embodiments

(1) In each of the above embodiments, a configuration has been described as an example in which the first EV mode as the first rotating electrical machine drive mode is switchable between a low speed gear (Lo) as a reduction gear and a high speed gear (Hi) as a direct drive gear. In addition, in the above first to third embodiments, an example has been described in which the parallel mode as the engine drive mode is provided with a configuration that can be switched between a low speed gear (Lo) as a direct drive gear and a high speed gear (Hi) as an increased speed gear. However, the embodiments of the present invention are not limited to these. Therefore, a preferred embodiment of the present invention is one in which the first rotating electrical machine drive mode is configured to be switchable between two gear stages, a direct drive stage and an increasing drive stage, or to be switchable between two gear stages, a reduction stage and an increasing drive stage. Similarly, a preferred embodiment of the present invention is one in which the engine drive mode is configured to be switchable between two gear stages, a reduction stage and a direct drive stage, or to be switchable between two gear stages, a reduction stage and an increasing drive stage. Such a configuration can be achieved by changing the configuration of the first planetary gear device P1 or by changing the connection relationships between the three rotating elements of the first planetary gear device P1 and each part. The configuration of the first planetary gear device P1 can be changed, for example, from a single-pinion planetary gear mechanism to a double-pinion planetary gear mechanism.

10

[0120]

20

(2) In the first to third embodiments described above, a configuration was described in which the differential restricting device selectively connects the sun gear s1 (first rotating element) and the carrier ca1 (second rotating element) of the first planetary gear device P1 as a differential gear device. However, the differential restricting device can perform the same function as in the above-described embodiments as long as it selectively connects any two rotational elements of the first planetary gear device P1. Therefore, for example, one suitable embodiment of the present invention is one in which the differential restricting device is configured to selectively connect the carrier ca1 and the ring gear r1 of the first planetary gear device P1.

[0121]

(3) In each of the above embodiments, in all modes, including the split mode as a continuously variable transmission mode, the first EV mode as a first rotating electrical machine drive mode, and the parallel mode as an engine drive mode (however, the parallel mode is only applicable to the first to third embodiments), a configuration has been described in which the second motor-generator MG2 is used as an assist motor, that is, a configuration in which the second motor-generator MG2 transmits rotational driving force to the output member O to assist the drive force for running the vehicle. However, embodiments of the present invention are not limited to this. Therefore, one preferred embodiment of the present invention is to configure the second motor-generator MG2 not to be used as an assist motor in either or both of the continuously variable speed mode and the first rotating electrical machine drive mode. In addition, a configuration in which the second motor-generator MG2 is not used as an assist motor in the engine drive mode is also one of the preferred embodiments of the present invention.

30

40

[0122]

(4) In the first and fourth embodiments described above, the first fixing device, the second fixing device (only in the first embodiment), the separation device, and the differential restricting device are all configured as brakes or clutches serving as friction engagement elements. Furthermore, in the above second and third embodiments, an example was described in which the separation device is configured with a dog clutch as a meshing engagement element, the first fixing device is configured with a one-way clutch, and the second fixing means and the differential restricting device are configured with a combination of a dog clutch and a one-way clutch as meshing engagement elements. However, embodiments of the present invention are not limited to this. That is, the first fixing device may be preferably configured by a dog clutch as a meshing engagement element, or by a combination of a dog clutch as a meshing engagement element and a one-way clutch. Moreover, the second fixing device may also be preferably configured by only a dog clutch as the meshing engagement element. The differential restricting device may also be suitably configured with only a dog clutch as the meshing engagement element. Additionally, the separation device may be suitably configured as a combination of a dog clutch and a one-way clutch as meshing engagement elements, or as a one-way

50

clutch alone.

[0123]

(5) In the fourth embodiment described above, an example was described in which the hybrid drive device H does not have a switchable parallel mode as an engine drive mode. However, embodiments of the present invention are not limited to this. In other words, the parallel mode can be realized by engaging the first clutch C1 and the second clutch C2, and releasing the first brake B1, and transmitting the rotational driving force of the second motor-generator MG2 to the output member O, and this is also suitable as a configuration that allows switching between the split mode, first EV mode, second EV mode, and the parallel mode. By switching between these modes, as well as the two gears of the first EV mode, low speed gear (Lo) and high speed gear (Hi), depending on the vehicle's driving condition and vehicle speed range, it is possible to run the vehicle with high energy efficiency while outputting sufficient driving force in various vehicle driving conditions and vehicle speed ranges.

10

[0124]

(6) In the hybrid drive device H according to the second embodiment, it is also a preferred embodiment of the present invention to configure the hybrid drive device H without the combination of the third dog clutch DC3 and the third one-way clutch OC3 as the second fixing device and without the ability to switch to the parallel mode as the engine drive mode. In this case, similarly to the fourth embodiment, it is possible to switch between the split mode, the first EV mode, and the second EV mode. Furthermore, in this case, it is preferable to have a configuration that can be further switched to a parallel mode as an engine drive mode that is realized by engaging the first dog clutch DC1, the second dog clutch DC2, and the second one-way clutch OC2, and releasing the first one-way clutch OC1, and transmitting the rotational driving force of the second motor-generator MG2 to the output member O side.

20

[0125]

(7) In the above embodiments, an example was described in which the first planetary gear device P1 serving as a differential gear unit was configured as a single-pinion planetary gear mechanism. However, the embodiments of the present invention are not limited to this, and one suitable embodiment of the present invention is to configure the first planetary gear device P1 as a double-pinion planetary gear mechanism. Moreover, the embodiments of the present invention are not limited to those where the differential gear mechanism is configured as a planetary gear mechanism. Therefore, it is also one of the preferred embodiments of the present invention to configure the differential gear device of the present invention using other types of gear mechanisms, such as a configuration in which a plurality of bevel gears are combined.

30

[0126]

(8) In each of the above embodiments, the ring gear r1 as the output rotating element of the first planetary gear device P1 is connected to the second rotor shaft 17 via the drive gear 14, the driven gear 15, and the transmission chain 16 wound around them, and this second rotor shaft 17 rotates integrally with the rotor Ro2 of the second motor-generator MG2 and is connected to the output member O via the second planetary gear device P2 that functions as a reduction gear. However, such a connection relationship is merely an example, and the embodiment of the present invention is not limited to this. Therefore, for example, one preferred embodiment of the present invention is to configure the output rotating element of the first planetary gear device P1 and the second motor-generator MG2 to be directly connected to the output member O without the intervention of a transmission chain 16, a reduction mechanism, etc. In addition, the connection between the output rotation element of the first planetary gear device P1 and the second motor-generator MG2 can also be configured in various ways. For example, one preferred embodiment of the present invention is to connect them via a transmission belt, gears, a counter gear mechanism, etc.

40

[0127]

(9) The connection relationships of each member with respect to each rotating element of the differential gear device and the arrangement of the friction engagement elements with respect to each rotating element of the differential gear device described in each of the above embodiments are merely examples, and all configurations other than those described above that can realize the configuration of the present invention are included in the scope of the present invention.

50

[0128]

(10) In each of the above embodiments, the battery 21 serving as the power storage means is

configured to be chargeable by an external power source, and the hybrid drive device H is configured as a drive device for a plug-in hybrid vehicle. However, the embodiments of the present invention are not limited to this, and one suitable embodiment of the present invention is to configure the hybrid drive device H of the present invention as a drive device for a hybrid vehicle in which the storage means is charged only by a generator or motor-generator as a rotating electrical machine provided in the hybrid drive device H.

[Industrial Availability]

[0129]

The present invention can be suitably used as a drive device for a hybrid vehicle.

[Brief Description of the Drawings]

10

[0130]

[FIG. 1] This is a skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device according to a first embodiment of the present invention.

[FIG. 2] A schematic diagram showing the system configuration of a hybrid drive device according to a first embodiment of the present invention.

[FIG. 3] A diagram showing an example of a first switching map according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 4] A diagram showing an example of a second switching map according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 5] An operation table showing the operating states of multiple friction engagement elements in each mode and gear position according to the first embodiment of the present invention.

20

[FIG. 6] A velocity diagram of the first planetary gear device in split mode according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 7] A velocity diagram of the first planetary gear device in parallel mode according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 8] A velocity diagram of the first planetary gear device in the first EV mode according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 9] A velocity diagram of the first planetary gear device in the second EV mode according to the first embodiment of the present invention.

[FIG. 10] A skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive system according to a second embodiment of the present invention.

30

[FIG. 11] An operation table showing the operating states of multiple dog clutches and one-way clutches in each mode and gear position according to a second embodiment of the present invention.

[FIG. 12] A skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device according to a third embodiment of the present invention.

[FIG. 13] A skeleton diagram showing the configuration of a hybrid drive device according to a fourth embodiment of the present invention.

[FIG. 14] An operation table showing the operating states of a plurality of friction engagement elements in each mode and gear position according to a fourth embodiment of the present invention.

[FIG. 15] A diagram showing an example of a first switching map according to a fourth embodiment of the present invention.

40

[Description of the Reference Numerals]

[0131]

H: Hybrid drive device

E: Engine

I: Input shaft (input member)

O: Output member

W: Wheel

MG1: First motor-generator (first rotating electrical machine)

MG2: Second motor-generator (second rotating electrical machine))

50

P1: First planetary gear device (differential gear device)

s1: Sun gear (first rotating element)

ca1: Carrier (second rotating element)

r1: Ring gear (third rotating element)

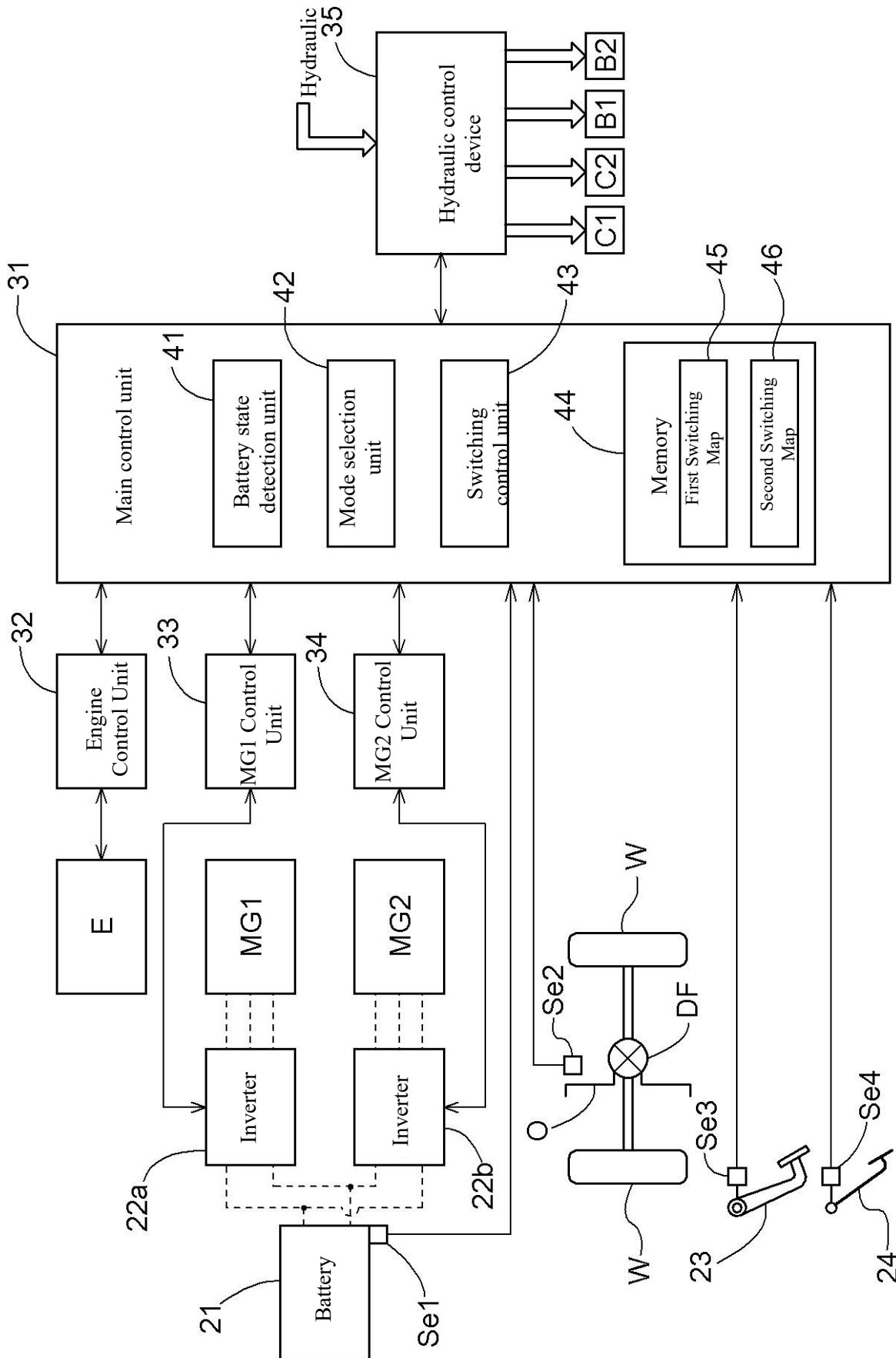
C1: First clutch (separation device)

C2: Second clutch (differential restricting device)

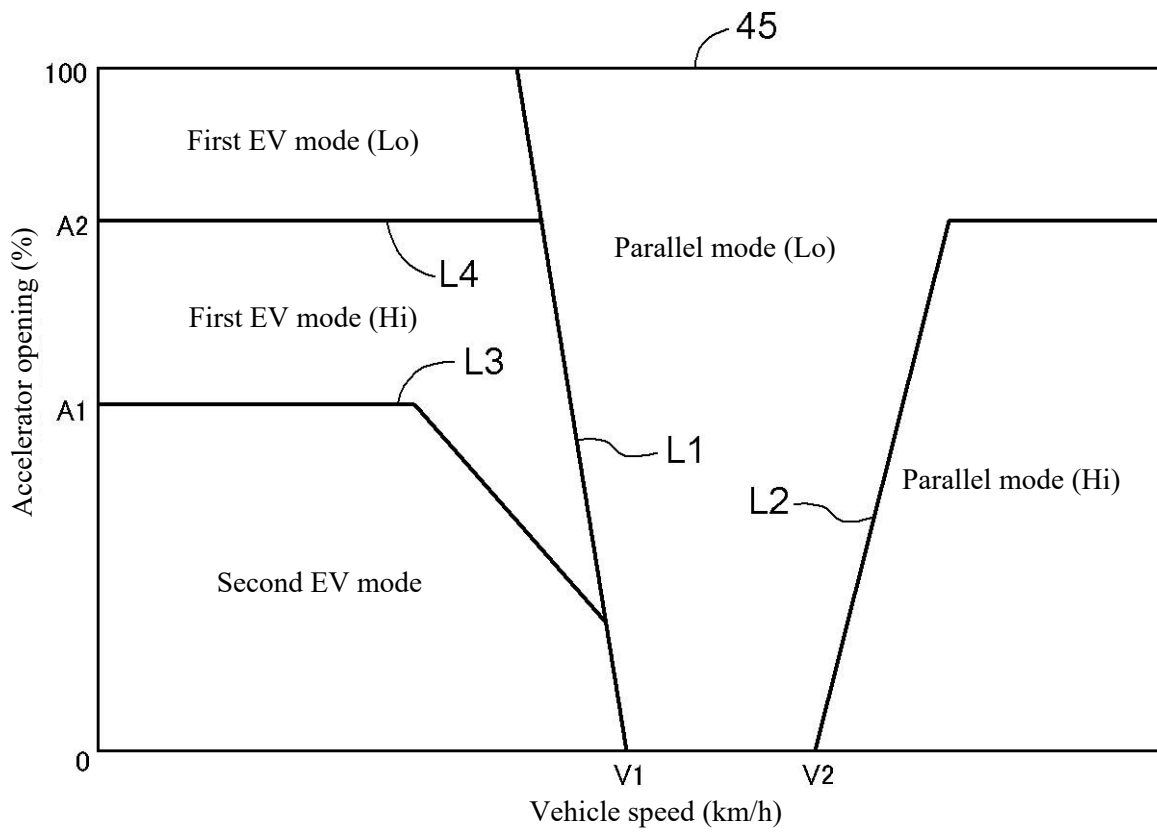
B1: First brake (first fixing device)
B2: Second brake (second fixing device)
C: Case (non-rotating member)
21: Battery (power storage means)
DC1: First dog clutch (separation device)
DC2: Second dog clutch (differential restricting device)
DC3: Third dog clutch (second fixing device)
OC1: First one-way clutch (first fixing device)
OC2: Second one-way clutch (differential restricting device)
OC3: Third one-way clutch (second fixing device)
DC4: Fourth dog clutch (differential restricting device, second fixing device)
OC4: Fourth one-way clutch (differential restricting device, second fixing device)

[illegible]

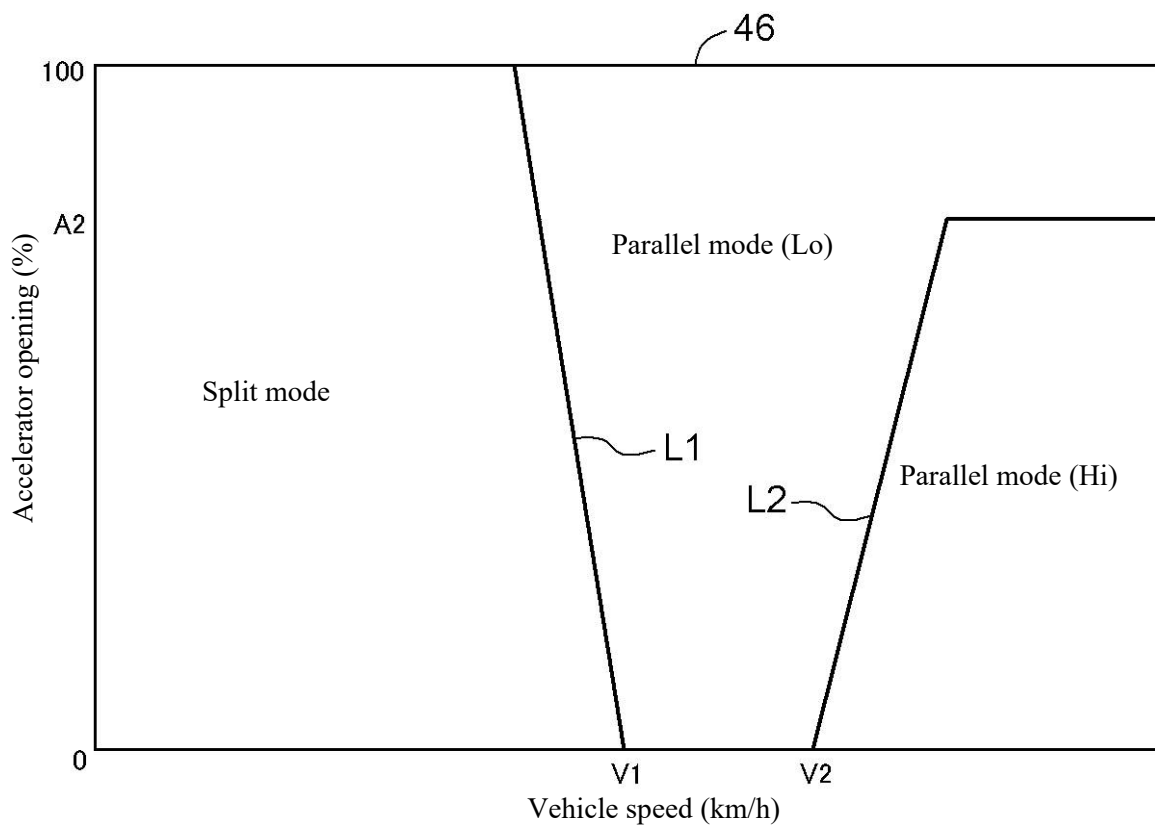
[FIG. 2]



[FIG. 3]



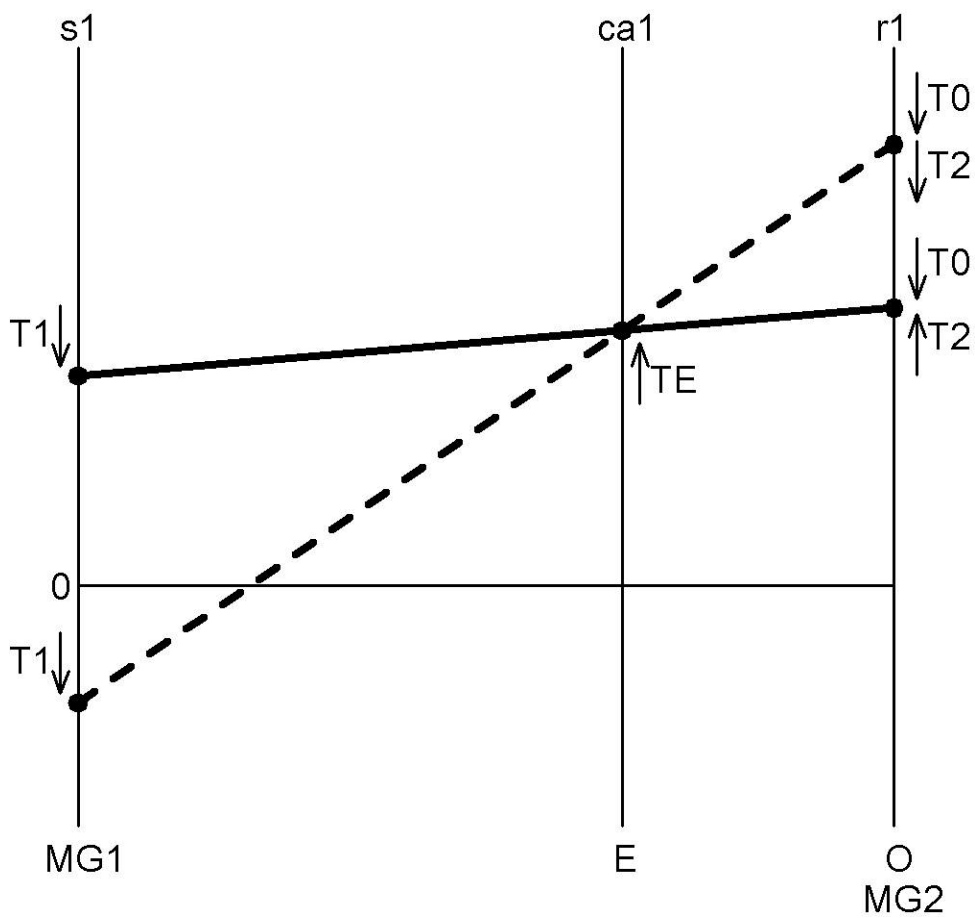
[FIG. 4]



[FIG. 5]

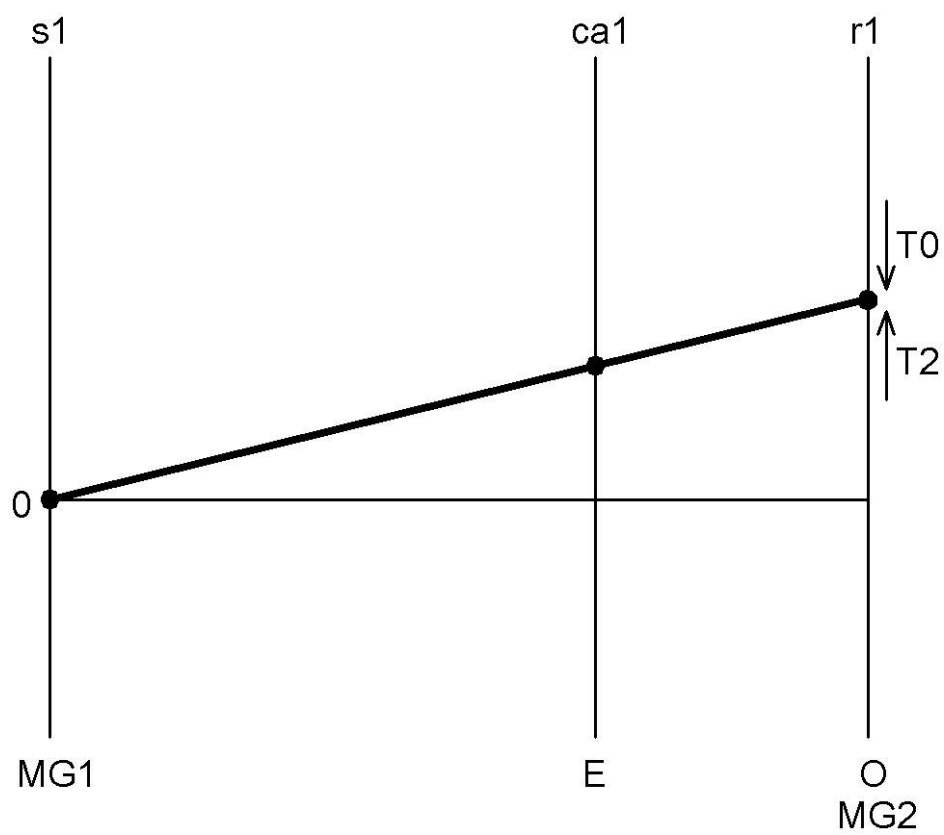
Engagement Mode		C1	C2	B1	B2
Split mode		○			
Parallel Mode	Lo	○	○		
	Hi	○			○
First EV Mode	Lo	(○)		○	
	Hi		○		
Second EV Mode					

[FIG. 6]

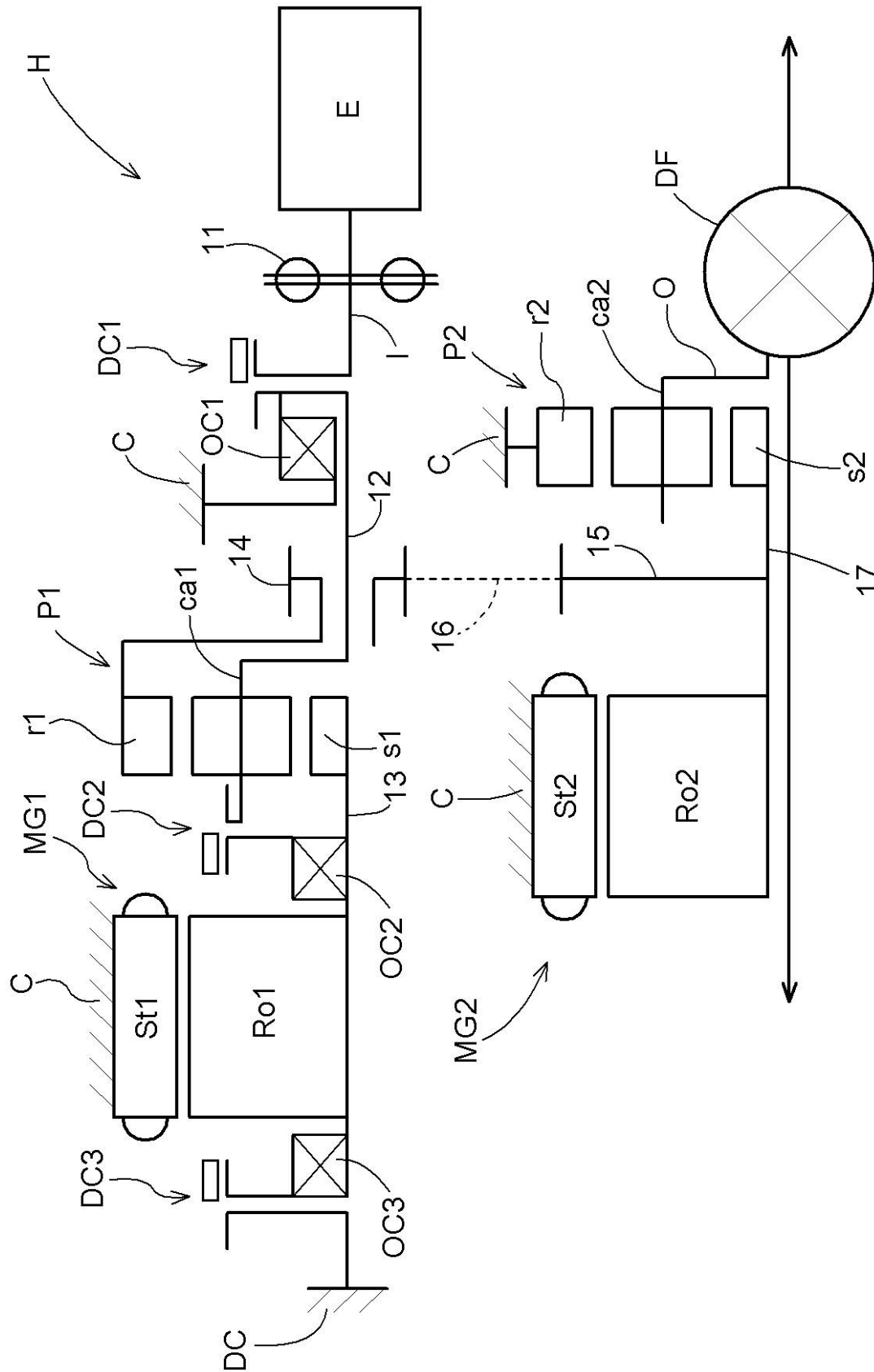


The graph illustrates the temperature profile across a system with a horizontal interface. The vertical axis represents temperature (T) and the horizontal axis represents position (x). The vertical axis has labels $s1$, $ca1$, $r1$, 0 , $T1\uparrow$, and $T1\downarrow$. The horizontal axis has labels $MG1$, E , and O $MG2$. A horizontal line at $T1\uparrow$ is labeled Hi and a diagonal line is labeled Lo . The intersection of these lines is marked with a cross and labeled $B1$. Arrows indicate temperature differences $T0$ and $T2$.

[FIG. 9]



[FIG. 10]



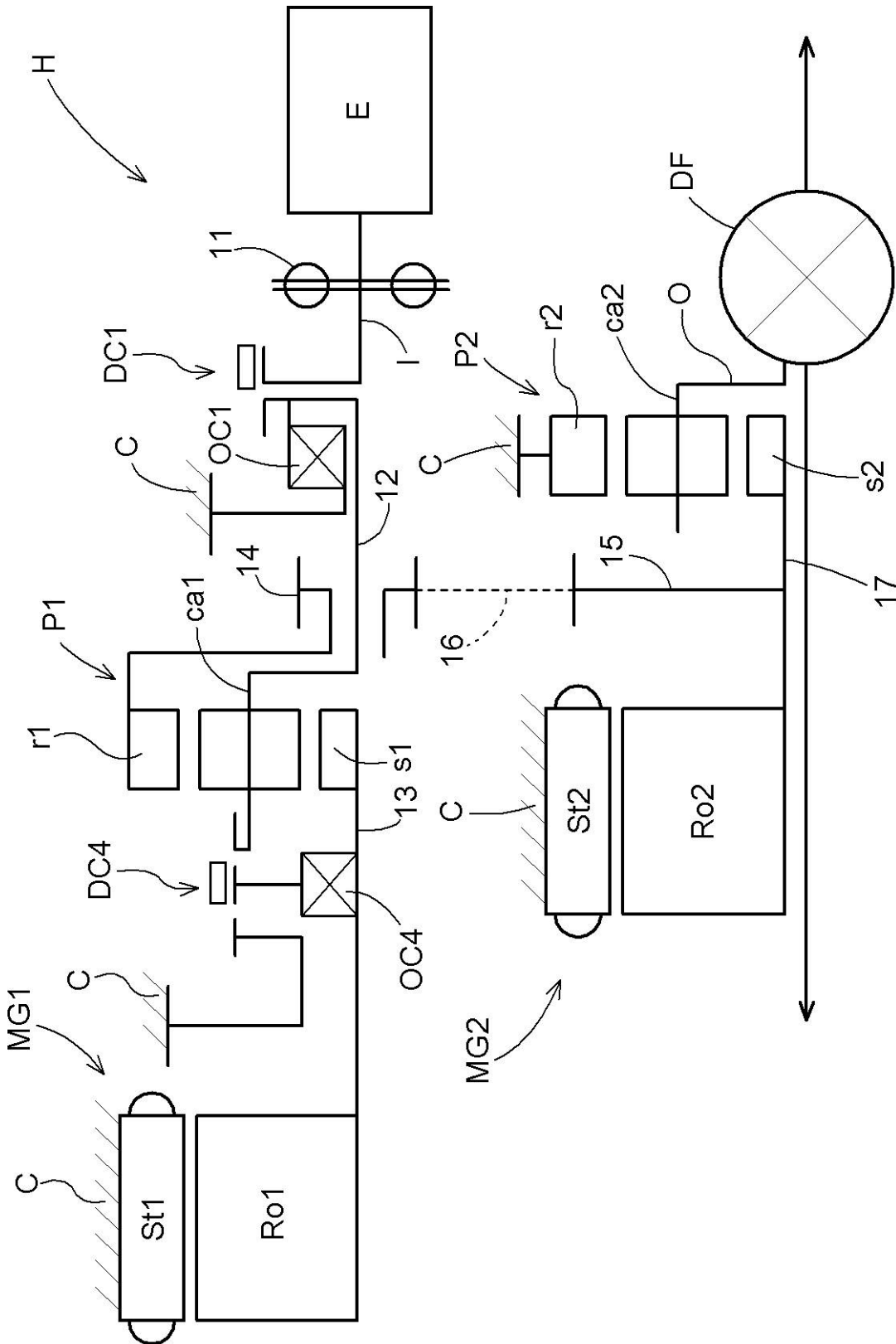
(40)

JP 2010-36880 A 2010.2.18

[FIG. 11]

Engagement Mode		DC1	DC2	DC3	OC1	OC2	OC3
Split mode		○					
Parallel Mode	Lo	○	○			○	
	Hi	○	(○)	○			○
First EV Mode	Lo	(○)			○		
	Hi		○			○	
Second EV Mode			(○)				

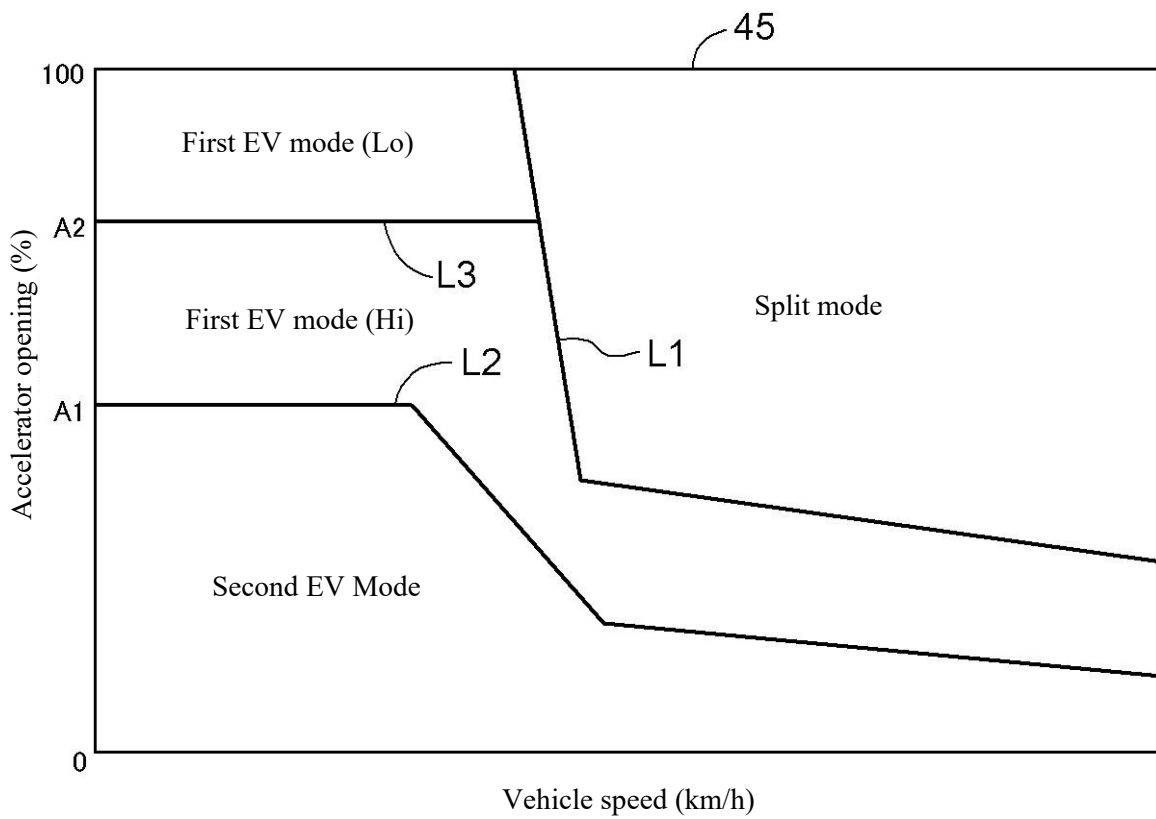
[FIG. 12]



[FIG. 14]

Engagement element Mode		C1	C2	B1
Split mode		○		
First EV Mode	Lo	(○)		○
	Hi		○	
Second EV Mode				

[FIG. 15]



Continued from the front page

(51) Int.Cl.			FI	Theme Codes (Reference)	
<i>F16H</i>	<i>3/72</i>	<i>(2006.01)</i>	B60K	6/365	
<i>B60K</i>	<i>6/365</i>	<i>(2007.10)</i>	B60K	6/40	
<i>B60K</i>	<i>6/40</i>	<i>(2007.10)</i>	B60K	6/383	
<i>B60K</i>	<i>6/383</i>	<i>(2007.10)</i>	B60K	6/387	
<i>B60K</i>	<i>6/387</i>	<i>(2007.10)</i>			

F-term (reference) 3J552 MA02 MA06 MA29 NA01 NB01 NB05 NB08 PA32 PA59 PA67
RA02 SA03 SB02 UA07 VA74W VB01Z VD02Z

I, Amanda Stober, hereby certify that the document “Tsuzuki_JP2010036880A” is, to the best of my knowledge and belief, a true and accurate translation from Japanese to English.



Amanda Stober
Project Manager

12.11.202