

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3640954号

(P3640954)

(45) 発行日 平成17年4月20日(2005.4.20)

(24) 登録日 平成17年1月28日(2005.1.28)

(51) Int.Cl.⁷

F I

B 6 0 K 17/04

B 6 0 K 17/04 Z H V G

B 6 0 K 6/04

B 6 0 K 6/04 1 5 1

F 1 6 H 3/72

B 6 0 K 6/04 1 7 0

B 6 0 K 6/04 5 5 3

F 1 6 H 3/72 A

請求項の数 7 (全 26 頁)

(21) 出願番号 特願2003-168347 (P2003-168347)

(22) 出願日 平成15年6月12日(2003.6.12)

(65) 公開番号 特開2005-1564 (P2005-1564A)

(43) 公開日 平成17年1月6日(2005.1.6)

審査請求日 平成16年3月30日(2004.3.30)

(73) 特許権者 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(74) 代理人 100077805

弁理士 佐藤 辰彦

(74) 代理人 100077665

弁理士 千葉 剛宏

(72) 発明者 今井 信幸

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

審査官 磯部 賢

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車両の動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、

前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系とのうちの少なくとも第1動力分配器側の回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える変速機が設けられ、

前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、前記変速機の各段の回転伝達機構のうちの所定段の回転伝達機構と同一の減速比で第2動力分配器の第1

出力軸から当該所定段の回転伝達機構の動力出力軸と同軸心の回転部材を介して該動力出力軸に回転伝達を行う第2動力分配器側回転伝達手段が設けられ、

前記変速機の所定段の回転伝達機構の前記動力出力軸と同軸心の回転部材を前記動力出力軸に断接させるクラッチ手段と、該所定段の回転伝達機構の前記第1動力分配器の第1出力軸と同軸心の回転部材を該第1出力軸に断接させるクラッチ手段とを備えたことを特徴とするハイブリッド車両の動力伝達装置。

【請求項2】

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比との比率を α としたとき、前記変速機の各段の回転伝達機構は、それぞれの減速比の相互の比率が略 α のべき乗の値となるように構成されていることを特徴とする請求項1記載のハイブリッド車両の動力伝達装置。

10

【請求項3】

エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、

20

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、

前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える第1の変速機が設けられると共に、前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、該第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える第2の変速機が設けられ、

30

前記第1の変速機の減速比の段数と前記第2の変速機の減速比の段数とは同数であると共に、該第1の変速機の複数段の減速比の値の組と第2の変速機の複数段の減速比の値の組とは同一であり、前記第1の変速機の各段の回転伝達機構と、その回転伝達機構と同一の減速比の段の第2の変速機の回転伝達機構とは、前記動力出力軸と同軸心の共通の回転部材を介して各動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への回転伝達を行うように構成されていることを特徴とするハイブリッド車両の動力伝達装置。

【請求項4】

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比との比率を α としたとき、前記第1の変速機および第2の変速機のそれぞれにおける各段の回転伝達機構は、該各段の回転伝達機構の減速比の相互の比率が略 α のべき乗の値となるように構成されていることを特徴とする請求項3記載のハイブリッド車両の動力伝達装置。

40

【請求項5】

エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記

50

動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、

前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系とのうちの少なくとも第1動力分配器側の回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える変速機が設けられ、

10

前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系が、前記変速機の各段の回転伝達機構のうちの少なくとも1つの段の回転伝達機構の、前記動力出力軸と同軸心の回転部材を介して該第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への回転伝達を行うように構成され、

前記第1および第2動力分配器はそれぞれリングギヤ、キャリア、およびサンギヤを前記入力軸、第1出力軸、第2出力軸とする遊星歯車装置により構成されると共に、いずれか一方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、そのキャリアに軸支された複数のピニオンギヤを備えると共に、各ピニオンギヤをリングギヤとサンギヤとに噛合させてなる遊星歯車装置であり、他方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、そのキャリアに軸支された複数対のピニオンギヤを備えると共に、各対のピニオンギヤを互いに噛合させ、且つ各対のピニオンギヤのそれぞれをリングギヤとサンギヤとに噛合させてなる遊星歯車装置であることを特徴とするハイブリッド車両の動力伝達装置。

20

【請求項6】

前記エンジンから第1動力分配器の入力軸および第2出力軸を介して第1モータに至る回転伝達系と、前記エンジンから第2動力分配器の入力軸および第2出力軸を介して第2モータに至る回転伝達系とは、それぞれの減速比が互いに略同一になるように構成されていることを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載のハイブリッド車両の動力伝達装置。

【請求項7】

前記第1モータの回転軸が第1動力分配器の第2出力軸と同軸心に設けられと共に第2モータの回転軸が第2動力分配器の第2出力軸と同軸心に設けられ、前記エンジンの回転駆動力を各動力分配器の入力軸に分配する動力入力軸を備え、前記第1及び第2モータは、それらの回転軸の軸心が動力入力軸の軸心に対して軸対称の位置関係になるように配置されていることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載のハイブリッド車両の動力伝達装置。

30

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジンとモータと動力分配器とを備えるハイブリッド車両の動力伝達装置に関する。

40

【0002】

【従来の技術】

エンジンとモータ（電動モータ）と動力分配器とを備えるハイブリッド車両の動力伝達装置としては、例えば特開平11-301291号公報（特許文献1）に見られるものが知られている。このハイブリッド車両は、エンジンと、2つのモータと、2つの遊星歯車装置からなる動力分配器（差動歯車装置）とを備え、エンジンの回転駆動力が各動力分配器の入力軸にギヤを介して分配入力されるようになっている。また、各動力分配器の2つの出力軸のうちの一方は、それぞれ上記2つのモータのうちの各別のモータに連結されて、該モータから駆動トルク（力行トルク）又は回生トルクが付与されるようになっている。そして、車両の駆動輪に接続された1つの動力出力軸に、各動力分配器の他方の出力軸が

50

ら並列的に回転駆動力が伝達されるようになっている。さらに、エンジンから一方の遊星歯車装置を経由して動力出力軸に至る回転伝達系の減速比と、他方の遊星歯車装置を経由して動力出力軸に至る回転伝達系の減速比とは互いに異なるものとされている。なお、上記各回転伝達系の減速比はより詳しくは、該回転伝達系の動力分配器の2つの出力軸のうちの、モータに連結された出力軸の回転速度を0としたときの減速比（入力回転数を出力回転数で除算したもの）である。以下の従来技術の説明では、上記各回転伝達系の減速比のうち、大きい方の減速比を低車速側減速比、小さい方の減速比を高車速側減速比という。

【0003】

このように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置では、一方のモータを駆動状態（力行状態）とすると共に、他方のモータを回生状態（発電状態）とし、それらのモータの消費電力および発電電力がほぼ等しくなるようにすると、定常状態（車速がほぼ一定の状態）では、エンジンの回転速度 ω_e およびトルク T_e と、動力出力軸の回転速度 ω_v およびトルク T_v との間には、 $T_v = (\omega_e / \omega_v) \cdot T_e$ という関係が成立する。また、このとき、エンジンから動力出力軸への減速比（ ω_e / ω_v ）は、各モータのトルクを制御することで、前記低車速側減速比と高車速側減速比との間で任意の値に変更できる。

【0004】

従って、エンジンを車両の推進源として走行する場合に、両モータのトルクを制御することで、エンジンから動力出力軸への減速比（変速比）を連続的に変化させることができ、エンジンと動力出力軸との間にC V T等の無段変速装置を備えた場合と同等の機能を発揮することができる。つまり、C V T等の無段変速装置を備えることなく、エンジンと動力出力軸との間の変速を行いながら、エンジンの出力により車両を走行させることができる。

【0005】

ところで、この種のハイブリッド車両の動力伝達装置では、エンジンの出力エネルギーの一部は、回生側のモータと駆動側のモータを順に介して動力出力側に出力されることとなる。一方、そして、この場合、本願発明者等の検討によれば、前記低車速側減速比と高車速側減速比との比率（低車速側減速比／高車速側減速比）を大きくすると、エンジンの出力エネルギーのうち、モータを通過するエネルギー量が増え、その結果、エンジンから動力出力軸側へのエネルギーの伝達効率が低下してしまう。また、モータを通過するエネルギー量が増えることで、モータの容量も大型化してしまう。このため、前記特許文献1に見られるようなハイブリッド車両の動力伝達装置では、低車速側減速比と高車速側減速比との比率をあまり大きくすることが困難であった。そして、その結果、通常の自動車等に較べて、低車速側減速比での走行を行う機会が増え、動力伝達装置を構成するギヤ等が高速回転でこととなる。また、エンジンも高速回転域で運転を行う機会が増える。このため、動力伝達装置の構成部品の耐久性を高める必要があると共に、エンジンの燃料消費を低減する上で難点があった。

【0006】

このような不都合を解消するためには、各動力分配器と動力出力軸との間に、上記低車速側減速比あるいは高車速側減速比を複数段に変更する変速機を備えることが考えられる。しかし、単純に変速機を備えることは、動力伝達装置の大型化や経費の増加を招き、それらを可能な限り抑制することが望まれる。

【0007】

【特許文献1】

特開平11-301291号公報

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

本発明はかかる背景に鑑みてなされたものであり、エンジンと動力出力軸との間の減速比の変化幅を大きくできると共に、装置構成の小型化や経費節減を効果的に実現できる動力伝達装置を提供することを目的とする。

10

20

30

40

50

【0009】

【課題を解決するための手段】

本発明のハイブリッド車両の動力伝達装置の第1発明は、エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系とのうちの少なくとも第1動力分配器側の回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える変速機が設けられ、前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、前記変速機の各段の回転伝達機構のうちの所定段の回転伝達機構と同一の減速比で第2動力分配器の第1出力軸から当該所定段の回転伝達機構の動力出力軸と同軸心の回転部材を介して該動力出力軸に回転伝達を行う第2動力分配器側回転伝達手段が設けられ、前記変速機の所定段の回転伝達機構の前記動力出力軸と同軸心の回転部材を前記動力出力軸に断接させるクラッチ手段と、該所定段の回転伝達機構の前記第1動力分配器の第1出力軸と同軸心の回転部材を該第1出力軸に断接させるクラッチ手段とを備えたことを特徴とするものである。

10

20

【0010】

かかる第1発明によれば、前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは出力側第1部分回転伝達系という）と第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは出力側第2部分回転伝達系という）とのうちの少なくとも出力側第1部分回転伝達系に、その減速比を複数段に切換える変速機を備える。このため、少なくとも前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系（これは前記出力側第1部分回転伝達系を含む）の減速比を複数種類の減速比に切換えることができる。この結果、エンジンから第1動力分配器を介して動力出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは第1回転伝達系という）の減速比と、エンジンから前記第2動力分配器を介して動力出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは第2回転伝達系という）の減速比との組合わせを複数組設定することが可能となる。

30

【0011】

ここで、前記第1回転伝達系の減速比は、エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは入力側第1部分回転伝達系という）の減速比と、上記出力側第1部分回転伝達系の減速比との積である。同様に、前記第2回転伝達系の減速比は、エンジンから第2動力分配器を介して動力出力軸に至る回転伝達系とエンジンから第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系（以下、ここでは入力側第2部分回転伝達系という）と、上記出力側第1部分回転伝達系の減速比との積である。そして、第1発明では、入力側第1部分回転伝達系の減速比と入力側第2部分回転伝達系の減速比とは互いに異なるものとされている。従って、第1回転伝達系の減速比と第2回転伝達系の減速比とを互いに異なるものとするために、出力側第2部分回転伝達系の減速比を該出力側第2部分回転伝達系に専用の値にする必要がなく、出力側第2部分回転伝達系の減速比は、前記変速機のいずれかの段の減速比と同じでもよい。そこで、第1発明では、出力側第2部分回転伝達系に、前記変速機の各段の回転伝達機構のうちの所定段の回転伝達機構と同一の減速比で第2動力

40

50

分配器の第1出力軸から当該所定段の回転伝達機構の動力出力軸と同軸心の回転部材を介して該動力出力軸に回転伝達を行う第2動力分配器側回転伝達手段が設けられている。その結果、変速機の前記所定段の回転伝達機構と出力側第2回転伝達機構とで同じ部品（ギヤ等）を用いることができる。同時に、動力出力軸と各動力分配器の第1出力軸との間の軸間距離も同じにできる。なお、入力側第1部分回転伝達系の減速比と入力側第2部分回転伝達系の減速比は一定値でよいのでギヤ等を用いて小型に構成することができる。

【0012】

従って、第1発明の動力伝達装置によれば、エンジンと動力出力軸との間の減速比の変化幅を大きくできると共に、装置構成の小型化や経費節減を効果的に実現できることとなる。

10

【0014】

さらにこの第1発明では、前記変速機の所定段の回転伝達機構の前記動力出力軸と同軸心の回転部材を前記動力出力軸に断接させるクラッチ手段と、該所定段の回転伝達機構の前記第1動力分配器の第1出力軸と同軸心の回転部材を該第1出力軸に断接させるクラッチ手段と備えるので、前記各クラッチ手段の断接の組合わせによって、出力側第2部分回転伝達系は、変速機の前記所定段の回転伝達機構の動力出力軸と同軸心の回転部材を介して動力出力軸に回転伝達を行うだけでなく、変速機その他の段の回転伝達機構を経由して動力出力軸に回転伝達を行うことが可能となる。その結果、出力側第1部分回転伝達系と出力側第2回転伝達系とで変速機の回転伝達機構を共用しながら、出力側第2部分回転伝達系の減速比を変速機と同じ複数種類の減速比に変更することが可能となる。ひいては、エンジンと動力出力軸との間の変速幅をより一層広げることができる。

20

【0015】

上記第1発明では、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比との比率を α としたとき、前記変速機の各段の回転伝達機構は、それぞれの減速比の相互の比率が略 α のべき乗の値となるように構成されていることが好ましい（第2発明）。これによれば、エンジンから動力出力軸への減速比の最小値と最大値との比率が互いにほぼ同じになるような複数の変速域で車両の変速走行を行うことが可能となる。このとき、各変速域で各モータに発生させることが必要な最大トルクが各変速域でほぼ同じになるため、各モータの必要容量を抑えることができ、各モータの小型化を図ることができる。

30

【0016】

また、本発明のハイブリッド車両の動力伝達装置の第3発明は、エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える第1の変速機が設けられると共に、前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系に、該第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切換える第2の変速機が設けられ、前記第1の変速機の減速比の段数と前記第2の変速機の減速比の段数とは同数であると共に、該第1の変速機の複数段の減速比の値の組と第2の変速機の複数段の減速比の値

40

50

の組とは同一であり、前記第1の変速機の各段の回転伝達機構と、その回転伝達機構と同一の減速比の段の第2の変速機の回転伝達機構とは、前記動力出力軸と同軸心の共通の回転部材を介して各動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への回転伝達を行うように構成されていることを特徴とするものである。これによれば、出力側第1部分回転伝達系の減速比を前記第1の変速機により複数種類に変更できるだけなく、出力側第2部分回転伝達系の減速比をも前記第2の変速機により複数種類に変更することが可能となる。ひいては、エンジンと動力出力軸との間の変速幅をより一層広げることができる。同時に、出力側第1部分回転伝達系の第1の変速機と出力側第1部分回転伝達系の第2の変速機とを、同じ構成にすることができると共に、両変速機の同一減速比の段の回転伝達機構で動力出力軸と同軸上の回転部材を共用することができ、さらに動力出力軸と各動力分配器の第1出力軸との間の軸間距離も同じにできる。その結果、第1の変速機と第2変速機との両者を合わせて小型に構成することができ、ひいては、動力伝達装置を小型に構成できる。

10

【0019】

さらに、第3発明では、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系の減速比との比率を α としたとき、前記変速機および第2の変速機のそれぞれにおける各段の回転伝達機構は、該各段の回転伝達機構の減速比の相互の比率が略 α のべき乗の値となるように構成されていることが好ましい（第4発明）。

【0020】

これによれば、前記第2発明と同様、エンジンから動力出力軸への減速比の最小値と最大値との比率が互いにほぼ同じになるような複数の変速域で車両の変速走行を行うことが可能となるので、各モータの必要容量を抑えることができ、各モータの小型化を図ることができる。

20

【0021】

また、本発明のハイブリッド車両の動力伝達装置の第5発明は、エンジンの回転駆動力がそれぞれ入力軸に伝達される第1及び第2動力分配器と、前記第1動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸と前記第2動力分配器の2つの出力軸のうちの第1出力軸とから回転駆動力が伝達され、その伝達された回転駆動力を車両の駆動輪に出力する動力出力軸と、前記第1動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第1モータと、前記第2動力分配器の第2出力軸に駆動トルク又は回生トルクを付与する第2モータとを備え、前記エンジンから前記第1動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系と前記エンジンから前記第2動力分配器を介して前記動力出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成されたハイブリッド車両の動力伝達装置において、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸を介して該第1動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の入力軸を介して該第2動力分配器の第1出力軸に至る回転伝達系とがそれぞれの減速比が互いに異なる値になるように構成され、前記第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系と第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系とのうちの少なくとも第1動力分配器側の回転伝達系に、該第1動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への減速比を複数段に切替える変速機が設けられ、前記第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸に至る回転伝達系が、前記変速機の各段の回転伝達機構のうちの少なくとも1つの段の回転伝達機構の、前記動力出力軸と同軸心の回転部材を介して該第2動力分配器の第1出力軸から動力出力軸への回転伝達を行うように構成され、前記第1および第2動力分配器はそれぞれリングギヤ、キャリア、およびサンギヤを前記入力軸、第1出力軸、第2出力軸とする遊星歯車装置により構成されると共に、いずれか一方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、そのキャリアに軸支された複数のピニオンギヤを備えると共に、各ピニオンギヤをリングギヤとサンギヤとに噛合させてなる遊星歯車装置であり、他方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、そのキャリアに軸支された複数対のピニオンギヤを備えると共に、各対のピニオンギヤを互いに噛合させ、且つ各対のピニオンギヤのそれぞれをリングギヤとサンギヤと

30

40

50

に噛合させてなる遊星歯車装置であることを特徴とするものである。なお、上記一方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、所謂シングルピニオン型の遊星歯車装置であり、他方の動力分配器を構成する遊星歯車装置は、所謂ダブルピニオン型の遊星歯車装置である。

【0022】

これによれば、各動力分配器のリングギヤやサンギヤの径が両動力分配器で互いにほぼ同一であっても各動力分配器の入力軸から第1出力軸への減速比が両動力分配器で互いに異なるものとなるので、前記入力側第1部分回転伝達系および入力側第2部分回転伝達系の構成の不均衡を小さくしつつ、入力側第1部分回転伝達系の減速比と入力側第2部分回転伝達系の減速比とを互いに異なるものとするのを、小型な構成で容易に実現できる。

10

【0023】

また、第1～第5発明では、前記エンジンから第1動力分配器の入力軸および第2出力軸を介して第1モータに至る回転伝達系と、前記エンジンから第2動力分配器の入力軸および第2出力軸を介して第2モータに至る回転伝達系とは、それぞれの減速比が互いに略同一になるように構成されていることが好ましい（第6発明）。これによれば、車両の変速走行の際に第1モータと第2モータとで発生させる必要がある最大トルクを両モータで同じにできるため、両モータの必要容量を同じにすることができる。特に、前記第2発明あるいは第4発明に第6発明を複合させたときには、各モータの必要容量を同じにしつつ、その必要容量を小さくすることができ、各モータの小型化を効果的に図ることができる。

20

【0024】

また、前記第1～第6発明では、前記第1モータの回転軸が第1動力分配器の第2出力軸と同軸心に設けられと共に第2モータの回転軸が第2動力分配器の第2出力軸と同軸心に設けられ、前記エンジンの回転駆動力を各動力分配器の入力軸に分配する動力入力軸を備え、前記第1及び第2モータは、それらの回転軸の軸心が動力入力軸の軸心に対して軸対称の位置関係になるように配置されていることが好適である（第7発明）。これによれば、各モータの軸心と動力入力軸との距離を同じにしつつ、各モータを極力近接させて配置させることが可能となるため、動力伝達装置の構成を小型化できる。

【0025】

【発明の実施の形態】

30

本発明のハイブリッド車両の動力伝達装置の第1実施形態を図1～図5を参照して詳説する。図1は本実施形態の動力伝達装置を含むハイブリッド車両の全体構成を模式的に示すシステム構成図であり、1はエンジン、2, 2は車両の駆動輪、3は動力伝達装置である。

【0026】

動力伝達装置3は、第1動力分配器4、第2動力分配器5、第1モータ6、第2モータ7、クラッチ8、9、変速機10、および動力出力軸11を主要な機構的要素として備えている。動力出力軸11は、これと一体に回転自在に設けられたギヤ12と、このギヤ12に噛合する差動歯車装置13（差動傘歯車装置）とを介して駆動輪2, 2に接続され、駆動輪2, 2と連動して回転可能とされている。

40

【0027】

各動力分配器4, 5はいずれも、差動歯車装置として機能する遊星歯車装置により構成されている。この場合、第1動力分配器4を構成する遊星歯車装置は、所謂シングルピニオン型のものであり、リングギヤ4rとサンギヤ4sとの間に複数のプラネタリギヤ4p（図では2個）がサンギヤ4sの周方向に間隔を存して配列されると共に、各プラネタリギヤ4pがリングギヤ4rとサンギヤ4sとの両者に噛合されている。そして、それらのプラネタリギヤ4pが、各々自転しながらサンギヤ4sの周りを一体的に公転するようにキャリア4cに軸支されている。また、第2動力分配器5を構成する遊星歯車装置は、所謂ダブルピニオン型のものであり、リングギヤ5rとサンギヤ5sとの間に、互いに噛合されたプラネタリギヤ5pr, 5psの対（以下、プラネタリギヤ対5pという）を複数（図で

50

は2対)備えている。それらの複数のプラネタリギヤ対5pは、サンギヤ5sの周方向に間隔を存して配列されると共に、各プラネタリギヤ対5pを構成するプラネタリギヤ5pr, 5psがそれぞれリングギヤ5r、サンギヤ5sに噛合されている。そして、それらの複数のプラネタリギヤ対5pが、それぞれのプラネタリギヤ5pr, 5psを自転させながらサンギヤ5sの周りを一体的に公転するようにキャリア5cに軸支されている。

【0028】

なお、上記のようなシングルピニオン型、ダブルピニオン型の遊星歯車装置の構造自体は公知であるので、ここでは以上の説明に留める。

【0029】

エンジン1の出力軸1aは、例えば摩擦板式のクラッチ8の入力部8aに連結されて該入力部8aと一体に回転自在とされている。このクラッチ8の出力部8bに、第1動力分配器4の入力軸としてのリングギヤ4rが連結されて該出力部8bと一体に回転自在とされている。従って、クラッチ8の接続状態(入力部8aおよび出力部8bに係合させて連結した状態)で、エンジン1の出力軸1aと第1動力分配器4のリングギヤ4rとの間の回転伝達が可能とされる。また、クラッチ8の切断状態(入力部8aおよび出力部8bを離反させた状態)では、エンジン1の出力軸1aと第1動力分配器4のリングギヤ4rとの間の回転伝達が遮断される。

【0030】

第1動力分配器4の2つの出力軸としてのキャリア4cおよびサンギヤ4sのうち、第2出力軸としてのサンギヤ4sは、第1モータ6の回転軸6aと同軸心に連結され、該回転軸6aと一体に回転自在とされている。なお、本実施形態では、第1モータ6の回転軸6aは、キャリア4cの軸部4caの内部を貫通して、サンギヤ4sに連結されている。そして、第1動力分配器4の第1出力軸としてのキャリア4cの軸部4caが、第1動力分配器4と第1モータ6との間に配置された変速機10を介して動力出力軸11に接続されている。変速機10は、キャリア4cから動力出力軸11への回転伝達の減速比を複数段(本実施形態では2段)に変更可能なものであり、その各段の減速比の回転伝達をそれぞれ担う回転伝達機構14, 15を備えている。なお、回転伝達機構14の減速比は、回転伝達機構15の減速比よりも小さいものとされており、以下の説明では、回転伝達機構14, 15をそれぞれ低減速比回転伝達機構14、高減速比回転伝達機構15という。

【0031】

これらの回転伝達機構14, 15のうち、低減速比回転伝達機構14は、キャリア4cと同軸心に設けられたギヤ14aと、このギヤ14aに噛合して動力出力軸11と同軸心に設けられたギヤ14bとから構成されている。ギヤ14aはキャリア4cの軸部4caに固定されてキャリア4cと一体に回転自在に設けられ、ギヤ14bは動力出力軸11に支承されて該動力出力軸11に対して相対回転自在に設けられている。そして、ギヤ14bと動力出力軸11との間の回転伝達を切断/接続するクラッチ16が設けられている。このクラッチ16は、その接続状態(回転伝達を行わせる状態)において、動力出力軸11に固定されている部材11aとギヤ14bとを例えばスプライン結合により一体に回転可能に接続するものである。

【0032】

また、高減速比回転伝達機構15は、キャリア4cと同軸心に設けられたギヤ15aと、このギヤ15aに噛合して動力出力軸11と同軸心に設けられたギヤ15bとから構成されている。ギヤ15aはキャリア4cの軸部4caと第1モータ6との間で第1モータ6の回転軸6aに支承されてキャリア4cおよび第1モータ6の回転軸6aに対して相対回転自在に設けられ、ギヤ15bは動力出力軸11に支承されて該動力出力軸11に対して相対回転自在に設けられている。そして、ギヤ15aとキャリア4cの軸部4caとの間の回転伝達を切断/接続するクラッチ17と、ギヤ15bと動力出力軸11との間の回転伝達を切断/接続するクラッチ18とが設けられている。クラッチ17は、その接続状態において、スプライン嵌合によりキャリア4cの軸部4caとギヤ15aとを一体に回転可能に接続するものであり、クラッチ18は、その接続状態において、動力出力軸11に固定さ

10

20

30

40

50

れている部材 11b とギヤ 15b とをスプライン結合により一体に回転可能に接続するものである。

【0033】

上記のようにクラッチ 16, 17, 18 を備えた変速機 10 では、クラッチ 16 を切断状態とすると共に、クラッチ 17, 18 を接続状態としたとき、キャリア 4c から動力出力軸 11 への回転伝達は、高減速比回転伝達機構 15 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、高減速比回転伝達機構 15 の減速比となる。また、クラッチ 16 を接続状態とすると共に、クラッチ 18 を切断状態としたとき（クラッチ 17 の動作状態はいずれでもよい）、キャリア 4c から動力出力軸 11 への回転伝達は、低減速比回転伝達機構 14 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、低減速比回転伝達機構 14 の減速比となる。

10

【0034】

なお、前記クラッチ 16, 17, 18 はドグクラッチ等により構成してもよく、あるいは摩擦力を用いるものであってもよい。また、前記低減速比回転伝達機構 14 および高減速比回転伝達機構 15 は、例えばスプロケットとチェーンとにより回転伝達を行うものであってもよい。また、変速機 10 の各ギヤ 14a, 14b, 15a, 15b は本発明における回転部材に相当するものであり、クラッチ 17, 18 は本発明におけるクラッチ手段に相当するものである。

【0035】

第 2 動力分配器 5 の入力軸としてのリングギヤ 5r は、これと一体に回転自在に設けられたギヤ 19a と、このギヤ 19a に噛合して回転自在に設けられたアイドルギヤ 19b と、該アイドルギヤ 19a と一体に回転自在に設けられたアイドルギヤ 19c と、該アイドルギヤ 19c に噛合して前記クラッチ 8 の入力部 8a と一体に回転自在に設けられたギヤ 19d とから構成された回転伝達機構 19 を介してエンジン 1 の出力軸 1a に接続されている。なお、本実施形態ではアイドルギヤ 19a, 19c は、動力出力軸 11 に同軸心に支承されて該動力出力軸 11 に対して相対回転自在に設けられている。

20

【0036】

第 2 動力分配器 5 の 2 つの出力軸としてのキャリア 5c およびサンギヤ 5s のうち、第 2 出力軸としてのサンギヤ 5s は、第 2 モータ 7 の回転軸 7a に同軸心に連結され、該回転軸 7a と一体に回転自在とされている。なお、本実施形態では、第 2 モータ 7 の回転軸 7a は、キャリア 5c の軸部 5ca の内部を貫通して、サンギヤ 5s に連結されている。

30

【0037】

第 2 動力分配器 5 の第 1 出力軸としてのキャリア 5c の軸部 5ca と第 2 モータ 7 との間には、前記変速機 10 の低減速比回転伝達機構 15 のギヤ 15b に噛合してキャリア 5c と同軸心に設けられたギヤ 20 が設けられている。このギヤ 20 は、ギヤ 15b と併せて本発明における第 2 動力分配器側回転伝達機構を構成するものであり、第 2 モータ 7 の回転軸 7a に支承されて、キャリア 5c および第 2 モータ 7 の回転軸 7a に対して相対回転自在に設けられている。そして、このギヤ 20 とキャリア 5c の軸部 5ca との間の回転伝達を切断／接続するものとして前記クラッチ 9 が設けられている。このクラッチ 9 は、前記変速機 10 のクラッチ 16～18 と同様、その接続状態において、例えばスプライン結合によりキャリア 5c の軸部 5ca とギヤ 20 とを一体に回転可能に接続するものである。該クラッチ 9 はクラッチ 16～18 と同様、ドグクラッチや、摩擦力を用いるものであってもよい。

40

【0038】

ここで、本実施形態では、動力出力軸 11 の軸心と第 1 動力分配器 4 のキャリア 4c の軸心（＝第 1 モータ 6 の軸心）との間隔と、動力出力軸 11 の軸心と第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c の軸心（＝第 2 モータ 7 の軸心）との間隔とは、同一とされ、前記ギヤ 20 の径および歯数は、変速機 10 の高減速比回転伝達機構 15 のギヤ 15a と同じである。従って、クラッチ 9 の接続状態でのキャリア 5c から動力出力軸 11 への回転伝達は、クラッチ 18 を接続状態としたとき（クラッチ 16, 17 の動作状態はいずれでもよい）、ギ

50

ヤ 20 および高減速比回転伝達機構 15 のギヤ 15 b を介して行われることとなり、このとき、その回転伝達の減速比は、高減速比回転伝達機構 15 の減速比と一致する。また、クラッチ 16, 17 を接続状態とすると共に、クラッチ 18 を切断状態にすると、キャリア 5 c から動力出力軸 11 への回転伝達は、ギヤ 20、高減速比回転伝達機構 15、クラッチ 17、低減速比回転伝達機構 14 を介して行われることとなり、このとき、その回転伝達の減速比は、低減速比回転伝達機構 14 の減速比に一致する。このように、第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c から動力出力軸 11 への回転伝達の減速比は、変速機 10 の低減速比回転伝達機構 16 と高減速比回転伝達機構 17 とを利用することで、第 1 動力分配器 5 のキャリア 4 c から動力出力軸 11 への回転伝達の減速比と同じ 2 段の減速比に変更できることとなる。

10

【0039】

なお、図 1 において 21 は第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4 r の所定の 1 方向の回転を阻止するワンウェイクラッチ、22 はワンウェイクラッチ 21 が許容する方向のリングギヤ 4 r の回転を必要に応じて阻止するための係止機構、23 は第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c の所定の 1 方向の回転を阻止するワンウェイクラッチ、24 はワンウェイクラッチ 23 が許容する方向のキャリア 5 c の回転を必要に応じて阻止するための係止機構である。これらのワンウェイクラッチ 21, 23 および係止機構 22, 24 は第 1 モータ 6 の駆動トルクのみにより車両を走行させたり、第 2 モータ 7 によりエンジン 1 を始動する場合等にリングギヤ 4 r やキャリア 5 c の回転を阻止するために用いるものであり、本発明の中心的な技術に係わる車両の変速走行を行う場合にはその回転の阻止は行われない（リングギヤ 4 r やキャリア 5 c は自由に回転する）。

20

【0040】

ここで、動力伝達装置 3 の回転伝達系の減速比について説明しておく。次の表 1 に示すように、クラッチ 8 の接続状態でのエンジン 1 の出力軸 1 a から第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4 r までの回転伝達系の減速比を k_1 、エンジン 1 の出力軸 1 a から第 2 動力分配器 5 のリングギヤ 5 r までの回転伝達系の減速比（＝回転伝達機構 19 のギヤ 19 d からギヤ 19 a までの減速比）を k_2 、第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4 r からサンギヤ 4 s までの減速比（＝リングギヤ 4 r に対するサンギヤ 4 s のギヤ比（歯数比））を k_m 、第 2 動力分配器 5 のリングギヤ 5 r からサンギヤ 5 s（第 2 出力軸）までの減速比（＝リングギヤ 5 r に対するサンギヤ 5 s のギヤ比（歯数比））を k_p とおく。また、変速機 10 の低減速比回転伝達機構 14 の減速比を k_3 、変速機 10 の高減速比回転伝達機構 15 の減速比を k_4 ($>k_3$) とおく。なお、変速機 10 の各回転伝達機構 14, 15 の減速比は、第 1 動力分配器 4 のキャリア 4 c から動力出力軸 11 への回転伝達の減速比であるから、本実施形態では、低減速比回転伝達機構 14 の減速比はギヤ 14 a に対するギヤ 14 b のギヤ比（歯数比）であり、高減速比回転伝達機構 15 の減速比はギヤ 15 a に対するギヤ 15 b のギヤ比（歯数比）である。

30

【0041】

【表 1】

回転伝達系	減速比	(例)
エンジン⇒第1動力分配器のリングギヤ	k_1	1
エンジン⇒第2動力分配器のリングギヤ	k_2	1.4
第1動力分配器のリングギヤ⇒サンギヤ	k_m	0.6
第2動力分配器のリングギヤ⇒サンギヤ	k_p	0.43
変速機の低減速比回転伝達機構	k_3	0.5
変速機の高減速比回転伝達機構	$k_4 (= \alpha^2 \cdot k_3)$	2
エンジン⇒第1動力分配器のキャリア	$k_1 \cdot (1 + k_m) (= \alpha \cdot k_2 \cdot (1 - k_p))$	1.6
エンジン⇒第2動力分配器のキャリア	$k_2 \cdot (1 - k_p)$	0.8
エンジン⇒第1モータ	$k_1 \cdot k_m$	0.6
エンジン⇒第2モータ	$k_2 \cdot k_p (= k_1 \cdot k_m)$	0.6
エンジン⇒第1動力分配器⇒動力出力軸	$k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 又は $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4$ $(= \alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3)$	0.8 又は 3.2
エンジン⇒第2動力分配器⇒動力出力軸	$k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3$ $(= k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 / \alpha)$ 又は $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4$ $(= \alpha \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3)$	0.4 又は 1.6

このとき、同表1に示すように、エンジン1の出力軸1aから第1動力分配器4のキャリア4cまでの減速比（詳しくはサンギヤ4sの回転速度を0としたときの減速比）と、エンジン1の出力軸1aから第2動力分配器5のキャリア5cまでの減速比（詳しくはサンギヤ5sの回転速度を0としたときの減速比）とはそれぞれ $k_1 \cdot (1 + k_m)$ 、 $k_2 \cdot (1 - k_p)$ となる。なお、 $1 + k_m$ はシングルピニオン型の遊星歯車装置で構成した第1動力分配器4のリングギヤ4rからキャリア4cへの減速比であり、 $1 - k_p$ はダブルピニオン型の遊星歯車装置で構成した第2動力分配器5のリングギヤ5rからキャリア5cへの減速比である。

【0042】

さらに、エンジン1の出力軸1aから第1モータ6の回転軸6aまでの減速比と、エンジン1の出力軸1aから第2モータ7の回転軸7aまでの減速比とはそれぞれ、 $k_1 \cdot k_m$ 、 $k_2 \cdot k_p$ となる。また、エンジン1の出力軸1aから第1動力分配器4を介して動力出力軸11に至る回転伝達の減速比は、エンジン1から第1動力分配器4のキャリア4cまでの減速比と変速機10の減速比（ $= k_3$ 又は k_4 ）との積であるから、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot$

10

20

30

40

50

k_3 又は $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4$ となる。さらに、前記したように、第2動力分配器5のキャリア5dから動力出力軸11までの減速比は、本実施形態では、変速機10の低減速比回転伝達機構14の減速比 k_3 と、高減速比回転伝達機構15の減速比 k_4 との2種類の値を採り得るので、エンジン1の出力軸1aから第2動力分配器5を介して動力出力軸11に至る回転伝達の減速比は、エンジン1から第2動力分配器5のキャリア5cまでの減速比と変速機11の減速比との積、すなわち、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3$ 又は $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4$ となる。

【0043】

この場合、本実施形態では、エンジン1の出力軸1aから第1モータ6の回転軸6aまでの減速比と、エンジン1の出力軸1aから第2モータ7の回転軸7aまでの減速比とは同じ値になるように、すなわち、 $k_1 \cdot k_m = k_2 \cdot k_p$ となるように k_1 , k_2 , k_m , k_p の値が設定されている。また、同時に、エンジン1から第1動力分配器4のキャリア4cまでの減速比とエンジン1から第2動力分配器5のキャリア5cまでの減速比との比率(= $k_1 \cdot (1 + k_m) / k_2 \cdot (1 - k_p)$)を α (> 1)とおいたとき(以下、この比率を基本減速比率 α という)、変速機10の高減速比回転伝達機構15の減速比 k_4 と低減速比回転伝達機構14の減速比 k_3 の比率(k_4 / k_3)が上記基本減速比率 α の2乗(べき乗)の値になるようにそれらの減速比 k_3 , k_4 が設定されている。例えば、 $k_3 = 1 / \alpha$ 、 $k_4 = \alpha$ に設定されている。そして、このように、 $k_4 / k_3 = \alpha^2$ としたとき、エンジン1の出力軸1aから第1動力分配器4を経由して動力出力軸11に至る回転伝達系(以降、第1回転伝達系という)の減速比は、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 又は $\alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ となる($k_3 = 1 / \alpha$ 、 $k_4 = \alpha$ としたときには、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 = k_2 \cdot (1 - k_p)$ 、 $\alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 = \alpha^2 \cdot k_2 \cdot (1 - k_p)$ となる)。また、エンジン1の出力軸1aから第2動力分配器5を経由して動力出力軸11に至る回転伝達系(以降、第2回転伝達系という)の減速比は、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 / \alpha$ 又は $\alpha \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ となる($k_3 = 1 / \alpha$ 、 $k_4 = \alpha$ としたときには、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 / \alpha = k_2 \cdot (1 - k_p) / \alpha$ 、 $\alpha \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 = \alpha \cdot k_2 \cdot (1 - k_p)$)となる)。従って、前記第1回転伝達系の減速比が採り得る値(本実施形態では2種類)と、前記第2回転伝達系の減速比が採り得る値(本実施形態では2種類)とを併せて大小順に並べると、それらの値 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 / \alpha$ 、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 、 $\alpha \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 、 $\alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ は、 α 倍づつ異なる等比数列状のものとなる。なお、これらの4種類の減速比のうち、最小の減速比 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3 / \alpha$ と、最大の減速比 $\alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ とは、それぞれ、後述する変速走行におけるエンジン1と動力出力軸11との間の減速比として採り得る最小値、最大値(エンジン1と動力出力軸11間の減速比の全範囲の最小値、最大値)である。

【0044】

上記のような減速比の設定条件($k_1 \cdot k_m = k_2 \cdot k_p$ 、 $k_4 / k_3 = \alpha^2$)を満たす k_1 , k_2 , k_m , k_p , k_3 , k_4 等の値の設定例を表1の右端欄に示した。この例では、エンジン1と動力出力軸11間の全変速幅の最小値に対する最大値の比率(= α^3)を例えば8として、基本減速比率 α を2とし、 $k_3 = 1 / \alpha$ としている。以降の説明では、等比数列状の上記4種類の値の減速比のうちの最大の減速比 $\alpha^2 \cdot k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ を参照符号R1で表し、第1減速比R1と称する。また、他の3つの減速比 $R1 / \alpha$ 、 $R1 / \alpha^2$ 、 $R1 / \alpha^3$ をそれぞれ大きいものから順に第2減速比R2(= $R1 / \alpha$)、第3減速比R3(= $R1 / \alpha^2$)、第4減速比R4(= $R1 / \alpha^3$)と称する。

【0045】

本実施形態のハイブリッド車両では、エンジン1、各モータ6, 7、クラッチ8, 9、変速機10の動力伝達装置3(エンジン1を含む)のクラッチ16~18、係止機構22, 24の動作制御は図2のブロック図に示す制御装置26により行なわれる。制御装置26はマイクロコンピュータを含む電子回路により構成されたものであり、エンジン1の図示しない燃料噴射装置、点火装置、スロットル弁のアクチュエータ等を介して該エンジン1の運転制御を行なう。また、制御装置26は、各モータ6, 7とそれらの電源としての蓄

電器 27 との間で電力授受を行うモータ駆動回路（パワードライブユニット）28, 29 をそれぞれ介して各モータ 6, 7 の通電制御を行う。さらに、制御装置 26 は、各クラッチ 8, 9, 16 ~ 18 をそれぞれアクチュエータ 30 を介して接続状態あるいは切断状態に動作させる。また、制御装置 26 は、前記各係止機構 22, 24 をアクチュエータ 31 を介して動作させ、前記第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4r および第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c の回転の阻止あるいはその解除を行わせる。なお、制御装置 26 には、その制御処理を行うために、エンジン 1 の回転数（回転速度）NE、スロットル弁の開度 TH、車両のアクセル操作量 AP、車速 V 等の検出データが図示しないセンサから入力される。

【0046】

次に、本実施形態の動力伝達装置 3 の作動を詳説する。エンジン 1 と動力出力軸 11 との間の变速（減速比の変更）を行いつつ、エンジン 1 の出力により車両を走行させる場合、すなわち、变速走行を行う場合には、制御装置 26 の制御によって、クラッチ 8, 9 は接続状態に制御される。また、前記係止機構 22, 24 はそれぞれ第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4r、第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c の回転を阻止しない開放状態に制御される。

10

【0047】

このようにクラッチ 8, 9 および係止機構 22, 24 を動作させた状態で、前記制御装置 26 は、車両のアクセル操作量 AP と車速 V とに応じてマップ等を用いて車両の要求走行トルクを決定すると共に、その要求走行トルクと車速 V とに応じてマップ等を用いて動力伝達装置 3 の变速域を決定する。この場合、变速域は、前記第 1 減速比 R1 と第 2 減速比 R2 との間の变速域（以下、第 1 变速域という）、第 2 減速比 R2 と第 3 減速比 R3 との間の变速域（以下、第 2 变速域という）、並びに、第 3 減速比 R3 と第 4 減速比 R4 との間の变速域（以下、第 3 变速域という）がある。第 1 变速域、第 2 变速域、および第 3 变速域は、それぞれ基本的には低車速域、中車速域、高車速域で使用する变速域である。

20

【0048】

制御装置 26 は、決定した变速域に応じて变速機 10 のクラッチ 16 ~ 18 を図 3 ~ 図 5 で示すように動作させる。これらの図 3 ~ 図 5 はそれぞれ第 1 变速域、第 2 变速域、第 3 变速域に対応するものであり、クラッチ 16 ~ 18 の動作状態が接続状態であるとき、それを黒塗りで表し、切断状態であることを白抜きで表している。なお、クラッチ 8, 9 についても同様であるが、これらのクラッチ 8, 9 は、前記したように变速走行中は接続状態であるので図 3 ~ 図 5 のいずれの図でも黒塗り状態となっている。

30

【0049】

第 1 变速域では、図 3 に示すように变速機 10 のクラッチ 17, 18 が接続状態とされ、クラッチ 16 は切断状態とされる。このとき、第 1 動力分配器 4 側の前記第 1 回転伝達系および第 2 動力分配器 5 側の前記第 2 回転伝達系の減速比はそれぞれ第 1 減速比 R1、第 2 減速比 R2 となる。そして、この状態では、後述するように各モータ 6, 7 の発生トルクを制御したとき、エンジン 1 の出力トルクの一部は、図中の破線矢印 a1 で示すように、エンジン 1 から第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4r、プラネタリギヤ 4p、キャリア 4c、高減速比回転伝達機構 15 を順に介して動力出力軸 11 に伝達される。また、エンジン 1 の残りの出力トルクは、図中の破線矢印 b1 で示すように、エンジン 1 から回転伝達機構 8、第 2 動力分配器 5 のリングギヤ 5r、プラネタリギヤ対 5p、キャリア 5c、ギヤ 20、高減速比回転伝達機構 15 のギヤ 15b を順に介して動力出力軸 11 に伝達される。

40

【0050】

また、第 2 变速域では、図 4 に示すように变速機 10 のクラッチ 16, 18 が接続状態とされ、クラッチ 17 は切断状態とされる。このとき、第 1 動力分配器 4 側の前記第 1 回転伝達系および第 2 動力分配器 5 側の前記第 2 回転伝達系の減速比はそれぞれ第 3 減速比 R3、第 2 減速比 R2 となる。そして、この状態では、後述するように各モータ 6, 7 の発生トルクを制御したとき、エンジン 1 の出力トルクの一部は、図中の破線矢印 a2 で示すように、エンジン 1 から第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4r、プラネタリギヤ 4p、キャリ

50

ア 4 c、低減速比回転伝達機構 1 4 を順に介して動力出力軸 1 1 に伝達される。また、エンジン 1 の残りの出力トルクは、図中の破線矢印 b 2 で示すように、前記第 1 変速域の場合と同じ経路で第 2 動力分配器 5 を経由して動力出力軸 1 1 に伝達される。

【0051】

また、第 3 変速域では、図 5 に示すように変速機 1 0 のクラッチ 1 6、1 7 が接続状態とされ、クラッチ 1 7 が切断状態とされる。このとき、第 1 動力分配器 4 側の前記第 1 回転伝達系および第 2 動力分配器 5 側の前記第 2 回転伝達系の減速比はそれぞれ第 3 減速比 R 3、第 4 減速比 R 4 となる。そして、この状態では、後述するように各モータ 6、7 の発生トルクを制御したとき、エンジン 1 の出力トルクの一部は、図中の破線矢印 a 3 で示すように、前記第 2 変速域の場合と同じ経路で第 1 動力分配器 4 を経由して動力出力軸 1 1 に伝達される。また、エンジン 1 の残りの出力トルクは、図中の破線矢印 b 3 で示すように、エンジン 1 から回転伝達機構 8、第 2 動力分配器 5 のリングギヤ 5 r、プラネタリギヤ対 5 p、キャリア 5 c、ギヤ 2 0、高減速比回転伝達機構 1 5、低減速比回転伝達機構 1 4 を順に介して動力出力軸 1 1 に伝達される。

【0052】

一方、制御装置 2 6 は、車両の要求走行トルクと車速 V とに応じて、その要求走行トルクと車速 V とに対応するエネルギーを発生し得るエンジン 1 の目標出力を決定し、さらに、その目標出力を前記決定した変速域で発生する上で最も効率のよい（最も燃料消費量が少なくなる）動作点、すなわち、エンジン 1 の目標出力トルクと目標回転数との組を決定する。そして、制御装置 2 6 は、目標出力トルクに応じてエンジン 1 のスロットル弁（図示しない）の開度を制御すると共に、目標回転数と実回転数 NE（検出値）との偏差に応じて目標出力トルクを補正することで、エンジン 1 の目標負荷トルクを決定する。この目標負荷トルクは、例えば目標回転数と実回転数 NE（検出値）との偏差から P I 制御則などのフィードバック制御則により求めた操作量によって、目標出力トルクを補正することで決定される。さらに、制御装置 2 6 は、決定した目標負荷トルクと前記要求走行トルクに対して動力出力軸 1 1 に発生させるべき目標駆動トルクとを基に、各モータ 6、7 の目標トルクを次のように決定する。

【0053】

エンジン 1 の負荷トルクを T_e 、動力出力軸 1 1 の駆動トルクを T_v 、第 1 モータ 6 の発生トルクを T_1 、第 2 モータ 7 の発生トルクを T_2 、エンジン 1 の出力軸 1 a から第 1 モータ 6 までの減速比を β_1 、エンジン 1 の出力軸 1 a から第 2 モータ 7 までの減速比を β_2 、第 1 モータ 6 の回転軸 6 a から動力出力軸 1 1 までの減速比を γ_1 、第 2 モータ 7 の回転軸 7 a から動力出力軸 1 1 までの減速比を γ_2 とおくと、定常状態では次式（1）、（2）が成立する。

【0054】

$$T_e = (1/\beta_1) \cdot T_1 + (1/\beta_2) \cdot T_2 \quad \dots\dots (1)$$

$$T_v = \gamma_1 \cdot T_1 + \gamma_2 \cdot T_2 \quad \dots\dots (2)$$

ここで、減速比 β_1 、 β_2 は、前記表 1 の符号を用いて表すと、 $\beta_1 = k_1 \cdot k_m$ 、 $\beta_2 = k_2 \cdot k_p (= \beta_1)$ である。また、減速比 γ_1 、 γ_2 は、変速域が第 1 ～ 第 3 のいずれの変速域であるかに応じたものとなる。具体的には、前記図 3 の第 1 変速域では、第 1 動力分配器 4 のキャリア 4 c から動力出力軸 1 1 への減速比と第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c から動力出力軸 1 1 への減速比とはいずれも $k_4 (= \text{高減速比回転伝達機構 1 5 の減速比})$ である。従って、第 1 モータ 6 の回転軸 6 a から第 1 動力分配器 4 のキャリア 4 c への減速比を k_a 、第 2 モータ 7 の回転軸 7 a から第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c までの減速比を k_b とおくと、 $\gamma_1 = k_a \cdot k_4$ 、 $\gamma_2 = k_b \cdot k_4$ である。なお、 $k_a = (1 + k_m) / k_m$ 、 $k_b = (1 - k_p) / k_p$ である。また、図 4 の第 2 変速域では、第 1 動力分配器 4 のキャリア 4 c から動力出力軸 1 1 への減速比と第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c から動力出力軸 1 1 への減速比とはそれぞれ k_3 、 k_4 である。従って、 $\gamma_1 = k_a \cdot k_3$ 、 $\gamma_2 = k_b \cdot k_4$ である。また、図 5 の第 3 変速域では、第 1 動力分配器 4 のキャリア 4 c から動力出力軸 1 1 への減速比と第 2 動力分配器 5 のキャリア 5 c から動力出力軸 1 1 への減

速比とはいずれも k_3 (= 低減速比回転伝達機構 14 の減速比) である。従って、 $\gamma_1 = k_a \cdot k_3$ 、 $\gamma_2 = k_b \cdot k_3$ である。

【0055】

制御装置 26 は、各モータ 6, 7 の目標トルクを決定するとき、前記の如く決定したエンジン 1 の目標負荷トルク T_e と、動力出力軸 11 の目標駆動トルク T_v とから、前記式 (1)、(2) に基づいて各モータ 6, 7 の目標トルク T_1 , T_2 を決定する。そして、制御装置 26 は、この目標トルク T_1 , T_2 に応じて各モータ 6, 7 の通電電流を制御し、その目標トルク T_1 , T_2 のトルクをそれぞれのモータ 6, 7 に発生させる。

【0056】

上述のようにエンジン 1、各モータ 6, 7 の制御を行なったとき、第 1 ~ 第 3 の各変速域において、基本的には、該変速域の両端の減速比のうちの大きい方の減速比に対応するモータ 6 又は 7 が駆動トルク (力行トルク) を発生する駆動状態に制御され、小さい方の減速比に対応するモータ 7 又は 6 が回生トルクを発生する回生状態 (発電状態) に制御される。具体的には、前記第 1 変速域では、第 1 モータ 6 が駆動状態、第 2 モータ 7 が回生状態に制御される。また、第 2 変速域では、第 1 モータ 6 が回生状態、第 2 モータ 7 が駆動状態に制御される。さらに第 3 変速域では、第 1 モータ 6 が駆動状態、第 2 モータ 7 が回生状態に制御される。そして、いずれの変速域においても、定常的には、駆動状態となるモータ 6 又は 7 の消費電力と、回生状態となるモータ 7 又は 6 の発電電力とはバランスする (消費電力 = 発電電力となる)。つまり、エンジン 1 の出力エネルギーは、その一部が回生状態のモータ 7 又は 6 と駆動状態のモータ 6 又は 7 とを通過して動力出力軸 11 に伝達される。このとき、エンジン 1 の出力軸 1a と動力出力軸 11 との間では、各変速域の両端の減速比の間の変速比で変速動作が行なわれつつ、前記したようにエンジン 1 の出力トルクが動力出力軸 11 に伝達され、車両の変速走行が行われる。

【0057】

なお、本発明の要旨とするところではないので、詳細な説明は省略するが、本実施形態の動力伝達装置 3 では、エンジン 1 の出力を用いずに、第 1 モータ 6 あるいは第 2 モータ 7 の駆動トルクで車両を走行させることもできる。この場合には、クラッチ 8, 9 を切断状態に動作させる。さらに、例えば変速機 10 のクラッチ 16 を切断状態に動作させると共に、クラッチ 17, 18 を接続状態に動作させる。そしてこの状態で、第 1 動力分配器 4 のリングギヤ 4r の回転をワンウェイクラッチ 21 又は係止機構 22 により阻止しつつ、第 1 モータ 6 に駆動トルクを発生させることで、その駆動トルクを動力出力軸 11 に伝達して車両の走行 (所謂 EV 走行) を行うことができる。また、例えばこの状態で、第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c の回転をワンウェイクラッチ 23 又は係止機構 24 により阻止しつつ、第 2 モータ 7 に駆動トルクを発生させることで、その駆動トルクをエンジン 1 の出力軸 1a に伝達して該エンジン 1 を始動することができる。さらに、このエンジン 1 の始動後、第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c の回転をワンウェイクラッチ 23 又は係止機構 24 により阻止しつつ、エンジン 1 の回転トルクを第 2 モータ 7 に伝達して、該第 2 モータ 7 の回生発電を行うことで、第 1 モータ 6 による EV 走行を行いながら、エンジン 1 の出力により第 2 モータ 7 の回生発電 (蓄電器 27 の充電) を行うこと (所謂シリーズ型の EV 走行を行うこと) ができる。

【0058】

以上のように本実施形態では、エンジン 1 から第 1 動力分配器 4 のキャリア 4c (第 1 出力軸) までの減速比と、エンジン 1 から第 2 動力分配器 5 のキャリア 5c (第 1 出力軸) までの減速比とを異なるものとしているため (前記表 1 参照)、各キャリア 4c, 5c から動力出力軸 11 への回転伝達を変速機 10 の構成要素を共用しつつ複数の変速域 (第 1 ~ 第 3 変速域) で車両の変速走行を行うことができる。このため、動力伝達装置 3 の構成を小型なものとしつつ、幅広い変速域で車両の変速走行を行うことができ、ひいては、エンジン 1 の運転をできるだけ効率のよい動作点で運転させ、且つ、車両の走行性能を確保しながら、車両を走行させることができる。また、複数の変速域を構成できることから、各変速域でのエンジン 1 から動力出力軸 11 への最小減速比と最大減速比との比率 (最大

10

20

30

40

50

減速比／最小減速比)を大きくしなくて済む。その結果、変速走行中にエンジン1の出力のうち、回生側のモータ6又は7から駆動側のモータ7又は6を経由して動力出力軸11に伝達されるエネルギーを少なくできる。このため、エンジン1の出力が動力出力軸11に伝達されるときエネルギー損失を少なくして、該出力を高効率で動力出力軸11に伝達することができ、車両のエネルギー効率を高めることができる。

【0059】

また、変速機10の高減速比回転伝達機構15の減速比 k_4 と低減速比回転伝達機構14の減速比 k_3 の比率(k_4/k_3)が基本減速比率 α の2乗(べき乗)の値になるようにこれらの減速比 k_3 , k_4 が設定されているので、各変速域における最小減速比と最大減速比との比率が全ての変速域において同じになる。そして、さらに、本実施形態では、エンジン1から各モータ6, 7への減速比を同じにしている。このため、各変速域で各モータ6, 7に発生させる必要があるトルクの最大値が均等になる。その結果、モータ6, 7の容量を必要最低限の容量に抑えることができ、該モータ6, 7として比較的小型なモータを使用することができる。

10

【0060】

次に本発明の第2実施形態を図6および図7を参照して説明する。図6は本実施形態の動力伝達装置を含むハイブリッド車両の全体構成を模式的に示すシステム構成図であり、41はエンジン、42, 42は車両の駆動輪、43は動力伝達装置である。

【0061】

本実施形態の動力伝達装置43は、第1動力分配器44、第2動力分配器45、第1モータ46、第2モータ47、クラッチ48、2つの変速機49, 50、および動力出力軸51を主要な機構的要素として備えている。動力出力軸51は、エンジン41の出力軸41aに同軸心に連結されて該出力軸41aと一体に回転する動力入力軸52に外挿され、該動力入力軸52に対して相対回転自在に設けられている。そして、該動力出力軸51は、これと一体に回転自在に設けられたギヤ53aと、このギヤ53aに噛合するアイドルギヤ54と、このアイドルギヤ54と一体に回転自在に設けられたアイドルギヤ55と、このアイドルギヤ55と噛合する差動歯車装置56(差動傘歯車装置)とを介して駆動輪42, 42に接続され、駆動輪42, 42と連動して回転可能とされている。なお、図中の一点鎖線は、ギヤ53aとアイドルギヤ54とが噛合していることを表している。また、前記ギヤ53aは、詳細を後述する変速機49, 50の構成要素をなすものである。

20

30

【0062】

第1動力分配器44は、前記第1実施形態の第1動力分配器4と同様、シングルピニオン型の遊星歯車装置から構成されており、入力軸としてのリングギヤ44rと、第2出力軸としてのサンギヤ44sと、該サンギヤ44sの周囲に間隔を存して配置された複数のピニオンギヤ44rと、これらのピニオンギヤ44rを軸支する第1出力軸としてのキャリア44cとを備えている。サンギヤ44sは、第1モータ46の回転軸46aに同軸心に連結されて、該回転軸46aと一体に回転自在に設けられている。

【0063】

また、第2動力分配器45は、前記第1実施形態の第2動力分配器5と同様、ダブルピニオン型の遊星歯車装置から構成されており、入力軸としてのリングギヤ45rと、第2出力軸としてのサンギヤ45sと、該サンギヤ45sの周囲に間隔を存して配置された複数のピニオンギヤ対45p(互いに噛合するピニオンギヤ44pr, 44psの対)と、これらのピニオンギヤ対45pのそれぞれのピニオンギヤ44pr, 44psを軸支する第1出力軸としてのキャリア45cとを備えている。サンギヤ45sは、第2モータ47の回転軸47aに同軸心に連結されて、該回転軸47aと一体に回転自在に設けられている。

40

【0064】

前記動力入力軸52は、これと一体に回転自在に設けられたギヤ57aと、このギヤ57aに噛合するギヤ57bとを介して前記クラッチ48の入力部48aに接続されている。クラッチ48は例えば摩擦板式のものであり、ギヤ57bは、このクラッチ48の入力部48aに一体に回転自在に連結されている。また、ギヤ57bとクラッチ48とは、第1モ

50

ータ４６と反対側で第１動力分配器４４のサンギヤ４４ｓと同軸心に配置され、クラッチ４８の出力部４８ｂが第１動力分配器４４のリングギヤ４４ｒに一体に回転自在に連結されている。これにより、クラッチ４８の接続状態において、エンジン４１の出力軸４１ａの回転が動力入力軸５２、ギヤ５７ａ、ギヤ５７ｂ、クラッチ４８を順に介して第１動力分配器４４のリングギヤ４４ｒに伝達される。

【００６５】

動力入力軸５２上のギヤ５７ａには、前記ギヤ５７ｂのほか、第２動力分配器４５のリングギヤ４５ｒに一体に回転自在に連結されたギヤ５７ｃが噛合されている。これにより、エンジン４１の出力軸４１ａの回転が動力入力軸５２、ギヤ５７ａ、ギヤ５７ｃを順に介して第２動力分配器４５のリングギヤ４５ｒに伝達されるようになっている。

10

【００６６】

なお、第２動力分配器４５のキャリア４５ｃの軸部４５ｃａが、ギヤ５７ｃ側に（第２モータ４７と反対側で、第１動力分配器４４のキャリア４４ｃの軸部４４ｃａと同じ側）延設されて、該ギヤ５７ｃの軸心を通し、該ギヤ５７ｃに対して相対回転自在に設けられている。

【００６７】

ここで、各動力分配器４４、４５および各モータ４５、４６と動力入力軸５２との位置関係を図７に示す。図７は図６のＡ矢視図である。図７に示すように、第１動力分配器４４および第１モータ４６の軸心Ｃ１と、第２動力分配器４５および第２モータ４７の軸心Ｃ２とは、動力入力軸５２の軸心Ｃ０に対して軸対称の位置関係になるように設けられている。なお、軸心Ｃ１と軸心Ｃ０との距離と、軸心Ｃ２と軸心Ｃ０との距離とは同一なるので、前記ギヤ５７ｂ、５７ｃ（図７では図示省略）の径、ひいては歯数も同一となる。このため、本実施形態では、エンジン４１の出力軸４１ａから第１動力分配器４４の入力軸たるリングギヤ４４ｒまでの回転伝達系の減速比と、エンジン４１の出力軸４１ａから第２動力分配器４５の入力軸たるリングギヤ４５ｒまでの回転伝達系の減速比とは同一とされている。

20

【００６８】

図６の説明に戻って、前記クラッチ４８およびギヤ５７ｂの軸心を通し設けられた第１動力分配器４４のキャリア４４ｃの軸部４４ｃａは、前記変速機４９を介して動力出力軸５１に接続されている。変速機４９は、キャリア４４ｃから動力出力軸５１への回転伝達の減速比を複数段（本実施形態では２段）に変更可能なものであり、その各段の減速比の回転伝達をそれぞれ担う回転伝達機構５８、５９を備えている。なお、回転伝達機構５８の減速比は、回転伝達機構５９の減速比よりも小さいものとされており、以下の説明では、回転伝達機構５８、５９をそれぞれ低減速比回転伝達機構５８、高減速比回転伝達機構５９という。

30

【００６９】

これらの回転伝達機構５８、５９のうち、低減速比回転伝達機構５８は、前記動力出力軸５１上のギヤ５３ａと、このギヤ５３ａに噛合してキャリア４４ｃと同軸心に設けられたギヤ５３ｂとから構成されている。ギヤ５３ｂはキャリア４４ｃの軸部４４ｃａに支承されて該軸部４４ｃａに対して相対回転自在に設けられている。また、高減速比回転伝達機構５９は、動力出力軸５１と一体に回転自在に設けられたギヤ６０ａと、このギヤ６０ａに噛合してキャリア４４ｃと同軸心に設けられたギヤ６０ｂとから構成されている。そして、ギヤ５３ｂとキャリア４４ｃの軸部４４ｃａとの間の回転伝達の切断／接続、並びにギヤ６０ｂとキャリア４４ｃの軸部４４ｃａとの間の回転伝達の切断／接続を行うためのクラッチ６１が両回転伝達機構５８、５９の間に設けられている。このクラッチ６１は、ギヤ５３ｂ、６０ｂの間でキャリア４４ｃの軸部４４ｃａの軸心方向に移動自在なものであり、その移動によって、ギヤ５３ｂ、６０ｂの間でキャリア４４ｃの軸部４４ｃａに固定された部材６２とギヤ５３ｂとをスプライン結合により一体に回転可能に接続してギヤ５３ｂとキャリア４４ｃとを一体に回転可能とする状態と、部材６２とギヤ６０ｂとをスプライン結合により一体に回転可能に接続してギヤ６０ｂとキャリア４４ｃとを一体に回転可能とする

40

50

状態と、部材 6 2 をいずれのギヤ 5 3 b, 6 0 b から切り離して、キャリア 4 4 c と両ギヤ 5 3 b, 6 0 b との間の回転伝達を遮断する状態（キャリア 4 4 c と動力出力軸 5 1 との間の回転伝達を遮断する状態）とに動作可能とされている。

【0070】

従って、変速機 4 9 では、クラッチ 6 1 によりギヤ 6 0 b と部材 6 2 とを接続したとき、キャリア 4 4 c から動力出力軸 5 1 への回転伝達は、高減速比回転伝達機構 5 9 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、高減速比回転伝達機構 5 9 の減速比となる。また、クラッチ 6 1 によりギヤ 5 3 b と部材 6 2 とを接続したとき、キャリア 4 4 c から動力出力軸 5 1 への回転伝達は、低減速比回転伝達機構 5 8 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、低減速比回転伝達機構 5 8 の減速比となる。

10

【0071】

一方、前記ギヤ 5 7 c の軸心を貫通して設けられた第 2 動力分配器 4 5 のキャリア 4 5 c の軸部 4 5 ca は、前記変速機 5 0 を介して動力出力軸 5 1 に接続されている。変速機 5 0 は、キャリア 4 5 c から動力出力軸 5 1 への回転伝達の減速比を複数段（本実施形態では 2 段）に変更可能なものであり、その各段の減速比の回転伝達をそれぞれ担う回転伝達機構 6 3, 6 4 を備えている。なお、回転伝達機構 6 3 の減速比は、回転伝達機構 6 4 の減速比よりも小さいものとされており、以下の説明では、回転伝達機構 6 3, 6 4 をそれぞれ低減速比回転伝達機構 6 3、高減速比回転伝達機構 6 4 という。

【0072】

これらの回転伝達機構 6 3, 6 4 のうち、低減速比回転伝達機構 6 3 は、前記動力出力軸 5 1 上のギヤ 5 3 a と、このギヤ 5 3 a に噛合してキャリア 4 5 c と同軸心に設けられたギヤ 5 3 c とから構成されている。ギヤ 5 3 c はキャリア 4 5 c の軸部 4 5 ca に支承されて該軸部 4 5 ca に対して相対回転自在に設けられている。また、高減速比回転伝達機構 6 4 は、前記動力出力軸 5 1 上のギヤ 6 0 a と、このギヤ 6 0 a に噛合してキャリア 4 5 c と同軸心に設けられたギヤ 6 0 c とから構成されている。そして、ギヤ 5 3 c とキャリア 4 5 c の軸部 4 5 ca との間の回転伝達の切断／接続、並びにギヤ 6 0 c とキャリア 4 5 c の軸部 4 5 ca との間の回転伝達の切断／接続を行うためのクラッチ 6 5 が両回転伝達機構 6 3, 6 4 の間に設けられている。このクラッチ 6 5 は、前記変速機 4 9 のクラッチ 6 1 と同様に、ギヤ 5 3 c, 6 0 c の間でキャリア 4 5 c の軸部 4 5 ca に固定された部材 6 6 とギヤ 5 3 c とをスプライン結合により一体に回転可能に接続してギヤ 5 3 c とキャリア 4 5 c とを一体に回転可能とする状態と、部材 6 6 とギヤ 6 0 c とをスプライン結合により一体に回転可能に接続してギヤ 6 0 c とキャリア 4 5 c とを一体に回転可能とする状態と、部材 6 6 をいずれのギヤ 5 3 c, 6 0 c から切り離して、キャリア 4 5 c と両ギヤ 5 3 c, 6 0 c との間の回転伝達を遮断する状態（キャリア 4 5 c と動力出力軸 5 1 との間の回転伝達を遮断する状態）とに動作可能とされている。

20

30

【0073】

従って、変速機 5 0 では、クラッチ 6 5 によりギヤ 6 0 c と部材 6 6 とを接続したとき、キャリア 4 5 c から動力出力軸 5 1 への回転伝達は、高減速比回転伝達機構 6 4 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、高減速比回転伝達機構 6 4 の減速比となる。また、クラッチ 6 5 によりギヤ 5 3 c と部材 6 6 とを接続したとき、キャリア 4 5 c から動力出力軸 5 1 への回転伝達は、低減速比回転伝達機構 6 3 を介して行われることとなり、その回転伝達の減速比は、低減速比回転伝達機構 6 3 の減速比となる。

40

【0074】

なお、前記変速機 4 9, 5 0 のギヤ 5 3 a ~ 5 3 c, 6 0 a ~ 6 0 c は本発明における回転部材に相当するものである。また、クラッチ 6 1, 6 5 はスプライン結合を用いるものの他、ドグクラッチや摩擦式のクラッチであってもよい。さらに、各変速機 4 9, 5 0 の回転伝達機構は例えばスプロケットとチェーンとにより回転伝達を行うものでもよい。

【0075】

ここで、本実施形態では、前述したように第 1 動力分配器 4 4 のサンギヤ 4 4 s の軸心と、第 2 動力分配器 4 5 のサンギヤ 4 5 s の軸心とは、動力入力軸 5 2 の軸心（＝動力出力

50

軸 5 1 の軸心) に対して軸対称の位置関係にあるので、第 1 動力分配器 4 4 のキャリア 4 4 c の軸心と、第 2 動力分配器 4 5 のキャリア 4 5 c の軸心とは、動力出力軸 5 1 の軸心に対して軸対称の位置関係にある。また、変速機 4 9 の低減速比回転伝達機構 5 8 と、変速機 5 0 の低減速比回転伝達機構 6 3 とは、動力出力軸 5 1 上のギヤ 5 3 a を共用して構成されている。同様に、変速機 4 9 の高減速比回転伝達機構 5 9 と、変速機 5 0 の高減速比回転伝達機構 6 4 とは、動力出力軸 5 1 上のギヤ 6 0 a を共用して構成されている。従って、変速機 4 9 の低減速比回転伝達機構 5 8 のギヤ 5 3 b と、変速機 5 0 の低減速比回転伝達機構 6 3 のギヤ 5 3 c とは同一径 (同一歯数) となる。このため、両変速機 4 9, 5 0 の低減速比回転伝達機構 5 8, 6 3 の減速比は互いに同一である。同様に、両変速機 4 9, 5 0 の高減速比回転伝達機構 5 9, 6 4 の減速比も互いに同一である。

10

【0076】

なお、図 6 において、6 7, 6 8 はそれぞれ前記第 1 実施形態のワンウェイクラッチ 2 1、係止機構 2 2 と同様に、第 1 動力分配器 4 4 のリングギヤ 4 4 r の回転を適宜阻止するためのワンウェイクラッチ、係止機構である。また、6 9, 7 0 はそれぞれ前記第 1 実施形態のワンウェイクラッチ 2 3、係止機構 2 4 と同様に、第 2 動力分配器 4 5 のキャリア 4 5 c の回転を適宜阻止するためのワンウェイクラッチ、係止機構である。

【0077】

ここで、本実施形態の動力伝達装置 4 3 の回転伝達系の減速比について説明する。前記第 1 実施形態で説明した表 1 と同様に、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 1 動力分配器 4 4 の入力軸たるリングギヤ 4 4 r までの回転伝達系の減速比を k_1 、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 2 動力分配器 4 5 の入力軸たるリングギヤ 4 5 r までの回転伝達系の減速比を k_2 、第 1 動力分配器 4 4 のリングギヤ 4 4 r からサンギヤ 4 4 s までの減速比を k_m 、第 2 動力分配器 4 5 のリングギヤ 4 5 r からサンギヤ 4 5 s までの減速比を k_p とおく。また、両変速機 4 9, 5 0 の低減速比回転伝達機構 5 8, 6 3 の減速比 (ギヤ 5 3 b 又は 5 3 c に対するギヤ 5 3 a のギヤ比 (歯数比)) を k_3 、両変速機 4 9, 5 0 の高減速比回転伝達機構 5 9, 6 4 の減速比 (ギヤ 6 0 b 又は 6 0 c に対するギヤ 6 0 a のギヤ比 (歯数比)) を k_4 ($> k_3$) とおく。このとき、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から各モータ 4 6, 4 7 までの減速比は前記表 1 に示されているとおり、それぞれ $k_1 \cdot k_m$ 、 $k_2 \cdot k_p$ となる。そして、これらの減速比 $k_1 \cdot k_m$ 、 $k_2 \cdot k_p$ は互いに等しい値に設定されている。この場合、本実施形態の構成の動力伝達装置 4 3 では $k_1 = k_2$ であるので、 $k_m = k_p$ とされている。

20

30

【0078】

また、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 1 動力分配器 4 4 を経由して動力出力軸 5 1 に至る回転伝達系 (第 1 回転伝達系) の減速比は、変速機 4 9 の減速比の切換えによって、表 1 に示したとおり、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 又は $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4$ となる。同様に、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 2 動力分配器 4 5 を経由して動力出力軸 5 1 に至る回転伝達系 (第 2 回転伝達系) の減速比は、変速機 5 0 の減速比の切換えによって、表 1 に示したとおり、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3$ 又は $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4$ となる。そして、これらの 4 種類の減速比が等比数列状の値になるように、 $k_4 = \alpha^2 \cdot k_3$ とされている。ここで、 α は、前記第 1 実施形態で説明したものと同様、エンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 1 動力分配器 4 4 のキャリア 4 4 c までの減速比とエンジン 4 1 の出力軸 4 1 a から第 2 動力分配器 4 5 のキャリア 4 5 c までの減速比との比率 (基本減速比率) である。本実施形態では、 $k_1 = k_2$ であるので、 $\alpha = (1 + k_m) / (1 - k_p)$ である。上記のように $k_4 = \alpha^2 \cdot k_3$ となるように変速機 4 9, 5 0 の減速比 k_3 、 k_4 の値を設定しておくことで、減速比 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4$ 、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3$ 、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4$ を小さいものから順に並べたとき、それらの値は、前記第 1 実施形態と同様、 α 倍ずつ、値が異なる等比数列状のものとなる。以下、減速比 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_3$ 、 $k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4$ 、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3$ 、 $k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4$ を、前記第 1 実施形態と同様、大きい値のものから順番に第 1 減速比 $R_1 (= k_1 \cdot (1 + k_m) \cdot k_4)$ 、第 2 減速比 $R_2 (= k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_4)$ 、第 3 減速比 $R_3 (= k_1$

40

50

・ $(1 + k_m) \cdot k_3$ ）、第4減速比 $R_4 (= k_2 \cdot (1 - k_p) \cdot k_3)$ と称する。

【0079】

かかる本実施形態の動力伝達装置43を備えたハイブリッド車両の変速走行時の制御は、変速機49、50の動作制御以外は、前記第1実施形態と同じであり、図示を省略する制御装置により行われる。なお、第1実施形態で説明した図2の制御系と同様に、各モータ46、47の制御はモータ駆動回路を介して行われ、また、各クラッチ48、61、65および各係止機構68、70の動作制御はそれぞれアクチュエータを介して行われる。

【0080】

この場合、車両の変速走行において、第1減速比 R_1 と第2減速比 R_2 との間の第1変速域では、変速機49のクラッチ61が高減速比回転伝達機構59のギヤ60bを部材62に接続する状態に制御されると共に、変速機50のクラッチ65が高減速比回転伝達機構64のギヤ60cを部材66に接続する状態に制御される。このとき、エンジン1の出力トルクのうち、第1動力分配器44に分配されるトルクは、第1動力分配器44のキャリア44cから変速機49の高減速比回転伝達機構59を介して動力出力軸51に伝達され、第2動力分配器45に分配されるトルクは、第2動力分配器45のキャリア45cから変速機50の高減速比回転伝達機構64を介して伝達される。

10

【0081】

また、第2減速比と第3減速比との間の第2変速域では、変速機49のクラッチ61が低減速比回転伝達機構58のギヤ53bを部材62に接続する状態に制御されると共に、変速機50のクラッチ65が高減速比回転伝達機構64のギヤ60cを部材66に接続する状態に制御される。このとき、エンジン1の出力トルクのうち、第1動力分配器44に分配されるトルクは、第1動力分配器44のキャリア44cから変速機49の低減速比回転伝達機構58を介して動力出力軸51に伝達され、第2動力分配器45に分配されるトルクは、第1変速域の場合と同じ経路で動力出力軸51に伝達される。

20

【0082】

また、第3減速比と第4減速比と間の第3変速域では、変速機49のクラッチ61が低減速比回転伝達機構58のギヤ53bを部材62に接続する状態に制御されると共に、変速機50のクラッチ65が低減速比回転伝達機構63のギヤ53cを部材66に接続する状態に制御される。このとき、エンジン1の出力トルクのうち、第1動力分配器44に分配されるトルクは、第2変速域の場合と同じ経路で動力出力軸51に伝達され、第2動力分配器45に分配されるトルクは、第2動力分配器45のキャリア45cから変速機50の低減速比回転伝達機構63を介して動力出力軸51に伝達される。以上説明した以外の作動（エンジン41や各モータ46、47の制御）は第1実施形態と同一である。

30

【0083】

かかる本実施形態の動力伝達装置43では、エンジン41から第1動力分配器44のキャリア44cまでの減速比と、エンジン41から第2動力分配器45のキャリア45cまでの減速比とを異なるものとしているため、前記第1実施形態と同様に、変速機49、50の構成要素を共用しつつ複数の変速域（第1～第3変速域）で車両の変速走行を行うことができる。このため、動力伝達装置3の構成を小型なものとしつつ、幅広い変速域で車両の変速走行を行うことができ、ひいては、エンジン1の運転をできるだけ効率のよい動作点で運転させ、且つ、車両の走行性能を確保しながら、車両を走行させることができる。また、変速機49の2種類の減速比と、変速機50の2種類の減速比とは同一でよいので、変速機49、50で同じ部品を使用することができる。また、複数の変速域を構成することから、前記第1実施形態と同様に、各変速域でのエンジン41から動力出力軸51への最小減速比と最大減速比との比率を大きくしなくて済み、エンジン41の出力が動力出力軸51に伝達されるときエネルギー損失を少なくして、該出力を高効率で動力出力軸51に伝達することができ、車両のエネルギー効率を高めることができる。

40

【0084】

また、各変速機49、50の高減速比回転伝達機構59、64の減速比 k_4 と低減速比回転伝達機構58、63の減速比 k_3 の比率 (k_4/k_3) が基本減速比率 α の2乗（べき乗

50

）の値になるようにそれらの減速比 k_3 , k_4 が設定されていると共に、エンジン 4 1 から各モータ 4 6, 4 7 への減速比を同じにしているので、前記第 1 実施形態と同様、各変速域で各モータ 4 6, 4 7 の容量を必要最低限の容量の抑えることができ、該モータ 4 6, 4 7 として比較的小型なモータを使用することができる。

【0085】

さらに、本実施形態では、前記図 7 に示したように、第 1 動力分配器 4 4 および第 1 モータ 4 6 の軸心 C 1 と、第 2 動力分配器 4 5 および第 2 モータ 4 7 の軸心 C 2 とは、動力入力軸 5 2 の軸心 C 0 (= 動力出力軸 5 1 の軸心) に対して軸対称の位置関係になるように設けられているので、各モータ 4 6, 4 7 の軸心と動力入力軸 5 2 の軸心 C 0 との距離を同一にしつつ、第 1 モータ 4 6 と第 2 モータ 4 7 とを可能な限り近接配置することができ、その結果、動力伝達装置 4 3 を小型に構成できる。

10

【0086】

なお、以上説明した各実施形態では、エンジンから各動力分配器のキャリアまでの減速比は、第 1 動力分配器側を第 2 動力分配器側よりも大きくしたが、これと逆に第 2 動力分配器側を第 1 動力分配器側よりも大きくしてもよい。この場合には、例えば第 2 動力分配器をシングルピニオン型の遊星歯車装置で構成し、第 1 動力分配器をダブルピニオン型の遊星歯車装置で構成すればよい。

【0087】

また、前記第 1 実施形態では、第 2 実施形態のものと同様に、各動力分配器のキャリア側（第 1 出力軸側）にそれぞれ変速機を備えるようにしてもよい。また、逆に、第 2 実施形態において、第 1 実施形態のものと同様に、いずれか一方の動力分配器側にのみ変速機を備えるようにしてもよい。

20

【0088】

また、前記各実施形態では、変速機の低減速比回転伝達機構と高減速比回転伝達機構との減速比の比率を前記基本減速比率 α のべき乗（2 乗）にして、各変速域での両端の減速比の比率を同じにし、モータの容量低減を図るようにした。但し、車両の常用的な走行領域（エンジンから動力出力軸への減速比が低減速比よりの変速域の走行）で、エンジンから動力出力軸へのエネルギーの伝達効率を重視する場合には、低減速比側の変速域での両端の減速比の比率（ > 1 ）を高減速比側の変速域での両端の減速比の比率（ $1 >$ ）よりも小さくするようにすることも可能である。この場合には、基本減速比率 α を小さめに設定すると共に、変速機の低減速比回転伝達機構と高減速比回転伝達機構との減速比の比率を基本減速比率 α のべき乗（2 乗）よりも大きくすればよい。但し、このようにした場合には、高減速比側の変速域では、その両端の減速比の比率が大きくなるため、エンジンの出力のうち、モータを通過するエネルギーが多くなって、動力出力軸への伝達効率が低下すると共に、モータの必要容量が増加してしまう。

30

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の動力伝達装置の第 1 実施形態を備えるハイブリッド車両の全体構成を模式的に示すシステム構成図。

【図 2】第 1 実施形態の動力伝達装置の制御システムを示すブロック図。

【図 3】第 1 実施形態の動力伝達装置の作動を説明するための図。

40

【図 4】第 1 実施形態の動力伝達装置の作動を説明するための図。

【図 5】第 1 実施形態の動力伝達装置の作動を説明するための図。

【図 6】本発明の動力伝達装置の第 2 実施形態を備えるハイブリッド車両の全体構成を模式的に示すシステム構成図。

【図 7】図 6 の A 矢視での動力入力軸とモータとの位置関係を示す図。

【符号の説明】

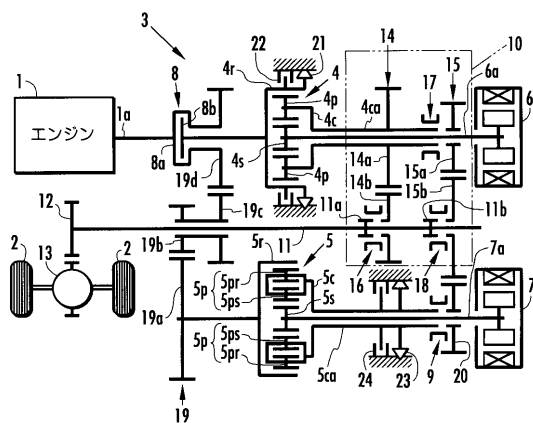
1, 4 1 …エンジン、2, 4 2 …駆動輪、3, 4 3 …動力伝達装置、4, 4 4 …第 1 動力分配器（遊星歯車装置）、5, 4 5 …第 2 動力分配器（遊星歯車装置）、4 r, 5 r, 4 4 r, 4 5 r …リングギヤ（入力軸）、4 c, 5 c, 4 4 c, 4 5 c …キャリア（第 1 出力軸）、4 s, 5 s, 4 4 s, 4 5 s …サンギヤ（第 2 出力軸）、4 p, 4 4 p …プラネ

50

タリギヤ、5 p, 4 5 p…プラネタリギヤ対、6, 4 6…第1モータ、7, 4 7…第2モータ、10, 4 9, 5 0…変速機、11, 5 1…動力出力軸、5 2…動力入力軸、15, 14, 5 8, 5 9, 6 3, 6 4…回転伝達機構、14 a, 14 b, 15 a, 15 b, 5 3 a, 5 3 b, 5 3 c, 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c…ギヤ（回転部材）、20, 15 b…ギヤ（第2動力分配器側回転伝達手段）。

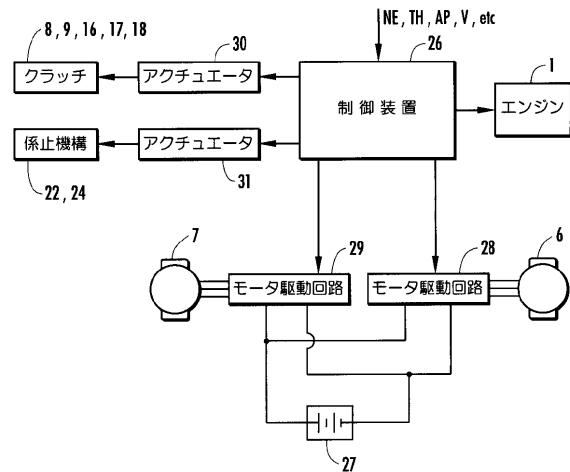
【図 1】

FIG.1



【図 2】

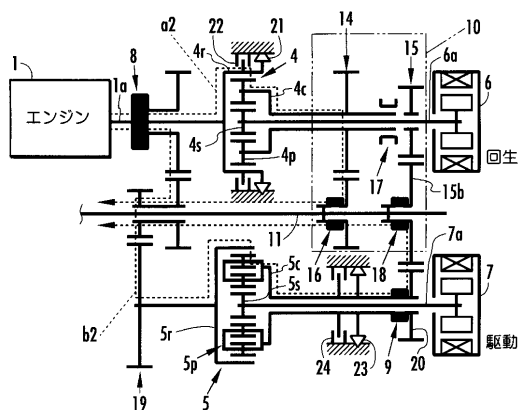
FIG.2



【图 4】

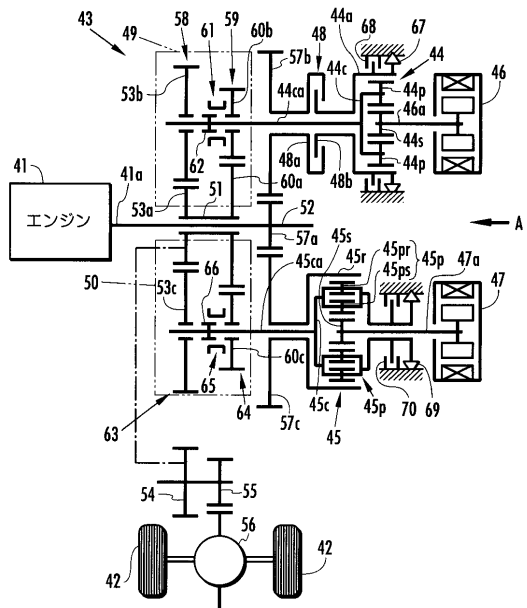
FIG.4

第2変速域(R2~R3)



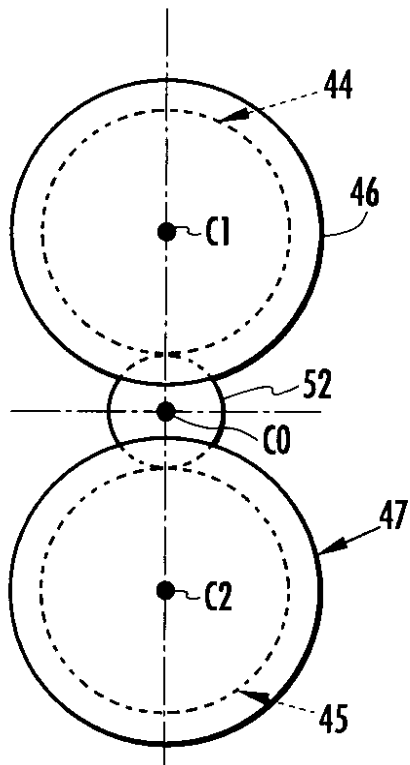
【图 6】

FIG.6



【図 7】

FIG.7



フロントページの続き

(56)参考文献 独国特許出願公開第10062556 (DE, A1)

特開平11-301291 (JP, A)

特開2002-052944 (JP, A)

特開2000-326739 (JP, A)

特開2001-010361 (JP, A)

特開2000-142138 (JP, A)

特開2000-127774 (JP, A)

特開2000-094973 (JP, A)

米国特許第06387004 (US, B1)

特表2004-514863 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

B60K 6/02 - 6/06

B60K 17/04

F16H 3/72