

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4723931号  
(P4723931)

(45) 発行日 平成23年7月13日(2011.7.13)

(24) 登録日 平成23年4月15日(2011.4.15)

(51) Int.Cl.

B60W 10/08 (2006.01)  
B60L 11/14 (2006.01)

F 1

B60W 10/08  
B60L 11/14

請求項の数 3 (全 38 頁)

(21) 出願番号 特願2005-185738 (P2005-185738)  
 (22) 出願日 平成17年6月24日 (2005.6.24)  
 (65) 公開番号 特開2007-1491 (P2007-1491A)  
 (43) 公開日 平成19年1月11日 (2007.1.11)  
 審査請求日 平成20年6月12日 (2008.6.12)  
 審判番号 不服2010-3504 (P2010-3504/J1)  
 審判請求日 平成22年2月17日 (2010.2.17)

(73) 特許権者 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
 (74) 代理人 100085361  
 弁理士 池田 治幸  
 (72) 発明者 田端 淳  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 (72) 発明者 鎌田 淳史  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車両用駆動装置の制御装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構と該差動機構を介することなく駆動輪と動力伝達可能に連結された第2電動機とを有する差動部を備え、減速走行中には該第2電動機により回生を行う形式の車両用駆動装置の制御装置であって、

前記差動機構に備えられ、前記差動部を差動作用が働く差動状態と該差動作用をしない非差動状態とに選択的に切り換えるための差動状態切換装置と、

前記減速走行中に、前記差動部が差動状態か否かに基づいて前記第2電動機による回生量を変更し、前記差動部が差動状態にあるときには、エンジンの作動を停止し且つ第1電動機を空転させてエンジン回転速度を略零に維持するとともに、非差動状態のエンジン引き摺りトルクに比較して差動時のエンジンの引き摺りトルクが減少する分に応じて前記回生量を多くする回生制御手段と

を、含むことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

## 【請求項 2】

前記エンジンは筒内圧力低減制御が可能であり、

前記回生制御手段は、前記エンジンが筒内圧力低減制御を行っているときの筒内圧力低減制御量に基づいて、前記第2電動機による回生量を変更するものである請求項1の車両用駆動装置の制御装置。

## 【請求項 3】

前記回生制御手段は、前記エンジンへの燃料の供給が停止されているか否かに基づいて

10

20

、前記第2電動機による回生量を変更するものである請求項1または2の車両用駆動装置の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、差動作用が作動可能な差動機構と電動機とを備える車両用駆動装置に係り、特に、電動機などを小型化する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

エンジンの出力を第1電動機および出力軸へ分配する差動機構と、その差動機構の出力軸と駆動輪との間に設けられた第2電動機とを、備えた車両用駆動装置が知られている。  
例えば、特許文献1に記載されたハイブリッド車両用駆動装置がそれである。このようなハイブリッド車両用駆動装置では、差動機構が例えば遊星歯車装置で構成され、その差動作用によりエンジンからの動力の主部を駆動輪へ機械的に伝達し、そのエンジンからの動力の残部を第1電動機から第2電動機への電気バスを用いて電気的に伝達することにより变速比が連続的に変更される变速機として機能させられ、例えば電気的な無段变速機として機能させられ、エンジンを最適な作動状態に維持しつつ車両を走行させるように制御装置により制御されて燃費が向上させられる。また、このようなハイブリッド車両においては、減速走行時に第2電動機を発電機として作動させて車両の運動エネルギーを電気エネルギーに変換して蓄電装置に回収すると共に、その第2電動機の発電抵抗によって回生制動が行われる。

【0003】

【特許文献1】特開2003-301731号公報

【特許文献2】特開2004-270679号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

一般に、無段变速機は車両の燃費を良くする装置として知られている一方、有段式自動变速機のような歯車式伝動装置は伝達効率が良い装置として知られている。しかし、それ等の長所を兼ね備えた動力伝達機構は未だ存在しなかった。例えば、上記特許文献1に示すようなハイブリッド車両用駆動装置では、第1電動機から第2電動機への電気エネルギーの電気バスすなわち車両の駆動力の一部を電気エネルギーで伝送する伝送路を含むため、エンジンの高出力化に伴ってその第1電動機を大型化させねばならないとともに、その第1電動機から出力される電気エネルギーにより駆動される第2電動機も大型化させねばならないので、駆動装置が大きくなるという問題があった。或いは、エンジンの出力の一部が一旦電気エネルギーに変換されて駆動輪に伝達されるので、高速走行などのような車両の走行条件によってはかえって燃費が悪化する可能性があった。上記動力分配機構が電気的に变速比が変更される变速機例えば電気的C V Tと称されるような無段变速機として使用される場合も、同様の課題があった。

【0005】

また、特許文献2には、回生時において、燃焼室の容積を変更することによってエンジンの圧縮比を低くすることで、エンジンのフリクション(引き摺り)トルクを低減させて電動機の回生効率を向上する技術が開示されている。このエンジンの引き摺りトルクは、エンジン回転速度によっても相違するものであり、エンジンが低回転速度である程、エンジンの引き摺りトルクがより低減させられる可能性がある。そうすると、エンジンの引き摺りトルクが大きなエンジン状態に合わせて、言い換えれば電動機による回生量が少なくなる方に合わせて、減速走行時に一律の回生量が設定されて電動機による回生が行われると、大きな回生量が得られるようなエンジン状態であっても回生量を増加させることができず燃費が悪化する可能性があった。

【0006】

10

20

30

40

50

また、前記特許文献1に記載されたハイブリッド車両用駆動装置の課題を解決できるような車両用駆動装置においても、同様に減速走行時に一律に電動機による回生が行われると回生量を増加させることができず燃費が悪化する可能性があった。

#### 【0007】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、エンジンの出力を第1電動機および出力軸へ分配する差動作用が作動可能な差動機構と、その差動機構から駆動輪への動力伝達経路に設けられた第2電動機とを備える車両用駆動装置において、その駆動装置を小型化できたり、或いはまた燃費が向上させられると共に、減速走行時の燃費が向上する制御装置を提供することにある。

#### 【課題を解決するための手段】

10

#### 【0008】

すなわち、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、(a) エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構とその差動機構を介すことなく駆動輪と動力伝達可能に連結された第2電動機とを有する差動部を備え、減速走行中にはその第2電動機により回生を行う形式の車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記差動機構に備えられ、前記差動部を差動作用が働く差動状態とその差動作用をしない非差動状態とに選択的に切り換えるための差動状態切換装置と、(c) 前記減速走行中に、前記差動部が差動状態か否かに基づいて前記第2電動機による回生量を変更し、前記差動部が差動状態にあるときには、エンジンの作動を停止し且つ第1電動機を空転させてエンジン回転速度を略零に維持するとともに、非差動状態のエンジン引き摺りトルクに比較して差動時のエンジンの引き摺りトルクが減少する分に応じて前記回生量を多くする回生制御手段とを、含むことにある。

20

#### 【発明の効果】

#### 【0009】

このようにすれば、差動状態切換装置により差動作用が作動可能な差動状態とその差動作用が作動されない非差動状態例えばロック状態とに差動部が選択的に切り換えられるところから、電気的に変速比が変更させられる変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。また、前記回生制御手段は、前記差動部が差動状態にあるときには、エンジンの作動を停止し且つ第1電動機を空転させてエンジン回転速度を略零に維持するとともに、非差動状態のエンジン引き摺りトルクに比較して差動時のエンジンの引き摺りトルクが減少する分に応じて前記回生量を多くするものであるため、差動部の差動状態では非差動状態に比べて、差動作用によってエンジン回転速度が低下させられ得る為、減速走行中の同じ車速においてより大きな回生量にて回生が行われ得て車両の燃費が向上する。

30

#### 【0010】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において上記差動部が差動状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行において差動部が非差動状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力が駆動輪へ伝達されて、電気的に変速比が変更させられる変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されるので、燃費が向上させられる。また、高出力走行において差動部が非差動状態とされると、電気的に変速比が変更させられる変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、電動機が発生すべき電気的エネルギー換算すれば電動機が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできるので、その電動機或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

40

#### 【0011】

また、前記差動状態と前記非差動状態とに切換え可能に構成される差動部を備えた上記車両用駆動装置において、減速走行中に、前記差動部が差動状態か否かに基づいて回生制御手段により回生量が変更されるので、エンジンの引き摺りトルクに応じた回生量にて回生が行われ、すなわち差動作用によって車速に拘わらずエンジン回転速度が略零とされ得る差動状態とエンジンの回転速度が車速に拘束されてエンジンの引き摺りトルクが差動状

50

態に比べて大きくなる可能性のある非差動状態とに応じた回生量にて回生が行われ、例えばエンジンの引き摺りトルクが大きくなる可能性のある非差動状態に合わせて一律に設定された回生量にて回生が行われることに比較して回生量が増大して燃費が向上する。

#### 【0013】

ここで、請求項2にかかる発明では、前記エンジンは筒内圧力低減制御が可能であり、前記回生制御手段は、前記エンジンが筒内圧力低減制御を行っているときの筒内圧力低減制御量に基づいて、前記第2電動機による回生量を変更するものである。このようにすれば、エンジンの回転速度が同じであってもエンジンの引き摺りトルクが変化させられ得る筒内圧力低減制御時の筒内圧力低減制御量に応じた回生量にて回生が行われ、例えばエンジンの引き摺りトルクが大きくなる可能性のある筒内圧力低減制御量が小さくされた状態に合わせて一律に設定された回生量にて回生が行われることに比較して回生量が増大して燃費が向上する。10

#### 【0014】

また、請求項3にかかる発明では、前記回生制御手段は、前記エンジンへの燃料の供給が停止されているか否かに基づいて、前記第2電動機による回生量を変更するものである。このようにすれば、エンジンが自律回転してエンジンの引き摺りトルクが発生しない燃料が供給される状態とエンジンの引き摺りトルクが発生する可能性のある燃料の供給が停止される状態とに応じた回生量にて回生が行われ、例えばエンジンの引き摺りトルクが発生する可能性のある燃料の供給が停止される状態に合わせて一律に設定された回生量にて回生が行われることに比較して回生量が増大して燃費が向上する。20

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0015】

ここで、好適には、前記差動部は、前記差動状態切換装置により前記差動機構が差動作用が働く差動状態とされることで差動作用が作動可能な（働く）差動状態とされ、差動機構がその差動作用をしない非差動状態例えばロック状態とされて差動作用が作動しない非差動状態例えばロック状態とされるものである。このようにすれば、差動部が、差動状態と非差動状態とに切り換えられる。

#### 【0016】

また、好適には、前記差動機構は、前記エンジンに連結された第1要素と前記第1電動機に連結された第2要素と前記伝達部材に連結された第3要素とを有するものであり、前記差動状態切換装置は、前記差動機構を差動状態とするために第1要素乃至第3要素を相互に相対回転可能とする、例えば差動機構を差動状態とするために少なくとも第2要素および第3要素を互いに異なる速度にて回転可能とするものである。また、差動状態切換装置は、差動機構を非差動状態例えばロック状態とするために少なくとも第2要素および第3要素を互いに異なる速度にて回転可能としない、例えば差動機構を非差動状態例えばロック状態とするために第1要素乃至第3要素を共に一体回転させるか或いは第2要素を非回転状態とするものである。このようにすれば、差動機構が差動状態と非差動状態とに切り換えられるように構成される。30

#### 【0017】

また、好適には、前記差動状態切換装置は、前記第1要素乃至第3要素を共に一体回転させるために第1要素乃至第3要素のうちの少なくとも2つを相互に連結するクラッチおよび/または第2要素を非回転状態とするために第2要素を非回転部材に連結するブレーキを備えたものである。このようにすれば、差動機構が差動状態と非差動状態とに簡単に切り換えられるように構成される。40

#### 【0018】

また、好適には、前記差動機構は、前記クラッチおよび前記ブレーキの解放により少なくとも前記第2要素および前記第3要素が互いに異なる速度にて回転可能な差動状態とされて電気的な差動装置とされ、前記クラッチの係合により変速比が1である変速機とされるか、或いは前記ブレーキの係合により変速比が1より小さい増速変速機とされるものである。このようにすれば、差動機構が差動状態と非差動状態とに切り換えられるように構50

成されると共に、単段または複数段の定变速比を有する変速機としても構成され得る。

**【0019】**

また、好適には、前記差動機構は遊星歯車装置であり、前記第1要素はその遊星歯車装置のキャリヤであり、前記第2要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、前記第3要素はその遊星歯車装置のリングギヤである。このようにすれば、前記差動機構の軸方向寸法が小さくなる。また、差動機構が1つの遊星歯車装置によって簡単に構成され得る。

**【0020】**

また、好適には、前記遊星歯車装置はシングルピニオン型遊星歯車装置である。このようにすれば、前記差動機構の軸方向寸法が小さくなる。また、差動機構が1つのシングルピニオン型遊星歯車装置によって簡単に構成される。

10

**【0021】**

また、好適には、前記伝達部材から前記駆動輪への動力伝達経路の一部を構成する変速部とを備え、前記差動部の変速比と変速部の変速比とに基づいて前記駆動装置の総合変速比が形成されるものである。このようにすれば、変速部の変速比を利用することによって駆動力が幅広く得られるようになる。或いはまた、変速部において形成される変速比が1より大きい減速変速機とされると、第2電動機の出力トルクは変速部の出力軸に対して低トルクの出力でよいので、第2電動機が小型化され得る。

**【0022】**

また、前記変速部は、有段式の自動変速機である。このようにすれば、前記差動部の差動状態において、差動部と変速部とで無段変速機が構成され、差動部の非差動状態において、差動部と変速部とで有段変速機が構成され得る。また、前記総合変速比が変速部の変速に伴って段階的に変化させられ得るので、総合変速比が連続的に変化させられることに比較して速やかに変化させられ得る。よって、駆動装置が無段変速機として機能させられて滑らかに駆動トルクを変化させることが可能であると共に、段階的に変速比を変化させて速やかに駆動トルクを得ることも可能となる。

20

**【0023】**

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

**【実施例1】**

**【0024】**

図1は、本発明の一実施例である制御装置が適用されるハイブリッド車両の駆動装置の一部を構成する変速機構10を説明する骨子図である。図1において、変速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース12（以下、ケース12という）内において共通の軸心上に配設された入力回転部材としての入力軸14と、この入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された無段変速部としての差動部11と、その差動部11と駆動輪38との間の動力伝達経路で伝達部材（伝動軸）18を介して直列に連結されている有段式の変速機として機能する有段変速部としての自動変速部20と、この自動変速部20に連結されている出力回転部材としての出力軸22とを直列に備えている。この変速機構10は、例えば車両において縦置きされるFR（フロントエンジン・リヤドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動力源として例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン8と一対の駆動輪38（図5参照）との間に設けられて、エンジン8からの動力を動力伝達経路の一部を構成する差動歯車装置（終減速機）36および一対の車軸等を順次介して一対の駆動輪38へ伝達する。

30

**【0025】**

このように、本実施例の変速機構10においてはエンジン8と差動部11とは直結されている。この直結にはトルクコンバータやフルードカップリング等の流体式伝動装置を介すことなく連結されているということであり、例えば上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結はこの直結に含まれる。なお、変速機構10はその軸心に対して対称的に構成されているため、図1の骨子図においてはその下側が省略されている。以下の各実施例につい

40

50

ても同様である。

**【0026】**

差動部11は、第1電動機M1と、入力軸14に入力されたエンジン8の出力を機械的に分配する機械的機構であってエンジン8の出力を第1電動機M1および伝達部材18に分配する差動機構としての動力分配機構16と、伝達部材18と一緒に回転するように設けられている第2電動機M2とを備えている。なお、この第2電動機M2は伝達部材18から駆動輪38までの間の動力伝達経路を構成するいずれの部分に設けられてもよい。本実施例の第1電動機M1および第2電動機M2は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第1電動機M1は反力を発生させるためのジェネレータ(発電)機能を少なくとも備え、第2電動機M2は走行用の駆動力源として駆動力を出力するためのモータ(電動機)機能を少なくとも備える。

**【0027】**

動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比1を有するシングルピニオン型の第1遊星歯車装置24と、切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを主体的に備えている。この第1遊星歯車装置24は、第1サンギヤS1、第1遊星歯車P1、その第1遊星歯車P1を自転および公転可能に支持する第1キャリヤCA1、第1遊星歯車P1を介して第1サンギヤS1と噛み合う第1リングギヤR1を回転要素(要素)として備えている。第1サンギヤS1の歯数をZS1、第1リングギヤR1の歯数をZR1とすると、上記ギヤ比1はZS1/ZR1である。

**【0028】**

この動力分配機構16においては、第1キャリヤCA1は入力軸14すなわちエンジン8に連結され、第1サンギヤS1は第1電動機M1に連結され、第1リングギヤR1は伝達部材18に連結されている。また、切換ブレーキB0は第1サンギヤS1とケース12との間に設けられ、切換クラッチC0は第1サンギヤS1と第1キャリヤCA1との間に設けられている。それら切換クラッチC0および切換ブレーキB0が解放されるとすなわち解放状態へ切り換えられると、動力分配機構16は第1遊星歯車装置24の3要素である第1サンギヤS1、第1キャリヤCA1、第1リングギヤR1がそれぞれ相互に相対回転可能とされて差動作用が作動可能なすなわち差動作用が働く差動状態とされることから、エンジン8の出力が第1電動機M1と伝達部材18とに分配されるとともに、分配されたエンジン8の出力の一部で第1電動機M1から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第2電動機M2が回転駆動されるので、差動部11(動力分配機構16)は電気的な差動装置として機能させられて例えば差動部11は所謂無段变速状態(電気的CVT状態)とされて、エンジン8の所定回転に拘わらず伝達部材18の回転が連続的に変化せられる。すなわち、動力分配機構16が差動状態とされると差動部11も差動状態とされ、差動部11はその変速比0(入力軸14の回転速度N<sub>14</sub>/伝達部材18の回転速度N<sub>18</sub>)が最小値0minから最大値0maxまで連続的に変化させられる電気的な無段变速機として機能する無段变速状態とされる。

**【0029】**

この状態で、上記切換クラッチC0あるいは切換ブレーキB0が係合されるとすなわち係合状態へ切り換えられると、動力分配機構16は前記差動作用をしないすなわち差動作用が不能な非差動状態とされる。具体的には、上記切換クラッチC0が係合されて第1サンギヤS1と第1キャリヤCA1とが一体的に連結されると、動力分配機構16は第1遊星歯車装置24の3要素である第1サンギヤS1、第1キャリヤCA1、第1リングギヤR1が共に回転すなわち一体回転させられる連結状態すなわちロック状態とされて前記差動作用をしない非差動状態とされることから、差動部11も非差動状態とされる。また、エンジン8の回転と伝達部材18の回転速度(以下、伝達部材回転速度N<sub>18</sub>)とが一致する状態となるので、差動部11(動力分配機構16)は変速比0が「1」に固定された变速機として機能する非無段变速状態例えば定变速状態すなわち有段变速状態とされる。

**【0030】**

次いで、上記切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合されて第1サンギヤS

10

20

30

40

50

1がケース12に連結されると、動力分配機構16は第1サンギヤS1が非回転状態とさせられる連結状態すなわちロック状態とされて前記差動作用をしない非差動状態とされることから、差動部11も非差動状態とされる。また、第1リングギヤR1は第1キャリヤCA1よりも增速回転されるので、動力分配機構16は増速機構として機能するものであり、差動部11(動力分配機構16)は変速比0が「1」より小さい値例えは0.7程度に固定された增速変速機として機能する非無段変速状態例えは定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

#### 【0031】

このように、本実施例では、上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、差動部11(動力分配機構16)の変速状態を差動状態すなわち非ロック状態(非連結状態)と非差動状態すなわちロック状態(連結状態)とに、すなわち差動部11(動力分配機構16)を電気的な差動装置として作動可能な差動状態例えは変速比が連続的変化可能な電気的な無段変速機として作動する無段変速作動可能な無段変速状態と、電気的な無段変速作動しない非無段変速状態例えは電気的な無段変速機として作動せず無段変速作動を非作動として変速比変化を一定にロックするロック状態すなわち1または2種類以上の変速比の単段または複数段の変速機として作動する電気的な無段変速作動しないすなわち電気的な無段変速作動不能な定変速状態(非差動状態)、換言すれば変速比が一定の1段または複数段の変速機として作動する定変速状態とに選択的に切換える差動状態切換装置として機能している。

#### 【0032】

別の見方をすれば、切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、動力分配機構16を非差動状態として動力分配機構16の差動作用を制限することにより、差動部11を非無段変速状態として差動部11の電気的な差動装置としての作動を制限する、すなわち電気的な無段変速機としての作動を制限する差動制限装置として機能している。また、切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、動力分配機構16を差動状態として動力分配機構16の差動作用を制限しないことにより、差動部11を無段変速状態として差動部11の電気的な差動装置としての作動を制限しない、すなわち電気的な無段変速機としての作動を制限しない。

#### 【0033】

自動变速部20は、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置26、シングルピニオン型の第3遊星歯車装置28、およびシングルピニオン型の第4遊星歯車装置30を備え、有段式の自動变速機として機能する。第2遊星歯車装置26は、第2サンギヤS2、第2遊星歯車P2、その第2遊星歯車P2を自転および公転可能に支持する第2キャリヤCA2、第2遊星歯車P2を介して第2サンギヤS2と噛み合う第2リングギヤR2を備えており、例えは「0.562」程度の所定のギヤ比2を有している。第3遊星歯車装置28は、第3サンギヤS3、第3遊星歯車P3、その第3遊星歯車P3を自転および公転可能に支持する第3キャリヤCA3、第3遊星歯車P3を介して第3サンギヤS3と噛み合う第3リングギヤR3を備えており、例えは「0.425」程度の所定のギヤ比3を有している。第4遊星歯車装置30は、第4サンギヤS4、第4遊星歯車P4、その第4遊星歯車P4を自転および公転可能に支持する第4キャリヤCA4、第4遊星歯車P4を介して第4サンギヤS4と噛み合う第4リングギヤR4を備えており、例えは「0.421」程度の所定のギヤ比4を有している。第2サンギヤS2の歯数をZS2、第2リングギヤR2の歯数をZR2、第3サンギヤS3の歯数をZS3、第3リングギヤR3の歯数をZR3、第4サンギヤS4の歯数をZS4、第4リングギヤR4の歯数をZR4とすると、上記ギヤ比2はZS2/ZR2、上記ギヤ比3はZS3/ZR3、上記ギヤ比4はZS4/ZR4である。

#### 【0034】

自動变速部20では、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とが一体的に連結されて第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第2キャリヤCA2は第2ブレーキB2を介して

10

20

30

40

50

ケース 1 2 に選択的に連結され、第 4 リングギヤ R 4 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 2 リングギヤ R 2 と第 3 キャリヤ C A 3 と第 4 キャリヤ C A 4 とが一体的に連結されて出力軸 2 2 に連結され、第 3 リングギヤ R 3 と第 4 サンギヤ S 4 とが一体的に連結されて第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されている。このように、自動变速部 2 0 と差動部 1 1 ( 伝達部材 1 8 ) とは自動变速部 2 0 の变速段を成立させるために用いられる第 1 クラッチ C 1 または第 2 クラッチ C 2 を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 は、差動部 1 1 から自動变速部 2 0 内への動力伝達経路の動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える入力クラッチとして機能している。つまり、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の少なくとの一方が係合されることでその動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、或いは第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が解放されることでその動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。また、この自動变速部 2 0 は、解放側係合装置の解放と係合側係合装置の係合とによりクラッチツウクラッチ变速が実行される有段式变速機である。10

#### 【 0 0 3 5 】

前記切換クラッチ C 0 、第 1 クラッチ C 1 、第 2 クラッチ C 2 、切換ブレーキ B 0 、第 1 ブレーキ B 1 、第 2 ブレーキ B 2 、および第 3 ブレーキ B 3 ( 以下、特に区別しない場合はクラッチ C 、ブレーキ B と表す ) は、従来の車両用自動变速機においてよく用いられている係合要素としての油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた 1 本または 2 本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介挿されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。20

#### 【 0 0 3 6 】

以上のように構成された变速機構 1 0 において、特に、本実施例では動力分配機構 1 6 に切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられており、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合作動させられることによって、差動部 1 1 は前述した無段变速機として作動可能な無段变速状態に加え、変速比が一定の变速機として作動可能な非無段变速状態 ( 定变速状態 ) を構成することが可能とされている。したがって、变速機構 1 0 では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで定变速状態とされた差動部 1 1 と自動变速部 2 0 とで有段变速機として作動する有段变速状態が構成され、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段变速状態とされた差動部 1 1 と自動变速部 2 0 とで電気的な無段变速機として作動する無段变速状態が構成される。言い換えれば、变速機構 1 0 は、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで有段变速状態に切り換えられ、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段变速状態に切り換えられる。また、差動部 1 1 も有段变速状態と無段变速状態とに切り換え可能な变速機であると言える。30

#### 【 0 0 3 7 】

具体的には、差動部 1 1 が非無段变速状態とされて变速機構 1 0 が有段变速機として機能する場合には、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合させられ、且つ第 1 クラッチ C 1 、第 2 クラッチ C 2 、第 1 ブレーキ B 1 、第 2 ブレーキ B 2 、および第 3 ブレーキ B 3 が選択的に係合作動させられることにより、すなわち自動变速部 2 0 の变速に関する係合装置の解放と係合とにより、例えば变速に関する解放側の油圧式摩擦係合装置 ( 以下解放側係合装置 ) の解放と变速に関する係合側の油圧式摩擦係合装置 ( 以下係合側係合装置 ) の係合とにより变速比が自動的に切り換えられるよう、第 1 速ギヤ段 ( 第 1 变速段 ) 乃至第 5 速ギヤ段 ( 第 5 变速段 ) のいずれか或いは後進ギヤ段 ( 後進变速段 ) 或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する变速機構 1 0 の総合变速比  $T$  (= 入力軸回転速度  $N_{1 \sim 4}$  / 出力軸回転速度  $N_{0 \sim 5}$ ) が各ギヤ段毎に得られるようになっている。この变速機構 1 0 の総合变速比  $T$  は、差動部 1 1 の变速4050

比 0 と自動变速部 20 の变速比 とに基づいて形成される变速機構 10 全体としてのトータル变速比 T である。

#### 【0038】

例えば、变速機構 10 が有段变速機として機能する場合には、図 2 の係合作動表に示されるように、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 3 ブレーキ B3 の係合により、变速比 1 が最大値例えは「3.357」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 2 ブレーキ B2 の係合により、变速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えは「2.180」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 1 ブレーキ B1 の係合により、变速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えは「1.424」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の係合により、变速比 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えは「1.000」程度である第 4 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、および切換ブレーキ B0 の係合により、变速比 5 が第 4 速ギヤ段よりも小さい値例えは「0.705」程度である第 5 速ギヤ段が成立させられる。また、第 2 クラッチ C2 および第 3 ブレーキ B3 の係合により、变速比 R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えは「3.209」程度である後進ギヤ段が成立させられる。なお、この後進ギヤ段は、通常、差動部 11 の無段变速状態において成立させられる。また、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えすべてのクラッチ C およびブレーキ B が解放される。

#### 【0039】

また、差動部 11 が無段变速状態とされて变速機構 10 が無段变速機として機能する場合には、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が共に解放されて差動部 11 が無段变速機として機能し、且つ差動部 11 に直列の自動变速部 20 が有段变速機として機能することにより、自動变速部 20 の少なくとも 1 つの变速段 M に対して自動变速部 20 に入力される回転速度（以下、自動变速部 20 の入力回転速度 N<sub>IN</sub>）すなわち伝達部材回転速度 N<sub>18</sub> が無段的に変化させてその变速段 M において無段的な变速比幅が得られる。したがって、变速機構 10 のトータル变速比 T が無段階に得られるようになる。

#### 【0040】

例えば、变速機構 10 が無段变速機として機能する場合には、図 2 の係合作動表に示されるように、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が共に解放された状態で、自動变速部 20 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速（第 5 速における自動变速部 20 の係合装置の係合作動は第 4 速に同じ）の各ギヤ段に対しその自動变速部 20 の入力回転速度 N<sub>IN</sub> が無段的に変化させて各ギヤ段は無段的な变速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な变速比となって、变速機構 10 全体としてのトータル变速比 T が無段階に得られる。

#### 【0041】

図 3 は、無段变速部或いは第 1 变速部として機能する差動部 11 と有段变速部或いは第 2 变速部として機能する自动变速部 20 とから構成される变速機構 10 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図 3 の共線図は、各遊星歯車装置 24、26、28、30 のギヤ比

の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3 本の横線のうちの下側の横線 X1 が回転速度零を示し、上側の横線 X2 が回転速度「1.0」すなわち入力軸 14 に連結されたエンジン 8 の回転速度 N<sub>E</sub> を示し、横線 XG が伝達部材回転速度 N<sub>18</sub> を示している。

#### 【0042】

また、差動部 11 を構成する動力分配機構 16 の 3 つの要素に対応する 3 本の縦線 Y1、Y2、Y3 は、左側から順に第 2 回転要素（第 2 要素）RE2 に対応する第 1 サンギヤ S1、第 1 回転要素（第 1 要素）RE1 に対応する第 1 キャリヤ CA1、第 3 回転要素（第 3 要素）RE3 に対応する第 1 リングギヤ R1 の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は第 1 遊星歯車装置 24 のギヤ比 1 に応じて定められている。さらに、自動变

10

20

30

40

50

速部 20 の 5 本の縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7、Y 8 は、左から順に、第 4 回転要素（第 4 要素）R E 4 に対応し且つ相互に連結された第 2 サンギヤ S 2 および第 3 サンギヤ S 3 を、第 5 回転要素（第 5 要素）R E 5 に対応する第 2 キャリヤ C A 2 を、第 6 回転要素（第 6 要素）R E 6 に対応する第 4 リングギヤ R 4 を、第 7 回転要素（第 7 要素）R E 7 に対応し且つ相互に連結された第 2 リングギヤ R 2、第 3 キャリヤ C A 3、第 4 キャリヤ C A 4 を、第 8 回転要素（第 8 要素）R E 8 に対応し且つ相互に連結された第 3 リングギヤ R 3、第 4 サンギヤ S 4 をそれぞれ表し、それらの間隔は第 2、第 3、第 4 遊星歯車装置 26、28、30 のギヤ比 2、3、4 に応じてそれぞれ定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリヤとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリヤとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 1 に対応する間隔とされる。すなわち、差動部 11 では縦線 Y 1 と Y 2 との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線 Y 2 と Y 3 との間隔はギヤ比 1 に対応する間隔に設定される。また、自動变速部 20 では各第 2、第 3、第 4 遊星歯車装置 26、28、30 毎にそのサンギヤとキャリヤとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリヤとリングギヤとの間が 1 に対応する間隔に設定される。  
10

#### 【0043】

上記図 3 の共線図を用いて表現すれば、本実施例の变速機構 10 は、動力分配機構 16（差動部 11）において、第 1 遊星歯車装置 24 の第 1 回転要素 R E 1（第 1 キャリヤ C A 1）が入力軸 14 すなわちエンジン 8 に連結されるとともに切換クラッチ C 0 を介して第 2 回転要素（第 1 サンギヤ S 1）R E 2 と選択的に連結され、第 2 回転要素 R E 2 が第 1 電動機 M 1 に連結されるとともに切換ブレーキ B 0 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 3 回転要素（第 1 リングギヤ R 1）R E 3 が伝達部材 18 および第 2 電動機 M 2 に連結されて、入力軸 14 の回転を伝達部材 18 を介して自動变速部 20 へ伝達する（入力させる）ように構成されている。このとき、Y 2 と X 2 の交点を通る斜めの直線 L 0 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度と第 1 リングギヤ R 1 の回転速度との関係が示される。  
20

#### 【0044】

例えば、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の解放により、第 1 回転要素 R E 1 乃至第 3 回転要素 R E 3 を相互に相対回転可能とする無段变速状態（差動状態）、例えば少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能とする無段变速状態（差動状態）に切換えられたときは、第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 1 との交点で示される第 1 サンギヤ S 1 の回転が上昇或いは下降させられると、直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される車速 V に拘束される第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が略一定である場合には、直線 L 0 と縦線 Y 2 との交点で示される第 1 キャリヤ C A 1 の回転速度すなわちエンジン回転速度 N\_E が上昇或いは下降させられる。  
30

#### 【0045】

また、切換クラッチ C 0 の係合により第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが連結されると、動力分配機構 16 は上記 3 回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 が一体回転して少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能としない非差動状態とされるので、直線 L 0 は横線 X 2 と一致させられ、エンジン回転速度 N\_E と同じ回転で伝達部材 18 が回転させられる。或いは、切換ブレーキ B 0 の係合により第 1 サンギヤ S 1 がケース 12 に連結されると、動力分配機構 16 は第 2 回転要素 R E 2 の回転が停止させられて少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能としない非差動状態とされるので、直線 L 0 は図 3 に示す状態となって差動部 11 が增速機構として機能させられ、その直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 の回転速度すなわち伝達部材回転速度 N\_18 は、エンジン回転速度 N\_E よりも増速された回転で自動变速部 20 へ入力される。  
40

#### 【0046】

また、自動变速部 20 において第 4 回転要素 R E 4 は第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 12 に選択的に連  
50

結され、第5回転要素R E 5は第2ブレーキB 2を介してケース1 2に選択的に連結され、第6回転要素R E 6は第3ブレーキB 3を介してケース1 2に選択的に連結され、第7回転要素R E 7は出力軸2 2に連結され、第8回転要素R E 8は第1クラッチC 1を介して伝達部材1 8に選択的に連結されている。

#### 【0047】

自動变速部2 0では、図3に示すように、第1クラッチC 1と第3ブレーキB 3とが係合させられることにより、第8回転要素R E 8の回転速度を示す縦線Y 8と横線X 2との交点と第6回転要素R E 6の回転速度を示す縦線Y 6と横線X 1との交点とを通る斜めの直線L 1と、出力軸2 2と連結された第7回転要素R E 7の回転速度を示す縦線Y 7との交点で第1速の出力軸2 2の回転速度が示される。同様に、第1クラッチC 1と第2ブレーキB 2とが係合させられることにより決まる斜めの直線L 2と出力軸2 2と連結された第7回転要素R E 7の回転速度を示す縦線Y 7との交点で第2速の出力軸2 2の回転速度が示され、第1クラッチC 1と第1ブレーキB 1とが係合させられることにより決まる斜めの直線L 3と出力軸2 2と連結された第7回転要素R E 7の回転速度を示す縦線Y 7との交点で第3速の出力軸2 2の回転速度が示され、第1クラッチC 1と第2クラッチC 2とが係合させられることにより決まる水平な直線L 4と出力軸2 2と連結された第7回転要素R E 7の回転速度を示す縦線Y 7との交点で第4速の出力軸2 2の回転速度が示される。上記第1速乃至第4速では、切換クラッチC 0が係合させられている結果、エンジン回転速度N<sub>E</sub>と同じ回転速度で第8回転要素R E 8に差動部1 1すなわち動力分配機構1 6からの動力が入力される。しかし、切換クラッチC 0に替えて切換ブレーキB 0が係合させられると、差動部1 1からの動力がエンジン回転速度N<sub>E</sub>よりも高い回転速度で入力されることから、第1クラッチC 1、第2クラッチC 2、および切換ブレーキB 0が係合させられることにより決まる水平な直線L 5と出力軸2 2と連結された第7回転要素R E 7の回転速度を示す縦線Y 7との交点で第5速の出力軸2 2の回転速度が示される。10

#### 【0048】

図4は、本実施例の变速機構1 0を制御するための電子制御装置4 0に入力される信号及びその電子制御装置4 0から出力される信号を例示している。この電子制御装置4 0は、C P U、R O M、R A M、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、R A Mの一時記憶機能を利用してROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン8、第1、第2電動機M 1、M 2に関するハイブリッド駆動制御、自動变速部2 0の变速制御等の駆動制御を実行するものである。20

#### 【0049】

電子制御装置4 0には、図4に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン水温T E M P<sub>W</sub>を表す信号、シフトポジションP<sub>S H</sub>を表す信号、エンジン8の回転速度であるエンジン回転速度N<sub>E</sub>を表す信号、ギヤ比列設定値を表す信号、Mモード（手動变速走行モード）を指令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸2 2の回転速度N<sub>O U T</sub>に対応する車速Vを表す信号、自動变速部2 0の作動油温T<sub>O I L</sub>を表す信号、サイドブレーキ操作を表す信号、フットブレーキ操作を表す信号、触媒温度を表す信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダルの操作量であるアクセル開度Accを表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表す信号、車両の前後加速度Gを表す信号、オートクルーズ走行を表す信号、車両の重量（車重）を表す信号、各車輪の車輪速を表す信号、变速機構1 0を有段变速機として機能させるために差動部1 1（動力分配機構1 6）を有段变速状態（ロック状態）に切り換えるための有段スイッチ操作の有無を表す信号、变速機構1 0を無段变速機として機能させるために差動部1 1（動力分配機構1 6）を無段变速状態（差動状態）に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を表す信号、第1電動機M 1の回転速度N<sub>M 1</sub>（以下、第1電動機回転速度N<sub>M 1</sub>という）を表す信号、第2電動機M 2の回転速度N<sub>M 2</sub>（以下、第2電動機回転速度N<sub>M 2</sub>という）を表す信号、蓄電装置6 0（図5参照）の充電容量（充電状態）S O Cを表す信号などが、それぞれ供給される。40

## 【0050】

また、上記電子制御装置40からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置43（図5参照）への制御信号例えばエンジン8の吸気管95に備えられた電子スロットル弁96のスロットル弁開度 $T_H$ を操作するスロットルアクチュエータ97への駆動信号や燃料噴射装置98による吸気管95或いはエンジン8の筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置99によるエンジン8の点火時期を指令する点火信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、電動機M1およびM2の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（操作位置）表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止するABSアクチュエータを作動させるためのABS作動信号、Mモードが選択されていることを表示させるMモード表示信号、差動部11や自動变速部20の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路42（図5参照）に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路42の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。10

## 【0051】

図5は、電子制御装置40による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図5において、有段变速制御手段54は、例えば記憶手段56に予め記憶された図6の実線および一点鎖線に示す变速線図（関係、变速マップ）から車速Vおよび自动变速部20の要求出力トルク $T_{OUT}$ で示される車両状態に基づいて、变速機構10の变速を実行すべきか否かを判断し、例えば自动变速部20の变速すべき变速段を判断し、その判断した变速段が得られるように自动变速部20の自动变速制御を実行する。このとき、有段变速制御手段54は、例えば図2に示す係合表に従って变速段が達成されるように、切換クラッチC0および切換ブレーキB0を除いた自动变速部20の变速に關与する油圧式摩擦係合装置を係合および／または解放させる指令（变速出力指令、油圧指令）を、すなわち自动变速部20の变速に關与する解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合することによりクラッチツウクラッチ变速を実行させる指令を油圧制御回路42へ出力する。油圧制御回路42は、その指令に従って、例えば变速に關与する解放側係合装置を解放すると共に、变速に關与する係合側係合装置を係合して自动变速部20のクラッチツウクラッチ变速が実行されるように、油圧制御回路42内の電磁弁を作動させてその变速に關与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを作動させる。2030

## 【0052】

ハイブリッド制御手段52は、無段变速制御手段として機能するものであり、变速機構10の無段变速状態すなわち差動部11の差動状態においてエンジン8を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン8と第2電動機M2との駆動力の配分や第1電動機M1の発電による反力を最適になるように変化させて差動部11の電気的な無段变速機としての变速比0を制御する。例えば、そのときの走行車速において、運転者の出力要求量としてのアクセル開度Accや車速Vから車両の目標（要求）出力を算出し、その車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第2電動機M2のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力を算出し、その目標エンジン出力が得られるエンジン回転速度 $N_E$ とエンジントルク $T_E$ となるようにエンジン8を制御するとともに第1電動機M1の発電量を制御する。40

## 【0053】

ハイブリッド制御手段52は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自动变速部20の变速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン8を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 $N_E$ と車速Vおよび自动变速部20の变速段で定まる伝達部材回転速度 $N_{18}$ とを整合させるために、差動部11が電気的な無段变速機として機能させられる。すなわち、ハイブリッド制御手段52は、エンジン回転速度 $N_E$ とエンジン8の出力トルク（エンジントルク） $T_E$ とで構成される二次元50

座標内において無段变速走行の時に運転性と燃費性とを両立するように予め実験的に求められて例えば記憶手段 5 6 に記憶された図 7 の破線に示すようなエンジン 8 の最適燃費率曲線（燃費マップ、関係）に沿ってエンジン 8 が作動させられるように、例えば目標出力（トータル目標出力、要求駆動力）を充足するために必要なエンジン出力を発生するためのエンジントルク  $T_E$  とエンジン回転速度  $N_E$  となるように、变速機構 1 0 のトータル变速比  $T$  の目標値を定め、その目標値が得られるように自動变速部 2 0 の变速段を考慮して差動部 1 1 の变速比 0 を制御し、トータル变速比  $T$  をその变速可能な変化範囲内例えば 1.3 ~ 0.5 の範囲内で制御する。

#### 【 0 0 5 4 】

このとき、ハイブリッド制御手段 5 2 は、第 1 電動機 M 1 により発電された電気エネルギーをインバータ 5 8 を通して蓄電装置 6 0 や第 2 電動機 M 2 へ供給するので、エンジン 8 の動力の主要部は機械的に伝達部材 1 8 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は第 1 電動機 M 1 の発電のために消費されてそこで電気エネルギーに変換され、インバータ 5 8 を通してその電気エネルギーが第 2 電動機 M 2 へ供給され、その第 2 電動機 M 2 が駆動されて第 2 電動機 M 2 から伝達部材 1 8 へ伝達される。この電気エネルギーの発生から第 2 電動機 M 2 で消費されるまでに関連する機器により、エンジン 8 の動力の一部を電気エネルギーに変換し、その電気エネルギーを機械的エネルギーに変換するまでの電気パスが構成される。10

#### 【 0 0 5 5 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 1 1 の電気的 CVT 機能によって第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  および / または第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  を制御してエンジン回転速度  $N_E$  を略一定に維持したり任意の回転速度に回転制御させられる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン回転速度  $N_E$  を略一定に維持したり任意の回転速度に制御しつつ第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  および / または第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  を任意の回転速度に回転制御することができる。20

#### 【 0 0 5 6 】

例えば、図 3 の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段 5 2 は車両走行中にエンジン回転速度  $N_E$  を引き上げる場合には、車速 V ( 駆動輪 3 8 ) に拘束される第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  を略一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  の引き上げを実行する。また、ハイブリッド制御手段 5 2 は自動变速部 2 0 の变速中にエンジン回転速度  $N_E$  を略一定に維持する場合には、エンジン回転速度  $N_E$  を略一定に維持しつつ自動变速部 2 0 の变速に伴う第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  の変化とは反対方向に第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  を変化させる。30

#### 【 0 0 5 7 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 9 7 により電子スロットル弁 9 6 を開閉制御させる他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 9 8 による燃料噴射量や噴射時期を制御させ、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置 9 9 による点火時期を制御させる指令を単独で或いは組み合わせてエンジン出力制御装置 4 3 に出力して、必要なエンジン出力を発生するようにエンジン 8 の出力制御を実行するエンジン出力制御手段を機能的に備えている。例えば、ハイブリッド制御手段 5 2 は、基本的には図示しない予め記憶された関係からアクセル開度 Acc に基づいてスロットルアクチュエータ 6 0 を駆動し、アクセル開度 Acc が増加するほどスロットル弁開度  $T_H$  を増加させるようにスロットル制御を実行する。また、このエンジン出力制御装置 4 3 は、ハイブリッド制御手段 5 2 による指令に従って、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 9 7 により電子スロットル弁 9 6 を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 9 8 による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置 9 9 による点火時期を制御するなどしてエンジントルク制御を実行する。40

#### 【 0 0 5 8 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部 1 1 の電気的 CVT 機能（差動作用）によってモータ走行させることができる。例えば、前記図 6 の実線 A は、車両の発進 / 走行用（以下、走行用という）の駆動力源を工50

ンジン 8 と電動機例えは第 2 電動機 M 2 とで切り換えるための、言い換えればエンジン 8 を走行用の駆動力源として車両を発進 / 走行（以下、走行という）させる所謂エンジン走行と第 2 電動機 M 2 を走行用の駆動力源として車両を走行させる所謂モータ走行とを切り換えるための、エンジン走行領域とモータ走行領域との境界線である。この図 6 に示すエンジン走行とモータ走行とを切り換えるための境界線（実線 A）を有する予め記憶された関係は、車速 V と駆動力関連値である出力トルク  $T_{o_{UT}}$  とをパラメータとする二次元座標で構成された駆動力源切換線図（駆動力源マップ）の一例である。この駆動力源切換線図は、例えば同じ図 6 中の実線および一点鎖線に示す変速線図（変速マップ）と共に記憶手段 5 6 に予め記憶されている。

## 【0059】

そして、ハイブリッド制御手段 5 2 は、例えば図 6 の駆動力源切換線図から車速 V と要求出力トルク  $T_{o_{UT}}$  とで示される車両状態に基づいてモータ走行領域とエンジン走行領域との何れであるかを判断してモータ走行或いはエンジン走行を実行する。このように、ハイブリッド制御手段 5 2 によるモータ走行は、図 6 から明らかなように一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して悪いとされる比較的低出力トルク  $T_{o_{UT}}$  域すなわち低エンジントルク  $T_E$  域、或いは車速 V の比較的低車速域すなわち低負荷域で実行される。よって、通常はモータ発進がエンジン発進に優先して実行されるが、例えば車両発進時に図 6 の駆動力源切換線図のモータ走行領域を超える要求出力トルク  $T_{o_{UT}}$  すなわち要求エンジントルク  $T_E$  とされる程大きくアクセルペダルが踏込操作されるような車両状態によつてはエンジン発進も通常実行されるものである。

## 【0060】

ハイブリッド制御手段 5 2 は、このモータ走行時には、停止しているエンジン 8 の引き摺りトルクを抑制して燃費を向上させるために、差動部 1 1 の電気的 C V T 機能（差動作用）によって、第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  を負の回転速度で制御例えは空転させて、差動部 1 1 の差動作用により必要に応じてエンジン回転速度  $N_E$  を零乃至略零に維持する。

## 【0061】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン走行領域であつても、上述した電気バスによる第 1 電動機 M 1 からの電気エネルギーおよび / または蓄電装置 6 0 からの電気エネルギーを第 2 電動機 M 2 へ供給し、その第 2 電動機 M 2 を駆動して駆動輪 3 8 にトルクを付与することにより、エンジン 8 の動力を補助するための所謂トルクアシストが可能である。よつて、本実施例のエンジン走行には、エンジン走行 + モータ走行も含むものとする。尚、第 2 電動機 M 2 によるトルクアシストは、モータ走行時にその第 2 電動機 M 2 の出力トルクを増加するに行われても良い。

## 【0062】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、車両の停止状態又は低車速状態に拘わらず、差動部 1 1 の電気的 C V T 機能によってエンジン 8 の運転状態を維持させられる。例えは、車両停止時に蓄電装置 6 0 の充電容量 S O C が低下して第 1 電動機 M 1 による発電が必要となつた場合には、エンジン 8 の動力により第 1 電動機 M 1 が発電させられてその第 1 電動機 M 1 の回転速度が引き上げられ、車速 V で一意的に決められる第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  が車両停止状態により零（略零）となつても動力分配機構 1 6 の差動作用によってエンジン回転速度  $N_E$  が自律回転可能な回転速度以上に維持される。

## 【0063】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、蓄電装置 6 0 からインバータ 5 8 を介して供給される第 1 電動機 M 1 への駆動電流を遮断して第 1 電動機 M 1 を無負荷状態とする。第 1 電動機 M 1 は無負荷状態とされると自由回転することすなわち空転することが許容され、差動部 1 1 はトルクの伝達が不能な状態すなわち差動部 1 1 内の動力伝達経路が遮断された状態と同等の状態であつて、且つ差動部 1 1 からの出力が発生されない状態とされる。すなわち、ハイブリッド制御手段 5 2 は、第 1 電動機 M 1 を無負荷状態とすることにより差動部 1 1 をその動力伝達経路が電気的に遮断される中立状態（ニュートラル状態）とする電動機制御手段として機能する。

10

20

30

40

50

**【 0 0 6 4 】**

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、アクセルオフの車両減速走行時や制動時には車両の運動エネルギーすなわち駆動輪 3 8 からエンジン 8 側へ伝達される逆駆動力により第 2 電動機 M 2 を回転駆動させて発電機として作動させ、その電気エネルギーすなわち第 2 電動機発電電流  $I_{M_2 G}$  をインバータ 5 8 を介して蓄電装置 6 0 へ充電する所謂回生制御を実行する回生制御手段として機能する。

**【 0 0 6 5 】**

例えば、ハイブリッド制御手段 5 2 は、アクセルオフの車両減速走行時には、停止しているエンジン 8 の引き摺り（回転抵抗）によるポンピングロスの発生を抑制してその分制動力（減速度）を抑制し、第 2 電動機 M 2 による回生量を増加することによって燃費を向上させる為に、エンジン 8 への燃料供給を停止してすなわちフューエルカットしてエンジン 8 の作動を停止し且つ第 1 電動機 M 1 を空転させ、差動部 1 1 の差動作用によりエンジン回転速度  $N_E$  を零乃至略零に維持する。10

**【 0 0 6 6 】**

増速側ギヤ段判定手段 6 2 は、変速機構 1 0 を有段変速状態とする際に切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 のいずれを係合させるかを判定するために、例えば車両状態に基づいて記憶手段 5 6 に予め記憶された前記図 6 に示す変速線図に従って変速機構 1 0 の変速されるべき変速段が、或いは前記有段変速制御手段 5 4 により判断された変速機構 1 0 の変速されるべき変速段が、増速側ギヤ段例えば第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。20

**【 0 0 6 7 】**

切換制御手段 5 0 は、車両状態に基づいて前記係合装置（切換クラッチ C 0 、切換ブレーキ B 0 ）の係合／解放を切り換えることにより、前記無段変速状態と前記有段変速状態とを、すなわち前記差動状態と前記ロック状態とを選択的に切り換える。例えば、切換制御手段 5 0 は、記憶手段 5 6 に予め記憶された前記図 6 の破線および二点鎖線に示す切換線図（切換マップ、関係）から車速 V および要求出力トルク  $T_{U T}$  で示される車両状態に基づいて、変速機構 1 0 （差動部 1 1 ）の切り換えるべき変速状態を判断して、すなわち変速機構 1 0 を無段変速状態とする無段制御領域内であるか或いは変速機構 1 0 を有段変速状態とする有段制御領域内であるかを判定して、変速機構 1 0 を前記無段変速状態と前記有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換える。このように、切換制御手段 5 0 は、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合／解放を切り換えることにより、差動部 1 1 を非無段変速状態として差動部 1 1 の電気的な差動装置としての作動を制限する、すなわち電気的な無段変速機としての作動を制限する差動制限手段として機能している。30

**【 0 0 6 8 】**

具体的には、切換制御手段 5 0 は有段変速制御領域内であると判定した場合は、ハイブリッド制御手段 5 2 に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可すなわち禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段 5 4 に対しては、予め設定された有段変速時の変速を許可する。このときの有段変速制御手段 5 4 は、記憶手段 5 6 に予め記憶された例えば図 6 に示す変速線図に従って自動変速部 2 0 の自動変速制御を実行する。例えば記憶手段 5 6 に予め記憶された図 2 は、このときの変速において選択される油圧式摩擦係合装置すなわち C 0 、 C 1 、 C 2 、 B 0 、 B 1 、 B 2 、 B 3 の作動の組み合わせを示している。すなわち、変速機構 1 0 全体すなわち差動部 1 1 および自動変速部 2 0 が所謂有段式自動変速機として機能し、図 2 に示す係合表に従って変速段が達成される。40

**【 0 0 6 9 】**

例えば、増速側ギヤ段判定手段 6 2 により第 5 速ギヤ段が判定される場合には、変速機構 1 0 全体として変速比が 1 . 0 より小さな増速側ギヤ段所謂オーバードライブギヤ段が得られるために切換制御手段 5 0 は差動部 1 1 が固定の変速比 0 例えば変速比 0 が 0 . 7 の副変速機として機能させられるように切換クラッチ C 0 を解放させ且つ切換ブレーキ B 0 を係合させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。また、増速側ギヤ段判定手段 6 2 により第 5 速ギヤ段でないと判定される場合には、変速機構 1 0 全体として変速比が 1 50

. 0 以上の減速側ギヤ段が得られるために切換制御手段 50 は差動部 11 が固定の変速比 0 例えれば変速比 0 が 1 の副变速機として機能させられるように切換クラッチ C0 を係合させ且つ切換ブレーキ B0 を解放させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。このように、切換制御手段 50 によって变速機構 10 が有段变速状態に切り換えられるとともに、その有段变速状態における 2 種類の变速段のいずれかとなるように選択的に切り換えられて、差動部 11 が副变速機として機能させられ、それに直列の自動变速部 20 が有段变速機として機能することにより、变速機構 10 全体が所謂有段式自动变速機として機能させられる。

#### 【 0 0 7 0 】

しかし、切換制御手段 50 は、变速機構 10 を無段变速状態に切り換える無段变速制御領域内であると判定した場合は、变速機構 10 全体として無段变速状態が得られるために差動部 11 を無段变速状態として無段变速可能とするように切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 を解放させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段 52 に対してハイブリッド制御を許可する信号を出力するとともに、有段变速制御手段 54 には、予め設定された無段变速時の变速段に固定する信号を出力するか、或いは記憶手段 56 に予め記憶された例えば図 6 に示す变速線図に従って自动变速部 20 を自动变速することを許可する信号を出力する。この場合、有段变速制御手段 54 により、図 2 の係合表内において切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の係合を除いた作動により自动变速が行われる。このように、切換制御手段 50 により無段变速状態に切り換えられた差動部 11 が無段变速機として機能し、それに直列の自动变速部 20 が有段变速機として機能することにより、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、自动变速部 20 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速の各ギヤ段に対しその自动变速部 20 の入力回転速度  $N_1$  すなわち伝達部材回転速度  $N_{18}$  が無段的に变化させられて各ギヤ段は無段的な变速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連續変化可能な变速比となって变速機構 10 全体として無段变速状態となりトータル变速比 T が無段階に得られるようになる。

#### 【 0 0 7 1 】

ここで前記図 6 について詳述すると、図 6 は自动变速部 20 の变速判断の基となる記憶手段 56 に予め記憶された变速線図（関係、变速マップ）であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク  $T_{0,UT}$  とをパラメータとする二次元座標で構成された变速線図の一例である。図 6 の実線はアップシフト線であり一点鎖線はダウンシフト線である。

#### 【 0 0 7 2 】

また、図 6 の破線は切換制御手段 50 による有段制御領域と無段制御領域との判定のための判定車速 V1 および判定出力トルク T1 を示している。つまり、図 6 の破線はハイブリッド車両の高速走行を判定するための予め設定された高速走行判定値である判定車速 V1 の連なりである高車速判定線と、ハイブリッド車両の駆動力に関連する駆動力関連値例えば自动变速部 20 の出力トルク  $T_{0,UT}$  が高出力となる高出力走行を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク T1 の連なりである高出力走行判定線とを示している。さらに、図 6 の破線に対して二点鎖線に示すように有段制御領域と無段制御領域との判定にヒステリシスが設けられている。つまり、この図 6 は判定車速 V1 および判定出力トルク T1 を含む、車速 V と出力トルク  $T_{0,UT}$  とをパラメータとして切換制御手段 50 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。なお、この切換線図を含めて变速マップとして記憶手段 56 に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 V1 および判定出力トルク T1 の少なくとも 1 つを含むものであってもよいし、車速 V および出力トルク  $T_{0,UT}$  の何れかをパラメータとする予め記憶された切換線であってもよい。

#### 【 0 0 7 3 】

上記变速線図、切換線図、或いは駆動力源切換線図等は、マップとしてではなく実際の車速 V と判定車速 V1 とを比較する判定式、出力トルク  $T_{0,UT}$  と判定出力トルク T1 と

10

20

30

40

50

を比較する判定式等として記憶されてもよい。例えば、この場合には、切換制御手段 50 は、車両状態例えは実際の車速  $V$  が判定車速  $V_1$  を越えたか否かを判定し、判定車速  $V_1$  を越えたときには例えは切換ブレーキ  $B_0$  を係合して変速機構 10 を有段変速状態とする。また、切換制御手段 50 は、車両状態例えは自動变速部 20 の出力トルク  $T_{out}$  が判定出力トルク  $T_1$  を越えたか否かを判定し、判定出力トルク  $T_1$  を越えたときには例えは切換クラッチ  $C_0$  を係合して変速機構 10 を有段変速状態とする。

#### 【0074】

また、差動部 11 を電気的な無段変速機として作動させるための電動機等の電気系の制御機器の故障や機能低下時、例えは第 1 電動機  $M_1$  における電気エネルギーの発生からその電気エネルギーが機械的エネルギーに変換されるまでの電気バスに関連する機器の故障や機能低下、すなわち第 1 電動機  $M_1$ 、第 2 電動機  $M_2$ 、インバータ 58、蓄電装置 60、それらを接続する伝送路などの故障（フェイル）や、故障とか低温による機能低下が発生したような車両状態となる場合には、無段制御領域であっても車両走行を確保するために切換制御手段 50 は変速機構 10 を優先的に有段変速状態としてもよい。例えは、この場合には、切換制御手段 50 は、差動部 11 を電気的な無段変速機として作動させるための電動機等の電気系の制御機器の故障や機能低下が発生したか否かを判定し、その故障や機能低下が発生したときには変速機構 10 を有段変速状態とする。

#### 【0075】

前記駆動力関連値とは、車両の駆動力に 1 対 1 に対応するパラメータであって、駆動輪 38 での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えは自動变速部 20 の出力トルク  $T_{out}$ 、エンジントルク  $T_E$ 、車両加速度  $G$  や、例えはアクセル開度  $Acc$  或いはスロットル弁開度  $T_H$ （或いは吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転速度  $N_E$  とに基づいて算出されるエンジントルク  $T_E$  などの実際値や、アクセル開度  $Acc$  或いはスロットル弁開度  $T_H$  等に基づいて算出される要求（目標）エンジントルク  $T_E$ 、自動变速部 20 の要求（目標）出力トルク  $T_{out}$ 、要求駆動力等の推定値であってもよい。また、上記駆動トルクは出力トルク  $T_{out}$  等からデフ比、駆動輪 38 の半径等を考慮して算出されてもよいし、例えはトルクセンサ等によって直接検出されてもよい。上記他の各トルク等も同様である。

#### 【0076】

また、前記判定車速  $V_1$  は、例えは高速走行において変速機構 10 が無段変速状態とされるとかえって燃費が悪化するのを抑制するように、その高速走行において変速機構 10 が有段変速状態とされるように設定されている。つまり、高速走行においては、電気バスを含まないことにより変速機構 10 を伝達効率の良い遊星歯車式の有段変速機として有効に利用するものである。

#### 【0077】

また、前記判定トルク  $T_1$  は、例えは車両の高出力走行において第 1 電動機  $M_1$  の反力トルクをエンジン 8 の高出力域まで対応させないで第 1 電動機  $M_1$  を小型化するために、第 1 電動機  $M_1$  からの電気エネルギーの最大出力を小さくして配設可能とされた第 1 電動機  $M_1$  の特性に応じて設定されている。或いはまた、その判定トルク  $T_1$  は、例えは車両の高出力走行においては運転者の燃費に対する要求より变速に伴ってエンジン回転速度が変化する变速フィーリングに対する要求が重視されるとの考え方から、その高出力走行において変速機構 10 が有段変速状態とされるように設定されている。つまり、高出力走行においては、変速機構 10 を無段変速機として機能せることより变速比が段階的に変化させられる有段変速機として機能せるものである。

#### 【0078】

図 8 は、エンジン回転速度  $N_E$  とエンジントルク  $T_E$  とをパラメータとして切換制御手段 50 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための境界線としてのエンジン出力線を有し、例えは記憶手段 56 に予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。切換制御手段 50 は、図 6 の切換線図に替えてこの図 8 の切換線図からエンジン回転速度  $N_E$  とエンジントルク  $T_E$  とに基づいて、それらのエンジン回転

10

20

30

40

50

速度  $N_E$  とエンジントルク  $T_E$  とで表される車両状態が無段制御領域内であるか或いは有段制御領域内であるかを判定してもよい。また、この図 8 は図 6 の破線を作るための概念図である。言い換えれば、図 6 の破線は図 8 の関係図(マップ)に基づいて車速  $V$  と出力トルク  $T_{out}$  とをパラメータとする二次元座標上に置き直された切換線でもある。

#### 【0079】

この図 6 の関係に示されるように、出力トルク  $T_{out}$  が予め設定された判定出力トルク  $T_1$  以上の高トルク領域、或いは車速  $V$  が予め設定された判定車速  $V_1$  以上の高車速領域が、有段制御領域として設定されているので有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。

#### 【0080】

同様に、図 8 の関係に示されるように、エンジントルク  $T_E$  が予め設定された所定値  $T_E1$  以上の高トルク領域、エンジン回転速度  $N_E$  が予め設定された所定値  $N_E1$  以上の高回転領域、或いはそれらエンジントルク  $T_E$  およびエンジン回転速度  $N_E$  から算出されるエンジン出力が所定以上の高出力領域が、有段制御領域として設定されているので、有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルク、比較的高回転速度、或いは比較的高出力時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルク、比較的低回転速度、或いは比較的低出力時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。  
図 8 における有段制御領域と無段制御領域との間の境界線は、高車速判定値の連なりである高車速判定線および高出力走行判定値の連なりである高出力走行判定線に対応している。

#### 【0081】

これによって、例えば、車両の低中速走行および低中出力走行では、変速機構 10 が無段変速状態とされて車両の燃費性能が確保される。また、実際の車速  $V$  が前記判定車速  $V_1$  を越えるような高速走行では、変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされて専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達され、電気的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されて燃費が向上させられる。

#### 【0082】

また、出力トルク  $T_{out}$  などの前記駆動力関連値が判定トルク  $T_1$  を越えるような高出力走行では変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達されて電気的な無段変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、第 1 電動機 M1 が発生すべき電気的エネルギー換算すれば第 1 電動機 M1 が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくして第 1 電動機 M1 或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

#### 【0083】

つまり、前記所定値  $T_E1$  が第 1 電動機 M1 が反力トルクを受け持つことができるエンジントルク  $T_E$  の切換判定値として予め設定されると、エンジントルク  $T_E$  がその所定値  $T_E1$  を超えるような高出力走行では、差動部 11 が有段変速状態とされるため、第 1 電動機 M1 は差動部 11 が無段変速状態とされているときのようにエンジントルク  $T_E$  に対する反力トルクを受け持つ必要が無いので、第 1 電動機 M1 の大型化が防止されつつその耐久性の低下が抑制される。言い換えれば、本実施例の第 1 電動機 M1 は、その最大出力がエンジントルク  $T_E$  の最大値に対して必要とされる反力トルク容量に比較して小さくされることで、すなわちその最大出力を上記所定値  $T_E1$  を超えるようなエンジントルク  $T_E$  に対する反力トルク容量に対応させないことで、小型化が実現されている。

#### 【0084】

尚、上記第 1 電動機 M1 の最大出力は、この第 1 電動機 M1 の使用環境に許容されるように実験的に求められて設定されている第 1 電動機 M1 の定格値である。また、上記エンジントルク  $T_E$  の切換判定値は、第 1 電動機 M1 が反力トルクを受け持つことができる工

10

20

30

40

50

ンジントルク  $T_E$  の最大値またはそれよりも所定値低い値であって、第 1 電動機 M 1 の耐久性の低下が抑制されるように予め実験的に求められた値である。

#### 【 0 0 8 5 】

また、他の考え方として、この高出力走行においては燃費に対する要求より運転者の駆動力に対する要求が重視されるので、無段変速状態より有段変速状態（定変速状態）に切り換えるのである。これによって、ユーザは、例えば図 9 に示すような有段自動変速走行におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度  $N_E$  の変化すなわち変速に伴うリズミカルなエンジン回転速度  $N_E$  の変化が楽しめる。

#### 【 0 0 8 6 】

図 10 は複数種類のシフトポジションを人為的操縦により切り換える切換装置 4 6 の一例を示す図である。この切換装置 4 6 は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフトレバー 4 8 を備えている。そのシフトレバー 4 8 は、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 のいずれの係合装置（入力クラッチ）も係合されないような変速機構 1 0 内つまり自動变速部 2 0 内の動力伝達経路が遮断されたニュートラル状態すなわち中立状態とし且つ自動变速部 2 0 の出力軸 2 2 をロックするための駐車ポジション「P（パーキング）」、後進走行のための後進走行ポジション「R（リバース）」、変速機構 1 0 内の動力伝達経路が遮断された中立状態とする中立ポジション「N（ニュートラル）」、前進自動变速走行ポジション「D（ドライブ）」、または前進手動变速走行ポジション「M（マニュアル）」へ手動操作されるように設けられている。

10

20

#### 【 0 0 8 7 】

例えば、上記シフトレバー 4 8 の各シフトポジションへの手動操作に連動してそのシフトレバー 4 8 に機械的に連結された油圧制御回路 4 2 内のマニュアル弁が切り換えられて、図 2 の係合作動表に示す後進ギヤ段「R」、ニュートラル「N」、前進ギヤ段「D」等が成立するように油圧制御回路 4 2 が機械的に切り換えられる。また、「D」または「M」ポジションにおける図 2 の係合作動表に示す1st乃至5thの各变速段は、油圧制御回路 4 2 内の電磁弁が電気的に切り換えられることにより成立させられる。

#### 【 0 0 8 8 】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジションにおいて、「P」ポジションおよび「N」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 のいずれもが解放されるような自動变速部 2 0 内の動力伝達経路が遮断された車両を駆動不能とする第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 による動力伝達経路の動力伝達遮断状態へ切換えを選択するための非駆動ポジションである。また、「R」ポジション、「D」ポジションおよび「M」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の少なくとも一方が係合されるような自動变速部 2 0 内の動力伝達経路が連結された車両を駆動可能とする第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 による動力伝達経路の動力伝達可能状態へ切換えを選択するための駆動ポジションである。

30

#### 【 0 0 8 9 】

具体的には、シフトレバー 4 8 が「P」ポジション或いは「N」ポジションから「R」ポジションへ手動操作されることで、第 2 クラッチ C 2 が係合されて自動变速部 2 0 内の動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態とされ、シフトレバー 4 8 が「N」ポジションから「D」ポジションへ手動操作されることで、少なくとも第 1 クラッチ C 1 が係合されて自動变速部 2 0 内の動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態とされる。また、「D」ポジションは最高速走行ポジションであり、「M」ポジションにおける例えば「4」レンジ乃至「L」レンジはエンジンブレーキ効果が得られるエンジンブレーキレンジでもある。

40

#### 【 0 0 9 0 】

上記「M」ポジションは、例えば車両の前後方向において上記「D」ポジションと同じ

50

位置において車両の幅方向に隣接して設けられており、シフトレバー 48 が「M」ポジションへ操作されることにより、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかがシフトレバー 48 の操作に応じて変更される。具体的には、この「M」ポジションには、車両の前後方向にアップシフト位置「+」、およびダウンシフト位置「-」が設けられており、シフトレバー 48 がそれ等のアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ操作されると、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかが選択される。例えば、「M」ポジションにおいて選択される「D」レンジ乃至「L」レンジの 5 つの変速レンジは、変速機構 10 の自動变速制御が可能なトータル变速比  $T$  の変化範囲における高速側（变速比が最小側）のトータル变速比  $T$  が異なる複数種類の変速レンジであり、また自動变速部 20 の变速が可能な最高速側变速段が異なるように变速段（ギヤ段）の变速範囲を制限するものである。また、シフトレバー 48 はスプリング等の付勢手段により上記アップシフト位置「+」およびダウンシフト位置「-」から、「M」ポジションへ自動的に戻されるようになっている。また、切換装置 46 にはシフトレバー 48 の各シフトポジションを検出するためのシフトポジションセンサ 49 が備えられており、そのシフトレバー 48 のシフトポジション  $P_{SH}$  を表す信号や「M」ポジションにおける操作回数等を電子制御装置 40 へ出力する。

#### 【0091】

例えば、「D」ポジションがシフトレバー 48 の操作により選択された場合には、図 6 に示す予め記憶された变速マップや切換マップに基づいて切換制御手段 50 により変速機構 10 の变速状態の自動切換制御が実行され、ハイブリッド制御手段 52 により動力分配機構 16 の無段变速制御が実行され、有段变速制御手段 54 により自動变速部 20 の自動变速制御が実行される。例えば、变速機構 10 が有段变速状態に切り換えられる有段变速走行時には变速機構 10 が例えば図 2 に示すような第 1 速ギヤ段乃至第 5 速ギヤ段の範囲で自動变速制御され、或いは变速機構 10 が無段变速状態に切り換えられる無段变速走行時には变速機構 10 が動力分配機構 16 の無段的な变速比幅と自動变速部 20 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の範囲で自動变速制御される各ギヤ段とで得られる变速機構 10 の变速可能なトータル变速比  $T$  の変化範囲内で自動变速制御される。この「D」ポジションは变速機構 10 の自動变速制御が実行される制御様式である自动变速走行モード（自動モード）を選択するシフトポジションである。

#### 【0092】

或いは、「M」ポジションがシフトレバー 48 の操作により選択された場合には、变速レンジの最高速側变速段或いは变速比を越えないように、切換制御手段 50、ハイブリッド制御手段 52、および有段变速制御手段 54 により变速機構 10 の各变速レンジで变速可能なトータル变速比  $T$  の範囲で自动变速制御される。例えば、变速機構 10 が有段变速状態に切り換えられる有段变速走行時には变速機構 10 が各变速レンジで变速機構 10 が变速可能なトータル变速比  $T$  の範囲で自动变速制御され、或いは变速機構 10 が無段变速状態に切り換えられる無段变速走行時には变速機構 10 が動力分配機構 16 の無段的な变速比幅と各变速レンジに応じた自动变速部 20 の变速可能な变速段の範囲で自动变速制御される各ギヤ段とで得られる变速機構 10 の各变速レンジで变速可能なトータル变速比  $T$  の範囲で自动变速制御される。この「M」ポジションは变速機構 10 の手動变速制御が実行される制御様式である手動变速走行モード（手動モード）を選択するシフトポジションである。

#### 【0093】

このように、本実施例の变速機構 10（差動部 11、動力分配機構 16）は無段变速状態（差動状態）と非無段变速状態例えば有段变速状態（ロック状態）とに選択的に切換え可能である。そして、差動部 11 が無段变速状態であるときには、その差動作用によって車速  $V$  に拘束されることなくすなわち自动变速部 20 の出力軸 22 の回転速度  $N_{out}$  と变速比  $\mu$  とに基づいて一意的に定められる伝達部材回転速度  $N_{1-8}$  に拘わらずエンジン回転速度  $N_E$  が自由に設定され得る。また、差動部 11 が非無段变速状態であるときには、エンジン回転速度  $N_E$  は車速  $V$  に拘束される回転速度とされる。

**【 0 0 9 4 】**

そうすると、アクセルオフの減速走行時には、同じ車速Vでも差動部11の無段变速状態と非無段变速状態とではエンジン回転速度N<sub>E</sub>が相違することが考えられる。

**【 0 0 9 5 】**

例えば、図11は減速走行時の差動部11の状態を図3に示すような共線図上に表した図である。図11の(a)は切換クラッチC0の係合(ロック)により差動部11が非無段变速状態とされている場合であり、(b)は差動部11の無段变速状態においてフェュエルカットにてエンジン8の作動が停止され且つ第1電動機M1が空転させられている場合である。

**【 0 0 9 6 】**

差動部11の非無段变速状態においては、図11(a)に示すように減速走行時にエンジン8が回転停止させられることから、図11(b)に示すように減速走行時にエンジン8が回転停止させられ得る差動部11の無段变速状態のときに比較して、エンジン8の引き摺りトルクが増加させられる可能性がある。このとき、エンジン8の引き摺りトルクがより大きいエンジン状態となる差動部11の非無段变速状態に合わせて、言い換えれば電動機による回生量が少なくなる非無段变速状態に合わせて、減速走行時に一律の回生量が設定されて電動機による回生が行われると、大きな回生量が得られるようなエンジン状態となる差動部11の無段变速状態であってもその設定された回生量までしか得られず、結果として回生量を増加させることができず燃費が悪化する可能性があった。

**【 0 0 9 7 】**

そこで、本実施例では、減速走行中に、エンジンの引き摺りトルクが大きくなる可能性のある非差動状態に合わせて一律に回生量が設定されることに比較して回生量が増大して燃費が向上する為に、差動部11が無段变速状態(差動状態)か否かに基づいて電動機による回生量を変更する、すなわちエンジン8の引き摺りトルクに応じた回生量を設定する。

**【 0 0 9 8 】**

具体的には、図5に戻り、減速走行中判定手段80は、アクセル開度Accに基づいて車両がアクセルオフの減速走行中すなわち惰性走行(コースト走行)中であるか否かを判定する。例えば、この減速走行中判定手段80により車両が減速走行中であると判定された場合には、前記ハイブリッド制御手段52は燃費を向上させるために前記燃料噴射弁92によるエンジン8への燃料供給を停止させる。

**【 0 0 9 9 】**

ロック状態判定手段82は、上記減速走行中判定手段80により車両が減速走行中であると判定された場合には、差動部11が差動状態か非差動状態かに基づいて電動機による回生量が変更される為に、動力分配機構16が非差動状態(ロック状態)すなわち差動部11が非無段变速状態とされているか否かを判定する。例えば、ロック状態判定手段82は、切換制御手段50により变速機構10が有段变速状態に切換制御される有段制御領域内か或いは变速機構10が無段变速状態に切換制御される無段制御領域内であるかの判定のための例えば図6に示す切換線図から車速Vおよび出力トルクT<sub>0</sub>で示される車両状態に基づいて变速機構10を非無段变速状態とする有段制御領域内であるか否かによって差動部11が非無段变速状態となっているか否かを判定する。

**【 0 1 0 0 】**

回生量設定手段84は、前記減速走行中判定手段80により車両が減速走行中であると判定された場合には、上記ロック状態判定手段82による差動部11が非無段变速状態とされているか否かの判定結果に基づいて、ハイブリッド制御手段52による回生時の電動機例えば第2電動機M2の回生量を設定する。

**【 0 1 0 1 】**

図12は、予め設定された車速Vと回生量Rとの関係(マップ)を示す一例である。図12に示す実線Aは差動部11が非無段变速状態(有段变速状態)とされているとき(すなわち有段時)の回生量Rの設定に用いられる関係すなわち有段用回生量マップAである

10

20

30

40

50

。また、実線Bは差動部11が無段变速状態とされ、エンジン8が回転停止されているとき（すなわち無段時）の回生量Rの設定に用いられる関係すなわち無段用回生量マップBである。図12からも明らかなように、差動部11が非無段变速状態とされているとき（有段時）には、無段变速状態とされているとき（無段時）に比較して減速走行時にエンジン8が回転停止されずエンジンの引き摺りトルクがあつて回生量が低下することから、同じ車速Vにおける回生量Rが無段時に比較して小さく設定されている。このことは、非無段变速状態においてはエンジン8の引き摺りトルクによるエンジンブレーキが発生する分回生量が小さくされると考えることもでき、エンジンブレーキ力と回生ブレーキ力との合計の駆動力源（エンジン8、電動機）ブレーキ力が、差動部11の無段变速状態と非無段变速状態との何れの变速状態でも略同じとされることもある。

10

#### 【0102】

また、有段用回生量マップAは、自動变速部20の变速比によって相違するものであり、变速比が大きい程（すなわち低車速側ギヤ段である程）同じ車速Vに対してエンジン回転速度N<sub>E</sub>が高いので、变速比が大きい程同じ車速Vでも回生量Rが小さくなるよう設定される。或いはまた、有段用回生量マップAは、切換クラッチC0の係合（ロック）による有段变速状態であるのか或いは切換ブレーキB0の係合（ロック）による有段变速状態であるのかによって相違するものであり、切換ブレーキB0の係合（ロック）による場合の方が同じ車速Vに対してエンジン回転速度N<sub>E</sub>が低いので、切換ブレーキB0の係合の方が同じ車速Vでも回生量Rが大きくなるように設定される。

20

#### 【0103】

また、有段用回生量マップA、有段用回生量マップB共に、エンジン8がフューエルカットされている場合の一例であるが、エンジン8がフューエルカットされていないときには、例えばエンジン8がアイドル回転速度N<sub>IDL</sub>を維持して自律回転しているときには、エンジン8は引き摺りの状態にはなっていないので、エンジン8がフューエルカットされている場合に比べて回生量Rが大きくなるように設定される。

#### 【0104】

回生量設定手段84は、減速走行中に差動部11が非無段变速状態とされているときには、図12の有段用回生量マップAから実際の車速Vに基づいてハイブリッド制御手段52による回生制御時の回生量Rを設定する。また、回生量設定手段84は、減速走行中に差動部11が無段变速状態とされているときには、図12の無段用回生量マップBから実際の車速Vに基づいてハイブリッド制御手段52による回生制御時の回生量Rを設定する。

30

#### 【0105】

そして、前記ハイブリッド制御手段52は、前記減速走行中判定手段80により車両が減速走行中であると判定された場合には、前記ロック状態判定手段82による差動部11が非無段变速状態とされているか否かの判定結果に基づいて前記回生量設定手段84により設定された電動機例えば第2電動機M2の回生量Rが得られるように、電動機による回生制御を行う。

#### 【0106】

このように、回生量設定手段84により設定された電動機例えば第2電動機M2の回生量Rを用いることにより、ハイブリッド制御手段52は、減速走行中に、差動部11が差動状態か否かに基づいて電動機による回生量を変更する回生制御手段として機能する。

40

#### 【0107】

例えば、回生量設定手段84は、差動部11が無段变速状態にあるときには非無段变速状態にあるときに比較して回生量Rを大きく設定するので、ハイブリッド制御手段52は、差動部11が無段变速状態（差動状態）にあるときには、非無段变速状態（非差動状態）にあるときに比較して電動機による回生量を多くするものである。

#### 【0108】

このように、減速走行中に、差動部11の無段变速状態と非無段变速状態とに応じた回生量Rが設定され、エンジンの引き摺りトルクが大きくなつて回生量が減少する可能性の

50

ある非差動状態に合わせて一律に回生量 R が設定されることに比較して無段変速状態では回生量が増大して燃費が向上する。

#### 【 0 1 0 9 】

更に、回生量設定手段 8 4 は、減速走行中にエンジン 8 がフューエルカットされているか否かに基づいて設定される有段用回生量マップ A 或いは有段用回生量マップ B から実際の車速 V に基づいてハイブリッド制御手段 5 2 による回生制御時の回生量 R を設定しても良い。

#### 【 0 1 1 0 】

そして、前記ハイブリッド制御手段 5 2 は、前記減速走行中判定手段 8 0 により車両が減速走行中であると判定された場合には、フューエルカットされているか否かに基づいて前記回生量設定手段 8 4 により設定された電動機の回生量 R が得られるように、電動機による回生制御を行う。

10

#### 【 0 1 1 1 】

このように、ハイブリッド制御手段 5 2 は、減速走行中に、差動部 1 1 が差動状態か否かに基づいて電動機による回生量 R を変更することに加え、エンジン 8 のフューエルカットが行われているか否かに基づいて電動機による回生量 R を変更しても良い。

#### 【 0 1 1 2 】

例えば、回生量設定手段 8 4 は、差動部 1 1 が無段変速状態にあるときには非無段変速状態にあるときに比較して回生量 R を大きく設定することに加え、エンジン 8 がフューエルカットされていないときには、フューエルカットされている場合に比べて回生量 R が大きくなるように設定するので、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン 8 がフューエルカットされていないときには、非無段変速状態（非差動状態）にあるときに比較して電動機による回生量を多くするものである。

20

#### 【 0 1 1 3 】

このように、減速走行中に、エンジン 8 がフューエルカットされているか否かに応じた回生量が設定され、エンジンの引き摺りトルクが発生して回生量が減少する可能性のあるエンジン 8 がフューエルカットされている状態に合わせて一律に回生量 R が設定されることに比較してエンジン 8 がフューエルカットされていない状態では回生量が増大して燃費が向上する。

#### 【 0 1 1 4 】

30

図 1 3 は、電子制御装置 4 0 の制御作動の要部すなわち減速走行中の回生量を設定する制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。

#### 【 0 1 1 5 】

先ず、前記減速走行中判定手段 8 0 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S 1 において、アクセル開度 Acc に基づいて車両がアクセルオフの減速走行中すなわち惰性走行（コースト走行）中であるか否かが判定される。

#### 【 0 1 1 6 】

前記 S 1 の判断が肯定される場合は前記ロック状態判定手段 8 2 に対応する S 2 において、動力分配機構 1 6 がロック状態すなわち差動部 1 1 が非無段変速状態とされているか否かが、例えば図 6 に示す切換線図から車両状態に基づいて変速機構 1 0 を非無段変速状態とする有段制御領域内であるか否かによって差動部 1 1 が非無段変速状態となっているか否かが判定される。

40

#### 【 0 1 1 7 】

前記 S 2 の判断が肯定される場合は前記回生量設定手段 8 4 および前記ハイブリッド制御手段 5 2 に対応する S 3 において、例えば図 1 2 の有段用回生量マップ A から実際の車速 V に基づいて減速走行中の回生制御時の電動機例えは第 2 電動機 M 2 の回生量 R が設定される。そして、その設定された電動機の回生量 R が得られるように、電動機による回生制御が行われる。このとき、エンジン 8 がフューエルカットされていないときには、回生量 R が増加されても良い。

50

## 【0118】

前記S2の判断が否定される場合は前記回生量設定手段84および前記ハイブリッド制御手段52に対応するS4において、例えば図12の無段用回生量マップBから実際の車速Vに基づいて減速走行中の回生制御時の電動機例えは第2電動機M2の回生量Rが設定される。そして、その設定された電動機の回生量Rが得られるように、電動機による回生制御が行われる。このとき、エンジン8がフューエルカットされていないときには、回生量Rが増加されても良い。

## 【0119】

前記S1の判断が否定されるか場合はS5において、減速度走行中でないときの制御装置40の各種制御手段による制御作動が実行されるか或いは本ルーチンが終了させられる。  
10

## 【0120】

上述のように、本実施例によれば、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0により差動部11が無段变速状態と非無段变速状態とに切り換えられることから、電気的に变速比が変更させられる变速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。

## 【0121】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において差動部11が無段变速状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行において差動部11が非無段变速状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジン8の出力が駆動輪へ伝達されて、電気的に变速比が変更させられる变速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されるので、燃費が向上させられる。また例えば、高出力走行において差動部11が非無段变速状態とされると、電気的に变速比が変更させられる变速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、第1電動機M1が発生すべき電気的エネルギー換算すれば第1電動機M1が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできるので、第1電動機M1やその電気的エネルギーが伝達される第2電動機M2、或いはそれを含む变速機構10が一層小型化される。  
20

## 【0122】

また、減速走行中に、差動部11が無段变速状態か否かに基づいてハイブリッド制御手段52により回生量が変更されるので、エンジン8の引き摺りトルクに応じた回生量にて回生が行われ、すなわち差動作用によって車速Vに拘わらずエンジン回転速度N<sub>E</sub>が略零とされ得る無段变速状態とエンジン回転速度N<sub>E</sub>が車速Vに拘束されてエンジン8の引き摺りトルクが無段变速状態に比べて大きくなる可能性のある非無段变速状態とに応じた回生量Rにて回生が行われ、エンジン8の引き摺りトルクが大きくなる可能性のある非無段变速状態に合わせて一律に設定された回生量Rにて回生が行われることに比較して回生量が増大して燃費が向上する。  
30

## 【0123】

例えば、ハイブリッド制御手段52により差動部11が無段变速状態にあるときには、非無段变速状態にあるときに比較して回生量が多くされるので、差動部11の無段变速状態では非無段变速状態に比べて、差動作用によってエンジン回転速度N<sub>E</sub>が低下させられ得る為、減速走行中の同じ車速Vにおいてより大きな回生量にて回生が行われて車両の燃費が向上する。  
40

## 【0124】

また、本実施例によれば、エンジン8のフューエルカットが行われているか否かに基づいて、ハイブリッド制御手段52により回生量が変更されるので、エンジン8が自律回転してエンジン8の引き摺りトルクが発生しないフューエルカットされていない状態とエンジン8の引き摺りトルクが発生する可能性のあるフューエルカットされる状態とに応じた回生量Rにて回生が行われ、エンジン8の引き摺りトルクが発生する可能性のあるフューエルカットされる状態に合わせて一律に設定された回生量Rにて回生が行われることに比  
50

較して回生量が増大して燃費が向上する。

**【0125】**

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において実施例相互に共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

**【実施例2】**

**【0126】**

前述の実施例では、回生量設定手段84は、有段用回生量マップA或いは無段用回生量マップBを用いてハイブリッド制御手段52による回生制御時の回生量Rを設定した。この有段用回生量マップA或いは無段用回生量マップBは、減速走行中に差動部11が無段変速状態とされているか否かに基づいて予め定められた関係であって、自動变速部20の变速比によって相違するものであり、或いはまた切換クラッチC0の係合(ロック)による有段变速状態であるのか或いは切換ブレーキB0の係合(ロック)による有段变速状態であるのかによって相違するものであり、或いはまたエンジン8がフューエルカットされているか否かによって相違するものでもあった。それに加えて、本実施例では、特に、エンジン8が回転停止されない差動部11の非無段变速状態において、エンジン8の回転抵抗を変化させることにより、車速Vが同じであっても、言い換えれば駆動輪38によって強制的に回転させられるエンジン8の回転速度N<sub>E</sub>が同じであっても、回生量を増減可能とする。以下、エンジン8の回転抵抗を変化させる制御作動を説明する。

**【0127】**

図14は、電子制御装置40による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図であつて、図5に相当する図である。

**【0128】**

図14において、エンジン8は、吸排気弁の作動タイミングを変更する可変バルブタイミング機構90と、燃料を供給し或いは停止する燃料噴射弁92とを備え、一部の気筒乃至全気筒がデコンプレッション状態すなわち筒内圧力低減制御状態とされ且つ燃料供給を停止させてその気筒を休止させることにより、エンジン8の負荷状態に応じて排気量を実質的に変化させ、燃料供給が低減され得ることを可能とした筒内圧力低減制御気筒数可変エンジンである。このように、エンジン8は、筒内圧力低減制御気筒数が必要に応じて順次或いは一挙に変更されるような筒内圧力低減制御が可能となるように構成されたものである。上記エンジン8の筒内圧力低減制御状態とは、4サイクルエンジンの各行程の少なくとも1行程において気筒内の圧力変化が抑制されてエンジンの回転抵抗言い換えればポンプ損失が抑制された状態を示している。

**【0129】**

従って、本実施例におけるエンジン8の一部の気筒乃至全気筒を筒内圧力低減制御状態とする筒内圧力低減制御(筒内圧力変化抑制運転、減筒運転、或いは休筒運転)は、その一部の気筒乃至全気筒が例えばデコンプレッション状態とされてその筒内圧力低減制御気筒数に応じてポンプ損失所謂ポンピングロスが低減されるものであり、単に気筒への燃料供給を停止させるものではない。例えば、エンジン8の全気筒への燃料供給を停止する所謂フューエルカット作動が単に実行されるエンジン8の作動停止状態すなわちエンジン8の非作動状態においては、各気筒がコンプレッション状態でありエンジン8が回転状態にある場合は引き摺りトルク(エンジン回転抵抗)が生じてポンピングロスが発生する。

**【0130】**

上記コンプレッション状態とは、4サイクルエンジンの圧縮行程において、吸気弁および排気弁のタイミングがエンジン作動時と同様とされて吸入空気が圧縮される状態を示している。また、上記デコンプレッション状態すなわちデコンプ状態とは、4サイクルエンジンの圧縮行程において、吸気弁或いは排気弁を開いたり或いは吸気弁或いは排気弁のタイミングがずらされて吸入空気の圧縮が十分に行われないようにされて気筒内の圧力変化(加圧)が抑制され、クランク軸の回転抵抗が小さくされた状態を示している。このデコンプ状態においては、スロットル弁やEGR弁が解放されて一層クランク軸の回転抵抗が小さくされてもよい。

10

20

30

40

50

**【0131】**

そして、例えばハイブリッド制御手段52は、減速走行時には、必要制動トルク $T_B^*$ に必要なエンジンブレーキトルクが得られるように、可変バルブタイミング機構90により必要な筒内圧力低減制御気筒数 $C_D$ だけデコンプ状態として筒内圧力低減制御を実行するようにエンジン出力制御装置43に指令を出力して、エンジン8の筒内圧力低減制御量すなわちデコンプ量を変化させる。例えば、このデコンプ量は、デコンプ状態とするエンジン8の筒内圧力低減制御気筒数 $C_D$ に応じて変化させられるものであり、同じエンジン回転速度 $N_E$ においては筒内圧力低減制御気筒数 $C_D$ が多い程デコンプ量が多くなってエンジンブレーキトルクが小さくされる。

**【0132】**

10

例えば図12に示す有段用回生量マップAにおいて、破線 $A_{M A X}$ は全気筒がデコンプ状態とされてデコンプ量が最大とされた場合であり、また破線 $A_{M I N}$ は全気筒がデコンプ状態とされずデコンプ量が最小とされた場合である。有段用回生量マップA（破線 $A_{M A X}$ および破線 $A_{M I N}$ を含む）からも明らかなように、デコンプ量が多くなる程、減速走行時にエンジン8の引き摺りトルクが低減されて回生量が増加させられることから、同じ車速Vにおける回生量Rが大きくなるように設定されている。このようにデコンプ量が変化させられることにより、破線 $A_{M A X}$ から破線 $A_{M I N}$ までの範囲で回生量が設定される。また、図12に示す無段用回生量マップBにおいては、エンジン8が回転停止の状態であるので、筒内圧力低減制御時のデコンプ量に基づく回生量の変化はない。

**【0133】**

20

回生量設定手段84は、減速走行中にエンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときのデコンプ量に基づいて設定される有段用回生量マップAから実際の車速Vに基づいてハイブリッド制御手段52による回生制御時の回生量Rを設定する。

**【0134】**

そして、前記ハイブリッド制御手段52は、前記減速走行中判定手段80により車両が減速走行中であると判定された場合には、デコンプ量に基づいて前記回生量設定手段84により設定された電動機の回生量Rが得られるように、電動機による回生制御を行う。

**【0135】**

このように、ハイブリッド制御手段52は、減速走行中に、差動部11が差動状態か否かに基づいて電動機による回生量Rを変更することに加え、エンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときはデコンプ量に基づいて電動機による回生量Rを変更する。

30

**【0136】**

例えば、回生量設定手段84は、差動部11が無段变速状態にあるときには非無段变速状態にあるときに比較して回生量Rを大きく設定することに加え、エンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときのデコンプ量が多い程回生量Rが大きくなるように設定するので、ハイブリッド制御手段52は、デコンプ量が多い程電動機による回生量を多くするものである。

**【0137】**

40

このように、減速走行中にエンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときにはデコンプ量に応じた回生量が設定されることから、エンジンの引き摺りトルクが大きくなつて回生量が減少する可能性のあるエンジン8が筒内圧力低減制御を行っていない場合に合わせて一律に回生量Rが設定されることに比較して、エンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときにはデコンプ量が多い程回生量が増大して燃費が向上する。

**【0138】**

例えば、前記図13のフローチャートにおける前記回生量設定手段84および前記ハイブリッド制御手段52に対応する前記S3において、例えば図12の有段用回生量マップAから実際の車速Vに基づいて減速走行中の回生制御時の電動機例えば第2電動機M2の回生量Rが設定される。そして、その設定された電動機の回生量Rが得られるように、電動機による回生制御が行われる。このとき、エンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときにはデコンプ量が多い程回生量Rが増加される。

50

## 【0139】

また、前記図13のフローチャートにおける前記回生量設定手段84および前記ハイブリッド制御手段52に対応する前記S4においては、エンジン8が回転停止の状態であるので、筒内圧力低減制御時のデコンプ量は考慮に入れない。

## 【0140】

上述のように、本実施例によれば、前述と同様の効果が得られることに加えて、エンジン8が筒内圧力低減制御を行っているときにはデコンプ量に基づいて、ハイブリッド制御手段52により回生量が変更されるので、エンジン回転速度N<sub>E</sub>が同じであってもエンジン8の引き摺りトルクが変化させられ得る筒内圧力低減制御時のデコンプ量に応じた回生量Rにて回生が行われ、エンジン8の引き摺りトルクが大きくなる可能性のあるデコンプ量が小さくされた状態に合わせて一律に設定された回生量Rにて回生が行われることに比較して回生量が増大して燃費が向上する。  
10

## 【実施例3】

## 【0141】

図15は本発明の他の実施例における変速機構70の構成を説明する骨子図、図16はその変速機構70の変速段と油圧式摩擦係合装置の係合の組み合わせとの関係を示す係合表、図17はその変速機構70の変速作動を説明する共線図である。

## 【0142】

変速機構70は、前述の実施例と同様に第1電動機M1、動力分配機構16、および第2電動機M2を備えている差動部11と、その差動部11と出力軸22との間で伝達部材18を介して直列に連結されている前進3段の自動变速部72とを備えている。動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比1を有するシングルピニオン型の第1遊星歯車装置24と切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを有している。自動变速部72は、例えば「0.532」程度の所定のギヤ比2を有するシングルピニオン型の第2遊星歯車装置26と例えば「0.418」程度の所定のギヤ比3を有するシングルピニオン型の第3遊星歯車装置28とを備えている。第2遊星歯車装置26の第2サンギヤS2と第3遊星歯車装置28の第3サンギヤS3とが一体的に連結されて第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第2遊星歯車装置26の第2キャリヤCA2と第3遊星歯車装置28の第3リングギヤR3とが一体的に連結されて出力軸22に連結され、第2リングギヤR2は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結され、第3キャリヤCA3は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結されている。  
20  
30

## 【0143】

以上のように構成された変速機構70では、例えば、図16の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段(第1変速段)乃至第4速ギヤ段(第4変速段)のいずれか或いは後進ギヤ段(後進変速段)或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比(=入力軸回転速度N<sub>14</sub>/出力軸回転速度N<sub>OUT</sub>)が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構16に切換クラッチC0および切換ブレーキB0が備えられており、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかが係合作動させられることによって、差動部11は前述した無段变速機として作動する無段变速状態に加え、变速比が一定の变速機として作動する定变速状態を構成することが可能とされている。したがって、変速機構70では、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで定变速状態とされた差動部11と自動变速部72とで有段变速機として作動する有段变速状態が構成され、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段变速状態とされた差動部11と自動变速部72とで電気的な無段变速機として作動する無段变速状態が構成される。言い換えれば、変速機構70は、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで有段变速状態に切り換えられ、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動  
40  
50

させないことで無段变速状態に切り換えられる。

#### 【0144】

例えば、变速機構70が有段变速機として機能する場合には、図16に示すように、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、变速比1が最大値例えは「2.804」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第1ブレーキB1の係合により、变速比2が第1速ギヤ段よりも小さい値例えは「1.531」程度である第2速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2クラッチC2の係合により、变速比3が第2速ギヤ段よりも小さい値例えは「1.000」程度である第3速ギヤ段が成立させられ、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および切換ブレーキB0の係合により、变速比4が第3速ギヤ段よりも小さい値例えは「0.705」程度である第4速ギヤ段が成立させられる。また、第2クラッチC2および第2ブレーキB2の係合により、变速比Rが第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えは「2.393」程度である後進ギヤ段が成立させられる。なお、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えはすべてのクラッチCおよびブレーキBが解放される。10

#### 【0145】

しかし、变速機構70が無段变速機として機能する場合には、図16に示される係合表の切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放される。これにより、差動部11が無段变速機として機能し、それに直列の自動变速部72が有段变速機として機能することにより、自動变速部72の第1速、第2速、第3速の各ギヤ段に対しその自動变速部72の入力回転速度N<sub>IN</sub>すなわち伝達部材回転速度N<sub>18</sub>が無段的に変化させて各ギヤ段は無段的な变速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な变速比となって变速機構70全体としてのトータル变速比Tが無段階に得られるようになる。20

#### 【0146】

図17は、無段变速部或いは第1变速部として機能する差動部11と有段变速部或いは第2变速部として機能する自動变速部72とから構成される变速機構70において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。切換クラッチC0および切換ブレーキB0が解放される場合、および切換クラッチC0または切換ブレーキB0が係合させられる場合の動力分配機構16の各要素の回転速度は前述の場合と同様である。30

#### 【0147】

図17における自动变速機72の4本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応する第3キャリヤCA3を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応し且つ相互に連結された第2キャリヤCA2および第3リングギヤR3を、第7回転要素(第7要素)RE7に対応する第2リングギヤR2をそれぞれ表している。また、自动变速機72において第4回転要素RE4は第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第5回転要素RE5は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第6回転要素RE6は自动变速機72の出力軸22に連結され、第7回転要素RE7は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結されている。40

#### 【0148】

自动变速部72では、図17に示すように、第1クラッチC1と第2ブレーキB2とが係合させられることにより、第7回転要素RE7(R2)の回転速度を示す縦線Y7と横線X2との交点と第5回転要素RE5(CA3)の回転速度を示す縦線Y5と横線X1との交点とを通る斜めの直線L1と、出力軸22と連結された第6回転要素RE6(CA2, R3)の回転速度を示す縦線Y6との交点で第1速の出力軸22の回転速度が示される。同様に、第1クラッチC1と第1ブレーキB1とが係合させられることにより決まる斜50

めの直線 L 2 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 2 速の出力軸 2 2 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とが係合させられることにより決まる水平な直線 L 3 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 3 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。上記第 1 速乃至第 3 速では、切換クラッチ C 0 が係合させられている結果、エンジン回転速度 N<sub>E</sub> と同じ回転速度で第 7 回転要素 R E 7 に差動部 1 1 からの動力が入力される。しかし、切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられると、差動部 1 1 からの動力がエンジン回転速度 N<sub>E</sub> よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ C 1 、第 2 クラッチ C 2 、および切換ブレーキ B 0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L 4 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 4 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。

10

#### 【 0 1 4 9 】

本実施例の変速機構 7 0 においても、無段变速部或いは第 1 变速部として機能する差動部 1 1 と、有段变速部或いは第 2 变速部として機能する自动变速部 7 2 とから構成されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

#### 【 実施例 4 】

#### 【 0 1 5 0 】

図 1 8 は、手動操作により動力分配機構 1 6 の差動状態（非ロック状態）と非差動状態（ロック状態）すなわち变速機構 1 0 の無段变速状態と有段变速状態との切換えを選択するための变速状態手動選択装置としてのシーソー型スイッチ 4 4（以下、スイッチ 4 4 と表す）の一例でありユーザにより手動操作可能に車両に備えられている。このスイッチ 4 4 は、ユーザが所望する变速状態での車両走行を選択可能とするものであり、無段变速走行に対応するスイッチ 4 4 の無段と表示された無段变速走行指令釦或いは有段变速走行に対応する有段と表示された有段变速走行指令釦がユーザにより押されることで、それぞれ無段变速走行すなわち变速機構 1 0 を電気的な無段变速機として作動可能な無段变速状態とするか、或いは有段变速走行すなわち变速機構 1 0 を有段变速機として作動可能な有段变速状態とするかが選択可能とされる。

20

#### 【 0 1 5 1 】

前述の実施例では、例えば図 6 の関係図から車両状態の変化に基づく变速機構 1 0 の变速状態の自動切換制御作動を説明したが、その自動切換制御作動に替えて或いは加えて例えばスイッチ 4 4 が手動操作されたことにより变速機構 1 0 の变速状態が手動切換制御される。つまり、切換制御手段 5 0 は、スイッチ 4 4 の無段变速状態とするか或いは有段变速状態とするかの選択操作に従って優先的に变速機構 1 0 を無段变速状態と有段变速状態とに切り換える。例えば、ユーザは無段变速機のフィーリングや燃費改善効果が得られる走行を所望すれば变速機構 1 0 が無段变速状態とされるように手動操作により選択する。またユーザは有段变速機の变速に伴うリズミカルなエンジン回転速度の変化によるフィーリング向上を所望すれば变速機構 1 0 が有段变速状態とされるように手動操作により選択する。

30

#### 【 0 1 5 2 】

また、スイッチ 4 4 に無段变速走行或いは有段变速走行の何れも選択されない状態である中立位置が設けられる場合には、スイッチ 4 4 がその中立位置の状態であるときすなわちユーザによって所望する变速状態が選択されていないときや所望する变速状態が自動切換のときには、变速機構 1 0 の变速状態の自動切換制御作動が実行されればよい。

40

#### 【 0 1 5 3 】

例えば、自動切換制御作動に替えてスイッチ 4 4 が手動操作されたことにより变速機構 1 0 の变速状態が手動切換制御される場合には、前述の実施例の図 1 3 に示すフローチャートのステップ S 2 において、スイッチ 4 4 が手動操作によって動力分配機構 1 6 のロック状態すなわち变速機構 1 0 の非無段变速状態が選択されているに基づいて動力分配機構 1 6 がロック状態すなわち差動部 1 1 が非無段变速状態とされているか否かが判定される。

50

**【 0 1 5 4 】**

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

**【 0 1 5 5 】**

例えば、前述の実施例ではロック状態判定手段 8 2 ( 図 1 3 のステップ S 2 ) は、動力分配機構 1 6 がロック状態とされているか否かを例えば図 6 に示す切換線図から車両状態に基づいて有段制御領域内であるか否かによって判定したが、切換制御手段 5 0 による変速機構 1 0 が有段制御領域内か或いは無段制御領域内であるかの判定に基づいて動力分配機構 1 6 がロック状態とされているか否かを判定してもよい。

**【 0 1 5 6 】**

また、前述の実施例のエンジン 8 は、4 サイクルエンジンの圧縮行程において吸気弁或いは排気弁を開いたり或いは吸気弁或いは排気弁のタイミングがずらされて気筒をデコンプ状態とすることで筒内圧力低減制御状態とされたが、そのデコンプ状態に替えて或いは加えて、4 サイクルエンジンの圧縮行程以外の筒内容積拡張時例えば吸気行程においてスロットル開度を積極的に開くことにより負圧の発生を抑制して気筒内の圧力変化を抑制しクラシック軸の回転抵抗を抑制してもよい。この様にしても、エンジン 8 のポンピングロスが低減される。或いはまた、エンジン 8 はクラシック軸とピストン間の機械的な連結が切り離され得る構成とされ、ピストンの往復運動が停止されることにより筒内圧力低減制御状態とされてもよい。

**【 0 1 5 7 】**

また、前述の実施例ではハイブリッド制御手段 5 2 は、回生時に電動機として第 2 電動機を用いたが、差動部 1 1 が非無段变速状態とされているときにはエンジン 8 から駆動輪 3 8 への動力伝達経路が機械的に連結されて駆動輪 3 8 によって第 1 電動機 M 1 も回転させられるので、非差動状態のとき（有段時）には第 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 を回生に用いてもよい。また、1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 以外に、車輪によって回転させられ得る電動機例えば第 3 電動機 M 3 を更に備え、ハイブリッド制御手段 5 2 は、回生時には第 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 に替えて或いは加えて、電動機としてその第 3 電動機 M 3 を用いて回生を行っても良い。この電動機 M 3 としては、エンジン 8 に作動的に連結されるスターターや、出力軸 2 2 に作動的に設けられる電動機や、駆動輪 3 8 とは異なる車輪（第 2 駆動輪）を駆動する電動機などである。

**【 0 1 5 8 】**

また、前述の実施例の変速機構 1 0 、 7 0 は、差動部 1 1 （動力分配機構 1 6 ）が電気的な無段变速機として作動可能な差動状態とそれを非作動とする非差動状態（ロック状態）とに切り換えられることで無段变速状態と有段变速状態とに切り換え可能に構成され、この無段变速状態と有段变速状態との切換えは差動部 1 1 が差動状態と非差動状態とに切換えられることによって行われていたが、例えば差動部 1 1 が差動状態のままであっても差動部 1 1 の变速比を連続的ではなく段階的に変化させることにより有段变速機として機能させられ得る。言い換えれば、差動部 1 1 の差動状態 / 非差動状態と、変速機構 1 0 、 7 0 の無段变速状態 / 有段变速状態とは必ずしも一対一の関係にある訳ではないので、差動部 1 1 は必ずしも無段变速状態と有段变速状態とに切換可能に構成される必要はなく、変速機構 1 0 、 7 0 （差動部 1 1 、動力分配機構 1 6 ）が差動状態と非差動状態とに切換え可能に構成されれば本発明は適用され得る。

**【 0 1 5 9 】**

また、前述の実施例では、エンジン 8 と自動变速部 2 0 、 7 0 との間の動力伝達経路を動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える入力クラッチとして、自動变速部 2 0 、 7 2 と差動部 1 1 との間に配設されると共に自動变速部 2 0 、 7 2 の一部を構成する第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が用いられたが、必ずしも第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 である必要はなく動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とにその動力伝達経路を選択的に切り換えられ得る係合装置が少なくとも 1 つ備えられておればよい。例えばその係合装置は、自動变速部 2 0 、 7 2 の一部を構成する必要もなく、

10

20

30

40

50

差動部 11 と第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 との間の動力伝達経路に自動变速部 20、72 とは別に備えられてもよい。

#### 【 0 1 6 0 】

また、前述の実施例の動力分配機構 16 では、第 1 キャリヤ CA1 がエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S1 が第 1 電動機 M1 に連結され、第 1 リングギヤ R1 が伝達部材 18 に連結されていたが、それらの連結関係は、必ずしもそれに限定されるものではなく、エンジン 8、第 1 電動機 M1、伝達部材 18 は、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素 CA1、S1、R1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

#### 【 0 1 6 1 】

また、前述の実施例では、エンジン 8 は入力軸 14 と直結されていたが、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に連結されておればよく、共通の軸心上に配置される必要もない。

#### 【 0 1 6 2 】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 は、入力軸 14 に同心に配置されて第 1 電動機 M1 は第 1 サンギヤ S1 に連結され第 2 電動機 M2 は伝達部材 18 に連結されていたが、必ずしもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト、減速機等を介して作動的に第 1 電動機 M1 は第 1 サンギヤ S1 に連結され、第 2 電動機 M2 は伝達部材 18 に連結されてもよい。また、第 2 電動機 M2 が伝達部材 18 に連結されていたが、出力軸 22 に連結されていてもよいし、自動变速部 20、72 内の回転部材に連結されていてもよい。第 2 電動機 M2 がギヤ、ベルト、減速機等を介して伝達部材 18 や出力軸 22 等に連結される様な形態も、伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた一態様である。

#### 【 0 1 6 3 】

また、前述の動力分配機構 16 には切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が備えられていたが、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 は必ずしも両方備えられる必要はない。また、上記切換クラッチ C0 は、サンギヤ S1 とキャリヤ CA1 とを選択的に連結するものであったが、サンギヤ S1 とリングギヤ R1 との間や、キャリヤ CA1 とリングギヤ R1 との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互に連結するものであればよい。

#### 【 0 1 6 4 】

また、前述の実施例では、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 などの油圧式摩擦係合装置は、パウダー（磁粉）クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグクラッチなどの磁粉式、電磁式、機械式係合装置から構成されていてもよい。

#### 【 0 1 6 5 】

また、前述の実施例では、差動部 11 すなわち動力分配機構 16 の出力部材である伝達部材 18 と駆動輪 38 との間の動力伝達経路に、自動变速部 20、72 が介挿されていたが、例えば自動变速機の一一種である無段变速機（CVT）、手動变速機としてよく知られた常時噛合式平行 2 軸型ではあるがセレクトシリンダおよびシフトシリンダによりギヤ段が自動的に切り換えられることが可能な自动变速機、手動操作により变速段が切り換えられる同期噛み合い式の手動变速機等の他の形式の動力伝達装置（变速機）が設けられていてもよい。その無段变速機（CVT）の場合には、動力分配機構 16 が定变速状態とされることで全体として有段变速状態とされる。有段变速状態とは、電気バスを用いないで専ら機械的伝達経路で動力伝達することである。或いは、上記無段变速機は有段变速機における变速段に対応するように予め複数の固定された变速比が記憶され、その複数の固定された变速比を用いて自动变速部 20、72 の变速が実行されてもよい。或いは、自动变速部 20、72 は必ずしも備えられてなくとも本発明は適用され得る。

#### 【 0 1 6 6 】

また、前述の実施例では、自动变速部 20、72 は伝達部材 18 を介して差動部 11 と直列に連結されていたが、入力軸 14 と平行にカウンタ軸が設けられそのカウンタ軸上に同心に自动变速部 20、72 が配設されてもよい。この場合には、差動部 11 と自动变速

10

20

30

40

50

部 20、72 とは、例えば伝達部材 18 としてのカウンタギヤ対、スプロケットおよびチエーンで構成される 1 組の伝達部材などを介して動力伝達可能に連結される。

#### 【 0 1 6 7 】

また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構 16 は、例えばエンジンによって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 に作動的に連結された差動歯車装置であってもよい。

#### 【 0 1 6 8 】

また、前述の実施例の動力分配機構 16 は、1 組の遊星歯車装置から構成されていたが、2 以上の遊星歯車装置から構成されて、非差動状態（定变速状態）では 3 段以上の変速機として機能するものであってもよい。また、その遊星歯車装置はシングルピニオン型に限られたものではなくダブルピニオン型の遊星歯車装置であってもよい。10

#### 【 0 1 6 9 】

また、前述の実施例の切換装置 46 は、複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフトレバー 48 を備えていたが、そのシフトレバー 48 に替えて、例えば押しボタン式のスイッチやスライド式スイッチ等の複数種類のシフトポジションを選択可能なスイッチ、或いは手動操作に因らず運転者の音声に反応して複数種類のシフトポジションを切り換えられる装置や足の操作により複数種類のシフトポジションを切り換えられる装置等であってもよい。また、シフトレバー 48 が「M」ポジションへ操作されることにより、変速レンジが設定されたものであったが変速段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速変速段が変速段として設定されてもよい。この場合、自動变速部 20、72 では変速段が切り換えられて変速が実行される。例えば、シフトレバー 48 が「M」ポジションにおけるアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ手動操作されると、自動变速部 20 では第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の何れかがシフトレバー 48 の操作に応じて設定される。20

#### 【 0 1 7 0 】

また、前述の実施例のスイッチ 44 はシーソー型のスイッチであったが、例えば押しボタン式のスイッチ、押一的にのみ押した状態が保持可能な 2 つの押しボタン式のスイッチ、レバー式スイッチ、スライド式スイッチ等の少なくとも無段变速走行（差動状態）と有段变速走行（非差動状態）とが押一的に切り換えられるスイッチであればよい。また、スイッチ 44 に中立位置が設けられる場合にその中立位置に替えて、スイッチ 44 の選択状態を有効或いは無効すなわち中立位置相当が選択可能なスイッチがスイッチ 44 とは別に設けられてもよい。また、スイッチ 44 に替えて或いは加えて、手動操作に因らず運転者の音声に反応して少なくとも無段变速走行（差動状態）と有段变速走行（非差動状態）とが押一的に切り換えられる装置や足の操作により切り換えられる装置等であってもよい。30

#### 【 0 1 7 1 】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

#### 【 図面の簡単な説明 】

#### 【 0 1 7 2 】

【 図 1 】本発明の一実施例であるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図である。40

【 図 2 】図 1 の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が無段或いは有段变速作動させられる場合における变速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表である。

【 図 3 】図 1 の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が有段变速作動させられる場合における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図である。

【 図 4 】図 1 の実施例の駆動装置に設けられた電子制御装置の入出力信号を説明する図である。

【 図 5 】図 4 の電子制御装置の制御作動の要部を説明する機能プロック線図である。

【 図 6 】車速と出力トルクとをパラメータとする同じ二次元座標に構成された、自動变速50

部の变速判断の基となる予め記憶された变速線図の一例と、变速機構の变速状態の切換判断の基となる予め記憶された切換線図の一例と、エンジン走行とモータ走行とを切り換えるためのエンジン走行領域とモータ走行領域との境界線を有する予め記憶された駆動力源切換線図の一例とを示す図であって、それぞれの関係を示す図もある。

【図7】破線はエンジン8の最適燃費率曲線であって燃費マップの一例である。また、無段变速機でのエンジン作動（破線）と有段变速機でのエンジン作動（一点鎖線）の違いを説明する図もある。

【図8】無段制御領域と有段制御領域との境界線を有する予め記憶された関係を示す図であって、図6の破線に示す無段制御領域と有段制御領域との境界をマップ化するための概念図もある。

【図9】有段式变速機におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度の変化の一例である。

【図10】シフトレバーを備えた複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフト操作装置の一例である。

【図11】減速走行時の差動部の状態を共線図上に表した図である。（a）は切換クラッチの係合（ロック）により差動部が非無段变速状態とされている場合であり、（b）は差動部の無段变速状態においてフューエルカットにてエンジンの作動が停止され且つ第1電動機が空転させられている場合である。

【図12】予め設定された車速と回生量との関係（マップ）を示す一例である。実線Aは差動部が非無段变速状態とされているときの回生量の設定に用いられる関係すなわち有段用回生量マップAである。また、実線Bは差動部が無段变速状態とされているときの回生量Rの設定に用いられる関係すなわち無段用回生量マップBである。

【図13】図5の電子制御装置の制御作動すなわち減速走行中の回生量を設定する制御作動を説明するフローチャートである。

【図14】図4の電子制御装置の制御作動の要部を説明する機能ブロック線図であって、図5に相当する図である。

【図15】本発明の他の実施例におけるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図であって、図1に相当する図である。

【図16】図15の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が無段或いは有段变速作動させられる場合における变速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表であって、図2に相当する図である。

【図17】図15の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が有段变速作動させられる場合における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図であって、図3に相当する図である。

【図18】切換装置としてのシーソー型スイッチであって变速状態を選択するためにユーザによって操作される变速状態手動選択装置の一例である。

#### 【符号の説明】

【0173】

8：エンジン

10、70：变速機構（駆動装置）

11：差動部

16：動力分配機構（差動機構）

18：伝達部材

38：駆動輪

40：電子制御装置（制御装置）

52：ハイブリッド制御手段（回生制御手段）

M1：第1電動機

M2：第2電動機

C0：切換クラッチ（差動状態切換装置）

B0：切換ブレーキ（差動状態切換装置）

10

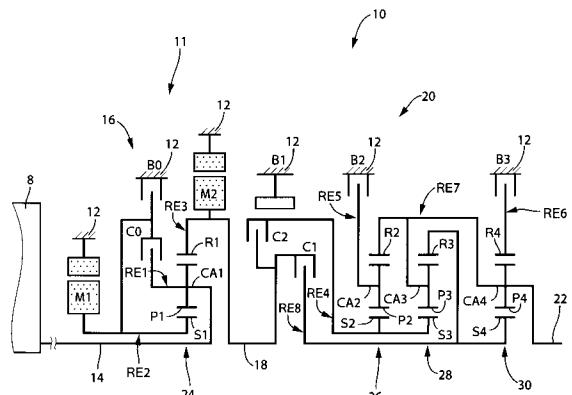
20

30

40

50

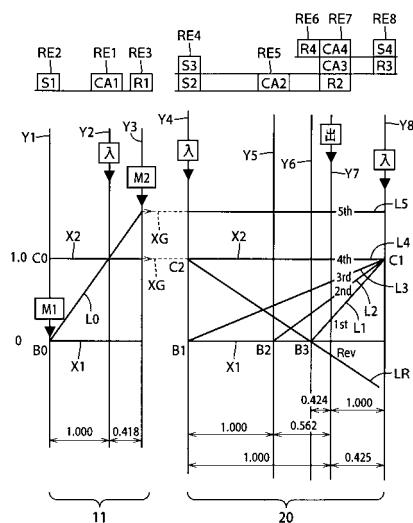
【図1】



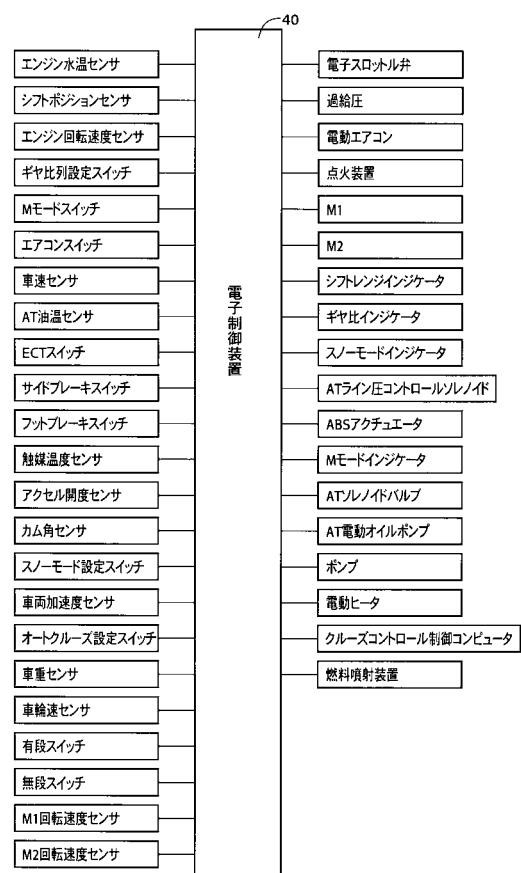
〔 义 2 〕

○係合 ○有段時係合,無段時解放

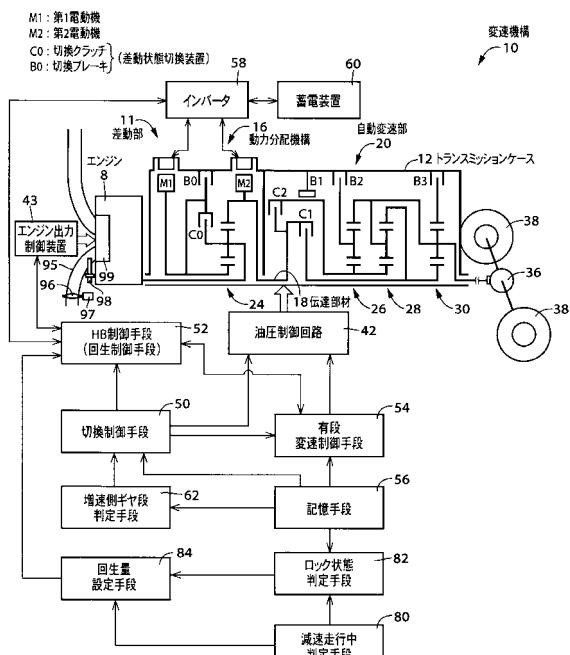
【図3】



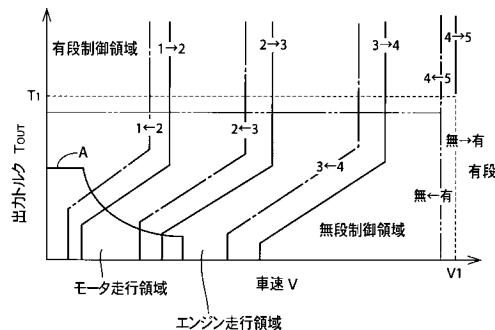
( 4 )



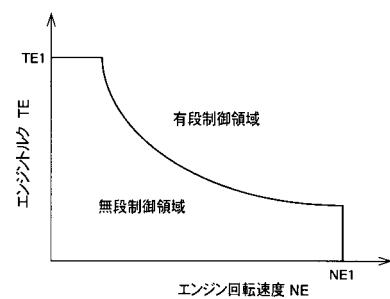
( 5 )



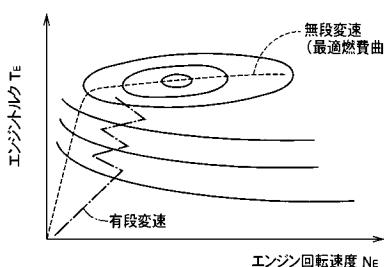
【図 6】



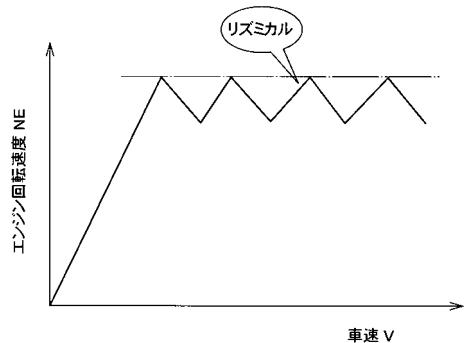
【図 8】



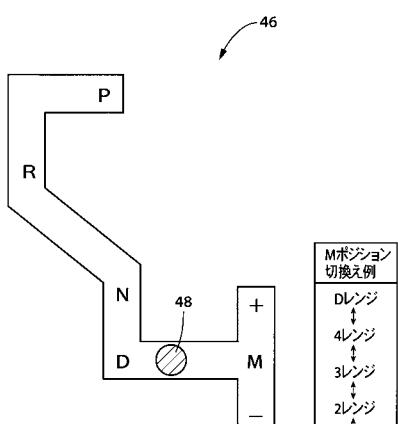
【図 7】



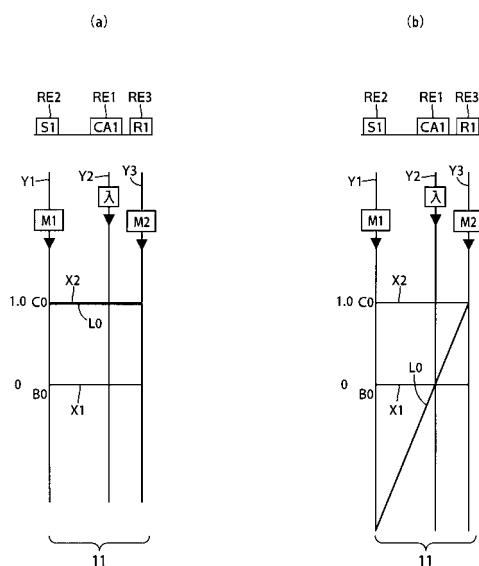
【図 9】



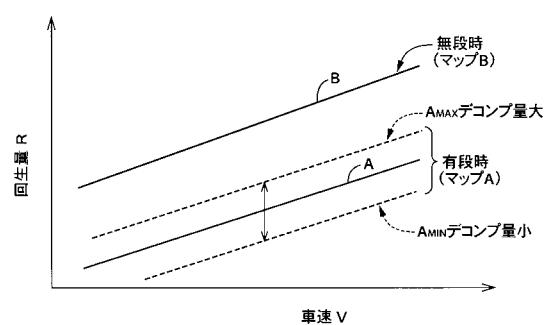
【図 10】



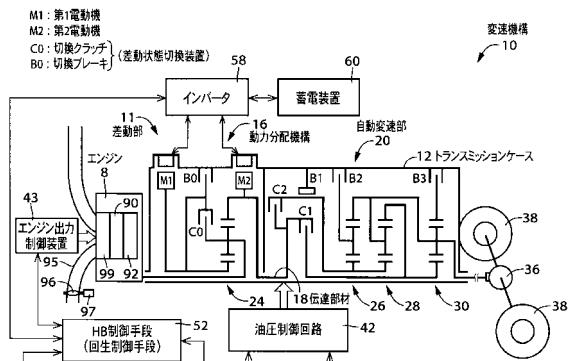
【図 11】



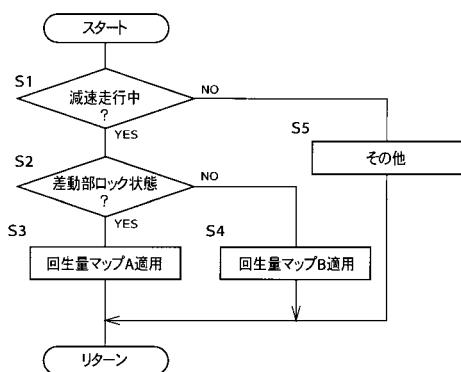
【図12】



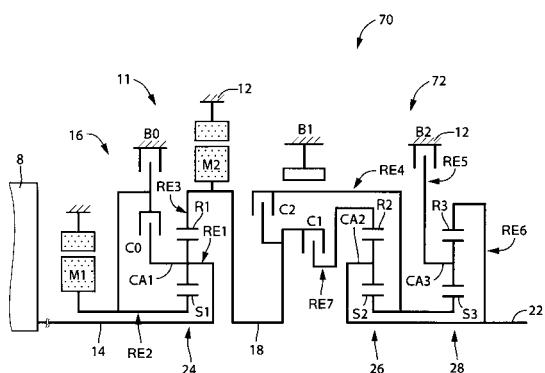
【図14】



【図13】



【図15】

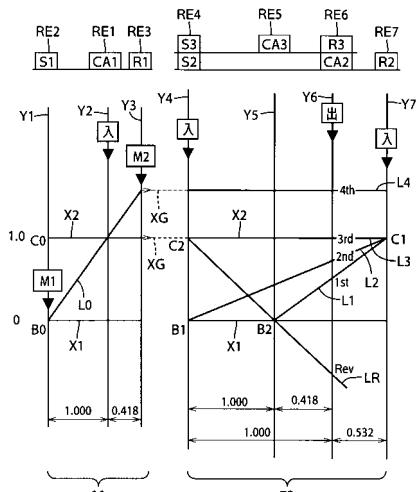


【図16】

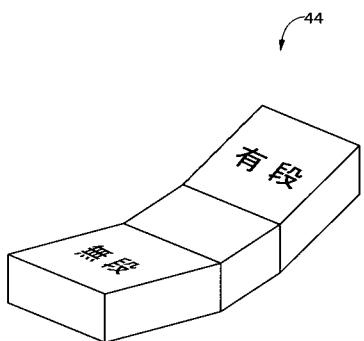
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○			○		2.804	
2nd	◎	○			○		1.531	1.54
3rd	◎	○	○				1.000	1.53
4th		○	○	◎			0.705	1.42
R						○	2.393	トータル 3.977
N	○							

◎ 係合 ○ 有段時係合,無段時解放

【図17】



【図18】



---

フロントページの続き

合議体

審判長 丸山 英行

審判官 田口 傑

審判官 小関 峰夫

(56)参考文献 特開2005-132181(JP,A)

特開平7-336810(JP,A)

特開2002-89307(JP,A)

特開2004-278317(JP,A)

特開平11-217025(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60W 10/00-20/00