

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4277806号  
(P4277806)

(45) 発行日 平成21年6月10日 (2009. 6. 10)

(24) 登録日 平成21年3月19日 (2009. 3. 19)

(51) Int. Cl.

F 1

<b>B60W</b>	<b>20/00</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	6/20	400
<b>B60W</b>	<b>10/06</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	6/20	310
<b>B60W</b>	<b>10/08</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	6/20	320
<b>B60W</b>	<b>10/10</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	6/20	350
<b>B60K</b>	<b>6/445</b>	<b>(2007.10)</b>	<b>B60K</b>	6/445	

請求項の数 8 (全 41 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2005-27112 (P2005-27112)  
 (22) 出願日 平成17年2月2日 (2005. 2. 2)  
 (65) 公開番号 特開2006-213149 (P2006-213149A)  
 (43) 公開日 平成18年8月17日 (2006. 8. 17)  
 審査請求日 平成20年1月28日 (2008. 1. 28)

(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 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  
 (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

審査官 小宮 寛之

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】

エンジンと、該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駆動輪へ動力伝達可能とされた第2電動機とを有して電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速部と、前記伝達部材から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成し自動変速機として機能する自動変速部とを備えた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、該差動機構を差動状態として前記無段変速部を電氣的な無段変速作動可能な無段変速状態とする解放状態と該差動機構を非差動状態として前記無段変速部を変速比が固定の定変速状態とする係合状態とに選択的に切り換えられる差動状態切換装置と、

車両状態に基づいて前記差動状態切換装置を切り換えることにより、前記無段変速部の変速状態を前記無段変速状態と前記定変速状態とに選択的に切り換える切換制御手段と、

前記エンジンの始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段と、

前記切換制御手段による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段によるエンジンの始動または停止とが重なる場合には、該変速状態の切換えと該エンジンの始動または停止との何れか一方を実行させる実行制御手段と、

前記自動変速部の変速を行う変速制御手段とを、含み、

前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による自動変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、該変速状態の切換えと該エンジンの始動または停止と該自動変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他

の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものであることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 2】

前記実行制御手段は、車両の加速操作が行われた場合は、前記エンジンの始動を先に実行させた後、前記変速状態の切換えを実行させ、次いで前記自動変速部の変速を実行させるシーケンス制御を実行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】

前記シーケンス制御中には、前記第 2 電動機を用いたトルクアシストが一時的に実行されるものである請求項 2 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 4】

前記実行制御手段は、アクセルペダルの戻し操作が行われた場合は、前記変速状態の切換えを実行させ、次いで前記エンジンの停止を実行させ、さらに前記自動変速部の変速を実行させ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 5】

エンジンと、該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駆動輪へ動力伝達可能とされた第 2 電動機とを有する差動部とを備えた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、該差動機構を差動作用が働く差動状態と該差動作用をしないロック状態とに選択的に切り換えられる差動状態切換装置と、

車両状態に基づいて前記差動状態切換装置を切り換えることにより、前記差動機構の変速状態を前記差動状態と前記ロック状態とに選択的に切り換える切換制御手段と、

前記エンジンの始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段と、

前記切換制御手段による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段によるエンジンの始動または停止とが重なる場合には、該変速状態の切換えと該エンジンの始動または停止との何れか一方を実行させる実行制御手段と、

前記伝達部材から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部と、

該変速部の変速を行う変速制御手段とを、含み、

前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、該変速状態の切換えと該エンジンの始動または停止と該変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものであることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 6】

前記実行制御手段は、車両の加速操作が行われた場合は、前記エンジンの始動を先に実行させた後、前記変速状態の切換えを実行させ、次いで前記変速部の変速を実行させるシーケンス制御を実行させるものである請求項 5 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 7】

前記シーケンス制御中には、前記第 2 電動機を用いたトルクアシストが一時的に実行されるものである請求項 6 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 8】

前記実行制御手段は、アクセルペダルの戻し操作が行われた場合は、前記変速状態の切換えを実行させ、次いで前記エンジンの停止を実行させ、さらに前記変速部の変速を実行させるものである請求項 5 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、車両用駆動装置の制御装置に係り、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おいて、特に、電動機などを小型化する技術に関するものである。

10

20

30

40

50

## 【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電動機への電気パスを用いて電氣的に伝達することにより電氣的に変速比が変更される変速機例えば電氣的な無段変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。

10

## 【0003】

【特許文献1】特開2003-127679号公報

【特許文献2】特許第3129204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、無段変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、有段式自動変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パ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氣的に変速比が変更される変速機例えば電氣的CVTと称されるような無段変速機として使用される場合も、同様の課題があった。

20

## 【0005】

ところで、上記ハイブリッド車両用駆動装置では、車両停止中や低負荷走行中や加速走行中などの車両の走行状態に基づいて、走行用駆動力源として電動機とエンジンとがそれぞれ単独で、或いは共に用いられるように設定されている場合がある。このような場合、車両の走行状態に基づいてエンジンの始動または停止が繰り返しおこなわれる。そして、一般に、車両においてエンジンの始動時または停止時のようなエンジントルクの変動を伴う際には切換えショックができるだけ小さいことが望まれる。

30

## 【0006】

そこで、前述し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、エンジンの始動時または停止時に切換えショックの発生が抑制されるような制御装置が望まれる。

40

## 【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、エンジンの始動時または停止時に切換えショックが抑制され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】

## 【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) エンジンと、その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駆動輪へ動力伝達可能とされ

50

た第2電動機とを有して電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速部と、前記伝達部材から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成し自動変速機として機能する自動変速部とを備えた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、その差動機構を差動状態として前記無段変速部を電氣的な無段変速作動可能な無段変速状態とする解放状態とその差動機構を非差動状態として前記無段変速部を変速比が固定の定変速状態とする係合状態とに選択的に切り換えられる差動状態切換装置と、(c) 車両状態に基づいて前記差動状態切換装置を切り換えることにより、前記無段変速部の変速状態を前記無段変速状態と前記定変速状態とに選択的に切り換える切換制御手段と、(d) 前記エンジンの始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段と、(e) 前記切換制御手段による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段によるエンジンの始動または停止とが重なる場合には、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止との何れか一方を実行させる実行制御手段と、(f) 前記自動変速部の変速を行う変速制御手段とを、含み、(g) 前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による自動変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止とその自動変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものである。

10

#### 【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車両の駆動装置内の無段変速部が、電氣的な無段変速作動可能な無段変速状態とその電氣的な無段変速作動しない有段変速状態とに選択的に切り換えられることから、電氣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。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、上記無段変速部が無段変速状態とされると車両の燃費性能が確保されるが、高速走行においてその無段変速部が有段変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の出力が駆動輪へ伝達され、電氣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。また例えば、高出力走行においてその無段変速部が有段変速状態とされると、電氣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氣的エネルギーの最大値換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて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。

20

30

#### 【0010】

また、前記無段変速状態と前記定変速状態とに切換え可能に構成される無段変速部を備えた上記車両用駆動装置において、前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による自動変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止とその自動変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものであるため、変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と自動変速部の変速とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制される。例えば、変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と自動変速部の変速とが重なって実行されることにより、変速状態の切換えやエンジンの始動または停止に伴う自動変速部の入力トルクの変化等の影響を受けて変速制御手段による自動変速部の変速が複雑になって切換えショックが発生することが考えられるが、実行制御手段により変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と自動変速部の変速とが重なって実行されることが回避されて切換えショックが抑制される。

40

#### 【0014】

また、請求項5にかかる発明の要旨とするところは、(a) エンジンと、その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駆動輪へ動力伝達可能とされた第2電動機とを有する差動部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記差動

50

機構に備えられ、その差動機構を差動作用が働く差動状態とその差動作用をしないロック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) 車両状態に基づいて前記差動状態切換装置を切り換えることにより、前記差動機構の変速状態を前記差動状態と前記ロック状態とに選択的に切り換える切換制御手段と、(d) 前記エンジンの始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段と、(e) 前記切換制御手段による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段によるエンジンの始動または停止とが重なる場合には、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止との何れか一方を実行させる実行制御手段と、(f) 前記伝達部材から駆動輪への前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部と、(g) その変速部の変速を行う変速制御手段とを、含み、(h) 前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止とその変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものである。

10

#### 【0015】

このようにすれば、差動状態切換装置により差動作用が働く差動状態とその差動作用をしないロック状態とに差動機構が選択的に切り換えられることから、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。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、上記差動機構が差動状態とされると車両の燃費性能が確保されるが、高速走行においてその差動機構がロック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、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。また例えば、高出力走行においてその差動機構がロック状態とされると、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つて、電動機が発生すべき電気的エネルギーの最大値換言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て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。

20

#### 【0016】

また、前記差動状態と前記ロック状態とに切換え可能に構成される差動機構を備えた上記車両用駆動装置において、伝達部材から駆動輪への前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部と、その変速部の変速を行う変速制御手段とを更に含み、前記変速状態の切換えと前記エンジンの始動または停止とに加え、更に前記変速制御手段による変速部の変速が重なる場合には、前記実行制御手段は、その変速状態の切換えとそのエンジンの始動または停止とその変速部の変速との何れか一つを実行させた後、他の一つを実行させ、さらに残りの一つを実行させるものであるため、変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と変速部の変速とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制される。例えば、変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と変速部の変速とが重なって実行されることにより、変速状態の切換えやエンジンの始動または停止に伴う変速部の入力トルクの変化等の影響を受けて変速制御手段による変速部の変速が複雑になって切換えショックが発生することが考えられるが、実行制御手段により変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と変速部の変速とが重なって実行されることが回避されて切換えショックが抑制される。

30

40

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0020】

ここで、好適には、前記実行制御手段による制御中に前記第2電動機によるトルクアシストを実行するトルクアシスト制御手段を更に含むものである。このようにすれば、速やかに要求出力トルクを充足することが可能となる。つまり、変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と変速部の変速とが重なって実行されることが回避されることがにより要求出力トルクに対してトルク不足となったり、トルクの出力が遅れたりすることが考えられるが、トルクアシスト制御手段によりトルクアシストが実行されて速やかに要求出力ト

50

ルクが充足され得る。

【 0 0 2 1 】

また、好適には、前記無段変速部は、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無段変速状態とされ、その差動作用をしないロック状態とされることで有段変速状態とされるものである。このようにすれば、無段変速部が、無段変速状態と有段変速状態とに切り換えられる。

【 0 0 2 2 】

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、前記差動状態とするためにその第 1 要素乃至第 3 要素を相互に相対回転可能とし、前記ロック状態とするためにその第 1 要素乃至第 3 要素を共に一体回転させるか或いはその第 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ロック状態とに切り換えられるように構成される。

10

【 0 0 2 3 】

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前記第 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 / または前記第 2 要素を非回転状態とするために前記第 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ロック状態とに簡単に切り換えられるように構成される。

【 0 0 2 4 】

20

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前記第 1 回転要素乃至第 3 回転要素を相互に相対回転可能な差動状態とされて電氣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ロック状態とに切り換えられるように構成されるとともに、単段または複数段の定変速比を有する変速機としても構成され得る。

【 0 0 2 5 】

また、好適には、前記差動機構動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アであり、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。

30

【 0 0 2 6 】

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。

【 0 0 2 7 】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が予め設定された車両の高速走行を判定するための高速走行判定値を超えるような高車速時のときに、前記無段変速部を有段変速状態に切り換えるものである。このようにすれば、実際の車速が高速走行判定値を越える高速走行では、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、電氣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。

40

【 0 0 2 8 】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が予め設定された車両の高速走行を判定するための高速走行判定値を超えるような高車速時のときに、前記差動機構をロック状態に切り換えるものである。このようにすれば、実際の車速が高速走行判定値を越える高速走行では、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、電氣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。

【 0 0 2 9 】

50

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が予め設定された車両の高出力走行を判定するための高出力走行判定値を超えるような高出力時のときに、前記無段変速部を有段変速状態に切り換えるものである。このようにすれば、要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が高出力走行判定値を超える高出力走行では、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、電氣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るので、電動機が発生すべき電氣的エネルギーの最大値換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて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。また、上記駆動力関連値は、エンジンの出力トルク、変速機の出力トルク、駆動輪の駆動トルク等の動力伝達経路における伝達トルクや回転力、それを要求するスロットル弁開度など、車両の駆動力に直接或いは間接的に関連するものである。

10

#### 【0030】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が予め設定された車両の高出力走行を判定するための高出力走行判定値を超えるような高出力時のときに、前記差動機構をロック状態に切り換えるものである。このようにすれば、要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が高出力走行判定値を超える高出力走行では、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、電氣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るので、電動機が発生すべき電氣的エネルギーの最大値換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて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。

20

#### 【0031】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が前記無段変速部を電氣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のときに、その無段変速部を有段変速状態に切り換えるものである。このようにすれば、無段変速部が通常は無段変速状態とされる場合であっても優先的に有段変速状態とされることで、有段変速状態ではあるが無段変速状態での走行と略同様の車両走行が確保される。

#### 【0032】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両状態が前記差動機構を差動状態として電氣的に変速比が変更させられる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のときに、その差動機構をロック状態に切り換えるものである。このようにすれば、差動機構が通常は差動状態とされる場合であっても優先的にロック状態とされることで、ロック状態ではあるが差動状態での走行と略同様の車両走行が確保される。

30

#### 【0033】

また、好適には、前記自動変速部の変速比と前記無段変速部の変速比とに基づいて前記車両用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、自動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ので、無段変速部における電氣的な無段変速制御の効率が一層高められる。

#### 【0034】

また、好適には、前記変速部の変速比と前記差動部の変速比とに基づいて前記車両用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。

40

#### 【0035】

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】

#### 【0036】

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

50

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）を介して直接に連結された差動部 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、車両において縦置きされる FR（フロントエンジン・リアドライブ）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左右の駆動輪 38 へ伝達する。

10

#### 【0037】

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る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ても同様である。

#### 【0038】

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 と一体的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。

20

#### 【0039】

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。

30

#### 【0040】

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、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）は電氣的な差動装置として機能させられて例えば差動部 11 は所謂無段変速状態（電氣的 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させられる。すなわち、動力分配機構 16 が

40

50



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 / 伝達部材 18 の回転速度) 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氣的な無段変速機として機能する無段変速状態とされる。

#### 【0041】

この状態で、上記切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 が係合させ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 が係合させられて第 1 サンギヤ S1 と第 1 キャリヤ CA1 とが一体的に係合させられると、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 が共に回転すなわち一体回転させられるロック状態とされて前記差動作用が不能な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」に固定された変速機として機能する定変速状態すなわち有段変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C0 に替えて切換ブレーキ B0 が係合させられて第 1 サンギヤ S1 がケース 12 に連結させられると、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ロック状態とされて前記差動作用が不能な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 よりも増速回転されるので、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」より小さい値例えば 0.7 程度に固定された増速変速機として機能する定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

#### 【0042】

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と非差動状態すなわちロック状態とに、すなわち差動部 11 (動力分配機構 16) を電氣的な差動装置として作動可能な差動状態例えば変速比が連続的な変化可能な無段変速機として作動する電氣的な無段変速作動可能な無段変速状態と、電氣的な無段変速作動しない変速状態例えば無段変速機として作動さ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氣的な無段変速作動しないすなわち電氣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。

#### 【0043】

自動変速部 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 を備えている。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、例えば「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、例えば「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、例えば「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。

#### 【0044】

自動変速部 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

10

20

30

40

50

2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 1 8 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 1 2 に選択的に連結され、第 2 キャリヤ C A 2 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 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、自動変速部 2 0 と伝達部材 1 8 とは自動変速部 2 0 の変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、伝達部材 1 8 と自動変速部 2 0 との間すなわち差動部 1 1 (伝達部材 1 8) と駆動輪 3 8 との間の動力伝達経路を、そ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係合装置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 の少なくとも一方が係合されることで上記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上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

10

#### 【0045】

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 は従来の車両用有段式自動変速機においてよく用いられている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、それが介装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

#### 【0046】

以上のように構成された変速機構 1 0 では、例えば、図 2 の係合作動表に示されるように、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 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 5 速ギヤ段 (第 5 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  $(= \text{入力軸回転速度 } N_{IN} / \text{出力軸回転速度 } N_{OUT})$  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 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 は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変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 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変速状態とされた差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とで有段変速機として作動する有段変速状態が構成され、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変速状態とされた差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構 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変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変速状態に切り換えられる。また、差動部 1 1 も有段変速状態と無段変速状態とに切り換え可能な変速機であると言える。

30

40

#### 【0047】

例えば、変速機構 1 0 が有段変速機として機能する場合には、図 2 に示すように、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合により、変速比 1 が最大値例えば「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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、変速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により、変速比 3 が第 2 速ギヤ

50

段よりも小さい値例えば「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、変速比4が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「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、変速比5が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「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、変速比Rが第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えば「3.209」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、例えば切換クラッチC0のみが係合される。

#### 【0048】

10

しかし、変速機構10が無段変速機として機能する場合には、図2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が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部20が有段変速機として機能することにより、自動変速部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動変速部20に入力される回転速度すなわち伝達部材18の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。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変速比となって変速機構10全体としてのトータル変速比（総合変速比）Tが無段階に得られるようになる。

#### 【0049】

図3は、無段変速部或いは第1変速部として機能する差動部11と有段変速部或いは第2変速部として機能する自動変速部20とから構成される変速機構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 $N_E$ を示し、横線XGが伝達部材18の回転速度を示している。

20

#### 【0050】

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キャリア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、自動変速部20の5本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7、Y8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2キャリアCA2を、第6回転要素（第6要素）RE6に対応する第4リングギヤR4を、第7回転要素（第7要素）RE7に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2、第3キャリアCA3、第4キャリアCA4を、第8回転要素（第8要素）RE8に対応し且つ相互に連結された第3リングギヤR3、第4サンギヤS4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アとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリアとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比に対応する間隔とされる。すなわち、差動部11では縦線Y1とY2との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比1に対応する間隔に設定される。また、自動変速部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アとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリアとリングギヤとの間が に対応する間隔に設定される。

30

40

#### 【0051】

上記図3の共線図を用いて表現すれば、本実施例の変速機構10は、動力分配機構16

50

(差動部 11)において、第 1 遊星歯車装置 24 の第 1 回転要素 RE1 (第 1 キャリヤ CA1) 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 C0 を介して第 2 回転要素 (第 1 サンギヤ S1) RE2 と選択的に連結され、第 2 回転要素 RE2 が第 1 電動機 M1 に連結されるとともに切換ブレーキ B0 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 R1) RE3 が伝達部材 18 および第 2 電動機 M2 に連結されて、入力軸 14 の回転を伝達部材 18 を介して自動変速部 (有段変速部) 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、Y2 と X2 の交点を通る斜めの直線 L0 により第 1 サンギヤ S1 の回転速度と第 1 リングギヤ R1 の回転速度との関係が示される。

#### 【0052】

例えば、上記切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の解放により無段変速状態 (差動状態) に切換えられたときは、第 1 電動機 M1 の回転速度を制御することによって直線 L0 と縦線 Y1 との交点で示される第 1 サンギヤ S1 の回転が上昇或いは下降させられると、車速 V に拘束される第 1 リングギヤ R1 の回転速度が略一定である場合には、直線 L0 と縦線 Y2 との交点で示される第 1 キャリヤ CA1 の回転速度が上昇或いは下降させられる。また、切換クラッチ C0 の係合により第 1 サンギヤ S1 と第 1 キャリヤ CA1 とが連結されると、動力分配機構 16 は上記 3 回転要素が一体回転する非差動状態とされるので、直線 L0 は横線 X2 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 B0 の係合によって第 1 サンギヤ S1 の回転が停止させられると動力分配機構 16 は増速機構として機能する非差動状態とされるので、直線 L0 は図 3 に示す状態となり、その直線 L0 と縦線 Y3 との交点で示される第 1 リングギヤ R1 すなわち伝達部材 18 の回転速度は、エンジン回転速度  $N_E$  よりも増速された回転で自動変速部 20 へ入力される。

#### 【0053】

また、自動変速部 20 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 は第 3 ブレーキ B3 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 7 回転要素 RE7 は出力軸 22 に連結され、第 8 回転要素 RE8 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。

#### 【0054】

自動変速部 20 では、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C1 と第 3 ブレーキ B3 とが係合させられることにより、第 8 回転要素 RE8 の回転速度を示す縦線 Y8 と横線 X2 との交点と第 6 回転要素 RE6 の回転速度を示す縦線 Y6 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 7 回転要素 RE7 の回転速度を示す縦線 Y7 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 2 ブレーキ B2 とが係合させられることにより決まる斜めの直線 L2 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 RE7 の回転速度を示す縦線 Y7 との交点で第 2 速の出力軸 22 の回転速度が示され、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めの直線 L3 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 RE7 の回転速度を示す縦線 Y7 との交点で第 3 速の出力軸 22 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C1 と第 2 クラッチ C2 とが係合させられることにより決まる水平な直線 L4 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 RE7 の回転速度を示す縦線 Y7 との交点で第 4 速の出力軸 22 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 C0 が係合させられている結果、エンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転速度で第 8 回転要素 RE8 に差動部 11 すなわち動力分配機構 16 からの動力が入力される。しかし、切換クラッチ C0 に替えて切換ブレーキ B0 が係合させられると、差動部 11 からの動力がエンジン回転速度  $N_E$  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 C1、第 2 クラッチ C2、および切換ブレーキ B0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L5 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 RE7 の回転速度を示す縦線 Y7 との交点で第 5 速の出力軸 22 の回転速度が示される。

## 【 0 0 5 5 】

図 4 は、本実施例の変速機構 10 を制御するための電子制御装置 40 に入力される信号及びその電子制御装置 40 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 40 は、CPU、ROM、RAM、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、RAM の一時記憶機能を利用しつつ ROM に予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン 8、第 1、第 2 電動機 M1、M2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 20 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

## 【 0 0 5 6 】

電子制御装置 40 には、図 4 に示す各センサやスイッチなどから、エンジン水温  $T_{EM}$ 、 $P_W$  を示す信号、シフトポジション  $P_{SH}$  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  $N_E$  を表す信号、ギヤ比列設定値を示す信号、M モード（手動変速走行モード）を指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、出力軸 22 の回転速度  $N_{OUT}$  に対応する車速  $V$  を表す信号、自動変速部 20 の作動油温を示す油温信号、サイドブレーキ操作を示す信号、フットブレーキ操作を示す信号、触媒温度を示す触媒温度信号、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  $Acc$  を示すアクセル開度信号、カム角信号、スノーモード設定を示すスノーモード設定信号、車両の前後加速度を示す加速度信号、オートクルーズ走行を示すオートクルーズ信号、車両の重量を示す車重信号、各車輪の車輪速を示す車輪速信号、変速機構 10 を有段変速機として機能させるために差動部 11（動力分配機構 16）を有段変速状態（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示す信号、変速機構 10 を無段変速機として機能させるために差動部 11（動力分配機構 16）を無段変速状態（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示す信号、第 1 電動機 M1 の回転速度  $N_{M1}$ （以下、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  という）を表す信号、第 2 電動機 M2 の回転速度  $N_{M2}$ （以下、第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  という）を表す信号、エンジン 8 の空燃比  $A/F$  を示す信号などが、それぞれ供給される。

## 【 0 0 5 7 】

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 の開度  $\tau_H$  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 によるエンジン 8 の各気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 や自動変速部 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パルス指令信号、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。

## 【 0 0 5 8 】

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、有段変速制御手段 54 は、自動変速部 20 の変速を行う変速制御手段として機能するものである。例えば、有段変速制御手段 54 は、記憶手段 56 に予め記憶された図 6 の実線および点鎖線に示す関係（変速線図、変速マップ）から車速  $V$  および自動変速部 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、自動変速部 20 の変速を実行すべきか否かを判断し、すなわち自動変速部 20 の変速すべき変速段を判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速部 20 の変速を実行する。このとき、有

10

20

30

40

50

段変速制御手段 5 4 は、例えば図 2 に示す係合表に従って変速段が達成されるように切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 を除いた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 ( 変速出力指令 ) を油圧制御回路 4 2 へ出力する。

【 0 0 5 9 】

ハイブリッド制御手段 5 2 は、変速機構 1 0 の前記無段変速状態すなわち差動部 1 1 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 M 2 との駆動力の配分や第 1 電動機 M 1 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 1 1 の電氣的な無段変速機としての変速比  $i_0$  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ペダル操作量 Acc や車速 V から車両の目標 ( 要求 ) 出力を算出し、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 M 2 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 M 1 の発電量を制御する。

【 0 0 6 0 】

ハイブリッド制御手段 5 2 は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自動変速部 2 0 の変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 および自動変速部 2 0 の変速段で定まる伝達部材 1 8 の回転速度とを整合させるために、差動部 1 1 が電氣的な無段変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 5 2 は例えばエンジン回転速度  $N_E$  とエンジン 8 の出力トルク ( エンジントルク )  $T_E$  とをパラメータとする二次元座標内において無段変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定められたエンジン 8 の最適燃費率曲線 ( 燃費マップ、関係 ) を予め記憶しており、その最適燃費率曲線に沿ってエンジン 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  $N_E$  となるように変速機構 1 0 のトータル変速比 T の目標値を定め、その目標値が得られるように差動部 1 1 の変速比  $i_0$  を制御し、トータル変速比 T をその変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 6 1 】

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。

【 0 0 6 2 】

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信号 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  $\theta_H$  を増加させるようにスロットル制御を実行する。

【 0 0 6 3 】

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 ) の駆動力源をエンジン 8 と電動機例えば第 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

10

20

30

40

50

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 $T_{OUT}$ 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５６に予め記憶されている。

【００６４】

そして、ハイブリッド制御手段５２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 $T_{OUT}$ 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５２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 $T_{OUT}$ 時すなわち低エンジントルク $T_E$ 時、或いは車速 $V$ の比較的低車速時すなわち低負荷域で実行される。

【００６５】

ハイブリッド制御手段５２は、このモータ走行時には、停止しているエンジン８の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、差動部１１の電氣的 $CVT$ 機能（差動作用）によって、第１電動機回転速度 $N_{M1}$ を負の回転速度で制御例えば空転させて、差動部１１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。

【００６６】

ハイブリッド制御手段５２は、エンジン走行とモータ走行とを切り換えるために、エンジン８の作動状態を運転状態と停止状態との間で切り換える、すなわちエンジン８の始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段９０を備えている。このエンジン始動停止制御手段９０は、ハイブリッド制御手段５２により例えば図６の駆動力源切換線図から車両状態に基づいてモータ走行とエンジン走行と切換えが判断された場合に、エンジン８の始動または停止を実行する。

【００６７】

例えば、エンジン始動停止制御手段９０は、図６の実線 $B$ の点 $a$  点 $b$ に示すように、アクセルペダルが踏込操作されて要求出力トルク $T_{OUT}$ が大きくなり車両状態がモータ走行領域からエンジン走行領域へ変化した場合には、第１電動機 $M_1$ に通電して第１電動機回転速度 $N_{M1}$ を引き上げることで、すなわち第１電動機 $M_1$ をスタータとして機能させることで、エンジン回転速度 $N_E$ を引き上げ、所定のエンジン回転速度 $N_E'$ 例えば自律回転可能なエンジン回転速度 $N_E$ で点火装置９９により点火させるようにエンジン８の始動を行って、ハイブリッド制御手段５２によるモータ走行からエンジン走行へ切り換える。このとき、エンジン始動停止制御手段９０は、第１電動機回転速度 $N_{M1}$ を速やかに引き上げることでエンジン回転速度 $N_E$ を速やかに所定のエンジン回転速度 $N_E'$ まで引き上げてよい。これにより、良く知られたアイドル回転速度 $N_{EIDL}$ 以下のエンジン回転速度領域における共振領域を速やかに回避できて始動時の振動が抑制される。

【００６８】

また、エンジン始動停止制御手段９０は、図６の実線 $B$ の点 $b$  点 $a$ に示すように、アクセルペダルが戻されて要求出力トルク $T_{OUT}$ が小さくなり車両状態がエンジン走行領域からモータ走行領域へ変化した場合には、燃料噴射装置９８により燃料供給を停止させるように、すなわちフューエルカットによりエンジン８の停止を行って、ハイブリッド制御手段５２によるエンジン走行からモータ走行へ切り換える。このとき、エンジン始動停止制御手段９０は、第１電動機回転速度 $N_{M1}$ を速やかに引き下げることでエンジン回転速度 $N_E$ を速やかに零乃至略零まで引き下げてもよい。これにより、上記共振領域を速やかに回避できて停止時の振動が抑制される。或いは、エンジン始動停止制御手段９０は、フューエルカットより先に、第１電動機回転速度 $N_{M1}$ を引き下げてエンジン回転速度 $N_E$ を引き下げ、所定のエンジン回転速度 $N_E'$ でフューエルカットするようにエンジン８

10

20

30

40

50

の停止を行ってもよい。

【 0 0 6 9 】

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っても、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 を駆動してエンジン 8 の動力を補助するトルクアシストが可能である。よって、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。

【 0 0 7 0 】

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 の電氣的 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。例えば、車両停止時に蓄電装置 6 0 の充電容量 SOC が低下して第 1 電動機 M 1 による発電が必要となった場合には、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  $N_{M2}$  が車両停止状態により零（略零）となっても動力分配機構 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。

10

【 0 0 7 1 】

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 の電氣的 C V T 機能によって第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  および / または第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  を制御してエンジン回転速度  $N_E$  を任意の回転速度に維持させられる。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 はエンジン回転速度  $N_E$  を引き上げる場合には、車速 V に拘束される第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  を略一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  の引き上げを実行する。

20

【 0 0 7 2 】

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。

【 0 0 7 3 】

切換制御手段 5 0 は、車両状態に基づいて前記差動状態切換装置（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関係（切換線図、切換マップ）から車速 V および要求出力トルク  $T_{OUT}$  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）の変速状態を切り換えるべきか否かを判断して、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することにより変速機構 1 0 の切り換えるべき変速状態を判断して、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変速状態の切換えを実行する。

30

【 0 0 7 4 】

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 7 5 】

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

50



構 10 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 50 は差動部 11 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 C0 を解放させ且つ切換ブレーキ B0 を係合させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。また、増速側ギヤ段判定手段 62 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 10 全体として変速比が 1.0 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 例えば変速比 0 が 1 の副変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 によって変速機構 10 が有段変速状態に切り換えられるとともに、その有段変速状態における 2 種類の変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 が副変速機として機能させられ、それに直列の自動変速部 20 が有段変速機として機能することにより、変速機構 10 全体が所謂有段式自動変速機として機能させられる。

#### 【0076】

しかし、切換制御手段 50 は、変速機構 10 を無段変速状態に切り換える無段変速制御領域内であると判定した場合は、変速機構 10 全体として無段変速状態が得られるために差動部 11 を無段変速状態として無段変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、有段変速制御手段 54 には、予め設定された無段変速時の変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 に示す変速線図に従って自動変速部 20 を自動変速することを許可する信号を出力する。この場合、有段変速制御手段 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動変速が行われる。このように、切換制御手段 50 により無段変速状態に切り換えられた差動部 11 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 20 が有段変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、自動変速部 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動変速部 20 に入力される回転速度すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。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変速比となって変速機構 10 全体として無段変速状態となりトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

#### 【0077】

ここで前記図 6 について詳述すると、図 6 は自動変速部 20 の変速判断の基となる記憶手段 56 に予め記憶された関係（変速線図、変速マップ）であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク  $T_{OUT}$  とをパラメータとする二次元座標で構成された変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。

#### 【0078】

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動変速部 20 の出力トルク  $T_{OUT}$  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  $T_{OUT}$  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変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

10

20

30

40

50

よび出力トルク  $T_{OUT}$  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。

【0079】

上記変速線図、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  $V_1$  とを比較する判定式、出力トルク  $T_{OUT}$  と判定出力トルク  $T_1$  とを比較する判定式等として記憶されてもよい。この場合には、切換制御手段 50 は、車両状態例えば実際の車速が判定車速  $V_1$  を越えたときに変速機構 10 を有段変速状態とする。また、切換制御手段 50 は、車両状態例えば自動変速部 20 の出力トルク  $T_{OUT}$  が判定出力トルク  $T_1$  を越えたときに変速機構 10 を有段変速状態とする。

【0080】

また、差動部 11 を電氣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、例えば第 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パスに関連する機器の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。

【0081】

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、例えば自動変速部 20 の出力トルク  $T_{OUT}$ 、エンジントルク  $T_E$ 、車両加速度や、例えばアクセル開度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、運転者のアクセルペダル操作量或いはスロットル開度等に基づいて算出される要求（目標）エンジントルク  $T_E$ 、自動変速部 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、例えば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。

【0082】

また、例えば判定車速  $V_1$  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きや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。また、判定トルク  $T_1$  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、例えば第 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。

【0083】

図 7 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、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 7 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 7 は図 6 の破線を作るための概念図でもある。言い換えれば、図 6 の破線は図 7 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。

【0084】

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

10

20

30

40

50

エンジン 8 の比較的 low トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的 low 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。

【 0 0 8 5 】

同様に、図 7 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 low トルク、比較的 low 回転速度、或いは比較的 low 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 7 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。

【 0 0 8 6 】

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が、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 へ伝達されて電氣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。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 へ伝達されて電氣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 が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば第 1 電動機 M1 が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて第 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。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）に切り換えられるのである。これによって、ユーザは、例えば図 8 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ムカルなエンジン回転速度  $N_E$  の変化が楽しめる。

【 0 0 8 7 】

このように、本実施例の差動部 11（変速機構 10）は無段変速状態と有段変速状態（定変速状態）とに選択的に切換え可能であって、前記切換制御手段 50 により車両状態に基づいて差動部 11 の切り換えるべき変速状態が判断され、差動部 11 が無段変速状態と有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換えられる。また、本実施例では、ハイブリッド制御手段 52 により車両状態に基づいてモータ走行或いはエンジン走行が実行されるが、このエンジン走行とモータ走行とを切り換えるために、エンジン始動停止制御手段 90 によりエンジン 8 の始動または停止が行われる。

【 0 0 8 8 】

このとき、車両状態によっては、切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行される場合が考えられる。例えば、図 6 の実線 B の点 a 点 c に示すように、アクセルペダルが大きく踏込操作されたり、アクセルペダルが大きく戻されたりして、車両状態がモータ走行領域とエンジン走行領域との間で変化すると同時に、無段制御領域と有段制御領域との間で変化する場合には、その変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行される。そして、それら制御の実行タイミングによっては切換えショックが発生する可能性があった。

【 0 0 8 9 】

例えば、上記変速状態の切換えの際には、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 が係合或いは解放されるが、そのときの係合過渡油圧や解放過渡油圧またはその元圧である

ライン圧は、例えばその係合時のショックを抑制するために差動部 11 への入力トルク（或いは自動変速部 20 への入力トルク  $T_{IN}$ ）すなわちエンジントルク  $T_E$  に応じて制御される。そうすると、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止とが略同時に実行される場合、エンジン 8 の始動または停止に伴うエンジントルク  $T_E$  の変動を考慮しながら変速状態の切換えを実行する必要がある、その作動が複雑になって切換制御手段 50 による変速状態の切換え制御性が低下して切換えショックが発生する可能性があった。

【0090】

尚、本実施例では、切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行されることを多重という。

【0091】

そこで、切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行されることにより発生する切換えショックを抑制するように制御を実行する。以下に、その制御作動について説明する。

【0092】

図 5 に戻り、同時切換判定手段 80 は、前記切換制御手段 50 による変速状態の切換えと前記ハイブリッド制御手段 52 によるモータ走行とエンジン走行との切換えすなわち前記エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止との同時切換えが発生したか否か、すなわち変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行されるか否かを判定する。

【0093】

例えば、同時切換判定手段 80 は、切換制御手段 50 により車両状態に基づいて差動部 11 の切り換えるべき変速状態が判断されすなわち差動部 11 の変速状態の切換えが判断され、且つハイブリッド制御手段 52 により車両状態に基づいてモータ走行とエンジン走行との切換えが判断されたことによってエンジン始動停止制御手段 90 により切り換えるべきエンジン 8 の作動状態が判断された場合すなわちエンジン 8 の始動または停止が判断された場合に、切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止とが重なりと判定する。

【0094】

例えば、図 6 に示す実線 B の点 a 点 c は、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止とが重なる場合の一例であって、変速機構 10 が無段変速状態であり且つエンジン 8 の作動状態が停止状態でのモータ走行中であるときに、アクセルペダルが大きく踏み込まれたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が大きくされることで車両状態が点 a 点 c の如く変化させられて、切換制御手段 50 により変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換が判断され、且つハイブリッド制御手段 52 によりモータ走行からエンジン走行への切換えが判断されたことでエンジン始動停止制御手段 90 によりエンジン 8 の始動が判断された場合を示している。ここでの出力トルク  $T_{OUT}$  は運転者のアクセルペダル操作量 Acc に基づいて算出される要求出力トルク  $T_{OUT}$  とする。

【0095】

また、同様に、図 6 に示す実線 B の点 c 点 a は、変速機構 10 が有段変速状態であり且つエンジン 8 の作動状態が運転状態でのエンジン走行中であるときに、アクセルペダルが大きく戻されたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が小さくされることで車両状態が点 c 点 a の如く変化させられて、切換制御手段 50 により変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換が判断され、且つハイブリッド制御手段 52 によりエンジン走行からモータ走行への切換えが判断されたことでエンジン始動停止制御手段 90 によりエンジン 8 の停止が判断された場合を示している。

【0096】

実行制御手段 82 は、前記切換制御手段 50 による差動部 11 の無段変速状態と有段変速状態との切換えと、前記ハイブリッド制御手段 52 によるモータ走行とエンジン走行との切換えとが重なる場合には、すなわち前記同時切換判定手段 80 により切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動また

10

20

30

40

50

は停止とが重なって実行されると判定された場合には、その変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行されないように、すなわち同時に実行されないように、その変速状態の切換えとそのエンジン 8 の始動または停止との少なくとも一方を実行させる。これにより、切換制御手段 50 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制（回避）される。

【0097】

例えば、実行制御手段 82 は、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止との何れか一方を実行させた後、他方を実行させる。

【0098】

具体的には、実行制御手段 82 は、エンジン始動停止制御手段 90 にエンジン 8 の始動または停止を先に実行させた後、切換制御手段 50 に変速状態の切換えを実行させる。これは、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動時には、第 1 電動機 M1 をスタータとして機能させるため、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が速やかに変化させられるように変速機構 10 が無段変速状態とされる必要がある。そして、前記図 6 から分かるように、通常、モータ走行中においては変速機構 10 は無段変速状態とされていることから、その無段変速状態のまま先にエンジン 8 の始動を実行させるのである。或いは、別の考えとしては、アクセルペダルが踏み込まれたことによりモータ走行からエンジン走行に切り換えられる場合には、速やかに要求駆動トルクが充足されて加速性能が向上することが望まれるため、先にエンジン 8 の始動を実行させるのである。

【0099】

但し、エンジン走行からモータ走行に切り換えられる場合には、エンジン始動停止制御手段 90 により少なくともフューエルカットが実行されればよいので、実行制御手段 82 は、必ずしも先にエンジン 8 の停止を実行させなくともよい。つまり、実行制御手段 82 は、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の停止時には、予め定められた順序で、エンジン 8 の停止と変速状態の切換えとを実行させればよい。

【0100】

例えば、エンジン 8 の停止時には、実行制御手段 82 は、切換制御手段 50 に変速状態の切換えを先に実行させた後、エンジン始動停止制御手段 90 にエンジン 8 の停止を実行させる。これは、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の停止時には、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  を速やかに低下させてエンジン回転速度  $N_E$  を速やかに低下させるには、変速機構 10 が無段変速状態とされる必要がある。そこで、前記図 6 から分かるように、通常、変速機構 10 の有段変速状態での走行中においてはエンジン走行とされているので、先に有段変速状態から無段変速状態へ切換えを実行させてから、エンジン 8 の停止を実行させるのである。

【0101】

このように、実行制御手段 82 は、車両状態に基づいて、すなわちエンジン走行からモータ走行への切換えであるのか或いはモータ走行からエンジン走行への切換えであるのかに基づいて、エンジン 8 の始動または停止と変速状態の切換えとの実行順序、例えばエンジン 8 の始動または停止と変速状態の切換えとを順次実行させるときのその実行順序を変える。また、実行制御手段 82 は、エンジン 8 の始動または停止と変速状態の切換えとを順次実行させるときに、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止との何れか一方の制御が完了後、他方を実行させる所謂シーケンス制御を実行してもよい。

【0102】

トルクアシスト制御手段 86 は、前記同時切換判定手段 80 により前記変速状態の切換えの実行と前記エンジン 8 の始動または停止の実行とが重なると判定され、実行制御手段 82 によるその変速状態の切換えとそのエンジン 8 の始動または停止との実行順序の制御中には、ハイブリッド制御手段 52 に第 2 電動機 M2 を駆動してエンジン 8 の動力を補助するトルクアシストを一時的に実行させる。

【0103】

10

20

30

40

50

例えば、アクセルペダルが踏み込まれたことによりモータ走行からエンジン走行に切り換えられる場合には、速やかに要求駆動トルクが充足されて加速性能が向上することが望まれるため、言い換えればアクセルを踏んでいるのに自動変速部 20 の出力トルクの立ち上がりが遅れるのは良くないので、これを補うためにトルクアシスト制御手段 86 はハイブリッド制御手段 52 に一時的にトルクアシストを実行させる。

#### 【0104】

図 9 は、電子制御装置 40 の制御作動の要部すなわち前記変速状態の切換えと前記エンジン 8 の始動または停止とが重なって実行される場合の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。また、図 10 は、図 9 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、モータ走行中にエンジン走行への切換えと差動部 11 の無段変速状態から有段変速状態への切換えが略同時に判断された場合の例である。例えば、図 10 における同時切換え判断は、図 6 の実線 B の点 a 点 c に示すように、モータ走行中にアクセルペダルが大きく踏み込まれた車両状態が想定される。

10

#### 【0105】

まず、前記同時切換え判定手段 80 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S1 において、前記切換え制御手段 50 による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止との同時切換えが発生したか否かが判定される。図 10 の  $t_1$  時点は、アクセルペダルが大きく踏み込まれたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が大きくされることで車両状態が例えば図 6 の点 a 点 c の如く変化させられて、変速機構 10 の無段変速状態（非ロック状態）から切換えクラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）への切換えが判断され、且つモータ走行からエンジン走行への切換えが判断されたことでエンジン 8 の始動が判断されて、ロック状態への切換えとエンジン 8 の始動とが重なると判定されたことを示している。

20

#### 【0106】

前記 S1 の判断が否定される場合は前記エンジン始動停止制御手段 90 に対応する S2 において、車両状態に基づくハイブリッド制御手段 52 によるモータ走行領域とエンジン走行領域との判断に基づいて、多重ではないが単独で、エンジン 8 の始動または停止を実行するか否かが判断される。この S2 の判断が肯定される場合は前記エンジン始動停止制御手段 90 に対応する S3 において、S2 にて判断されたエンジン走行またはモータ走行となるようにエンジン 8 の始動または停止が実行され、その後本ルーチンが終了させられる。

30

#### 【0107】

前記 S2 の判断が否定される場合は前記切換え制御手段 50 に対応する S4 において、多重ではないが単独で、車両状態に基づいて差動部 11 の変速状態の切換えが発生したか否かが判断される。この S4 の判断が肯定される場合は前記切換え制御手段 50 に対応する S5 において、S4 にて判断された差動部 11 の変速状態となるように切換えクラッチ C0 あるいは切換えブレーキ B0 の解放 / 係合を切り換える指令が油圧制御回路 42 に出力され、その後本ルーチンが終了させられる。また、この S4 の判断が否定される場合は S6 において、現在の車両走行状態が維持させられて、本ルーチンが終了させられる。

40

#### 【0108】

前記 S1 の判断が肯定される場合は前記実行制御手段 82 に対応する S7 において、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止が先に実行させられる。次いで、前記実行制御手段 82 に対応する S8 において、切換え制御手段 50 による変速状態の切換えが実行させられる。

#### 【0109】

図 10 の  $t_1$  時点乃至  $t_2$  時点は、無段変速状態（非ロック状態）から切換えクラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）への切換え制御に優先して、エンジン 8 の始動が無段変速状態において実行させられ、第 1 電動機 M1 をスタータとして機能させて第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が速やかに変化させられたことを示している。これにより、エンジ

50

ン始動時の振動が抑制される。そして、 $t_2$  時点に示すように、所定のエンジン回転速度  $N_E'$  で点火させられる。エンジン 8 の始動後に、 $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C 0 を係合する指令が油圧制御回路 4 2 へ出力され、 $t_3$  時点乃至  $t_4$  時点に示すように切換クラッチ C 0 が係合されるように油圧が上昇され、 $t_4$  時点に示すように切換クラッチ C 0 の係合が完了してエンジン回転速度  $N_E$  と第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  とが同期回転させられる。

#### 【0110】

また、アクセルペダルが踏み込まれたことにより変速状態の切換えとエンジン 8 の始動との同時切換えが発生した場合に、エンジン 8 の始動と変速状態の切換えとのシーケンス制御が実行されることにより、アクセルを踏んでいるのに自動変速部 2 0 の出力トルクの立ち上がりが遅れるのは良くないので、これを補うためこの図 1 0 の実施例では、 $t_1$  時点乃至  $t_6$  時点に示すように、シーケンス制御中に第 2 電動機 M 2 を用いたトルクアシストが一時的に実行される。

10

#### 【0111】

ここで、同時切換えが発生した場合において、エンジン走行からモータ走行に切り換えられるためにエンジン 8 の停止が行われる場合には、少なくともフューエルカットが実行されればよいので、必ずしも前記 S 7 においてエンジン 8 の停止が先に実行させられなくともよい。例えば、図 9 において、アクセルペダルが戻されたことにより変速状態の切換えとエンジン 8 の停止との同時切換えが発生して前記 S 1 の判断が肯定される場合は前記実行制御手段 8 2 に対応する S 7 において、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えが先に実行させられ、次いで、前記実行制御手段 8 2 に対応する S 8 において、エンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の停止が実行させられる。

20

#### 【0112】

図 1 1 は、図 9 のフローチャートの S 7 において変速状態の切換えが実行させられ、S 8 においてエンジン 8 の始動または停止が実行させられるように、その図 9 のフローチャートが変更された図示しないフローチャートの制御作動を説明するタイムチャートであり、エンジン走行中にモータ走行への切換えと差動部 1 1 の有段変速状態から無段変速状態への切換えが略同時に判断された場合の例である。例えば、図 1 1 における同時切換え判断は、図 6 の実線 B の点 c 点 a に示すように、エンジン走行中にアクセルペダルが大きく戻された車両状態が想定される。

30

#### 【0113】

図 1 1 の  $t_1$  時点は、アクセルペダルが大きく戻されたことにより要求出力トルク  $T_{UT}$  が小さくされることで車両状態が例えば図 6 の点 c 点 a の如く変化させられて、変速機構 1 0 の切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態（ロック状態）から無段変速状態（非ロック状態）への切換が判断され、且つエンジン走行からモータ走行への切換えが判断されたことでエンジン 8 の停止が判断されて、非ロック状態への切換えとエンジン 8 の停止とが重なると判定されたことを示している。

#### 【0114】

また、 $t_2$  時点は、エンジン 8 の停止に優先して、切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態（ロック状態）から無段変速状態（非ロック状態）へ切り換えるために、切換クラッチ C 0 を解放する指令が油圧制御回路 4 2 へ出力されたことを示している。そして、 $t_2$  時点乃至  $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C 0 が解放されるように油圧が低下され、 $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C 0 の解放が完了してフューエルカットが実行されてエンジン 8 が停止される。さらに、 $t_3$  時点乃至  $t_4$  時点に示すように、無段変速状態において第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が速やかに引き下げられてエンジン回転速度  $N_E$  が速やかに零乃至略零まで引き下げられる。これにより、エンジン回転停止時の振動が抑制される。この、図 1 1 の実施例は、エンジン走行からモータ走行への切換えであるので、 $t_3$  時点以降に示すように、エンジン停止後は第 2 電動機 M 2 を駆動してトルクを出す。

40

#### 【0115】

上述のように、本実施例によれば、切換制御手段 5 0 による差動部 1 1（動力分配機構

50

１６）を無段変速状態と有段変速状態とに選択的に切り換える変速状態の切換えと、エンジン始動停止制御手段９０によるエンジン８の始動または停止とが重なる場合には、実行制御手段８２によりその変速状態の切換えとそのエンジン８の始動または停止との何れか一方が実行させられるので、変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制される。

【０１１６】

例えば、変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止とが重なって実行されることによりエンジン８の始動または停止に伴うエンジントルク $T_E$ 変化の影響を受けて切換制御手段５０による変速状態の切換制御性が低下して切換えショックが発生することが考えられるが、モータ走行からエンジン走行へ切り換えるような車両状態すなわちエンジン始動時となる車両状態である場合には、実行制御手段８２により前記エンジン８の始動が先に実行させられた後、前記変速状態の切換えが実行させられるので、変速状態の切換えとエンジン８の始動とが重なって実行されることが回避されると共にそれぞれの制御が単独で実行されるので、切換えショックが抑制される。或いはまた、エンジン８の始動が優先して実行されるので、速やかに要求駆動トルクが充足されて加速性能が向上する。

【０１１７】

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前述の実施例と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】

【０１１８】

本実施例の変速機構１０は、自動変速部２０を備えており、有段変速制御手段５４により車両状態に基づいてその自動変速部２０の変速が実行される。そして、車両状態によっては、切換制御手段５０による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段９０によるエンジン８の始動または停止とに加え、更に有段変速制御手段５４による自動変速部２０の変速が重なって実行される場合が考えられる。

【０１１９】

例えば、図６の実線Ｃの点ｄ 点ｅに示すように、アクセルペダルが大きく踏み操作されたり、アクセルペダルが大きく戻されたりして、車両状態がモータ走行領域とエンジン走行領域との間で変化すると同時に無段制御領域と有段制御領域との間で変化することに加え、変速線（アップシフト線、ダウンシフト線）を横切るような場合には、その変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止と自動変速部２０の変速とが重なって実行される。

【０１２０】

例えば、上記自動変速部２０の変速の際には、自動変速部２０内の油圧式摩擦係合装置（クラッチＣ、ブレーキＢ）の係合過渡油圧や解放過渡油圧またはその元圧であるライン圧は、自動変速部２０の変速時のショックを抑制するために、例えば自動変速部２０への入力トルク $T_{IN}$ すなわちエンジントルク $T_E$ に応じて制御される。そうすると、変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止とが略同時に実行され、更に自動変速部２０の変速が重なって実行される場合、変速状態の切換えやエンジン８の始動または停止に伴う自動変速部２０の入力トルク $T_{IN}$ の変化等を考慮しながら自動変速部２０の変速を実行する必要があり、更に制御が複雑になって切換えショックが発生する可能性があった。

【０１２１】

尚、前記多重には、変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止とに加え、有段変速制御手段５４による自動変速部２０の変速が重なって実行される場合も含むものとする。

【０１２２】

そこで、前記同時切換判定手段８０は、前述の実施例に替えて或いは加えて、変速状態の切換えと、モータ走行とエンジン走行との切換えと、有段変速制御手段５４による自動変速部２０の変速段の切換えとの同時切換えが発生したか否か、すなわち変速状態の切換えとエンジン８の始動または停止と自動変速部２０の変速とが重なって実行されるか否か



を判定する。

【 0 1 2 3 】

例えば、同時切換判定手段 8 0 は、切換制御手段 5 0 により車両状態に基づいて差動部 1 1 の変速状態の切換えが判断され、ハイブリッド制御手段 5 2 により車両状態に基づいてモータ走行とエンジン走行との切換えが判断されたことによってエンジン始動停止制御手段 9 0 によりエンジン 8 の始動または停止が判断され、且つ有段変速制御手段 5 4 により車両状態に基づいて自動変速部 2 0 の変速が判断された場合に、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止と有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速が重なると判定する。

【 0 1 2 4 】

例えば、図 6 に示す実線 C の点 d 点 e は、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止と自動変速部 2 0 の変速とが重なる場合の一例であって、変速機構 1 0 が無段変速状態であり且つエンジン 8 の作動状態が停止状態でのモータ走行中であるときに、アクセルペダルが大きく踏み込まれたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が大きくされることで車両状態が点 d 点 e の如く変化させられて、切換制御手段 5 0 により変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換が判断され、ハイブリッド制御手段 5 2 によりモータ走行からエンジン走行への切換えが判断されたことでエンジン始動停止制御手段 9 0 によりエンジン 8 の始動が判断され、且つ有段変速制御手段 5 4 により 2 速 1 速ダウンシフトが判断された場合を示している。

【 0 1 2 5 】

また、同様に、図 6 に示す実線 C の点 e 点 d は、変速機構 1 0 が有段変速状態であり且つエンジン 8 の作動状態が運転状態でのエンジン走行中であるときに、アクセルペダルが大きく戻されたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が小さくされることで車両状態が点 e 点 d の如く変化させられて、切換制御手段 5 0 により変速機構 1 0 の有段変速状態から無段変速状態への切換が判断され、ハイブリッド制御手段 5 2 によりエンジン走行からモータ走行への切換えが判断されたことでエンジン始動停止制御手段 9 0 によりエンジン 8 の停止が判断され、且つ有段変速制御手段 5 4 により 1 速 2 速アップシフトが判断された場合を示している。

【 0 1 2 6 】

前記実行制御手段 8 2 は、前述の実施例に替えて或いは加えて、前記切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止とに加え、更に前記有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速が重なる場合には、すなわち前記同時切換判定手段 8 0 により切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止と有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速とが重なって実行されると判定された場合には、その変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止と自動変速部 2 0 の変速とが重なって実行されないように、すなわち同時に実行されないように、その変速状態の切換えとそのエンジン 8 の始動または停止とその自動変速部 2 0 の変速との少なくとも一つを実行させる。これにより、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えとエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止と有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制（回避）される。

【 0 1 2 7 】

例えば、実行制御手段 8 2 は、変速状態の切換えとエンジン 8 の始動または停止と自動変速部 2 0 の変速との何れか一つを実行させ、他の一つを実行させ、残りの一つを実行させる。

【 0 1 2 8 】

具体的には、実行制御手段 8 2 は、前述の実施例に替えて或いは加えて、車両状態に基づく、すなわちエンジン走行からモータ走行への切換えであるのか或いはモータ走行からエンジン走行への切換えであるのかに基づくエンジン 8 の始動または停止と変速状態の切換えとの実行順序に加え、車両状態に基づいてエンジン 8 の始動または停止と変速状態の

10

20

30

40

50

切換えと自動変速部 20 の変速との実行順序、例えばエンジン 8 の始動または停止と変速状態の切換えと自動変速部 20 の変速を順次実行させるときのその実行順序を変える。

【0129】

例えば、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動時には、前述と同様に、変速状態の切換えに優先してエンジン 8 の始動が実行されるのはもちろんであるが、速やかに要求駆動トルクが充足されるように、自動変速部 20 の変速にも優先して、すなわちエンジン始動停止制御手段 90 にエンジン 8 の始動を最優先で実行させる。

【0130】

前記トルクアシスト制御手段 86 は、前述の実施例に替えて或いは加えて、前記同時切換判定手段 80 により前記変速状態の切換えの実行と前記エンジン 8 の始動または停止の実行と前記自動変速部 20 の変速の実行とが重なると判定され、実行制御手段 82 によるその変速状態の切換えとそのエンジン 8 の始動または停止とその自動変速部 20 の変速との実行順序の制御中には、ハイブリッド制御手段 52 に第 2 電動機 M2 を駆動してエンジン 8 の動力を補助するトルクアシストを一時的に実行させる。

【0131】

例えば、前述と同様に、アクセルペダルが踏み込まれたことによりモータ走行からエンジン走行に切り換えられる場合に、トルクアシスト制御手段 86 はハイブリッド制御手段 52 に一時的にトルクアシストを実行させる。

【0132】

図 12 は、電子制御装置 40 の制御作動の要部すなわち前記変速状態の切換えと前記エンジン 8 の始動または停止と前記自動変速部 20 の変速とが重なって実行される場合の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。この図 12 は、前記図 9 のフローチャートに相当する図であり、自動変速部 20 の変速に関する判断と処理とが実行される S9 乃至 S11 が加えられていることが、その図 9 と主に相違する。

【0133】

また、図 13 は、図 12 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、モータ走行中にエンジン走行への切換えと、差動部 11 の無段変速状態から有段変速状態への切換えと、自動変速部 20 のダウンシフトとが略同時に判断された場合の例である。例えば、図 13 における同時切換え判断は、図 6 の実線 C の点 d 点 e に示すように、モータ走行中にアクセルペダルが大きく踏み込まれた車両状態が想定される。この図 13 は、前記図 10 のタイムチャートに相当する図であり、自動変速部 20 の変速に関する信号出力が加えられていることが、その図 10 と主に相違する。

【0134】

図 12 および図 13 において、前記図 9 および図 10 と相違する部分について以下に主に説明し、その他の部分についてはその説明を省略する。

【0135】

まず、前記同時切換判定手段 80 に対応する S1 において、前記切換制御手段 50 による変速状態の切換えと前記エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止と有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速との同時切換えが発生したか否かが判定される。図 13 の  $t_1$  時点は、アクセルペダルが大きく踏み込まれたことにより要求出力トルク  $T_{OUT}$  が大きくされることで車両状態が例えば図 6 の点 d 点 e の如く変化させられて、変速機構 10 の無段変速状態（非ロック状態）から切換クラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）への切換が判断され、モータ走行からエンジン走行への切換えが判断されたことでエンジン 8 の始動が判断され、且つ自動変速部 20 の 2 速 1 速ダウンシフトが判断されて、ロック状態への切換えとエンジン 8 の始動と自動変速部 20 のダウンシフトとが重なると判定されたことを示している。

【0136】

また、前記 S4 の判断が否定される場合は前記有段変速制御手段 54 に対応する S9 において、多重ではないが単独で、車両状態に基づいて自動変速部 20 の変速を実行すべき

10

20

30

40

50

か否かが、すなわち自動変速部 20 の変速すべき変速段が判断される。この S 9 の判断が肯定される場合は前記有段変速制御手段 54 に対応する S 10 において、S 9 にて判断された変速段が得られるように、例えば図 2 に示す係合表に従って変速段が達成されるように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（変速出力指令）が油圧制御回路 42 に出力され、その後本ルーチンが終了させられる。また、この S 9 の判断が否定される場合は前記 S 6 において、現在の車両走行状態が維持させられて、本ルーチンが終了させられる。

#### 【0137】

前記 S 1 の判断が肯定される場合は前記実行制御手段 82 に対応する S 7 において、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の始動または停止が最優先で実行させられる。次いで、前記実行制御手段 82 に対応する S 8 において、切換制御手段 50 による変速状態の切換えが実行させられる。その後、前記実行制御手段 82 に対応する S 11 において、有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速が実行させられる。

10

#### 【0138】

図 13 の  $t_1$  時点乃至  $t_2$  時点は、無段変速状態（非ロック状態）から切換クラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）への切換制御、および自動変速部 20 の 2 速 1 速ダウンシフトの実行に優先して、エンジン 8 の始動が無段変速状態において実行させられ、第 1 電動機 M1 をスタータとして機能させて第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が速やかに変化させられたことを示している。これにより、エンジン始動時の振動が抑制される。そして、 $t_2$  時点に示すように、所定のエンジン回転速度  $N_E'$  で点火させられる。

20

#### 【0139】

エンジン 8 の始動後に、 $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C0 を係合する指令が油圧制御回路 42 へ出力され、 $t_3$  時点乃至  $t_4$  時点に示すように切換クラッチ C0 が係合されるように油圧が上昇され、 $t_4$  時点に示すように切換クラッチ C0 の係合が完了してエンジン回転速度  $N_E$  と第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  と伝達部材 18 の回転速度が同期回転させられる。これにより、自動変速部 20 からその入力側を見ると、自動変速部 20 の入力回転速度（＝伝達部材 18 の回転速度）がエンジン回転速度  $N_E$  に固定される。

#### 【0140】

続いて、同じ  $t_4$  時点に示すように、2 速 1 速ダウンシフトを実行する指令すなわち第 1 速ギヤ段を成立させるように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（変速出力指令）が油圧制御回路 42 に出力される。このとき、差動部 11 の変速状態の切換えと自動変速部 20 の変速との 2 つの制御系を略同時に実行しないので、それらの作動が容易になる。また、自動変速部 20 の変速時には、エンジン回転速度  $N_E$  と第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  と伝達部材 18 の回転速度が同期回転させられているので、車速 V と自動変速部 20 の変速比 とで一意的に決まる伝達部材 18 の回転速度の変化に合わせ、ロック状態のときには通常は自動変速部 20 の変速に伴って成り行きで変化するエンジン回転速度  $N_E$  を第 1 電動機 M1 を用いて変化させても良い。これにより、自動変速部 20 の変速が速やかに実行され得る。

30

#### 【0141】

また、アクセルペダルが踏み込まれたことにより変速状態の切換えとエンジン 8 の始動と自動変速部 20 の変速との同時切換えが発生した場合に、エンジン 8 の始動と変速状態の切換えと自動変速部 20 の変速とのシーケンス制御が実行されることにより、アクセルを踏んでいるのに自動変速部 20 の出力トルクの立ち上がりが遅れるのは良くないので、これを補うためこの図 13 の実施例では、前記図 10 の実施例と同様に、 $t_1$  時点乃至  $t_6$  時点に示すように、シーケンス制御中に第 2 電動機 M2 を用いたトルクアシストが一時的に実行される。

40

#### 【0142】

ここで、同時切換えが発生した場合において、エンジン走行からモータ走行に切り換えられるためにエンジン 8 の停止が行われる場合には、少なくともフューエルカットが実行されればよいので、必ずしも前記 S 7 においてエンジン 8 の停止が先に実行させられなく

50

ともよい。例えば、図 12 において、アクセルペダルが戻されたことにより変速状態の切換えとエンジン 8 の停止と自動変速部 20 の変速との同時切換えが発生して前記 S 1 の判断が肯定される場合は前記実行制御手段 82 に対応する S 7 において、切換制御手段 50 による変速状態の切換えが先に実行させられ、次いで、前記実行制御手段 82 に対応する S 8 において、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン 8 の停止が実行させられ、さらに前記実行制御手段 82 に対応する S 11 において、有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速が実行させられる。

#### 【0143】

図 14 は、図 12 のフローチャートの S 7 において変速状態の切換えが実行させられ、S 8 においてエンジン 8 の始動または停止が実行させられるように、その図 12 のフローチャートが変更された図示しないフローチャートの制御作動を説明するタイムチャートであり、エンジン走行中にモータ走行への切換えと、差動部 11 の有段変速状態から無段変速状態への切換えと、自動変速部 20 のアップシフトとが略同時に判断された場合の例である。例えば、図 14 における同時切換え判断は、図 6 の実線 C の点 e 点 d に示すように、エンジン走行中にアクセルペダルが大きく戻された車両状態が想定される。この図 14 は、前記図 11 のタイムチャートに相当する図であり、自動変速部 20 の変速に関する信号出力が加えられていることが、その図 11 と主に相違する。

#### 【0144】

図 14 の  $t_1$  時点は、アクセルペダルが大きく戻されたことにより要求出力トルク  $T_{UT}$  が小さくされることで車両状態が例えば図 6 の点 e 点 d の如く変化させられて、変速機構 10 の切換クラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）から無段変速状態（非ロック状態）への切換が判断され、エンジン走行からモータ走行への切換えが判断されたことでエンジン 8 の停止が判断され、且つ自動変速部 20 の 1 速 2 速アップシフトが判断されて、非ロック状態への切換えとエンジン 8 の停止と自動変速部 20 のアップシフトとが重なると判定されたことを示している。

#### 【0145】

また、 $t_2$  時点は、エンジン 8 の停止および自動変速部 20 のアップシフトに優先して、切換クラッチ C0 の係合による有段変速状態（ロック状態）から無段変速状態（非ロック状態）へ切り換えるために、切換クラッチ C0 を解放する指令が油圧制御回路 42 へ出力されたことを示している。そして、 $t_2$  時点乃至  $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C0 が解放されるように油圧が低下され、 $t_3$  時点に示すように切換クラッチ C0 の解放が完了する。これにより、自動変速部 20 からその入力側を見ると、自動変速部 20 の入力回転速度（＝伝達部材 18 の回転速度）がエンジン回転速度  $N_E$  に固定されない。

#### 【0146】

そして、同じ  $t_3$  時点に示すように、フューエルカットが実行されてエンジン 8 が停止され、 $t_3$  時点乃至  $t_4$  時点に示すように、無段変速状態において、車速  $V$  と自動変速部 20 の変速比とで一意的に決まる伝達部材 18 の回転速度に拘束されることがなく第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が速やかに引き下げられてエンジン回転速度  $N_E$  が速やかに零乃至略零まで引き下げられる。これにより、エンジン回転停止時の振動が抑制される。

#### 【0147】

続いて、 $t_4$  時点に示すように、1 速 2 速アップシフトを実行する指令すなわち第 2 速ギヤ段を成立させるように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（変速出力指令）が油圧制御回路 42 に出力される。このとき、差動部 11 の変速状態の切換えと自動変速部 20 の変速との 2 つの制御系を略同時に実行しないので、それらの作動が容易になる。この、図 14 の実施例は、エンジン走行からモータ走行への切換えであるので、 $t_3$  時点以降に示すように、エンジン停止後は第 2 電動機 M2 を駆動してトルクを出す。

#### 【0148】

上述のように、本実施例によれば、前述の実施例と同様の効果が得られると共に、切換制御手段 50 による変速状態の切換えと、エンジン始動停止制御手段 90 によるエンジン

10

20

30

40

50

8の始動または停止とに加え、更に有段変速制御手段54による自動変速部20の変速が重なる場合には、実行制御手段82によりその変速状態の切換えとそのエンジン8の始動または停止とその自動変速部20の変速との何れか一つが実行させられるので、変速状態の切換えとエンジン8の始動または停止と自動変速部20の変速とが重なって実行されることによる切換えショックが抑制される。

#### 【0149】

例えば、変速状態の切換えとエンジン8の始動または停止と自動変速部20の変速とが重なって実行されることにより、変速状態の切換えやエンジン8の始動または停止に伴う自動変速部20の入力トルクの変化等の影響を受けて有段変速制御手段54による自動変速部20の変速が複雑になって切換えショックが発生することが考えられるが、モータ走行からエンジン走行へ切り換えるような車両状態すなわちエンジン始動時となる車両状態である場合には、実行制御手段82により前記エンジン8の始動が最優先で実行させられた後、前記変速状態の切換えが実行させられ、その後前記自動変速部20の変速が実行させられるので、変速状態の切換えとエンジン8の始動と自動変速部20の変速とが重なって実行されることが回避されると共にそれぞれの制御が単独で実行されるので、切換えショックが抑制される。或いはまた、エンジン8の始動が優先して実行されるので、速やかに要求駆動トルクが充足されて加速性能が向上する。

#### 【実施例3】

#### 【0150】

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。

#### 【0151】

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段の自動変速部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。自動変速部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キャリア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キャリア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。

#### 【0152】

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 $N_{IN}$  / 出力軸回転速度 $N_{OUT}$ ）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は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変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変速状態とされた差動部11と自動変速部72とで有段

変速機として作動する有段変速状態が構成され、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変速状態とされた差動部 1 1 と自動変速部 7 2 とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構 7 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変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変速状態に切り換えられる。

#### 【 0 1 5 3 】

例えば、変速機構 7 0 が有段変速機として機能する場合には、図 1 6 に示すように、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、変速比 1 が最大値例えば「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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により、変速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の係合により、変速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「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 C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 の係合により、変速比 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「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 C 2 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、変速比 R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えば「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、例えば切換クラッチ C 0 のみが係合される。

#### 【 0 1 5 4 】

しかし、変速機構 7 0 が無段変速機として機能する場合には、図 1 6 に示される係合表の切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が共に解放される。これにより、差動部 1 1 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 7 2 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 7 2 の第 1 速、第 2 速、第 3 速の各ギヤ段に対しその自動変速部 7 2 に入力される回転速度すなわち伝達部材 1 8 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。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変速比となって変速機構 7 0 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

#### 【 0 1 5 5 】

図 1 7 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 1 1 と有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 7 2 から構成される変速機構 7 0 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 C 0 および切換ブレーキ B 0 が解放される場合、および切換クラッチ C 0 または切換ブレーキ B 0 が係合させられる場合の動力分配機構 1 6 の各要素の回転速度は前述の場合と同様である。

#### 【 0 1 5 6 】

図 1 7 における自動変速部 7 2 の 4 本の縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7 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 3 キャリヤ C A 3 を、第 6 回転要素（第 6 要素）R E 6 に対応し且つ相互に連結された第 2 キャリヤ C A 2 および第 3 リングギヤ R 3 を、第 7 回転要素（第 7 要素）R E 7 に対応する第 2 リングギヤ R 2 をそれぞれ表している。また、自動変速部 7 2 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 1 8 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 1 2 に選択的に連結され、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 は自動変速部 7 2 の出力軸 2 2 に連結され、第 7 回転要素 R E 7 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。

#### 【 0 1 5 7 】

自動変速部 7 2 では、図 1 7 に示すように、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、第 7 回転要素 R E 7 ( R 2 ) の回転速度を示す縦線 Y 7 と横線 X 2 との交点と第 5 回転要素 R E 5 ( C A 3 ) の回転速度を示す縦線 Y 5 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 6 回転要素 R E 6 ( C A 2 , R 3 ) の回転速度を示す縦線 Y 6 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 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 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  $N_E$  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  $N_E$  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。

【 0 1 5 8 】

本実施例の変速機構 7 0 においても、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 1 1 と、有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 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 9 】

図 1 8 は、手動操作により動力分配機構 1 6 の差動状態と非差動状態（ロック状態）すなわち変速機構 1 0 の無段変速状態と有段変速状態との切換えを選択するための変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、ユーザが所望する変速状態での車両走行を選択可能とするものであり、無段変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変速走行指令釦或いは有段変速走行に対応する有段と表示された有段変速走行指令釦がユーザにより押されることで、それぞれ無段変速走行すなわち変速機構 1 0 を電気的な無段変速機として作動可能な無段変速状態とするか、或いは有段変速走行すなわち変速機構 1 0 を有段変速機として作動可能な有段変速状態とするかが選択可能とされる。

【 0 1 6 0 】

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変速機構 1 0 の変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変速機構 1 0 の変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 の無段変速状態とするか或いは有段変速状態とするかの選択操作に従って優先的に変速機構 1 0 を無段変速状態と有段変速状態とに切り換える。例えば、ユーザは無段変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変速機構 1 0 が無段変速状態とされるように手動操作により選択する。またユーザは有段変速機の変速に伴うリズムカルなエンジン回転速度  $N_E$  の変化を所望すれば変速機構 1 0 が有段変速状態とされるように手動操作により選択する。

【 0 1 6 1 】

また、スイッチ 4 4 に無段変速走行或いは有段変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変速状態が選択されていないときや所望する変速状態が自動切換のときには、変速機構 1 0 の変速状態の自動切換制御作動が実行されればよい。

【 0 1 6 2 】

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 6 3 】

例えば、前述の実施例では、実行制御手段 8 2 は、多重の発生時にエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止がエンジン 8 の始動である場合には、エンジン始動停止制御手段 9 0 にエンジン 8 の始動を最優先で実行させたが、必ずしもエンジン 8 の始動を最優先で実行させる必要はない。例えば、有段変速制御手段 5 4 に自動変速部 2 0 の変速（ダウンシフト）を最優先で実行させてもよい。このようにしても、多重の発生が回避されて切換えショックが抑制されるし、或いはまた、エンジン 8 の始動より応答性が低下する可能性があるがダウンシフトにより速やかに要求駆動トルクが充足される。

## 【 0 1 6 4 】

また、前述の実施例では、実行制御手段 8 2 は、多重の発生時にシーケンス制御を実行したが、全ての制御を必ずしも実行させる必要はなく、各々の制御が重なって実行されないようにすなわち同時に実行されないように、少なくとも一つを実行させるだけで、他の制御を実行させないすなわち他の制御の実行を解除（キャンセル）してもよい。例えば、有段変速状態におけるエンジン走行中にアクセルペダルが大きく戻されて多重が発生したような場合には、必ずしもエンジン 8 を停止する必要はなく、実行制御手段 8 2 は、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えおよび／または有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速を実行させて、モータ走行領域ではあるがエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の停止を実行させなくともよい。このようにしても、多重の発生が回避されて切換えショックが抑制される。

## 【 0 1 6 5 】

また、前述の実施例では、実行制御手段 8 2 は、有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速を含めた多重の発生時に、有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速もシーケンス制御したが、この有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速だけは、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換え或いはエンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動または停止と略同時に実施してもよい。

## 【 0 1 6 6 】

また、前述の実施例では、多重の発生時の切換制御手段 5 0 による変速状態の切換えとして、切換制御手段 5 0 により車両状態に基づいて差動部 1 1 の切り換えるべき変速状態が判断された場合を例示したが、この自動切換えだけでなく、例えばスイッチ 4 4 が手動操作されたことにより差動部 1 1 の変速状態が手動切換えされる場合であっても本発明は適用され得る。また、多重の発生時の有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速として、有段変速制御手段 5 4 により車両状態に基づいて自動変速部 2 0 の切り換えるべき変速段が判断された場合を例示したが、この自動変速だけでなく、例えば良く知られた自動変速部 2 0 の変速比を手動操作によって切り換えられる制御様式である所謂手動変速走行モード（M モード）を備え、その M モードにおいて自動変速部 2 0 が手動変速される場合であっても本発明は適用され得る。

## 【 0 1 6 7 】

また、前述の図 1 2 および図 1 3 に示す実施例において、ステップ S 1 1 にて実行された有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速の終了時に合わせて、第 1 電動機 M 1 により逆駆動トルクを加えたり回生制動トルクを発生させたりするなどして、自動変速部 2 0 への入力トルクのトルクダウンを実行しても良い。これにより、遅角制御やスロットル制御などのエンジン 8 のトルクダウンに比較して効果的に自動変速部 2 0 の変速ショックが抑制される。

## 【 0 1 6 8 】

また、前述の実施例では、同時切換判定手段 8 0 は、変速状態の切換え、エンジン 8 の始動または停止、および自動変速部 2 0 の変速の同時切換えが発生したか否かを、切換制御手段 5 0 による変速状態の切換判断、エンジン始動停止制御手段 9 0 によるエンジン 8 の始動判断または停止判断、且つ有段変速制御手段 5 4 による自動変速部 2 0 の変速判断により判断したが、例えば図 6 に示すマップから車両状態に基づいて直接的に判断しても



良い。

【 0 1 6 9 】

また、前述の実施例の図 1 0 および図 1 3 の  $t_1$  時点乃至  $t_6$  時点に示す、第 2 電動機 M 2 によるトルクアシストは、必ずしも実行されなくとも良い。

【 0 1 7 0 】

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 ) が電気的な無段変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変速状態と有段変速状態とに切り換え可能に構成され、この無段変速状態と有段変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 の変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変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 の無段変速状態 / 有段変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 は必ずしも無段変速状態と有段変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。

10

【 0 1 7 1 】

また、前述の実施例の動力分配機構 1 6 では、第 1 キャリヤ C A 1 がエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S 1 が第 1 電動機 M 1 に連結され、第 1 リングギヤ R 1 が伝達部材 1 8 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 M 1、伝達部材 1 8 は、第 1 遊星歯車装置 2 4 の 3 要素 C A 1、S 1、R 1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

20

【 0 1 7 2 】

また、前述の実施例では、エンジン 8 は入力軸 1 4 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 7 3 】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 は、入力軸 1 4 に同心に配置されて第 1 電動機 M 1 は第 1 サンギヤ S 1 に連結され第 2 電動機 M 2 は伝達部材 1 8 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、ベルト等を介して作動的に第 1 電動機 M 1 は第 1 サンギヤ S 1 に連結され、第 2 電動機 M 2 は伝達部材 1 8 に連結されてもよい。

30

【 0 1 7 4 】

また、前述の動力分配機構 1 6 には切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられていたが、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 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 C 0 は、サンギヤ S 1 とキャリヤ C A 1 とを選択的に連結するものであったが、サンギヤ S 1 とリングギヤ R 1 との間や、キャリヤ C A 1 とリングギヤ R 1 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 2 4 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 7 5 】

また、前述の実施例の変速機構 1 0、7 0 では、ニュートラル「N」とする場合には切換クラッチ C 0 が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

40

【 0 1 7 6 】

また、前述の実施例では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 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 7 7 】

また、前述の実施例では、第 2 電動機 M 2 が伝達部材 1 8 に連結されていたが、出力軸 2 2 に連結されていてもよいし、自動変速部 2 0、7 2 内の回転部材に連結されていてもよい。

50

## 【 0 1 7 8 】

また、前述の実施例では、差動部 1 1 すなわち動力分配機構 1 6 の出力部材である伝達部材 1 8 と駆動輪 3 8 との間の動力伝達経路に、自動変速部 2 0、7 2 が介装されていたが、例えば自動変速機的一种である無段変速機（C V T）、手動変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動変速機、手動操作により変速段が切り換えられる同期噛み合い式の手動変速機等の他の形式の動力伝達装置（変速機）が設けられていてもよい。その無段変速機（C V T）の場合には、動力分配機構 1 6 が定変速状態とされることで全体として有段変速状態とされる。有段変速状態とは、電気パスを用いずに専ら機械的伝達経路で動力伝達することである。或いは、上記無段変速機は有段変速機における変速段に対応するように予め複数の固定された変速比が記憶され、その複数の固定された変速比を用いて自動変速部 2 0、7 2 の変速が実行されてもよい。或いは、自動変速部 2 0、7 2 は必ずしも備えられてなくとも本発明は適用され得る。

10

## 【 0 1 7 9 】

また、前述の実施例では、自動変速部 2 0、7 2 は伝達部材 1 8 を介して差動部 1 1 と直列に連結されていたが、入力軸 1 4 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動変速部 2 0、7 2 が配設されてもよい。この場合には、差動部 1 1 と自動変速部 2 0、7 2 とは、例えば伝達部材 1 8 としてのカウンタギヤ対、スプロケットおよびチェーンで構成される 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。

20

## 【 0 1 8 0 】

また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構 1 6 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 M 1 および第 2 電動機 M 2 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 8 1 】

また、前述の実施例の動力分配機構 1 6 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（定変速状態）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。

## 【 0 1 8 2 】

また、前述の実施例のスイッチ 4 4 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、択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変速走行（差動状態）と有段変速走行（非差動状態）とが択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 4 4 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 4 4 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 4 4 とは別に設けられてもよい。また、スイッチ 4 4 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変速走行（差動状態）と有段変速走行（非差動状態）とが択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 8 3 】

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。

40

## 【図面の簡単な説明】

## 【 0 1 8 4 】

【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。

【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変速作動させられる場合における変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変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

50

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ブロック線図である。

【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、自動変速部の変速判断の基となる予め記憶された変速線図の一例と、変速機構の変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でもある。

【図 7】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でもある。

10

【図 8】有段式変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 9】図 5 の電子制御装置の制御作動すなわち変速状態の切換えとエンジンの始動または停止とが重なって実行される場合の制御作動を説明するフローチャートである。

【図 10】図 9 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、モータ走行中にエンジン走行への切換えと差動部の無段変速状態から有段変速状態への切換えが略同時に判断された場合の例である。

【図 11】図 9 のフローチャートが S 7 において変速状態の切換えが実行させられ、S 8 においてエンジンの始動または停止が実行させられるように変更された図示しないフローチャートの制御作動を説明するタイムチャートであり、エンジン走行中にモータ走行への切換えと差動部の有段変速状態から無段変速状態への切換えが略同時に判断された場合の例である。

20

【図 12】図 5 の電子制御装置の制御作動すなわち変速状態の切換えとエンジンの始動または停止と自動変速部の変速とが重なって実行される場合の制御作動を説明するフローチャートであり、図 9 のフローチャートに相当する図である。

【図 13】図 12 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、モータ走行中にエンジン走行への切換えと、差動部の無段変速状態から有段変速状態への切換えと、自動変速部のダウンシフトとが略同時に判断された場合の例であり、図 10 のタイムチャートに相当する図である。

【図 14】図 12 のフローチャートが S 7 において変速状態の切換えが実行させられ、S 8 においてエンジンの始動または停止が実行させられるように変更された図示しないフローチャートの制御作動を説明するタイムチャートであって、エンジン走行中にモータ走行への切換えと、差動部の有段変速状態から無段変速状態への切換えと、自動変速部のアップシフトとが略同時に判断された場合の例であり、図 11 のタイムチャートに相当する図である。

30

【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変速作動させられる場合における変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。

40

【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変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変速状態を選択するためにユーザによって操作される変速状態手動選択装置の一例である。

【符号の説明】

【0185】

8：エンジン

10、70：変速機構（駆動装置）

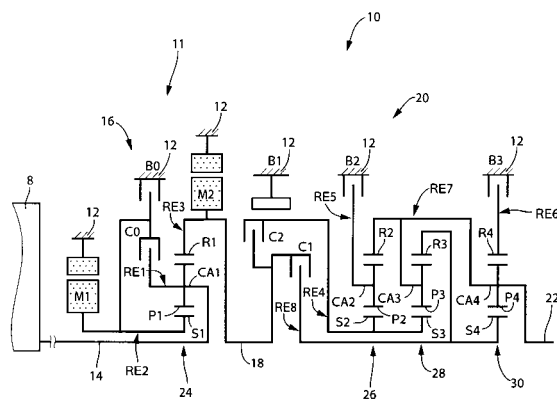
11：差動部（無段変速部）

50

- 16 : 動力分配機構 ( 差動機構 )  
 18 : 伝達部材  
 20、72 : 自動変速部 ( 変速部 )  
 38 : 駆動輪  
 40 : 電子制御装置 ( 制御装置 )  
 50 : 切換制御手段  
 54 : 有段変速制御手段 ( 変速制御手段 )  
 82 : 実行制御手段  
 90 : エンジン始動停止制御手段  
 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 )  
 M1 : 第1電動機  
 M2 : 第2電動機

10

【図1】

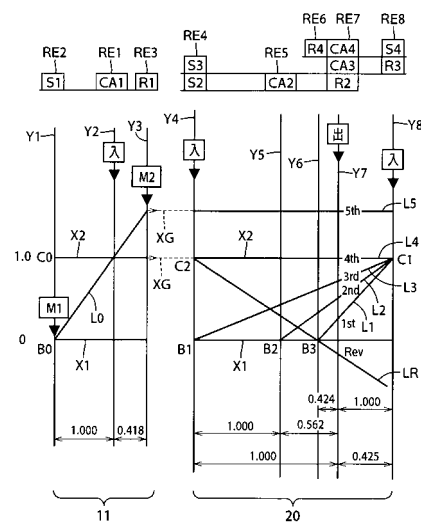


【図2】

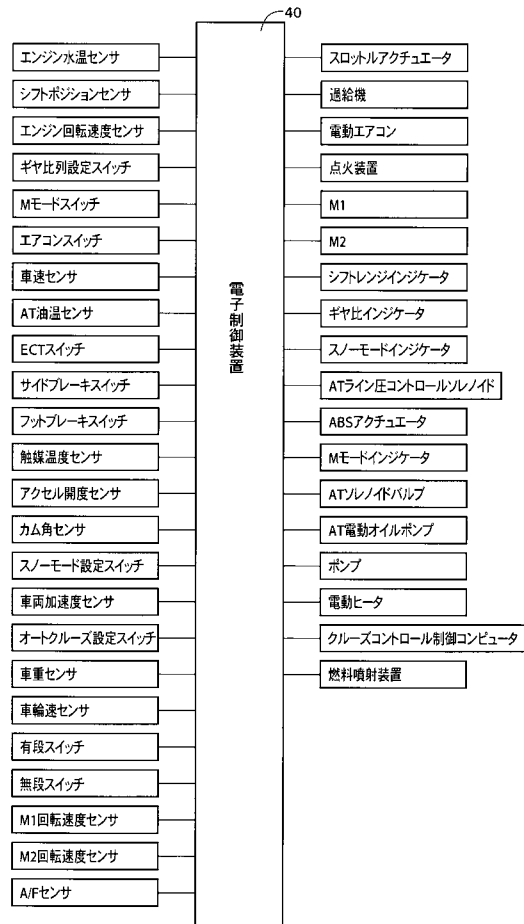
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○係合 ◎有段時係合,無段時解放

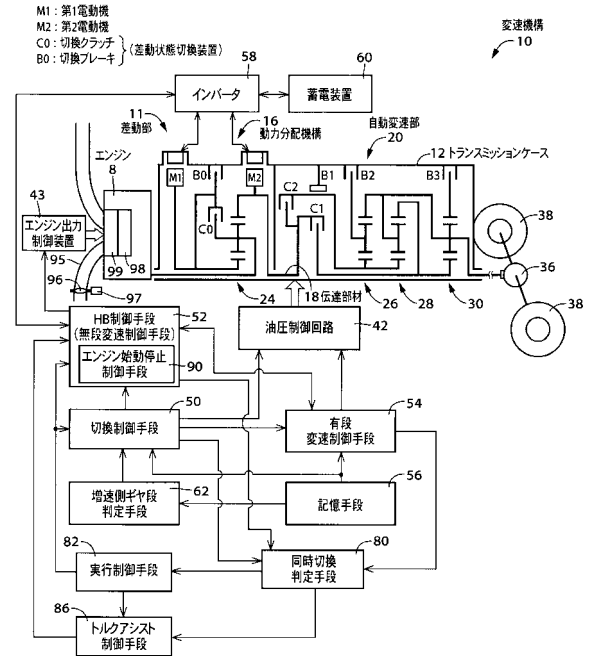
【図3】



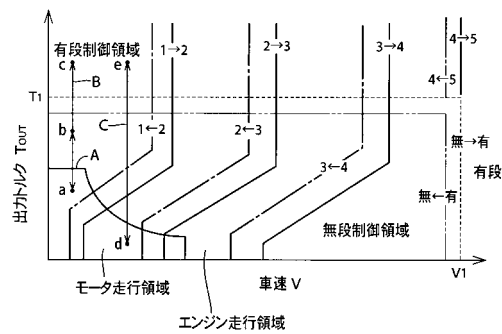
【図 4】



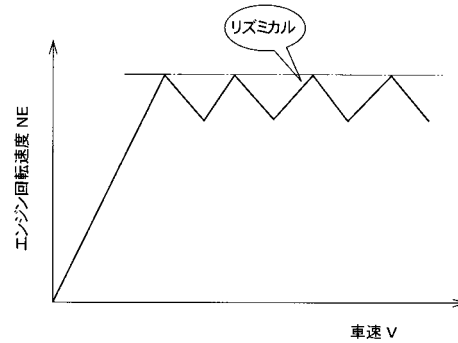
【図 5】



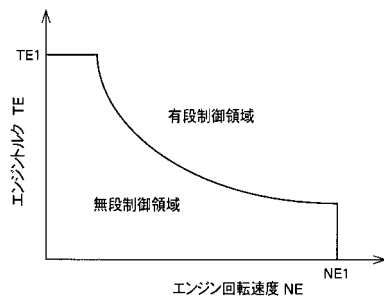
【図 6】



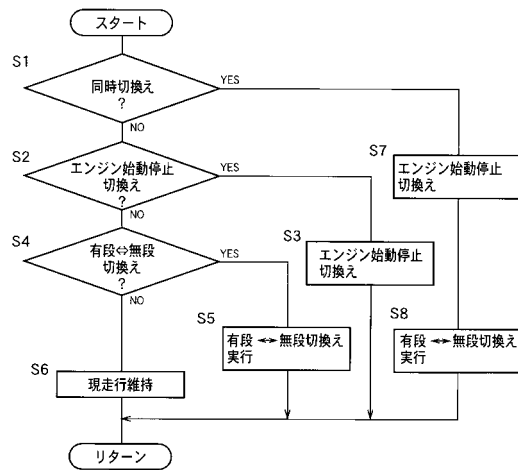
【図 8】



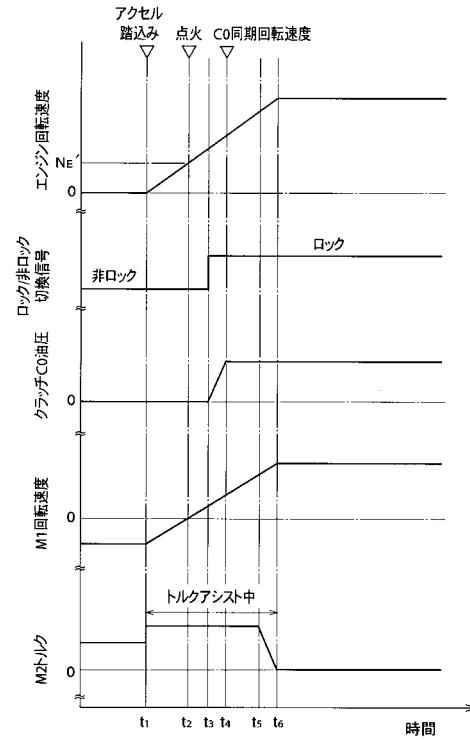
【図 7】



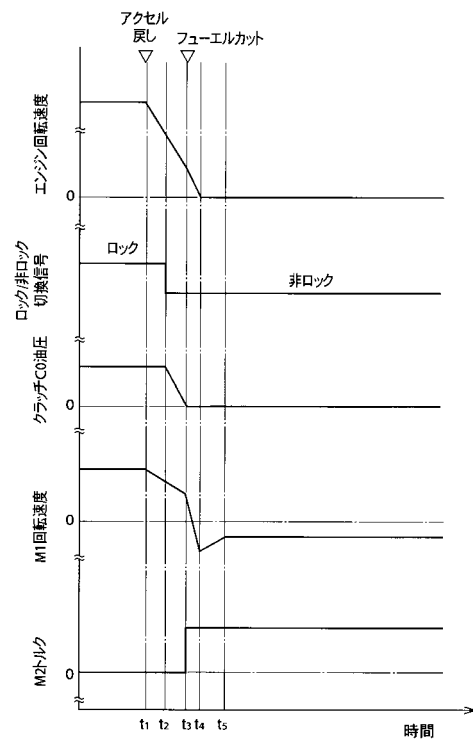
【図 9】



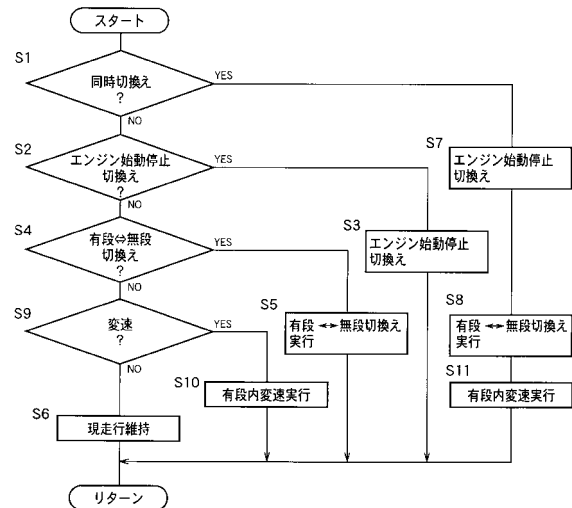
【図 10】



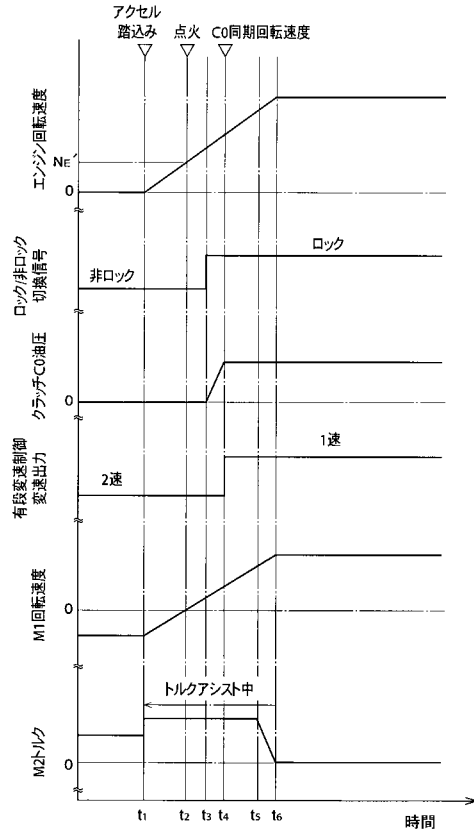
【図 11】



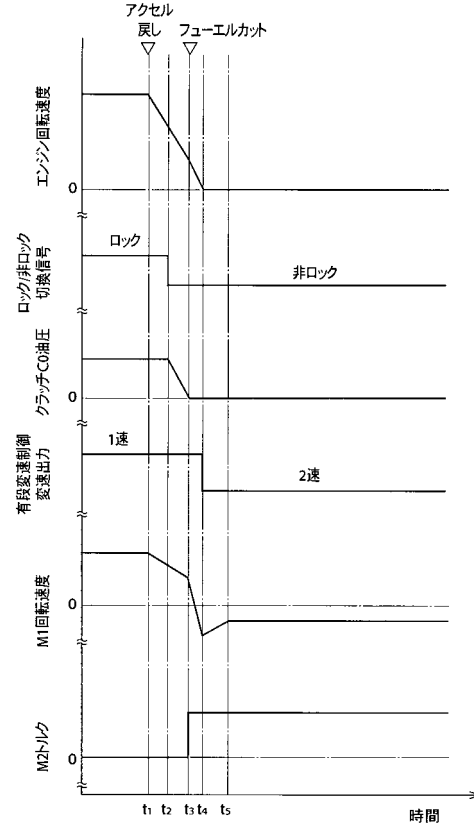
【図 12】



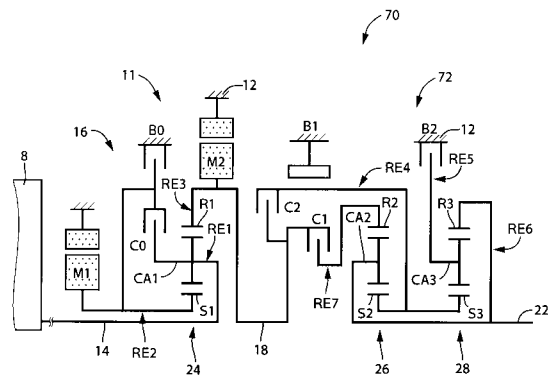
【図 13】



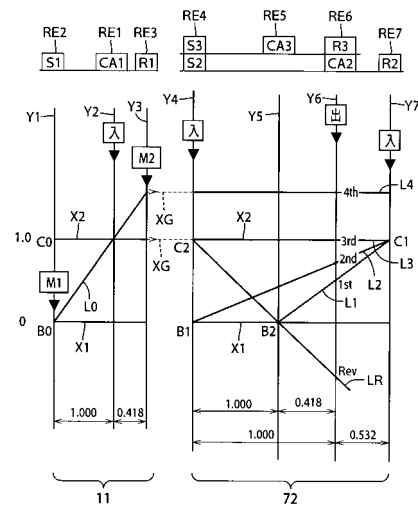
【図 14】



【図 15】



【図 17】

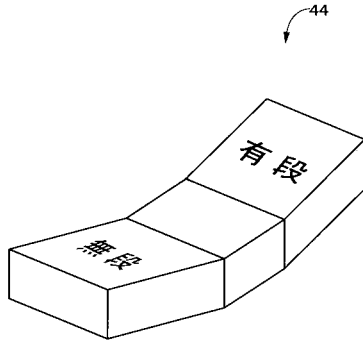


【図 16】

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

○係合 ◎有段時係合,無段時解放

【図 18】





## フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

<b>B 6 0 K</b>	<b>6/547</b>	<b>(2007.10)</b>	<b>B 6 0 K</b>	<b>6/547</b>	
<b>B 6 0 W</b>	<b>10/04</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B 6 0 K</b>	<b>41/18</b>	<b>Z H V</b>
<b>B 6 0 L</b>	<b>11/14</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B 6 0 K</b>	<b>41/00</b>	<b>3 0 1 A</b>
<b>F 0 2 D</b>	<b>29/00</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B 6 0 K</b>	<b>41/00</b>	<b>3 0 1 D</b>
<b>F 0 2 D</b>	<b>29/02</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B 6 0 L</b>	<b>11/14</b>	
<b>F 1 6 H</b>	<b>61/04</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>F 0 2 D</b>	<b>29/00</b>	<b>H</b>
<b>F 1 6 H</b>	<b>59/04</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>F 0 2 D</b>	<b>29/02</b>	<b>D</b>
<b>F 1 6 H</b>	<b>61/686</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>F 0 2 D</b>	<b>29/02</b>	<b>3 2 1 B</b>
			<b>F 0 2 D</b>	<b>29/02</b>	<b>3 2 1 C</b>
			<b>F 1 6 H</b>	<b>61/04</b>	
			<b>F 1 6 H</b>	<b>59:04</b>	
			<b>F 1 6 H</b>	<b>103:12</b>	

(56)参考文献 特開平 1 1 - 2 1 7 0 2 5 ( J P , A )  
 特開平 0 9 - 3 2 2 3 0 8 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 6 - 0 6 2 5 6 9 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B 6 0 W 2 0 / 0 0