

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4155236号
(P4155236)

(45) 発行日 平成20年9月24日(2008.9.24)

(24) 登録日 平成20年7月18日(2008.7.18)

(51) Int.Cl.	F 1
B60W 10/10	(2006.01)
B60W 20/00	(2006.01)
B60W 10/08	(2006.01)
B60W 10/18	(2006.01)
B60K 6/445	(2007.10)
B60K	6/20 350
B60K	6/20 320
B60K	6/20 370
B60K	6/20 400
B60K	6/445

請求項の数 19 (全 31 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-203945 (P2004-203945)
 (22) 出願日 平成16年7月9日 (2004.7.9)
 (65) 公開番号 特開2006-22932 (P2006-22932A)
 (43) 公開日 平成18年1月26日 (2006.1.26)
 審査請求日 平成19年6月26日 (2007.6.26)

(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 多賀 豊
 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 鮎花 正由輝

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伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた第2電動機とを有して電気的な無段変速機として作動可能な無段変速部と、前記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、車両の挙動が不安定となる場合に該車両の挙動を安定化させるための車両挙動安定化制御手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記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、該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、を選択的に切り換えることが可能であり、

前記差動機構の回転要素を相対回転可能として前記無段変速部を電気的な無段変速作動が可能な無段変速状態とする解放状態と、該差動機構の回転要素を相対的に或いは絶対的に拘束して該電気的な無段変速作動がされない有段変速状態とする係合状態とに選択的に切り換えられる係合装置と、

前記車両挙動安定化制御手段による車両の挙動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、該係合装置を係合状態から解放状態に切り換える車両安定化時切換制御手段と

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】

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伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に動力伝達可能に設けられた第2電動機とを有して電気的な差動装置

10

20

として作動可能な動力伝達装置と、車両の挙動が不安定となる場合に該車両の挙動を安定化させるための車両挙動安定化制御手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記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、該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、を選択的に切り換えることが可能であり、

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るための係合装置と、

前記車両挙動安定化制御手段による車両の挙動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、該係合装置により前記差動機構をロック状態から差動状態に切り換える車両安定化時切換制御手段と

を、含むことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

10

【請求項 3】

前記無段变速部は、前記係合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变速状態とされ、その差動作用をしないロック状態とされることで有段变速状態とされ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 4】

前記差動機構は、前記エンジンに連結された第 1 回転要素と前記第 1 電動機に連結された第 2 回転要素と前記伝達部材に連結された第 3 回転要素とを有するものである請求項 1、2、または 3 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 5】

前記係合装置は、前記差動機構を前記差動状態とするために該第 1 回転要素乃至第 3 回転要素を相互に相対回転可能とし、前記差動機構を前記ロック状態とするために該第 1 回転要素乃至第 3 回転要素を共に一体回転させるか或いは該第 2 回転要素を非回転とするものである請求項 4 の車両用駆動装置の制御装置。

20

【請求項 6】

前記係合装置は、前記差動機構を前記差動状態とするために該第 1 回転要素乃至第 3 回転要素を相互に相対回転可能とし、前記差動機構を前記ロック状態とするために前記第 2 回転要素を非回転とするものである請求項 4 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 7】

前記係合装置は、前記第 1 回転要素乃至第 3 回転要素を共に一体回転させるために前記第 1 回転要素乃至第 3 回転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 回転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請求項 4 の車両用駆動装置の制御装置。

30

【請求項 8】

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 回転要素を相対回転可能な状態とされ、前記クラッチの係合により変速比が 1 であるロック状態とされるものである請求項 7 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 9】

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 回転要素を相対回転可能な状態とされ、前記ブレーキの係合により変速比が 1 より小さいロック状態とされるものである請求項 7 の車両用駆動装置の制御装置。

40

【請求項 10】

前記差動機構は、キャリヤ、サンギヤ、およびリングギヤを含む遊星歯車装置から構成され、前記第 1 回転要素、前記第 2 回転要素、および第 3 回転要素は、該遊星歯車装置のキャリヤ、サンギヤ、およびリングギヤである請求項 4 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 11】

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請求項 10 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 12】

前記自動变速部の变速比と前記無段变速部の变速比とに基づいて前記車両用駆動装置の総合变速比が形成されるものである請求項 1 の車両用駆動装置の制御装置。

50

【請求項 1 3】

前記動力伝達経路の一部を構成する自動变速部をさらに備え、該自動变速部の变速比と無段变速部の变速比とに基づいて前記車両用駆動装置の総合变速比が形成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 1 4】

前記自動变速部は、有段变速機から成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 1 5】

前記車両安定化時切換制御手段は、前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御の実行時に、前記係合装置をその解放状態としての部分係合状態またはスリップ係合状態に切り換え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。10

【請求項 1 6】

前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御の実行時には、前記第 1 電動機および第 2 電動機は空転させられる請求項 1 または 2 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 1 7】

前記車両拳動安定化制御手段は、旋回走行中の車両の拳動を安定化させるための車両旋回拳動制御装置および制動時の車両の拳動を安定化させるためのアンチロックブレーキ制御装置の少なくとも一方を含む請求項 1 または 2 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 1 8】

前記車両安定化時切換制御手段は、前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御が作動するときに、前記無段变速部の出力軸として機能する伝達部材が前記自動变速部を介して前記車両の駆動輪と連結された状態であるときは、前記係合装置を前記係合状態から前記解放状態へ切り換えるものである請求項 1 の車両用駆動装置の制御装置。20

【請求項 1 9】

前記無段变速部の無段变速状態から有段变速状態への復帰に備えて、前記エンジンの回転速度を車速に対応する回転速度に向かって回転制御されるように、前記第 1 電動機の回転速度が引き上げられるものである請求項 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】**【0001】**

本発明は、差動作用により变速機構として機能する差動機構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。

【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電気的に变速比が変更される变速機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。40

【0003】

一方、通常、車両はステアリング操作に従い安定的に旋回するが、路面摩擦抵抗が低い路面状況、高車速走行、緊急旋回時等の走行状況、または外的要因等によっては、車両の旋回中にその拳動が不安定な状況となる可能性がある。その不安定な状況としては、例えば後輪が前輪に対して相対的にグリップを失いつつある後輪横滑り傾向となったり、前輪

50

が後輪に対して相対的にグリップを失いつつある前輪横滑り傾向となったりする場合である。その後輪横滑り傾向はステアリングの操舵量に対して過剰な旋回角となる所謂オーバーステア傾向となるものである。また、その前輪横滑り傾向はステアリングの操舵量に対して過小な旋回角となる所謂アンダステア傾向となるものである。

【0004】

このような、車両の挙動が不安定となる場合に駆動力源の出力トルク（駆動力源トルク）や各駆動輪の制動力を制御することで駆動輪におけるトルクを制御してその車両の挙動を安定化させる車両挙動安定化制御手段を備えた車両用制御装置が知られている。例えば、特許文献3に記載された車両用制御装置がそれである。この車両用制御装置には、車両挙動安定化制御手段として例えば車両旋回中の挙動を安定化させるVSCシステム（Vehicle Stability Control System）と称される装置が備えられている。このVSCシステムでは、車両の旋回中にオーバーステア傾向或いはアンダステア傾向となった場合には、例えばエンジンの出力トルク（エンジントルク）を下げると共に前輪または後輪に制動力を与え、後輪横滑り抑制モーメント或いは前輪横滑り抑制モーメントを発生させて車両の安定性を確保するようにしている。10

【0005】

また、上記VSCシステムの他に車両挙動安定化制御手段としてABS（Antilock Brake System）と称される装置が良く知られている。このABSは、制動時に駆動輪の制動力を適切に制御してロックを防止し、ブレーキ性能を確保することで、車両安定性や操舵性を維持させる装置である。20

【0006】

【特許文献1】特開2000-2327号公報

【特許文献2】特開2000-346187号公報

【特許文献3】特開2003-194209号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

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変速比が変更される変速機例えば電気的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。30

【0008】

また、一般に、車両の挙動が不安定となって前記VSCシステムや前記ABS等の車両挙動安定化制御手段によりその車両の挙動を安定化させる制御が行われるときには、その車両挙動安定化制御手段の制御性が向上するような制御装置が望まれており、上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、同様にその車両挙動安定化制御手段の制御性が向上するような制御装置が望まれる。40

【0009】

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、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車両用駆動装置を提供するとともに、その車両用駆動装置に車両の挙動が不安定となる場合にその車両の挙動を安定化させるための車両挙動安定化制御手段を備える場合に車両挙動安定化制御手段による車両50

拳動の安定化制御作動時の制御性が向上する制御装置を提供することにある。

【0010】

本発明者等は、以上の課題を解決するために種々検討を重ねた結果、第1電動機および第2電動機は、エンジン出力が比較的小さい常用出力域ではそれほどの大きさを要しないが、高出力走行時のようにエンジンの高出力域例えば最大出力域であるときにはそれに見合う容量或いは出力を備えるために大きなものが必要となることから、そのようなエンジンの出力が大きい領域であるときには、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力を駆動輪へ伝達するような状態とすると、第1電動機および第2電動機が小型となって車両の駆動装置がコンパクトとなるという点を見いだした。或いはまた、同様に専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力を駆動輪へ伝達するような状態とすると、高速走行時には、10 エンジンの出力の一部が第1電動機により一旦電気エネルギーに変換されて第2電動機により駆動輪に動力伝達するための電気バスが無くなつて動力と電気との間の変換損失が抑制されるので燃費が一層向上するという点を見いだした。本発明は、このような知見に基づいて為されたものである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

すなわち、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、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伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた第2電動機とを有して電気的な無段变速機として作動可能な無段变速部と、前記動力伝達経路の一部を構成し自動变速機として機能する自動变速部と、車両の拳動が不安定となる場合にその車両の拳動を安定化させるための車両拳動安定化制御手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置であつて、(a) 前記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、を選択的に切り換えることが可能であり、(b) 前記差動機構の回転要素を相対回転可能として前記無段变速部を電気的な無段变速作動が可能な無段变速状態とする解放状態と、その差動機構の回転要素を相対的に或いは絶対的に拘束してその電気的な無段变速作動がされない有段变速状態とする係合状態とに選択的に切り換えられる係合装置と、(c) 前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、その係合装置を係合状態から解放状態に切り換える車両安定化時切換制御手段とを、含むことにある。20

【発明の効果】

【0012】

このようにすれば、係合装置により車両の駆動装置内の無段变速部が、電気的な無段变速作動可能な無段变速状態とその電気的な無段变速作動しない有段变速状態とに選択的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。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では、上記無段变速部が無段变速状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、高速走行では無段变速部が有段变速状態とされ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、高出力走行では上記無段变速部が有段变速状態とされるので、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、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。40

【0013】

また、前記無段变速状態と前記有段变速状態とに切換え可能に構成される無段变速部を備えた駆動装置において、前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、車両安定化時切換制御手段によりその係合装置が係合状態から解放状態とされるので、駆動輪とエンジンとが機械50

的に連結された状態とされずに駆動輪に対してエンジンの回転が自由回転状態とされて、駆動輪におけるトルク制御の自由度が向上し車両拳動安定化制御手段による車両拳動の安定化制御の制御性が向上する。

【0014】

また、請求項2にかかる発明の要旨とするところは、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伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に動力伝達可能に設けられた第2電動機とを有して電気的な差動装置として作動可能な動力伝達装置と、車両の拳動が不安定となる場合にその車両の拳動を安定化させるための車両拳動安定化制御手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置であつて、(a)前記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、を選択的に切り換えることが可能であり、(b)前記差動機構に備えられ、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係合装置と、(c)前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、その係合装置により前記差動機構をロック状態から差動状態に切り換える車両安定化時切換制御手段とを、含むことにある。

10

【0015】

このようにすれば、係合装置により車両の駆動装置内の差動機構が、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では、上記差動機構が差動状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、高速走行では差動機構がロック状態とされ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、高出力走行では上記差動機構がロック状態とされるので、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し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駆動装置において、前記車両拳動安定化制御手段による車両の拳動を安定化させる制御が作動するときに前記係合装置が係合状態であるときには、車両安定化時切換制御手段により前記係合装置を用いて前記差動機構がロック状態から差動状態とされるので、駆動輪とエンジンとが機械的に連結された状態とされずに駆動輪に対してエンジンの回転が自由回転状態とされて、駆動輪におけるトルク制御の自由度が向上し車両拳動安定化制御手段による車両拳動の安定化制御の制御性が向上する。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

40

ここで、好適には、請求項1に係る駆動装置において、前記無段变速部は、前記係合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变速状態とされ、その差動作用をしないロック状態とされることで有段变速状態とされるものである。このようにすれば、無段变速部が、無段变速状態と有段变速状態とに切り換えられる。

【0018】

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、前記係合装置は、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

50

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。

【0019】

また、好適には、前記係合装置は、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。

【0020】

ここで、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、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より小さい增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。

10

【0021】

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。

20

【0022】

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。

【0023】

また、好適には、請求項1に係る駆動装置において、前記自動变速部の変速比と前記無段变速部の変速比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、自動变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、無段变速部における電気的な無段变速制御の効率が一層高められる。

【0024】

また、好適には、請求項2に係る駆動装置において、前記動力伝達経路の一部を構成する自動变速部を備え、その自動变速部の変速比と前記差動機構の変速比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、自動变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、差動機構における電気的な差動装置としての制御の効率が一層高められる。

30

【0025】

また、好適には、前記自動变速部は有段式自动变速機である。このようにすれば、無段变速部の無段变速状態或いは差動機構の差動状態において無段变速部或いは差動機構と有段式自动变速機とで無段变速機が構成され、無段变速部の有段变速状態或いは差動機構のロック状態において無段变速部或いは差動機構と有段式自动变速機とで有段变速機が構成される。

40

【0026】

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】

【0027】

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变速機構10を説明する骨子図である。図1において、变速機構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）を介して直接に連結された動力伝達装置としての無段变速部11と、その無段变速部11と駆動輪38

50

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自動变速機としての自動变速部20と、この自動变速部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。この变速機構10は、車両において縦置きされるFR（フロントエンジン・リヤドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、
10 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との間に設けられて、図5に示すようにエンジン8からの動力を駆動装置の他の一部として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。なお、变速機構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の变速機構10を表す部分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。また、上述のように本実施例の变速機構10においてはエンジン8と無段变速部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、上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結は直結的に含まれる。

【0028】

無段变速部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

【0029】

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

【0030】

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は解放状態とされる。すなわち切換クラッチ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、無段变速部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無段变速部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させられる。すなわち、動力分配機構16が差動状態とされると無段变速部11も差動状態とされ、無段变速部11はその变速比0（入力軸14の回転速度／伝達部材18の回転速度）が最小
40 50

値 0_{min} から最大値 0_{max} 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。

【0031】

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 は前記差動作用が不能なすなわち差動作用をしない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 が相対的に拘束されて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、無段变速部 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、無段变速部 11（動力分配機構 16）は变速比 0 が「1」に固定された变速機として機能する定变速状態すなわち有段变速状態とされる。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 が絶対的に拘束されて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、無段变速部 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 は增速機構として機能するものであり、無段变速部 11（動力分配機構 16）は变速比 0 が「1」より小さい値例えは 0.7 程度に固定された增速变速機として機能する定变速状態すなわち有段变速状態とされる。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、解放状態と係合状態とに選択的に切り換えられることで、無段变速部 11（動力分配機構 16）を差動状態と非差動状態とに、すなわち無段变速部 11（動力分配機構 16）を電気的な差動装置例えは变速比が連続的変化可能な無段变速機として作動する電気的な無段变速作動可能な無段变速状態（差動状態）と、無段变速機として作動させず無段变速作動を非作動として变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 種類以上の变速比の単段または複数段の变速機として作動する電気的な無段变速作動不能なすなわち電気的な無段变速作動しない定变速状態（非差動状態）、換言すれば变速比が一定の 1 段または複数段の变速機として作動する定变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】

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。

【0033】

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 と自動变速部 2 0 との間すなわち無段变速部 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 の少なくとの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。

【 0 0 3 4 】

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 は従来の車両用自動变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。

【 0 0 3 5 】

以上のように構成された变速機構 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 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 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、無段变速部 1 1 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、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無段变速部 1 1 と自动变速部 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無段变速部 1 1 と自动变速部 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、無段变速部 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。

【 0 0 3 6 】

例えば、变速機構 1 0 が有段变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、变速比 1 が最大値例えば「 3 . 3 5 7 」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、变速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「 2 . 1 8 0 」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、变速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「 1 . 4 2 4 」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、切換ク

10

20

30

40

50

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 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えは「1 . 0 0 0」程度である第 4 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 5 が第 4 速ギヤ段よりも小さい値例えは「0 . 7 0 5」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 C 2 および第 3 ブレーキ B 3 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は「3 . 2 0 9」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、例えは切換クラッチ C 0 のみが係合される。

【 0 0 3 7 】

しかし、変速機構 1 0 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 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、無段変速部 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 2 0 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 2 0 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 2 0 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 1 0 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。

【 0 0 3 8 】

図 3 は、差動部或いは第 1 変速部として機能する無段変速部 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 2 0 とから構成される変速機構 1 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。この図 3 の共線図は、各遊星歯車装置 2 4、2 6、2 8、3 0 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 X 1 が回転速度零を示し、上側の横線 X 2 が回転速度「1 . 0」すなわち入力軸 1 4 に連結されたエンジン 8 の回転速度 N E を示し、横線 X G が伝達部材 1 8 の回転速度を示している。

【 0 0 3 9 】

また、無段変速部 1 1 を構成する動力分配機構 1 6 の 3 つの要素に対応する 3 本の縦線 Y 1、Y 2、Y 3 は、左側から順に第 2 回転要素（第 2 要素）R E 2 に対応する第 1 サンギヤ S 1、第 1 回転要素（第 1 要素）R E 1 に対応する第 1 キャリヤ C A 1、第 3 回転要素（第 3 要素）R E 3 に対応する第 1 リングギヤ R 1 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 2 4 のギヤ比 1 に応じて定められている。さらに、自動変速部 2 0 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 2 6、2 8、3 0 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、無段変速部 1 1 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、自動変速部 2 0 では各第 2、第 3、第 4 遊星歯車装置 2 6、2 8、3 0 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。

【 0 0 4 0 】

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 1 0 は、動力分配機構 1 6（無段変速部 1 1 ）において、第 1 遊星歯車装置 2 4 の第 1 回転要素 R E 1（第 1 キャリ

10

20

30

40

50

ヤ C A 1) が入力軸 1 4 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 1 2 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 1 8 および第 2 電動機 M 2 に連結されて、入力軸 1 4 の回転を伝達部材 1 8 を介して自動变速部 (有段变速部) 2 0 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。

【 0 0 4 1 】

例えは、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 の発電による反力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第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が下降或いは上昇させられる。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 キヤリヤ C A 1 とが連結されると、動力分配機構 1 6 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 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 1 8 が回転させられる。或いは、切換ブレーキ B 0 の係合によって第 1 サンギヤ S 1 の回転が停止させられると動力分配機構 1 6 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 L 0 は図 3 に示す状態となり、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 すなわち伝達部材 1 8 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变速部 2 0 へ入力される。

【 0 0 4 2 】

また、自動变速部 2 0 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。

【 0 0 4 3 】

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 E と同じ回転速度で第 8 回転要素 R E 8 に無段变速部 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、無段变速部 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 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。

【 0 0 4 4 】

10

20

30

40

50

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M1、M2に関するハイブリッド駆動制御、自動变速部20の变速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0045】

電子制御装置40には、図4に示す各センサやスイッチから、エンジン水温を示す信号、シフトポジションを表す信号P_{SH}、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(モータ走行)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の回転速度に対応する車速信号、自動变速部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、アクセルペダルの操作量を示すアクセル開度信号Acc、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、各駆動輪の車輪速を示す車輪速信号、变速機構10を有段变速機として機能させるために無段变速部11(動力分配機構16)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示す信号、变速機構10を無段变速機として機能させるために無段变速部11(動力分配機構16)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示す信号、第1電動機M1の回転速度を表す信号N_{M1}、第2電動機M2の回転速度を表す信号N_{M2}、車体の鉛直軸まわりの回転角速度であるヨー角速度(ヨーレート)を示すヨーレート信号、ステアリングの操舵角・操舵方向を示す操舵量信号、ブレーキペダル踏力を示す踏力信号等が、それぞれ供給される。

【0046】

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48への制御信号例えば電子スロットル弁の開度を操作するスロットルアクチュエータへの駆動信号や燃料噴射装置によるエンジン8への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置によるエンジン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、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、無段变速部11や自动变速部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に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、上記油圧制御回路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、電動ヒーター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、各駆動輪のホイールシリンダの油圧を制御するブレーキアクチュエータ46への制御信号等が、それぞれ出力される。

【0047】

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プロック線図である。図5において、有段变速制御手段54は、例えば变速線図記憶手段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(变速マップ)から車速Vおよび自动变速部20の出力トルク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てすなわち变速機構10の变速すべき变速段を判断して自动变速部20の自动变速制御を実行する。例えば、有段变速制御手段54は、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を油圧制御回路42へ出力する。

【0048】

ハイブリッド制御手段52は、变速機構10の前記無段变速状態すなわち無段变速部1

10

20

30

40

50

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変化させて無段変速部 1 1 の電気的な無段変速機としての変速比 θ を制御する。例えば、そのときの走行車速において、アクセルペダル操作量 Acc や車速 V から運転者の要求出力を算出し、運転者の要求出力と充電要求値から必要な駆動力を算出し、エンジン回転速度 N_E とトータル出力とを算出し、そのトータル出力とエンジン回転速度 N_E とに基づいて、エンジン出力を得るようにエンジン 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。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 5 2 は同じ車速および同じ自動变速部 2 0 のギヤ比すなわち伝達部材 1 8 の回転速度が同じであっても、第 1 電動機 M 1 の発電量を制御することでエンジン回転速度 N_E を制御することが可能である。

10

【 0 0 4 9 】

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变速部 2 0 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 例えは目標エンジン回転速度 N_E^* と車速 V および自動变速部 2 0 の变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、無段変速部 1 1 が電気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 は予め記憶されたエンジン回転速度 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設定されたエンジン 8 の最適曲線（マップ、関係）を記憶しており、その最適曲線に沿ってエンジン 8 が作動させられるように、例えは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 のトータル変速比 T の目標値を定め、その目標値が得られるように無段変速部 1 1 の変速比 θ を制御し、トータル変速比 T をその变速可能な变化範囲内例えは 1 3 ~ 0 . 5 の範囲内で制御する。

20

【 0 0 5 0 】

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バスが構成される。

30

【 0 0 5 1 】

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、無段変速部 1 1 の電気的 C V T 機能によって電動機のみ例えは第 2 電動機 M 2 のみを駆動力源としてモータ発進・走行させることができる。さらに、ハイブリッド制御手段 5 2 は、前記モータ発進に替えてエンジン 8 を駆動力源として車両を発進させるすなわちエンジン発進させる場合には、第 1 電動機 M 1 の発電による反力を制御することで動力分配機構 1 6 の差動作用により伝達部材 1 8 の回転速度を引き上げてエンジン発進を制御する。上述したように通常は前記モータ発進が優先して実行されるが、車両状態によってはこのエンジン発進制御も通常実行されるものである。

40

【 0 0 5 2 】

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、無段変速部 1 1 の電気的 C V T 機能によってエンジン 8 の作動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 の充電状態 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 M 2 の回転速度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。

50

【0053】

また、ハイブリッド制御手段52は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、無段変速部11の電気的CVT機能によって第1電動機回転速度NM1および/または第2電動機回転速度NM2を制御してエンジン回転速度NEを一定に維持させられる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段52は、エンジン回転速度NEを一定に維持しつつ第1電動機回転速度NM1または第2電動機回転速度NM2を任意の回転速度にすることができる。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52は第2電動機回転速度NM2を引き下げる場合には、エンジン回転速度NEを一定に維持しつつ第2電動機回転速度NM2の引き下げと第1電動機回転速度NM1の引き上げとを実行する。

【0054】

10

また、ハイブリッド制御手段52は、第1電動機M1および第2電動機M2を空転させることすなわち第1電動機M1および第2電動機M2により反力を発生させないことで無段変速部11をトルクの伝達が不能な状態すなわち無段変速部11内の動力伝達経路が遮断された状態と同等の状態とすることができます。

【0055】

増速側ギヤ段判定手段62は、変速機構10を有段変速状態とする際に切換クラッチC0および切換ブレーキB0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変速線図記憶手段56に予め記憶された図6に示す変速線図に従って変速機構10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。

【0056】

20

切換制御手段50は、例えば変速線図記憶手段56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10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10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10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10の切り換えるべき変速状態を判断して、変速機構10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。

【0057】

具体的には、切換制御手段50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52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54に対しては、予め設定された有段変速時の変速制御を許可する。このときの有段変速制御手段54は、変速線図記憶手段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の自動変速制御を実行する。例えば変速線図記憶手段56に予め記憶された図2は、このときの変速制御において選択される油圧式摩擦係合装置すなわちC0、C1、C2、B0、B1、B2、B3の作動の組み合わせを示している。すなわち、変速機構10全体すなわち無段変速部11および自動変速部20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。

【0058】

30

例えば、増速側ギヤ段判定手段62により第5速ギヤ段が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は無段変速部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は無段変速部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

40

50

換えられて、無段变速部 11 が副变速機として機能させられ、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、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。

【0059】

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無段变速部 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、或いは变速線図記憶手段 56 に予め記憶された例えは図 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無段变速部 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 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变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。10

【0060】

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变速線図記憶手段 56 に予め記憶された变速線図（関係）であり、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变速線図（变速マップ）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。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变速部 20 の出力トルク $T_{o_{UT}}$ 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 $T_{o_{UT}}$ 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变速線図記憶手段 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 $T_{o_{UT}}$ 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つてもよい。30

【0061】

上記变速線図や切換線図等は、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 $T_{o_{UT}}$ と判定出力トルク T1 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、車両状態例えは実際の車速が判定車速 V1 を越えたときに变速機構 10 を有段变速状態とする。また、切換制御手段 50 は、車両状態例えは有段变速部 20 の出力トルク $T_{o_{UT}}$ が判定出力トルク T1 を越えたときに变速機構 10 を有段变速状態とする。また、無段变速部 11 を電気的な無段变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 M1 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40

るまでの電気バスに関連する機器の機能低下すなわち第1電動機M1、第2電動機M2、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や、故障(フェイル)とか低温による機能低下或いは機能不全が発生した場合には、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。

【0062】

上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 $T_{o_{UT}}$ 、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開度(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に基づいて算出されるエンジントルク T_E や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 $T_{o_{UT}}$ 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。10

【0063】

また、例えば判定車速V1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。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M1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M1を小型化するために、例えば第1電動機M1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M1の特性に応じて設定される。20

【0064】

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する例えば変速線図記憶手段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 $T_{o_{UT}}$ 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。30

【0065】

図6の関係に示されるように、出力トルク $T_{o_{UT}}$ 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V1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。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。40

【0066】

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。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。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ミカルなエンジン回転速度 N_E の変化が楽しめる。

【0067】

図 5 に戻り、車両拳動安定化制御手段 80 は、走行中に車両の拳動が不安定となり車両拳動の安定化制御が必要であるか否かを判定する車両安定化要否判定手段 82 を備え、その車両安定化要否判定手段 82 により車両拳動の安定化制御が必要であると判定された場合にはエンジントルク T_E や各駆動輪 38 の制動力を制御することで駆動輪 38 におけるトルク（駆動輪トルク）を制御して車両の拳動を安定化する。

【0068】

上記車両安定化要否判定手段 82 により車両拳動の安定化制御が必要と判定される場合およびその場合における上記車両拳動安定化制御手段 80 による車両拳動の安定化制御作動の具体例を以下に述べる。

【0069】

例えば、車両の旋回拳動が不安定となる場合にその旋回拳動を安定化させる前記 VSC システムでは、車両安定化要否判定手段 82 は駆動輪 38 の横滑り傾向を判定し、その判定された横滑り傾向の程度に基づいて車両拳動安定化制御手段 80 はエンジントルクを制御しおよび / または車両の制動力を制御して駆動輪 38 の横滑り傾向を緩和する。

【0070】

車両安定化要否判定手段 82 は、例えば後輪横滑り傾向すなわちステアリングの操舵量に対して過剰な旋回角となる所謂オーバーステア傾向を以下のように判定する。車両安定化要否判定手段 82 は、電子制御装置 40 に供給される車両のヨーレート信号および車両の加速度信号に基づいて車両重心の進行方向に対する車両の傾きを表す車体のスリップ角と車体のスリップ角速度 $d\theta/dt$ を算出し、そのスリップ角 θ が設定スリップ角よりも大きく且つスリップ角速度 $d\theta/dt$ が設定スリップ角速度よりも大きい場合には、車体が後輪横滑り傾向であると判定する。設定スリップ角および設定スリップ角速度は、車両旋回拳動の安定化制御が必要となる程車体が後輪横滑り傾向にあることを判定するために予め実験等により求められて記憶されている判定値である。

【0071】

また、車両安定化要否判定手段 82 は、例えば前輪横滑り傾向すなわちステアリングの操舵量に対して過小な旋回角となる所謂アンダーステア傾向を以下のように判定する。車両安定化要否判定手段 82 は、電子制御装置 40 に供給される操舵量信号および車速信号に基づいて運転者がステアリングを操作した場合に本来発生すべき目標ヨーレート $\dot{\theta}^*$ を算出し、実際のヨーレート $\dot{\theta}$ がその目標ヨーレート $\dot{\theta}^*$ よりも少なくなる場合には、車体が前輪横滑り傾向であると判定する。

【0072】

前記車両拳動安定化制御手段 80 は、上記車両安定化要否判定手段 82 により車体が後

10

20

30

40

50

輪横滑り傾向であると判定された場合は、例えばその後輪横滑り傾向の程度に応じて旋回外側の前輪および後輪に制動をかける制御信号をブレーキアクチュエータ46へ出力し、車両の外向きにモーメントを発生させてすなわち後輪横滑り抑制モーメントを発生させて後輪横滑り傾向を抑制する。また、同時に、旋回外側の前輪および後輪における制動力により車速Vが低下させられる。これにより、車両の旋回挙動が安定化させられる。

【0073】

また、前記車両挙動安定化制御手段80は、上記車両安定化要否判定手段82により車体が前輪横滑り傾向であると判定された場合は、例えばその前輪横滑り傾向の程度に応じてエンジントルクを抑制する制御信号をエンジン出力制御装置48に出力すると共に、後輪両輪と旋回外側の前輪に制動をかける制御信号をブレーキアクチュエータ46へ出力し、前輪横滑り抑制モーメントを発生させて前輪横滑り傾向を抑制する。これにより、車両の旋回挙動が安定化させられる。10

【0074】

また、例えば上記VSCシステムの他に車両挙動安定化制御手段としての前記ABSでは、先ず、車両安定化要否判定手段82は電子制御装置40に供給される各駆動輪38の車輪速信号から4輪それぞれの車輪速度および車輪加速度を演算し、その車輪速度および車輪加速度に基づいて駆動輪38のスリップ状態を判定する。そして、車両挙動安定化制御手段80はその判定されたスリップ状態に基づいて全ての駆動輪38の制動力を制御する制御信号をブレーキアクチュエータ46へ出力し、制動時に駆動輪のロックを防止してブレーキ性能を確保する。これにより、車両安定性や操舵性が維持させられる。20

【0075】

ここで、エンジン8から駆動輪38への動力伝達経路が連結されて車両を駆動可能とする動力伝達可能状態において、変速機構10が有段変速状態へ切り換えられている場合には、エンジン8と駆動輪38とが機械的に連結された状態すなわちエンジン回転速度N_Eが車速Vに引きずられて拘束される状態とされる。そうすると、この状態で上記車両挙動安定化制御手段80による車両挙動の安定化制御が実行される場合には、エンジン8のイナーシャ（慣性）の変化によってその安定化制御の制御性が低下する可能性があった。例えば、エンジン8のイナーシャ（慣性）の変化によって駆動輪38の制動力の制御精度が低下して上記安定化制御の制御性が低下する。或いは、車速に対してエンジン8が自由回転状態とならないためエンジントルク制御の自由度言い換えれば駆動輪トルク制御の自由度が低下して安定化制御の制御性が低下する。30

【0076】

そこで、前記切換制御手段50は、例えば变速線図記憶手段56に予め記憶された前記図6の切換線図から車両状態に基づいて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することにより変速機構10が有段変速状態に切り換えられているか否かを判断する。そして、切換制御手段50は、前記車両安定化要否判定手段82により車両挙動の安定化制御が必要であると判定され、且つ変速機構10が有段変速状態であると判定した場合には、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0を解放させる指令を油圧制御回路42へ出力して無段変速部11（動力分配機構16）の定变速状態（ロック状態）を解除する。このように、切換制御手段50は、前記車両挙動安定化制御手段80による車両の挙動を安定化させる制御が作動するときには、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0を解放する車両安定化時切換制御手段として機能する。40

【0077】

これにより、エンジン8と駆動輪38とが機械的に連結された状態ではなくなるのでエンジン8は車速Vに対して自由回転状態とされる。よって、車両挙動安定化制御手段80によるエンジントルク制御の自由度が向上する。また、車速Vに拘束されることなくエンジン回転速度N_Eの変化を抑制してエンジン8のイナーシャ（慣性）の変化を抑制できる。

【0078】

図9は、電子制御装置40の制御作動の要部すなわち走行中に車両の挙動が不安定とな50

り車両の挙動を安定化する制御作動が実行されるときの変速機構 10 の変速状態の切換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。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、車両の制動時の挙動を安定化させる前記 ABS が作動する場合の例である。

【 0079 】

先ず、車両安定化要否判定手段 S2 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、走行中に車両の挙動が不安定となり車両挙動の安定化制御が必要であるか否かが判定される。例えば、車体のスリップ角 δ が設定スリップ角よりも大きく且つ車体のスリップ角速度 $d\delta/dt$ が設定スリップ角速度よりも大きいか否かにより車体が後輪横滑り傾向であるか否かが判定される。また、例えば、車輪速度および車輪加速度に基づいて駆動輪 38 のスリップ状態が判定される。この S1 の判断が否定される場合は S5 において、車両の挙動安定化のための制御作動およびその制御作動に伴って実行される制御作動以外のその他の通常の制御作動が実行されるか或いは現在の車両走行状態が維持されて本ルーチンが終了させられる。10

【 0080 】

上記 S1 の判断が肯定される場合は切換制御手段 S2 において、例えば変速線図記憶手段 S6 に予め記憶された前記図 6 の切換線図から車両状態に基づいて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することにより変速機構 10 が有段変速状態に切り換えられているか否かが判断される（図 10 の t₁ 時点）。20

【 0081 】

上記 S2 の判断が肯定される場合は同じく切換制御手段 S3 において、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を解放させる指令が油圧制御回路 42 へ出力されて無段変速部 11（動力分配機構 16）の定変速状態（ロック状態）が解除される（図 10 の t₁ 時点）。図 10 の t₁ 時点乃至 t₂ 時点に示すように車両挙動の安定化制御の作動中は一時的に無段変速部 11 がロック状態から差動状態へ切り換えられる。

【 0082 】

上記 S3 に続いて、或いは上記 S2 の判断が否定される場合は車両挙動安定化制御手段 S0 に対応する S4 において、エンジントルク T_E や各駆動輪 38 の制動力が制御されることで駆動輪トルクが制御されて車両の挙動が安定化される。例えば、前記 S1 において車体が後輪横滑り傾向であると判定された場合は、その後輪横滑り傾向の程度に応じて旋回外側の前輪および後輪に制動をかける制御信号がブレーキアクチュエータ 46 へ出力され、後輪横滑り抑制モーメントが発生させられて後輪横滑り傾向が抑制される。また、同時に、旋回外側の前輪および後輪における制動力により車速 V が低下させられる。これにより、車両の旋回挙動が安定化させられる。また、例えば、前記 S1 において駆動輪 38 のスリップ状態が判定された場合は、その判定されたスリップ状態に基づいて全ての駆動輪 38 の制動力を制御する制御信号がブレーキアクチュエータ 46 へ出力され、制動時に駆動輪のロックが防止されてブレーキ性能が確保される。これにより、車両安定性や操舵性が維持させられる。（図 10 の t₁ 時点乃至 t₇ 時点）。30

【 0083 】

上記 S4 における車両挙動安定化制御作動時には、無段変速部 11 のロック状態が解除されているので、エンジン 8 は車速 V に対して自由回転状態とされている。よって、エンジントルク制御の自由度が向上して安定化制御の制御性が向上する。或いはまた、エンジン 8 のイナーシャ（慣性）の変化が抑制され駆動輪 38 の制動力の制御精度が向上して安定化制御の制御性が向上する。40

【 0084 】

図 10 の t₁ 時点乃至 t₂ 時点に示すように車速 V に拘束されていたエンジン回転速度 N_E がアイドル回転速度まで低下され得る。よって図 10 の t₂ 時点乃至 t₅ 時点に示す駆動輪 38 の制動制御がエンジン 8 のイナーシャの影響を減じた状態で実行でき、その制御応答性が向上する。また、図 10 の t₅ 時点乃至 t₇ 時点に示すように無段変速部 11 50

の有段变速状態への復帰に備えて、エンジン回転速度 N_E が車速 V に対応する回転速度に向かって回転制御されるように、ハイブリッド制御手段 52 により第 1 電動機 M1 の回転速度が引き上げられる。そして、図 10 の t_7 時点以降に示すように車両挙動安定化制御終了後に切換制御手段 50 により切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を係合させる指令が油圧制御回路 42 へ出力されて無段变速部 11 (動力分配機構 16) が有段变速状態へ復帰させられる。

【 0 0 8 5 】

図 10 の点線に示すように無段变速部 11 の差動状態においてハイブリッド制御手段 52 により第 1 電動機 M1 および図示しない第 2 電動機 M2 を空転させてすなわち第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 のトルクを零乃至略零としてエンジン回転速度 N_E を零としてもよい。こうすることで、エンジンイナーシャを除いた状態で駆動輪 38 の制動が制御され得る。このように第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 を空転させると無段变速部 11 は動力伝達が遮断された中立状態とされる。10

【 0 0 8 6 】

上述のように、本実施例によれば、無段变速状態と有段变速状態とに切換え可能に構成される無段变速部 11 を備えた变速機構 10 において、車両挙動安定化制御手段 80 による車両の挙動を安定化させる制御が作動するときには、切換制御手段 50 により切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 が解放状態とされて無段变速部 11 の有段变速状態 (ポック状態) が解除されるので、駆動輪 38 とエンジン 8 とが機械的に連結された状態とされず駆動輪 38 に対してエンジン 8 の回転が自由回転状態とされて、駆動輪 38 におけるトルク制御の自由度が向上し車両挙動安定化制御手段 80 による車両挙動の安定化制御の制御性が向上する。20

【 0 0 8 7 】

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に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 】

【 0 0 8 8 】

図 11 は本発明の他の実施例における变速機構 70 の構成を説明する骨子図、図 12 はその变速機構 70 の变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 13 はその变速機構 70 の变速作動を説明する共線図である。30

【 0 0 8 9 】

变速機構 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 を備えている無段变速部 11 と、その無段变速部 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 キアリヤ 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 キアリヤ 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。40

【 0 0 9 0 】

以上のように構成された变速機構 70 では、例えば、図 12 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50

、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、無段変速部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無段変速部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変速状態とされた無段変速部11と自動変速部72とで電気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変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の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。10

【0091】

例えば、変速機構70が有段変速機として機能する場合には、図12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、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C0、第1クラッチC1および第1ブレーキB1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C2および第2ブレーキB2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C0のみが係合される。20

【0092】

しかし、変速機構70が無段変速機として機能する場合には、図12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、無段変速部11が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部72が有段変速機として機能することにより、自動変速部72の第1速、第2速、第3速の各ギヤ段に対しその自動変速部72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70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。30

【0093】

図13は、差動部或いは第1変速部として機能する無段変速部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72から構成される変速機構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。40

【0094】

図13における自動変速機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50

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、自動変速機72において第4回転要素RE4は第2クラッチC2を通して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を通してケース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を通してケース12に選択的に連結され、第6回転要素RE6は自動変速機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を通して伝達部材18に選択的に連結されている。

【0095】

自動変速部72では、図13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めの直線L2と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6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L3と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第3速の出力軸22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7回転要素RE7に無段変速部11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、無段変速部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L4と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第4速の出力軸22の回転速度が示される。

【0096】

本実施例の変速機構70においても、差動部或いは第1変速部として機能する無段変速部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72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3】

【0097】

図14は、手動操作によって動力分配機構16の差動状態と非差動状態すなわち変速機構10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44（以下、スイッチ44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44は、ユーザが所望する変速状態での車両走行を逐一的に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44の無段と表示された位置（部分）或いは有段変速走行に対応する有段と表示された位置（部分）を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10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10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。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10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44が手動操作されたことにより変速機構10の変速状態が手動切換制御されてもよい。つまり、切換制御手段50は、スイッチ44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10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を得られる走行を所望すれば変速機構10が無段変速状態とされるように手動操作により選択すればよいし、また自動変速部20の変速に伴う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変速機構10が有段変速状態とされるように手動操作により選択すればよい。また、スイッチ44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

10

20

30

40

50

い状態である中立位置が設けられる場合には、スイッチ44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10の変速状態の自動切換制御作動が実行されればよい。また、切換制御手段50は、スイッチ44の選択操作に従って優先的に変速機構10を有段変速状態と切り換えた場合であっても、前記車両挙動安定化制御手段80による車両の挙動を安定化させる制御が作動するときには、無段変速部11の有段変速状態(ロック状態)を解除する。

【0098】

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。

10

【0099】

例えば、前述の実施例の変速機構10、70は、無段変速部11(動力分配機構16)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とに切り換えることで無段変速状態と有段変速状態とに切り替え可能に構成され、この無段変速状態と有段変速状態との切換えは無段変速部11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、例えば無段変速部11が差動状態のままであっても無段変速部11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、無段変速部11の差動状態/非差動状態と、変速機構10、70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、無段変速部11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10、70(無段変速部11、動力分配機構16)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。

20

【0100】

また、前述の実施例では、車両挙動安定化制御手段80としてVSCシステムやABSを例示しそのVSCシステムやABS作動時に本発明が適用されたが、そのVSCシステムやABSの他に車両の挙動が不安定となる場合にその挙動を安定化させる制御作動時であれば、本発明は適用され得る。例えば、滑りやすい路面などの発進・加速時にスロットルを開けすぎて過大なトルクにより駆動輪38がスリップして発進加速性や操縦性を損なうような場合に、駆動輪38の制動力を制御しエンジントルクを制御して駆動輪38のスリップを抑え、路面状況に応じた駆動力を確保し、車両の発進加速性能・直進性および旋回安定性を確保するTRC(Traction Control System)と称されるシステムの制御作動時であっても本発明は適用され得る。

30

【0101】

また、前述の実施例では、切換制御手段50(図9のステップS3)により、車両挙動の安定化制御中は切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が一時的に解放させて無段変速部11の定変速状態(ロック状態)が解除されたが、その切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の解放は完全に解放せずに、半係合のスリップ状態或いは低圧待機状態としてもよい。このようにすれば、車両挙動の安定化制御終了後の切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の係合が速やかに実行され得る。

40

【0102】

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。

【0103】

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。

【0104】

50

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。

【0105】

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。10

【0106】

また、前述の実施例の変速機構10、70では、ニュートラル「N」とする場合には切換クラッチC0が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

【0107】

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。

【0108】

また、前述の実施例では、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。20

【0109】

また、前述の実施例では、無段变速部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が介装されていたが、例えば自動变速機の一一種である無段变速機（CVT）等の他の形式の動力伝達装置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、電気パ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動变速部20、72の变速が実行されてもよい。或いは、自動变速部20、70は備えられていなくても本発明は適用され得る。30

【0110】

また、前述の実施例では、自動变速部20、72は伝達部材18を介して無段变速部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動变速部20、72が配設されてもよい。この場合には、無段变速部11と自動变速部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。

【0111】

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。40

【0112】

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段以上の变速機として機能するものであってもよい。

【0113】

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50

、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）とが折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。

【0114】

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、改良を加えた様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0115】

【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ブロック線図である。

20

【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、自動变速部の变速判断の基となる予め記憶された变速線図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との関係を示す図である。

【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。

【図8】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9】図5の電子制御装置の制御作動すなわち走行中に車両の挙動が不安定となり車両の挙動を安定化する制御作動が実行されるときの变速機構の变速状態の切換制御作動を説明するフローチャートである。

30

【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、車両の制動時の挙動を安定化させるA B Sが作動する場合の例である。

【図11】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12】図11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13】図11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。

40

【図14】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】

【0116】

8：エンジン（駆動力源）

10、70：变速機構（駆動装置）

11：無段变速部

16：動力分配機構（差動機構）

20、72：自動变速部

50

3 8 : 駆動輪

5 0 : 切換制御手段 (車両安定化時切換制御手段)

8 0 : 車両挙動安定化制御手段

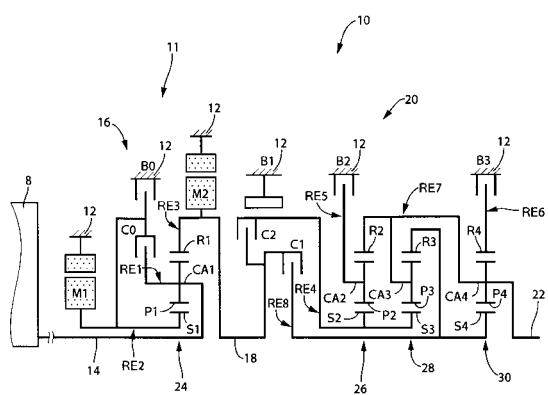
M 1 : 第1電動機

M 2 : 第2電動機

C 0 : 切換クラッチ (係合装置)

B 0 : 切換ブレーキ (係合装置)

【図1】

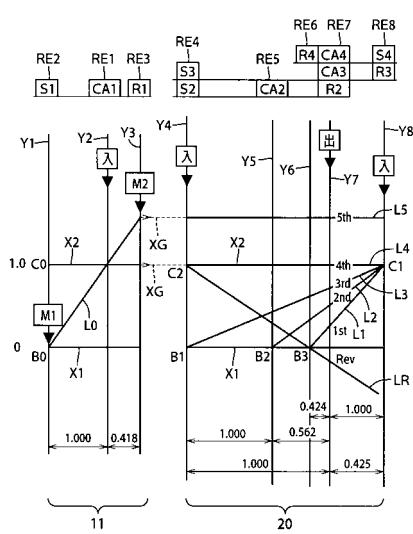


【図2】

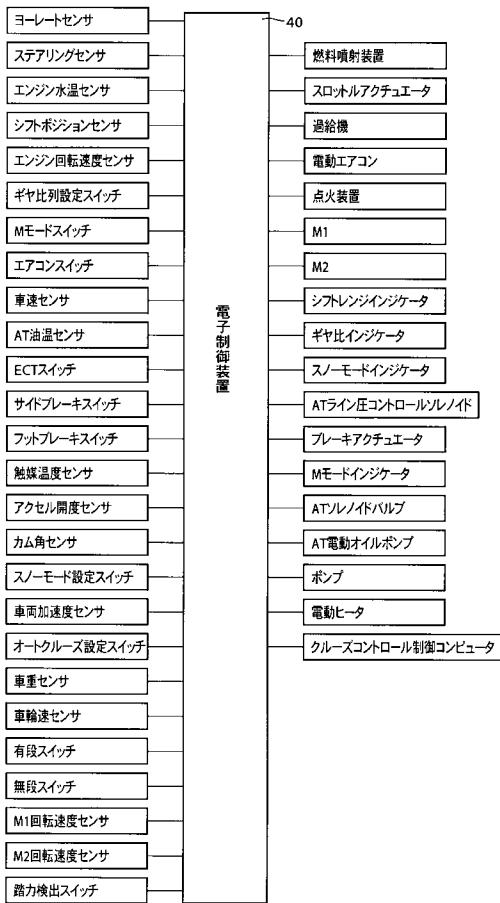
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	○	○					○	3.357	1.54
2nd	○	○					○	2.180	1.53
3rd	○	○			○			1.424	1.42
4th	○	○	○					1.000	1.42
5th	○	○	○	○				0.705	トータル 4.76
R							○	3.209	
N	○								

○ 係合 ○ 有段時係合,無段時解放

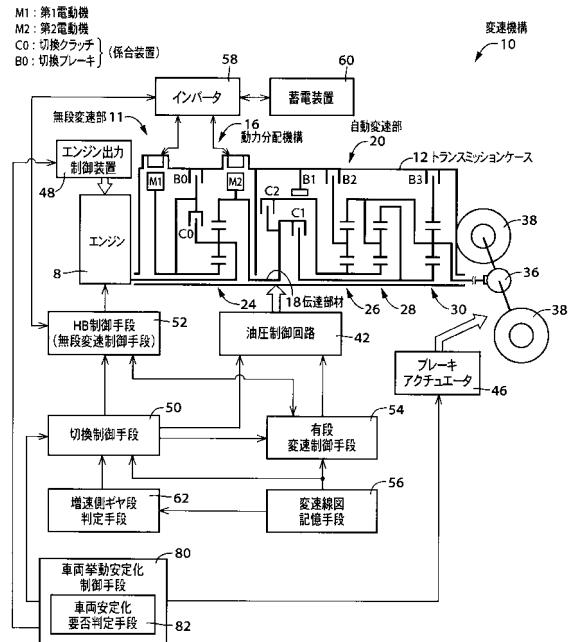
【図3】



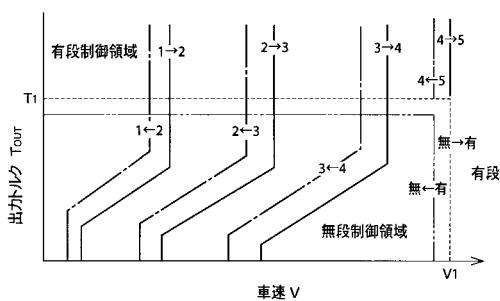
【図4】



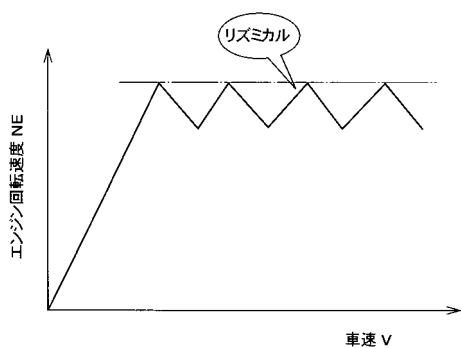
【図5】



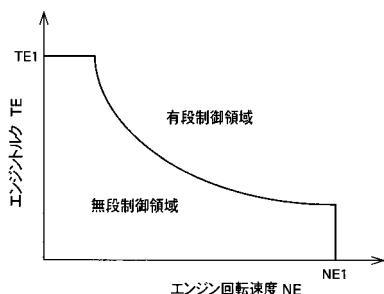
【図6】



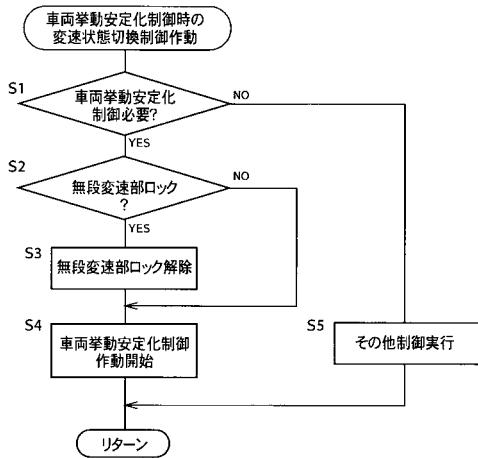
【図8】



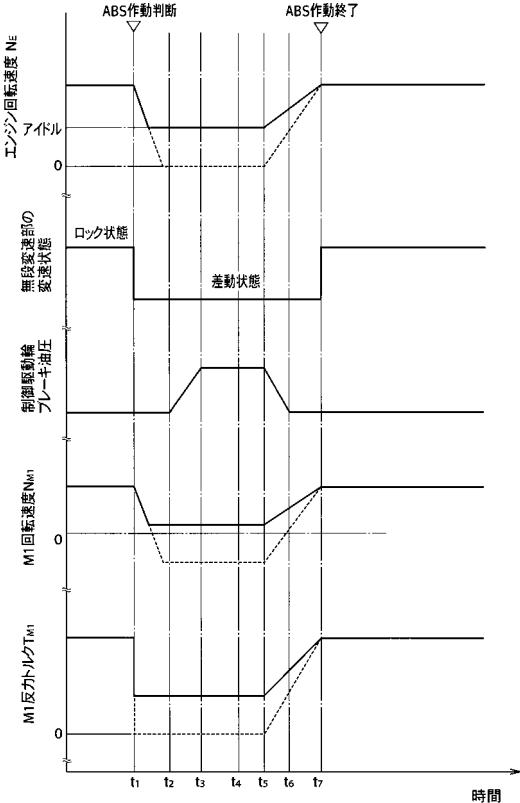
【図7】



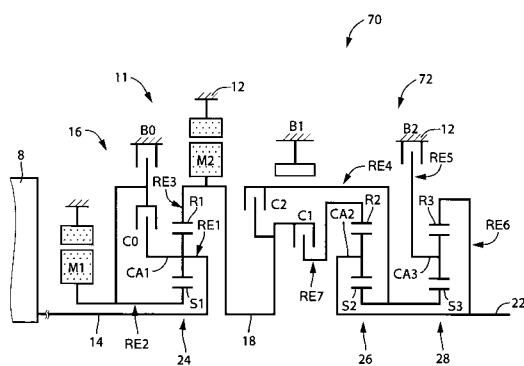
【図9】



【図10】



【図11】

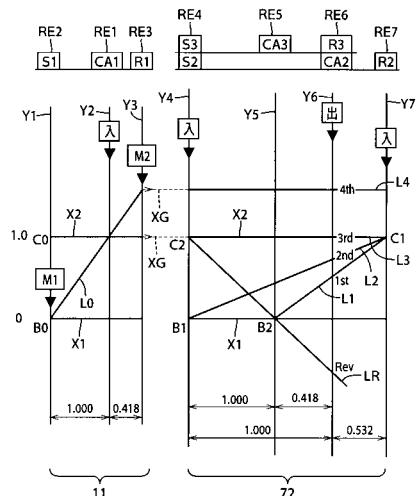


【図12】

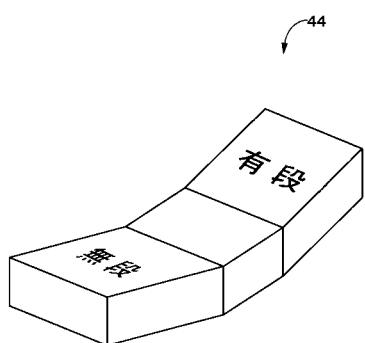
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○			○		2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	トータル 3.977
R			○			○	2.393	
N	○							

○係合 ◎有段時係合,無段時解放

【図13】



【図14】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I

B 6 0 K	6/547	(2007.10)	B 6 0 K	6/547
B 6 0 L	15/20	(2006.01)	B 6 0 L	15/20
F 1 6 H	61/02	(2006.01)	F 1 6 H	61/02
F 1 6 H	59/50	(2006.01)	F 1 6 H	59:50
F 1 6 H	59/54	(2006.01)	F 1 6 H	59:54

(56)参考文献 特開平11-217025(JP,A)

特開2002-308077(JP,A)

特開平10-184415(JP,A)

特開昭62-187643(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 W	1 0 / 0 0	-	2 0 / 0 0
F 1 6 H	5 9 / 0 0	-	6 1 / 1 2
F 1 6 H	6 1 / 1 6	-	6 1 / 2 4
F 1 6 H	6 3 / 4 0	-	6 3 / 5 0