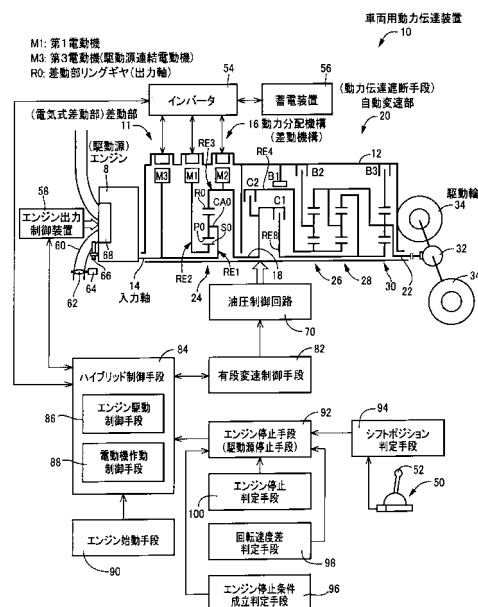




【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

差動機構の回転要素に動力伝達可能に連結された第 1 電動機の運転状態が制御されることにより、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度との差動状態が制御される電気式差動部と、前記入力軸に連結された駆動源および駆動源連結電動機と、前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する動力伝達遮断手段とを、備える車両用動力伝達装置の制御装置であって、

前記動力伝達遮断手段が動力伝達遮断状態であるときにおいて前記駆動源を停止させる場合、前記駆動源連結電動機によって駆動源回転速度を低下させる駆動源停止手段を含むことを特徴とする車両用動力伝達装置の制御装置。

10

【請求項 2】

前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下は、前記出力軸の回転速度と前記駆動源回転速度との回転速度差が所定値以上のときに実施されることを特徴とする請求項 1 の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 3】

前記所定値は、前記駆動源回転速度が高くなるに従って小さくされることを特徴とする請求項 2 の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 4】

前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下中は、前記駆動源のフューエルカットが実施されることを特徴とする請求項 1 乃至 3 いずれか 1 つの車両用動力伝達装置の制御装置。

20

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、電動機によって差動状態が制御される電気式差動部と、駆動源と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する動力伝達遮断手段とを備える車両用動力伝達装置に係り、特に、動力伝達遮断手段が動力伝達遮断状態となったときの駆動源停止制御に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

30

差動機構の回転要素に動力伝達可能に連結された第 1 電動機の運転状態が制御されることにより、入力軸回転速度と出力軸回転速度との差動状態が制御される電気式差動部と、その入力軸に連結された駆動源と、前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速部（動力伝達遮断手段）とを、備える車両用動力伝達装置が知られている。例えば、特許文献 1 に記載された車両用動力伝達装置がそれである。このようなハイブリッド形式の車両用動力伝達装置では差動機構が例えば遊星歯車装置で構成され、その差動機構の回転要素に第 1 電動機が動力伝達可能に連結されている。特許文献 1 の車両用動力伝達装置においては、駆動源を停止させるに際して、電気式差動部に設けられて差動状態を制限するロック機構（切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0）を解放状態をすると共に、第 1 電動機を用いて駆動源回転速度を速やかに低下させることで、動力伝達系の共振が発生する駆動源回転速度領域を速やかに通過させている。

40

【0003】

【特許文献 1】 特開 2 0 0 6 - 4 6 5 4 1 号公報

【発明の開示】**【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

ところで、特許文献 1 のような車両用動力伝達装置では、変速部（動力伝達遮断手段）がニュートラル状態（動力伝達遮断状態）にあるとき、変速部の入力軸に連結される差動機構の出力軸（特許文献 1 においてリングギヤに相当）が駆動輪と作動的に連結されないため、出力軸のイナーシャ（慣性力）が小さくなる。この状態で駆動源停止制御を実行さ

50

せる場合、第 1 電動機が負の方向（逆転方向）のトルク（負トルク）を出力するに伴い、その勢いで差動機構の出力軸（リングギヤ）の回転速度が高回転化させられ、差動機構を支持する軸受やシール部品等の耐久性が低下する可能性があった。なお、上記課題は、差動部が動力伝達遮断手段を介して駆動輪に連結される構成の車両用動力伝達装置において生じる特有の課題であり未公知であったため、有効な解決方法が未だ見出されていなかった。

【 0 0 0 5 】

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、電気式差動部と動力伝達遮断手段を備える車両用動力伝達装置において、前記動力伝達遮断手段の動力伝達遮断状態時の駆動源停止制御に際して、差動機構の回転要素の高回転化を防止することができる車両用動力伝達装置の制御装置を提供することにある。

10

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 6 】

上記目的を達成するための、請求項 1 にかかる発明の要旨とするところは、（ a ）差動機構の回転要素に動力伝達可能に連結された第 1 電動機の運転状態が制御されることにより、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度との差動状態が制御される電気式差動部と、前記入力軸に連結された駆動源および駆動源連結電動機と、前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する動力伝達遮断手段とを、備える車両用動力伝達装置の制御装置において、（ b ）前記動力伝達遮断手段が動力伝達遮断状態であるときにおいて前記駆動源を停止させる場合、前記駆動源連結電動機によって駆動源回転速度を低下させる駆動源停止手段を含むことを特徴とする。

20

【 0 0 0 7 】

また、請求項 2 にかかる発明の要旨とするところは、請求項 1 の車両用動力伝達装置の制御装置において、前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下は、前記出力軸の回転速度と前記駆動源回転速度との回転速度差が所定値以上のときに実施されることを特徴とする。

【 0 0 0 8 】

また、請求項 3 にかかる発明の要旨とするところは、請求項 2 の車両用動力伝達装置の制御装置において、前記所定値は、前記駆動源回転速度が高くなるに従って小さくされることを特徴とする。

30

【 0 0 0 9 】

また、請求項 4 にかかる発明の要旨とするところは、請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 つの車両用動力伝達装置の制御装置において、前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下中は、前記駆動源のフューエルカットが実施されることを特徴とする。

【発明の効果】

【 0 0 1 0 】

請求項 1 にかかる発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記動力伝達遮断手段が動力伝達遮断状態であるときにおいて前記駆動源を停止させる場合、前記駆動源連結電動機によって駆動源回転速度を低下させる駆動源停止手段を含むため、駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下制御が実施される。ここで、駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下制御の実施は、駆動源イナーシャ（慣性力）を小さくすることと実質的に同等のこととなるため、第 1 電動機の負トルクの反力が差動機構の出力軸に伝わりにくくなり、出力軸回転速度の上昇を低減することができる。したがって、差動機構の出力軸の高回転化を防止することができる。

40

【 0 0 1 1 】

また、請求項 2 にかかる発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下は、前記出力軸の回転速度と前記駆動源回転速度との回転速度差が所定値以上のときに実施されるため、差動機構の出力軸が高回転化される危険性が高いと判定されると、駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下制御が実施され、差動機構の出力軸の高回転化を事前に防止することができる。

50

【 0 0 1 2 】

また、請求項 3 にかかる発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記所定値は、前記駆動源回転速度が高くなるに従って小さくされる。駆動源回転速度が高い領域では、差動機構の出力軸回転速度も同様に高くなっており、出力軸回転速度が高回転される危険性も高くなる。したがって、駆動源回転速度が高い領域では、駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下制御が速やかに実施されるように所定値を小さくすることで、出力軸の高回転化を効果的に防止することができる。

【 0 0 1 3 】

また、請求項 4 にかかる発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記駆動源連結電動機による駆動源回転速度低下中は、前記駆動源のフューエルカットが実施されるため、駆動源回転速度を速やかに低下させることができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 4 】

ここで、好適には、前記動力伝達遮断手段は、有段式の自動変速部である。このようにすれば、電気式差動部の伝達効率の変化に伴って駆動装置全体の伝達効率が変化させられたとしても、例えば伝達効率が向上する自動変速部の変速段を用いることが可能になる。

【 0 0 1 5 】

また、好適には、前記自動変速部は、複数組の遊星歯車装置の回転要素が摩擦係合装置によって選択的に連結されることにより複数のギヤ段（変速段）が択一的に達成される例えば前進 4 段、前進 5 段、前進 6 段、更にはそれ以上の変速段を有する等の種々の遊星歯車式多段変速機により構成される。この遊星歯車式多段変速機における摩擦係合装置としては、油圧アクチュエータによって係合させられる多板式、単板式のクラッチやブレーキ、或いはベルト式のブレーキ等の油圧式摩擦係合装置が広く用いられる。この油圧式摩擦係合装置を係合させるための作動油を供給するオイルポンプは、例えば走行用駆動力源により駆動されて作動油を吐出するものでも良いが、走行用駆動力源とは別に配設された専用の電動モータなどで駆動されるものでも良い。また、クラッチ或いはブレーキは、油圧式摩擦係合装置以外に電磁式係合装置例えば電磁クラッチや磁粉式クラッチ等であってもよい。

20

【 0 0 1 6 】

また、好適には、前記電気式差動部は、前記第 1 電動機の運転状態が制御されることにより電氣的な無段変速機として作動する。このようにすれば、電氣的な無段変速機として機能する電気式差動部を備えた実用的な駆動装置において、電気式差動部の伝達効率の変化に伴って駆動装置全体の伝達効率が変化させられたとしても、例えば伝達効率が向上する変速比を用いることが可能になる。また、電気式差動部から出力される駆動トルクを滑らかに変化させることが可能である。尚、電気式差動部は、その変速比を連続的に変化させて電氣的な無段変速機として作動させる他に変速比を段階的に変化させて有段変速機として作動させることも可能である。

30

【 0 0 1 7 】

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。なお、以下の実施例において図は適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

40

【実施例】

【 0 0 1 8 】

図 1 は、本発明の制御装置が適用される車両用動力伝達装置 10（以下、動力伝達装置 10 と表す）を説明する骨子図であり、この動力伝達装置 10 はハイブリッド車両に好適に用いられる。図 1 において、動力伝達装置 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 と表す）内において共通の軸心上に配設された入力回転部材としての入力軸 14 と、この入力軸 14 に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された無段変速部としての差動部 11 と、その差動部 11 と駆動輪 34（図 6 参照）との間の動力伝達経路で伝達

50

部材（伝動軸）１８を介して直列に連結されている動力伝達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。この動力伝達装置１０は、例えば車両において縦置きされるＦＲ（フロントエンジン・リヤドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、入力軸１４に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動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（本発明の駆動源に対応）と一对の駆動輪３４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）３２（図６参照）及び一对の車軸等を順次介して一对の駆動輪３４へ伝達する。

【００１９】

このように、本実施例の動力伝達装置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、動力伝達装置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。

【００２０】

本発明の電気式差動部に対応する差動部１１は、動力分配機構１６と、動力分配機構１６に動力伝達可能に連結されて動力分配機構１６の差動状態を制御するための差動用電動機として機能する第１電動機Ｍ１と、伝達部材１８と一体的に回転するように作動的に連結されている第２電動機Ｍ２と、入力軸１４を介しエンジン８に連結された駆動源連結電動機である第３電動機Ｍ３とを備えている。

【００２１】

本実施例の第１電動機Ｍ１、第２電動機Ｍ２、及び第３電動機Ｍ３は、何れも電力授受可能に構成されたものである。すなわち、電気エネルギーから機械的な駆動力を発生させる発動機としての機能及び機械的な駆動力から電気エネルギーを発生させる発電機としての機能を有する所謂モータジェネレータである。換言すれば、動力伝達装置１０において、電動機Ｍは何れも主動力源であるエンジン８の代替として、或いはそのエンジン８と共に走行用の駆動力を発生させる動力源（副動力源）として機能し得る。また、他の動力源により発生させられた駆動力から回生により電気エネルギーを発生させ、インバータ５４（図６参照）を介して他の電動機Ｍに供給したり、その電気エネルギーを蓄電装置５６（図６参照）に蓄積する等の作動を行う。尚、第３電動機Ｍ３は、主動力源であるエンジン８の補機であり、例えばスタータとしてそのエンジン８の出力軸に直結される等して付属的に設けられたものである。

【００２２】

第１電動機Ｍ１及び第３電動機Ｍ３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走行用電動機として機能するためモータ（電動機）機能を少なくとも備える。また、好適には、第１電動機Ｍ１、第２電動機Ｍ２、及び第３電動機Ｍ３は、何れもその発電機としての発電量を連続的に変更可能に構成されたものである。また、第１電動機Ｍ１、第２電動機Ｍ２、及び第３電動機Ｍ３は、動力伝達装置１０の筐体であるケース１２内に備えられ、動力伝達装置１０の作動流体である自動変速部２０の作動油により冷却される。尚、本実施例では図１のように第３電動機Ｍ３はエンジン８に直結されているが、両者が同軸に配置される必要はなく両者の連結関係はこれに限定されるものではない。また、第３電動機Ｍ３はエンジン８に入力軸１４を介して連結されているが、省スペース化のため第３電動機Ｍ３がエンジン８に付属し両者が一体的に構成されていてもよい。

【００２３】

動力分配機構１６は、エンジン８に動力伝達可能に連結された差動機構であって、例えば「０．４１８」程度の所定のギヤ比 p_0 を有するシングルピニオン型の差動部遊星歯車装置２４を主体として構成されており、入力軸１４に入力されたエンジン８の出力を機械

10

20

30

40

50

的に分配する機械的機構である。この差動部遊星歯車装置 24 は、差動部サンギヤ S0、差動部遊星歯車 P0、その差動部遊星歯車 P0 を自転及び公転可能に支持する差動部キャリア CA0、差動部遊星歯車 P0 を介して差動部サンギヤ S0 と噛み合う差動部リングギヤ R0 を回転要素（要素）として備えている。差動部サンギヤ S0 の歯数を ZS0、差動部リングギヤ R0 の歯数を ZR0 とすると、上記ギヤ比 p_0 は $ZS0 / ZR0$ である。

【0024】

この動力分配機構 16 においては、差動部キャリア CA0 は入力軸 14 すなわちエンジン 8 及び第 3 電動機 M3 に連結され、差動部サンギヤ S0 は第 1 電動機 M1 に連結され、差動部リングギヤ R0 は伝達部材 18 に連結されている。このように構成された動力分配機構 16 は、差動部遊星歯車装置 24 の 3 要素である差動部サンギヤ S0、差動部キャリア CA0、差動部リングギヤ R0 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 とに分配されると共に、分配されたエンジン 8 の出力の一部で第 1 電動機 M1 から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第 2 電動機 M2 が回転駆動されるので、差動部 11（動力分配機構 16）は電気的な差動装置として機能させられて例えば差動部 11 は所謂無段変速状態（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、差動部 11 はその変速比 γ_0 （入力軸 14 の回転速度 N_{IN} / 伝達部材 18 の回転速度 N_{18} ）が最小値 γ_{0min} から最大値 γ_{0max} まで連続的に変化させられる電気的な無段変速機として機能する。このように、動力分配機構 16（差動部 11）に動力伝達可能に連結された第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 の一方又は両方の運転状態（動作点）が制御されることにより、動力分配機構 16 の差動状態、すなわち入力軸 14 の回転速度と伝達部材 18 の回転速度の差動状態が制御される。

【0025】

自動変速部 20 は、差動部 11 から駆動輪 34 への動力伝達経路の一部を構成する変速部であり、シングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 26、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 28、及びシングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 30 を備え、有段式の自動変速機として機能する遊星歯車式の多段変速機である。第 1 遊星歯車装置 26 は、第 1 サンギヤ S1、第 1 遊星歯車 P1、その第 1 遊星歯車 P1 を自転及び公転可能に支持する第 1 キャリア 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 を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 p_1 を有している。第 2 遊星歯車装置 28 は、第 2 サンギヤ S2、第 2 遊星歯車 P2、その第 2 遊星歯車 P2 を自転及び公転可能に支持する第 2 キャリア 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「0.425」程度の所定のギヤ比 p_2 を有している。第 3 遊星歯車装置 30 は、第 3 サンギヤ S3、第 3 遊星歯車 P3、その第 3 遊星歯車 P3 を自転及び公転可能に支持する第 3 キャリア 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「0.421」程度の所定のギヤ比 p_3 を有している。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、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 とすると、上記ギヤ比 p_1 は $ZS1 / ZR1$ 、上記ギヤ比 p_2 は $ZS2 / ZR2$ 、上記ギヤ比 p_3 は $ZS3 / ZR3$ である。

【0026】

自動変速部 20 では、第 1 サンギヤ S1 と第 2 サンギヤ S2 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共に第 1 ブレーキ B1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 1 キャリア CA1 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 3 リングギヤ R3 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 1 リングギヤ R1 と第 2 キャリア CA2 と第 3 キャリア CA3 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 と第 3 サンギヤ S3 とが一体的に連結されて第 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

10

20

30

40

50

る。

【0027】

このように、自動変速部20内と差動部11（伝達部材18）とは自動変速部20の変速段を成立させるために用いられる第1クラッチC1又は第2クラッチC2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C1及び第2クラッチC2は、動力分配機構16（差動部11）と駆動輪34との間の動力伝達経路の一部に設けられた動力伝達を選択的に遮断可能な係合装置であり、すなわち、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C1及び第2クラッチC2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C1及び第2クラッチC2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。上記より、自動変速部20が本発明の動力伝達遮断手段として機能するものである。

【0028】

また、この自動変速部20は、解放側係合装置の解放と係合側係合装置の係合とによりクラッチツウクラッチ変速が実行されて各ギヤ段（変速段）が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速比 γ （＝伝達部材18の回転速度 N_{18} ／出力軸22の回転速度 N_{OUT} ）が各ギヤ段毎に得られる。例えば、図2の係合作動表に示されるように、第1クラッチC1及び第3ブレーキB3の係合により変速比 γ_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、第1クラッチC1及び第2ブレーキB2の係合により変速比 γ_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、第1クラッチC1及び第1ブレーキB1の係合により変速比 γ_3 が第2速ギヤ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、第1クラッチC1及び第2クラッチC2の係合により変速比 γ_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る。また、第2クラッチC2及び第3ブレーキB3の係合により変速比 γ_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（後進変速段）が成立させられる。また、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、及び第3ブレーキB3の解放によりニュートラル「N」状態とされる。

【0029】

前記第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、及び第3ブレーキB3（以下、特に区別しない場合はクラッチC、ブレーキBと表す）は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている係合装置すなわち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本又は2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介挿されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

【0030】

以上のように構成された動力伝達装置10において、無段変速機として機能する差動部11と自動変速部20とで全体として無段変速機が構成される。また、差動部11の変速比を一定となるように制御することにより、差動部11と自動変速部20とで有段変速機と同等の状態を構成することが可能とされる。

【0031】

具体的には、差動部11が無段変速機として機能し、且つ差動部11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の少なくとも1つの変速段Mに対して自動変速部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 N_{18} （以下、「伝達部材回転速度 N_{18} 」と表す）が無段的に変化させられてその変速段Mにおいて無段的な変速比幅が得られる。従って、動力伝達装置10の総合変速比 γ_T （＝入力軸14の回転速度 N_{IN} ／出力軸22の回転速度 N_{OUT} ）が無段階に得られ、動力伝達装置10において無段変速機が構成される。この動力伝達装置10の総合変速比 γ_T

は、差動部 11 の変速比 γ_0 と自動変速部 20 の変速比 γ とに基づいて形成される動力伝達装置 10 全体としてのトータル変速比 γ_T である。

【0032】

例えば、図 2 の係合作動表に示される自動変速部 20 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対し伝達部材回転速度 N_1 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。従って、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、動力伝達装置 10 全体としてのトータル変速比 γ_T が無段階に得られる。

【0033】

また、差動部 11 の変速比が一定となるように制御され、且つクラッチ C 及びブレーキ B が選択的に係合作動させられて第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の何れか或いは後進ギヤ段（後進変速段）が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T が各ギヤ段毎に得られる。従って、動力伝達装置 10 において有段変速機と同等の状態が構成される。

【0034】

例えば、差動部 11 の変速比 γ_0 が「1」に固定されるように制御されると、図 2 の係合作動表に示されるように自動変速部 20 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対応する動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T が各ギヤ段毎に得られる。また、自動変速部 20 の第 4 速ギヤ段において差動部 11 の変速比 γ_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定されるように制御されると、第 4 速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.7」程度であるトータル変速比 γ_T が得られる。

【0035】

図 3 は、差動部 11 と自動変速部 20 とから構成される動力伝達装置 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 p 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、横線 X1 が回転速度零を示し、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。

【0036】

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 に対応する差動部サンギヤ S0、第 1 回転要素（第 1 要素）RE1 に対応する差動部キャリア CA0、第 3 回転要素（第 3 要素）RE3 に対応する差動部リングギヤ R0 の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は差動部遊星歯車装置 24 のギヤ比 p_0 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 1 サンギヤ S1 及び第 2 サンギヤ S2 を、第 5 回転要素（第 5 要素）RE5 に対応する第 1 キャリア CA1 を、第 6 回転要素（第 6 要素）RE6 に対応する第 3 リングギヤ R3 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 1 リングギヤ R1、第 2 キャリア CA2、第 3 キャリア CA3 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 2 リングギヤ R2、第 3 サンギヤ S3 をそれぞれ表し、それらの間隔は第 1、第 2、第 3 遊星歯車装置 26、28、30 のギヤ比 p_1 、 p_2 、 p_3 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 p 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 p_0 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 1、第 2、第 3 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 p に対応する間隔に設定される。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 7 】

上記図 3 の共線図を用いて表現すれば、本実施例の動力伝達装置 10 は、動力分配機構 16 (差動部 11) において、差動部遊星歯車装置 24 の第 1 回転要素 RE1 (差動部キャリア CA0) が入力軸 14 すなわちエンジン 8 及び第 3 電動機 M3 に連結され、第 2 回転要素 RE2 が第 1 電動機 M1 に連結され、第 3 回転要素 (差動部リングギヤ R0) RE3 が伝達部材 18 及び第 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 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 により差動部サンギヤ S0 の回転速度と差動部リングギヤ R0 の回転速度との関係が示される。

【 0 0 3 8 】

10

例えば、差動部 11 においては、第 1 回転要素 RE1 乃至第 3 回転要素 RE3 が相互に相対回転可能とされる差動状態とされており、直線 L0 と縦線 Y3 との交点で示される差動部リングギヤ R0 の回転速度が車速 V に拘束されて略一定である場合には、エンジン回転速度 N_E を制御することによって直線 L0 と縦線 Y2 との交点で示される差動部キャリア CA0 の回転速度が上昇或いは下降させられると、直線 L0 と縦線 Y1 との交点で示される差動部サンギヤ S0 の回転速度すなわち第 1 電動機 M1 の回転速度が上昇或いは下降させられる。

【 0 0 3 9 】

また、差動部 11 の変速比 γ_0 が「1」に固定されるように第 1 電動機 M1 の回転速度を制御することによって差動部サンギヤ S0 の回転がエンジン回転速度 N_E と同じ回転とされ、直線 L0 は横線 X2 と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で差動部リングギヤ R0 の回転速度すなわち伝達部材 18 が回転させられる。或いは、差動部 11 の変速比 γ_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定されるように第 1 電動機 M1 の回転速度を制御することによって差動部サンギヤ S0 の回転が零とされると、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で伝達部材回転速度 N_{18} が回転させられる。

20

【 0 0 4 0 】

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共に第 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。

30

【 0 0 4 1 】

自動変速部 20 では、差動部 11 において出力回転部材である伝達部材 18 (第 3 回転要素 RE3) の回転が第 1 クラッチ C1 が係合されることで第 8 回転要素 RE8 に入力されると、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 XG 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 (1st) 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 (2nd) 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 (3rd) 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 (4th) の出力軸 22 の回転速度が示される。

40

【 0 0 4 2 】

図 4 は、本実施例の動力伝達装置 10 を制御するための制御装置である電子制御装置 8

50

0 に入力される信号及びその電子制御装置 80 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 80 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 や各電動機 M に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 20 の変速制御等の各種制御を実行するものである。

【0043】

電子制御装置 80 には、図 4 に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン 8 の冷却流体の温度であるエンジン水温 T_{EMPW} を表す信号、シフトレバー 52 (図 5 参照) のシフトポジション P_{SH} や「M」ポジションにおける操作回数等を表す信号、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、M モード (手動変速走行モード) を指令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸 22 の回転速度 N_{OUT} に対応する車速 V 及び車両の進行方向を表す信号、自動変速部 20 の作動油温 T_{OIL} を表す信号、サイドブレーキ操作を表す信号、フットブレーキ操作を表す信号、触媒温度を表す信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダルの操作量であるアクセル開度 A_{cc} を表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表す信号、車両の前後加速度 G を表す信号、オートクルーズ走行を表す信号、車両の重量 (車重) を表す信号、各車輪の車輪速を表す信号、第 1 電動機 M_1 の回転速度 N_{M1} (以下、「第 1 電動機回転速度 N_{M1} 」と表す) 及びその回転方向を表す信号、第 2 電動機 M_2 の回転速度 N_{M2} (以下、「第 2 電動機回転速度 N_{M2} 」と表す) 及びその回転方向を表す信号、第 3 電動機 M_3 の回転速度 N_{M3} (以下、「第 3 電動機回転速度 N_{M3} 」と表す) 及びその回転方向を表す信号、各電動機 M_1 , M_2 , M_3 との間でインバータ 54 を介して充放電を行う蓄電装置 56 (図 6 参照) の充電容量 (充電状態) SOC を表す信号などが、それぞれ供給される。

【0044】

また、上記電子制御装置 80 からは、エンジン 8 の出力 P_E (単位は例えば「kW」)。以下、「エンジン出力 P_E 」と表す。) を制御するエンジン出力制御装置 58 (図 6 参照) への制御信号例えばエンジン 8 の吸気管 60 に備えられた電子スロットル弁 62 のスロットル弁開度 θ_{TH} を操作するスロットルアクチュエータ 64 への駆動信号や燃料噴射装置 66 による吸気管 60 或いはエンジン 8 の筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置 68 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 M_1 、 M_2 、及び M_3 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 70 (図 6 参照) に含まれる電磁弁 (リニアソレノイドバルブ) 等を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路 70 に設けられたレギュレータバルブ (調圧弁) によりライン油圧 P_L を調圧するための信号、そのライン油圧 P_L が調圧されるための元圧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。

【0045】

図 5 は、複数種類のシフトポジション P_{SH} を人為的操作により切り換える切換装置としてのシフト操作装置 50 の一例を示す図である。このシフト操作装置 50 は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジション P_{SH} を選択するために操作されるシフトレバー 52 を備えている。

【0046】

そのシフトレバー 52 は、動力伝達装置 10 内つまり自動変速部 20 内の動力伝達経路が遮断されたニュートラル状態すなわち中立状態とし且つ自動変速部 20 の出力軸 22 を

10

20

30

40

50

ロックするための駐車ポジション「P（パーキング）」、後進走行のための後進走行ポジション「R（リバース）」、動力伝達装置 10 内の動力伝達経路が遮断された中立状態とするための中立ポジション「N（ニュートラル）」、自動変速モードを成立させて差動部 11 の無段的な変速比幅と自動変速部 20 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる動力伝達装置 10 の変速可能なトータル変速比 γ_T の変化範囲内で自動変速制御を実行させる前進自動変速走行ポジション「D（ドライブ）」、又は手動変速走行モード（手動モード）を成立させて自動変速部 20 における高速側の変速段を制限する所謂変速レンジを設定するための前進手動変速走行ポジション「M（マニュアル）」へ手動操作されるように設けられている。

【0047】

10

上記シフトレバー 52 の各シフトポジション P_{SH} への手動操作に連動して図 2 の係合作動表に示す後進ギヤ段「R」、ニュートラル「N」、前進ギヤ段「D」における各変速段等が成立するように、例えば油圧制御回路 70 が電氣的に切り換えられる。

【0048】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジション P_{SH} において、「P」ポジション及び「N」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 の何れもが解放されるような自動変速部 20 内の動力伝達経路が遮断された車両を駆動不能とする第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 による動力伝達経路の動力伝達遮断状態へ切換えを選択するための非駆動ポジションである。また、「R」ポジション、「D」ポジション及び「M」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 の少なくとも一方が係合されるような自動変速部 20 内の動力伝達経路が連結された車両を駆動可能とする第 1 クラッチ C1 及び / 又は第 2 クラッチ C2 による動力伝達経路の動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションでもある。

20

【0049】

具体的には、シフトレバー 52 が「P」ポジション或いは「N」ポジションから「R」ポジションへ手動操作されることで、第 2 クラッチ C2 が係合されて自動変速部 20 内の動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態とされ、シフトレバー 52 が「N」ポジションから「D」ポジションへ手動操作されることで、少なくとも第 1 クラッチ C1 が係合されて自動変速部 20 内の動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態とされる。また、シフトレバー 52 が「R」ポジションから「P」ポジション或いは「N」ポジションへ手動操作されることで、第 2 クラッチ C2 が解放されて自動変速部 20 内の動力伝達経路が動力伝達可能状態から動力伝達遮断状態とされ、シフトレバー 52 が「D」ポジションから「N」ポジションへ手動操作されることで、第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 が解放されて自動変速部 20 内の動力伝達経路が動力伝達可能状態から動力伝達遮断状態とされる。

30

【0050】

図 6 は、電子制御装置 80 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 6 において、有段変速制御手段 82 は、図 7 に示すような車速 V と自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} とを変数として予め記憶されたアップシフト線（実線）及びダウンシフト線（一点鎖線）を有する関係（変速線図、変速マップ）から実際の車速 V 及びアクセル開度 Acc 等に対応する自動変速部 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 の自動変速制御を実行する。

40

【0051】

このとき、有段変速制御手段 82 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、自動変速部 20 の変速に関与する油圧式摩擦係合装置を係合及び / 又は解放させる指令（変速出力指令、油圧指令）を、すなわち自動変速部 20 の変速に関与する解

50

放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合することによりクラッチツウクラッチ変速を実行させる指令を油圧制御回路 70 へ出力する。油圧制御回路 70 は、その指令に従って、例えば解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合して自動変速部 20 の変速が実行されるように、油圧制御回路 70 内のリニアソレノイドバルブを作動させてその変速に関与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを作動させる。

【0052】

図 7 の変速線図において、アップシフト線（実線）はアップシフトが判断されるための変速線であり、ダウンシフト線（一点鎖線）はダウンシフトが判断されるための変速線である。また、この図 7 の変速線図における変速線は、例えば自動変速部 20 の要求出力トルク T_{OUT} を示す横線上において実際の車速 V が線を横切ったか否か、また例えば車速 V を示す縦線上において自動変速部 20 の要求出力トルク T_{OUT} が線を横切ったか否か、すなわち変速線上の変速を実行すべき値（変速点）を横切ったか否かを判断するためのものであり、この変速点の連なりとして予め記憶されている。

【0053】

ハイブリッド制御手段 84 は、エンジン出力制御装置 58 を介してエンジン 8 の駆動を制御するエンジン駆動制御手段 86 と、インバータ 54 を介して第 1 電動機 M1、第 2 電動機 M2、及び第 3 電動機 M3 による駆動力源又は発電機としての作動を制御する電動機作動制御手段 88 とを含んでおり、それら制御機能によりエンジン 8、第 1 電動機 M1、第 2 電動機 M2、及び第 3 電動機 M3 によるハイブリッド駆動制御を実行する。

【0054】

また、ハイブリッド制御手段 84 は、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン 8 と第 2 電動機 M2 との駆動力の配分や第 1 電動機 M1 の発電による反力を最適になるように変化させて差動部 11 の電氣的な無段変速機としての変速比 γ_0 を制御する。例えば、そのときの走行車速 V において、運転者の出力要求量としてのアクセル開度 Acc や車速 V から車両の目標（要求）出力を算出し、その車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第 2 電動機 M2 のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力（要求エンジン出力） P_{ER} を算出し、その目標エンジン出力 P_{ER} が得られるエンジン回転速度 N_E とエンジン 8 の出力トルク（エンジントルク） T_E となるようにエンジン 8 を制御すると共に各電動機 M の出力乃至発電を制御する。

【0055】

以上のように、動力伝達装置 10 全体としての変速比である総合変速比 γ_T は、有段変速制御手段 82 によって制御される自動変速部 20 の変速比 γ と、ハイブリッド制御手段 84 によって制御される差動部 11 の変速比 γ_0 とによって決定される。すなわち、ハイブリッド制御手段 84 及び有段変速制御手段 82 は、シフトポジション P_{SH} に対応するシフトレンジの範囲内において、油圧制御回路 70、エンジン出力制御装置 58、第 1 電動機 M1、第 2 電動機 M2、及び第 3 電動機 M3 等を介して動力伝達装置 10 全体としての変速比である総合変速比 γ_T を制御する変速制御手段として機能する。

【0056】

例えば、ハイブリッド制御手段 84 は、動力性能や燃費向上などのために自動変速部 20 の変速段を考慮してエンジン 8 及び各電動機 M の制御を実行する。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 及び自動変速部 20 の変速段で定まる伝達部材 18 の回転速度とを整合させるために、差動部 11 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 84 は、エンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とで構成され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求められた例えば図 8 の破線に示すようなエンジン 8 の動作曲線の一種である最適燃費率曲線（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エンジン 8 の動作点（以下、「エンジン動作点」と表す）が沿わされつつエンジン 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

10

20

30

40

50

力 P_E 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、動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T の目標値を定め、その目標値が得られるように自動変速部 20 の変速段を考慮して差動部 11 の変速比 γ_0 を制御し、トータル変速比 γ_T をその変速可能な変化範囲内で制御する。ここで、上記エンジン動作点とは、エンジン回転速度 N_E 及びエンジントルク T_E などで例示されるエンジン 8 の動作状態を示す状態量を座標軸とした二次元座標においてエンジン 8 の動作状態を示す動作点である。

【0057】

このとき、ハイブリッド制御手段 84 は、例えば第 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 54 を通して蓄電装置 56 や第 2 電動機 M_2 へ供給したり、第 3 電動機 M_3 により発電された電気エネルギーをインバータ 54 を通して蓄電装置 56 や第 1 電動機 M_1 乃至第 2 電動機 M_2 へ供給したりするので、エンジン 8 の動力の主要部は機械的に伝達部材 18 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は電動機 M 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 54 を通してその電気エネルギーが他の電動機 M へ供給され、電気エネルギーによりその電動機 M から出力される駆動力が伝達部材 18 へ伝達される。この発電に係る電動機 M による電気エネルギーの発生から駆動に係る電動機 M で消費されるまでに関連する機器により、エンジン 8 の動力の一部が電気エネルギーに変換され、その電気エネルギーが機械的エネルギーに変換されるまでの電気バスが構成される。

【0058】

ここで、有段変速制御手段 82 により自動変速部 20 の変速制御が実行される場合には、その自動変速部 20 の変速比が段階的に変化させられることに伴ってその変速前後で動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T が段階的に変化させられる。このような制御では、トータル変速比 γ_T を段階的に変化させることにより、すなわち変速比が連続的ではなく飛び飛びの値をとることにより、連続的なトータル変速比 γ_T の変化に比較して速やかに駆動トルクを変化させることが可能となる。その反面、変速ショックが発生したり、最適燃費率曲線に沿うようにエンジン回転速度 N_E を制御できず燃費が悪化する可能性がある。そこで、ハイブリッド制御手段 84 は、そのトータル変速比 γ_T の段階的変化が抑制されるように、自動変速部 20 の変速に同期してその自動変速部 20 の変速比の変化方向とは反対方向の変速比の変化となるように差動部 11 の変速を実行する。換言すれば、自動変速部 20 の変速前後で動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T が連続的に変化するように自動変速部 20 の変速制御に同期して差動部 11 の変速制御を実行する。例えば、自動変速部 20 の変速前後で過渡的に動力伝達装置 10 のトータル変速比 γ_T が変化しないような所定のトータル変速比 γ_T を形成するために自動変速部 20 の変速制御に同期して、その自動変速部 20 の変速比の段階的な変化に相当する変化分だけその変化方向とは反対方向に変速比を段階的に変化させるように差動部 11 の変速制御を実行する。

【0059】

また、ハイブリッド制御手段 84 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 11 の電氣的 CVT 機能によって第 1 電動機回転速度 N_{M1} 及び / 又は第 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 を略一定に維持したり任意の回転速度に回転制御する。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 84 は、エンジン回転速度 N_E を略一定に維持したり任意の回転速度に制御しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} 及び / 又は第 2 電動機回転速度 N_{M2} を任意の回転速度に回転制御することができる。

【0060】

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 84 は車両走行中にエンジン回転速度 N_E を引き上げる場合には、車速 V (駆動輪 34) 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。このときハイブリッド制御手段 84 は、第 1 電動機回転速度 N_{M1} の引き上げに替えて又はこれと並行して、第 3 電動機回転速度 N_{M3} の引き上げを実行してエンジン回転速度 N_E を引き上げてよい。また、ハイブリッド制御手段 84 は自動変速部 20 の変速中にエンジン回転速度 N_E を略一定に維持する場合には、エンジン回転速度 N_E を略一定に維

持しつつ自動変速部 20 の変速に伴う第 2 電動機回転速度 N_{M2} の変化とは反対方向に第 1 電動機回転速度 N_{M1} を変化させる。

【0061】

また、ハイブリッド制御手段 84（エンジン駆動制御手段 86）は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 64 により電子スロットル弁 62 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 66 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 68 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 58 に出力して、必要なエンジン出力 P_E を発生するようにエンジン 8 の出力制御を実行する。

【0062】

例えば、ハイブリッド制御手段 84 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 A_{cc} に基づいてスロットルアクチュエータ 64 を駆動し、アクセル開度 A_{cc} が増加するほどスロットル弁開度 θ_{TH} を増加させるようにスロットル制御を実行する。また、エンジン出力制御装置 58 は、ハイブリッド制御手段 84 による指令に従って、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 64 により電子スロットル弁 62 を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 66 による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置 68 による点火時期を制御するなどしてエンジントルク制御を実行する。

【0063】

また、ハイブリッド制御手段 84 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能（差動作用）によって、例えば第 2 電動機 M2 を走行用の駆動力源とするモータ走行（E V モード走行）をさせることができる。例えば、図 7 に示すような車速 V と自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} とを変数として予め記憶された、走行用の駆動力源をエンジン 8 と電動機 M とで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関係（駆動力源切換線図、駆動力源マップ）から、実際の車速 V 及び自動変速部 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、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。図 7 の実線 A に示す駆動力源マップは、例えばその図 7 における実線及び一点鎖線に示す変速マップと共に予め記憶されたものである。この図 7 から明らかなように、ハイブリッド制御手段 84 によるモータ走行制御は、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} 域すなわち低エンジントルク T_E 域、或いは車速 V の比較的低車速域すなわち低負荷域で実行される。

【0064】

また、ハイブリッド制御手段 84 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、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を負の回転速度で制御して例えば第 1 電動機 M1 を無負荷状態とすることにより空転させて、差動部 11 の電氣的 C V T 機能（差動作用）により必要に応じてエンジン回転速度 N_E を零乃至略零に維持する。また、ハイブリッド制御手段 84 は、エンジン 8 を走行用の駆動力源とするエンジン走行を行うエンジン走行領域であっても、前述した電気バスによる第 1 電動機 M1 や第 3 電動機 M3 からの電気エネルギー及び / 又は蓄電装置 56 からの電気エネルギーを第 2 電動機 M2 へ供給し、その第 2 電動機 M2 を駆動して駆動輪 34 にトルクを付与することにより、エンジン 8 の動力を補助するための所謂トルクアシストが可能である。よって、本実施例のエンジン走行にはエンジン 8 を走行用の駆動力源とする場合と、エンジン 8 及び第 2 電動機 M2 の両方を走行用の駆動力源とする場合とがある。そして、本実施例のモータ走行とはエンジン 8 を停止して第 2 電動機 M2 を走行用の駆動力源とする走行である。

【0065】

また、ハイブリッド制御手段 84 は、第 1 電動機 M1 を無負荷状態として自由回転すなわち空転させることにより、差動部 11 がトルクの伝達を不能な状態すなわち差動部 11 内の動力伝達経路が遮断された状態と同等の状態であって、且つ差動部 11 からの出力が

10

20

30

40

50

発生されない状態とすることが可能である。すなわち、ハイブリッド制御手段 8 4 は、第 1 電動機 M 1 を無負荷状態とすることにより差動部 1 1 をその動力伝達経路が電氣的に遮断される中立状態（ニュートラル状態）とすることが可能である。

【0066】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、アクセルオフの惰性走行時（コースト走行時）やフットブレーキによる制動時などには、燃費を向上（燃料消費率を低減）させるためにエンジン 8 を非駆動状態にして、駆動輪 3 4 から伝達される車両の運動エネルギーを差動部 1 1 で電気エネルギーに変換する回生制御を実行する。具体的には、駆動輪 3 4 からエンジン 8 側へ伝達される逆駆動力により第 2 電動機 M 2 を回転駆動させて発電機として作動させ、その電気エネルギーすなわち第 2 電動機発電電流をインバータ 5 4 を介して蓄電装置 5 6 へ充電する回生制御を実行する。すなわち、ハイブリッド制御手段 8 4 は上記回生制御を実行する回生制御手段として機能する。

10

【0067】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 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手段 9 0 およびエンジン停止手段 9 2（本発明の駆動源停止手段に対応）とを備えている。このエンジン始動手段 9 0 およびエンジン停止手段 9 2 は、ハイブリッド制御手段 5 2 により例えば図 7 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の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。

20

【0068】

例えば、エンジン始動手段 9 0 は、図 7 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 6 8 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 8 4 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、エンジン始動手段 9 0 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。

30

【0069】

また、エンジン停止手段 9 2 は、例えば図 7 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 6 6 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 8 4 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、エンジン停止手段 9 2 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、エンジン停止手段 9 2 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 の停止を行ってもよい。

40

【0070】

ところで、シフト操作装置 5 0 のシフトレバー 5 2 が「P」ポジションまたは「N」ポジションにシフト操作された状態では、自動変速部 2 0（動力伝達遮断手段）が動力伝達遮断状態となるため、動力分配機構 1 6 の出力部材（出力軸）として機能する差動部リングギヤ R 0（本発明の出力軸に対応）と駆動輪 3 4 との連結が遮断された状態となる。この状態で上記エンジン停止制御が実行されると、差動部リングギヤ R 0 のイナーシャ（第

50

2 電動機 M 2 のイナーシャを含む) がエンジン 8 が連結された差動部キャリア C A 0 のイナーシャと比べても小さいので、第 1 電動機に負トルクを出力させて第 1 電動機回転速度 N_{M1} を低下させた際、その勢いで差動部リングギヤ R 0 の回転速度が上昇させられて差動部リングギヤ R 0 が高回転化させられる可能性があった。

【0071】

上記を図 9 を用いて具体的に説明する。図 9 は、差動部 1 1 の各回転要素の回転状態を示す共線図であり、図 3 に対応するものである。ここで、図において左側に位置する縦線が第 1 電動機 M 1 が連結された差動部サンギヤ S 0 の回転状態を示しており、中央がエンジン 8 および第 3 電動機 M 3 が連結された差動部キャリア C A 0 の回転状態を示しており、右側に位置する縦線が第 2 電動機 M 2 が連結された差動部リングギヤ R 0 の回転状態を示している。例えば、エンジン停止制御前において、差動部 1 1 が実線 L a に示す回転状態で回転中に、自動変速部 2 0 が動力伝達遮断状態（ニュートラル状態）でエンジン停止制御が開始されると、差動部リングギヤ R 0 のイナーシャが小さい一方、差動部キャリア C A 0 のイナーシャがエンジンイナーシャの影響で差動部リングギヤ R 0 よりも大きくなるので、第 1 電動機 M 1 から出力される負トルクの勢いで、破線 L b に示すように差動部リングギヤ R 0 の回転速度が上昇させられる。

【0072】

これに対して、エンジン停止手段 9 2 は、自動変速部 2 0 がニュートラル状態であるときにエンジン停止制御を実施する場合、エンジン 8 に連結された第 3 電動機 M 3 によってエンジン回転速度 N_E を低下させることで、差動部リングギヤ R 0 の高回転化を防止する。以下、上記制御について説明する。

【0073】

図 6 に戻り、シフトポジション判定手段 9 4 は、図示しないシフトポジションセンサからのシフトレバー 5 2 のシフトポジションを表すシフトポジション信号 P_{SH} に基づいて現在のシフトポジションが非駆動ポジションである「N」ポジションまたは「P」ポジションにされているか、或いは、シフトポジションが「N」ポジションまたは「P」ポジションへ操作されたか否かを判定する。なお、シフトレバー 5 2 が「N」ポジション或いは「P」ポジションに位置されると、自動変速部 2 0（動力伝達遮断手段）が動力伝達遮断状態（ニュートラル状態）となり、差動部 1 1 の差動部リングギヤ R 0 と駆動輪 3 8 との動力伝達状態が遮断された状態となり、差動部リングギヤ R 0 のイナーシャが小さくなる。

【0074】

エンジン停止条件成立判定手段 9 6 は、シフトポジション判定手段 9 4 によって自動変速部 2 0 が動力伝達遮断状態（ニュートラル状態）であると判定されると、エンジン 8 への燃料供給を停止（フューエルカット）してエンジン 8 を停止させるための条件が成立したか否かを判定する。エンジン停止条件成立判定手段 9 6 は、例えば、車両走行中にシフトポジション P_{SH} が「N」ポジションへシフト操作されたか否か、車両停止中（「P」または「N」ポジション中）にエンジン 8 による暖気が完了したか否か、車両停止中（「P」または「N」ポジション中）のエンジン 8 による蓄電装置 5 6 の充電が完了したか否か等に基づいて、エンジン 8 の作動停止条件が成立したか否かを判定する。ここで、車両走行中にシフトポジション P_{SH} が「N」へシフト操作されると、エンジン 8 の動力は不要となるので、エンジン停止手段 9 2 の実施条件が成立する。また、暖気が完了したとき、並びに蓄電装置 5 6 の充電が完了したときも同様に、エンジン 8 の駆動力が不要となるので、エンジン停止手段 9 2 の実施条件が成立する。

【0075】

エンジン停止手段 9 2 は、エンジン停止条件成立判定手段 9 6 によりエンジン 8 を停止するための条件が成立したと判定された場合には、燃料噴射装置 6 6 によるエンジン 8 への燃料供給を停止する指令すなわちフューエルカットを実行する指令をハイブリッド制御手段 8 4（エンジン駆動制御手段 8 6）を介してエンジン出力制御装置 4 3 に出力する。これと同時に乃至略同時に、エンジン停止手段 9 2 は、第 1 電動機 M 1 に予め設定された所

定の負トルクを出力させることで、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を速やかに引き下げてエンジン回転速度 N_E を速やかに零乃至略零まで引き下げる制御をハイブリッド制御手段 8 4 (電動機作動制御手段 8 8) を介して開始する。

【0076】

ここで、エンジン停止手段 9 2 は、自動変速部 2 0 がニュートラル状態での第 1 電動機 M 1 によるエンジン停止制御の実施にあたって、エンジン 8 に連結された第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下を併せて実施する。この第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下制御は、回転速度差判定手段 9 8 の判定結果に基づいて適宜実施される。

【0077】

回転速度差判定手段 9 8 は、第 2 電動機 M 2 の回転速度 N_{M2} すなわち差動部リングギヤ R 0 の回転速度 (出力軸の回転速度) とエンジン回転速度 N_E (駆動源回転速度) すなわち差動部キャリア C A 0 の回転速度との回転速度差 N_d ($=$ 第 2 電動機回転速度 N_{M2} - エンジン回転速度 N_E) を算出し、その回転速度差 N_d が所定値 α を越えるか否かを判定する。差動部リングギヤ R 0 の回転速度 (第 2 電動機回転速度 N_{M2}) と差動部キャリア C A 0 の回転速度 (エンジン回転速度 N_E) との回転速度差 N_d が大きい場合、差動部リングギヤ R 0 の回転速度 (第 2 電動機回転速度 N_{M2}) が上昇していることとなり、第 2 電動機回転速度 N_{M2} が高回転される可能性が生じる。これに対して、回転速度差判定手段 9 8 は、回転速度差 N_d を逐次算出し、回転速度差 N_d が所定値 α を越えるとき、本判定を肯定し、エンジン停止手段 9 2 に、第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下を実施する命令を出力する。

【0078】

前記所定値 α は予め実験や解析的に設定され、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の高回転化を事前に抑制できるような値に設定される。また、上記所定値 α は、エンジン回転速度 N_E の大きさに応じて変更される。図 1 0 は、所定値 α とエンジン回転速度 N_E との関係を示す図である。図 1 0 に示すようにエンジン回転速度 N_E が高くなるに従って、所定値 α が小さくなるように設定されている。エンジン回転速度 N_E が高い状態で、且つ、回転速度差 N_d が正の値を有する場合、第 2 電動機回転速度 N_{M2} がエンジン回転速度 N_E よりも高くなることから、第 2 電動機回転速度 N_{M2} も同様に高い回転速度となる。そこで、図 1 0 のように、エンジン回転速度 N_E が高くなるに従って、回転速度差 N_d が許容される所定値 α を小さくすることで、エンジン回転速度 N_E が高くなるとエンジン回転速度 N_E が低い状態よりも、第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下が速やかに実施されることとなる。一方、エンジン回転速度 N_E が低い領域では、第 2 電動機回転速度 N_{M2} が高回転化されにくいので、回転速度差 N_d の許容される所定値 α がエンジン回転速度 N_E の高い領域よりも大きくなっても構わない。なお、所定値 α は、例えば図 1 0 に示すようなエンジン回転速度 N_E との関係式や関係マップ等として記憶されている。

【0079】

なお、回転速度差判定手段 9 8 は、第 2 電動機回転速度 N_{M2} とエンジン回転速度 N_E との回転速度差 N_d に基づいて第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下制御を実施するか否かを判定したが、それ以外にも、例えば第 2 電動機回転速度 N_{M2} が所定の回転速度を超えるか否か、或いは、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の上昇率が所定の値を超えるか否か等に基づいて判定を実施することもできる。

【0080】

回転速度差判定手段 9 8 が肯定されると、エンジン停止手段 9 2 は、第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下制御、具体的には、第 3 電動機 M 3 から予め設定された制動トルク (負トルク) を出力することで、エンジン回転速度 N_E を低下させる制御を実施する。この第 3 電動機 M 3 によるエンジン回転速度低下制御が実施されると、第 3 電動機 M 3 の負トルクによって、エンジン 8 の有するエンジンイナーシャを低減することと実質的に同等となることから、第 1 電動機 M 1 によるエンジン回転速度低下制御中の負トルクの反力が差動部リングギヤ R 0 (第 2 電動機 M 2) 側に伝わりにくくなり、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の上昇が低減される。すなわち、エンジンイナーシャの低下に伴って、第 1 電動

機 M 1 によるエンジン停止制御が有効に機能することとなる。

【 0 0 8 1 】

エンジン停止判定手段 1 0 0 は、エンジン 8 が完全に停止したか否かを判定する。具体的には、例えばエンジン回転速度 N_E を検出し、その回転速度が零乃至略零となったか否かを判定する。そして、エンジン停止制御手段 1 0 0 によってエンジン 8 の停止が判定されると、エンジン停止手段 9 2 は、ハイブリッド制御手段 8 4 にエンジン回転速度低下制御を停止する命令を出力する。

【 0 0 8 2 】

図 1 1 は、電子制御装置 8 0 の制御作動の要部すなわち自動変速部 2 0 が動力伝達遮断状態でエンジン 8 を停止させるに際して、差動部 1 1 の出力軸に対応する差動部リングギヤ R 0 の回転速度すなわち第 2 電動機回転速度 N_{M2} の高回転化を防止する制御作動を説明するためのフローチャートであり、例えば数 m s e c 乃至数十 m s e c 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。

【 0 0 8 3 】

まず、シフトポジション判定手段 9 4 に対応するステップ S A 1 (以下、ステップを省略)において、シフトレバー 5 2 のシフトポジション P_{SH} が「N」ポジションまたは「P」ポジションか否か、すなわち差動部 1 1 の出力軸が駆動輪 3 4 に対して動力伝達遮断された状態(ニュートラル状態)か否かが判定される。S A 1 が否定されると、S A 7 においてその他の制御が実施され、本ルーチンは終了させられる。S A 1 が肯定されると、エンジン停止条件成立判定手段 9 6 に対応する S A 2 において、エンジン駆動状態からエンジン停止状態へ切り換えるエンジン停止条件が成立したか否かが判定される。S A 2 が否定されると、S A 7 においてその他の制御が実施され、本ルーチンは終了させられる。S A 2 が肯定されると、エンジン停止手段 9 2 に対応する S A 3 において、エンジン 8 の停止制御が開始される。具体的には、エンジン 8 の燃料噴射装置 6 6 からの燃料噴射を停止するフューエルカットが実施され、且つ、第 1 電動機 M 1 の負トルク出力によるエンジン停止制御が実施される。そして、回転速度差判定手段 9 8 に対応する S A 4 において、差動部リングギヤ R 0 の回転速度(第 2 電動機回転速度 N_{M2})とエンジン回転速度 N_E との回転速度差 N_d が所定値 α を越える状態か否かが判定される。S A 4 が否定されると、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の高回転化が生じる可能性が低いものと判定されて S A 6 に進む。一方、S A 5 が肯定されると、エンジン停止手段 9 2 に対応する S A 5 において、第 3 電動機 M 3 の制動トルクによるエンジン回転速度低下制御が実施される。そして、エンジン停止判定手段 1 0 0 に対応する S A 6 において、エンジン 8 が完全に停止したか否かが判定される。S A 6 が否定されると、S A 3 に戻り、エンジン 8 が完全に停止するまで、エンジン回転速度低下制御が継続される。そして、S A 6 が肯定されると、本ルーチンは終了させられる。

【 0 0 8 4 】

図 1 2 は、自動変速部 2 0 が動力伝達遮断状態においてエンジン 8 を停止させたときの制御状態を説明するタイムチャートであり、図 1 1 のフローチャートの制御作動に対応するものである。なお、図 1 2 は、例えば暖気が終了した場合や蓄電装置 5 6 の充電が終了した場合など、車両停止状態でエンジン 8 が停止させられる場合が一例として示されている。

【 0 0 8 5 】

t 1 時点において、エンジン停止制御が開始されると、第 1 電動機 M 1 から予め設定された負トルクが出力されることで、第 1 電動機回転速度 N_{M1} が低下する。これに伴い、エンジン回転速度 N_E が漸減する一方、停止状態にあった差動部リングギヤ R 0 (第 2 電動機 M 2) のイナーシャがエンジン 8 のエンジンイナーシャに比べて小さいことから、差動部リングギヤ R 0 の回転速度(第 2 電動機回転速度 N_{M2})が上昇させられる。すなわち、エンジンイナーシャは第 2 電動機 M 2 のイナーシャよりも大きいので、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の上昇率は、エンジン回転速度 N_E の低下率よりも大きくなる。なお、t 1 時点が図 1 1 のフローチャートにおいて、S A 3 までのステップに対応している。そして

10

20

30

40

50

、第2電動機回転速度 N_{M2} が上昇し、 t_2 時点において第2電動機回転速度 N_{M2} とエンジン回転速度 N_E との回転速度差 N_d (第2電動機回転速度 N_{M2} -エンジン回転速度 N_E)が所定値 α を越えると、第3電動機 M_3 から予め設定された負トルクが出力されることによるエンジン回転速度低下制御が開始される。なお、 t_2 時点が図11のフローチャートにおいて、 SA_4 および SA_5 が対応している。この第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御が実施されると、 t_2 時点乃至 t_3 時点において、実線に示すようにエンジン回転速度 N_E が第1電動機 M_1 および第3電動機 M_3 によって低下させられる。また、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御は、負トルクの影響によってエンジンイナーシャを小さくすることと実質的に同等であるので、第1電動機 M_1 の負トルクの反力が第2電動機 M_2 側へ伝わりにくくなり、第2電動機回転速度 N_{M2} の上昇が抑制される。したがって、図12において第2電動機回転速度 N_{M2} が低下することとなる。そして、図11のステップ SA_6 に対応する t_3 時点において、エンジン8の停止が判定されると、第1電動機 M_1 および第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御が終了させられる。

【0086】

なお、破線は、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御を実施しない場合の制御状態を示している。上記制御を実施しない場合、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 のイナーシャがエンジンイナーシャよりも小さいので、 t_2 時点乃至 t_3 時点においても差動部リングギヤ R_0 の回転速度(第2電動機回転速度 N_{M2})が破線に示すように上昇し続けて高回転化されることとなる。また、第1電動機 M_1 のトルクがエンジン8に十分に作用されないため、エンジン回転速度 N_E の回転速度変化も破線に示すように遅くなり、エンジン停止にかかる時間が長くなる。

【0087】

上述のように、本実施例によれば、自動変速部20が動力伝達遮断状態であるときにおいてエンジン8を停止させる場合、第3電動機 M_3 によってエンジン回転速度 N_E を低下させるエンジン停止手段92を含むため、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御が実施される。ここで、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御の実施は、エンジンイナーシャを小さくすることと実質的に同等のこととなるため、第1電動機 M_1 の負トルクの反力が差動部リングギヤ R_0 に伝わりにくくなり、差動部リングギヤ R_0 の回転速度すなわち第2電動機回転速度 N_{M2} の上昇を低減することができる。したがって、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 の高回転化を防止することができる。

【0088】

また、本実施例によれば、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下は、第2電動機回転速度 N_{M2} とエンジン回転速度 N_E との回転速度差 N_d が所定値 α 以上のときに実施されるため、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 が高回転化される危険性が高いと判定されると、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御が実施され、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 の高回転化を事前に防止することができる。

【0089】

また、本実施例によれば、所定値 α は、エンジン回転速度 N_E が高くなるに従って小さくされる。エンジン回転速度 N_E が高い領域では、第2電動機回転速度 N_{M2} も同様に高くなっており、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 が高回転される危険性も高くなる。したがって、エンジン回転速度 N_E が高い領域では、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下制御が速やかに実施されるように所定値 α を小さくすることで、差動部リングギヤ R_0 および第2電動機 M_2 の高回転化を効果的に防止することができる。

【0090】

また、本実施例によれば、第3電動機 M_3 によるエンジン回転速度低下中は、エンジン8のフューエルカットが実施されるため、エンジン回転速度 N_E を速やかに低下させることができる。

【0091】

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

10

20

30

40

50

いても適用される。

【 0 0 9 2 】

例えば、前述の実施例では、第 2 電動機回転速度 N_{M2} とエンジン回転速度 N_E との回転速度差 N_d に基づいて、第 3 電動機 $M3$ によるエンジン回転速度低下制御を実施するかどうか判定されたが、その他にも例えば第 2 電動機回転速度 N_{M2} の絶対値や第 2 電動機回転速度 N_{M2} の変化率等に基づいて、第 3 電動機 $M3$ によるエンジン回転速度低下制御を実施するかどうかを判定しても構わない。

【 0 0 9 3 】

また、前述の実施例では、所定値 α はエンジン回転速度 N_E によって変更されているが、さらに、例えばエンジンオイル油温や蓄電装置 56 の充電容量など他のパラメータに応じて変更しても構わない。

10

【 0 0 9 4 】

また、前述の実施例では、第 3 電動機 $M3$ はエンジン 8 に直接的に連結されているが、例えば第 3 電動機 $M3$ とエンジン 8 との間に歯車減速機などが介装された構成であっても構わない。すなわち、第 3 電動機 $M3$ とエンジン 8 とが動力伝達可能な構成であれば本発明を適用することができる。

【 0 0 9 5 】

また、前述の実施例では、動力伝達経路を遮断する手段として自動変速部 20 が使用されているが、必ずしも上記のような変速部に限定されず、差動部 11 と駆動輪 34 との間の動力伝達経路を選択的に遮断可能な係合装置等であっても構わない。

20

【 0 0 9 6 】

また、前述の実施例では、第 2 電動機 $M2$ は、伝達部材 18 に直接連結されているが、第 2 電動機 $M2$ の連結位置はそれに限定されず、エンジン 8 又は伝達部材 18 から駆動輪 34 までの間の動力伝達経路に直接的或いは変速機、遊星歯車装置、係合装置等を介して間接的に連結されていてもよい。

【 0 0 9 7 】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 $M1$ の運転状態が制御されることにより、差動部 11 はその変速比 γ_0 が最小値 γ_{0min} から最大値 γ_{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ものであったが、たとえば差動部 11 の変速比 γ_0 を連続的ではなく差動作用を利用して敢えて段階的に変化させるものであっても本発明は適用

30

【 0 0 9 8 】

また、前述の実施例において、差動部 11 は、動力分配機構 16 に設けられて差動作用を制限することにより少なくとも前進 2 段の有段変速機としても作動させられる差動制限装置を備えたものであってもよい。

【 0 0 9 9 】

また、前述の実施例の動力分配機構 16 では、差動部キャリア $CA0$ がエンジン 8 および第 3 電動機 $M3$ に連結され、差動部サンギヤ $S0$ が第 1 電動機 $M1$ に連結され、差動部リングギヤ $R0$ 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、差動部遊星歯車装置 24 の 3 要素 $CA0$ 、 $S0$ 、 $R0$ のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

40

【 0 1 0 0 】

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、たとえばギヤ、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 0 1 】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 $M1$ 、第 2 電動機 $M2$ 、第 3 電動機 $M3$ は、入力軸 14 に同心に配置されて第 1 電動機 $M1$ は差動部サンギヤ $S0$ に連結され、第 2 電動機 $M2$ は伝達部材 18 に連結され、第 3 電動機 $M3$ は差動部キャリア $CA0$ に連結されてい

50

たが、必ずしもそのように配置される必要はなく、たとえばギヤ、ベルト、減速機等を介して作動的に第 1 電動機 M 1 は差動部サンギヤ S 0 に連結され、第 2 電動機 M 2 は伝達部材 1 8 に連結され、第 3 電動機 M 3 は差動部リングギヤ R 0 に連結されていてもよい。

【0102】

また、前述の実施例では、第 1 クラッチ C 1 や第 2 クラッチ C 2 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、噛合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。たとえば電磁クラッチであるような場合には、油圧制御回路 7 0 は油路を切り換える弁装置ではなく電磁クラッチへの電氣的な指令信号回路を切り換えるスイッチング装置や電磁切換装置等により構成される。

【0103】

また、前述の実施例では、自動変速部 2 0 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てそのカウンタ軸上に同心に自動変速部 2 0 が配列されていてもよい。この場合には、差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とは、たとえば伝達部材 1 8 としてカウンタギヤ対、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。

【0104】

また、前述の実施例の差動機構として動力分配機構 1 6 は、たと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 および伝達部材 1 8（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。

【0105】

また、前述の実施例ではエンジン 8 と差動部 1 1 とが直接連結されているが、必ずしも直接連結される必要はなく、エンジン 8 と差動部 1 1 との間にクラッチを介して連結されていてもよい。

【0106】

また、前述の実施例では、差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とが直列接続されたような構成となっているが、特にこのような構成に限定されず、変速機構 1 0 全体として電気式差動を行う機能と、変速機構 1 0 全体として電気式差動による変速とは異なる原理で変速を行う機能と、を備えた構成であれば本発明は適用可能であり、機械的に独立している必要はない。また、これらの配設位置や配設順序も特に限定されない。要するに、自動変速部 2 0 は、エンジン 8 から駆動輪 3 4 への動力伝達経路の一部を構成するように設けられておればよい。

【0107】

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（差動部遊星歯車装置 2 4）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いてもよい。また、差動部遊星歯車装置 2 4 はシングルピニオン型に限られたものではなくダブルピニオン型の遊星歯車装置であってもよい。また、このような 2 以上の遊星歯車装置から構成された場合においても、これらの遊星歯車装置の各回転要素にエンジン 8、第 1、第 2、第 3 電動機 M 1、M 2、M 3、伝達部材 1 8 が動力伝達可能に連結され、さらに遊星歯車装置の各回転要素に接続されたクラッチ C およびブレーキ B の制御により有段変速と無段変速とが切り換えられるような構成であっても構わない。

【0108】

また、前述の実施例のシフト操作装置 5 0 は、複数種類のシフトポジション $P_{S H}$ を選択するために操作されるシフトレバー 5 2 を備えていたが、そのシフトレバー 5 2 に替えて、たとえば押しボタン式のスイッチやスライド式スイッチ等の複数種類のシフトポジション $P_{S H}$ を選択可能なスイッチ、或いは手動操作に因らず運転者の音声に反応して複数種類のシフトポジション $P_{S H}$ を切り換えられる装置や足の操作により複数種類のシフトポジション $P_{S H}$ が切り換えられる装置等であってもよい。また、シフトレバー 5 2 が「M」ポジションに操作されることにより、変速レンジが設定されるものであったが、ギヤ段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速ギヤ段がギヤ段として設定されてもよ

10

20

30

40

50

い。この場合、自動変速部 20 ではギヤ段が切り換えられて変速が実行される。たとえば、シフトレバー 52 が「M」ポジションにおけるアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ手動操作されると、自動変速部 20 では第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段のいずれかがシフトレバー 52 の操作に応じて設定される。

【0109】

また、前述の実施例の変速機構 10 において第 1 電動機 M1 と第 2 回転要素 RE2 とは直結されており、第 2 電動機 M2 と第 3 回転要素 RE3 とは直結されており、第 3 電動機 M3 と第 1 回転要素 RE1 とは連結されているが、第 1 電動機 M1 が第 2 回転要素 RE2 にクラッチ等の係合要素を介して連結され、第 2 電動機 M2 が第 3 回転要素 RE3 にクラッチ等の係合要素を介して連結され、第 3 電動機 M3 が第 1 回転要素 RE1 にクラッチ等の係合要素を介して連結されていてもよい。

10

【0110】

また、前述の実施例において、第 2 電動機 M2 はエンジン 8 から駆動輪 34 までの動力伝達経路の一部を構成する伝達部材 18 に連結されているが、第 2 電動機 M2 がその動力伝達経路に連結されていることに加え、クラッチ等の係合要素を介して動力分配機構 16 にも連結可能とされており、第 1 電動機 M1 の代わりに第 2 電動機 M2 によって動力分配機構 16 の差動状態を制御可能とする変速機構 10 の構成であってもよい。

【0111】

また、前述の実施例において自動変速部 20 は有段の自動変速機として機能する変速部であるが、無段の CVT であってもよいし、手動変速機として機能する変速部であってもよい。

20

【0112】

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

【図面の簡単な説明】

【0113】

【図 1】本発明の制御装置が適用される車両用動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図 2】図 1 の車両用動力伝達装置に備えられた自動変速部の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。

30

【図 3】図 1 の車両用動力伝達装置における各ギヤ段の相対回転速度を説明する共線図である。

【図 4】図 1 の車両用動力伝達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】シフトレバーを備えた複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフト操作装置の一例である。

【図 6】図 4 の電子制御装置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 7】図 1 の車両用動力伝達装置において、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、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。

40

【図 8】図 1 のエンジンの最適燃費率曲線を表す図である。

【図 9】差動部の各回転要素の回転状態を示す共線図であり、図 3 に対応するものである。

【図 10】所定値とエンジン回転速度との関係を示す図である。

【図 11】自動変速部が動力伝達遮断状態でエンジンを停止させるに際して、差動部リングギヤの回転速度および第 2 電動機回転速度 N_{M2} の高回転化を防止する制御作動を説明するためのフローチャートである。

【図 12】自動変速部が動力伝達遮断状態においてエンジンを停止させたときの制御状態

50

を説明するタイムチャートであり、図 11 のフローチャートの制御作動に対応するものである。

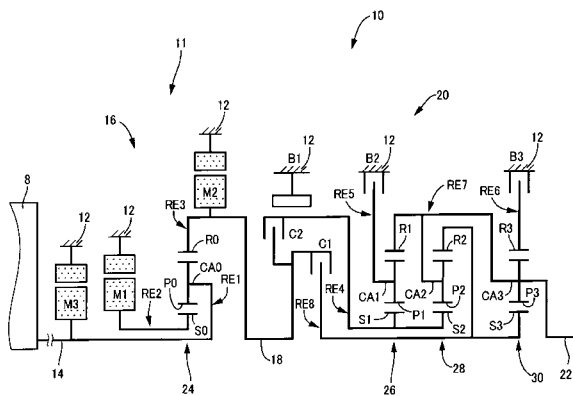
【符号の説明】

【0114】

- 8 : エンジン (駆動源)
- 10 : 車両用動力伝達装置
- 11 : 差動部 (電気式差動部)
- 14 : 入力軸
- 16 : 動力分配機構 (差動機構)
- 20 : 自動変速部 (動力伝達遮断手段)
- 34 : 駆動輪
- 92 : エンジン停止手段 (駆動源停止手段)
- M1 : 第 1 電動機
- M3 : 第 3 電動機 (駆動源連結電動機)
- Nd : 回転速度差
- R0 : 差動部リングギヤ (出力軸)
- α : 所定値

10

【図 1】

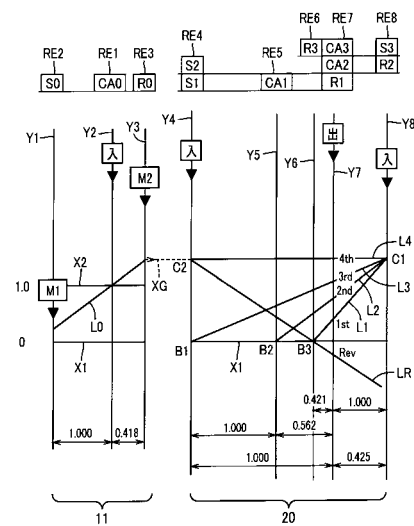


【図 2】

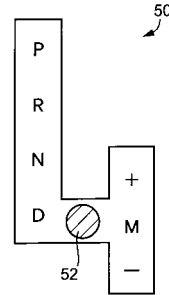
	C1	C2	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	○				○	3.357	1.54
2nd	○			○		2.180	1.53
3rd	○		○			1.424	1.42
4th	○	○				1.000	トータル
R		○			○	3.209	3.36
N							

○係合

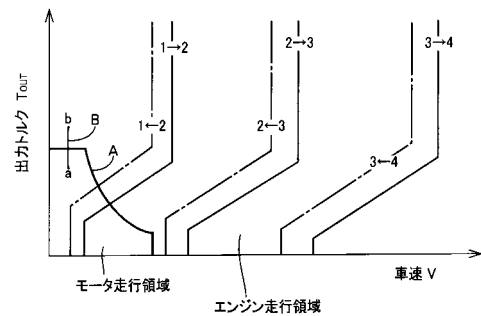
【図 3】



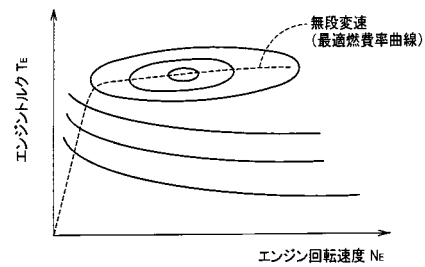
【 図 5 】



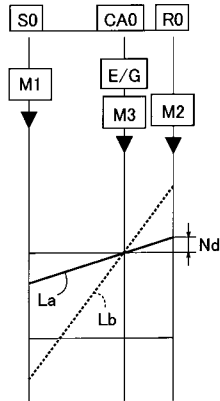
【 圖 7 】



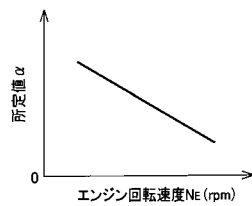
【 図 8 】



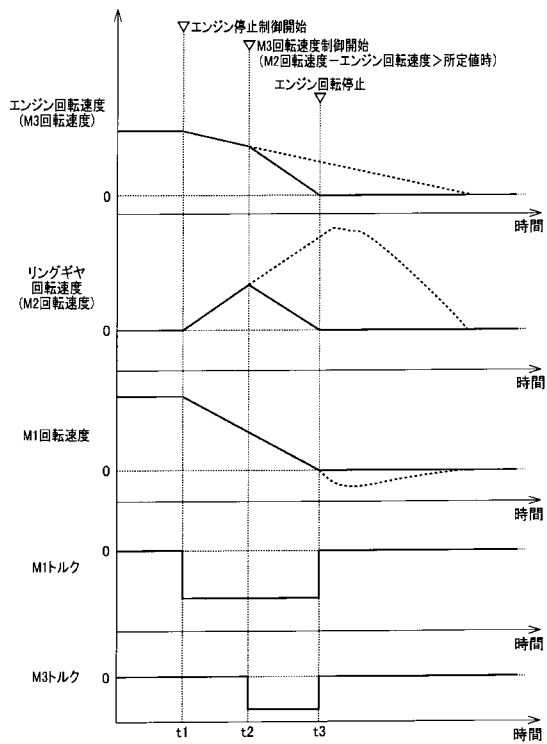
【図 9】



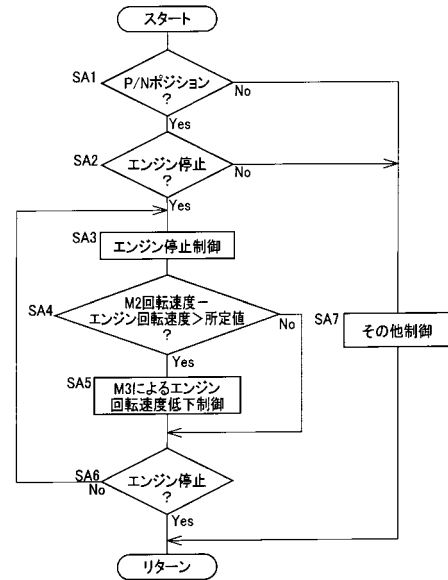
【図 10】



【図 12】



【図 11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 0 2 D 29/02 (2006.01) B 6 0 L 11/14
B 6 0 L 11/14 (2006.01)

(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 今村 達也
 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 熊▲崎▼ 健太
 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G093 AA07 BA06 BA21 DA01 DA05 DA06 DB02 DB05 DB11 DB15
 DB19 DB25
 5H115 PA15 PC06 PG04 PI16 PI24 P002 P006 P009 P017 PU08
 PU24 PU28 PU29 PV09 QI04 QN03 RB08 RB21 RE01 RE02
 RE03 RE05 SE04 SE08 TB03 TE02 TI02 T002 T005 T010
 T022 T024 T030 UI13