

(11) 特許出願公開番号

特開2010-36706

(P2010-36706A)

(43) 公開日 平成22年2月18日(2010.2.18)

(51) Int.Cl.

F I

テーマコード (参考)

B6OW 10/08 (2006.01)

B60K 6/20 320

3 J 552

B6OW 20/00 (2006.01)

B 6 0 K 6/20 3 5 0

5 H 1 1 5

B6 OW 10/10 (2006.01)

B6OK 6/20 400

B60K 6/445 (2007.10)

B6OK 6/445 ZHV

B6OK 6/547 (2007.10)

B6OK 6/547

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 41 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2008-201326 (P2008-201326)

(22) 出願日 平成20年8月4日 (2008.8.4)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市卜ヨタ町1番地

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸

(74) 代理人 100147669

弁理士 池田 光治郎

(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 松原 亨

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

[最終頁に続く](#)

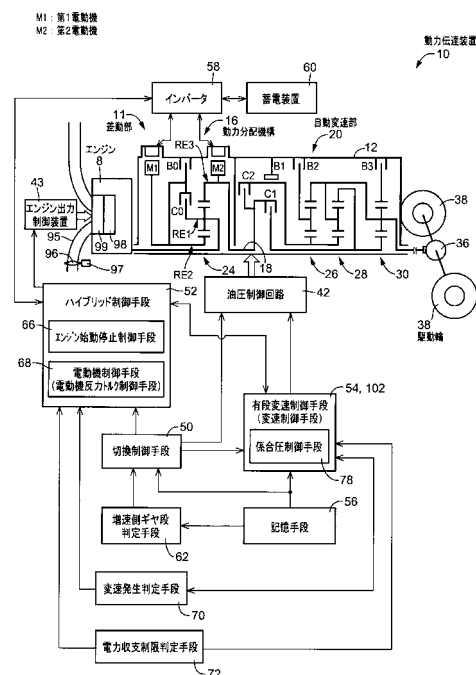
(54) 【発明の名称】 車両用動力伝達装置の制御装置

(57) 【要約】

【課題】車両用動力伝達装置において、変速ショックを低減できる制御装置を提供する。

【解決手段】電動機制御手段 6 8（電動機反力トルク制御手段 6 8）は、自動変速部 2 0 の変速前に対する第 1 電動機トルク（反力トルク） T_{M1} の低下量 DT_{M1} 、すなわち、反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を、第 2 電動機 M 2 の作動が電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて変更するので、上記電動機電力収支 W_m に対する制約による上記第 2 電動機 M 2 の作動制限を緩和して、変速ショックを低減することが可能である。

【選択図】図6



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

エンジンと駆動輪との間に連結された差動機構と該差動機構に動力伝達可能に連結された第 1 電動機とを有し該第 1 電動機の運転状態が制御されることにより該差動機構の差動状態が制御される電気式差動部と、前記駆動輪に動力伝達可能に連結された第 2 電動機と、動力伝達経路の一部を構成する有段変速部とを、備えた車両用動力伝達装置の制御装置であって、

前記有段変速部の変速中に前記第 1 電動機の反力トルクを該変速前に対して低下させる電動機反力トルク制御手段が備えられており、

該電動機反力トルク制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて、前記変速前に対する前記反力トルクの低下量を変更する

ことを特徴とする車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 2】

前記有段変速部は複数の係合装置の係合及び解放に応じて複数の変速段を選択的に成立させる有段変速機であり、該有段変速部の変速段の切り換えがそれら係合装置の組み替えにより行われ、

前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、前記第 2 電動機の発電電力低下によって生じた前記有段変速部の入力トルクの増加分に応じて、前記変速中における係合側の前記係合装置の係合圧を高くする係合圧制御手段を含む

ことを特徴とする請求項 1 に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 3】

前記電動機反力トルク制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合と比較して前記第 1 電動機の反力トルクの低下量を小さくする

ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 4】

前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合とは区別して前記有段変速部の係合圧の学習制御を実施するか、或いは、該学習制御を実施しない変速制御手段を含む

ことを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置

。

【請求項 5】

前記変速制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合に実施された前記学習制御の結果得られた学習値を、前記有段変速部の係合圧を決定するために使用する

ことを特徴とする請求項 4 に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 6】

前記第 1 電動機および第 2 電動機に対し充放電を行う蓄電装置が設けられており、

前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、前記蓄電装置の充放電電力が該充放電電力に対して予め定められた許容範囲内に収まるように作動させられる

ことを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置

。

【請求項 7】

前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、該第 1 電動機及び第 2 電動機の温度がそれぞれ予め定められた電動機許容温度以下となるように作動させられる

ことを特徴とする請求項 1 乃至 6 の何れか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置

。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用動力伝達装置の制御装置に係り、車両走行中の変速制御に関するものである。

【背景技術】

【0002】

第1電動機と、第2電動機と、その第1電動機に連結された第1回転要素と伝動軸を介して上記第2電動機に連結された第2回転要素とエンジンに連結された第3回転要素とを備えた差動装置と、上記伝動軸と駆動輪との間に連結された有段の自動変速機と、上記第1電動機及び第2電動機に対し充放電を行う蓄電装置（バッテリー）とを有する車両用動力伝達装置が、従来から知られている。この車両用動力伝達装置はハイブリッド車両に好適に用いられ、例えば、特許文献1の車両用動力伝達装置がそれである。この特許文献1の車両用動力伝達装置の制御装置は、上記自動変速機の変速中には、その自動変速機の入力軸に相当する上記伝動軸の回転速度が上昇もしくは下降するところ、上記差動装置の差動作用によって上記エンジンの回転速度を出来るだけ一定に保つように上記第1電動機および第2電動機を制御する。具体的には、上記自動変速機の変速中、特にアップシフト中に、上記第1電動機の出カトルク（絶対値）を一時的に低下させる。

10

【特許文献1】特開2007-118696号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0003】

上記特許文献1の車両用動力伝達装置の制御装置は、前記自動変速機の変速中において、前記第1電動機の出カトルクを制御するのとは独立に前記第2電動機の出カトルクも制御する。そのため、その変速中、上記第1電動機および第2電動機の入出力電力の合計収支である電動機電力収支は一定ではなくある程度の幅をもって変動する。

【0004】

ここで、理解を容易にするため例えば、上記第2電動機の作動が上記電動機電力収支に対する制約によって制限される場合として、上記蓄電装置が何らかの原因で充放電不可になった場合を想定する。その場合には上記電動機電力収支は略零になる必要があり、上記自動変速機の変速中において、上記第2電動機の作動が上記制約によって制限されない場合と同様に上記第1電動機の出カトルクを一時的に低下させたとすれば、その出カトルクの低下量に応じてその第1電動機の入出力電力が変動し、その変動に応じて、上記第2電動機の入出力電力、すなわち、その第2電動機の出カトルクは前記電動機電力収支が略零になるように変動せざるを得なくなる。つまり、前記蓄電装置の充放電能力が何らかの原因で低下するなどして上記電動機電力収支に対し大きな制約（制限）が生じてしまった場合には、上記第1電動機の入出力電力と第2電動機の入出力電力とが相互に制限し合い、そのため、上記第1電動機および第2電動機の出カトルクをそれぞれ独立に制御することが困難になることが想定される。言い換えれば、上記第2電動機の作動が上記電動機電力収支に対する制約によって制限される場合が想定される。そして、上記第2電動機は前記伝動軸に連結されているので、上記第2電動機の作動制限によるその第2電動機の出カトルク変化は前記自動変速機の入カトルク変化となり、その自動変速機の入カトルクが、上記第1電動機及び第2電動機の出カトルクをそれぞれ独立に制御でき上記第2電動機の作動が上記電動機電力収支に対する制約によって制限されない場合、例えば、前記蓄電装置が上記第2電動機の作動を制限しない程度に十分な充放電能力を発揮し得る場合との比較で大きく乖離すれば、その分、例えば、上記変速のイナーシャ相における上記自動変速機の入カ回転速度の変化率が所定の目標変化率から外れてしまい変速ショックが大きくなる可能性がある。

30

40

【0005】

このようなことから、前記特許文献1の制御装置は、上記電動機電力収支の変動が前記蓄電装置への充放電で十分に吸収されれば特に問題を生じるものではないが、上記電動機

50

電力収支に対して大きな制約が生じた場合には、変速ショックが大きくなる可能性が考えられた。なお、このような課題は未公知である。

【 0 0 0 6 】

本発明は、以上の事情を背景としてなされたものであり、その目的とするところは、車両用動力伝達装置において、走行時の変速ショックを低減できる制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 7 】

かかる目的を達成するために、請求項 1 に係る発明では、(a) エンジンと駆動輪との間に連結された差動機構とその差動機構に動力伝達可能に連結された第 1 電動機とを有しその第 1 電動機の運転状態が制御されることによりその差動機構の差動状態が制御される電気式差動部と、前記駆動輪に動力伝達可能に連結された第 2 電動機と、動力伝達経路の一部を構成する有段変速部とを、備えた車両用動力伝達装置の制御装置であって、(b) 前記有段変速部の変速中に前記第 1 電動機の反力トルクをその変速前に対して低下させる電動機反力トルク制御手段が備えられており、(c) その電動機反力トルク制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて、前記変速前に対する前記反力トルクの低下量を変更することを特徴とする。

10

【 0 0 0 8 】

請求項 2 に係る発明では、(a) 前記有段変速部は複数の係合装置の係合及び解放に応じて複数の変速段を選択的に成立させる有段変速機であり、その有段変速部の変速段の切り換えがそれら係合装置の切り換えにより行われ、(b) 前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、前記第 2 電動機の発電電力低下によって生じた前記有段変速部の入力トルクの増加分に応じて、前記変速中における係合側の前記係合装置の係合圧を高くする係合圧制御手段を含むことを特徴とする。

20

【 0 0 0 9 】

請求項 3 に係る発明では、前記電動機反力トルク制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合と比較して前記第 1 電動機の反力トルクの低下量を小さくすることを特徴とする。

30

【 0 0 1 0 】

請求項 4 に係る発明では、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合とは区別して前記有段変速部の係合圧の学習制御を実施するか、或いは、その学習制御を実施しない変速制御手段を含むことを特徴とする。

【 0 0 1 1 】

請求項 5 に係る発明では、前記変速制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合に実施された前記学習制御の結果得られた学習値を、前記有段変速部の係合圧を決定するために使用することを特徴とする。

40

【 0 0 1 2 】

請求項 6 に係る発明では、(a) 前記第 1 電動機および第 2 電動機に対し充放電を行う蓄電装置が設けられており、(b) 前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、前記蓄電装置の充放電電力がその充放電電力に対して予め定められた許容範囲内に収まるように作動させられることを特徴とする。

【 0 0 1 3 】

請求項 7 に係る発明では、前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、その第 1 電動機及び第 2 電動機の温度がそれぞれ予め定められた電動機許容温度以下となるように作動させられることを特徴とする。

50

【発明の効果】

【0014】

請求項1に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記電動機反力トルク制御手段は、前記第2電動機の作動が前記第1電動機及び第2電動機の入出力電力の収支（電動機電力収支）に対する制約によって制限されるときはその制限の大きさに応じて、前記有段変速部の変速前に対する前記反力トルクの低下量を変更するので、上記電動機電力収支に対する制約による上記第2電動機の作動制限を緩和して、変速ショックを低減することが可能である。

【0015】

ここで、好適には、上記第1電動機及び第2電動機の入出力電力の収支（合計収支）である上記電動機電力収支に対する制約とは、上記第1電動機及び第2電動機の少なくとも一方の電動機が、目標とする作動状態になるために必要とされる発電又は電力消費をすることができないこと、又は、そのように発電又は電力消費をすることができないようにする条件をいう。

【0016】

また、好適には、前記第2電動機の作動が制限される場合とは、その第2電動機が目標とする出力トルクを発揮できない場合である。

【0017】

また、好適には、前記有段変速部のアップ変速（アップシフト）において、前記電動機反力トルク制御手段は、前記第2電動機の作動が前記電動機電力収支に対する制約によって制限されるときはその制限の大きさに応じて、前記有段変速部の変速前に対する前記反力トルクの低下量を変更する。更に好適には、上記アップ変速とは、そのアップ変速のイナーシャ相のことである。

【0018】

また、好適には、前記第1電動機が電力を消費するモータとして機能し前記第2電動機M2が発電する逆転力行状態である場合において、前記電動機反力トルク制御手段は、上記反力トルクの低下量を変更する。

【0019】

請求項2に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、この制御装置に含まれる前記係合圧制御手段は、前記第2電動機の作動が前記第1電動機及び第2電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、前記第2電動機の発電電力低下によって生じた前記有段変速部の入力トルクの増加分に応じて、前記有段変速部の変速中における係合側の前記係合装置の係合圧（係合側係合圧）を高くする。従って、上記第2電動機の作動制限による上記有段変速部の入力トルクの増加に応じた適切な係合側係合圧が得られ、それにより変速ショックを低減するように上記有段変速部の入力回転速度を変化させることが可能である。すなわち、上記変速中における係合側係合圧を高くすることは、上記入力トルクの増加が上記入力回転速度の変化率に与える影響を打ち消す方向に作用する。

【0020】

ここで、好適には、前記係合圧制御手段は、前記第2電動機の作動が大きく制限されるほど、その第2電動機の出力電力である発電電力の低下による前記有段変速部の入力トルクの増加分に応じて、その有段変速部の変速中における上記係合側係合圧を高くする。

【0021】

請求項3に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記電動機反力トルク制御手段は、前記第2電動機の作動が前記第1電動機及び第2電動機の入出力電力の収支（電動機電力収支）に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合と比較して前記第1電動機の反力トルクの低下量を小さくするので、その反力トルクの低下量を小さくした分、上記電動機電力収支に対する制約による上記第2電動機の作動制限が緩和され、その結果、上記制約が前記有段変速部の変速中における前記入力回転速度の変化率に与える影響を軽減できる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 2 】

請求項 4 に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、この制御装置に含まれる前記変速制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合とは区別して前記有段変速部の係合圧の学習制御を実施するか、或いは、その学習制御を実施しないので、上記学習制御の実施により却って変速ショックが大きくなるということを回避し、適切な学習制御を実施することができる。

【 0 0 2 3 】

請求項 5 に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記変速制御手段は、前記第 2 電動機の作動が前記第 1 電動機及び第 2 電動機の入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合には、そうでない場合に実施された前記学習制御の結果得られた学習値を、前記有段変速部の係合圧を決定するために使用するもので、上記第 2 電動機の作動が上記入出力電力の収支に対する制約によって制限される場合が稀であったとしても、十分に学習された学習値に基づき上記係合圧を決定することが可能であり、それにより、変速ショックの低減を図り得る。

【 0 0 2 4 】

ここで、好適には、上記変速制御手段は、上記学習値に予め定められた係合圧補正値を加えて前記係合側係合圧を決定する。そして、上記係合圧補正値とは、前記第 2 電動機の作動が前記電動機電力収支に対する制約によって制限される場合において、前記有段変速部の入力回転速度の変化率に対し上記第 2 電動機の作動制限が与える影響を打ち消すように、予め設定された補正値である。すなわち、上記係合圧補正値は、上記第 2 電動機の作動制限による上記有段変速部の入力トルクの増加が上記入力回転速度の変化率に対し与える影響を、打ち消すように予め設定された補正値である。

【 0 0 2 5 】

請求項 6 に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、前記蓄電装置の充放電電力がその充放電電力に対して予め定められた許容範囲内に収まるように作動させられるので、その蓄電装置及びそれに関連する電気部品の耐久性の維持を図ることができる。

【 0 0 2 6 】

ここで、好適には、上記蓄電装置の充放電電力に対して予め定められた上記許容範囲とは、上記蓄電装置の耐久性維持を図るために設定されたその蓄電装置の充放電電力の許容範囲（充放電電力許容範囲）である。

【 0 0 2 7 】

請求項 7 に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記第 1 電動機及び第 2 電動機は、その第 1 電動機及び第 2 電動機の温度がそれぞれ予め定められた電動機許容温度以下となるように作動させられるので、その第 1 電動機、第 2 電動機、及びそれらに関連する部品の耐久性の維持を図ることができる。

【 0 0 2 8 】

ここで、好適には、上記電動機許容温度とは、上記第 1 電動機および第 2 電動機の耐久性低下等を防止するためにその第 1 電動機および第 2 電動機を作動させるときに許容される温度として設定されたその電動機の温度の上限値である。

【 0 0 2 9 】

また、好適には、前記第 2 電動機は、前記有段変速部の入力側にその有段変速部の入力回転速度を変化させ得るように動力伝達可能に連結されている。

【 0 0 3 0 】

また、好適には、前記エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路において、エンジン、前記電気式差動部、前記有段変速部、駆動輪の順に連結されている。

【 0 0 3 1 】

また、好適には、前記差動機構は、前記エンジンに動力伝達可能に連結された第 1 回転要素と、前記第 1 電動機に動力伝達可能に連結された第 2 回転要素と、前記駆動輪及び上

10

20

30

40

50

記有段変速部に動力伝達可能に連結された第 3 回転要素とを、有する遊星歯車装置である。そして、上記第 1 回転要素はその遊星歯車装置のキャリアであり、上記第 2 回転要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、上記第 3 回転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、前記差動機構の軸心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る。

【0032】

また、好適には、前記遊星歯車装置はシングルピニオン型の遊星歯車装置である。このようにすれば、前記差動機構の軸心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。

【0033】

また、好適には、前記有段変速部の変速比と前記電気式差動部の変速比とに基づいて前記車両用動力伝達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、上記有段変速部の変速比を利用することで駆動力が幅広く得られるようになる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0034】

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】

【0035】

本発明の制御装置は、例えばハイブリッド車両に用いられる。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差動部 11 と、その差動部 11 と駆動輪 38（図 6 参照）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。また、図 6 に示すように動力伝達装置 10 は、インバータ 58 と、そのインバータ 58 を介して第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 に対し充放電を行う蓄電装置 60 とを備えている。この動力伝達装置 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、入力軸 14 に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動力源として例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン 8 と一対の駆動輪 38（図 6 参照）との間に設けられて、エンジン 8 からの動力を動力伝達経路の一部を構成する差動歯車装置（終減速機）36 および一対の車軸等を順次介して左右の駆動輪 38 へ伝達する。

【0036】

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。

【0037】

本発明の電気式差動部に対応する差動部 11 は、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、その動力分配機構 16 に動力伝達可能に連結された第 1 電動機 M1 と、自動変速部 20 の入力側にその自動変速部 20 の入力回転速度を変化させ得るように動力伝達可能に連結され且つ伝達部材 18 と一体的に回転するように設けられている第 2 電動機 M2 とを、備えている。なお、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、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 は

10

20

30

40

50

、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る。そして、駆動輪 38 に動力伝達可能に連結された第 2 電動機 M 2 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。図 1 に示すように、第 2 電動機 M 2 は自動変速部 20 の入力側に連結されているので、その自動変速部 20 の入力トルクを増減することができる。また、上記第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 は、図 6 に示すように、動力伝達装置 10 の筐体としてのケース 12 内に備えられており、動力伝達装置 10（自動変速部 20）の作動油が第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 に噴霧されるなどしてそれらの冷却液としても機能しているので、その作動油の温度を検出することにより第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を検出できる。以下、これら第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を特に区別しない場合には、単に「電動機 M」と表す。

10

【0038】

本発明の差動機構に対応する動力分配機構 16 は、エンジン 8 と駆動輪 38 との間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 と、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 とを主体的に備えている。この差動部遊星歯車装置 24 は、差動部サンギヤ S 0、差動部遊星歯車 P 0、その差動部遊星歯車 P 0 を自転および公転可能に支持する差動部キャリア C A 0、差動部遊星歯車 P 0 を介して差動部サンギヤ S 0 と噛み合う差動部リングギヤ R 0 を回転要素（要素）として備えている。差動部サンギヤ S 0 の歯数を Z S 0、差動部リングギヤ R 0 の歯数を Z R 0 とすると、上記ギヤ比 p_0 は $Z S 0 / Z R 0$ である。

20

【0039】

この動力分配機構 16 においては、差動部キャリア C A 0 は入力軸 14 すなわちエンジン 8 に連結され、差動部サンギヤ S 0 は第 1 電動機 M 1 に連結され、差動部リングギヤ R 0 は伝達部材 18 に連結されている。また、切換ブレーキ B 0 は差動部サンギヤ S 0 とケース 12 との間に設けられ、切換クラッチ C 0 は差動部サンギヤ S 0 と差動部キャリア C A 0 との間に設けられている。それら切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が解放されると、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 S 0、差動部キャリア C A 0、差動部リングギヤ R 0 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がから、エンジン 8 の出力が第 1 電動機 M 1 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 M 1 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 M 2 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（電気的 C V T 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差動部 11 も差動状態とされ、差動部 11 はその変速比 y_0 （入力軸 14 の回転速度 / 伝達部材 18 の回転速度 N_{18} ）が最小値 y_{0min} から最大値 y_{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無段変速状態とされる。このように動力分配機構 16 が差動状態とされると、動力分配機構 16 に動力伝達可能に連結された第 1 電動機 M 1 及び / 又は第 2 電動機 M 2 の運転状態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 N_{18} （以下、「伝達部材回転速度 N_{18} 」と表す）の差動状態が制御される。

30

40

【0040】

この状態で、上記切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が係合させられると動力分配機構 16 は前記差動作用をしないすなわち差動作用が不能な非差動状態とされる。具体的には、上記切換クラッチ C 0 が係合させられて差動部サンギヤ S 0 と差動部キャリア C A 0 とが一体的に係合させられると、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 S 0、差動部キャリア C A 0、差動部リングギヤ R 0 が共に回転すなわち一体回転させられるロック状態とされて前記差動作用が不能な非差動状態とされることがから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、エンジン 8 の回転と伝達部材回転

50

速度 N_{18} とが一致する状態となるので、差動部 11 (動力分配機構 16) は変速比 γ_0 が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態すなわち有段変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C0 に替えて切換ブレーキ B0 が係合させられて差動部サンギヤ S0 がケース 12 に連結させられると、動力分配機構 16 は差動部サンギヤ S0 が非回転状態とさせられるロック状態とされて前記差動作用が不能な非差動状態とされることから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、差動部リングギヤ R0 は差動部キャリア C A0 よりも増速回転されるので、動力分配機構 16 は増速機構として機能するものであり、差動部 11 (動力分配機構 16) は変速比 γ_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定された増速変速機として機能する定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

【0041】

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

【0042】

本発明の有段変速部に対応する自動変速部 20 は、それが有する複数の係合装置 (クラッチ C、ブレーキ B) の係合及び / 又は解放により、その変速比 $\gamma_A (= \text{伝達部材回転速度 } N_{18} / \text{出力軸 } 22 \text{ の回転速度 } N_{OUT})$ を段階的に変化させ複数の変速段を選択的に成立させる変速を行うことができる有段式の自動変速機として機能する変速部であり、その自動変速部 20 の変速段の切り換えは上記係合装置の掴み替えにより行われる、すなわち、自動変速部 20 は所謂クラッチツウクラッチ変速を行うものである。そして、自動変速部 20 は、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、およびシングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 30 を備えている。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 30 転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ C A1、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 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ C A2、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 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A3、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 40 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 Z S1、第 1 リングギヤ R1 の歯数を Z R1、第 2 サンギヤ S2 の歯数を Z S2、第 2 リングギヤ R2 の歯数を Z R2、第 3 サンギヤ S3 の歯数を Z S3、第 3 リングギヤ R3 の歯数を Z R3 とすると、上記ギヤ比 p_1 は Z S1 / Z R1、上記ギヤ比 p_2 は Z S2 / Z R2、上記ギヤ比 p_3 は Z S3 / Z R3 である。

【0043】

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 1 キャリヤ C A1 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 キャリヤ C A2 と第 3 キャリヤ C A3 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 S 50

3 とが一体的に連結されて第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されている。このように、自動変速部 2 0 と伝達部材 1 8 とは自動変速部 2 0 の変速段を成立させるために用いられる第 1 クラッチ C 1 または第 2 クラッチ C 2 を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 は、伝達部材 1 8 と自動変速部 2 0 との間すなわち差動部 1 1 (伝達部材 1 8) と駆動輪 3 8 との間の動力伝達経路を、その動力伝達経路の動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置として機能している。つまり、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の少なくとも一方が係合されることで上記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、或いは第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が解放されることで上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

10

【 0 0 4 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 は従来の車両用有段式自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置 (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 4 5 】

以上のように構成された動力伝達装置 1 0 では、例えば、図 2 の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、切換ブレーキ B 0、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 が選択的に係合作動させられることにより、第 1 速ギヤ段 (第 1 変速段) 乃至第 5 速ギヤ段 (第 5 変速段) のいずれか或いは後進ギヤ段 (後進変速段) 或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 γ ($=$ 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、差動部 1 1 は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変速状態を構成することが可能とされている。したがって、動力伝達装置 1 0 では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とで有段変速機として作動する有段変速状態が構成され、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段変速状態とされた差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、動力伝達装置 1 0 は、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで有段変速状態に切り換えられ、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。また、差動部 1 1 も有段変速状態と無段変速状態とに切り換え可能な変速機であると言える。

20

30

【 0 0 4 6 】

例えば、動力伝達装置 1 0 が有段変速機として機能する場合には、図 2 に示すように、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合により、変速比 γ_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、変速比 γ_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、変速比 γ_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 γ_4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「 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 γ_5 が第 4 速ギヤ段よりも小さい値例えば「 0 . 7 0 5 」程度である第 5 速ギヤ段が成

40

50

立させられる。また、第2クラッチC2および第3ブレーキB3の係合により、変速比 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、例えば全てのクラッチ及びブレーキC0, C1, C2, B0, B1, B2, B3が解放される。

【0047】

しかし、動力伝達装置10が無段変速機として機能する場合には、図2に示される係合表の切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放される。これにより、差動部11が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部20が有段変速機として機能することにより、自動変速部20の第1速、第2速、第3速、第4速の各ギヤ段に対しその自動変速部20に入力される回転速度すなわち伝達部材18の回転速度 N_{18} が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって動力伝達装置10全体としてのトータル変速比(総合変速比) γ_T が無段階に得られるようになる。

【0048】

図3は、無段変速部或いは第1変速部として機能する差動部11と有段変速部或いは第2変速部として機能する自動変速部20とから構成される動力伝達装置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 ρ の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3本の横線のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、上側の横線X2が回転速度「1.0」すなわち入力軸14に連結されたエンジン8の回転速度 N_E を示し、横線XGが伝達部材18の回転速度 N_{18} を示している。

【0049】

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 ρ_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および第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 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_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 ρ 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 ρ_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 ρ に対応する間隔に設定される。

【0050】

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に連結されるとともに切換クラッチC0を介して第2回転要素(差動部サンギヤS0)RE2と選択的に連結され、第2回転要素RE2が第1電動機M1に連結されるとともに切換ブレーキB0を介してケース12に選択的に連結され、第3回転要素(差動部リングギヤR0)RE3が伝達部材18および第

10

20

30

40

50

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 を介して自動変速部（有段変速部）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 により差動部サンギヤ S 0 の回転速度と差動部リングギヤ R 0 の回転速度との関係が示される。

【0051】

例えば、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の解放により無段変速状態（差動状態）に切換えられたときは、第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 1 との交点で示される差動部サンギヤ S 0 の回転が上昇或いは下降させられると、車速 V に拘束される差動部リングギヤ R 0 の回転速度が略一定である場合には、直線 L 0 と縦線 Y 2 との交点で示される差動部キャリア C A 0 の回転速度が上昇或いは下降させられる。また、切換クラッチ C 0 の係合により差動部サンギヤ S 0 と差動部キャリア C A 0 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 の係合によって差動部サンギヤ S 0 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差動部リングギヤ R 0 すなわち伝達部材 1 8 の回転速度 N_{18} は、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で自動変速部 2 0 へ入力される。

【0052】

また、自動変速部 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。

【0053】

自動変速部 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 に差動部 1 1 すなわち動力分配機構 1 6 からの動力が入力される。しかし、切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられると、差動部 1 1 からの動力がエンジン回転速度 N_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。

【0054】

図 4 は、本発明に係る動力伝達装置 1 0 を制御するための制御装置である電子制御装置 4 0 に入力される信号及びその電子制御装置 4 0 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 4 0 は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAM の一時記憶機能を利用し

つつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン 8、第 1 電動機 M 1、第 2 電動機 M 2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 20 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0055】

電子制御装置 40 には、図 4 に示す各センサやスイッチなどから、エンジン水温 T_{EM} P_W を示す信号、シフトポジション P_{S_H} を表す信号、第 1 電動機 M 1 の回転速度 N_{M_1} (以下、「第 1 電動機回転速度 N_{M_1} 」という)を表す信号、第 2 電動機 M 2 の回転速度 N_{M_2} (以下、「第 2 電動機回転速度 N_{M_2} 」という)を表す信号、エンジン 8 の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、ギヤ比列設定値を示す信号、M モード (手動変速走行モード) を指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、出力軸 22 の回転速度 N_{OUT} に対応する車速 V を表す信号、自動変速部 20 の作動油温を示す油温信号、サイドブレーキ操作を示す信号、フットブレーキ操作を示す信号、触媒温度を示す触媒温度信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダル 41 の操作量 (アクセル開度) Acc を示すアクセル開度信号、カム角信号、スノーモード設定を示すスノーモード設定信号、車両の前後加速度を示す加速度信号、オートクルーズ走行を示すオートクルーズ信号、車両の重量を示す車重信号、各車輪の車輪速を示す車輪速信号、エンジン 8 の空燃比 A/F を示す信号などが、それぞれ供給される。

【0056】

また、上記電子制御装置 40 からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置 43 (図 6 参照) への制御信号例えばエンジン 8 の吸気管 95 に備えられた電子スロットル弁 96 の開度 θ_{TH} を操作するスロットルアクチュエータ 97 への駆動信号や燃料噴射装置 98 によるエンジン 8 の各気筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置 99 によるエンジン 8 の点火時期を指令する点火信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、電動機 M 1 および M 2 の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション (操作位置) 表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止する ABS アクチュエータを作動させるための ABS 作動信号、M モードが選択されていることを表示させる M モード表示信号、差動部 11 や自動変速部 20 の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路 42 (図 6 参照) に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路 42 の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【0057】

図 5 は複数種類のシフトポジション P_{S_H} 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 48 の一例を示す図である。このシフト操作装置 48 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_{S_H} を選択するために操作されるシフトレバー 49 を備えている。

【0058】

そのシフトレバー 49 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)」、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)」、または手動変速走行モード (手動モード) を成立させて上記自動変速制御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。

【0059】

上記シフトレバー 49 の各シフトポジション P_{S_H} 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42が電氣的に切り換えられる。

【0060】

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」ポジションおよび「N」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであって、例えば図2の係合作動表に示されるように第1クラッチC1および第2クラッチC2のいず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および第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」ポジションおよび「M」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションであって、例えば図2の係合作動表に示されるように第1クラッチC1および第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および/または第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。

【0061】

具体的には、シフトレバー49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49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49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49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および第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。

【0062】

図6は、電子制御装置40による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図6において、有段変速制御手段54は、自動変速部20の変速を行う変速制御手段として機能するものである。例えば、有段変速制御手段54は、記憶手段56に予め記憶された図7の実線および一点鎖線に示す関係(変速線図、変速マップ)から車速Vおよび自動変速部20の要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて、自動変速部20の変速を実行すべきか否かを判断し、すなわち自動変速部20の変速すべき変速段を判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速部20の変速を実行する。このとき、有段変速制御手段54は、例えば図2に示す係合表に従って変速段が達成されるように切換クラッチ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(変速出力指令)を油圧制御回路42へ出力する。なお、アクセル開度Accと自動変速部20の要求出力トルク T_{OUT} (図7の縦軸)とはアクセル開度Accが大きくなるほどそれに応じて上記要求出力トルク T_{OUT} も大きくなる対応関係にあることから、図7の変速線図の縦軸はアクセル開度Accであっても差し支えない。

【0063】

また、有段変速制御手段54は、自動変速部20に所謂クラッチツウクラッチ変速を行わせる変速制御手段であるので、自動変速部20の変速のイナーシャ相中における自動変速部20の入力回転速度 N_{18} (伝達部材回転速度 N_{18})が所定の変化率Aniで変化するように、自動変速部20の摩擦係合装置(ブレーキB, クラッチC)の係合圧を学習により変更する学習制御を実施する。その所定の変化率Aniとは、車速Vと自動変速部20の変速比 γ_A とで一意的に定められる上記入力回転速度 N_{18} が理想的に変化するように、例えば、自動変速部20の変速中に、フィーリングが良いとされているような上記入力回転速度 N_{18} の変化率 AN_{18} ($=dN_{18}/dt$)が大きい速やかな変速応答性と、変速

ショックが抑制し易いとされているような入力回転速度変化率 AN_{18} が小さい緩やかな変速応答性とが両立するように、予め実験的に設定された自動変速部 20 の理想的な変化状態を実現する自動変速部 20 の入力回転速度変化率 AN_{18} である。有段変速制御手段 54 は、上記学習制御実施後の係合圧を自動変速部 20 の次回以降の変速に適用し、そのために、その学習制御実施後の係合圧を図 9 に示すようなその係合圧の油圧学習値マップ（変速制御値マップ）として記憶する。

【0064】

図 9 は、油圧学習値マップの一例であって、アップシフトとダウンシフトとで別個に設けられており、(a) はアップシフト用であり、(b) はダウンシフト用である。また、図 9 に示す油圧学習値マップは、エンジントルク 1 ~ 7 で示すようにその大きさに層別され、且つ 1 → 2、2 → 3 等の変速の種類毎に個々に設けられた上記係合圧の各油圧学習値から構成されており、記憶手段 56 に記憶されている。例えばエンジントルク 1 の 1 → 2 アップシフトにおいては、解放側係合装置の油圧学習値は Pb3u121 であり、係合側係合装置の油圧学習値は Pb2u121 である。また、この油圧学習値マップは、予め実験的に求められた各油圧学習値のデフォルト値が例えば記憶手段 56 に記憶されており、有段変速制御手段 54 による学習制御の実施回数が進むに従ってデフォルト値が更新され最新の油圧学習値に書き換えられる。上記エンジントルクは、例えばスロットル弁開度 θ_{TH} をパラメータとしてエンジン回転速度 N_E と推定エンジントルク T_E との予め実験的に求められて記憶された関係から、実際のスロットル弁開度 θ_{TH} とエンジン回転速度 N_E とに基づいて有段変速制御手段 54 により算出される。

【0065】

なお、有段変速制御手段 54 は、自動変速部 20 の変速毎に常に前記係合圧の学習制御を実施するわけではなく、所定の学習前提条件が成立した場合に上記係合圧の学習制御を実施する。例えば、自動変速部 20 の変速中のエンジントルク T_E の変化が所定値以内であり、エンジン 8 の暖機が完了しているとされるエンジン水温 $TEMP_W$ であり、自動変速部 20 の作動油温が予め定められた適正值以内であるような変速が正常に実行されて終了した場合に、有段変速制御手段 54 は上記学習前提条件が成立したと判断し、上記係合圧の学習制御を実施する。

【0066】

ハイブリッド制御手段 52 は、動力伝達装置 10 の前記無段変速状態すなわち差動部 11 の差動状態においてエンジン 8 を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン 8 と第 2 電動機 M2 との駆動力の配分や第 1 電動機 M1 の発電による反力を最適になるように変化させて差動部 11 の電気的な無段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において、運転者の出力要求量としてのアクセルペダル操作量（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、車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第 2 電動機 M2 のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力を算出し、その目標エンジン出力が得られるエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E となるようにエンジン 8 を制御するとともに第 1 電動機 M1 の発電量を制御する。

【0067】

ハイブリッド制御手段 52 は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自動変速部 20 の変速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E と車速 V および自動変速部 20 の変速段で定まる伝達部材 18 の回転速度 N_{18} とを整合させるために、差動部 11 が電気的な無段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 52 は、例えば図 8 に示すようなエンジン回転速度 N_E とエンジン 8 の出力トルク（エンジントルク） T_E とをパラメータとする二次元座標内において無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立するように予め実験的に定められたエンジン 8 の動作曲線の一種である最適燃費率曲線 L_{EF} （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 L_{EF} にエンジン 8 の動作点 P_{EG} （以下、「エンジン動作点 P_{EG} 」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例えば 1.3 ~ 0.5 の範囲内で制御する。ここで、上記エンジン動作点 P_{EG} 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。

【0068】

このとき、ハイブリッド制御手段 52 は、第 1 電動機 M1 により発電された電気エネルギーをインバータ 58 を通して蓄電装置 60 や第 2 電動機 M2 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 18 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は第 1 電動機 M1 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 58 を通してその電気エネルギーが第 2 電動機 M2 へ供給され、その第 2 電動機 M2 が駆動されて第 2 電動機 M2 から伝達部材 18 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 M2 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。

【0069】

ハイブリッド制御手段 52 は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 97 により電子スロットル弁 96 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 98 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 99 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 43 に出力して必要なエンジン出力を発生するようにエンジン 8 の出力制御を実行するエンジン出力制御手段を機能的に備えている。例えば、ハイブリッド制御手段 52 は、基本的には図示しない予め記憶された関係からアクセル開度信号 A_{cc} に基づいてスロットルアクチュエータ 97 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。

【0070】

前記図 7 の実線 A は、車両の発進 / 走行用（以下、走行用という）の駆動力源をエンジン 8 と電動機例えば第 2 電動機 M2 とで切り換えるための、言い換えればエンジン 8 を走行用の駆動力源として車両を発進 / 走行（以下、走行という）させる所謂エンジン走行と第 2 電動機 M2 を走行用の駆動力源として車両を走行させる所謂モータ走行とを切り換えるための、エンジン走行領域とモータ走行領域との境界線である。この図 7 に示すエンジン走行とモータ走行とを切り換えるための境界線（実線 A）を有する予め記憶された関係は、車速 V と駆動力関連値である出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された駆動力源切換線図（駆動力源マップ）の一例である。この駆動力源切換線図は、例えば同じ図 7 中の実線および一点鎖線に示す変速線図（変速マップ）と共に記憶手段 56 に予め記憶されている。

【0071】

そして、ハイブリッド制御手段 52 は、例えば図 7 の駆動力源切換線図から車速 V と要求出力トルク T_{OUT} とで示される車両状態に基づいてモータ走行領域とエンジン走行領域との何れであるかを判断してモータ走行或いはエンジン走行を実行する。このように、ハイブリッド制御手段 52 によるモータ走行は、図 7 から明らかなように一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して悪いとされる比較的低出力トルク T_{OUT} 時すなわち低エンジントルク T_E 時、或いは車速 V の比較的低車速時すなわち低負荷域で実行される。

【0072】

ハイブリッド制御手段 52 は、このモータ走行時には、停止しているエンジン 8 の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、差動部 11 の電氣的 C V T 機能（差動作用）によって、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を負の回転速度で制御例えば空転させて、差動部 11 の差動作用によりエンジン回転速度 N_E を零乃至略零に維持する。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 3 】

ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン走行とモータ走行とを切り換えるために、エンジン 8 の作動状態を運転状態と停止状態との間で切り換える、すなわちエンジン 8 の始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段 6 6 を備えている。このエンジン始動停止制御手段 6 6 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。

【 0 0 7 4 】

例えば、エンジン始動停止制御手段 6 6 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 4 1 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 9 9 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 5 2 によるモータ走行からエンジン走行へ切り換える。このとき、エンジン始動停止制御手段 6 6 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。

【 0 0 7 5 】

また、エンジン始動停止制御手段 6 6 は、図 7 の実線 B の点 b → 点 a に示すように、アクセルペダル 4 1 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 9 8 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 5 2 によるエンジン走行からモータ走行へ切り換える。このとき、エンジン始動停止制御手段 6 6 は、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を速やかに引き下げることでエンジン回転速度 N_E を速やかに零乃至略零まで引き下げてもよい。これにより、上記共振領域を速やかに回避できて停止時の振動が抑制される。或いは、エンジン始動停止制御手段 6 6 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。

【 0 0 7 6 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン走行領域であっても、上述した電気バスによる第 1 電動機 M 1 からの電気エネルギーおよび / または蓄電装置 6 0 からの電気エネルギーを第 2 電動機 M 2 へ供給し、その第 2 電動機 M 2 を駆動してエンジン 8 の動力を補助するトルクアシストが可能である。よって、本実施例ではエンジン 8 と第 2 電動機 M 2 との両方を走行用の駆動力源とする車両の走行はモータ走行ではなくエンジン走行に含まれるものとする。

【 0 0 7 7 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、車両の停止状態又は低車速状態に拘わらず、差動部 1 1 の電氣的 C V T 機能によってエンジン 8 の運転状態を維持させることができる。例えば、車両停止時に蓄電装置 6 0 の充電残量 SOC が低下して第 1 電動機 M 1 による発電が必要となった場合には、エンジン 8 の動力により第 1 電動機 M 1 が発電させられてその第 1 電動機 M 1 の回転速度が引き上げられ、車速 V で一意的に決められる第 2 電動機回転速度 N_{M2} が車両停止状態により零（略零）となっても動力分配機構 1 6 の差動作用によってエンジン回転速度 N_E が自律回転可能な回転速度以上に維持される。

【 0 0 7 8 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 1 1 の電氣的 C V T 機能によって第 1 電動機回転速度 N_{M1} および / または第 2 電動機回転速度 N_{M2} を制御してエンジン回転速度 N_E を任意の回転速度に維持させられる。例えば、

図 3 の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段 5 2 はエンジン回転速度 N_E を引き上げる場合には、車速 V に拘束される第 2 電動機回転速度 N_{M2} を略一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} の引き上げを実行する。

【0079】

増速側ギヤ段判定手段 6 2 は、動力伝達装置 1 0 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記憶手段 5 6 に予め記憶された前記図 7 に示す変速線図に従って動力伝達装置 1 0 の変速されるべき変速段が増速側ギヤ段例えば第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。

【0080】

切換制御手段 5 0 は、車両状態に基づいて前記差動状態切換装置（切換クラッチ $C0$ 、切換ブレーキ $B0$ ）の係合／解放を切り換えることにより、前記無段変速状態と前記有段変速状態とを、すなわち前記差動状態と前記ロック状態とを選択的に切り換える。例えば、切換制御手段 5 0 は、記憶手段 5 6 に予め記憶された前記図 7 の破線および二点鎖線に示す関係（切換線図、切換マップ）から車速 V および要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて、動力伝達装置 1 0（差動部 1 1）の変速状態を切り換えるべきか否かを判断して、すなわち動力伝達装置 1 0 を無段変速状態とする無段制御領域内であるか或いは動力伝達装置 1 0 を有段変速状態とする有段制御領域内であるかを判定することにより動力伝達装置 1 0 の切り換えるべき変速状態を判断して、動力伝達装置 1 0 を前記無段変速状態と前記有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換える変速状態の切換えを実行する。

【0081】

具体的には、切換制御手段 5 0 は有段変速制御領域内であると判定した場合は、ハイブリッド制御手段 5 2 に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可すなわち禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段 5 4 に対しては、予め設定された有段変速時の変速を許可する。このときの有段変速制御手段 5 4 は、記憶手段 5 6 に予め記憶された例えば図 7 に示す変速線図に従って自動変速部 2 0 の自動変速を実行する。例えば記憶手段 5 6 に予め記憶された図 2 は、このときの変速において選択される油圧式摩擦係合装置すなわち $C0$ 、 $C1$ 、 $C2$ 、 $B0$ 、 $B1$ 、 $B2$ 、 $B3$ の作動の組み合わせを示している。すなわち、動力伝達装置 1 0 全体すなわち差動部 1 1 および自動変速部 2 0 が所謂有段式自動変速機として機能し、図 2 に示す係合表に従って変速段が達成される。

【0082】

例えば、増速側ギヤ段判定手段 6 2 により第 5 速ギヤ段が判定される場合には、動力伝達装置 1 0 全体として変速比が 1 . 0 より小さな増速側ギヤ段所謂オーバードライブギヤ段が得られるために切換制御手段 5 0 は差動部 1 1 が固定の変速比 γ_0 例えば変速比 γ_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 4 2 へ出力する。また、増速側ギヤ段判定手段 6 2 により第 5 速ギヤ段でないと判定される場合には、動力伝達装置 1 0 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 5 0 は差動部 1 1 が固定の変速比 γ_0 例えば変速比 γ_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 4 2 へ出力する。このように、切換制御手段 5 0 によって動力伝達装置 1 0 が有段変速状態に切り換えられるとともに、その有段変速状態における 2 種類の変速段のいずれかとなるように選択的に切り換えられて、差動部 1 1 が副変速機として機能させられ、それに直列の自動変速部 2 0 が有段変速機として機能することにより、動力伝達装置 1 0 全体が所謂有段式自動変速機として機能させられる。

【0083】

しかし、切換制御手段 5 0 は、動力伝達装置 1 0 を無段変速状態に切り換える無段変速制御領域内であると判定した場合は、動力伝達装置 1 0 全体として無段変速状態が得られるために差動部 1 1 を無段変速状態として無段変速可能とするように切換クラッチ $C0$ お

10

20

30

40

50

よび切換ブレーキ B 0 を解放させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段 5 2 に対してハイブリッド制御を許可する信号を出力するとともに、有段変速制御手段 5 4 には、予め設定された無段変速時の変速段に固定する信号を出力するか、或いは記憶手段 5 6 に予め記憶された例えば図 7 に示す変速線図に従って自動変速部 2 0 を自動変速することを許可する信号を出力する。この場合、有段変速制御手段 5 4 により、図 2 の係合表内において切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の係合を除いた作動により自動変速が行われる。このように、切換制御手段 5 0 により無段変速状態に切り換えられた差動部 1 1 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 2 0 が有段変速機として機能することにより、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、自動変速部 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 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。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動力伝達装置 1 0 全体として無段変速状態となりトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

10

【0084】

ここで前記図 7 について詳述すると、図 7 は自動変速部 2 0 の変速判断の基となる記憶手段 5 6 に予め記憶された関係（変速線図、変速マップ）であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された変速線図の一例である。図 7 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。

【0085】

20

また、図 7 の破線は切換制御手段 5 0 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 V_1 および判定出力トルク T_1 を示している。つまり、図 7 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 V_1 の連なりである高車速判定線と、ハイブリッド車両の駆動力に関連する駆動力関連値例えば自動変速部 2 0 の出力トルク T_{OUT} が高出力となる高出力走行を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク T_1 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 7 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 7 は判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 を含む、車速 V と出力トルク T_{OUT} とをパラメータとして切換制御手段 5 0 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。なお、この切換線図を含めて変速マップとして記憶手段 5 6 に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 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_{OUT} の何れかをパラメータとする予め記憶された切換線であってもよい。

30

【0086】

上記変速線図、切換線図、或いは駆動力源切換線図等は、マップとしてではなく実際の車速 V と判定車速 V_1 とを比較する判定式、出力トルク T_{OUT} と判定出力トルク T_1 とを比較する判定式等として記憶されてもよい。この場合には、切換制御手段 5 0 は、車両状態例えば実際の車速が判定車速 V_1 を越えたときに動力伝達装置 1 0 を有段変速状態とする。また、切換制御手段 5 0 は、車両状態例えば自動変速部 2 0 の出力トルク T_{OUT} が判定出力トルク T_1 を越えたときに動力伝達装置 1 0 を有段変速状態とする。

40

【0087】

また、差動部 1 1 を電氣的な無段変速機として作動させるための電動機等の電気系の制御機器の故障や機能低下時、例えば第 1 電動機 M 1 における電気エネルギーの発生からその電気エネルギーが機械的エネルギーに変換されるまでの電気パスに関連する機器の機能低下すなわち第 1 電動機 M 1、第 2 電動機 M 2、インバータ 5 8、蓄電装置 6 0、それらを接続する伝送路などの故障（フェイル）や、故障とか低温による機能低下が発生したような車両状態となる場合には、無段制御領域であっても車両走行を確保するために切換制御手段 5 0 は動力伝達装置 1 0 を優先的に有段変速状態としてもよい。

50

【 0 0 8 8 】

前記駆動力関連値とは、車両の駆動力に 1 対 1 に対応するパラメータであって、駆動輪 3 8 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 2 0 の出力トルク T_{OUT} 、エンジントルク T_E 、車両加速度や、例えばアクセル開度或いはスロットル弁開度 θ_{TH} （或いは吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転速度 N_E とに基づいて算出されるエンジントルク T_E などの実際値や、運転者のアクセルペダル操作量或いはスロットル開度等に基づいて算出される要求（目標）エンジントルク T_E 、自動変速部 2 0 の要求（目標）出力トルク T_{OUT} 、要求駆動力等の推定値であってもよい。また、上記駆動トルクは出力トルク T_{OUT} 等からデフ比、駆動輪 3 8 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

【 0 0 8 9 】

また、例えば判定車速 V_1 は、高速走行において動力伝達装置 1 0 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動力伝達装置 1 0 が有段変速状態とされるように設定されている。また、判定トルク T_1 は、車両の高出力走行において第 1 電動機 M_1 の反力トルクをエンジン的高出力域まで対応させないで第 1 電動機 M_1 を小型化するために、例えば第 1 電動機 M_1 からの電気エネルギーの最大出力を小さくして配設可能とされた第 1 電動機 M_1 の特性に応じて設定されている。

【 0 0 9 0 】

図 7 の関係に示されるように、出力トルク T_{OUT} が予め設定された判定出力トルク T_1 以上の高トルク領域、或いは車速 V が予め設定された判定車速 V_1 以上の高車速領域が有段制御領域として設定されているので、有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。

20

【 0 0 9 1 】

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、動力伝達装置 1 0 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動力伝達装置 1 0 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 3 8 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する。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動力伝達装置 1 0 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 3 8 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 M_1 が発生すべき電気的エネルギー換言すれば第 1 電動機 M_1 が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできて第 1 電動機 M_1 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、例えば有段自動変速走行におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度 N_E の変化すなわち変速に伴うリズムカルなエンジン回転速度 N_E の変化が楽しめる。

30

40

【 0 0 9 2 】

このように、本実施例の差動部 1 1（動力伝達装置 1 0）は無段変速状態と有段変速状態（定変速状態）とに選択的に切換え可能であって、前記切換制御手段 5 0 により車両状態に基づいて差動部 1 1 の切り換えるべき変速状態が判断され、差動部 1 1 が無段変速状態と有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換えられる。また、本実施例では、ハイブリッド制御手段 5 2 により車両状態に基づいてモータ走行或いはエンジン走行が実行されるが、このエンジン走行とモータ走行とを切り換えるために、エンジン始動停止制御手段 6 6 によりエンジン 8 の始動または停止が行われる。

50

【0093】

ハイブリッド制御手段52は、前述の機能に加え、自動変速部20の変速中の第1電動機M1の出力トルク T_{M1} （以下、「第1電動機トルク T_{M1} 」と表す）及び第2電動機M2の出力トルク T_{M2} （以下、「第2電動機トルク T_{M2} 」と表す）を制御する電動機制御手段68を備えている。この電動機制御手段68は、自動変速部20の変速が行われた場合には、変速ショックができるだけ生じないように、その変速のイナーシャ相内で第2電動機トルク T_{M2} をその変速前のトルクから車速Vやアクセル開度Accなどによって決まる変速後の目標トルクへと変化させる。例えば、上記イナーシャ相内で第2電動機トルク T_{M2} を、できるだけ滑らかに、例えば、その第2電動機トルク T_{M2} の変化率の変動幅ができるだけ小さくなるように、上記変速後の目標トルクへと変化させる。なお、電動機制御手段68は、第1電動機M1及び第2電動機M2の入出力電力の合計収支である電動機電力収支 W_m に対する制約によって第2電動機M2の作動が制限される場合に、上記とは異なった第2電動機トルク T_{M2} の変化をさせることがあるが、この点は後述する。ここで、電動機Mの入力電力とはその電動機Mの消費電力のことであり、電動機Mの出力電力とはその電動機Mの発電電力のことである。

10

【0094】

更に、自動変速部20のアップシフトのイナーシャ相ではその自動変速部20の入力回転速度 N_{18} である伝達部材回転速度 N_{18} が下降し、ダウンシフトのイナーシャ相では伝達部材回転速度 N_{18} が上昇するところ、乗員に与える違和感を抑えること等のために、上記自動変速部20の変速のイナーシャ相において電動機制御手段68は、エンジン回転速度 N_E の変化を抑制するように、つまり、エンジン回転速度 N_E を一定に保つように、第1電動機トルク T_{M1} を制御する。例えば、電動機制御手段68は、自動変速部20の変速中に、特に、アップシフトのイナーシャ相中に、エンジン回転速度 N_E の変化を抑制するように第1電動機トルク T_{M1} を上記変速前（変速開始前）に対して低下させる制御を実行する。このように、電動機制御手段68は、自動変速部20の変速中（アップシフト中）に、エンジントルク T_E に対する反力トルクとしての第1電動機トルク T_{M1} （絶対値）を上記変速前に対して低下させる反力トルクダウン制御を実行するので、電動機反力トルク制御手段として機能すると言える。

20

【0095】

更に、電動機制御手段68は、蓄電装置60の充放電能力の低下などに起因して第1電動機M1及び第2電動機M2の前記電動機電力収支 W_m に対して制約が生じている場合には、その電動機電力収支 W_m が上記制約の範囲内となるように、第1電動機M1及び第2電動機M2の入出力電力をそれぞれ調整する。例えば、上記制約が生じている場合においては、前記反力トルクダウン制御を実行して第1電動機M1の入出力電力を変化させるのであれば、必要に応じて第2電動機M2の作動を制限することにより、第1電動機M1の入出力電力の変化に応じて第2電動機M2の入出力電力を調整する。

30

【0096】

例えば、アクセルペダル41が大きく踏み込まれた場合には、第2電動機M2が発電し第1電動機M1が電力消費をする逆転力行状態になることがある。そのような逆転力行状態においては、電動機制御手段68は、上記反力トルクダウン制御の実行により第1電動機M1の消費電力（入力電力）を低下させる場合には併せて、上記電動機電力収支 W_m がそれに対する制約の範囲内となるように、必要な範囲で第2電動機M2の発電電力（出力電力）を低下させる。このように電動機制御手段68は、第1電動機M1と第2電動機M2との入出力電力の収支バランスをとることにより、その電動機電力収支 W_m が上記制約の範囲内となるように第1電動機M1及び第2電動機M2を作動させる。

40

【0097】

ところで、第1電動機M1及び第2電動機M2の温度に対しては、第1電動機M1及び第2電動機M2の耐久性を維持できるように設定された第1電動機M1及び第2電動機M2を作動させるときに許容される上限温度として電動機許容温度 L_{TM} が設けられており、電動機Mの耐久性維持等のために、電動機制御手段68は、第1電動機M1及び第2電動

50

機 M 2 の温度がそれぞれ上記電動機許容温度 L_{TM} 以下となるように、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を作動させる。また、蓄電装置 6 0 の充放電電力に対しては、蓄電装置 6 0 の耐久性を維持できるように設定された許容範囲 $W_{IN/OUT}$ (充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$) が設けられており、蓄電装置 6 0 の耐久性維持等のために、電動機制御手段 6 8 は、蓄電装置 6 0 の充放電電力が上記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ 内に収まるように、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を作動させる。例えば、蓄電装置 6 0 が極低温になるなどに起因して上記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ が小さく (狭く) なった場合には、それにより電動機電力収支 W_m が大きく制約され、その電動機電力収支 W_m に対する制約によって第 1 電動機 M 1 の入出力電力と第 2 電動機 M 2 の入出力電力とが相互に制限し合うこと、すなわち、その制約によって第 2 電動機 M 2 の作動が制限されることが考えられる。そのように第 2 電動機 M 2 の作動が制限されると、図 1 に示すように第 2 電動機 M 2 は自動変速部 2 0 の入力側にその自動変速部 2 0 の入力回転速度 N_{18} を変化させ得るように動力伝達可能に連結されているので、自動変速部 2 0 の入力回転速度変化率 AN_{18} が目標とする前記所定の変化率 Ani からずれてそれにより変速ショックを生じることが想定される。

【0098】

これに対し、本実施例では、そのような変速ショックを抑えるように、自動変速部 2 0 の変速中における係合側の前記係合装置 (クラッチ C、ブレーキ B) の係合圧すなわち係合側係合圧が調整され、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 の入出力電力すなわち第 1 電動機トルク T_{M1} 及び第 2 電動機トルク T_{M2} が調整される。以下、その制御機能の要部について説明する。

【0099】

図 6 の変速発生判定手段 7 0 は、自動変速部 2 0 の変速が発生したか否か、言い換えれば、自動変速部 2 0 の変速が開始されたか否かを判定する。例えば、有段変速制御手段 5 4 が油圧制御回路 4 2 に対し、自動変速部 2 0 を変速させる前記変速出力指令を出力した場合に、変速発生判定手段 7 0 は、自動変速部 2 0 の変速が発生したことを肯定する。なお、好適には、変速発生判定手段 7 0 は、自動変速部 2 0 のアップシフトが開始されたか否か (発生したか否か) を判定する。

【0100】

電力収支制約判定手段 7 2 は、前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって第 2 電動機 M 2 の作動が制限されるか否かを判定する。その電動機電力収支 W_m に対する制約とは、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 の少なくとも一方の電動機 M が、目標とする電動機トルクを発揮するなどの目標とする作動状態になるために必要とされる発電又は電力消費をすることができないこと、又は、そのように発電又は電力消費をすることができないようにする条件である。また、第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合とは、その第 2 電動機 M 2 が目標とする出力トルク T_{M2} を発揮できない場合である。例えば、蓄電装置 6 0 が極低温になるなどに起因して蓄電装置 6 0 の前記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ が小さくなった場合や、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 が高温になりその電動機温度の前記電動機許容温度 L_{TM} に対する余裕が小さい場合には、上記電動機電力収支 W_m に対する制約が大きくなる。例えば、電力収支制約判定手段 7 2 は、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 の目標とする作動状態からそのとき必要となる上記電動機電力収支 W_m を算出し、その算出された電動機電力収支 W_m が生じたとした場合に、蓄電装置 6 0 の充放電電力が上記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ から外れるのであれば第 2 電動機 M 2 の作動が制限されると判定する。また、上記算出された電動機電力収支 W_m が生じたとした場合に、第 2 電動機 M 2 の温度が上記電動機許容温度 L_{TM} を超えるのであれば第 2 電動機 M 2 の作動が制限されると判定する。

【0101】

電動機制御手段 6 8 (電動機反力トルク制御手段 6 8) は、前述の機能に加え、自動変速部 2 0 の変速前に対する第 1 電動機トルク (反力トルク) T_{M1} の低下量 $D T_{M1}$ (以下、「第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ 」と表す)、すなわち、前記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W

10

20

30

40

50

mに対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて変更する。ここで、第2電動機M2の作動が制限されるときその制限の大きさは、例えば、第2電動機M2の目標とする出力トルク T_{M2} に対して出力可能な出力トルク T_{M2} がどれだけ小さいかということであり、それらの出力トルク T_{M2} の差である。望ましくは、電動機制御手段68は、上記電動機電力収支 W_m に対する制約によって生じる上記第2電動機M2の作動に対する制限の大きさに応じて、その制限が大きいほど上記第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を小さくする。ここで、上記反力トルクダウン制御は自動変速部20の変速中（アップシフト中）に実行される制御であるので、電動機制御手段68は、上記第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ の変更を、自動変速部20の変速（アップシフト）が発生したとの判定を変速発生判定手段70が肯定した場合に実施すると言える。

10

【0102】

また、電動機制御手段68は、第2電動機M2の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて前記第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を変更するのであるから、電力収支制約判定手段72の判定に基づいてその第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を変更してもよい。例えば、第2電動機M2の作動が上記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されたとの判定を電力収支制約判定手段72が肯定し、且つ、自動変速部20の変速が発生したとの判定を変速発生判定手段70が肯定した場合に、電動機制御手段68は、上記第2電動機M2の作動に対する制限が大きいほど前記反力トルクダウン制御における第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を小さくする。換言すれば、変速発生判定手段70がその判定を肯定した場合において、電動機制御手段68は、電力収支制約判定手段72がその判定を肯定した場合には、そうでない場合と比較して上記反力トルクダウン制御における第1電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を小さくする。

20

【0103】

有段変速制御手段54は、図9に例示される前記油圧学習値マップに基づいて自動変速部20の係合装置（クラッチC、ブレーキB）の係合圧を制御する係合圧制御手段78を備えている。係合圧制御手段78は、第2電動機M2の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されたとの判定を電力収支制約判定手段72が否定した場合には、自動変速部20の変速中における係合側の上記係合装置の係合圧（係合側係合圧）を上記油圧学習値マップのとおり決定する。しかし、電力収支制約判定手段72がその判定を肯定した場合には、そうでない場合と比較して、上記変速中（特に、アップシフト中）における上記係合側係合圧を高くする係合圧調整制御を実行する。好適には、差動部11（動力伝達装置10）が前記逆転力行状態であるときにその係合圧調整制御を実行する。また、好適には、自動変速部20のアップシフトのイナーシャ相中に上記係合側係合圧を高くする。

30

【0104】

例えば、係合圧制御手段78は、第2電動機M2の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限される場合には、上記係合圧調整制御において、変速ショックを抑えるように、具体的には、上記第2電動機M2の作動制限に起因して自動変速部20のイナーシャ相での入力回転速度変化率 $A N_1$ が前記所定の変化率 $A n_i$ からずれないように、上記係合側係合圧を高くする。すなわち、係合圧制御手段78は、電力収支制約判定手段72がその判定を肯定した場合には、第2電動機M2の作動が大きく制限されるほど、自動変速部20の変速中（特に、アップシフト中）における上記係合圧調整制御の係合側係合圧を高くする。言い換えれば、第2電動機M2の作動が大きく制限されるほど、その第2電動機M2の出力電力である発電電力の低下による自動変速部20の入力トルクの増加分に応じて、自動変速部20の変速中における上記係合圧調整制御の係合側係合圧を高くする。なお、上記係合圧調整制御は自動変速部20の変速中に実行される制御であるので、係合圧制御手段78は、自動変速部20の変速（アップシフト）が発生したとの判定を変速発生判定手段70が肯定した場合にその係合圧調整制御を実行すると言える。

40

【0105】

上記係合圧調整制御における係合側係合圧を決定する方法はいろいろ考えられるが、例

50

例えば、係合圧制御手段 7 8 は、電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を否定した場合の前記係合側係合圧、すなわち、通常時の係合側係合圧に対して、予め定められた係合圧補正值を加えて上記係合圧調整制御における係合側係合圧を決定する。その係合圧補正值は、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限される場合においてその第 2 電動機 M 2 の作動制限が前記入力回転速度変化率 AN_1 に与える影響を打ち消すよう予め実験的に設定された補正值である。例えば、前記逆転力行状態での自動変速部 2 0 のアップシフトにおいて、図 1 0 に示すように、電動機電力収支 W_m に対する制約が大きいほど、すなわち、その制約による第 2 電動機 M 2 の作動制限が大きいほど、上記係合圧補正值（係合圧補正量）は大きくなるように設定される。上記第 2 電動機 M 2 の作動制限が大きいほど、前記反力トルクダウン制御の実行に伴い第 2 電動機 M 2 の回生トルクは大きく低下するからである。そのように上記係合圧補正值が設定される場合、係合圧制御手段 7 8 は、上記第 2 電動機 M 2 の作動制限が大きいほど、第 2 電動機トルク T_{M2} の低下による自動変速部 2 0 の入力トルクの増加分に応じて、上記係合圧調整制御における係合側係合圧が高くなるようにそれを決定することとなる。なお、図 1 0 の横軸に「無」として示されている破線は、電力収支制約判定手段 7 2 の判定結果の分かれ目であり、その破線よりも右側（電動機電力収支 W_m に対する制約が大きい側）の領域において電力収支制約判定手段 7 2 はその判定を肯定する。なお、電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を肯定した場合には、そのような場合は稀であるので、有段変速制御手段 5 4 は、前記学習前提条件が成立しなかったと判断して前記係合圧の学習制御を実施しないようにしてもよい。

10

20

【0106】

第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるとの判定を電力収支制約判定手段 7 2 が肯定した場合に、自動変速部 2 0 の変速中において、電動機制御手段 6 8 は前記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくし、係合圧制御手段 7 8 は前記係合圧調整制御を実行する点について前述したが、両者の制御実行条件が第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるか否かと言うように同じである必要はなく、それぞれの制御実行条件に差異をつけて、電動機制御手段 6 8 が第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくすることよりも優先して、係合圧制御手段 7 8 が上記係合圧調整制御を実行するようにしてもよい。例えば、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるか否かという制御実行条件を、上記係合圧調整制御についてはそのまま適用し、電動機制御手段 6 8（電動機反力トルク制御手段 6 8）は、電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を肯定することに加え、所定の限度を超えて第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合には、そうでない場合と比較して第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくする。このようにすれば、第 2 電動機 M 2 の作動は制限されるもののその制限の大きさが上記所定の限度を超えてはいない場合、すなわち、上記第 2 電動機 M 2 の作動制限がそれほど大きくない場合には、係合圧制御手段 7 8 によって上記係合圧調整制御が実行される一方、電動機制御手段 6 8 によって上記第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくする制御は実行されないが、所定の限度を超えて第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合、すなわち、上記第 2 電動機 M 2 の作動が大きく制限される場合には、両制御ともに実行される。すなわち、上記係合圧調整制御は、上記第 2 電動機 M 2 の作動制限との関係で、上記第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくする制御に対して優先して実行される。なお、上記第 2 電動機 M 2 の作動制限について設けられた上記所定の限度は、これを超えて第 2 電動機 M 2 の作動が制限されるときには、変速ショックを抑えるためには上記係合圧調整制御の実行だけでは不十分であり、その係合圧調整制御に併せて上記第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくする制御も実行する必要があると判断される実験的に定められた判定値である。要するに、変速ショックを抑えるために上記第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくする制御を実行する必要性を判定するための判定値である。従って、所定の限度を超えて第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合とは、係合圧制御手段 7 8 が上記係合圧調整制御を実行してもそれが変速ショックを抑える上で充分ではないと判断される場合であり、すなわち、第 2 電動

30

40

50

機 M 2 の目標とする出力トルク T_{M2} と出力可能な出力トルク T_{M2} との乖離量が上記所定の限度に対応する所定量を超える場合である。

【0107】

図 11 は、電子制御装置 40 の制御作動の要部、すなわち、第 2 電動機 M 2 の作動が電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限される場合の自動変速部 20 の変速中におけ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 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。なお、理解を容易にするため、前記逆転力行状態において自動変速部 20 のアップシフトが行われた場合を例として以下の説明をするが、そのような場合に本発明の適用が限定されるものではない。また、好適には、図 11 のフローチャートは差動部 11 が非ロック状態であって車両がエンジン走行中である場合に実行される。

10

【0108】

先ず、変速発生判定手段 70 に対応するステップ（以下、「ステップ」を省略する）S A 1 においては、自動変速部 20 の変速が発生したか否かが判定される。好適には、自動変速部 20 のアップシフトが発生したか否かが判定される。この S A 1 の判定が肯定された場合、すなわち、自動変速部 20 の変速（アップシフト）が発生した場合には、S A 2 に移る。一方、この S A 1 の判定が否定された場合には、本フローチャートは終了する。

【0109】

電力収支制約判定手段 72 に対応する S A 2 においては、前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって第 2 電動機 M 2 の作動が制限されるか否かが判定される。この S A 2 の判定が肯定された場合、すなわち、電動機電力収支 W_m に対する制約によって第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合には、S A 5 に移る。一方、この S A 2 の判定が否定された場合には、S A 3 に移る。

20

【0110】

電動機制御手段 68 に対応する S A 3 においては、通常通り、変速ショックができるだけ生じないように、自動変速部 20 の変速のイナーシャ相内で第 2 電動機トルク T_{M2} をその変速前のトルクから車速 V やアクセル開度 A_{cc} などによって決まる変速後の目標トルクへと滑らかに変化させる。

【0111】

更に S A 3 においては、上記自動変速部 20 の変速のイナーシャ相内でエンジン回転速度 N_E の変化を抑制するように、第 1 電動機トルク T_{M1} を上記変速前（変速開始前）に対して低下させる前記反力トルクダウン制御が実行される。この反力トルクダウン制御における前記第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ は、例えば、第 1 電動機 M 1 及びそれと連動して回転する回転部品が有するイナーシャなどに基づいて予め実験的に定められている。この S A 3 は前記 S A 2 の判定が否定された場合に実行されるステップであるので、S A 3 では、第 1 電動機 M 1 の入出力電力と第 2 電動機 M 2 の入出力電力とが相互に制限し合うということはない。S A 3 の次は S A 4 に移る。

30

【0112】

係合圧制御手段 78 に対応する S A 4 においては、前記通常時の係合側係合圧に対して図 10 に示すような係合圧補正量を加える補正をすることなく、その通常時の係合側係合圧で自動変速部 20 のクラッチツウクラッチ変速が行われる。

40

【0113】

電動機制御手段 68 に対応する S A 5 においては、自動変速部 20 の変速のイナーシャ相内で前記反力トルクダウン制御が実行されるが、そのときの第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ は、前記 S A 3 で実行される上記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ よりも小さくされる。どれだけ小さくされるかは、車速 V や蓄電装置 60 の前記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ などをパラメータとして実験的に設定されており、例えば、前記 S A 2 の判定対象である第 2 電動機 M 2 の作動に対する制限が大きいほど、上記第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ は小さくなる。

【0114】

50

更に S A 5 では、前記逆転力行状態において、上記反力トルクダウン制御の実行により第 1 電動機 M 1 の消費電力（入力電力）が低下させられるので、それに応じて、前記電動機電力収支 W_m がそれに対する制約の範囲内となるように、必要な範囲で第 2 電動機 M 2 の発電電力（出力電力）が低下させられる。S A 5 の次は S A 6 に移る。

【 0 1 1 5 】

なお、この S A 5 において、自動変速部 2 0 の変速のイナーシャ相内で前記反力トルクダウン制御が実行されるときに第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ は、前記 S A 3 で実行される上記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ よりも小さくされるが、その第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ が小さくされることが、所定の限度を超えて第 2 電動機 M 2 の作動が制限される場合に行われるようにしてもよい。

10

【 0 1 1 6 】

係合圧制御手段 7 8 に対応する S A 6 においては、上記第 2 電動機 M 2 の発電電力低下による自動変速部 2 0 の入力トルクの増加分に応じて、自動変速部 2 0 の変速中における係合側の前記係合装置の係合圧（係合側係合圧）を高くする前記係合圧調整制御が実行される。例えば、その係合圧調整制御における係合側係合圧は、前記 S A 2 の判定が否定された場合の上記係合側係合圧（通常時の係合側係合圧）に対して、図 1 0 に示すような係合圧補正量を加える補正をして決定される。そして、そのように補正された係合側係合圧で自動変速部 2 0 のクラッチツウクラッチ変速が行われる。

【 0 1 1 7 】

図 1 2 は、アクセルペダル 4 1 が踏込まれ、差動部 1 1 が非ロック状態であって前記逆転力行状態であるときに、自動変速部 2 0 においてそのギヤ段が第 2 速から第 3 速へとアップシフトされた場合を例として、図 1 1 に示された制御作動を説明するためのタイムチャートである。このタイムチャートでは、上記第 2 速から第 3 速へのアップシフトであるので、図 2 に示されているように、第 1 ブレーキ B 1 が係合側係合装置であり、第 2 ブレーキ B 2 が解放側係合装置である。また、図 1 2 では、油圧値、第 1 電動機トルク T_{M1} 、第 2 電動機トルク T_{M2} のそれぞれのタイムチャートに、実線とともに破線でもその変化が示されているが、その実線は図 1 1 の S A 2 の判定が否定された場合を示し、その破線は図 1 1 の S A 2 の判定が肯定された場合を示すものである。

20

【 0 1 1 8 】

図 1 2 の t_1 時点は、油圧制御回路 4 2 へ自動変速部 2 0 の変速を開始させる変速出力（変速出力指令）がなされたことを示している。つまり、 t_1 時点は自動変速部 2 0 の変速開始時点である。また、 t_2 時点は自動変速部 2 0 の変速のイナーシャ相開始時点であり、 t_4 時点は自動変速部 2 0 の変速終了時点である。そして、 t_3 時点は差動部 1 1（動力伝達装置 1 0）が前記逆転力行状態から、第 1 電動機 M 1 が発電し第 2 電動機 M 2 が電力を消費して駆動力を発揮する力行状態へと切り換わった時点である。

30

【 0 1 1 9 】

従って、油圧値のタイムチャートにおいて、 t_1 時点から解放側の油圧値 P_{B2} が低下し始め、また、破線と実線とでその過程は異なるものの何れも係合側の油圧値 P_{B1} が t_1 時点から上昇し始め、 t_1 時点と t_4 時点との間で自動変速部 2 0 のクラッチツウクラッチ変速が実行されていることが示されている。そして、自動変速部 2 0 の変速のイナーシャ相である t_2 時点と t_4 時点との間では、自動変速部 2 0 の入力回転速度 N_{18} が前記所定の変化率 Ani で下降しており、動力分配機構 1 6 の差動作用を利用して変速中のエンジン回転速度 N_E の変動を抑えるため、図 1 1 の S A 3 又は S A 5 にて第 1 電動機トルク T_{M1} （絶対値）を低下させる前記反力トルクダウン制御が実行され、その結果、上記入力回転速度 N_{18} とは逆に第 1 電動機回転速度 N_{M1} が上昇している。

40

【 0 1 2 0 】

ここで、図 1 1 の S A 2 の判定が否定された場合には、第 1 電動機 M 1 の入出力電力と第 2 電動機 M 2 の入出力電力とが相互に制限し合うということはない、すなわち、第 2 電動機 M 2 の作動は特に制限されないので、図 1 1 の S A 3 の実行により、 t_2 時点と t_4 時点との間（イナーシャ相）で、図 1 2 の第 1 電動機トルクのタイムチャートに実線で示

50

すように前記反力トルクダウン制御において第 1 電動機トルク T_{M1} が絶対値として低下させられており、図 12 の第 2 電動機トルクのタイムチャートに実線で示すように第 2 電動機トルク T_{M2} が、目標とする第 2 電動機トルク変化（実線）に沿って変速後の目標トルクへと滑らかに変化させられている。更に、図 11 の S A 4 の実行により、図 12 の油圧値 P_{B1} （係合側）のタイムチャートに実線で示すように通常時の係合側係合圧で自動変速部 20 のクラッチツウクラッチ変速が進行している。

【0121】

一方、図 11 の S A 2 の判定が肯定された場合には、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 の電動機電力収支 W_m がそれに対する制約の範囲内となるように、第 1 電動機 M 1 の入出力電力と第 2 電動機 M 2 の入出力電力とが相互に調整されるので、図 11 の S A 5 の実行により、 t_2 時点と t_4 時点との間で、前記 S A 3 と同様に前記反力トルクダウン制御が実行されるものの、そのときの第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ （絶対値）は、図 12 の第 1 電動機トルクのタイムチャートに破線で示すように、S A 3 実行時（図 12 の実線）に対して小さくされている。また、前記逆転力行状態である t_2 時点と t_3 時点との間では、第 1 電動機トルク T_{M1} の低下は第 1 電動機 M 1 の消費電力の低下となるので、上記電動機電力収支 W_m がそれに対する制約の範囲内となるように第 2 電動機 M 2 の発電電力（出力電力）が低下させられ、図 12 の第 2 電動機トルクのタイムチャートに破線で示すように、第 2 電動機トルク T_{M2} （絶対値）は S A 3 実行時（図 12 の実線）に対して小さくなっている。このように、図 11 の S A 5 での第 2 電動機トルク T_{M2} （図 12 の破線）は S A 3 実行時（図 12 の実線）に対して乖離するものの、第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ が小さくされたことによりその第 2 電動機トルク T_{M2} の乖離量は抑制されている。そして、図 12 において第 2 電動機トルク T_{M2} の実線に対する上記乖離量が抑制されれば、その分、電動機電力収支 W_m に対する制約による第 2 電動機 M 2 の作動制限が自動変速部 20 の入力回転速度 N_{18} に与える影響は軽減される。

【0122】

また、図 11 の S A 5 の実行により、図 12 の第 2 電動機トルク T_{M2} のタイムチャートにおいて破線の実線に対する上記乖離量は抑制されているものの、イナーシャ相初期である t_2 時点と t_3 時点との間に第 2 電動機トルク T_{M2} （絶対値）の相対的低下により自動変速部 20 の入力トルクは増加しているので、自動変速部 20 の入力回転速度 N_{18} が下降する変化率が小さくなるおそれがある。そこで、図 11 の S A 6 の実行により、図 12 の油圧値 P_{B1} （係合側）のタイムチャートにおいて破線で示すように、ほぼ第 2 電動機トルク T_{M2} （絶対値）の相対的低下と同期してイナーシャ相初期にて、S A 4 実行時（図 12 の実線）に対して係合側の油圧値 P_{B1} が高められている。その結果、係合側係合圧（油圧値 P_{B1} ）を高くすることは上記入力回転速度 N_{18} の変化率を大きくするように作用するので、第 2 電動機トルク T_{M2} （絶対値）の相対的な低下と係合側係合圧の相対的な上昇との上記入力回転速度 N_{18} に対する影響が互いに打ち消し合い、その入力回転速度 N_{18} が前記所定の変化率 Ani で変化するように制御されている。

【0123】

本実施例では次のような効果（A 1）乃至（A 5）がある。（A 1）本実施例によれば、電動機制御手段 68（電動機反力トルク制御手段 68）は、自動変速部 20 の変速前に対する第 1 電動機トルク（反力トルク） T_{M1} の低下量 $D T_{M1}$ 、すなわち、前記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 $D T_{M1}$ を、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるときその制限の大きさに応じて変更するので、上記電動機電力収支 W_m に対する制約による上記第 2 電動機 M 2 の作動制限を緩和して、変速ショックを低減することが可能である。

【0124】

（A 2）本実施例によれば、係合圧制御手段 78 は、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるとの判定を電力収支制約判定手段 72 が肯定した場合には、第 2 電動機 M 2 の作動が大きく制限されるほど、その第 2 電動機 M 2 の出力電力である発電電力の低下による自動変速部 20 の入力トルクの増加分に応じて、

自動変速部 20 の変速中における上記係合圧調整制御の係合側係合圧を高くする。従って、上記第 2 電動機 M 2 の作動制限による自動変速部 20 の入力トルクの増加に応じた適切な係合側係合圧が得られ、それにより変速ショックを低減するように自動変速部 20 の入力回転速度 N_{18} を変化させることが可能である。すなわち、自動変速部 20 の変速中における係合側係合圧を高くすることは、上記入力トルクの増加が上記入力回転速度 N_{18} の変化率 AN_{18} に与える影響を打ち消す方向に作用する。

【0125】

(A3) 本実施例によれば、変速発生判定手段 70 がその判定を肯定した場合において、電動機制御手段 68 は、第 2 電動機 M 2 の作動が上記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されとの判定を電力収支制約判定手段 72 が肯定した場合には、そうでない場合と比較して上記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくするので、その第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を小さくした分、上記電動機電力収支 W_m に対する制約による上記第 2 電動機 M 2 の作動制限が緩和され、その結果、上記制約が自動変速部 20 の変速中における前記入力回転速度変化率 AN_{18} に与える影響を軽減できる。

10

【0126】

(A4) 本実施例によれば、電動機制御手段 68 は、蓄電装置 60 の充放電電力が前記充放電電力許容範囲 $W_{IN/OUT}$ 内に収まるように、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を作動させるので、その蓄電装置 60 及びそれに関連する電気部品の耐久性の維持を図ることができる。

20

【0127】

(A5) 本実施例によれば、電動機制御手段 68 は、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 の温度がそれぞれ前記電動機許容温度 L_{TM} 以下となるように、第 1 電動機 M 1 及び第 2 電動機 M 2 を作動させるので、第 1 電動機 M 1、第 2 電動機 M 2、及びそれらに関連する部品の耐久性の維持を図ることができる。

【0128】

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

【実施例 2】

【0129】

30

本実施例の機能ブロック線図は図 6 であり、前述の第 1 実施例と共通である。図 6 において本実施例は、有段変速制御手段 54 以外は第 1 実施例と共通であるが、有段変速制御手段 54 が有段変速制御手段 102 に置き換わっている点が第 1 実施例と異なる。有段変速制御手段 102 は、有段変速制御手段 54 の機能に加え、以下のような機能を有する。

【0130】

本実施例の有段変速制御手段（変速制御手段）102 は、第 1 実施例の有段変速制御手段 54 と同様に、自動変速部 20 の変速のイナーシャ相中における自動変速部 20 の入力回転速度 N_{18} が前記所定の変化率 Ani で変化するように、自動変速部 20 の摩擦係合装置（ブレーキ B、クラッチ C）の係合圧を学習により変更する前記学習制御を実施する。しかし、その有段変速制御手段 54 とは異なり、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されとの判定を電力収支制約判定手段 72 が肯定した場合には、有段変速制御手段 102 は、そうでない場合すなわち電力収支制約判定手段 72 がその判定を否定した場合とは区別して上記係合圧の学習制御を実施する。例えば、電力収支制約判定手段 72 がその判定を否定した場合の油圧学習値マップ（図 9 参照）を A パターンとして、電力収支制約判定手段 72 がその判定を肯定した場合の油圧学習値マップを B パターンとしてそれぞれ別個に設けておき、電力収支制約判定手段 72 の判定結果に応じて、有段変速制御手段 102 は、上記学習制御を実行して上記 A パターン或いは B パターンを選択的に更新する。

40

【0131】

また、油圧学習値マップを A パターン、B パターンというように複数設けるのではなく

50

、例えば、有段変速制御手段 102 は、第 2 電動機 M2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるとの判定を電力収支制約判定手段 72 が肯定した場合には、前記係合圧の学習制御を実施しないとしてもよい。そのように電力収支制約判定手段 72 がその判定を肯定した場合に有段変速制御手段 102 が上記学習制御を実施しないとしたとすれば、有段変速制御手段 102 に含まれる係合圧制御手段 78 は、電力収支制約判定手段 72 がその判定を肯定した場合の上記係合圧を決定するために、すなわち、前記係合圧調整制御における前記係合側係合圧を決定するために、電力収支制約判定手段 72 がその判定を否定した場合に実施された前記係合圧の学習制御の結果得られた学習値を使用する。例えば、係合圧制御手段 78 は、電力収支制約判定手段 72 がその判定を否定した場合に実施された前記係合圧の学習制御の結果得られた学習値を使用し、その学習値に前記係合圧補正值（第 1 実施例を参照）を加えて上記係合圧調整制御における前記係合側係合圧を決定する。そして、前記逆転力行状態での自動変速部 20 のアップシフトにおいては、例えば第 1 実施例の図 10 に示すように、電動機電力収支 W_m に対する制約が大きいほど、すなわち、その制約による第 2 電動機 M2 の作動制限が大きいほど、上記係合圧補正值（係合圧補正量）は大きくなるように設定される。その図 10 に示すように上記係合圧補正值（係合圧補正量）が設定される場合、係合圧制御手段 78 は、上記第 2 電動機 M2 の作動制限が大きいほど、第 2 電動機トルク T_{M2} の低下による自動変速部 20 の入力トルクの増加分に応じて、上記係合圧調整制御における係合側係合圧が高くなるようにそれを決定することとなる。

10

20

30

40

50

【0132】

図 13 は、第 1 実施例の図 11 に相当する第 2 実施例のフローチャートであって、電子制御装置 40 の制御作動の要部、すなわち、前記電動機電力収支 W_m に対する制約に応じて自動変速部 20 の係合圧の学習制御の実施を切り換える制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行される。なお、前記図 11 の説明と同様に、理解を容易にするため、前記逆転力行状態において自動変速部 20 のアップシフトが行われた場合を例として以下の説明をするが、そのような場合に本発明の適用が限定されるものではない。また、好適には、図 13 のフローチャートは差動部 11 が非ロック状態であって車両がエンジン走行中である場合に実行される。また、図 13 の SB1 と SB2 は、第 1 実施例の図 11 の SA1 と SA2 とそれぞれ同じステップである。以下、図 13 の中で、図 11 とは相違する点について主に説明する。

【0133】

図 13 の SB2 の判定が否定された場合には SB3 に移る。有段変速制御手段 102 に対応する SB3 においては、前記学習前提条件の成立を条件として、自動変速部 20 の摩擦係合装置（ブレーキ B，クラッチ C）の係合圧を学習により変更する前記学習制御が実施され、図 9 に示すような油圧学習値マップが更新される。SB3 の次は SB4 に移る。

【0134】

係合圧制御手段 78 に対応する SB4 においては、SB2 の判定が否定された場合に SB3 で実施された上記係合圧の学習制御の結果得られた学習値（図 9 参照）がそのまま、図 10 に示すような係合圧補正量を加える補正がなされることなく使用され、前記通常時の係合側係合圧で自動変速部 20 のクラッチツウクラッチ変速が行われる。

【0135】

SB2 の判定が肯定された場合には SB5 に移る。有段変速制御手段 102 に対応する SB5 においては、前記係合圧の学習制御が禁止され、その学習制御は実施されない。或いは別の制御作動として、例えば、上記 SB2 の判定が否定された場合の油圧学習値マップ（図 9 参照）を A パターンとし、その SB2 の判定が肯定された場合の油圧学習値マップを B パターンとして複数の油圧学習値マップが設けられており、上記 SB2 の判定が否定された場合に実行される SB3 では上記学習制御が実施されて上記 A パターンの油圧学習値マップが更新され、上記 SB2 の判定が肯定された場合に実行される SB5 では上記学習制御が実施されて上記 B パターンの油圧学習値マップが更新されてもよい。SB5 の

次は S B 6 に移る。

【 0 1 3 6 】

係合圧制御手段 7 8 に対応する S B 6 においては、図 1 1 の S A 6 と同様に、第 2 電動機 M 2 の発電電力低下による自動変速部 2 0 の入力トルクの増加分に応じて、自動変速部 2 0 の変速中における係合側の前記係合装置の係合圧（係合側係合圧）を高くする前記係合圧調整制御が実行される。そのとき、本フローチャートの S B 6 では、例えば、その係合圧調整制御における係合側係合圧は、前記 S B 2 の判定が否定された場合に S B 3 で実施された前記係合圧の学習制御の結果得られた学習値（図 9 参照）に、図 1 0 に示すような係合圧補正量を加える補正をして決定される。そして、そのように補正された係合側係合圧で自動変速部 2 0 のクラッチツウクラッチ変速が行われる。なお、S B 5 において上記学習制御が実施されないとすれば、上記のように S B 6 では上記補正により係合側係合圧が算出されるが、S B 2 の判定結果に応じて区別して上記学習制御が実施される場合には、S B 6 の上記係合圧調整制御における係合側係合圧は、前記 B パターンの油圧学習値マップを用いて決定される。

10

【 0 1 3 7 】

本実施例では、図 6 において有段変速制御手段 5 4 以外は第 1 実施例と共通であり、有段変速制御手段 1 0 2 は有段変速制御手段 5 4 に機能を付加したものであるので、前述の第 1 実施例の効果（A 1）乃至（A 5）に加え、更に、次のような効果がある。（B 1）本実施例によれば、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 Wm に対する制約によって制限されるとの判定を電力収支制約判定手段 7 2 が肯定した場合には、有段変速制御手段 1 0 2 は、そうでない場合すなわち電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を否定した場合とは区別して上記係合圧の学習制御を実施するか、或いは、その係合圧の学習制御を実施しないので、上記学習制御の実施により却って変速ショックが大きくなるということ回避し、適切な学習制御を実施することができる。

20

【 0 1 3 8 】

（B 2）本実施例によれば、第 1 実施例と同様に、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 Wm に対する制約によって制限されるとの判定を電力収支制約判定手段 7 2 が肯定した場合には、係合圧制御手段 7 8 は前記係合圧調整制御を実行する。そして、本実施例では、有段変速制御手段 1 0 2 は、電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を肯定した場合には、前記係合圧の学習制御を実施しないとしてもよく、その場合例えば、係合圧制御手段 7 8 は、電力収支制約判定手段 7 2 がその判定を否定した場合に実施された前記係合圧の学習制御の結果得られた学習値を使用し、その学習値に前記係合圧補正值を加えて上記係合圧調整制御における前記係合側係合圧を決定する。このようにすれば、第 2 電動機 M 2 の作動が前記電動機電力収支 Wm に対する制約によって制限される場合が稀であったとしても、十分に学習された学習値に基づき上記係合側係合圧を決定することが可能であり、それにより、変速ショックの低減を図り得る。なお、図 6 に示すように係合圧制御手段 7 8 は有段変速制御手段（変速制御手段）1 0 2 に含まれるので、係合圧制御手段 7 8 の制御機能は有段変速制御手段 1 0 2 の制御機能であると言える。

30

【 実施例 3 】

【 0 1 3 9 】

図 1 4 は本発明の他の実施例における車両用動力伝達装置 1 1 0（以下、「動力伝達装置 1 1 0」と表す）の構成を説明する骨子図であり、図 1 5 はその動力伝達装置 1 1 0 の変速段と油圧式摩擦係合装置の係合の組み合わせとの関係を示す係合表であり、図 1 6 はその動力伝達装置 1 1 0 の変速作動を説明する共線図である。

40

【 0 1 4 0 】

動力伝達装置 1 1 0 は、前述の実施例と同様に第 1 電動機 M 1、動力分配機構 1 6、および第 2 電動機 M 2 を備えている差動部 1 1 と、その差動部 1 1 と出力軸 2 2 との間で伝達部材 1 8 を介して直列に連結されている前進 3 段の自動変速部 1 1 2 とを備えている。動力分配機構 1 6 は、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 2 4 と切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 とを有し

50

ている。自動変速部 112 は、例えば「0.532」程度の所定のギヤ比 p_1 を有するシングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 26 と、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 p_2 を有するシングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 28 とを備えている。第 1 遊星歯車装置 26 の第 1 サンギヤ S1 と第 2 遊星歯車装置 28 の第 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 1 遊星歯車装置 26 の第 1 キャリヤ CA1 と第 2 遊星歯車装置 28 の第 2 リングギヤ R2 とが一体的に連結されて出力軸 22 に連結され、第 1 リングギヤ R1 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 2 キャリヤ CA2 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。

10

【0141】

以上のように構成された動力伝達装置 110 では、例えば、図 15 の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、切換ブレーキ B0、第 1 ブレーキ B1、および第 2 ブレーキ B2 が選択的に係合作動させられることにより、第 1 速ギヤ段（第 1 変速段）乃至第 4 速ギヤ段（第 4 変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} / 出力軸回転速度 N_{OUT} ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構 16 に切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が備えられており、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の何れかが係合作動させられることによって、差動部 11 は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変速状態を構成することが可能とされている。したがって、動力伝達装置 110 では、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた差動部 11 と自動変速部 112 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差動部 11 と自動変速部 112 とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、動力伝達装置 110 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。

20

【0142】

例えば、動力伝達装置 110 が有段変速機として機能する場合には、図 15 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 γ_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 γ_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 γ_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 γ_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 γ_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、例えば全てのクラッチ及びブレーキ C0, C1, C2, B0, B1, B2 が解放される。

30

40

【0143】

しかし、動力伝達装置 110 が無段変速機として機能する場合には、図 15 に示される係合表の切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が共に解放される。これにより、差動部 11 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 112 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 112 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 112 の入力回転速度 N_1 。すなわち伝達部材回転速度 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。したがって、その各ギヤ段の間が無段

50

的に連続変化可能な変速比となって動力伝達装置 110 全体としてのトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

【0144】

図 16 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 11 と変速部（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 112 とから構成される動力伝達装置 110 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。

【0145】

図 16 における自動変速部 112 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 1 サンギヤ S1 および第 2 サンギヤ S2 を、第 5 回転要素（第 5 要素）RE5 に対応する第 2 キャリヤ CA2 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 1 キャリヤ CA1 および第 2 リングギヤ R2 を、第 7 回転要素（第 7 要素）RE7 に対応する第 1 リングギヤ R1 をそれぞれ表している。また、自動変速部 112 において第 4 回転要素 RE4 は第 2 クラッチ C2 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 5 回転要素 RE5 は第 2 ブレーキ B2 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 6 回転要素 RE6 は自動変速部 112 の出力軸 22 に連結され、第 7 回転要素 RE7 は第 1 クラッチ C1 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されている。

【0146】

自動変速部 112 では、図 16 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（R1）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（CA2）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（CA1，R2）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 に差動部 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、差動部 11 からの動力がエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、および切換ブレーキ B0 が係合させられることにより決まる水平な直線 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。

【0147】

本実施例の動力伝達装置 110 においても、電気式差動部或いは第 1 変速部として機能する差動部 11 と、有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 112 とから構成され、図 6 を用いて前述したような制御機能が適用されるので、前述の第 1 実施例および第 2 実施例と同様の効果が得られる。

【0148】

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、これ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。

【0149】

例えば、前述の実施例では、有段変速制御手段 54，102 の学習制御の実施により変

10

20

30

40

50

更される対象は、自動変速部 20, 112 が備える前記摩擦係合装置の係合圧であるとしてその学習制御の説明をしたが、その係合圧の変化率であっても係合時間であってもよい。要するに、その学習制御の実施により変更される対象は、自動変速部 20, 112 の変速中の上記摩擦係合装置の係合圧などで例示される変速作動のための変速制御値であればよい。

【0150】

また、前述の実施例において、電動機制御手段 68 は、前記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を、第 2 電動機 M2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるときにその制限の大きさに応じて変更するが、それは、上記第 2 電動機 M2 の作動制限の大きさに応じて第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を連続的に変更するものであってもよいし、1 段階もしくは 2 段階以上で段階的に変更するものであってもよい。

10

【0151】

また、前述の実施例において、電動機制御手段 68 (電動機反力トルク制御手段 68) は、前記反力トルクダウン制御における第 1 電動機トルク低下量 DT_{M1} を、第 2 電動機 M2 の作動が前記電動機電力収支 W_m に対する制約によって制限されるときにその制限の大きさに応じて変更するが、この変更を、第 1 電動機 M1 が電力を消費するモータとして機能しているときに、すなわち、差動部 11 (動力伝達装置 10) が前記逆転力行状態であるときに行ってもよい。

【0152】

20

また、前述の実施例の図 12 において、油圧値 P_{B1} (係合側) のタイムチャートに破線で示すように、図 11 のフローチャートの SA6 での前記係合圧調整制御の実行により、ほぼ第 2 電動機トルク T_{M2} (絶対値) の相対的低下と同期してイナーシャ相初期にて、SA4 実行時 (図 12 の実線) に対して係合側の油圧値 P_{B1} が高められているが、これは必須の制御ではない。

【0153】

また、前述の実施例では、図 11 のフローチャートは第 1 実施例の制御作動の要部として説明され、図 13 のフローチャートは第 2 実施例の制御作動の要部として説明されているが、図 11 と図 13 とが組み合わせられ 1 つのフローチャートとして表現されてもよい。そのように図 11 と図 13 とが組み合わせられてフローチャートが表現されたとすれば、例えば、図 17 のようになる。

30

【0154】

また、通常の自動変速機では、その変速過渡制御は、その自動変速機の係合側の係合装置 (クラッチ C、ブレーキ B) の係合圧すなわち係合側係合圧の調整により行われるが、前述の実施例では、エンジン 8 から自動変速部 20 の入力側までの動力伝達経路に第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 が動力伝達可能に連結されているので、自動変速部 20 の変速過渡制御、例えば、自動変速部 20 の変速のイナーシャ相において自動変速部 20 の入力回転速度変化率 AN_{18} が目標とする前記所定の変化率 Ani となるように制御することが、前記係合側係合圧の調整により行われる場合と、第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 の一方又は両方の制御により行われる場合と、両者が併用されて行われる場合とがある。また、前述の実施例では、その両者が併用されて行われる場合において、上記係合側係合圧の調整による上記変速過渡制御と第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 の一方又は両方による上記変速過渡制御との何れが優先されて実行されるかは、例えば、電動機電力収支 W_m に対する制約や第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 の温度などに基づいて決定されてもよい。

40

【0155】

また、前述の実施例においては、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 (動力分配機構 16) 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、例えば差動部 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

50

ものであってもよい。

【0156】

また、前述の実施例の動力伝達装置10においてエンジン8と差動部11とは直結されているが、エンジン8が差動部11にクラッチ等の係合装置（係合要素）を介して連結されているもよい。

【0157】

また、前述の実施例の動力伝達装置10、110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装置（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装置を介して連結されているもよい。

10

【0158】

また前述の実施例では、エンジン8から駆動輪38への動力伝達経路において、差動部11の次に自動変速部20、112が連結されているが、自動変速部20、112の次に差動部11が連結されている順番でもよい。要するに、自動変速部20、112は、エンジン8から駆動輪38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。

【0159】

また、前述の実施例の図1と図14とによれば、差動部11と自動変速部20、112は直列に連結されているが、動力伝達装置10、110全体として電氣的に差動状態を変更し得る電気式差動機能とその電気式差動機能による変速とは異なる原理で変速する機能とが備わっていれば、差動部11と自動変速部20、112とが機械的に独立していなくても本発明は適用される。

20

【0160】

また、前述の実施例において動力分配機構16はシングルプラネタリであるが、ダブルプラネタリであってもよい。

【0161】

また前述の実施例においては、差動部遊星歯車装置24を構成する第1回転要素RE1にはエンジン8が動力伝達可能に連結され、第2回転要素RE2には第1電動機M1が動力伝達可能に連結され、第3回転要素RE3には駆動輪38への動力伝達経路が連結されているが、例えば、2つの遊星歯車装置がそれを構成する一部の回転要素で相互に連結された構成において、その遊星歯車装置の回転要素にそれぞれエンジン、電動機、駆動輪が動力伝達可能に連結されており、その遊星歯車装置の回転要素に連結されたクラッチ又はブレーキの制御により有段変速と無段変速とに切換可能な構成にも本発明は適用される。

30

【0162】

また前述の実施例においては、自動変速部20、112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。

【0163】

また、前述の実施例におけるクラッチC及びブレーキB等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等の磁粉式、電磁式、機械式係合装置から構成されているもよい。

40

【0164】

また前述の実施例においては、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38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るもよい。

【0165】

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

50

C A 0、S 0、R 0のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

【0166】

また、前述の実施例においてエンジン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。

【0167】

また、前述の実施例の第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に連結されていたが、必ずしもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト、減速機等を介して作動的に第1電動機M1は差動部サンギヤS0に連結され、第2電動機M2は伝達部材18に連結されていてもよい。

10

【0168】

また、前述の実施例において自動変速部20, 112は伝達部材18を介して差動部11と直列に連結されていたが、入力軸14と平行にカウンタ軸が設けられてそのカウンタ軸上に同心に自動変速部20, 112が配列されていてもよい。この場合には、差動部11と自動変速部20, 112とは、たとえば伝達部材18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。

【0169】

また、前述の実施例の動力分配機構16は1組の差動部遊星歯車装置24から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、非差動状態(定変速状態)では3段以上の変速機として機能するものであってもよい。

20

【0170】

また、前述の実施例の第2電動機M2はエンジン8から駆動輪38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、クラッチ等の係合装置(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動力伝達装置10, 110の構成であってよい。

【0171】

また前述の実施例において、動力分配機構16が切換クラッチC0および切換ブレーキB0を備えているが、切換クラッチC0および切換ブレーキB0は動力分配機構16とは別個に動力伝達装置10に備えられていてもよい。また、切換クラッチC0と切換ブレーキB0との何れか一方または両方がない構成も考え得る。

30

【0172】

また前述の実施例において、差動部11が、第1電動機M1及び第2電動機M2を備えているが、第1電動機M1及び第2電動機M2は差動部11とは別個に動力伝達装置10に備えられていてもよい。

【0173】

また前述した複数の実施例はそれぞれ、例えば優先順位を設けるなどして、相互に組み合わせる実施することができる。

40

【0174】

その他、一々例示はしないが、本発明はその趣旨を逸脱しない範囲内において種々の変更が加えられて実施されるものである。

【図面の簡単な説明】

【0175】

【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が無段或いは有段変速作動させられる場合における変速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作

50

動図表である。

【図 3】図 1 の車両用動力伝達装置が有段変速作動させられる場合における各ギヤ段の相対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、動力伝達装置の変速状態の切換判断の基となる予め記憶された切換線図の一例と、エンジン走行とモータ走行とを切り換えるためのエンジン走行領域とモータ走行領域との境界線を有する予め記憶された駆動力源切換線図の一例とを示す図であって、それぞれの関係を示す図でもある。

【図 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】図 6 の有段変速制御手段による係合圧（変速制御値）の学習について説明するために用いる油圧学習値マップの一例であって、アップシフトとダウンシフトとで区別されており、（a）はアップシフト用であり、（b）はダウンシフト用である。

【図 10】図 6 の係合圧制御手段が実行する係合圧調整制御における係合側係合圧が、通常時の係合圧に対して係合圧補正值を加えて決定される場合において、その係合圧補正值（係合圧補正量）と電動機電力収支に対する制限との関係の一例を示した図である。

【図 11】図 4 の電子制御装置の制御作動の要部、すなわち、自動変速部の変速中における第 1 電動機及び第 2 電動機の制御の制御作動を説明するフローチャートである。

【図 12】図 11 に示された制御作動を説明するためのタイムチャートであって、アクセルペダルが踏込まれ、差動部が非ロック状態であって逆転力行状態であるときに、自動変速部においてそのギヤ段が第 2 速から第 3 速へとアップシフトされた場合を例としたタイムチャートである。

【図 13】第 1 実施例の図 11 に相当する第 2 実施例のフローチャートであって、図 4 の電子制御装置の制御作動の要部、すなわち、電動機電力収支に対する制限に応じて自動変速部の係合圧の学習制御の実施を切り換える制御作動を説明するフローチャートである。

【図 14】本発明が好適に適用される車両用動力伝達装置の他の構成例を説明する骨子図であって、図 1 に相当する第 3 実施例の骨子図である。

【図 15】図 14 の車両用動力伝達装置の有段変速状態における変速段とそれを達成するための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 に相当する第 3 実施例の作動図表である。

【図 16】図 14 の車両用動力伝達装置が有段変速作動させられる場合における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図であって、図 3 に相当する第 3 実施例の共線図である。

【図 17】図 11 のフローチャートに示す制御作動と図 13 のフローチャートに示す制御作動とが組み合わせられ 1 つのフローチャートとして表現された場合のフローチャートである。

【符号の説明】

【0176】

8：エンジン

10, 110：動力伝達装置（車両用動力伝達装置）

11：差動部（電気式差動部）

16：動力分配機構（差動機構）

20, 112：自動変速部（有段変速部）

38：駆動輪

40：電子制御装置（制御装置）

10

20

30

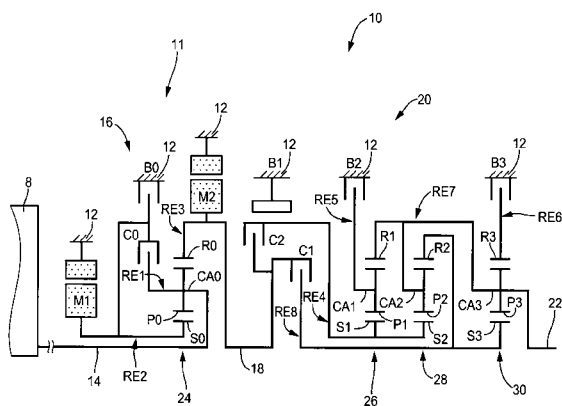
40

50

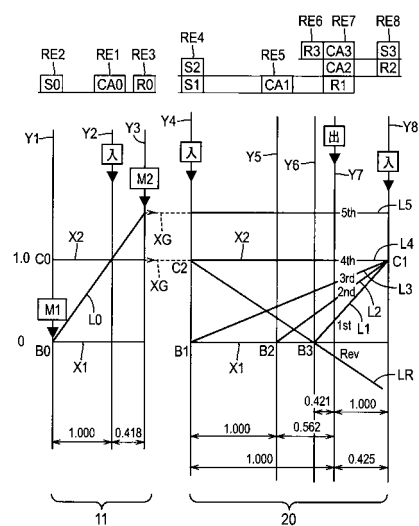
- 5 4 , 1 0 2 : 有段变速制御手段 (变速制御手段)
 6 0 : 蓄電装置
 6 8 : 電動機制御手段 (電動機反力トルク制御手段)
 7 8 : 係合圧制御手段
 M 1 : 第 1 電動機
 M 2 : 第 2 電動機
 C 1 : 第 1 クラッチ (係合装置)
 C 2 : 第 2 クラッチ (係合装置)
 C 3 : 第 3 クラッチ (係合装置)
 B 1 : 第 1 ブレーキ (係合装置)
 B 2 : 第 2 ブレーキ (係合装置)
 B 3 : 第 3 ブレーキ (係合装置)

10

【 図 1 】



【 図 3 】

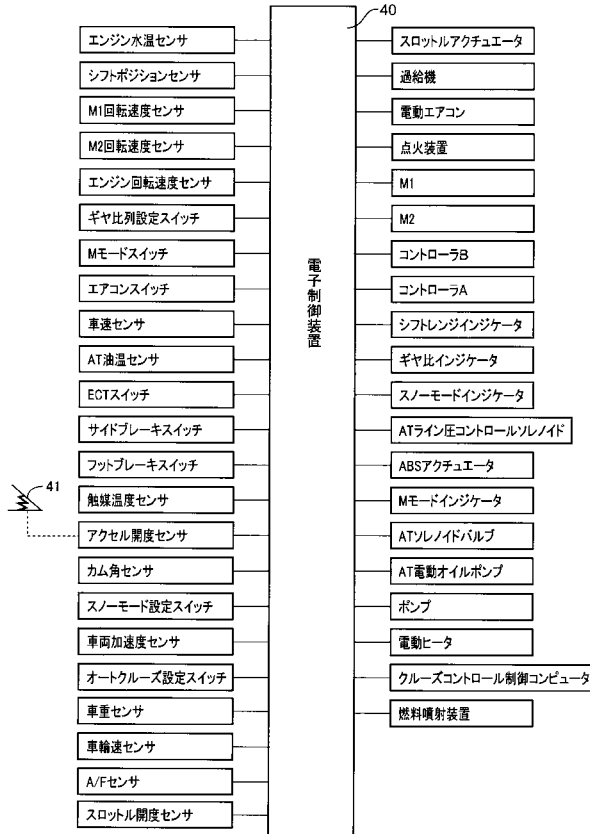


【 図 2 】

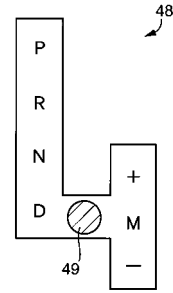
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R			○				○	3.209	4.76
N									

○ 係合 ◎ 有段時係合、無段時解放

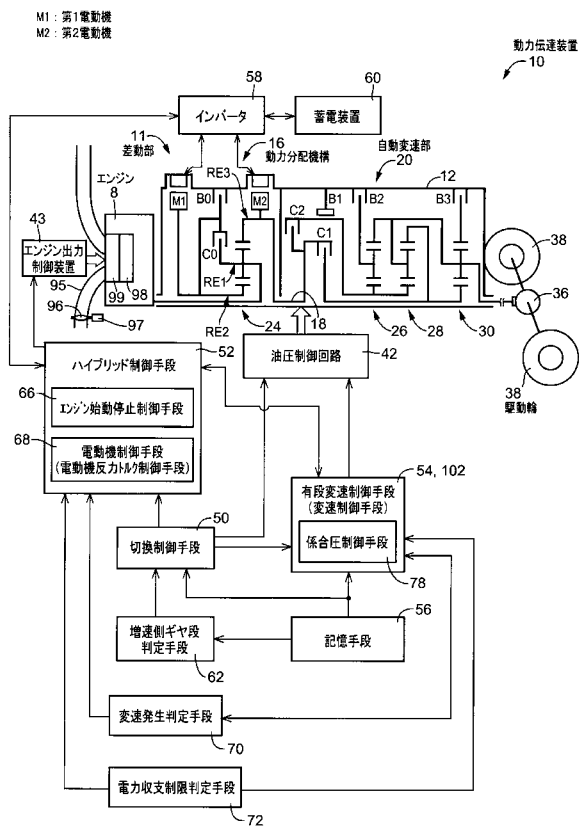
【図 4】



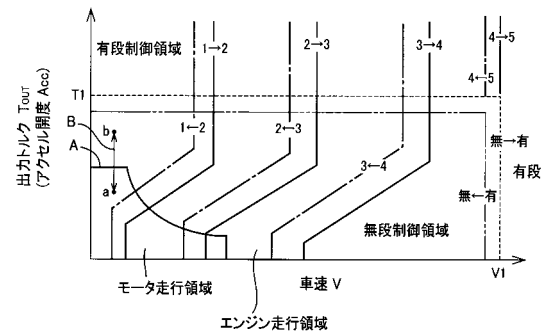
【図 5】



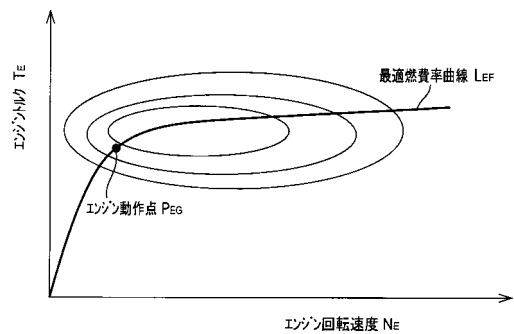
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【図 9】

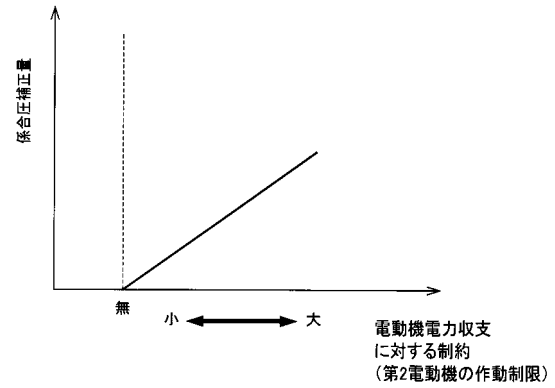
エンジン トルク	1-2	2-3	3-4	4-5
1	Pb3d121 Pb3d122	Pb2d231 Pb2d232	Pb1d341 Pb1d342	Pc0d451 Pc0d452
2	Pb3d122 Pb3d123	Pb2d232 Pb2d233	Pb1d342 Pb1d343	Pc0d452 Pc0d453
3	Pb3d123 Pb3d124	Pb2d233 Pb2d234	Pb1d343 Pb1d344	Pc0d453 Pc0d454
4	Pb3d124 Pb3d125	Pb2d234 Pb2d235	Pb1d344 Pb1d345	Pc0d454 Pc0d455
5	Pb3d125 Pb3d126	Pb2d235 Pb2d236	Pb1d345 Pb1d346	Pc0d455 Pc0d456
6	Pb3d126 Pb3d127	Pb2d236 Pb2d237	Pb1d346 Pb1d347	Pc0d456 Pc0d457
7	Pb3d127	Pb2d237	Pb1d347	Pc0d457

(a)

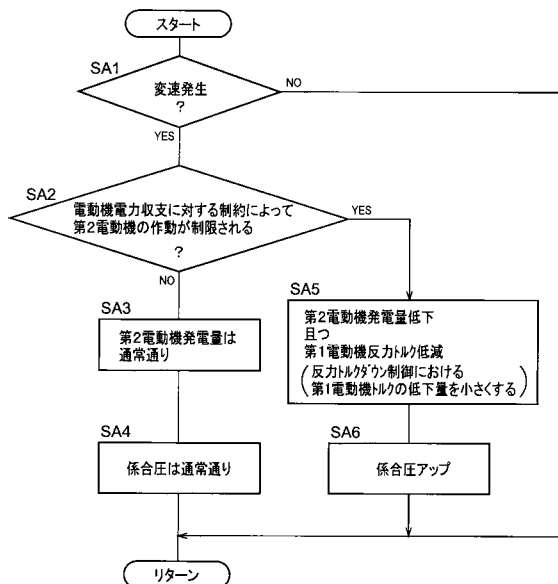
エンジン トルク	1-2	2-3	3-4	4-5
1	Pb3d121 Pb3d122	Pb2d231 Pb2d232	Pb1d341 Pb1d342	Pc0d451 Pc0d452
2	Pb3d122 Pb3d123	Pb2d232 Pb2d233	Pb1d342 Pb1d343	Pc0d452 Pc0d453
3	Pb3d123 Pb3d124	Pb2d233 Pb2d234	Pb1d343 Pb1d344	Pc0d453 Pc0d454
4	Pb3d124 Pb3d125	Pb2d234 Pb2d235	Pb1d344 Pb1d345	Pc0d454 Pc0d455
5	Pb3d125 Pb3d126	Pb2d235 Pb2d236	Pb1d345 Pb1d346	Pc0d455 Pc0d456
6	Pb3d126 Pb3d127	Pb2d236 Pb2d237	Pb1d346 Pb1d347	Pc0d456 Pc0d457
7	Pb3d127	Pb2d237	Pb1d347	Pc0d457

(b)

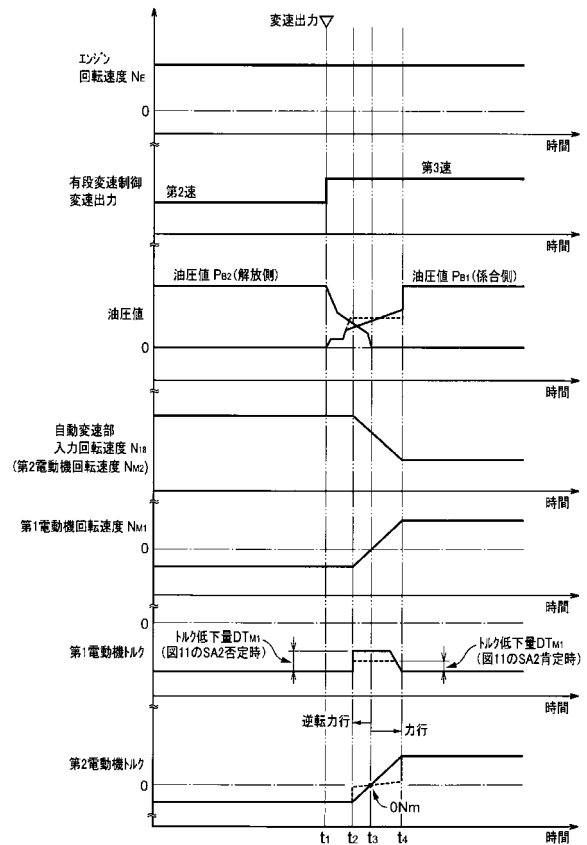
【図 10】



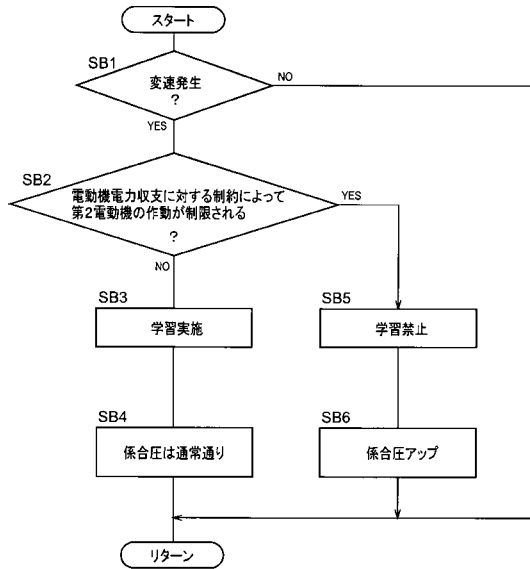
【図 11】



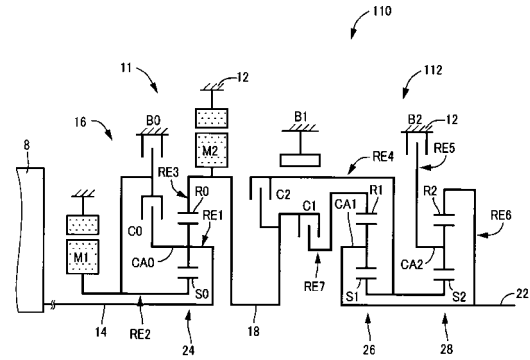
【図 12】



【図 13】



【図 14】

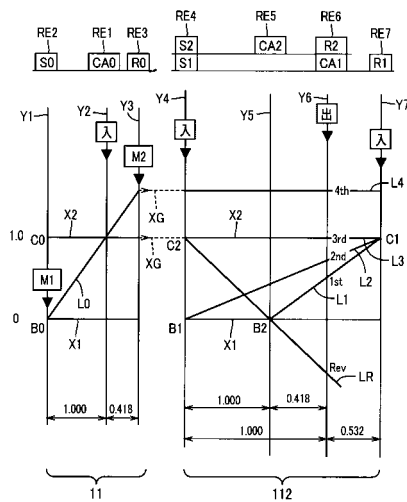


【図 15】

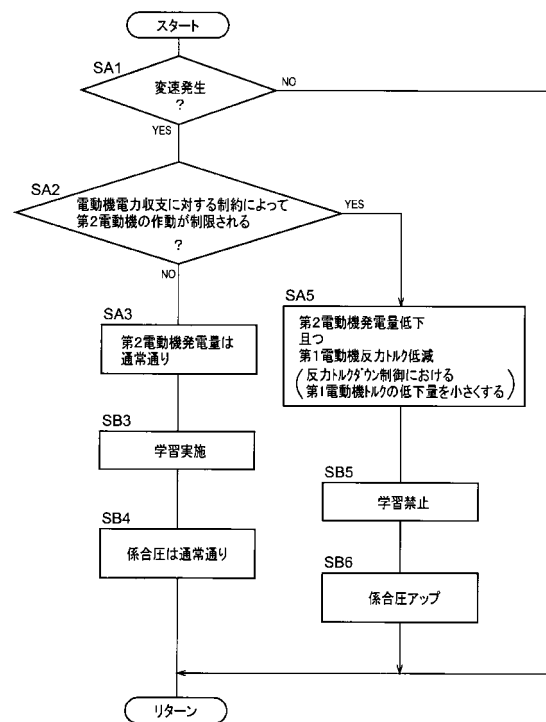
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○		◎			0.705	トータル
R			○			○	2.393	3.977
N								

○ 係合 ◎ 有段時係合.無段時解放

【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)
B 6 0 L	11/14	(2006.01)	B 6 0 L 11/14
F 1 6 H	61/02	(2006.01)	F 1 6 H 61/02
F 1 6 H	59/14	(2006.01)	F 1 6 H 59:14
F 1 6 H	59/74	(2006.01)	F 1 6 H 59:74
F 1 6 H	59/78	(2006.01)	F 1 6 H 59:78
F 1 6 H	61/686	(2006.01)	F 1 6 H 103:12

(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) 3J552 MA02 MA06 NA01 NB01 NB05 NB08 PA02 RA13 SA07 UA08
 VA34W VB01Z VB10W VC01Z VC02W VC07W VD02Z
 5H115 PA01 PC06 PG04 PI22 PU24 QE17 QN03 QN06 QN08 QN13
 SE08 TB01 TI02 T004 T005 T014 T021 T023