

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-280176

(P2009-280176A)

(43) 公開日 平成21年12月3日(2009.12.3)

| (51) Int.Cl. |              |                  | F I           | テーマコード (参考) |
|--------------|--------------|------------------|---------------|-------------|
| <b>B60W</b>  | <b>10/08</b> | <b>(2006.01)</b> | B60K 6/20 320 | 3J552       |
| <b>B60W</b>  | <b>20/00</b> | <b>(2006.01)</b> | F16H 61/02    | 5H115       |
| <b>F16H</b>  | <b>61/02</b> | <b>(2006.01)</b> | B60L 11/14    |             |
| <b>B60L</b>  | <b>11/14</b> | <b>(2006.01)</b> | B60L 15/20    | K           |
| <b>B60L</b>  | <b>15/20</b> | <b>(2006.01)</b> | B60K 6/445    |             |

審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 32 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2008-137179 (P2008-137179)  
 (22) 出願日 平成20年5月26日 (2008.5.26)

(71) 出願人 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
 (74) 代理人 100085361  
 弁理士 池田 治幸  
 (74) 代理人 100147669  
 弁理士 池田 光治郎  
 (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  
 (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

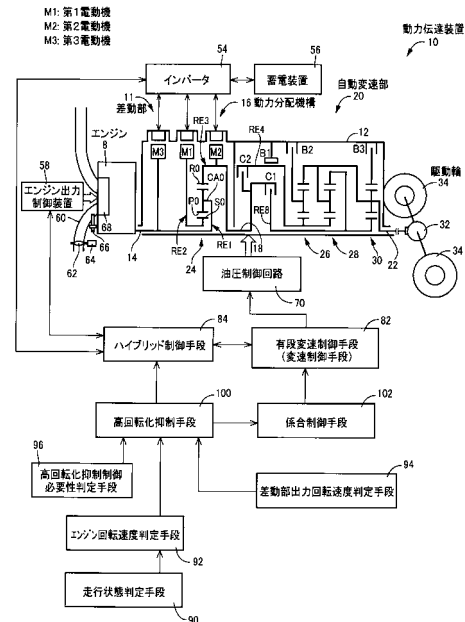
(54) 【発明の名称】 車両用動力伝達装置の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 差動部を備えた車両用動力伝達装置において、エンジンが停止した場合にその差動部に連結された第1電動機の高回転化を防止する制御装置を提供する。

【解決手段】 高回転化抑制手段100は、走行状態判定手段90により車両の走行状態がエンジン走行中であると判定され、エンジン回転速度判定手段92によりエンジン8が停止又は停止方向にその回転速度 $N_E$ が低下したと判定された場合に、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の絶対値が予め設定された回転速度許容値 $X \cdot N_{M1}$ を超えないように第3電動機M3を制御する高回転化抑制制御を実行する。従って、エンジン回転速度 $N_E$ 低下に起因した第1電動機M1及びそれと連動して回転する差動部サンギヤS0、差動部遊星歯車P0などの回転要素の高回転化が防止され、その耐久性低下が抑制される。

【選択図】 図6



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

動力源に連結された動力源連結電動機と、該動力源及び該動力源連結電動機と駆動輪との間に動力伝達可能に連結された差動機構を有し差動用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を、備えた車両用動力伝達装置の制御装置であって、

車両走行中に前記動力源が停止又は停止方向にその回転速度が低下した場合には、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が予め設定された回転速度許容値を超えないように前記動力源連結電動機を制御する高回転化抑制制御を実行する高回転化抑制手段

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】

前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に動力伝達を選択的に遮断可能な係合装置が設けられており、

前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、前記係合装置を解放状態又はスリップ状態にする係合制御手段

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】

前記係合制御手段は、前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記係合装置を解放状態又はスリップ状態にする

ことを特徴とする請求項 2 に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

20

## 【請求項 4】

前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に自動変速部が設けられており、

前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、前記自動変速部のアップシフトを行う変速制御手段

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 5】

前記変速制御手段は、前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記自動変速部のアップシフトを行う

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】

前記高回転化抑制手段は、前記電気式差動部の出力回転速度が予め定められた制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制制御を実行する

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

30

## 【請求項 7】

前記電気式差動部の出力回転速度が、前記車両用動力伝達装置の作動流体の温度が低いほど小さく設定される制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制手段は前記高回転化抑制制御を実行する

ことを特徴とする請求項 2 乃至 5 のいずれか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

40

## 【請求項 8】

前記高回転化抑制手段は、前記動力源の回転速度の単位時間当たりの低下量が予め定められた動力源回転速度低下率判定値を超えて該動力源の回転速度が低下した場合に、前記高回転化抑制制御を実行する

ことを特徴とする請求項 1 乃至 7 のいずれか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

## 【請求項 9】

蓄電装置が備えられており、

前記動力源連結電動機は、前記高回転化抑制制御において、前記動力源の回転速度低下を阻止する方向に、前記蓄電装置の充放電可能な電力に基づいて許容される最大トルクを

50

出力する

ことを特徴とする請求項 1 乃至 8 のいずれか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 10】

前記高回転化抑制制御は、前記動力源の回転速度が予め定められた回転速度変化に沿って低下するように前記動力源連結電動機を制御するフィードバック制御により実行されることを特徴とする請求項 1 乃至 8 のいずれか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 11】

前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路に走行用電動機が連結されており、前記高回転化抑制手段は、前記差動用電動機の出力が予め定められた差動用電動機出力判定値以下に制限され、又は、前記走行用電動機の出力が予め定められた走行用電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記高回転化抑制制御を実行する

ことを特徴とする請求項 1 乃至 10 のいずれか 1 項に記載の車両用動力伝達装置の制御装置。

【請求項 12】

前記高回転化抑制手段は、前記高回転化抑制制御の実行と併せて、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が小さくなる方向に該差動用電動機と前記走行用電動機とにトルクを発生させる

ことを特徴とする請求項 11 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】

【技術分野】

【0001】

本発明は、差動作用が作動可能な差動機構を備えた車両用動力伝達装置の耐久性を維持する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来から、エンジン（動力源）に連結され差動用電動機により差動状態が制御される差動部である第 1 変速部と、その第 1 変速部から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成する自動変速部である第 2 変速部とを備えた車両用動力伝達装置が知られている。このような車両用動力伝達装置は好適にはハイブリッド車両に用いられ、例えば、特許文献 1 の図 1 に示された車両用動力伝達装置がそれである。その車両用動力伝達装置の制御装置では、上記第 1 変速部及び第 2 変速部の何れか一方が正常動作不能状態すなわちフェイル状態となった場合には、上記車両用動力伝達装置全体の変速比の変動を抑えるように他方の正常動作可能な変速部の変速比が変更される。或いは上記の場合、その他方の正常動作可能な変速部が動力伝達経路の遮断された中立状態とされる。

【特許文献 1】特開 2006 - 46487 号公報

【特許文献 2】特開 2004 - 336983 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上記特許文献 1 の車両用動力伝達装置の制御装置は、上述の制御作動により上記第 1 変速部又は第 2 変速部がフェイル状態となった場合にはそのことが車両走行に影響することを軽減する効果を奏すると思われる。しかし、前記エンジンを走行用の駆動力源（動力源）とする走行中に、エンジンが停止してしまった場合にはそのエンジンの停止と上記差動部である第 1 変速部の差動作用とによって前記差動用電動機が高回転化しその差動用電動機の耐久性が低下する可能性があった。また、上記特許文献 1 には、上記エンジンが停止した場合の解決策は示されていない。なお、このような課題は未公知である。

【0004】

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、工

10

20

30

40

50

ンジンなどの動力源に連結された差動作用が作動可能な差動部を備えた車両用動力伝達装置において、その動力源が停止した場合などにその車両用動力伝達装置が有する回転部材の高回転化を防止する制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0005】

かかる目的を達成するために、請求項1に係る発明は、(a)動力源に連結された動力源連結電動機と、その動力源及びその動力源連結電動機と駆動輪との間に動力伝達可能に連結された差動機構を有し差動用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を、備えた車両用動力伝達装置の制御装置であって、(b)車両走行中に前記動力源が停止又は停止方向にその回転速度が低下した場合には、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が予め設定された回転速度許容値を超えないように前記動力源連結電動機を制御する高回転化抑制制御を実行する高回転化抑制手段を含むことを特徴とする。

10

【0006】

請求項2に係る発明は、(a)前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に動力伝達を選択的に遮断可能な係合装置が設けられており、(b)前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、前記係合装置を解放状態又はスリップ状態にする係合制御手段を含むことを特徴とする。

【0007】

請求項3に係る発明では、前記係合制御手段は、前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記係合装置を解放状態又はスリップ状態にすることを特徴とする。

20

【0008】

請求項4に係る発明は、(a)前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に自動変速部が設けられており、(b)前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、前記自動変速部のアップシフトを行う変速制御手段を含むことを特徴とする。

【0009】

請求項5に係る発明では、前記変速制御手段は、前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記自動変速部のアップシフトを行うことを特徴とする。

30

【0010】

請求項6に係る発明では、前記高回転化抑制手段は、前記電気式差動部の出力回転速度が予め定められた制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制制御を実行することを特徴とする。

【0011】

請求項7に係る発明では、前記電気式差動部の出力回転速度が、前記車両用動力伝達装置の作動流体の温度が低いほど小さく設定される制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制手段は前記高回転化抑制制御を実行することを特徴とする。

【0012】

40

請求項8に係る発明では、前記高回転化抑制手段は、前記動力源の回転速度の単位時間当たりの低下量が予め定められた動力源回転速度低下率判定値を超えてその動力源の回転速度が低下した場合に、前記高回転化抑制制御を実行することを特徴とする。

【0013】

請求項9に係る発明では、(a)蓄電装置が備えられており、(b)前記動力源連結電動機は、前記高回転化抑制制御において、前記動力源の回転速度低下を阻止する方向に、前記蓄電装置の充放電可能な電力に基づいて許容される最大トルクを出力することを特徴とする。

【0014】

請求項10に係る発明では、前記高回転化抑制制御は、前記動力源の回転速度が予め定

50

められた回転速度変化に沿って低下するように前記動力源連結電動機を制御するフィードバック制御により実行されることを特徴とする。

【0015】

請求項11に係る発明では、(a)前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路に走行用電動機が連結されており、(b)前記高回転化抑制手段は、前記差動用電動機の出力が予め定められた差動用電動機出力判定値以下に制限され、又は、前記走行用電動機の出力が予め定められた走行用電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記高回転化抑制制御を実行することを特徴とする。

【0016】

請求項12に係る発明では、前記高回転化抑制手段は、前記高回転化抑制制御の実行と併せて、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が小さくなる方向にその差動用電動機と前記走行用電動機とにトルクを発生させることを特徴とする。

【発明の効果】

【0017】

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、前記高回転化抑制手段は、車両走行中に前記動力源が停止又は停止方向にその回転速度が低下した場合には、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が予め設定された回転速度許容値を超えないように前記動力源連結電動機を制御する高回転化抑制制御を実行するので、上記動力源の回転速度低下に起因した上記差動用電動機の高回転化が防止され、その耐久性低下が抑制される。

【0018】

ここで好適には、上記回転速度許容値とは、上記差動用電動機及びそれと連動して回転する回転要素の耐久性を維持するための上記差動用電動機の回転速度の上限値である。

【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、前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に動力伝達を選択的に遮断可能な係合装置が設けられており、前記係合制御手段は、前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、上記係合装置を解放状態又はスリップ状態にするので、上記差動機構の差動状態が車速に完全には拘束されない状態となってその差動機構の差動作用が上記差動用電動機の高回転化を助長することが抑えられ、上記高回転化抑制制御の実行により上記差動用電動機の高回転化を抑制し易くなる。

【0020】

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、前記係合制御手段は、前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記係合装置を解放状態又はスリップ状態にするので、必要性の高い場合に上記係合装置は解放状態又はスリップ状態とされ、上記差動用電動機の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

【0021】

ここで好適には、上記動力源連結電動機出力判定値とは、それ以下に出力制限された上記動力源連結電動機による高回転化抑制制御の実行のみでは上記差動用電動機の高回転化を防止できないことがあると判断される判定値であって、上記動力源連結電動機の定格出力未満の値である。

【0022】

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、前記差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部に自動変速部が設けられており、前記変速制御手段は、前記高回転化抑制手段が前記高回転化抑制制御を実行する場合に、上記自動変速部のアップシフトを行うので、そのアップシフトにより上記差動機構の出力回転速度が低下させられてその差動機構の差動作用に起因した前記差動用電動機の高回転化が抑えられ、上記高回転化抑制制御の実行により上記差動用電動機の高回転化を抑制し易くなる。

【0023】

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、

10

20

30

40

50

前記動力源連結電動機の出力が予め設定された動力源連結電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記自動変速部のアップシフトを行うので、必要性の高い場合に上記アップシフトが行われ、上記差動用電動機の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

【0024】

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、前記高回転化抑制手段は、前記電気式差動部の出力回転速度が予め定められた制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制制御を実行するので、上記差動用電動機の高回転化によりその耐久性が低下する可能性がある場合乃至はその可能性が高い場合に特に上記高回転化抑制制御が実行されることとなり、制御負荷の軽減を図り、効果的に上記差動用電動機の高回転化を防止できる。

10

【0025】

ここで好適には、上記制御実行判定値とは、上記差動用電動機の耐久性維持のために上記高回転化抑制制御を実行することを決定するための上記電気式差動部の出力回転速度についての判定値である。

【0026】

一般に、係合装置や自動変速部などの制御機器は、その作動に用いられる作動流体の温度が低いほど制御信号に対する応答性が低下する傾向にある。この点、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、前記電気式差動部の出力回転速度が、前記車両用動力伝達装置の作動流体の温度が低いほど小さく設定される制御実行判定値以上である場合に、前記高回転化抑制手段は前記高回転化抑制制御を実行するので、上記制御信号に対する応答性の変化に応じて適切に前記係合装置および自動変速部が上記差動用電動機の高回転化を防止するように作動する。

20

【0027】

前記動力源の回転速度変化が緩やかであれば上記差動用電動機はその出力トルクにより高回転化を防止し得るところ、請求項8に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記高回転化抑制手段は、前記動力源の回転速度の単位時間当たりの低下量が予め定められた動力源回転速度低下率判定値を超えてその動力源の回転速度が低下した場合に、前記高回転化抑制制御を実行するので、上記差動用電動機の高回転化によりその耐久性が低下する可能性がある場合乃至はその可能性が高い場合に特に上記高回転化抑制制御が実行されることとなり、制御負荷の軽減を図り、効果的に上記差動用電動機の高回転化を防止できる。

30

【0028】

ここで好適には、動力源回転速度低下率判定値とは、上記高回転化抑制制御が実行されなければ上記差動用電動機の耐久性がその高回転化により低下するおそれがあると判断される動力源の回転速度の低下が生じたことを判定するための判定値である。

【0029】

請求項9に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記動力源連結電動機は、前記高回転化抑制制御において、前記動力源の回転速度低下を阻止する方向に、前記蓄電装置の充放電可能な電力に基づいて許容される最大トルクを出力するので、上記差動用電動機の高回転化が最大限防止される。

40

【0030】

請求項10に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記高回転化抑制制御は、前記動力源の回転速度が予め定められた回転速度変化に沿って低下するように前記動力源連結電動機を制御するフィードバック制御により実行されるので、上記動力源の回転速度低下による快適性低下を抑えることが可能である。

【0031】

請求項11に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、(a)前記電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路に走行用電動機が連結されており、(b)前記高回転化抑制手段は、前記差動用電動機の出力が予め定められた差動用電動機出力判定値以下に

50

制限され、又は、上記走行用電動機の出力が予め定められた走行用電動機出力判定値以下に制限される場合に、前記高回転化抑制制御を実行する。従って、上記差動用電動機および走行用電動機の出力だけでは上記差動用電動機の高回転化を防止できない可能性がある場合に前記高回転化抑制制御が実行され、上記差動用電動機の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

【0032】

ここで好適には、上記差動用電動機出力判定値および走行用電動機出力判定値は、上記差動用電動機および走行用電動機だけでは上記差動用電動機の高回転化を防止できないおそれがあるか否かを判定するための判定値である。

【0033】

請求項12に係る発明の車両用動力伝達装置の制御装置によれば、前記高回転化抑制手段は、前記高回転化抑制制御の実行と併せて、前記差動用電動機の回転速度の絶対値が小さくなる方向にその差動用電動機と上記走行用電動機とにトルクを発生させるので、前記動力源連結電動機のみにより上記差動用電動機の高回転化を防止する場合と比較して、より十分にその差動用電動機の高回転化を防止できる。

【0034】

ここで好適には、前記差動機構は、前記動力源及び前記動力源連結電動機に連結された第1要素と前記差動用電動機に連結された第2要素と前記係合装置もしくは前記自動変速部及び前記走行用電動機に連結された第3要素との3つの回転要素を有する遊星歯車装置であり、前記第1要素はその遊星歯車装置のキャリアであり、前記第2要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、前記第3要素はその遊星歯車装置のリングギヤである。このようにすれば、前記差動機構の軸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。

【0035】

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。

【0036】

また好適には、前記電気式差動部は、前記差動用電動機の運転状態が制御されることにより電気的な無段変速機として作動するものである。このようにした場合には、上記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。なお、上記電気式差動部は、その変速比を連続的に変化させて電気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。

【0037】

また好適には、前記動力源と駆動輪との間の動力伝達経路において、動力源、前記電気式差動部、前記自動変速部、駆動輪の順に連結されている。

【発明を実施するための最良の形態】

【0038】

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】

【0039】

図1は、本発明の制御装置が適用されるハイブリッド車両用動力伝達装置10（以下、「動力伝達装置10」という）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トランスミッションケース12（以下、ケース12という）内において共通の軸心上に配設された入力回転部材としての入力軸14と、この入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された無段変速部としての差動部11と、その差動部11と駆動輪34（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

10

20

30

40

50

において縦置きされるFR（フロントエンジン・リアドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動力源（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）およ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。なお、本発明の動力源にはエンジン8が対応する。

#### 【0040】

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。

#### 【0041】

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、入力軸14に入力されたエンジン8の出力を機械的に分配する機械的機構であってエンジン8の出力を第1電動機M1および伝達部材18に分配する差動機構としての動力分配機構16と、伝達部材18と一体的に回転するように作動的に連結されている第2電動機M2と、入力軸14を介してエンジン（動力源）8に連結されたエンジン連結電動機（動力源連結電動機）である第3電動機M3とを備えている。本実施例の第1電動機M1、第2電動機M2および第3電動機M3は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第1電動機M1および第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。

#### 【0042】

本発明の差動機構に対応する動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比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いる。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を自転およ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0はZS0/ZR0である。

#### 【0043】

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および第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とに分配されるとともに、分配されたエンジン8の出力の一部で第1電動機M1から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第2電動機M2が回転駆動されるので、差動部11（動力分配機構16）は電気的な差動装置として機能させられて例えば差動部11は所謂無段変速状態（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 $0_{min}$ から最大値 $0_{max}$ まで連続的に変化させられる電気的な無段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、第2電動機M2、およびエンジン8の運転状態が制御されることにより、

10

20

30

40

50

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。

【0044】

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しており、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、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、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 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ CA1、第 1 遊星歯車 P1 を介して第 1 サンギヤ S1 と噛み合う第 1 リングギヤ R1 を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 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 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 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 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 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 1 は  $ZS1 / ZR1$ 、上記ギヤ比 2 は  $ZS2 / ZR2$ 、上記ギヤ比 3 は  $ZS3 / ZR3$  である。

10

20

【0045】

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 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 キャリヤ CA2 と第 3 キャリヤ 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る。

30

【0046】

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 または第 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 および第 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 および第 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 および第 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。

40

【0047】

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 ( = 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 および第 3 ブレーキ B3 の係合により変速比 1 が最大値例えば「3.357」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、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 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 および第 1 ブレーキ B1 の係

50

合により変速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.424」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の係合により変速比 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「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 C 2 および第 3 ブレーキ B 3 の係合により変速比 R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えば「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 C 1、第 2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 の解放によりニュートラル「N」状態とされる。

#### 【0048】

前記第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3（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 本または 2 本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介挿されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

10

#### 【0049】

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。

20

#### 【0050】

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。したがって、動力伝達装置 10 の総合変速比 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 T は、差動部 11 の変速比  $i_0$  と自動変速部 20 の変速比  $i_M$  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 T である。

30

#### 【0051】

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  $N_{18}$  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 T が無段階に得られる。

#### 【0052】

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 およびブレーキ 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 速ギヤ段のいず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 T が各ギヤ段毎に得られる。したがって、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。

40

#### 【0053】

例えば、差動部 11 の変速比  $i_0$  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 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  $i_0$  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 T が得られる。

50

## 【 0 0 5 4 】

図 3 は、差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とから構成される動力伝達装置 1 0 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図 3 の共線図は、各遊星歯車装置 2 4、2 6、2 8、3 0 のギヤ比 の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、横線 X 1 が回転速度零を示し、横線 X 2 が回転速度「1.0」すなわち入力軸 1 4 に連結されたエンジン 8 の回転速度  $N_E$  を示し、横線 X G が伝達部材 1 8 の回転速度を示している。

## 【 0 0 5 5 】

また、差動部 1 1 を構成する動力分配機構 1 6 の 3 つの要素に対応する 3 本の縦線 Y 1、Y 2、Y 3 は、左側から順に第 2 回転要素（第 2 要素）R E 2 に対応する差動部サンギヤ S 0、第 1 回転要素（第 1 要素）R E 1 に対応する差動部キャリア C A 0、第 3 回転要素（第 3 要素）R E 3 に対応する差動部リングギヤ R 0 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 2 4 のギヤ比  $i_0$  に応じて定められている。さらに、自動変速部 2 0 の 5 本の縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7、Y 8 は、左から順に、第 4 回転要素（第 4 要素）R E 4 に対応し且つ相互に連結された第 1 サンギヤ S 1 および第 2 サンギヤ S 2 を、第 5 回転要素（第 5 要素）R E 5 に対応する第 1 キャリア C A 1 を、第 6 回転要素（第 6 要素）R E 6 に対応する第 3 リングギヤ R 3 を、第 7 回転要素（第 7 要素）R E 7 に対応し且つ相互に連結された第 1 リングギヤ R 1、第 2 キャリア C A 2、第 3 キャリア C A 3 を、第 8 回転要素（第 8 要素）R E 8 に対応し且つ相互に連結された第 2 リングギヤ R 2、第 3 サンギヤ S 3 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 2 6、2 8、3 0 のギヤ比  $i_1$ 、 $i_2$ 、 $i_3$  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  $i$  に対応する間隔とされる。すなわち、差動部 1 1 では縦線 Y 1 と Y 2 との間隔が「1」に対応する間隔に設定され、縦線 Y 2 と Y 3 との間隔はギヤ比  $i_0$  に対応する間隔に設定される。また、自動変速部 2 0 では各第 1、第 2、第 3 遊星歯車装置 2 6、2 8、3 0 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  $i$  に対応する間隔に設定される。

## 【 0 0 5 6 】

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 1 0 は、動力分配機構 1 6（差動部 1 1）において、差動部遊星歯車装置 2 4 の第 1 回転要素 R E 1（差動部キャリア C A 0）が入力軸 1 4 すなわちエンジン 8 および第 3 電動機 M 3 に連結され、第 2 回転要素 R E 2 が第 1 電動機 M 1 に連結され、第 3 回転要素（差動部リングギヤ R 0）R E 3 が伝達部材 1 8 および第 2 電動機 M 2 に連結されて、入力軸 1 4 の回転を伝達部材 1 8 を介して自動変速部 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。

## 【 0 0 5 7 】

例えば、差動部 1 1 においては、第 1 回転要素 R E 1 乃至第 3 回転要素 R E 3 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 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 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 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と、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 の回転速度すなわち第 1 電動機 M 1 の回転速度が上昇或いは下降させられる。なお、正常動作では第 2 電動機 M 2 は一方向にしか回転せず第 1 電動機 M 1 は正逆両方向に回転し得るので、第 2 電動機 M 2 の回転方向と同じ第 1 電動機 M 1 の回転方向を第 1 電動機 M 1 の正回転方向とする。従って、第 1 電動機 M 1 が逆回転方向（負回転方向）に回転している場合にその回転速度  $N_{M1}$  が零に近付けられることは回転方向（符号の正負）をも考慮すればその値は大きくなるので、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  が引き

10

20

30

40

50

上げられるということである。

【 0 0 5 8 】

また、差動部 1 1 の変速比  $\tau_0$  が「 1 」に固定されるように第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって差動部サンギヤ S 0 の回転がエンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転とされると、直線 L 0 は横線 X 2 と一致させられ、エンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転で差動部リングギヤ R 0 の回転速度すなわち伝達部材 1 8 が回転させられる。或いは、差動部 1 1 の変速比  $\tau_0$  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 M 1 の回転速度を制御することによって差動部サンギヤ S 0 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。

【 0 0 5 9 】

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。

【 0 0 6 0 】

自動変速部 2 0 では、差動部 1 1 において出力回転部材である伝達部材 1 8 ( 第 3 回転要素 R E 3 ) の回転が第 1 クラッチ C 1 が係合されることで第 8 回転要素 R E 8 に入力されると、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 G 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 ( 1st ) 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 ( 2nd ) 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 ( 3rd ) 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 ( 4th ) の出力軸 2 2 の回転速度が示される。

【 0 0 6 1 】

図 4 は、本実施例の動力伝達装置 1 0 を制御するための制御装置である電子制御装置 8 0 に入力される信号及びその電子制御装置 8 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 8 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、第 2 電動機 M 1、M 2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 2 0 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

【 0 0 6 2 】

電子制御装置 8 0 には、図 4 に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン水温  $T_{EMPW}$  を表す信号、シフトレバー 5 2 ( 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、ギヤ比列設定値を表す信号、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、車速センサ 4 6 ( 図 1 参照 ) により検出される出力軸 2 2 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 2 0 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  $Acc$  を表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表

10

20

30

40

50

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、レゾルバなどの回転速度センサにより検出される第 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  $N_{M_1}$ 」と表す）及びその回転方向を表す信号、レゾルバなどの回転速度センサ 44（図 1 参照）により検出される第 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  $N_{M_2}$ 」と表す）及びその回転方向を表す信号、レゾルバなどの回転速度センサにより検出される第 3 電動機  $M_3$  の回転速度  $N_{M_3}$ （以下、「第 3 電動機回転速度  $N_{M_3}$ 」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）の充電残量（充電状態） $SOC$  を表す信号などが、それぞれ供給される。なお、上記回転速度センサ 44 及び車速センサ 46 は回転速度だけでなく

10

#### 【0063】

また、上記電子制御装置 80 からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置 8（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  $T_H$  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  $M_1$ 、 $M_2$  および  $M_3$  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）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。

20

30

#### 【0064】

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 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  $P_{S_H}$  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。

#### 【0065】

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  $T$  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。

40

#### 【0066】

上記シフトレバー 52 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

50

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。

【0067】

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。

10

【0068】

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 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。

20

【0069】

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）およびダウンシフト線（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  $V$  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 の自動変速制御を実行する。

30

【0070】

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および / または解放させる指令（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。

40

【0071】

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  $\tau$  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  $A_{cc}$  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

50

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。

【0072】

例えば、ハイブリッド制御手段84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8の出力トルク（エンジントルク） $T_E$ とで構成される二次元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 $T$ 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 $0$ を制御し、トータル変速比 $T$ をその変速可能な変化範囲内で制御する。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。

【0073】

このとき、ハイブリッド制御手段84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54を通して蓄電装置56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54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パスが構成される。また必要に応じてハイブリッド制御手段84は、エンジン8の出力軸に連結された第3電動機M3を発電機として機能させてエンジン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はインバータ54に供給される。

【0074】

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 $N_{M1}$ 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 $N_{M1}$ および/または第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。

【0075】

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。

10

20

30

40

50

## 【0076】

また、ハイブリッド制御手段84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ニタ等の点火装置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。

## 【0077】

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Acc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Accが増加するほどスロットル弁開度 $T_H$ を増加させるようにスロットル制御を実行する。また、このエンジン出力制御装置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ニタ等の点火装置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。

10

## 【0078】

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CVT機能(差動作用)によって、第2電動機M2を走行用の駆動力源とするモータ走行をさせることができる。例えば、ハイブリッド制御手段84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low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low車速域すなわち低負荷域において、モータ走行を実行する。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CVT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。

20

## 【0079】

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、上述した電気パスによる第1電動機M1からの電気エネルギーおよび/または蓄電装置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。

30

## 【0080】

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84は、第1電動機M1を無負荷状態とすることにより差動部11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。

40

## 【0081】

また、ハイブリッド制御手段84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、燃費を向上させるために車両の運動エネルギーすなわち駆動輪34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M2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54を介して蓄電装置56へ充電する回生制御手段としての機能を有する。この回生制御は、蓄電装置56の充電残量SOCやブレーキペダル操作量に応じた制動力を得るため

50

の油圧ブレーキによる制動力の制動力配分等に基づいて決定された回生量となるように制御される。

【0082】

ここで、エンジン走行中にエンジン8がフェイル状態となった場合などを想定すると、場合によってはエンジン8が停止することも考えられ、そのような場合にはそのエンジン回転速度 $N_E$ の低下と差動部11の差動作用とによって図9のように第1電動機M1が負回転方向に高回転化させられることが考えられる。図9は、自動変速部20の第1ブレーキB1と第1クラッチC1とが係合された自動変速部20が第3速ギヤ段である場合を例とした上記第1電動機M1の高回転化を説明するための共線図である。図9によって上記第1電動機M1の高回転化を説明すれば、エンジン回転速度 $N_E$ が矢印AR<sub>01</sub>のように低下すると第2電動機回転速度 $N_{M2}$ は駆動輪34(車速V)に拘束されているためその低下に即応しては変化せず、エンジン回転速度 $N_E$ の低下によって過渡的に矢印AR<sub>02</sub>のように第1電動機M1が負回転方向に高回転化させられることがある。

10

【0083】

そこで、図9に示すように過渡的に第1電動機M1が高回転化させられることが抑制される制御が実行される。以下に、その制御機能の要部について説明する。

【0084】

図6に戻り、走行状態判定手段90は、車両の走行状態がエンジン走行中であるか否かを判定する。

【0085】

エンジン回転速度判定手段92は、走行状態判定手段90によって車両の走行状態がエンジン走行中であると判定された場合に、エンジン8が停止又は停止方向にその回転速度 $N_E$ が低下したか否かを判定する。具体的には、エンジン回転速度判定手段92は、エンジン回転速度 $N_E$ の単位時間当たりの低下量 $A_E$ すなわちエンジン回転速度低下率 $A_E$ が予め定められたエンジン回転速度低下率判定値 $X_{A_E}$ を超えてエンジン回転速度 $N_E$ が低下したか否かを判定する。すなわち、エンジン回転速度判定手段92は、エンジン回転速度低下率 $A_E$ がエンジン回転速度低下率判定値 $X_{A_E}$ を超えてエンジン回転速度 $N_E$ が低下した場合に、エンジン8が停止又は停止方向にその回転速度 $N_E$ が低下したとの旨を肯定する。ここで、エンジン回転速度低下率判定値 $X_{A_E}$ は、本発明の動力源回転速度低下率判定値に対応する実験的に求められた判定値であって、後述の高回転化抑制制御が実行されなければ第1電動機の耐久性がその高回転化により低下するおそれがあると判断されるエンジン回転速度 $N_E$ の低下が生じたことを判定するための判定値である。また、エンジン回転速度 $N_E$ の低下が判定されるので、エンジン回転速度 $N_E$ の低下する方向がエンジン回転速度低下率 $A_E$ の正方向であり、エンジン回転速度低下率判定値 $X_{A_E}$ は正の値である。

20

30

【0086】

エンジン回転速度判定手段92は走行状態判定手段90によって車両の走行状態がエンジン走行中であると判定された場合に上記エンジン回転速度低下率 $A_E$ についての判定を行うが、その判定を走行状態判定手段90の判定結果に関わらず行ってもよい。

【0087】

差動部出力回転速度判定手段94は、差動部11の出力回転速度である伝達部材18の回転速度 $N_{18}$ が予め定められた制御実行判定値 $X_{N_{M2}}$ 以上であるか否かを判定する。具体的には伝達部材18には第2電動機M2が連結されているので、差動部出力回転速度判定手段94は第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が制御実行判定値 $X_{N_{M2}}$ 以上であるか否かを判定する。ここで、上記制御実行判定値 $X_{N_{M2}}$ は、第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が高いほどエンジン回転速度 $N_E$ が低下した場合に第1電動機M1が負回転方向に高回転化し易くなることを考慮して実験的に求められた判定値であって、第1電動機M1の耐久性維持のために後述の高回転化抑制制御を実行することを決定するための差動部11の出力回転速度(第2電動機回転速度 $N_{M2}$ )についての判定値である。すなわち、制御実行判定値 $X_{N_{M2}}$ は、第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が制御実行判定値 $X_{N_{M2}}$ 未満であれば後述の高回

40

50

転化抑制制御が実行されなくても第1電動機M1の高回転化による耐久性低下が生じることはないと判断できる判定値である。

【0088】

高回転化抑制制御必要性判定手段96は、走行中にエンジン8が停止した場合などエンジン回転速度 $N_E$ が低下したとした場合に、後述の高回転化抑制制御が実行されず第1電動機M1及び第2電動機M2からの出力だけでは、第1電動機M1が後述の回転速度許容値 $X N_{M1}$ を超えて負回転方向へ高回転化することを防止できないおそれがあるか否かを判定する。具体的には、上記第1電動機M1の高回転化を防止できるだけの十分な第1電動機M1及び第2電動機M2の出力が得られれば第1電動機M1及び第2電動機M2だけで上記高回転化は防止できるので、高回転化抑制制御必要性判定手段96は、第1電動機M1及び第2電動機M2だけでは上記第1電動機M1の高回転化を防止できないおそれがあるか否かを判定するための判定値として、第1電動機M1の出力制限についての差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ と第2電動機M2の出力制限についての走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ とを予め実験的に求め記憶している。そして、高回転化抑制制御必要性判定手段96は、第1電動機の出力 $P_{M1}$ （例えば、単位は「W」。以下、「第1電動機出力 $P_{M1}$ 」と表す。）が予め定められた差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ 以下に制限され、又は、第2電動機の出力 $P_{M2}$ （例えば、単位は「W」。以下、「第2電動機出力 $P_{M2}$ 」と表す。）が予め定められた走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ 以下に制限されるか否かを判定する。すなわち、高回転化抑制制御必要性判定手段96は、第1電動機出力 $P_{M1}$ が差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ 以下に制限される場合、又は、第2電動機出力 $P_{M2}$ が走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ 以下に制限される場合には、第1電動機M1及び第2電動機M2だけでは上記第1電動機M1の高回転化を防止できないおそれがあることを肯定する旨の判定を行う。なお、上記差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ が第1電動機M1の定格出力以上である場合または走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ が第2電動機M2の定格出力以上である場合には、高回転化抑制制御必要性判定手段96は常に上記肯定する旨の判定を行うことになる。また、上記差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ 及び走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ は、エンジン回転速度 $N_E$ や第2電動機回転速度 $N_{M2}$ などに応じて変化する判定値であってもよい。例えば、第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が高いほど第1電動機M1は高回転化し易くなるので、第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が高いほど上記差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ 及び走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ が大きくなるように変化してもよいということである。

10

20

30

【0089】

高回転化抑制手段100は、走行状態判定手段90により車両の走行状態がエンジン走行中であると判定され、エンジン回転速度判定手段92によりエンジン8が停止又は停止方向にその回転速度 $N_E$ が低下したと判定され、差動部出力回転速度判定手段94により第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が制御実行判定値 $X N_{M2}$ 以上であると判定され、且つ、高回転化抑制制御必要性判定手段96により第1電動機出力 $P_{M1}$ が差動用電動機出力判定値 $X P_{M1}$ 以下に制限され又は第2電動機出力 $P_{M2}$ が走行用電動機出力判定値 $X P_{M2}$ 以下に制限される旨を肯定する判定がなされた場合において、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の絶対値が予め設定された回転速度許容値 $X N_{M1}$ を超えないように第3電動機（動力源連結電動機）M3を制御する高回転化抑制制御を実行する。上記高回転化抑制制御の実行において高回転化抑制手段100は、具体的には、エンジン回転速度 $N_E$ の低下を遅らせるように、すなわち、エンジン回転速度 $N_E$ を上昇させる方向に、第3電動機M3にその出力トルク $T_{M3}$ （以下、「第3電動機トルク $T_{M3}$ 」と表す）を発生させ、更に、エンジン回転速度 $N_E$ を検出しつつそのエンジン回転速度 $N_E$ が予め定められた回転速度変化（目標エンジン回転速度変化）に沿って低下するように第3電動機M3を制御するフィードバック制御により上記高回転化抑制制御を実行する。例えば、上記目標エンジン回転速度変化は、よく知られたアイドル回転速度以下のエンジン回転速度領域における共振領域（ $N_E = 200 \text{ rpm}$ 付近）を速やかに回避するためその共振領域では早くエンジン回転速度 $N_E$ が低下するように定められており、また、エンジン停止による振動を緩和するため

40

50

エンジン停止時の回転速度  $N_E$  変化が緩やかになるように定められている。なお、高回転化抑制手段 100 は上記高回転化抑制制御を上記フィードバック制御により実行するが、そのようなフィードバック制御ではなく、例えば、上記高回転化抑制制御においてエンジン回転速度  $N_E$  の低下を阻止する方向に、蓄電装置 56 の充放電可能な電力に基づいて許容される第 3 電動機  $M_3$  の最大トルクを出力するようにしてもよい。また、上記回転速度許容値  $X N_{M_1}$  は、第 1 電動機  $M_1$  及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ  $S_0$ 、差動部遊星歯車  $P_0$  などの回転要素の耐久性を維持するための第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  の実験的に求められた上限値である。

#### 【0090】

上述のように高回転化抑制手段 100 は第 3 電動機  $M_3$  に正回転方向のトルク  $T_{M_3}$  を出力させて上記高回転化抑制制御を実行するが、その高回転化抑制制御の実行と併せて、第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  の絶対値が小さくなる方向に第 1 電動機  $M_1$  と第 2 電動機  $M_2$  とに可能な範囲でトルクを発生させてもよい。例えば第 1 電動機  $M_1$  と第 2 電動機  $M_2$  とを発電機として機能させて可能な範囲でそれらに回生トルクを発生させてもよいということである。

10

#### 【0091】

係合制御手段 102 は、第 3 電動機（動力源連結電動機） $M_3$  の出力  $P_{M_3}$ （例えば、単位は「W」。以下、「第 3 電動機出力  $P_{M_3}$ 」と表す。）が予め設定されたエンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M_3}$  以下に制限されるが否かを判断する。ここで、上記エンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M_3}$  は、本発明の動力源連結電動機出力判定値に対応する実験的に求められた判定値であって、その判定値  $X P_{M_3}$  以下に出力制限された第 3 電動機  $M_3$  による上記高回転化抑制制御の実行のみでは前記第 1 電動機  $M_1$  の高回転化を防止できないことがあると判断される判定値であり、第 3 電動機  $M_3$  の定格出力未満の値である。

20

#### 【0092】

そして、図 2 に示すように自動変速部 20 の非変速中においては第 1 クラッチ  $C_1$ 、第 2 クラッチ  $C_2$  の一方又は両方が係合されているところ、係合制御手段 102 は、第 3 電動機出力  $P_{M_3}$  がエンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M_3}$  以下に制限されると判断した場合において、上記高回転化抑制手段 100 による高回転化抑制制御の実行を補助するため高回転化抑制手段 100 が上記高回転化抑制制御を実行する場合にそれと並行して、係合されている第 1 クラッチ  $C_1$  と第 2 クラッチ  $C_2$  との少なくとも一方を解放状態又はスリップ状態にする。本発明の係合装置には第 1 クラッチ  $C_1$  および第 2 クラッチ  $C_2$  が対応する。ここで、係合制御手段 102 が解放状態又はスリップ状態にする係合装置は第 1 クラッチ  $C_1$ 、第 2 クラッチ  $C_2$  以外の自動変速部 20 の係合されているクラッチ  $C$  又はブレーキ  $B$  であってもよい。例えば、自動変速部 20 の変速段が第 3 速（3rd）である場合に係合制御手段 102 は、図 2 の係合表から第 1 クラッチ  $C_1$  および第 2 クラッチ  $C_2$  のうち係合されている係合装置は第 1 クラッチ  $C_1$  であるので、上記高回転化抑制制御と並行してその第 1 クラッチ  $C_1$  を解放状態又はスリップ状態にするが、上記第 3 速（3rd）では第 1 ブレーキ  $B_1$  も係合されているので、第 1 クラッチ  $C_1$  に替えて又はそれと併せて第 1 ブレーキ  $B_1$  を解放状態又はスリップ状態にしてもよいということである。

30

#### 【0093】

上述のように係合制御手段 102 は上記高回転化抑制制御と並行して、第 1 クラッチ  $C_1$  及び / 又は第 2 クラッチ  $C_2$  を解放状態又はスリップ状態にするが、この係合制御手段 102 に替えて、有段変速制御手段 82 が上記高回転化抑制制御と並行して自動変速部 20 のアップシフトを行う制御機能も考え得る。これについて以下に説明する。なお、その場合の機能ブロック線図を図 10 に示す。

40

#### 【0094】

本発明の変速制御手段に対応する有段変速制御手段 82 は、前述の機能に加え、係合制御手段 102 の場合と同様に、第 3 電動機出力  $P_{M_3}$  が前記エンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M_3}$  以下に制限されるが否かを判断する。そして、有段変速制御手段 82 は、第 3 電動機出力  $P_{M_3}$  がエンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M_3}$  以下に制限されると判断した

50

場合において、高回転化抑制手段 100 が上記高回転化抑制制御を実行する場合にそれと並行して、自動変速部 20 のアップシフトを行う。本実施例において、このアップシフトは図 7 の変速線図に関係なく現在の変速段から 1 段のアップシフトを行うものであるが、1 段のアップシフトに限定されるものではない。

【0095】

図 11 は、電子制御装置 80 の制御作動の要部すなわち過渡的に第 1 電動機 M1 が高回転化させられることを抑制するための制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行される。

【0096】

先ず、走行状態判定手段 90 に対応するステップ（以下、「ステップ」を省略する）S A1 においては、車両の走行状態がエンジン走行中であるか否かが判定される。この判定が肯定的である場合、すなわち、車両の走行状態がエンジン走行中である場合には、S A2 に移る。一方、この判定が否定的である場合には S A8 に移る。

10

【0097】

エンジン回転速度判定手段 92 に対応する S A2 においては、エンジン 8 が停止又は停止方向にその回転速度が低下したか否か、具体的には、エンジン回転速度低下率  $A_E$  がエンジン回転速度低下率判定値  $X_{A_E}$  を超えてエンジン回転速度  $N_E$  が低下したか否かが判定される。この判定が肯定的である場合、すなわち、エンジン回転速度低下率  $A_E$  がエンジン回転速度低下率判定値  $X_{A_E}$  を超えてエンジン回転速度  $N_E$  が低下した場合には、S A3 に移る。一方、この判定が否定的である場合には S A8 に移る。

20

【0098】

差動部出力回転速度判定手段 94 に対応する S A3 においては、第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  が前記制御実行判定値  $X_{N_{M2}}$ （所定値 1）以上であるか否かが判定される。この判定が肯定的である場合、すなわち、第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  が上記制御実行判定値  $X_{N_{M2}}$  以上である場合には、S A4 に移る。一方、この判定が否定的である場合には S A8 に移る。

【0099】

高回転化抑制制御必要性判定手段 96 に対応する S A4 においては、前記高回転化抑制制御が実行されずに第 1 電動機 M1 及び第 2 電動機 M2 からの出力だけでは、第 1 電動機 M1 が前記回転速度許容値  $X_{N_{M1}}$  を超えて負回転方向へ高回転化することを防止できない可能性があるか否かが判定される。具体的には、第 1 電動機出力  $P_{M1}$  が前記差動用電動機出力判定値  $X_{P_{M1}}$  以下に制限され、又は、第 2 電動機出力  $P_{M2}$  が前記走行用電動機出力判定値  $X_{P_{M2}}$  以下に制限されるか否かが判定される。例えば、第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 の熱的作動条件や蓄電装置 56 の充放電制限やインバータ 54 の能力などに基づいて第 1 電動機出力  $P_{M1}$  および第 2 電動機出力  $P_{M2}$  が制限される。この判定が肯定的である場合、すなわち、第 1 電動機出力  $P_{M1}$  が差動用電動機出力判定値  $X_{P_{M1}}$  以下に制限される場合、又は、第 2 電動機出力  $P_{M2}$  が走行用電動機出力判定値  $X_{P_{M2}}$  以下に制限される場合には、S A5 に移る。一方、この判定が否定的である場合には S A8 に移る。

30

【0100】

高回転化抑制手段 100 に対応する S A5 においては、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が前記回転速度許容値  $X_{N_{M1}}$  を超えないように第 3 電動機 M3 を制御する前記高回転化抑制制御が実行される。例えば、その高回転化抑制制御は、エンジン回転速度  $N_E$  を検出しつつそのエンジン回転速度  $N_E$  が予め定められた目標エンジン回転速度変化に沿って低下するように第 3 電動機 M3 を制御するフィードバック制御により実行される。或いは、そのようなフィードバック制御ではなく、上記高回転化抑制制御においてエンジン回転速度  $N_E$  の低下を阻止する方向すなわち正回転方向（ $N_E$  上昇方向）に、蓄電装置 56 の充放電可能な電力に基づいて許容される第 3 電動機 M3 の最大トルク、言い換えれば、蓄電装置 56 の充放電収支の許容範囲内で出力可能な第 3 電動機 M3 の最大トルクが出力されるようにしてもよい。

40

50

## 【0101】

更にSA5においては、上記高回転化抑制制御の実行と併せて、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の絶対値が小さくなる方向に第1電動機M1と第2電動機M2とから可能な範囲でトルクが出力される。これにより、上記高回転化抑制制御が、第1電動機M1と第2電動機M2とによりトルクアシストされる。

## 【0102】

係合制御手段102に対応するSA6においては、第3電動機出力 $P_{M3}$ が前記エンジン連結電動機出力判定値 $\times P_{M3}$ 以下に制限されるが否かが判断される。例えば、第3電動機M3の熱的作動条件や蓄電装置56の充放電制限などから第3電動機出力 $P_{M3}$ が制限されることがある。この判断が肯定的である場合、すなわち、第3電動機出力 $P_{M3}$ が上記エンジン連結電動機出力判定値 $\times P_{M3}$ 以下に制限される場合には、SA7に移る。一方、この判断が否定的である場合には本フローチャートは終了する。

10

## 【0103】

係合制御手段102に対応するSA7においては、前記高回転化抑制制御の実行と並行して、自動変速部20が有する係合されている係合装置すなわち係合されている第1クラッチC1と第2クラッチC2との少なくとも一方が解放状態又はスリップ状態にされる。

## 【0104】

ここで上記図11のSA7は図12のSA7'に置換されてもよい。そのように置換された場合、図12のSA7'においては、前記高回転化抑制制御の実行と並行して、自動変速部20のアップシフトが行われる。なお、SA7がSA7'に置換された場合は、SA6とSA7'とが有段変速制御手段82に対応する。

20

## 【0105】

SA8においては、モータ走行中の制御などのその他の制御が実施される。

## 【0106】

図13は、図11のフローチャートに示す制御作動を説明するためのタイムチャートであって、エンジン走行中にエンジン8が停止した場合の例である。この図13では、上から順に第3電動機トルク $T_{M3}$ 、エンジン回転速度 $N_E$ 、第2電動機回転速度 $N_{M2}$ 、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ のタイムチャートである。なお、本タイムチャートにおいて実線は前記高回転化抑制制御が実行された場合のタイムチャートを示しており、破線はその高回転化抑制制御が実行されなかったとした場合のタイムチャートを示している。

30

## 【0107】

図13の $t_{A1}$ 時点は、エンジン8がフェイル状態になるなどして、エンジン回転速度低下率判定値 $\times A_E$ を超えるエンジン回転速度低下率 $A_E$ でエンジン回転速度 $N_E$ が低下し始めたことを示している。そして、そのエンジン回転速度 $N_E$ の低下に伴い $t_{A1}$ 時点から、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ 及び第2電動機回転速度 $N_{M2}$ も低下し始めている。但し、エンジン8は電動機M1、M2に対して回転抵抗が大きく第2電動機M2は駆動輪34に拘束されているので、何もしなければ第2電動機回転速度 $N_{M2}$ よりもエンジン回転速度 $N_E$ の方が速く零に向けて低下する。そのため $t_{A1}$ 時点から $t_{A2}$ 時点の間で動力分配機構16の差動作用により第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の絶対値が負回転方向へ大きくなっている。

40

## 【0108】

$t_{A2}$ 時点は、図11のSA5にて前記高回転化抑制制御が開始されたことを示している。その高回転化抑制制御の実行により $t_{A2}$ 時点から第3電動機トルク $T_{M3}$ がエンジン回転速度 $N_E$ の低下を遅らせる方向つまり正回転方向( $N_E$ 上昇方向)に発生している。そのため、 $t_{A2}$ 時点から上記高回転化抑制制御が実行されなかったとすればエンジン回転速度 $N_E$ は図13の破線で示すように低下するところ、その破線に対して、上記高回転化抑制制御が実行されたことにより図13の実線で示されるように、エンジン回転速度 $N_E$ の低下が遅らされている。その結果、 $t_{A1}$ 時点から第1電動機回転速度 $N_{M1}$ は負回転方向へその絶対値が増大していたところ、 $t_{A2}$ 時点で第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の変化方向が動力分配機構16の差動作用により反転し、 $t_{A2}$ 時点から第1電動機回転速

50

度  $N_{M1}$  が零に向けて収束を開始している。すなわち、上記高回転化抑制制御が実行されたことにより、図 13 の実線で示されるように、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  は  $t_{A2}$  時点で負回転方向の最大値となり、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が回転速度許容値  $XN_{M1}$  を超えなかったことが示されている。

【0109】

$t_{A3}$  時点は、図 13 の破線で示されるように、上記高回転化抑制制御が実行されなかったとした場合のエンジン 8 が回転停止した時点を示している。上記高回転化抑制制御が実行されなかったとすれば、図 13 の破線で示されるように、この  $t_{A3}$  時点で第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  は負回転方向の最大値となり、 $t_{A3}$  時点付近の  $AN_{M1}$  部分で第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が回転速度許容値  $XN_{M1}$  を超えてしまうことが示されている。

10

【0110】

$t_{A4}$  時点は、走行していた車両が停止し、第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  およびエンジン回転速度  $N_E$  が零に至ったことを示している。それらの回転速度  $N_{M2}$ 、 $N_E$  が零に至ったので動力分配機構 16 の差動作用により第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  も  $t_{A4}$  時点で零に至っている。そして、 $t_{A4}$  時点で上記高回転化抑制制御が終了している。

【0111】

$t_{A2}$  時点から  $t_{A4}$  時点までの間で第 3 電動機トルク  $T_{M3}$  が正回転方向へ出力される上記高回転化抑制制御が実行されているが、本タイムチャートの高回転化抑制制御は、エンジン回転速度  $N_E$  についての前記フィードバック制御により実行され、エンジン停止時を示す  $t_{A4}$  時点の前において上記フィードバック制御によりエンジン回転速度  $N_E$  が緩やかに変化して  $t_{A4}$  時点で零に至っていることが示されている。

20

【0112】

本実施例の電子制御装置 80 には次のような効果 (A1) 乃至 (A11) がある。(A1) 高回転化抑制手段 100 は、走行状態判定手段 90 により車両の走行状態がエンジン走行中であると判定され、エンジン回転速度判定手段 92 によりエンジン 8 が停止又は停止方向にその回転速度  $N_E$  が低下したと判定された場合に、他の条件を具備のもと、第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が予め設定された回転速度許容値  $XN_{M1}$  を超えないように第 3 電動機 (動力源連結電動機) M3 を制御する高回転化抑制制御を実行する。従って、エンジン回転速度  $N_E$  低下に起因した第 1 電動機 M1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S0、差動部遊星歯車 P0 などの回転要素の高回転化が防止され、その耐久性低下が抑制される。

30

【0113】

(A2) 図 2 に示すように自動変速部 20 の非変速中においては第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2 の一方又は両方が係合されているところ、係合制御手段 102 は、高回転化抑制手段 100 が上記高回転化抑制制御を実行する場合にそれと並行して、係合されている第 1 クラッチ C1 と第 2 クラッチ C2 との少なくとも一方を解放状態又はスリップ状態にする。従って、動力分配機構 16 の差動状態が車速 V に完全には拘束されない状態となって動力分配機構 16 の差動作用が第 1 電動機 M1 の高回転化を助長することが抑えられ、上記高回転化抑制制御の実行により第 1 電動機 M1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S0、差動部遊星歯車 P0 などの回転要素の高回転化を抑制し易くなる。

40

【0114】

(A3) 係合制御手段 102 は、上記係合されている第 1 クラッチ C1 と第 2 クラッチ C2 との少なくとも一方を解放状態又はスリップ状態にすることを、第 3 電動機出力  $P_M$  がエンジン連結電動機出力判定値  $XP_{M3}$  以下に制限されると判断した場合に行うので、必要性の高い場合に上記第 1 クラッチ C1 及び / 又は第 2 クラッチ C2 が解放状態またはスリップ状態とされ、第 1 電動機 M1 の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

【0115】

(A4) 本実施例では、上記係合制御手段 102 が第 1 クラッチ C1 及び / 又は第 2 ク

50

ラッチ C 2 を解放状態又はスリップ状態にすることに替えて、有段変速制御手段 8 2 は、高回転化抑制手段 1 0 0 が上記高回転化抑制制御を実行する場合にそれと並行して、自動変速部 2 0 のアップシフトを行ってもよく、そのようにした場合には、そのアップシフトにより動力分配機構 1 6 の出力回転速度である第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  が低下させられて動力分配機構 1 6 の差動作用に起因した第 1 電動機 M 1 の高回転化が抑えられ、上記高回転化抑制制御の実行により第 1 電動機 M 1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S 0、差動部遊星歯車 P 0 などの回転要素の高回転化を抑制し易くなる。

【 0 1 1 6 】

( A 5 ) 有段変速制御手段 8 2 は上記アップシフトを、第 3 電動機出力  $P_{M3}$  がエンジン連結電動機出力判定値  $X P_{M3}$  以下に制限されると判断した場合に、上記高回転化抑制制御と並行して行うので、必要性の高い場合に上記アップシフトが行われ、第 1 電動機 M 1 の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

10

【 0 1 1 7 】

( A 6 ) 高回転化抑制手段 1 0 0 は、差動部出力回転速度判定手段 9 4 により第 2 電動機回転速度  $N_{M2}$  が制御実行判定値  $X N_{M2}$  以上であると判定された場合に、他の条件を具備のもと、前記高回転化抑制制御を実行する。従って、第 1 電動機 M 1 の高回転化によりその耐久性が低下する可能性がある場合乃至はその可能性が高い場合に特に上記高回転化抑制制御が実行されることとなり、制御負荷の軽減を図り、効果的に第 1 電動機 M 1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S 0、差動部遊星歯車 P 0 などの回転要素の高回転化を防止できる。

20

【 0 1 1 8 】

( A 7 ) エンジン回転速度  $N_E$  の変化が緩やかであれば第 1 電動機 M 1 はその出力トルク  $T_{M1}$  により高回転化を防止し得るところ、エンジン回転速度判定手段 9 2 は、エンジン回転速度低下率  $A_E$  が前記エンジン回転速度低下率判定値  $X A_E$  を超えてエンジン回転速度  $N_E$  が低下した場合に、エンジン 8 が停止又は停止方向にその回転速度  $N_E$  が低下したとの旨を肯定する。そして、高回転化抑制手段 1 0 0 は、エンジン回転速度判定手段 9 2 によりエンジン 8 が停止又は停止方向にその回転速度が低下したと判定された場合に、他の条件を具備のもと、前記高回転化抑制制御を実行する。従って、第 1 電動機 M 1 の高回転化によりその耐久性が低下する可能性がある場合乃至はその可能性が高い場合に特に上記高回転化抑制制御が実行されることとなり、制御負荷の軽減を図り、効果的に第 1 電動機 M 1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S 0、差動部遊星歯車 P 0 などの回転要素の高回転化を防止できる。

30

【 0 1 1 9 】

( A 8 ) 高回転化抑制手段 1 0 0 は、上記高回転化抑制制御においてエンジン回転速度  $N_E$  の低下を阻止する方向（正回転方向）に、蓄電装置 5 6 の充放電可能な電力に基づいて許容される第 3 電動機 M 3 の最大トルク、言い換えれば、蓄電装置 5 6 の充放電収支の許容範囲内で出力可能な第 3 電動機 M 3 の最大トルクを出力するようにしてもよく、そのようにすれば、第 1 電動機 M 1 及びそれと連動して回転する差動部サンギヤ S 0、差動部遊星歯車 P 0 などの回転要素の高回転化が最大限防止される。

【 0 1 2 0 】

40

( A 9 ) 高回転化抑制手段 1 0 0 は、エンジン回転速度  $N_E$  を検出しつつそのエンジン回転速度  $N_E$  が予め定められた目標エンジン回転速度変化に沿って低下するように第 3 電動機 M 3 を制御するフィードバック制御により上記高回転化抑制制御を実行するので、エンジン回転速度  $N_E$  の低下、具体的にはエンジン 8 の停止による快適性低下を抑えることが可能である。

【 0 1 2 1 】

( A 1 0 ) 高回転化抑制手段 1 0 0 は、高回転化抑制制御必要性判定手段 9 6 により第 1 電動機出力  $P_{M1}$  が差動用電動機出力判定値  $X P_{M1}$  以下に制限され又は第 2 電動機出力  $P_{M2}$  が走行用電動機出力判定値  $X P_{M2}$  以下に制限される旨を肯定する判定がなされた場合に、他の条件を具備のもと、前記高回転化抑制制御を実行する。従って、第 1 電動

50

機出力  $P_{M1}$  および第2電動機出力  $P_{M2}$  だけでは第1電動機  $M1$  の高回転化を防止できない可能性がある場合に上記高回転化抑制制御が実行され、第1電動機  $M1$  の高回転化を防止するときの制御負荷の軽減を図り得る。

【0122】

(A11) 高回転化抑制手段100は、上記高回転化抑制制御の実行と併せて、第1電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が小さくなる方向に第1電動機  $M1$  と第2電動機  $M2$  とに可能な範囲でトルクを発生させてもよく、そのようにした場合には、第3電動機  $M3$  からの出力のみにより第1電動機  $M1$  及びそれと連動して回転する回転要素の高回転化を防止する場合と比較して、より十分に第1電動機  $M1$  及びそれと連動して回転する回転要素の高回転化を防止できる。

10

【0123】

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。

【0124】

例えば、前述の実施例において、図11のフローチャートではSA3およびSA4で肯定的な判定がなされた場合にSA5にて前記高回転化抑制制御が実行されるが、そのSA3およびSA4のいずれか一方または両方のステップが無いフローチャートであってもよい。

20

【0125】

また、前述の実施例においては、図11のフローチャートのSA5で上記高回転化抑制制御の実行と併せて、第1電動機回転速度  $N_{M1}$  の絶対値が小さくなる方向に第1電動機  $M1$  と第2電動機  $M2$  とから可能な範囲でトルクが出力されるが、そのように第1電動機  $M1$  と第2電動機  $M2$  とからトルクが出力されなくてもよい。

【0126】

また、前述の実施例において、図11のフローチャートではSA6で肯定的な判断がなされた場合にSA7が実行されるが、そのSA6が無いフローチャートであってもよい。

【0127】

また、前述の実施例の図11のフローチャートはSA6およびSA7を含んでいるが、そのSA6およびSA7が無いフローチャートであってもよい。

30

【0128】

また、前述の実施例において、動力伝達装置10は第2電動機  $M2$  を備えているが、この第2電動機  $M2$  が無い構成であってもよい。

【0129】

動力伝達装置10内の作動流体である自動変速部20の作動油は自動変速部20のクラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  の油圧用として用いられるものである。そのため、自動変速部20の作動油(作動流体)の温度  $T_{OIL}$  (作動油温  $T_{OIL}$ ) が低いほど油圧で作動する上記クラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  の制御信号に対する応答性が低下する傾向にある。また、そのクラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  は湿式多板型であるので、そのクラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  内の複数枚の摩擦板の互いの間に介在する作動油が極めて低温になるとその粘度が高まり適切なスリップ状態に制御し難くなる。そこで、図11のフローチャートのSA3で判定に用いられる前記制御実行判定値  $XN_{M2}$  は一定値ではなく、上記作動油温  $T_{OIL}$  に基づいて変更されてもよい。例えば、図11のフローチャートにおいてSA2とSA3との間に図14のようにSA3'が追加され、そのSA3'において作動油温  $T_{OIL}$  が低いほど制御実行判定値  $XN_{M2}$  が小さくなるように設定変更されてもよい。そのようにすれば、上記制御信号に対するクラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  の応答性の変化に応じて、要するにそれらの制御の困難性に応じてフローチャートのSA7(図11参照)もしくはSA7'(図12参照)の実行される条件が変更され、適切に上記クラッチ(ブレーキ)  $B1$ ,  $B2$ ,  $B3$ ,  $C1$ ,  $C2$  を含む自動変速部20が

40

50

第1電動機M1の高回転化を防止するように作動する。なお、上記図14のSA3'は差動部出力回転速度判定手段94に対応する。

【0130】

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。

【0131】

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0が最小値0minから最大値0maxまで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能するものであったが、たとえば差動部11の変速比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することができる。

10

【0132】

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。

【0133】

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及び第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及び第3電動機M3、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。

20

【0134】

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。

【0135】

また、前述の実施例では、第1電動機M1、第2電動機M2及び第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に連結されていてもよい。

30

【0136】

また、前述の実施例において、第1クラッチC1や第2クラッチC2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70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。

40

【0137】

また、前述の実施例では、自動変速部20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。

【0138】

また、前述の実施例の差動機構として動力分配機構16は、たとえばエンジンによって

50

回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第1電動機M1および伝達部材18(第2電動機M2)に作動的に連結された差動歯車装置であってもよい。

【0139】

また、前述の実施例ではエンジン8と差動部11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11とがそれらの間にクラッチを介して連結されていてもよい。

【0140】

また、前述の実施例では、差動部11と自動変速部20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、動力伝達装置10全体として電気式差動を行う機能と、動力伝達装置10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20は、エンジン8から駆動輪34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。

10

【0141】

また、前述の実施例の動力分配機構16は、1組の遊星歯車装置(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。また、差動部遊星歯車装置24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および第2電動機M1、M2、伝達部材18、構成によっては出力軸22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つても構わない。

20

【0142】

また、前述の実施例の動力伝達装置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。

30

【0143】

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動力伝達装置10の構成であってもよい。

【0144】

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。

40

【0145】

また前述の実施例において、差動部11が、第1電動機M1、第2電動機M2及び第3電動機M3を備えているが、第1電動機M1、第2電動機M2及び第3電動機M3は差動部11とはそれぞれ別個に動力伝達装置10に備えられていてもよい。

【0146】

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】

50

【 0 1 4 7 】

【 図 1 】本発明の制御装置が適用されるハイブリッド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 のハイブリッド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。

【 図 3 】図 1 のハイブリッド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 のハイブリッド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 のハイブリッド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。

【 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 1 のハイブリッド車両用動力伝達装置において、自動変速部では第 1 ブレーキと第 1 クラッチとが係合された自動変速部が第 3 速ギヤ段である場合を例とした第 1 電動機の高回転化を説明するための共線図であって、図 9 の縦線 Y 1 乃至 Y 8 は図 3 のそれと共通である。

【 図 1 0 】図 6 の機能ブロック線図における係合制御手段に替えて、有段変速制御手段が高回転化抑制制御と並行して自動変速部のアップシフトを行う場合の機能ブロック線図である。

【 図 1 1 】図 4 の電子制御装置の制御作動の要部すなわち過渡的に第 1 電動機が高回転化させられることを抑制するための制御作動を説明する図 6 に対応したフローチャートである。

【 図 1 2 】図 1 1 のフローチャートを図 1 0 の機能ブロック線図に対応したものに変更する場合にその変更後のステップを示した図である。

【 図 1 3 】図 1 1 のフローチャートに示す制御作動を説明するためのタイムチャートであって、エンジン走行中にエンジンが停止した場合の例である。

【 図 1 4 】図 1 1 のフローチャートにおいて、自動変速部の作動油温が低いほど制御実行判定値が小さくなるように設定変更されるステップを追加したフローチャートの一例である。

【 符号の説明 】

【 0 1 4 8 】

- 8 : エンジン ( 動力源 )
- 1 0 : 動力伝達装置 ( 車両用動力伝達装置 )
- 1 1 : 差動部 ( 電気式差動部 )
- 1 6 : 動力分配機構 ( 差動機構 )
- 2 0 : 自動変速部
- 3 4 : 駆動輪
- 5 6 : 蓄電装置
- 8 0 : 電子制御装置 ( 制御装置 )
- 8 2 : 有段変速制御手段 ( 変速制御手段 )
- 1 0 0 : 高回転化抑制手段
- 1 0 2 : 係合制御手段
- M 1 : 第 1 電動機 ( 差動用電動機 )

10

20

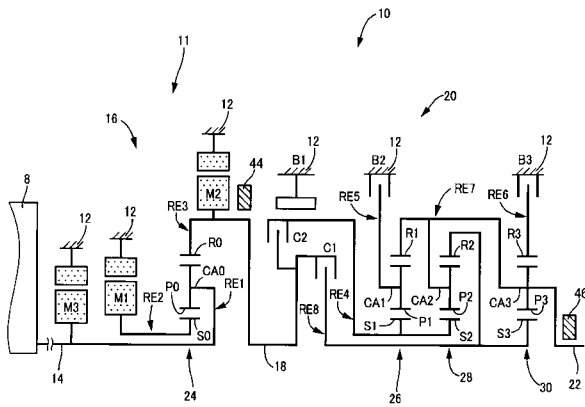
30

40

50

- M 2 : 第 2 電動機 ( 走行用電動機 )
- M 3 : 第 3 電動機 ( 動力源連結電動機 )
- C 1 : 第 1 クラッチ ( 係合装置 )
- C 2 : 第 2 クラッチ ( 係合装置 )
- X N M 1 : 回転速度許容値
- X N M 2 : 制御実行判定値
- X P M 1 : 差動用電動機出力判定値
- X P M 2 : 走行用電動機出力判定値
- X P M 3 : エンジン連結電動機出力判定値 ( 動力源連結電動機出力判定値 )
- X A E : エンジン回転速度低下率判定値 ( 動力源回転速度低下率判定値 )
- T O I L : 作動油温 ( 作動流体の温度 )

【 図 1 】

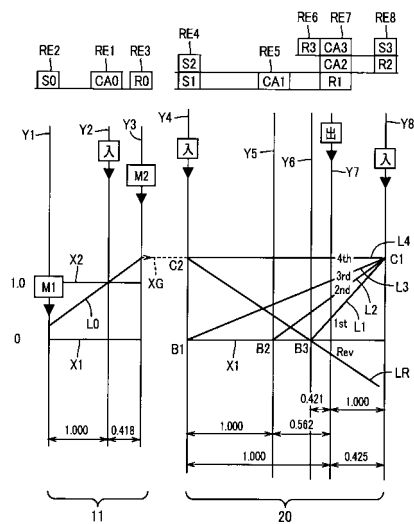


【 図 2 】

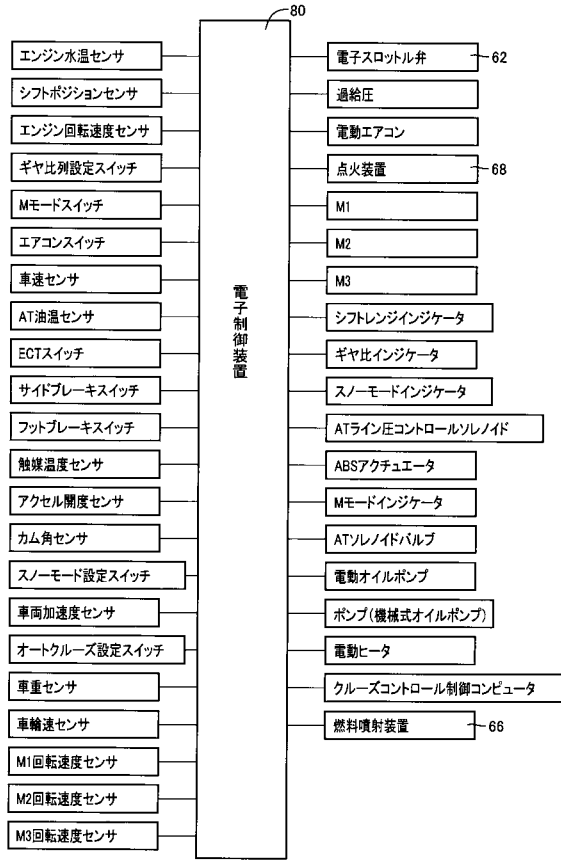
|     | C1 | C2 | B1 | B2 | B3 | 変速比   | ステップ |
|-----|----|----|----|----|----|-------|------|
| 1st | ○  |    |    |    | ○  | 3.357 | 1.54 |
| 2nd | ○  |    |    | ○  |    | 2.180 | 1.53 |
| 3rd | ○  |    | ○  |    |    | 1.424 | 1.42 |
| 4th | ○  | ○  |    |    |    | 1.000 | トータル |
| R   |    |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

○係合

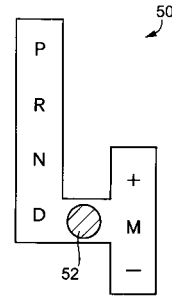
【 図 3 】



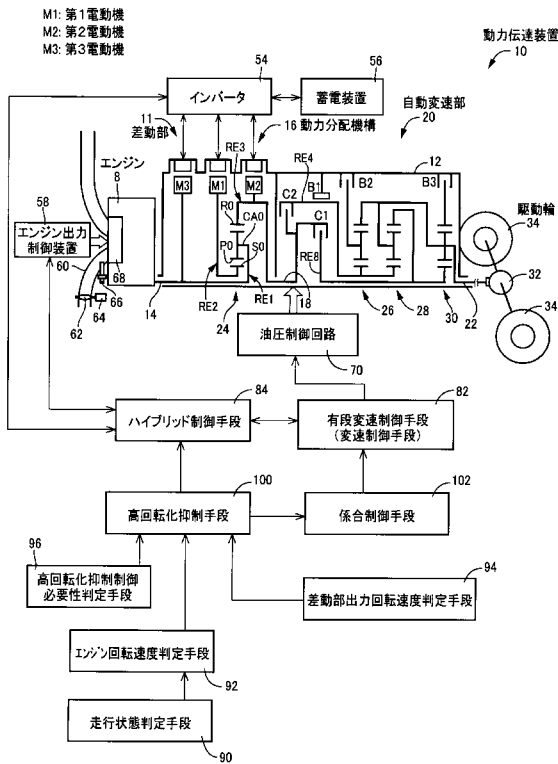
【 図 4 】



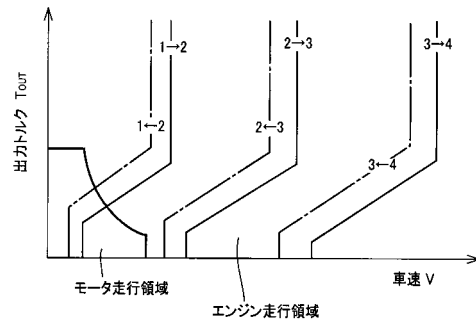
【 図 5 】



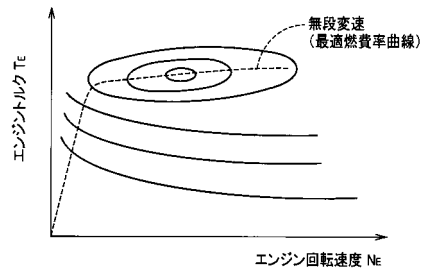
【 図 6 】



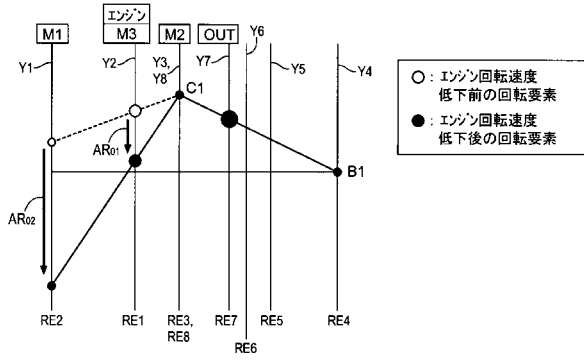
【 図 7 】



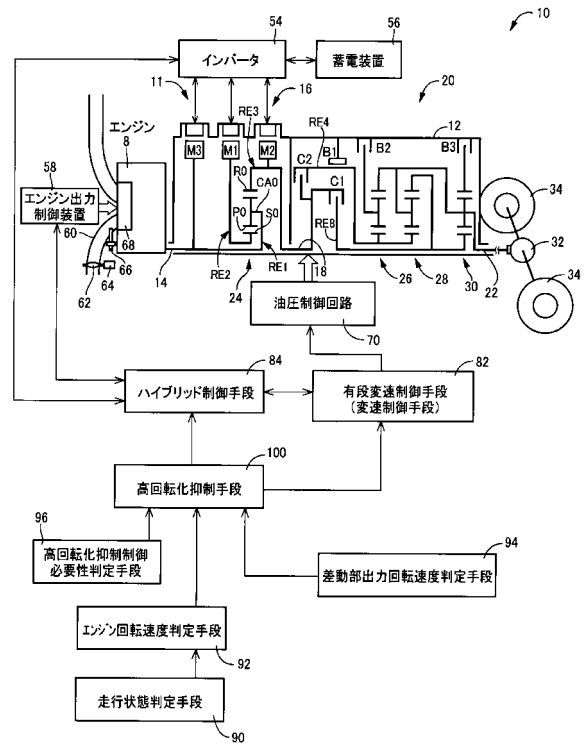
【 図 8 】



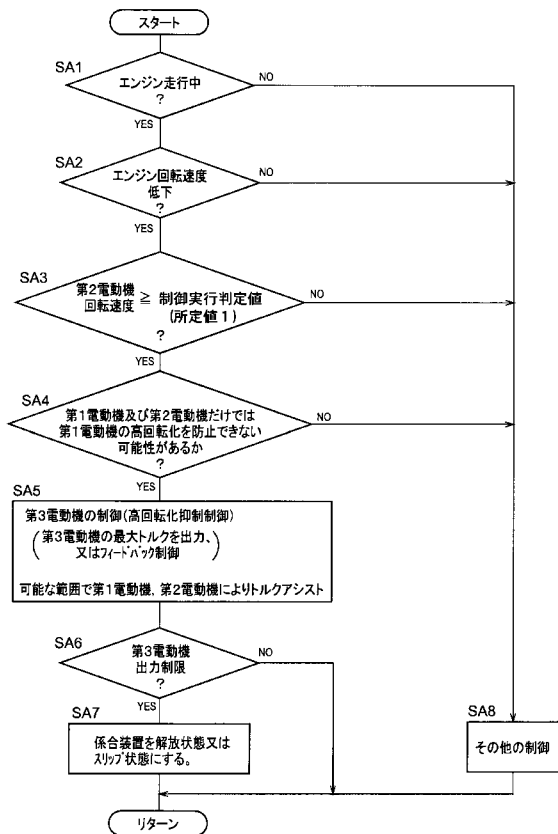
【図9】



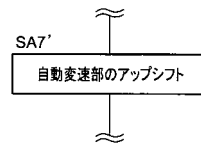
【図10】



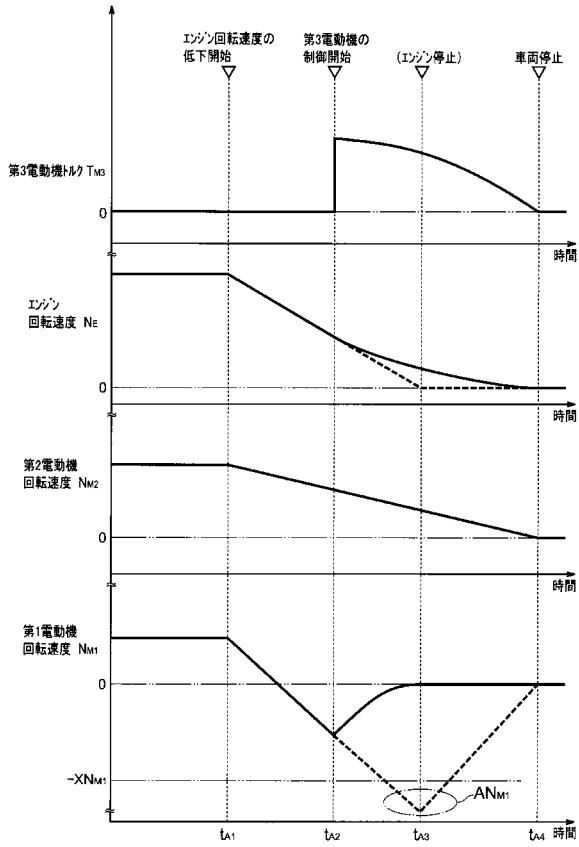
【図11】



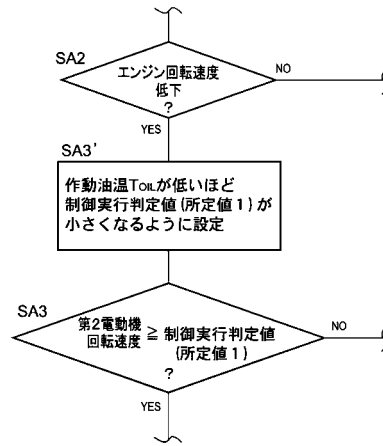
【図12】



【 図 1 3 】



【 図 1 4 】



## フロントページの続き

| (51) Int.Cl.                    | F I                | テーマコード(参考) |
|---------------------------------|--------------------|------------|
| <b>B 6 0 K 6/445 (2007.10)</b>  | B 6 0 K 6/547      |            |
| <b>B 6 0 K 6/547 (2007.10)</b>  | B 6 0 K 6/20 3 5 0 |            |
| <b>B 6 0 W 10/10 (2006.01)</b>  | B 6 0 K 6/20 3 1 0 |            |
| <b>B 6 0 W 10/06 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 63/40      |            |
| <b>F 1 6 H 63/40 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 59:14      |            |
| <b>F 1 6 H 59/14 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 59:42      |            |
| <b>F 1 6 H 59/42 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 59:72      |            |
| <b>F 1 6 H 59/72 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 59:74      |            |
| <b>F 1 6 H 59/74 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 103:12     |            |
| <b>F 1 6 H 61/686 (2006.01)</b> |                    |            |

(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 貝吹 雅一  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

Fターム(参考) 3J552 MA02 NA01 NB08 PB07 RC02 SA03 SB04 SB09 UA09 VA39Z  
VA48W VA74Z VB01Z VB04Z VB08Z VC01W VC01X VC03Z VC07Z  
5H115 PA15 PC06 PG04 PI22 PU21 QN03 QN06 RB08 RE02 RE03  
SE03 SE08 SE09 TB01 TE02 TE05 T004 T014