

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4332519号
(P4332519)

(45) 発行日 平成21年9月16日(2009.9.16)

(24) 登録日 平成21年6月26日(2009.6.26)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H 61/02	(2006.01)	F 1 6 H 61/02
F 1 6 H 59/06	(2006.01)	F 1 6 H 59:06
F 1 6 H 59/24	(2006.01)	F 1 6 H 59:24
F 1 6 H 59/26	(2006.01)	F 1 6 H 59:26
F 1 6 H 59/42	(2006.01)	F 1 6 H 59:42

請求項の数 2 (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2005-293484 (P2005-293484)
 (22) 出願日 平成17年10月6日(2005.10.6)
 (65) 公開番号 特開2007-100892 (P2007-100892A)
 (43) 公開日 平成19年4月19日(2007.4.19)
 審査請求日 平成18年7月27日(2006.7.27)

(73) 特許権者 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 100092897
 弁理士 大西 正悟
 (72) 発明者 江口 高弘
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号株式会社
 本田技術研究所内
 (72) 発明者 竹森 祐一郎
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号株式会社
 本田技術研究所内
 (72) 発明者 畷山 俊和
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号株式会社
 本田技術研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

複数の気筒を有して構成されるエンジンと、前記エンジンからの回転駆動力を変速して伝達する変速機と、前記変速機の作動を制御する制御装置と、前記気筒内に空気を供給するための吸気管と、前記吸気管から前記気筒内に吸気される空気の空気量を調節可能なスロットル弁とを備え、前記エンジンが少なくとも一部の前記気筒の作動を停止させた休筒状態で走行可能に構成された車両用駆動力伝達装置において、

前記変速機は、伝達トルクの大さを変化させることが可能な摩擦係合装置を有し、油圧を利用して前記変速機および前記摩擦係合装置が作動制御されるように構成されており、

前記制御装置が、前記休筒状態を解除する際に所定時間の間前記摩擦係合装置が緩係合状態となるように前記摩擦係合装置の作動制御を行うとともに、

前記所定時間の間、前記エンジンの出力軸の回転数および前記スロットル弁の開度に基づいて前記吸気管内の圧力を推定するとともに、前記エンジンの出力軸の回転数および推定した前記吸気管内の圧力に基づいて前記エンジンによる駆動トルクを推定し、推定した前記駆動トルクと前記緩係合状態における前記摩擦係合装置の前記伝達トルクとを比較し、前記駆動トルクおよび前記伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて前記変速機の前記作動油圧を設定するように構成されることを特徴とする車両用動力伝達装置。

【請求項2】

前記変速機は、プーリ幅可変のドライブプーリと、プーリ幅可変のドリブンプーリと、

前記ドライブプリーと前記ドリブンプリーとの間に巻き掛けられたVベルトと、前記ドライブプリーのプリー幅を変化させるドライブ側アクチュエータと、前記ドリブン側プリーのプリー幅を変化させるドリブン側アクチュエータとを備え、

前記ドライブ側アクチュエータおよび前記ドリブン側アクチュエータを用いて前記ドライブプリーおよび前記ドリブンプリーのプリー幅を変化させることにより、前記ドライブプリーおよび前記ドリブンプリーの有効径を変化させて所望の変速比を得るように構成されたベルト式無段変速機であり、

前記ドライブ側アクチュエータおよび前記ドリブン側アクチュエータが油圧を利用して作動制御されるように構成され、

前記ドライブ側アクチュエータおよび前記ドリブン側アクチュエータの作動油圧が前記変速機の前記作動油圧である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。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、複数の気筒を有して構成されるエンジンからの駆動力を、変速機を介して車輪に伝達するように構成された車両用動力伝達装置に関し、さらに詳しくは、変速機の作動制御用の油圧を設定する制御に特徴を有する車両用動力伝達装置に関する。

【背景技術】

【0002】

このような変速機を有した動力伝達装置は自動車等に多用されており、変速機の作動制御は一般的に所定油圧（ライン圧）の作動油を用いて行われるようになってきている。例えば、特開昭60-256662号公報には、ベルト式無段変速機においてプリー幅制御用の油圧シリンダに油圧を供給してプリーによるベルトの押圧力を制御する制御装置が開示されている。この制御装置においては、エンジン回転数、吸気管内の圧力（吸気負圧）等からエンジン出力トルクを算出し、この算出トルクに応じて油圧を設定する制御を行うようになっている。

20

【0003】

このようにエンジン出力トルクに応じて油圧を設定すれば、この油圧を用いて設定される変速機内のクラッチ等の係合容量がエンジン出力トルクを車輪側に伝達するために必要最小限の容量となるように設定することが可能であり、油圧を作り出すために用いられるエンジンエネルギーを必要最小限に抑えて燃費向上を図ることができる。また、このようにクラッチ係合容量をエンジン出力トルクの伝達に必要な最小限の値に設定すれば、エンジン出力や車両の走行負荷が急激に変化するような場合（例えば、アクセルペダルの急操作が行われた場合や、縁石乗り越えのような場合）にクラッチ等がスリップしてトルク変化が抑えられ、運転性、走行性が向上する。さらに、ベルト式無段変速機において、ベルトの押圧力を必要最小限にしてベルトの耐久性を向上でき、変速機を小型コンパクト化できる。

30

【0004】

また、近年において、燃費向上などを目的として、車両停止時にエンジン運転を停止させるアイドルストップ制御や、所定の運転条件下でいくつかの気筒を休止させてエンジン運転を行わせる制御が行われている。エンジンが複数の気筒の全てを用いて運転されているとき（これを全気筒運転と称する）に比べて、いくつかの気筒が休止して運転されているとき（これを部分気筒運転と称する）にはエンジンの出力は低下する。このため、例えば、特開昭59-13154号公報には、気筒数可変エンジンを備えた変速制御装置において、エンジンの部分気筒運転中では変速比を大きくする制御を行うことが開示されている。

40

【特許文献1】特開昭60-256662号公報

【特許文献2】特開昭59-13154号公報

【発明の開示】

50

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、休止状態にある気筒においては、スロットル弁の開度に拘わらず吸気管内の圧力が大気圧と同じになるため、休止状態が解除された直後は、吸気管内の圧力に基づいて推定されるエンジン駆動トルクが過大となり、これに応じて設定される油圧が必要以上に大きくなってしまふ。そのため、必要以上に大きな油圧を得るために油圧ポンプを余計に駆動しなければならず、燃費が低下する一因となっていた。また、このような油圧の増加は変速機の耐久性に影響を及ぼすため、耐久性を向上させるために装置重量が増加したり、製造コストが増加したりするという問題もあった。

【0006】

本発明は、このような問題に鑑みてなされたものであり、燃費を向上させることが可能な車両用動力伝達装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

このような目的達成のため、本発明では、複数の気筒を有して構成されるエンジンと、エンジンからの回転駆動力を変速して伝達する変速機と、変速機の作動を制御する制御装置と、気筒内に空気を供給するための吸気管と、吸気管から気筒内に吸気される空気の空気を調節可能なスロットル弁とを備え、エンジンが少なくとも一部の前記気筒の作動を停止させた休筒状態で走行可能に構成された車両用駆動力伝達装置において、変速機は、伝達トルクの大きさを変化させることが可能な摩擦係合装置を有し、油圧を利用して変速機および摩擦係合装置が作動制御されるように構成されており、制御装置が、休筒状態を解除する際に所定時間の間摩擦係合装置が緩係合状態となるように摩擦係合装置の作動制御を行うとともに、この所定時間の間、エンジンの出力軸の回転数およびスロットル弁の開度に基づいて吸気管内の圧力を推定するとともに、エンジンの出力軸の回転数および推定した吸気管内の圧力に基づいてエンジンによる駆動トルクを推定し、推定した駆動トルクと緩係合状態における摩擦係合装置の伝達トルクとを比較し、駆動トルクおよび伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて変速機の作動油圧を設定するように構成される。

【0009】

さらに、上述の発明において、変速機は、プリー幅可変のドライブプリーと、プリー幅可変のドリブンプリーと、ドライブプリーとドリブンプリーとの間に巻き掛けられたVベルトと、ドライブプリーのプリー幅を変化させるドライブ側アクチュエータと、ドリブンプリーのプリー幅を変化させるドリブンプリー側アクチュエータとを備え、ドライブ側アクチュエータおよびドリブンプリー側アクチュエータを用いてドライブプリーおよびドリブンプリーのプリー幅を変化させることにより、ドライブプリーおよびドリブンプリーの有効径を変化させて所望の変速比を得るように構成されたベルト式無段変速機であり、ドライブ側アクチュエータおよびドリブンプリー側アクチュエータが油圧を利用して作動制御されるように構成され、ドライブ側アクチュエータおよびドリブンプリー側アクチュエータの作動油圧が変速機の作動油圧であることが好ましい。

【発明の効果】

【0010】

本発明によれば、休筒状態を解除する際に所定時間の間、エンジンの出力軸の回転数およびスロットル弁の開度に基づいて吸気管内の圧力を推定するとともに、エンジンの出力軸の回転数および推定した吸気管内の圧力に基づいてエンジンによる駆動トルクを推定するように構成されるため、推定されるエンジン駆動トルクが過大となることがなく、この駆動トルクに応じて設定される油圧も必要以上に大きくなることはないことから、油圧ポンプを余計に駆動する必要がなくなり、燃費を向上させることが可能になる。また、油圧の増加が抑えられるため、変速機の耐久性を必要以上に向上させる必要がなくなり、装置を軽量化することが可能になるとともに、製造コストを低減させることが可能になる。

【0011】

加えて、スロットル弁の開度に基づいて吸気管内の圧力を推定する場合、エンジンの駆動トルクの推定精度は若干劣るが、推定した駆動トルクと緩係合状態における摩擦係合装置の伝達トルクとを比較し、駆動トルクおよび伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて変速機の作動油圧を設定するように構成されるので、摩擦係合装置の伝達トルクでトルクの下限を設定することができるため、エンジンの駆動トルクが低く推定されることによる弊害を防止することができる。

【0012】

また、変速機は、ドライブプリーとドリブンプリーとの間にVベルトが巻き掛けられたベルト式無段変速機であることが好ましく、この場合、プリー側に供給される油圧が過大になることがなく、Vベルトに必要な以上の押圧力が作用することがないため、Vベルトの耐久性を向上させることが可能になる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

以下、図面を参照して本発明の好ましい実施形態について説明する。図1に本発明に係る車両用動力伝達装置の断面図を示し、この装置の動力伝達系構成を図2に示している。これら両図から分かるように、この装置は、エンジンEと、このエンジンEの出力軸Es上に配設された電気モータジェネレータMと、エンジン出力軸Esにカップリング機構CPを介して連結された無段変速機CVTとから構成される。

【0014】

エンジンEは4気筒レシプロタイプエンジンであり、シリンダブロック50内に形成された四つのシリンダ室51内にそれぞれピストン52(図3を参照)が配設されている。このエンジンEは、各シリンダ室51に対する吸排気を行わせるための吸気バルブ53および排気バルブ54(図3を参照)の作動制御を行う吸排気制御装置55と、各シリンダ室51に対する燃料噴射制御および噴射燃料の点火制御を行う燃料噴射・点火制御装置56とを有している。また、図3に模式的に示すように、エンジンEには、各シリンダ室51内に空気を供給するための吸気管60が配設されており、この吸気管60には、外部空気が吸い込まれるエアクリーナ61、エアクリーナ61で吸い込まれた空気を冷却するインタークーラ62、各シリンダ室51に吸気される空気の空気量を調節するスロットル弁63、スロットル弁63からの気体を各シリンダ室51に送るインテークマニホールド64、吸気管60(インテークマニホールド64)内の圧力を測定する圧力センサ65等が設けられている。

20

30

【0015】

電気モータジェネレータMは、車載のバッテリーにより駆動されてエンジン駆動力をアシストすることが可能であり、また、減速走行時には車輪側からの回転駆動により発電を行ってバッテリーの充電(エネルギー回生)を行うことができるようになっている。このように本実施形態における動力伝達装置は、駆動源がハイブリッドタイプ構成となっている。

【0016】

ベルト式無段変速機CVTは、図1および図2に示すように、入力軸1とカウンタ軸2との間に配設された金属Vベルト機構10と、入力軸1の上に配設された前後進切換機構20と、カウンタ軸2の上に配設された発進クラッチ(メインクラッチ)5とを備えて構成される。この無段変速機CVTは車両用として用いられ、入力軸1はカップリング機構CPを介してエンジン出力軸Esと連結され、発進クラッチ5からの駆動力は、ディファレンシャル機構8から左右のアクスルシャフト8a, 8bを介して左右の車輪(図示せず)に伝達される。

40

【0017】

金属Vベルト機構10は、入力軸1上に回転自在に配設されたドライブプリー11と、カウンタ軸2上にこれと一体回転するように配設されたドリブンプリー16と、両プリー11, 16間に巻き掛けられた金属Vベルト15とから構成される。ドライブプリー11は、入力軸1上に回転自在に配設された固定プリー半体12と、固定プリー半体12に対して軸方向に相対移動可能な可動プリー半体13とを有する。可動プリー半体13の側方

50

にはシリンダ壁 1 2 a により囲まれてドライブ側シリンダ室 1 4 が形成されており、このドライブ側シリンダ室 1 4 にコントロールバルブ C V から油路 3 1 を介して供給されるプーリ制御油圧により、可動プーリ半体 1 3 を軸方向に移動させるドライブ側圧が発生される。

【 0 0 1 8 】

ドリブンプーリ 1 6 は、カウンタ軸 2 に固定された固定プーリ半体 1 7 と、固定プーリ半体 1 7 に対して軸方向に相対移動可能な可動プーリ半体 1 8 とからなる。可動プーリ半体 1 8 の側方にはシリンダ壁 1 7 a により囲まれてドリブン側シリンダ室 1 9 が形成されており、このドリブン側シリンダ室 1 9 にコントロールバルブ C V から油路 3 2 を介して供給されるプーリ制御油圧により、可動プーリ半体 1 8 を軸方向に移動させるドリブン側圧が発生される。

10

【 0 0 1 9 】

上記構成から分かるように、上記両シリンダ室 1 4 , 1 9 への供給油圧（ドライブおよびドリブン側圧）をコントロールバルブ C V により制御し、ベルト 1 5 の滑りの発生することのない側圧を与える。さらに、ドライブおよびドリブン側圧を相違させる制御を行い、両プーリのプーリ幅を変化させて金属 V ベルト 1 5 の巻き掛け半径を変化させ、変速比を無段階に変化させる制御が行われる。このように変速比制御を行うためのドライブおよびドリブン側圧は、エンジン E により駆動される油圧ポンプ（図示せず）からの油圧をレギュレータバルブにより調圧して得られるライン圧を用いて設定される。具体的には、ドライブおよびドリブン側圧のうち高圧側の側圧がライン圧を用いて設定される。

20

【 0 0 2 0 】

前後進切換機構 2 0 は、遊星歯車機構からなり、入力軸 1 に結合されたサンギヤ 2 1 と、固定プーリ半体 1 2 に結合されたリングギヤ 2 2 と、後進用ブレーキ 2 7 により固定保持可能なキャリア 2 3 と、サンギヤ 2 1 とリングギヤ 2 2 とを連結可能な前進用クラッチ 2 5 とを備える。この機構 2 0 において、前進用クラッチ 2 5 が係合されると全ギヤ 2 1 , 2 2 , 2 3 が入力軸 1 と一体に回転し、エンジン E の駆動によりドライブ側プーリ 1 1 は入力軸 1 と同方向（前進方向）に回転駆動される。一方、後進用ブレーキ 2 7 が係合されると、キャリア 2 3 が固定保持されるため、リングギヤ 2 2 はサンギヤ 2 1 と逆の方向に駆動され、エンジン E の駆動によりドライブ側プーリ 1 1 は入力軸 1 と逆方向（後進方向）に回転駆動される。なお、これら前進用クラッチ 2 5 および後進用ブレーキ 2 7 の係合作動は、コントロールバルブ C V においてライン圧を用いて設定される前後進制御油圧により制御される。

30

【 0 0 2 1 】

発進クラッチ 5 は、カウンタ軸 2 と出力側部材すなわち動力伝達ギヤ 6 a , 6 b , 7 a , 7 b との動力伝達（トルクの伝達）を制御するクラッチであり、これが係合されると両者間での動力伝達が可能となる。このため、発進クラッチ 5 が係合されているときには、金属 V ベルト機構 1 0 により変速されたエンジン出力が動力伝達ギヤ 6 a , 6 b , 7 a , 7 b を介してディファレンシャル機構 8 に伝達され、ディファレンシャル機構 8 により分割されて左右のアクスルシャフト 8 a , 8 b を介して左右の車輪に伝達される。発進クラッチ 5 が解放されると、このような動力伝達は行えず、変速機は中立状態となる。このような発進クラッチ 5 の係合制御は、コントロールバルブ C V においてライン圧を用いて設定されるクラッチ制御油圧を、油路 3 3 を介して供給して行われる。

40

【 0 0 2 2 】

以上のように構成された無段変速機 C V T においては、上述のように、コントロールバルブ C V から油路 3 1 , 3 2 を介して供給されるドライブおよびドリブン側圧により変速制御が行われ、図示しない油路を介して前進クラッチ 2 5 および後進ブレーキ 2 7 に供給される前後進制御油圧により前後進切換制御が行われ、油路 3 3 を介して供給されるクラッチ制御油圧により発進クラッチ係合制御が行われる。このコントロールバルブ C V は電子制御ユニット E C U からの制御信号に基づいて作動が制御される。

【 0 0 2 3 】

50

以上のような構成の動力伝達装置は車両上に搭載されて作動されるが、電気モータジェネレータMはエンジンEの駆動力をアシストし、エンジンEをできる限り燃費の良い範囲で運転して、車両駆動時の燃費を向上させる。このため、電気モータジェネレータMは電子制御ユニットECUから制御ライン36を介した制御信号に基づいて作動制御が行われる。これと同時に、エンジンEをできる限り燃費の良い範囲で運転させることができるような変速比を設定するような変速制御も行われるが、この制御は、電子制御ユニットECUにより制御ライン35を介してコントロールバルブCVに送られる制御信号によりなされる。

【0024】

さらに、エンジンEにおいて、四つの気筒（シリンダ室51）の一部もしくは全部を所定の運転状態（例えば、アイドル状態や減速運転状態）で休筒させ、休筒状態で車両走行を行うことができるようになっている。すなわち、電子制御ユニットECUにより、制御ライン37を介して吸排気制御装置22の作動を制御するとともに制御ライン38を介して燃料噴射・点火制御装置23の作動を制御し、一部もしくは全部のシリンダ室21における吸排気バルブを閉止保持するとともに燃料噴射および点火を行わず、休筒状態にすることができるようになっている。これにより、減速走行時等における燃費向上を図ることができる。

【0025】

以上のように構成される車両用動力伝達装置において、上述のような休筒状態を解除する際の電子制御ユニットECUによる休筒復帰制御について、図4のフローチャートを参照して説明する。この制御では、まず、ステップS101において、所定のタイマーがカウント中であるかどうかを判定する。このステップS101での判定結果がNoであれば、次のステップS102へ進み、判定結果がYesであれば、ステップS104へ進む。

【0026】

次のステップS102において、所定の休筒復帰要求が行われたかどうかを判定する。なお、休筒復帰要求が行われる場合には、例えば、アクセルペダルの踏み込み量から算出されるエンジンEへの要求トルクが所定値を越えた場合や、全ての気筒が休筒状態となって電気モータジェネレータMのみで車両が走行しているときにバッテリー残量が所定値以下となった場合があり、このとき所定の休筒復帰要求信号が電子制御ユニットECUに入力される。このステップS102での判定結果がYesであれば、次のステップS103へ進み、判定結果がNoであれば、ステップS108へ進む。

【0027】

次のステップS103では、タイマーのセットを行ってカウントを開始し、ステップS104へ進む。具体的には、タイマーを例えば0.5秒にセットして0になるまでカウントされる。

【0028】

次のステップS104では、電子制御ユニットECUが発進クラッチ5を緩めて緩係合状態となるように発進クラッチ係合制御を行って、ステップS105へ進む。なおこのとき、発進クラッチ5が緩係合状態になると、各気筒（シリンダ室51）における休筒状態が実際に解除されるが、休筒状態であった気筒（エンジンE）によるトルクが発生するまでの間は電気モータジェネレータMの駆動トルクが上乘せされる。そして、電子制御スロットル（図示せず）を徐々に開いたり、点火時期を遅らせるリタード量を最大の状態から徐々に解除したりすることにより、エンジンEによる駆動トルクを徐々に増やしていき、それとともに電気モータジェネレータMによる駆動トルクを徐々に減らしていく。これにより、休筒状態が解除される際にエンジンEの駆動トルクが急激に上昇することによるショックを緩和することができる。

【0029】

次のステップS105では、エンジン出力軸Esの回転数Neおよびスロットル弁63の開度THに基づいてエンジンEの吸気管60内の圧力である予測PBを推定算出し、ステップS106へ進む。なお、この予測PBは、NeとTHとに対応して予め測定されて

10

20

30

40

50

データマップ状に設定記憶されており、このデータマップから現時点での N_e と T_H とに対応する値を読み取ることで予測 P_B が推定算出される。

【0030】

次のステップ S_{106} では、 N_e および予測 P_B に基づいてエンジン E 単体の駆動トルク T_{E1} を推定算出するとともに、駆動指令値から電気モータジェネレータ M 単体の駆動トルク T_M を推定算出し、算出した T_{E1} と T_M とを加え合わせて入力軸 1 に対する推定駆動トルク T_{A1} を推定算出して、ステップ S_{107} へ進む。なお、エンジン E 単体の駆動トルク(T_{E1})は、 N_e と P_B とに対応して予め測定されてデータマップ状に設定記憶されており、このデータマップから現時点での N_e と P_B とに対応する値を読み取ることでエンジン E 単体の駆動トルク(T_{E1})が推定算出される。

10

【0031】

そして、ステップ S_{107} において、算出した推定駆動トルク T_{A1} と緩係合状態における発進クラッチ 5 の伝達トルクとを比較し、推定駆動トルク T_{A1} および伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて無段変速機 CVT におけるドライブ側圧およびドリブン側圧を算出(設定)して、処理を終了する。なお、ドライブ側圧およびドリブン側圧は、駆動トルクに対応して予めデータマップ状に設定記憶されており、このデータマップから現時点でのトルクに対応する値を読み取ることでドライブ側圧およびドリブン側圧が算出される。

【0032】

また、発進クラッチ 5 の伝達トルクは、所定のトルク容量マップからスロットル弁 63 の開度 T_H およびクラッチ速度比に応じてトルク容量係数を算出し、このトルク容量係数に対しエンジン出力軸 E_s の回転数 N_e およびシフトレンジに応じた補正係数を乗じて基本トルクを算出し、算出した基本トルクに対し無段変速機 CVT の変速比を乗じるにより算出される。

20

【0033】

なお、ステップ S_{102} での判定結果が N_o の場合、ステップ S_{108} において、ステップ S_{106} の場合と同様にして、 N_e および圧力センサ 65 で測定された吸気管 60 内の圧力である実 P_B に基づいてエンジン E 単体の駆動トルク T_{E2} を推定算出するとともに、駆動指令値から電気モータジェネレータ M 単体の駆動トルク T_M を推定算出し、算出した T_{E2} と T_M とを加え合わせて入力軸 1 に対する推定駆動トルク T_{A2} を推定算出して、ステップ S_{109} へ進む。

30

【0034】

そして、ステップ S_{109} において、ステップ S_{107} の場合と同様にして、算出した推定駆動トルク T_{A2} と緩係合状態における発進クラッチ 5 の伝達トルクとを比較し、推定駆動トルク T_{A2} および伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて無段変速機 CVT におけるドライブ側圧およびドリブン側圧を推定算出して、処理を終了する。

【0035】

このようにして算出したドライブ側圧およびドリブン側圧が得られるように、電子制御ユニット ECU がコントロールバルブ CV の作動を制御してライン圧を設定する。

【0036】

そのため、以上のような構成の車両用動力伝達装置によれば、休筒状態を解除する際に所定時間の間(すなわち、タイマーをカウントしている間)、エンジン出力軸 E_s の回転数 N_e およびスロットル弁 63 の開度 T_H に基づいて吸気管内の圧力である予測 P_B を推定するとともに、 N_e および推定した予測 P_B に基づいてエンジン E (および電気モータジェネレータ M)による駆動トルク T_{A1} を推定するように構成されるため、推定されるエンジン駆動トルクが過大となることなく、この駆動トルクに応じて設定される油圧(すなわち、ドライブ側圧およびドリブン側圧)も必要以上に大きくなることなく、油圧ポンプを余計に駆動する必要がなくなり、燃費を向上させることが可能になる。また、油圧の増加が抑えられるため、無段変速機 CVT の耐久性を必要以上に向上させる必要がなくなり、装置を軽量化することが可能になるとともに、製造コストを低減させる

40

50

ことが可能になる。

【0037】

なお、スロットル弁63の開度THに基づいて吸気管内の圧力を推定する場合、エンジンEの駆動トルクの推定精度は若干劣るが、推定した駆動トルクTA1と緩係合状態における発進クラッチ5の伝達トルクとを比較し、駆動トルクTA1および伝達トルクのうち大きい方のトルクに基づいて無段変速機CVTの作動油圧(ドライブ側圧およびドリブン側圧)を設定するように構成されることで、発進クラッチ5の伝達トルクでトルクの下限を設定することができるため、金属Vベルト15のスリップ等といったエンジンEの駆動トルクが低く推定されることによる弊害を防止することができる。

【0038】

また、本実施形態のように、変速機は、ドライブプーリ11とドリブンプーリ16との間に金属Vベルト15が巻き掛けられたベルト式無段変速機CVTであることが好ましく、この場合、プーリ側に供給される油圧(ドライブ側圧およびドリブン側圧)が過大になることがなく、金属Vベルト15に必要以上の押圧力が作用することがないため、金属Vベルト15の耐久性を向上させることが可能になる。

【0039】

なお、上述の実施形態において、変速機としてベルト式無段変速機CVTを用いているが、これに限られるものではなく、油圧を利用して作動制御される自動変速機(AT)を用いるようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0040】

【図1】本発明に係る車両用動力伝達装置の構成を示す断面図である。

【図2】上記動力伝達装置の動力伝達系を示す概略図である。

【図3】エンジンの吸気系を示す模式図である。

【図4】上記動力伝達装置における休筒復帰制御を示すフローチャートである。

【符号の説明】

【0041】

- E エンジン
- Es エンジン出力軸
- CVT ベルト式無段変速機
- CV コントロールバルブ
- ECU 電子制御ユニット(制御装置)
- 5 発進クラッチ(摩擦係合装置)
- 11 ドライブプーリ
- 14 ドライブ側シリンダ室(ドライブ側アクチュエータ)
- 15 金属Vベルト(Vベルト)
- 16 ドリブンプーリ
- 19 ドリブン側シリンダ室(ドリブン側アクチュエータ)
- 51 シリンダ室(気筒)
- 60 吸気管
- 63 スロットル弁

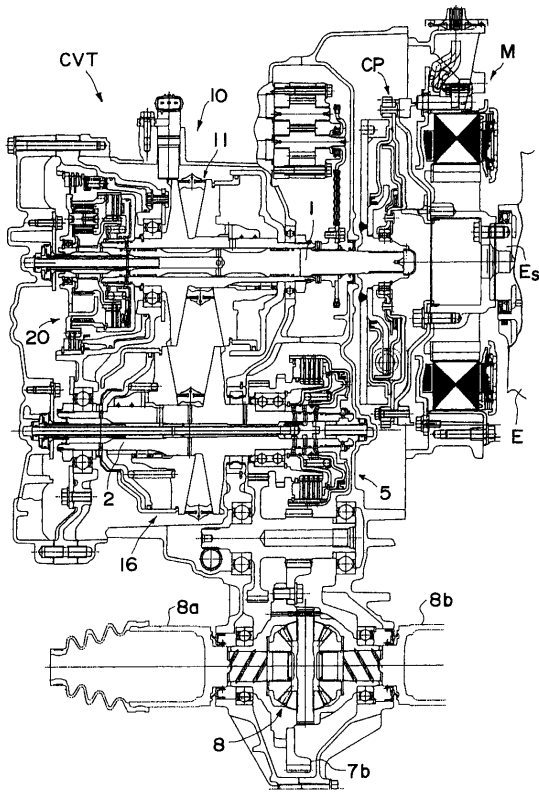
10

20

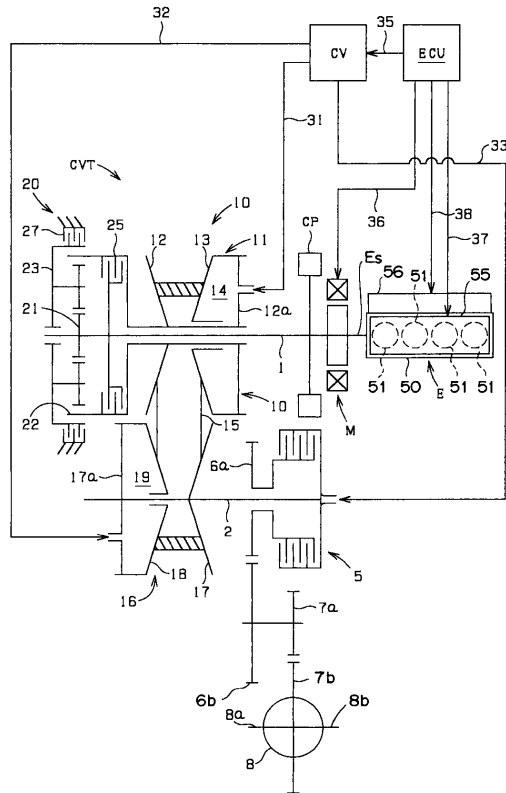
30

40

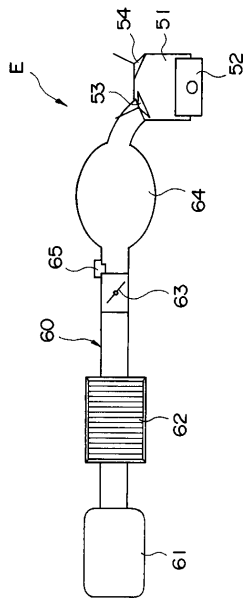
【図1】



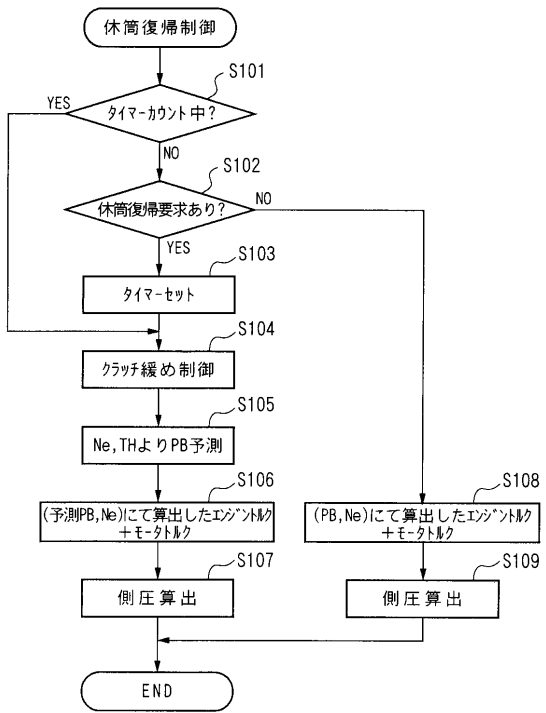
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 H 59/76 (2006.01) F 1 6 H 59:76
F 1 6 H 61/662 (2006.01) F 1 6 H 101:02

審査官 中野 宏和

(56)参考文献 実開昭60-024836(JP,U)
特開昭52-027958(JP,A)
特開昭60-220252(JP,A)
特開2001-050384(JP,A)
特開平04-231765(JP,A)
実開平05-027249(JP,U)
特開2003-120800(JP,A)
特開2004-116606(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F 1 6 H 6 1 / 0 2