

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4816632号  
(P4816632)

(45) 発行日 平成23年11月16日(2011.11.16)

(24) 登録日 平成23年9月9日(2011.9.9)

(51) Int.Cl.

F 1

F O 2 B 39/16 (2006.01)

F O 2 B 39/16 Z

F O 2 D 29/00 (2006.01)

F O 2 D 29/00 H

F O 2 D 41/04 (2006.01)

F O 2 D 41/04 3 1 O G

F O 2 B 37/00 (2006.01)

F O 2 D 41/04 3 6 O G

F 1 6 H 61/02 (2006.01)

F O 2 B 37/00 3 O 1 Z

請求項の数 4 (全 14 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-329276 (P2007-329276)  
 (22) 出願日 平成19年12月20日(2007.12.20)  
 (65) 公開番号 特開2009-150322 (P2009-150322A)  
 (43) 公開日 平成21年7月9日(2009.7.9)  
 審査請求日 平成22年1月25日(2010.1.25)

(73) 特許権者 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
 (74) 代理人 100083998  
 弁理士 渡邊 丈夫  
 (72) 発明者 高波 陽二  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 審査官 出口 昌哉

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸入される空気と燃料とを混合して燃焼させることにより動力を発生するエンジンと、このエンジンにより駆動され、かつ、前記エンジンに吸入される空気を圧縮する過給機と、前記エンジンから出力される動力の伝達経路に配置され、かつ、係合力を制御することによって伝達されるトルクの容量を変更することができるトルク容量制御装置とを備えた車両の制御装置において、

前記過給機により圧縮された空気の圧力を検知する空気圧検知手段と、

前記過給機により圧縮された空気の圧力が低いほど、エンジン回転数の上昇率が大きくなり、前記過給機により圧縮される空気の圧力が上昇するように、前記トルク容量制御装置のトルク容量を低く設定する制御手段とを有していることを特徴とする車両の制御装置。

【請求項 2】

前記エンジンから出力される動力の伝達経路に、入力回転数と出力回転数との間の変速比を変更可能な変速機が設けられており、この変速機は、前記変速比を大きくする制御をおこなう場合に前記トルク容量制御装置のトルク容量が低下される構成であることを特徴とする請求項 1 に記載の車両の制御装置。

【請求項 3】

前記変速機は複数のトルク容量制御装置を有し、いずれかのトルク容量制御装置のトルク容量を低下させ、他のトルク容量制御装置のトルク容量を高めることにより変速比を大

きくする制御をおこなう構成であり、

前記他のトルク容量制御装置のトルク容量を高めることにより生じる前記変速機の出力トルクの変動を抑制するために、エンジントルクを低下させる制御をおこなうにあたり、実際のエンジン回転数が、前記変速比を大きくする制御をおこなう際における目標エンジン回転数に到達した後に、前記エンジントルクを低下させる制御をおこなうエンジントルク制御手段を有していることを特徴とする請求項 2 に記載の車両の制御装置。

【請求項 4】

前記過給機は、燃料が燃焼して発生した排気ガスの運動エネルギーにより駆動されるタービンと、そのタービンのトルクにより駆動されて空気を圧縮するコンプレッサとを有しており、

10

前記タービンの回転数の変化率と前記コンプレッサにより圧縮された空気の圧力との関係を学習する学習制御手段を備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、エンジンに吸入される空気を圧縮する過給機を有する、車両の制御装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

20

エンジンに過給機を取り付けることが広く一般におこなわれている。過給機を使用すれば、エンジンの燃焼室に供給する空気の充填量を増大できるので、エンジンの出力トルクを大きくすることができる。このように、エンジンに過給機を取り付けた車両の制御装置の一例が、特許文献 1 に記載されている。この特許文献 1 に記載された車両にはエンジンが搭載されており、そのエンジンの動力が無段変速機に伝達されるように構成されている。また、エンジンには排気タービン式の過給機が備えられている。この過給機は、エンジンの吸気管に設けられたコンプレッサと、排気ガスの通る排気管に設けられたタービンとを有している。この過給機は、排気ガスの運動エネルギーによりタービンが駆動され、そのトルクがコンプレッサに伝達されて吸入空気が圧縮される。そして、無段変速機の変速比を変化させてエンジン回転数を変化させる、加速用変速制御がおこなわれる。具体的には、加速要求があったことが判断されると、無段変速機の変速比を大きくするにあたり、無段変速機の変速速度を、通常の変速速度よりも増大させる制御をおこなう。これによりエンジン回転数の上昇が促進されて、エンジンで発生する排気ガスの量が増大し、過給機により圧縮される空気の圧力、すなわち、過給圧が高くなる。したがって、車両の加速応答性が向上するものとされている。なお、エンジンに過給機を取り付けた車両の制御装置は、特許文献 2 にも記載されている。

30

【0003】

【特許文献 1】特開 2003 - 39989 号公報

【特許文献 2】特開 2005 - 299513 号公報

【発明の開示】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、特許文献 1 に記載されている制御は、無段変速機の変速比の変化速度を制御することにより、エンジン回転数の上昇を促進するものであるため、エンジン回転数の上限は、無段変速機の変速後における変速比に依存することとなり、エンジン回転数の上昇が制約を受ける。その結果、過給機の過給圧を十分に高めることができない可能性があった。

【0005】

この発明は、上記の技術的課題に着目してなされたものであり、過給機により圧縮される空気の圧力を相対的に高めることの可能な車両の制御装置を提供することを目的とする

50

ものである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記の目的を達成するために請求項1の発明は、吸入される空気と燃料とを混合して燃焼させることにより動力を発生するエンジンと、このエンジンにより駆動され、かつ、前記エンジンに吸入される空気を圧縮する過給機と、前記エンジンから出力される動力の伝達経路に配置され、かつ、係合力を制御することによって伝達されるトルクの容量を変更することができるトルク容量制御装置とを備えた車両の制御装置において、前記過給機により圧縮された空気の圧力を検知する空気圧検知手段と、前記過給機により圧縮された空気の圧力が低いほど、エンジン回転数の上昇率が大きくなり、前記過給機により圧縮される空気の圧力が上昇するように、前記トルク容量制御装置のトルク容量を低く設定する制御手段とを有していることを特徴とするものである。

10

【0007】

請求項2の発明は、請求項1の構成に加えて、前記エンジンから出力される動力の伝達経路に、入力回転数と出力回転数との間の変速比を変更可能な変速機が設けられており、この変速機は、前記変速比を大きくする制御をおこなう場合に前記トルク容量制御装置のトルク容量が低下される構成であることを特徴とするものである。

【0008】

請求項3の発明は、請求項2の構成に加えて、前記変速機は複数のトルク容量制御装置を有し、いずれかのトルク容量制御装置のトルク容量を低下させ、他のトルク容量制御装置のトルク容量を高めることにより変速比を大きくする制御をおこなう構成であり、前記他のトルク容量制御装置のトルク容量を高めることにより生じる前記変速機の出力トルクの変動を抑制するために、エンジントルクを低下させる制御をおこなうにあたり、実際のエンジン回転数が、前記変速比を大きくする制御をおこなう際における目標エンジン回転数に到達した後に、前記エンジントルクを低下させる制御をおこなうエンジントルク制御手段を有していることを特徴とするものである。

20

【0009】

請求項4の発明は、請求項1ないし3のいずれかの構成に加えて、前記過給機は、燃料が燃焼して発生した排気ガスの運動エネルギーにより駆動されるタービンと、そのタービンのトルクにより駆動されて空気を圧縮するコンプレッサとを有しており、前記タービンの回転数の変化率と前記コンプレッサにより圧縮された空気の圧力との関係を学習する学習制御手段を備えていることを特徴とするものである。

30

【発明の効果】

【0010】

この発明によれば、過給機により圧縮された空気の圧力（以下、「過給圧」と記す）が低いほど、トルク容量制御装置のトルク容量を低く設定するため、エンジンの負荷（引き摺りトルク）が低減される。したがって、エンジン回転数の上昇率が相対的に大きくなり、過給圧の上昇が促進される。

【0011】

また、請求項3の発明によれば、いずれかのトルク容量制御装置のトルク容量が低下され、他のトルク容量制御装置のトルク容量が低下されて、変速機の変速比が大きくなる。また、変速機の変速制御の途中で、変速機の変速後の変速比に対応する値以上に、エンジン回転数を上昇させることができる。したがって、過給圧を一層効率的に上昇させることができる。

40

【0012】

さらに、実際のエンジン回転数が、前記変速比を大きくする制御をおこなう際における目標エンジン回転数に到達した後に、エンジントルクを低下させる制御をおこなう。したがって、エンジン回転数を上昇させて過給圧を高める機能と、変速機の出力トルクの変化を抑制する機能とを両立できる。

【0013】

50

さらに、請求項４の発明によれば、請求項１ないし３のいずれかと同様の効果を得られる他に、排気ガスの運動エネルギーによりタービンが駆動され、そのタービンのトルクによりコンプレッサが駆動されて空気を圧縮する。また、タービンの回転数の変化率とコンプレッサにより圧縮された空気の圧力との関係を学習する。この学習結果を、学習制御の実行後における過給圧の制御に用いることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１４】

請求項１ないし３の発明における過給機は、エンジンの排気ガスの流動エネルギーにより駆動される排気タービン式の過給機、またはエンジンのトルクにより駆動される機械式の過給機のいずれでもよい。請求項４における過給機は、排気タービン式の過給機である。この発明におけるトルク容量制御装置は、トルク容量を変更可能な装置であり、トルク容量制御装置にはクラッチおよびブレーキが含まれる。クラッチおよびブレーキは、噛み合い力によりトルク容量が制御される構造、電磁力によりトルク容量が制御される構造、摩擦力によりトルク容量が制御される構造のいずれでもよい。また、トルク容量制御装置のトルク容量を制御するアクチュエータは、油圧式、機械式、電気式のいずれでもよい。

【００１５】

つぎにこの発明を具体例を図２に基づいて説明する。この発明で対象とする車両１にはエンジン２が搭載されている。このエンジン２は、燃料を燃焼させて動力を出力する動力装置であり、エンジン２としては内燃機関、例えば、ガソリンエンジンまたはディーゼルエンジンまたはＬＰＧエンジンなどを用いることができる。この具体例では、エンジン２としてガソリンエンジンを用いているものとして説明する。エンジン２には燃焼室（図示せず）が設けられており、この燃焼室に空気を供給する吸気管３が設けられている。この吸気管３にはスロットルバルブ４が設けられている。スロットルバルブ４は空気の流通する断面積を制御する装置である。また、燃焼室に燃料を供給する燃料噴射装置（図示せず）、および燃料と空気との混合気に点火する点火装置（図示せず）が設けられている。また、燃焼室で燃料が燃焼されて生じた排気ガスが、燃焼室から大気中に排出される過程で通る排気管５が設けられている。

【００１６】

さらに、エンジン２の燃焼室に吸入される空気を圧縮する過給機６が設けられている。この過給機６は、排気タービン式の過給機である。具体的に説明すると過給機６は、排気管５内に配置されたタービン７と、タービン７に回転軸８を介して接続され、かつ、前記吸気管３内に配置されたコンプレッサ９とを有している。コンプレッサ９は、吸気管３内における空気の吸入方向で、スロットルバルブ４よりも上流に配置されている。このように構成された過給機６は、排気管５を通る排気ガスの流動エネルギーによりタービン７が回転し、そのタービン７のトルクがコンプレッサ９に伝達されてコンプレッサ９が回転し、吸気管３内の空気を圧縮する。

【００１７】

このエンジン２においては、燃料の燃焼によって発生した熱エネルギーが、クランクシャフト１０の回転運動に変換される構成であり、そのクランクシャフト１０と動力伝達可能に流体伝動装置１１が設けられている。この流体伝動装置１１は流体の運動エネルギーにより動力伝達をおこなうことのできる装置である。流体伝動装置は、ポンプインペラ１２およびタービンランナ１３を有しており、ポンプインペラ１２がクランクシャフト１０に動力伝達可能に、具体的には一体的に回転するように連結されている。また、タービンランナ１３にはインプットシャフト１４が動力伝達可能に接続されている。さらに、インプットシャフト１４から車輪１５に至る動力伝達経路には変速機１６が設けられている。この変速機１６は、複数組の遊星歯車機構を有している。具体的には、第１の遊星歯車機構１７および第２の遊星歯車機構１８を有している。第１の遊星歯車機構１７は、副変速部を構成するものであり、シングルピニオン型の遊星歯車機構により構成されている。この第１の遊星歯車機構１７は、相互に同軸上に配置されたサンギヤ１９およびリングギヤ２０と、サンギヤ１９およびリングギヤ２０に噛み合されたピニオンギヤ２１を、自転かつ公転

10

20

30

40

50

可能に保持するキャリア２２とを有している。そして、サンギヤ１９がインプットシャフト１４と一体回転するように連結されている。このように、第１の遊星歯車機構１７は、サンギヤ１９およびリングギヤ２０およびキャリア２２で合計３個の回転要素を有している。

#### 【００１８】

また、前記インプットシャフト１４と同軸上にインターミディエイトシャフト２３が設けられている。インプットシャフト１４およびインターミディエイトシャフト２３は、一体回転するように連結されている。そのインターミディエイトシャフト２３の外周側に第２の遊星歯車機構１８が配置されている。この第２の遊星歯車機構１８は、主変速部を構成するものであり、ラビニョ型の遊星歯車機構により構成されている。第２の遊星歯車機構１８は、同軸上に配置された第１サンギヤ２４およびリングギヤ２５と、第１サンギヤ２４に噛合されたショートピニオンギヤ２６と、このショートピニオンギヤ２６およびリングギヤ２５に噛合されたロングピニオンギヤ２７と、ショートピニオンギヤ２６およびロングピニオンギヤ２７をそれぞれ自転可能に、かつ、一体的に公転するように保持するキャリア２８と、ロングピニオンギヤ２７に噛合された第２サンギヤ２９とを有している。第１サンギヤ２４と第２サンギヤ２９とは相対回転可能に、かつ同軸上に配置されている。さらに第１サンギヤ２４の歯数は第２サンギヤ２９の歯数よりも少なく構成されている。そして、第１サンギヤ２４とキャリア２２とが一体回転するように連結されている。このように、第２の遊星歯車機構１８は、第１サンギヤ２４および第２サンギヤ２９およびリングギヤ２５およびキャリア２８からなる４つの回転要素を有している。

#### 【００１９】

つぎに、第１の遊星歯車機構１７および第２の遊星歯車機構１８の回転要素同士を接続・解放するクラッチ、および各回転要素を選択的に停止（固定）するブレーキについて説明する。まず、前記第２サンギヤ２９とインターミディエイトシャフト２３とを選択的に接続・解放する第１クラッチＣ１が設けられている。また、リングギヤ２５とインターミディエイトシャフト２３とを選択的に接続・解放する第２クラッチＣ２が設けられている。さらに、キャリア２２および第１サンギヤ２４の両方を停止させる第１ブレーキＢ１が設けられている。また、リングギヤ２５を停止させる第２ブレーキＢ２が設けられている。さらに、リングギヤ２０を停止させる第３ブレーキＢ３が設けられている。さらにまた、リングギヤ２５が正方向に回転する場合は解放される一方、リングギヤ２５を逆方向させる向きのトルクが生じた場合に係合されて、そのリングギヤ２５を停止させる一方向クラッチＦ１が設けられている。なお、正方向とは、エンジン２のクランクシャフト１０の回転方向と同じ回転方向を意味する。この具体例においては、各クラッチおよびブレーキなどの摩擦係合装置が、油圧により係合・解放が制御される油圧制御式の摩擦係合装置を用いられている場合を例として説明する。これらの摩擦係合装置の係合・解放を制御するために油圧制御装置３０が設けられている。この油圧制御装置３０は、油圧回路、切替バルブ、圧力制御弁、流量制御弁などを備えた公知のものである。そして、各摩擦係合装置毎に設けられた油圧室の油圧を制御することにより、各摩擦係合装置の係合・解放を制御することができる。より具体的には、摩擦係合装置を係合または解放する際に、油圧室（図示せず）の油圧を制御することにより、摩擦係合装置のトルク容量の変化率を制御することが可能である。

#### 【００２０】

つぎに、前記キャリア２８から車輪１５に至る動力伝達経路の構成を説明する。前記キャリア２８はインターミディエイトシャフト２３の外周に配置されており、キャリア２８とインターミディエイトシャフト２３とが相対回転可能である。このキャリア２８にはカウンタドライブギヤ３１が形成されている。また、インターミディエイトシャフト２３は軸線を中心として回転可能に支持されており、そのインターミディエイトシャフト２３の軸線と平行な軸線を中心として回転可能なカウンタシャフト３２が設けられている。カウンタシャフト３２にはカウンタドリブンギヤ３３が形成されており、カウンタドライブギヤ３１とカウンタドリブンギヤ３３とが噛合されている。また、カウンタシャフト３２に

はドライブピニオンギヤ 34 が形成されている。さらに、デフケース 35 が設けられており、デフケース 35 の外周にはリングギヤ 36 が形成されている。このリングギヤ 36 とドライブピニオンギヤ 34 とが噛合されている。このリングギヤ 36 とドライブピニオンギヤ 34 とにより、終減速機が構成されている。また、デフケース 35 の内部にはピニオンギヤ（図示せず）およびサイドギヤ（図示せず）が設けられており、そのサイドギヤにはドライブシャフト 37 が接続されている。そのドライブシャフト 37 に車輪 15 が動力伝達可能に接続されている。

#### 【0021】

さらに、車両 1 に搭載されたシステムを制御する制御系統について説明する。車両 1 に搭載されたシステムを制御するコントローラとして電子制御装置 38 が設けられており、その電子制御装置 38 には、エンジン 2 の始動要求、アクセルペダルの踏み込み状態を表すアクセル開度、ブレーキペダルの踏み込み状態、シフトポジション、車速、エンジン回転数、吸気管 3 内における過給圧、タービン 7 の回転数などを検知するセンサおよびスイッチの検知信号が入力される。この電子制御装置 38 は、エンジン出力を制御するデータ、および変速機 16 の変速段を制御するデータが記憶されている。そして、電子制御装置 38 に入力される信号、および電子制御装置 38 に記憶されているデータに基づいて、エンジン回転数およびエンジントルクを制御する信号、油圧制御装置 30 を制御する信号が出力される。

#### 【0022】

例えば、エンジン 2 を始動する要求がある場合は、燃焼室に燃料が供給されるとともに、吸気管 3 を経由して燃焼室に空気が供給される。燃料および空気の混合気に点火されて燃焼し、その熱エネルギーがクランクシャフト 10 の運動エネルギーに変換される。燃料の燃焼により発生した排気ガスは、燃焼室から排気管 5 に排出され、ついで大気中に放出される。上記の作用中、排気ガスの流動エネルギーでタービン 7 が回転されて、そのトルクによりコンプレッサ 9 が駆動されて、吸気管 3 を吸入される空気を圧縮して燃焼室に供給できる。したがって、燃焼室に供給される空気量を増加できる。また、過給機 6 は排気ガスの運動エネルギーにより駆動されるため、排気ガス量が増加すると、吸気管 3 内の過給圧が相対的に高くなる。そして、クランクシャフト 10 のトルクは流体伝動装置 11 を経由してインプットシャフト 14 に伝達される。

#### 【0023】

一方、車両 1 の室内に設けられたシフトポジション選択装置（図示せず）を操作すると、パーキング（P）ポジション、リバース（R）ポジション、ニュートラル（N）ポジション、ドライブ（D）ポジションを選択可能である。各シフトポジションの切替により、前記変速機 16 の制御がおこなわれる。各シフトポジションに対応する前記クラッチおよびブレーキの作動状態を、図 3 に基づいて説明する。この図 3 において、「☐」印は、クラッチまたはブレーキが係合されることを意味し、「☐」印は、エンジンブレーキ時にブレーキが係合されることを意味する。さらに、図 3 の空欄は、クラッチまたはブレーキが解放されることを意味する。そして、パーキングポジションが選択されている場合、またはニュートラルポジションが選択されている場合は、ブレーキおよびクラッチが全て解放されるため、インプットシャフト 14 に入力されたトルクがキャリア 28 に伝達されることはない。

#### 【0024】

これに対して、ドライブポジションまたはリバースポジションが選択された場合は、エンジントルクが車輪 15 に伝達される。まず、ドライブポジションについて説明する。前記電子制御装置 38 には変速機 16 の変速段を制御するために変速マップが記憶されており、ドライブポジションでは、その変速マップに基づいて、変速機の変速段が制御される。この変速マップは、車速およびアクセル開度をパラメータとして、各変速段を選択する領域を定めたものである。具体的には、変速機の変速段として第 1 速（1st）、第 2 速（2nd）、第 3 速（3rd）、第 4 速（4th）、第 5 速（5th）、第 6 速（6th）の変速段を選択的に切替可能である。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 5 】

まず、第 1 速が選択された場合は、クラッチ C 1 が係合される。ここで、エンジントルクがインプットシャフト 1 4 に伝達されると、サンギヤ 1 9 および第 2 サンギヤ 2 9 が正方向に一体回転するとともに、一方向クラッチ F 1 が係合されて、リングギヤ 2 5 が停止する。つまり、第 2 の遊星歯車機構 1 8 において、第 2 サンギヤ 2 9 にトルクが入力されて、リングギヤ 2 6 が反力要素となり、キャリア 2 8 を正方向に回転させる向きのトルクが生じる。また、第 1 速が選択された場合、インプットシャフト 1 4 の回転数よりもキャリア 2 8 の回転数の方が低くなる。すなわちインプットシャフト 1 4 の回転数をキャリア 2 8 の回転数で除算して求められる変速機 1 6 の変速比は、「 1 」よりも大きい減速状態となる。このようにして、カウンタドリブンギヤ 3 1 に伝達されたトルクは、カウンタシャフト 3 2 およびドライブシャフト 3 7 を経由して車輪 1 5 に伝達されて駆動力が発生する。なお、第 1 速が選択されて車両 1 が走行中に、アクセルペダルが戻されて車両 1 が惰力走行する場合は、前記ブレーキ B 2 が係合されてリングギヤ 2 5 が正方向に回転することが防止される。このため、車両 1 の惰力走行する運動エネルギーが、キャリア 2 8 に伝達されると、リングギヤ 2 5 が反力要素となりエンジnbrake力が発生する。

10

## 【 0 0 2 6 】

つぎに、第 2 速が選択された場合を説明する。第 2 速が選択された場合は、第 1 ブレーキ B 1 が係合されるため、キャリア 2 2 および第 1 サンギヤ 2 4 が共に停止される。そして、エンジントルクがインターミディエイトシャフト 2 3 を経由して第 2 サンギヤ 2 9 に伝達されると、第 1 サンギヤ 2 4 が反力要素となり、キャリア 2 8 を正方向に回転させる向きのトルクが発生する。また、第 2 速が選択された場合、インプットシャフト 1 4 の回転数よりもキャリア 2 8 の回転数の方が低くなる。すなわち、変速機 1 6 の変速比は、「 1 」よりも大きい減速状態となる。なお、第 2 速が選択された場合の変速比は、第 1 速が選択された場合の変速比よりも小さい。

20

## 【 0 0 2 7 】

つぎに、第 3 速が選択された場合を説明する。第 3 速が選択された場合は、第 1 ブレーキ B 3 が係合されてリングギヤ 2 0 が停止する。そして、エンジントルクがサンギヤ 1 9 に入力されると、第 1 の遊星歯車機構 1 7 ではリングギヤ 2 0 が反力要素となり、サンギヤ 1 9 およびキャリア 2 2 が正方向に回転する。また、第 2 の遊星歯車機構 1 8 では、エンジントルクが第 2 サンギヤ 2 9 に伝達されると、キャリア 2 2 と一体回転する第 1 サンギヤ 2 4 がキャリア 2 2 が反力要素となり、キャリア 2 8 を正方向に回転させる向きのトルクが生じる。第 3 速が選択された場合、インプットシャフト 1 4 の回転数よりもキャリア 2 8 の回転数の方が低くなる。すなわち、変速機 1 6 の変速比は、「 1 」よりも大きい減速状態となる。なお、第 3 速が選択された場合の変速比は、第 2 速が選択された場合の変速比よりも小さい。

30

## 【 0 0 2 8 】

つぎに、第 4 速が選択された場合は、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が共に係合されるため、エンジントルクがインターミディエイトシャフト 2 3 に伝達されると、第 2 の遊星歯車機構 1 8 の回転要素が全て正方向に一体回転する。つまり、インプットシャフト 1 4 の回転数とキャリア 2 8 の回転数とが一致し、変速機 1 6 の変速比が「 1 」となる。

40

## 【 0 0 2 9 】

つぎに、第 5 速が選択された場合を説明する。第 5 速が選択された場合は、第 3 ブレーキ B 3 が係合されてリングギヤ 2 0 が固定され、反力要素となる。また、第 2 クラッチ C 2 が係合されてサンギヤ 1 9 とリングギヤ 2 5 とが一体回転するように接続される。このため、エンジントルクがインターミディエイトシャフト 2 3 を経由してリングギヤ 2 5 に伝達されると、正回転する第 1 サンギヤ 2 4 が反力要素となり、キャリア 2 8 からトルクが出力される。また、第 5 速が選択された場合、インプットシャフト 1 4 の回転数よりもキャリア 2 8 の回転数の方が高くなる。すなわち、変速機 1 6 の変速比は、「 1 」よりも小さい増速状態（オーバードライブ状態）となる。

50

## 【 0 0 3 0 】

つぎに、第 6 速が選択された場合を説明する。第 6 速が選択された場合は、第 1 ブレーキ B 1 が係合されて、キャリア 2 2 および第 1 サンギヤ 2 4 が共に停止される。また、第 2 クラッチ C 2 が係合されてサンギヤ 1 9 とリングギヤ 2 5 とが一体回転するように接続される。このため、第 1 の遊星歯車機構 1 7 ではキャリア 2 2 が反力要素となる。また、エンジントルクがインターミディエイトシャフト 2 3 を経由してリングギヤ 2 5 に伝達されると、第 1 サンギヤ 2 4 が反力要素となり、キャリア 2 8 を正方向に回転させる向きのトルクが生じる。また、インプットシャフト 1 4 の回転数よりもキャリア 2 8 の回転数の方が高くなる。すなわち、変速機 1 6 の変速比は、「 1 」よりも小さい増速状態となる。なお、第 6 速では、第 1 サンギヤ 2 4 が停止しているため、第 5 速の変速比よりも第 6 速の変速比の方が小さい。このように、変速機 1 6 は、変速比を段階的に変更することの可能な有段変速機である。

10

## 【 0 0 3 1 】

また、ドライブポジションが選択されている場合、第 1 速と第 2 速との間で変速をおこなう場合、第 1 ブレーキ B 1 および一方向クラッチ F 1 の係合・解放が切り替えられて変速が実行される。第 2 速と第 3 速との間で変速をおこなう場合、第 1 ブレーキ B 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合・解放が切り替えられて変速が実行される。また、第 3 速と第 4 速との間で変速をおこなう場合、第 2 クラッチ C 2 および第 3 ブレーキ B 3 の係合・解放が切り替えられて変速が実行される。また、第 4 速と第 5 速との間で変速をおこなう場合、第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合・解放が切り替えられて変速が実行される。また、第 5 速と第 6 速との間で変速をおこなう場合、第 1 ブレーキ B 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合・解放が切り替えられて変速が実行される。このように、複数のクラッチおよびブレーキの係合・解放を切り替えて実行される変速が、クラッチ・ツウ・クラッチ変速である。このクラッチ・ツウ・クラッチ変速は、変速比を大きくする変速であるダウンシフト、および、変速比を小さくする変速であるアップシフトの両方でおこなわれる。

20

## 【 0 0 3 2 】

また、変速機 1 6 でクラッチ・ツウ・クラッチ変速をおこなう場合、変速後の変速段を設定する摩擦係合装置を係合する際に、その摩擦係合装置のトルク容量が増加して、変速機 1 6 から出力されるトルクが急激に増加してショックが生じることを防止するために、変速機 1 6 でクラッチ・ツウ・クラッチ変速をおこなう場合は、エンジントルクを低下させる制御、つまり、トルクダウン制御をおこなうこともできる。

30

## 【 0 0 3 3 】

さらにリバースポジションが選択された場合は、第 2 ブレーキ B 2 および第 3 ブレーキ B 3 が係合される。このため、エンジントルクがサンギヤ 1 9 に伝達されると、第 1 の遊星歯車機構 1 7 ではリングギヤ 2 0 が反力要素となり、キャリア 2 2 が正方向に回転する。すると、第 2 の遊星歯車機構 1 8 の第 1 サンギヤ 2 4 がキャリア 2 2 と共に正方向に一体回転し、リングギヤ 2 5 が反力要素となり、キャリア 2 8 が逆方向に回転する。

## 【 0 0 3 4 】

つぎに、ドライブポジションが選択され、かつ、変速機 1 8 で変速段を変更する制御例を、図 1 のフローチャートに基づいて説明する。まず、パワーオンでダウンシフトをおこなうか否かが判断される（ステップ S 1）。ここで、パワーオンとはアクセルペダルが踏み込まれていることを意味する。つまり、アクセルペダルが踏み込まれて、変速機 1 6 でクラッチ・ツウ・クラッチ変速となるダウンシフトがおこなわれるか否かを判断している。このステップ S 1 で否定的に判断された場合は、スタートに戻る。これに対して、ステップ S 1 で肯定的に判断された場合は、運転者が車両 1 の加速を意図していることになるので、エンジン 2 に対する燃料の供給量を増加してエンジン出力を相対的に高める必要がある。そこで、ステップ S 1 で肯定的に判断された場合は、吸気管 3 内の過給圧が所定圧よりも低いかが否かが判断される（ステップ S 2）。このステップ S 2 では、エンジン出力を相対的に高めるにあたり、エンジン出力の制御応答性を確保することができるか否かを

40

50



、過給圧を用いて判断している。このステップ S 2 の判断に用いる所定圧は、車速、アクセル開度、変速機 16 の変速段などの条件に基づいて、実験またはシミュレーションをおこなって求めた値を、電子制御装置 38 に記憶してある。なお、吸気管 3 内の圧力は、圧力センサにより直接検知してもよいし、タービン 7 の回転数から間接的に求めることもできる。

#### 【0035】

さらに、ステップ S 2 は、エンジン出力の制御の応答性を判断するステップであるから、エンジントルクの変化率、あるいはアクセル開度から、エンジン出力の制御の応答性を判断することも可能である。このステップ S 2 で否定的に判断されるということは、エンジン出力の増加を制御の応答性が、予め定めた基準値を満たしていることになるため、スタートに戻る。これに対して、ステップ S 2 で肯定的に判断された場合は、変速機 16 でダウンシフト制御を実行する途中で、エンジン回転数 ( $N_e$ ) を上昇させる (吹き上げさせる) ことを狙いとする制御を実行し (ステップ S 3)、スタートに戻る。このステップ S 3 の技術的意味は、エンジン回転数を上昇させて排気管 5 に排出される排気ガスの量を増加し、タービン 7 の回転数を相対的に上昇させて、吸気管 3 内の過給圧を相対的に高めることにある。

#### 【0036】

ここで、エンジン回転数 ( $N_e$ ) と過給圧の制御応答性との関係を、図 4 のマップにより例示する。この図 4 では、横軸にエンジン回転数が示され、縦軸に応答性が示されている。この応答性は、過給圧が一定圧上昇するのに要する所要時間を意味している。この図 4 は、エンジン回転数が相対的に高くなると、所要時間が短くなること、つまり、応答性が高くなることを示している。そしてステップ S 3 では、ダウンシフト後の変速段で係合される摩擦係合装置のトルク容量を制御することにより、ダウンシフト中におけるエンジン回転数の上昇を促進する。

#### 【0037】

このステップ S 3 の処理を、図 6 のタイムチャートにより具体的に説明する。ここでは、変速機 16 で第 3 速から第 2 速にダウンシフトする場合を例として説明する。まず、時刻  $t_1$  以前には第 3 ブレーキ B 3 が係合されて第 3 速が設定されている。つまり、第 3 ブレーキ B 3 を係合させる油圧室の油圧が、相対的に高压に制御されている。また、エンジントルクは略一定に制御されている。そして、時刻  $t_1$  でパワーオンダウンシフトをおこなう変速信号が出力されて、第 3 ブレーキ B 3 に作用する油圧が、実線で示すように低下する。つまり、第 3 ブレーキ B 3 のトルク容量が低下する。すると、エンジン 2 における負荷 (引きずりトルク) が低下して、エンジン回転数が実線で示すように上昇を開始する。なお、時刻  $t_1$  以後に、第 1 ブレーキ B 1 に作用する油圧が、図に示すように上昇される。このように、第 3 ブレーキ B 3 のトルク容量が低下されることにより、エンジン回転数の上昇が促進されて、排気ガス量が増加し、タービン 7 の回転数が実線で示すように上昇する。このため、タービン 7 の実回転数は、ダウンシフト後における目標回転数 (一点鎖線で示す) よりも高くなる。

#### 【0038】

すると、実エンジン回転数は、第 2 速の変速比に対応する目標エンジン回転数よりも高くなり、目標エンジン回転数と実エンジン回転数との差が所定値となった時刻  $t_4$  において、エンジントルクをダウンさせる制御が開始される。この時刻  $t_4$  以降、駆動力の増加率が、時刻  $t_4$  以前よりも小さく (少なく) なる。駆動力は、車両 1 において前後方向の加速度 ( $G$ ) を生じさせる。すると、実エンジン回転数が低下し、かつ、タービン 7 の回転数も低下する。そして、時刻  $t_5$  でエンジントルクが時刻  $t_4$  以前の値に戻され、時刻  $t_5$  で実エンジン回転数が目標エンジン回転数と一致し、第 3 速から第 2 速へのダウンシフトが終了する。また、時刻  $t_6$  以降は、タービン 7 の実回転数が目標回転数に一致し、かつ、第 1 ブレーキ B 1 に作用する油圧が、第 2 速における目標油圧に制御されている。なお、時刻  $t_4$  から時刻  $t_5$  の間、エンジントルクをダウンさせる制御がおこなわれるため、「第 1 ブレーキ B 1 のトルク容量が高められることにもなう変速機 16 の出力トル

10

20

30

40

50

クの変動」を抑制できる。このエンジントルクをダウンさせる制御も、図1のステップS3でおこなわれる。

【0039】

このように、図1のフローチャートでは、吸気管3内の過給圧が相対的に低いほど、タービン7の実回転数および実エンジン回転数の上昇率が増加するように、ダウンシフト制御中に解放される第3ブレーキB3の油圧の低下率を大きくする。具体的には、「ダウンシフト途中で用いる目標回転数」を、「ダウンシフト後の変速段における目標回転数」よりも高く設定し、タービン7の実回転数を「ダウンシフト途中で用いる目標回転数」に近づけるように、フィードバック制御をおこなう。この制御に用いるマップを、図5に基づいて説明する。図5では、横軸にタービン7の回転数の変化率が示され、縦軸に摩擦係合装置に作用する油圧が示されている。ここで、摩擦係合装置に作用する油圧が低下するほど、タービン7の回転数の変化率が、相対的に大きくなる特性を有している。このようにして、排気管5に排出される排気ガス量が増加して、吸気管3の過給圧が相対的に高められる。

10

【0040】

ここで、ダウンシフト中における比較例の制御を、図6で説明する。時刻 $t_1$ から油圧が破線で示すように低下される。この比較例の油圧は、実施例の油圧よりも高く、比較例における引きずりトルクは実施例の引きずりトルクよりも大きい。このため、比較例におけるタービンの回転数の上昇率は、実施例におけるタービンの回転数の上昇率よりも低くなる。また、比較例におけるエンジン回転数の上昇率は、実施例におけるエンジン回転数の上昇率よりも低くなる。また、比較例は、時刻 $t_3$ からエンジントルクをダウンさせる制御を実行しており、比較例におけるエンジン回転数の上昇率は、実施例におけるエンジン回転数の上昇率よりも、一層少なくなっている。また、時刻 $t_3$ 以降は、駆動力の上昇率が、時刻 $t_3$ 以前よりも小さくなっている。さらに、時刻 $t_4$ から時刻 $t_5$ に至る過程で、ダウンシフト後の変速段で係合される摩擦係合装置の油圧が、ダウンシフト後の目標油圧まで上昇されている。すなわち、実施例における第1ブレーキB1の油圧の上昇率は、比較例の摩擦係合装置の油圧上昇率よりも小さい(低い)。なお、図6のタイムチャートには、過給圧が元々所定圧以上であり、ステップS2で否定的に判断される場合の経時変化も示されている。例えば、タービン回転数は破線で示すように、時刻 $t_3$ まで急激に上昇し、時刻 $t_3$ 以降は緩やかに上昇している。時刻 $t_3$ ないし時刻 $t_5$ の間におけるタービン回転数は、実施例のタービン回転数よりも低い。また、過給圧が大である場合の駆動力も破線で示されている。過給圧が大である場合の駆動力は、実施例の駆動力よりも常時大である。

20

30

【0041】

また、この実施例では、ステップS3において学習制御をおこなうこともできる。具体的には、タービン7の実回転数の変化率と過給圧との関係を学習する学習制御である。この学習制御をおこなうと、ある過給圧において、タービン7の回転数の変化率をどの程度に設定すれば、過給圧の増加応答性を確保することができるかを判断することができる。その判断結果を、以後、ステップS3でエンジン回転数を上昇させる場合の制御に用いることができる。すると、摩擦係合装置の油圧を制御して、実エンジン回転数を目標エンジン回転数に近づけるフィードバック制御をおこなう場合に、そのフィードバック制御の精度を向上させることができる。

40

【0042】

さらに、タービン7の実回転数の変化率と、過給圧との関係を学習する例を、図7のマップにより説明する。このマップでは、横軸に過給圧が示され、縦軸にタービン7の実回転数の変化率が示されている。このマップでは、過給圧が相対的に高くなるほど、タービン7の実回転数の変化率が相対的に小さくなることが、リニアに学習されている。また、タービン7の実回転数の変化率と過給圧との関係を、段階的に学習することも可能である。これを、図8に基づいて説明する。この図8では、過給圧が複数段階の圧力範囲 $p_1 \sim p_2$ 、 $p_3 \sim p_4$ 、 $p_5 \sim p_6 \dots$ に区分されている。ここで、 $p_1 < p_2 < p_3 < p$

50

4 < p 5 < p 6 の関係にある。また、区分された圧力範囲毎に、タービン 7 の実回転数の変化率  $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3 \cdots$  が学習されている。ここで、 $N_1 < N_2 < N_3$  の関係にある。

【0043】

なお、図 1 に示された制御例は、変速機 16 で第 6 速から第 5 速にダウンシフトする場合、第 5 速から第 4 速にダウンシフトする場合、第 4 速から第 3 速にダウンシフトする場合、第 3 速から第 2 速にダウンシフトする場合、第 2 速から第 1 速にダウンシフトする場合のいずれにおいても実行可能である。すなわち、ダウンシフト後の変速段で解放される摩擦係合装置のトルク容量の低下量、またはトルク容量の低下率を相対的に大きくすることにより、エンジン回転数およびタービン 7 の回転数の上昇率を相対的に増加することができる。

10

【0044】

ここで、上記の具体例に基づいて説明された構成と、この発明の構成との対応関係を説明すると、クラッチ・ツウ・クラッチ変速をおこなう場合に、変速後の変速段で解放されるクラッチやブレーキなどの摩擦係合装置が、この発明におけるトルク容量制御装置に相当する。より具体的には、変速前の変速段で係合されている摩擦係合装置が、この発明の「いずれかのトルク容量制御装置」に相当し、変速後の変速段で係合される摩擦係合装置が、この発明の「他のトルク容量制御装置」に相当する。また、図 1 に示された機能的手段と、この発明の構成との対応関係を説明すると、ステップ S 2 が、この発明における空気圧検知手段に相当し、ステップ S 3 が、この発明の制御手段およびエンジントルク制御手段および学習制御手段に相当する。なお、上記の実施例では、変速機の変速段を制御する摩擦係合装置のトルク容量を制御して、過給機のタービンの回転数の上昇率およびエンジン回転数の上昇率を制御しているが、エンジンから変速機に至る経路に、流体伝動装置と並列に、トルク容量制御装置としてロックアップクラッチが設けられている場合は、変速機の変速時に、係合されているロックアップクラッチのトルク容量を低下させることにより、上記の実施例と同様の作用効果を得ることもできる。

20

【図面の簡単な説明】

【0045】

【図 1】この発明における車両の制御装置でおこなわれる制御例を示すフローチャートである。

30

【図 2】図 1 に示す制御を実行可能な車両のおよび変速機の構成を示す概念図である。

【図 3】図 2 の変速機に設けられた摩擦係合装置の動作と、シフトポジションとの関係を示す図表である。

【図 4】この発明において、エンジン回転数と過給圧の変化応答性との関係を示す線図である。

【図 5】この発明において、摩擦係合装置に作用する油圧と、タービン回転数の変化率との関係を示すマップである。

【図 6】図 1 のフローチャートに対応するタイムチャートの一例である。

【図 7】図 1 のフローチャートでおこなわれる学習制御の例を示すマップである。

【図 8】図 1 のフローチャートでおこなわれる学習制御の他の例を示す図表である。

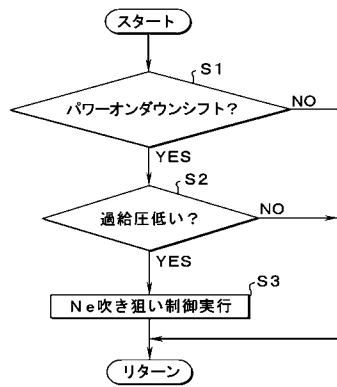
40

【符号の説明】

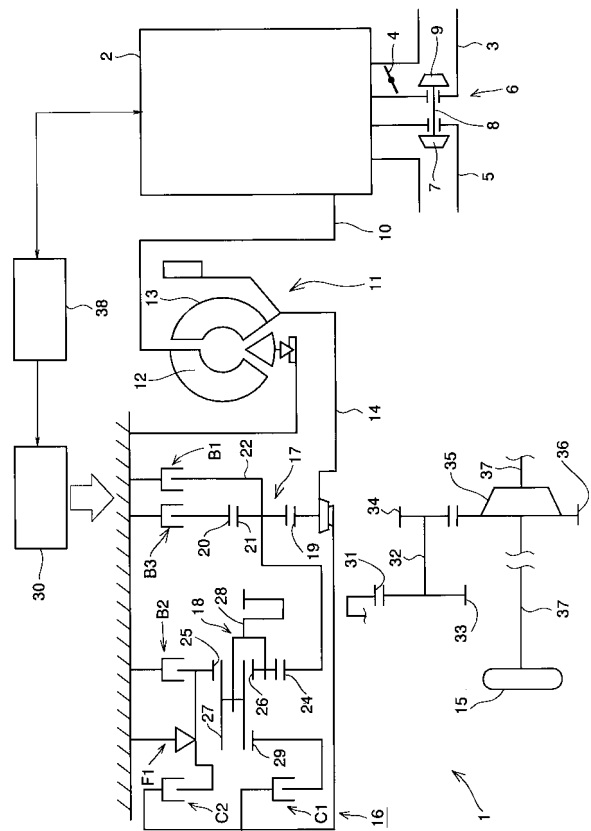
【0046】

1 ... 車両、 2 ... エンジン、 6 ... 過給機、 16 ... 変速機、 38 ... 電子制御装置、  
B 1 ... 第 1 ブレーキ、 B 3 ... 第 3 ブレーキ、 C 1 ... 第 1 クラッチ、 C 2 ... 第 2 クラッチ、 F 1 ... 一方向クラッチ。

【図 1】



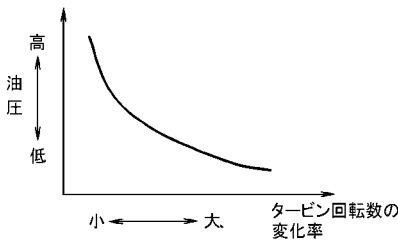
【図 2】



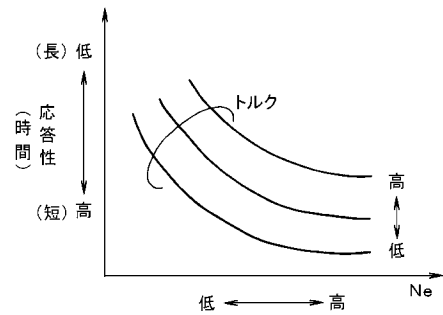
【図 3】

シフト ポジション	変速段	クラッチ		ブレーキ			一方クラッチ
		C1	C2	B1	B2	B3	
P							
R							
N							
D	1st	○			(○)		○
	2nd	○		○			
	3rd	○				○	
	4th	○	○				
	5th		○			○	
	6th		○	○			

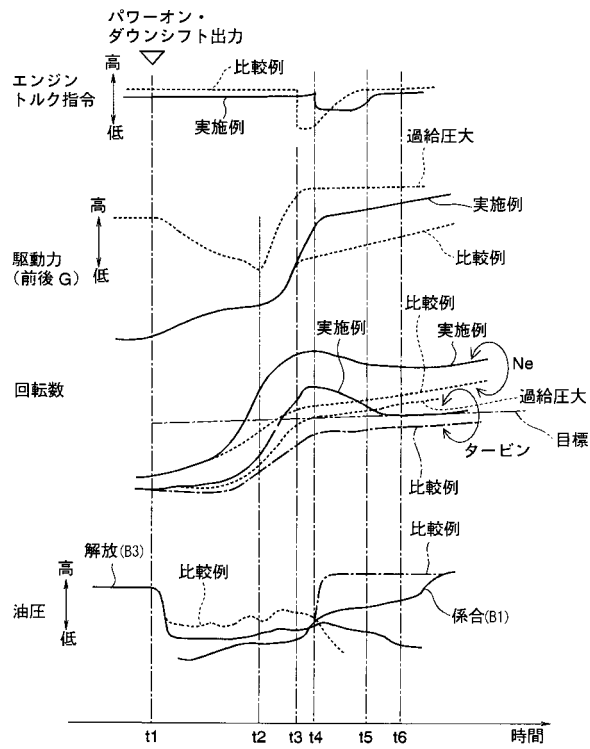
【図 5】



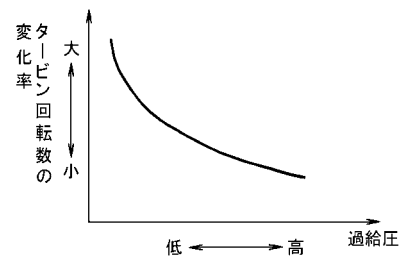
【図 4】



【図 6】



【図 7】



【図 8】

油 圧	p 1 ~ p 2	p 3 ~ p 4	p 5 ~ p 6	...
変化率	N 1	N 2	N 3	...

---

フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

**F 1 6 H 61/14 (2006.01)**

F 1 6 H 61/02

F 1 6 H 59/32 (2006.01)

F 1 6 H 61/14 6 0 1 A

F 1 6 H 59:32

(56)参考文献 特開 2 0 0 5 - 0 2 2 4 8 6 ( J P , A )

特開平 1 0 - 2 7 8 6 3 5 ( J P , A )

特開 2 0 0 3 - 0 3 9 9 8 9 ( J P , A )

特開 2 0 0 5 - 2 9 9 5 1 3 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 0 2 B 3 9 / 1 6

F 0 2 B 3 7 / 0 0

F 0 2 D 2 9 / 0 0

F 0 2 D 4 1 / 0 4

F 1 6 H 6 1 / 0 2

F 1 6 H 6 1 / 1 4

F 1 6 H 5 9 / 3 2