

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3915395号  
(P3915395)

(45) 発行日 平成19年5月16日(2007.5.16)

(24) 登録日 平成19年2月16日(2007.2.16)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 6 H 61/04 (2006.01)

F 1 6 H 61/04

F 1 6 H 37/02 (2006.01)

F 1 6 H 37/02

R

F 1 6 H 61/662 (2006.01)

F 1 6 H 101:02

請求項の数 5 (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2000-338108 (P2000-338108)  
 (22) 出願日 平成12年11月6日(2000.11.6)  
 (65) 公開番号 特開2002-139140 (P2002-139140A)  
 (43) 公開日 平成14年5月17日(2002.5.17)  
 審査請求日 平成16年5月25日(2004.5.25)

(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 渡辺 丈夫  
 (72) 発明者 岩月 邦裕  
 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 塩入 広行  
 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 谿花 正由輝

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機構付き変速機の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力回転数と出力回転数との比率である入出力回転数比を連続的に変化させることのできる無段変速機構と、変速作用を選択的におこなわせることのできる歯車変速機構とが、入力部材と出力部材との間に配置された無段変速機構付き変速機の制御装置において、

前記無段変速機構は、ベルトが巻き掛けられるプーリの溝が、固定シープとその固定シープに対して軸線方向に移動可能な可動シープとによって形成されるとともに、アクチュエータで前記可動シープを軸線方向に移動させて前記溝の溝幅を変化させることにより前記入出力回転数比を連続的に変更するベルト式無段変速機であり、

前記無段変速機構と歯車変速機構とのいずれか一方が変速作用をおこなう第1の変速モードを設定するために係合する第1の係合解放機構と、

前記無段変速機構と歯車変速機構との両方で変速作用をおこなう第2の変速モードを設定するために係合する第2の係合解放機構と、

いずれか一方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定されている変速比から、他方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定される変速比に、前記入出力回転数比が各変速モードに共通する値から外れている状態で変速モードを切り替えることにより変化させる際に、前記第1の係合解放機構と第2の係合解放機構との係合・解放の状態を共に実質的な解放状態とすることによる前記入力回転数の変化が生じている間に前記入出力回転数比を調整する入出力回転数比調整手段と

10

20

を備えていることを特徴とする無段変速機構付き変速機の制御装置。

【請求項 2】

前記第 1 の係合解放機構もしくは第 2 の係合解放機構を解放側に制御する前に、前記入出力回転数比を所定の値に固定する入出力回転数比固定手段を更に備えていることを特徴とする請求項 1 に記載の無段変速機構付き変速機の制御装置。

【請求項 3】

いずれか一方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定されている変速比から、他方の変速モードで設定される変速比に変化させる際に、前記入出力回転数比を前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比もしくはその近傍の値に変化させる入出力回転数比変更手段と、

10

その入出力回転数比変更手段で前記入出力回転数比を前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比もしくはその近傍の値に変化させた後に、変速モードを切り替えるべく第 1 の係合解放機構と第 2 の係合解放機構との係合・解放の状態を変更する係合解放切換手段と

を更に備えていることを特徴とする請求項 1 もしくは 2 に記載の無段変速機構付き変速機の制御装置。

【請求項 4】

前記変速モードの切り替え開始から終了までの間で前記入出力回転数比を所定の値に固定する入出力回転数比固定手段を更に備えていることを特徴とする請求項 3 に記載の無段変速機構付き変速機の制御装置。

20

【請求項 5】

前記入出力回転数比固定手段によって固定される前記所定の値が、前記第 1 の変速モードと第 2 の変速モードとに共通の変速比もしくは該変速比に近似する変速比を設定するための前記無段変速機構の入出力回転数比であることを特徴とする請求項 4 に記載の無段変速機構付き変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、入力回転数と出力回転数との比率である入出力回転数比を連続的に変化させることの可能な無段変速機構と選択的に変速作用をおこなわせることのできる歯車変速機構とを有する変速機の制御装置に関するものである。

30

【0002】

【従来の技術】

車両用の変速機に用いられる無段変速機構として、従来、ベルト式のものやトラクション式（トロイダル式）のものなどが知られている。これらの無段変速機構は、変速比を連続的に変化させるために、トルクの伝達を、ベルトやパワーローラなどの伝動部材とプーリーやディスクなどの回転体との間の摩擦力や油膜のせん断力などによっておこなうように構成されている。そのため、伝達できるトルクが制約されたり、また変速比が大きい場合や反対に小さい場合に動力の伝達効率が低下し、さらには実用上設定可能な変速比が制限されるなどの問題がある。

40

【0003】

そこで従来、無段変速機構を単独で使用して変速機を構成せずに、遊星歯車機構などの歯車機構を併用して変速機を構成することがおこなわれている。その一例が特表平 11 - 504415 号公報に記載されている。この公報に記載された変速機の一例を簡単に説明すると、この変速機は、ベルト式の無段変速機構とシングルピニオン型の遊星歯車機構とを備えており、無段変速機構の駆動プーリーが入力軸と同一軸線上に配置されてこれら入力軸と駆動プーリーとが連結され、さらにその入力軸がエンジンの出力軸に連結されている。また、入力軸と平行に中間軸が配置され、無段変速機構の従動プーリーがその中間軸上に配置されている。さらに、これら入力軸および中間軸と平行に出力軸が配置されており、その出力軸と同一軸線上に遊星歯車機構が配置されている。

50

## 【 0 0 0 4 】

その遊星歯車機構におけるリングギヤが出力軸に一体的に回転するように連結されており、またサンギヤが歯車式の減速機を介して前記中間軸に連結され、従動プーリーからサンギヤに対してトルクを伝達するように構成されている。さらに、キャリアと入力軸との間にギヤ対が設けられており、入力軸とその入力軸上のギヤとの間にクラッチ機構が設けられ、さらに、そのギヤの回転を選択的に止めるブレーキ機構が入力軸と同軸上に配置されている。なお、遊星歯車機構には、その全体を一体化して回転させるいわゆる一体化クラッチが設けられている。

## 【 0 0 0 5 】

したがって上記の公報に記載された変速機では、一体化クラッチを係合させて遊星歯車機構の全体を一体回転させるとともに、入力軸に対してギヤ対を非連結状態とすれば、無段変速機構によって変速をおこない、その変速比に応じて増減されたトルクが出力軸から出力される。また、一体化クラッチを解放した状態で入力軸に対して前記ギヤ対を連結すれば、入力軸からキャリアに対してトルクを伝達する一方、無段変速機構によって設定した変速比に応じて増減されたトルクがサンギヤに入力されるので、これらのトルクを合成したトルクがリングギヤから出力軸を経て出力される。その結果、設定可能な変速比の幅が広くなるとともに動力の伝達効率が、無段変速機構の単独で変速をおこなう場合に比較して向上する。

## 【 0 0 0 6 】

## 【 発明が解決しようとする課題 】

上述した変速機において、一体化クラッチを係合させた状態では、遊星歯車機構の全体が一体となって回転するので、無段変速機構の変速比すなわちその入力回転数と出力回転数との比率である入出力回転数比に応じて、変速機の全体としての変速比が増減する。これに対して、一体化クラッチを解放しかつ入力軸からのトルクをキャリアに入力した状態では、無段変速機構の入出力回転数比の増減とは反対に変速機の変速比が変化する。

## 【 0 0 0 7 】

このように上記の変速機では、一体化クラッチを係合させて実質的に無段変速機構のみで変速作用をおこなういわゆる第 1 の変速モードと、一体化クラッチを解放させて無段変速機構と遊星歯車機構との両方で変速作用をおこなういわゆる第 2 の変速モードとが可能である。そのため、無段変速機構の入出力回転数比を変化させて変速をおこなう場合には、変速比が連続的に変化するが、変速モードが切り替わるように前述したクラッチ機構の動作状態（係合・解放状態）を変化させると、変速比がステップ的に変化し、その結果、ショックが発生することがある。

## 【 0 0 0 8 】

従来、上述したような無段変速機構と歯車変速機構とを組み合わせる構成し、それに伴って複数の変速モードが可能な変速機において、変速モードの変更を伴う変速をおこなう場合の制御についての技術的な課題や好ましい変速の形態などが十分に探求されていず、新たな技術の開発が待たれているのが実情である。

## 【 0 0 0 9 】

この発明は、上記の事情に鑑みてなされたものであり、無段変速機構の入出力回転数比の変化幅を超えた変速比を設定可能な変速機における変速を、スムーズかつ容易に実行することのできる制御装置を提供することを目的とするものである。

## 【 0 0 1 0 】

## 【 課題を解決するための手段およびその作用 】

この発明は、上記の目的を達成するために、第 1 の変速モードと第 2 の変速モードとに共通の変速比あるいは無段変速機構の入出力回転数比を有効に利用して変速モードの切り替えを伴う変速をおこなうように構成したことを特徴とする制御装置である。より具体的には、請求項 1 の発明は、入力回転数と出力回転数との比率である入出力回転数比を連続的に変化させることのできる無段変速機構と、変速作用を選択的におこなわせることのできる歯車変速機構とが、入力部材と出力部材との間に配置された無段変速機構付き変速機

10

20

30

40

50

の制御装置において、前記無段変速機構は、ベルトが巻き掛けられるプーリの溝が、固定シープとその固定シープに対して軸線方向に移動可能な可動シープとによって形成されるとともに、アクチュエータで前記可動シープを軸線方向に移動させて前記溝の溝幅を変化させることにより前記入出力回転数比を連続的に変更するベルト式無段変速機であり、前記無段変速機構と歯車変速機構とのいずれか一方が変速作用をおこなう第1の変速モードを設定するために係合する第1の係合解放機構と、前記無段変速機構と歯車変速機構との両方で変速作用をおこなう第2の変速モードを設定するために係合する第2の係合解放機構と、いずれか一方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定されている変速比から、他方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定される変速比に、前記入出力回転数比が各変速モードに共通する値から外れている状態で変速モードを切り替えることにより変化させる際に、前記第1の係合解放機構と第2の係合解放機構との係合・解放の状態を共に実質的な解放状態とすることによる前記入力回転数の変化が生じている間に前記入出力回転数比を調整する入出力回転数比調整手段とを備えていることを特徴とする制御装置である。

10

#### 【0011】

したがって請求項1の発明では、変速モードを切り替えるために第1の係合解放機構と第2の係合解放機構との係合・解放の状態を共に実質的に解放状態とする制御を実行すると、その制御の実行によるベルト式無段変速機の入力回転数の変化が生じている間に、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が調整される。そして、入出力回転数比が切り替え後の変速モードで設定すべき変速比に対応する値になった時点で、他方の変速モードを設定するための係合解放機構が係合させられる。その結果、変速比の変化幅が大きい場合であっても迅速かつスムーズに変速をおこなうことができる。

20

#### 【0012】

また、請求項2の発明は、請求項1の発明において、前記第1の係合解放機構もしくは第2の係合解放機構を解放側に制御する前に、前記入出力回転数比を所定の値に固定する入出力回転数比固定手段を更に備えていることを特徴とする制御装置である。

#### 【0013】

したがって請求項2の発明では、ベルト式無段変速機の入出力回転数比を固定した状態で前記一方の変速モードを設定している係合解放機構を解放側に制御するので、回転変化に基づいてその係合解放機構の解放側への制御の状態を把握することができ、その結果、スムーズな変速制御を容易におこなうことができる。

30

#### 【0014】

また、請求項3の発明は、請求項1または2の発明において、いずれか一方の変速モードで、前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比およびその近傍のいずれでもない値に設定されている変速比から、他方の変速モードで設定される変速比に変化させる際に、前記入出力回転数比を前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比もしくはその近傍の値に変化させる入出力回転数比変更手段と、その入出力回転数比変更手段で前記入出力回転数比を前記各変速モードに共通する前記入出力回転数比もしくはその近傍の値に変化させた後に、変速モードを切り替えるべく第1の係合解放機構と第2の係合解放機構との係合・解放の状態を変更する係合解放切換手段とを更に備えていることを特徴とする制御装置である。

40

#### 【0015】

したがって請求項3の発明では、変速モードの切り替えを伴う変速の場合、まず、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が所定に変更させられる。ついで、各係合解放機構の係合・解放の状態が変更させられる。その結果、変速モードを切り替えるための各係合解放機構の変更を、その制御に有利な動作状態で実行できるので、変速制御がスムーズかつ容易になる。

#### 【0016】

また、請求項4の発明は、請求項3の発明において、前記変速モードの切り替え開始が

50

ら終了までの間で前記入出力回転数比を所定の値に固定する入出力回転数比固定手段を更に備えていることを特徴とする制御装置である。

【0017】

したがって請求項4の発明では、係合解放機構の係合・解放状態の変更による変速モードの切り替えの間、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が所定値に固定される。そのため、係合解放機構の係合・解放状態の変更による変速モードの切り替えが完了するまでは、ベルト式無段変速機の入出力回転数比の変更による変速が生じないので、トルクの変化が抑制もしくは防止され、その結果、スムーズな変速を容易に実行することができる。

【0018】

そして、請求項5の発明は、請求項4の発明において、前記入出力回転数比固定手段によって固定される前記所定の値が、前記第1の変速モードと第2の変速モードとに共通の変速比もしくは該変速比に近似する変速比を設定するための前記無段変速機構の入出力回転数比であることを特徴とする制御装置である。

10

【0019】

したがって請求項5の発明では、ベルト式無段変速機の入出力回転数比すなわち変速比が、各変速モードに共通の値もしくは該値に近似する値にあるときに、各係合解放機構の係合・解放状態が変更されて変速モードが切り替えられる。そのため、変速モードの切り替えに伴う変速比やトルクの変化が殆ど生じないので、スムーズな変速をおこなうことができる。

【0034】

20

【発明の実施の形態】

つぎにこの発明を具体例に基づいて説明する。先ず、この発明で対象とする変速機の一例について説明すると、図6は無段変速機構としてベルト式の無段変速機構1を使用し、かつ歯車変速機構としてシングルピニオン型の遊星歯車機構2を使用した例を示している。すなわち、動力源であるエンジン（内燃機関）3の出力軸と同一軸線に入力軸（すなわち入力部材）4が配置され、その入力軸4とエンジン3とがダンパー5を介して連結されている。すなわちエンジン3の出力軸と入力軸4とは、常時、共に回転するように構成されている。

【0035】

その入力軸4に無段変速機構1における一方の回転体である駆動プーリー6が取り付けられている。この駆動プーリー6は、固定シープに対して可動シープを軸線方向に移動させて両者の間隔すなわち溝幅を大小に変化させるように構成されている。なお、その可動シープは、固定シープに対してエンジン3とは反対側（すなわち図6での左側）に配置されている。それに伴って可動シープを軸線方向に前後動させるためのアクチュエータ7が、可動シープの背面側（図6での左側）に配置されている。

30

【0036】

また、無段変速機構1における他方の回転体である従動プーリー8が、上記の駆動プーリー6と平行に配置されている。この従動プーリー8は、上記の駆動プーリー6と同様の構成であって、固定シープと可動シープとを有し、その可動シープをアクチュエータ9によって前後動させて溝幅を変更するように構成されている。なお、各プーリー6、8の溝幅は、一方が増大することによって他方が減少するように制御され、その際にそれぞれのプーリー6、8の軸線方向での中心位置が変化しないようにするために、従動プーリー8におけるアクチュエータ9は、駆動プーリー6におけるアクチュエータ7とは軸線方向で反対側すなわち図6での右側に配置されている。

40

【0037】

そして、これらのプーリー6、8に伝動部材であるベルト10が巻掛けられている。したがって、各プーリー6、8の溝幅を互いに反対方向に変化させることにより、これらのプーリー6、8に対するベルト10の巻掛け有効径が変化して入力回転数と出力回転数との比率である入出力回転数比が連続的に変化するようにになっている。また、従動プーリー8に対してトルクを入出力するために、その従動プーリー8に中間軸11が取り付けられて

50

いる。

【 0 0 3 8 】

つぎに、遊星歯車機構 2 について説明すると、図 6 に示す遊星歯車機構 2 は、外歯歯車であるサンギヤ 1 2 と、そのサンギヤ 1 2 に対して同心円上に配置された内歯歯車であるリングギヤ 1 3 と、これらのサンギヤ 1 2 とリングギヤ 1 3 とに噛合したピニオンギヤを自転および公転自在に保持したキャリア 1 4 とを回転要素とするものであって、上記の各ブリー 6 , 8 の中心軸線の間、すなわち入力軸 4 と中間軸 1 1 との間に配置されている。

【 0 0 3 9 】

その遊星歯車機構 2 の中心軸線に沿って出力軸 1 5 が貫通して配置されている。その出力軸 1 5 の一方の端部が、ベルト 1 0 側に延びており、その端部と前記リングギヤ 1 3 とが、コネクティングドラムなどの適宜の連結部材によって一体的に連結されている。またそのリングギヤ 1 3 とサンギヤ 1 2 とを選択的に連結する直結クラッチ 1 6 が設けられている。すなわちこの直結クラッチ 1 6 は、遊星歯車機構 2 における 2 つの回転要素を連結して遊星歯車機構 2 の全体を一体化して回転させるためのものである。

【 0 0 4 0 】

前記サンギヤ 1 2 を一体化させてある中空軸が出力軸 1 5 の外周側に回転自在に嵌合されている。その中空軸の一方の端部が、前記直結クラッチ 1 6 とは反対側に延びており、その中空軸の端部にその中空軸と前記中間軸 1 1 を連結するギヤ対 1 7 A , 1 7 B が設けられている。なお、このギヤ対 1 7 A , 1 7 B は、中間軸 1 1 から中空軸に向けては減速機構となるように構成されている。

【 0 0 4 1 】

また、前記入力軸 4 の外周に駆動歯車 1 8 A が回転自在に嵌合されており、この駆動歯車 1 8 A と入力軸 4 とを選択的に連結するクラッチ 1 9 が設けられている。この駆動歯車 1 8 A に噛合した従動歯車 1 8 B が、前記中空軸の外周側に回転自在に嵌合されている。これらのギヤ対 1 8 A , 1 8 B は、駆動歯車 1 8 A から従動歯車 1 8 B に向けて増速機構となるように構成されている。すなわち、駆動歯車 1 8 A が従動歯車 1 8 B より大径に形成されている。より具体的には、前述したギヤ対 1 7 A , 1 7 B のギヤ比を  $\alpha$  とした場合、この駆動歯車 1 8 A と従動歯車 1 8 B とからなるギヤ対のギヤ比は、 $(y_{min} \times \alpha)$  に設定されている。なお、 $y_{min}$  は無段変速機構 1 で設定される入出力回転数比の最小値である。したがって、無段変速機構 1 および第 1 のギヤ対 1 7 A , 1 7 B を介してサンギヤ 1 2 にトルクを伝達し、かつ第 2 のギヤ対 1 8 A , 1 8 B を介してキャリア 1 4 にトルクを伝達した場合には、サンギヤ 1 2 とキャリア 1 4 とが同速度で回転し、遊星歯車機構 2 の全体が一体となって回転する。これは、前述した直結クラッチ 1 6 を係合させている状態と同じである。

【 0 0 4 2 】

そして、その従動歯車 1 8 B が遊星歯車機構 2 におけるキャリア 1 4 に連結され、またその従動歯車 1 8 B およびキャリア 1 4 を選択的に固定する固定手段としてのブレーキ 2 0 が設けられている。このブレーキ 2 0 は、図 6 に示す例では、摩擦式のブレーキすなわち湿式多板ブレーキが使用されている。なお、このブレーキ 2 0 は摩擦式であればよく、したがってバンドブレーキであってもよい。

【 0 0 4 3 】

さらに、前記出力軸 1 5 の他方の端部すなわちベルト 1 0 とは反対側に延びた端部には、出力ギヤ（すなわち出力部材）2 1 が取り付けられており、この出力ギヤ 2 1 が例えばフロントディファレンシャル 2 2 のリングギヤ 2 3 に噛合し、フロントディファレンシャル 2 2 に対してトルクを出力するように構成されている。

【 0 0 4 4 】

なお、上記の直結クラッチ 1 6 およびクラッチ 1 9 ならびにブレーキ 2 0 は、一例として油圧によって動作する構成のものが採用されており、したがって特には図示しないが、これらの係合解放機構を制御する油圧制御装置が設けられている。また、これらの係合解放機構の係合・解放状態を制御するとともに、無段変速機構 1 で設定する入出力回転数比  $y$

10

20

30

40

50

を制御するための電子制御装置（ＥＣＵ）２４が設けられている。この電子制御装置２４は、マイクロコンピュータを主体として構成されたものであって、車速やアクセル開度、油温、変速機の入出力回転数、前記各プーリー６，８の回転数などの検出信号が入力され、それらの入力信号および予め記憶しているデータならびにプログラムに従って、以下に説明する変速モードの切り替えや変速制御を実行するようになっている。

#### 【００４５】

上述した無段変速機構１および遊星歯車機構２を有する変速機では、無段変速機構１のみの変速作用で変速比を設定する変速モード（仮にダイレクトモードあるいはＬモードという）と、無段変速機構１の変速作用と遊星歯車機構２の変速作用との両方で変速比を設定する変速モード（仮に動力循環モードあるいはＨモードという）との２つのモードでの変速をおこなうことができる。これらの変速モードについて、上記の変速機の変速作用と併せて説明する。

10

#### 【００４６】

先ず、エンジン３を始動する場合、各クラッチ１６，１９およびブレーキ２０を解放状態（すなわち非結合状態）としておく。エンジン３によって油圧ポンプ（図示せず）を駆動する構造の場合には、特に制御をおこなうことなくこれらの結合手段が解放状態になるが、蓄圧手段を有する場合や他の動力源で油圧ポンプを駆動するように構成されている場合には、これらの結合手段から排圧して解放状態とする。したがって、入力軸４と駆動歯車１８Ａとが遮断され、かつブレーキ２０が解放していることにより、キャリア１４が反力要素および入力要素のいずれとしても機能せず、さらに直結クラッチ１６が解放されて遊星歯車機構２が一体化されていないので、出力軸１５にはトルクが現れない。すなわち、変速機をニュートラル状態にしてエンジン３の始動がおこなわれる。

20

#### 【００４７】

ついで前進方向への発進は、変速比を可及的に大きくする必要があるので、無段変速機構１における駆動プーリー６の溝幅を最大にしてベルト１０を巻掛ける有効径を最小とし、かつ従動プーリー８の溝幅を最小にしてその有効径を最大にすることにより、その入出力回転数比の値を最も大きく（ $y_{max}$ ）する。その状態で、直結クラッチ１６を次第に係合させる。すなわち係合油圧を次第に増大させて、解放状態からスリップ状態を経て最終的には完全に係合させる。こうすることにより、そのトルク伝達容量が次第に増大するので、出力軸１５に現れるトルクの変化が滑らかになり、車両がスムーズに発進する。

30

#### 【００４８】

その状態を遊星歯車機構２についての共線図で示せば、図７のとおりである。すなわち直結クラッチ１６に係合することにより、遊星歯車機構２の全体が一体となって回転し、したがってエンジン（Ｅｎｇ）３から無段変速機構（ＣＶＴ）１を介してサンギヤ１２にトルクを伝達すると、出力要素であるリングギヤ１３およびこれに連結されている出力軸１５が入力要素であるサンギヤ１２と同速度で同方向に回転するので、この場合の運転状態は直線Ａで表される。

#### 【００４９】

この状態から無段変速機構１による入出力回転数比を小さくすれば、すなわち駆動プーリー６の溝幅を次第に小さくして有効径を増大させ、それに伴って従動プーリー８の溝幅を次第に大きくして有効径を減少させれば、遊星歯車機構２に対する入力回転数が相対的に次第に大きくなるとともに、遊星歯車機構２の全体が一体的に回転するので、エンジン３の回転数に対する出力軸１５の回転数が、無段変速機構１での入出力回転数比の変化に応じて増大する。言い換えれば、車速の変化がない場合、エンジン回転数が、変速比の減少に応じて低下する。このような動作状態の変化は、図７において前記の直線Ａを回転数の増大方向である上側に平行移動させることにより表される。そして、遊星歯車機構２をいわゆる直結状態に設定して無段変速機構１の入出力回転数比を最低値（最も高速側の値： $y_{min}$ ）とした状態は、図７の直線Ｂで表される。

40

#### 【００５０】

このように、直結クラッチ１６に係合させ、かつクラッチ１９を解放した状態がダイレク

50

トモード（Ｌモード）であって、無段変速機構１の入出力回転数比の変化がそのまま変速機全体の変速比の変化として現れる。

【００５１】

入出力回転数比を最小値  $y_{min}$  とした状態では、中間軸１１と中空軸との間のギヤ対１７Ａ，１７Ｂのギヤ比  $\alpha$  に対して、駆動歯車１８Ａと従動歯車１８Ｂとのギヤ比が  $(y_{min} \times \alpha)$  であるから、駆動歯車１８Ａの回転数がエンジン３の回転数と一致している。したがっていずれの回転部材においても回転変動を生じさせることなく、クラッチ１９に係合させ、かつ直結クラッチ１６を解放させることができる。このようにしてクラッチのいわゆるつかみ替えをおこない、キャリア１４をエンジン３の回転数に応じた回転数とするとともに、無段変速機構１によってサンギヤ１２の回転数を変化させることにより、いわゆる

10

【００５２】

その状態を図７に直線Ｃで示してあり、キャリア１４の回転数をエンジン３の回転数に応じた回転数に維持した状態で、無段変速機構１の入出力回転数比  $y$  を増大させてサンギヤ１２の回転数を低下させると、それに従って、出力要素であるリングギヤ１３およびこれに連結されている出力軸１５の回転数が増大する。すなわち変速機の全体としての変速比が更に小さくなり、車速が変化しないとすれば、エンジン回転数が低下する。これは、動力循環（リサーキュレーション）の状態である。

【００５３】

このように、直結クラッチ１６を解放させ、かつクラッチ１９に係合した状態が動力循環モード（Ｈモード）であって、無段変速機構１の入出力回転数比の変化方向とは反対方向に変速機全体の変速比が変化する。より具体的には、無段変速機構１の入出力回転数比を増大させることにより、無段変速機構１の単独で設定できる変速比より小さい変速比が設定される。

20

【００５４】

なお、上述したように、無段変速機構１の入出力回転数比を最も小さい値  $y_{min}$  に設定した状態では、直結クラッチ１６を解放しても、変速機の全体が一体回転する。この状態は、ダイレクトモード（Ｌモード）での最も高速側の状態であり、かつ動力循環モード（Ｈモード）での最も低速側の状態であり、各変速モードに共通の変速状態である。言い換えれば、入出力回転数比の最小値  $y_{min}$  が、一方の変速モードから他方の変速モードへの移行点（切替点）となっている。なお、この移行点（切替点）は、前述した各ギヤ対１７

30

Ａ，１７Ｂ，１８Ａ，１８Ｂの各ギヤ比によって決定される。

【００５５】

なお、各クラッチ１６，１９を非結合状態（解放状態）とし、かつブレーキ２０に係合させることにより、後進走行することが可能になる。すなわち、遊星歯車機構２において、ブレーキ２０に係合させることによりキャリア１４が固定され、その状態で無段変速機構１を介してサンギヤ１２にトルクが入力されるから、リングギヤ１３が出力要素となってこれに連結されている出力軸１５が、サンギヤ１２とは反対方向に回転する。この状態を図７に直線Ｄで示してある。

【００５６】

40

なお、上述したダイレクトモード（Ｌモード）および動力循環モード（Ｈモード）ならびに後進状態を設定するための各係合解放機構の係合・解放状態をまとめて示すと、図８のとおりである。この図８において、レンジとは、手動操作によって選択される走行の形態であって、Ｒは後進走行のためのレンジ、Ｐは停車状態を維持するためのレンジ、Ｎはニュートラル状態を設定するためのレンジ、Ｄは前進走行のためのレンジをそれぞれ示す。さらに、図８において空欄は解放状態を示し、○印は係合状態を示す。その係合状態での伝達トルク容量は、例えば油圧を電磁弁（図示せず）によって高低に調整することにより、任意に設定できるようになっている。

【００５７】

上記の変速機で設定される速度比すなわち入力回転数  $N_i$  と出力回転数  $N_o$  との比（ $N_o$

50

/  $N_i$  : すなわち変速比の逆数) と無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  との関係を示せば、図 9 のとおりである。上記の変速機での変速は、アクセルペダルの踏み込み量であるアクセル開度の信号や、設定車速や前方車両との間隔などに基づいて設定するクルーズコントロールシステムからの信号などで現される要求駆動力を満たしつつ、エンジン 3 の回転数が燃費が最小となる最適運転点での回転数となるように、車速やアクセル開度などの走行状態に基づいて実行される。その変速の形態としては、図 9 に G1 線で示すように各変速モードの中での変速、G2 線で示すように切替点 P を越えるものの、変更の前後での前記入出力回転数比の値が最小値  $\gamma_{min}$  に近似する変速、図 9 に G3 線で示すように切替点 P を越える変速となるものの、変更の前後のいずれかで入出力回転数比の値が最小値  $\gamma_{min}$  に近似した値となる変速、図 9 に G4 線で示すように切替点 P を越える変速であって変更の前後の入出力回転数比の値が共にその最小値  $\gamma_{min}$  から大きく外れる変速がある。

10

#### 【0058】

これらの変速の形態のうち、G1 線で示す形態の変速は、変速モードの変更を伴わない変速すなわちクラッチ 16, 19 の係合・解放状態の切り替えを伴わない変速であり、無段変速機構 1 の入出力回転数比のみを変更することによって実行される。したがって変速比は連続的に変化し、変速比がステップ的に変化する余地はない。

#### 【0059】

これに対して他の変速の形態では、クラッチ 16, 19 の係合・解放状態を切り替えて変速モードを切り替える変速となり、変速比がステップ的に変化する余地がある。そこでこの発明に係る制御装置は、これらの変速モードの切り替えを伴う変速を以下のように実行する。

20

#### 【0060】

図 1 はその制御の一例を示すフローチャートであって、アクセル開度や車速、現在の変速比、駆動ブリー 6 および従動ブリー 8 の回転数などのデータの読み込みをおこなった後、実行すべき変速が、前記入出力回転数比  $\gamma$  をその最小値  $\gamma_{min}$  の近傍(一例として、その最小値  $\gamma_{min}$  との差が 15% 程度以内の値)で変化させる変速か否かが判断される(ステップ S1)。言い換えれば、図 9 に線 G2 で示す形態の変速か否かが判断される。このような変速には、車両の加速中の L モードから H モードへの切り替え、減速時の H モードから L モードへの切り替え、アクセルペダルを僅かに踏み込んだ場合の H モードから L モードへの切り替え、アクセルペダルを僅かに戻した場合の L モードから H モードへの切り替えなどの変速が相当する。

30

#### 【0061】

ステップ S1 で肯定的に判断された場合には、現在の入出力回転数比  $\gamma$  が最小値  $\gamma_{min}$  に一致しているか否かが判断される(ステップ S2)。この判断は、現在の入出力回転数比  $\gamma$  が最小値  $\gamma_{min}$  に完全に一致していることの判断に限られず、予め定めた許容誤差の範囲で一致していることの判断であってもよい。

#### 【0062】

このステップ S2 で否定的に判断された場合には、無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  を補正する(ステップ S3)。この入出力回転数比  $\gamma$  の補正は、現在の入出力回転数比  $\gamma$  をその最小値  $\gamma_{min}$  (すなわち変速モードの変更点)にまで変更する制御である。その場合、入出力回転数比  $\gamma$  の変化に伴って変速機の全体としての変速が生じるので、入出力回転数比  $\gamma$  の変化速度(補正速度)を、出力軸トルクの急変やそれに伴う変速ショックが悪化しない程度の速度に規制する。

40

#### 【0063】

このステップ S3 における入出力回転数比  $\gamma$  の補正を、ステップ S2 で肯定的に判断されるまで、すなわち入出力回転数比  $\gamma$  がその最小値  $\gamma_{min}$  に一致するまで継続する。そして、入出力回転数比  $\gamma$  がその最小値  $\gamma_{min}$  に一致もしくはほぼ一致することによりステップ S2 で肯定的に判断された場合には、入出力回転数比  $\gamma$  を固定する(ステップ S4)。すなわち、入出力回転数比  $\gamma$  をその最小値  $\gamma_{min}$  に維持する。その状態で、それまで解放していたクラッチ 16 (もしくは 19) を係合させる指令を出力する(ステップ S5)。

50

## 【 0 0 6 4 】

前述したように入出力回転数比  $y$  の最小値  $y_{\min}$  は、各変速モードに共通の値であって、  
Lモードでの最高速側の変速比を設定し、かつHモードでの最低速側の変速比を設定する  
値である。すなわち変速モードの切替点の値である。したがって各クラッチ 16, 19 の  
係合・解放の状態に係わらず、遊星歯車機構 2 の各回転要素が同一回転数で回転する。そ  
のため、2つのクラッチ 16, 19 を共に係合させても回転変化や出力軸トルクが変化し  
ない。

## 【 0 0 6 5 】

このステップ S 5 を実行した後、予め定めた所定の時間が経過したか否かが判断される（  
ステップ S 6）。ここで設定されている時間は、クラッチ 16（もしくは 19）の係合指 10  
令から実際に係合するまでに要する時間に対応した長さの時間である。したがってこのス  
テップ S 6 で肯定的に判断された後、切り替え後の変速モードを設定するためのクラッチ  
19（もしくは 16）を解放する（ステップ S 7）。油圧式のクラッチであれば、油圧を  
そのクラッチから抜く。すなわち係合解放機構であるクラッチ 16, 19 は、変速モード  
の切り替えが逆方向に進行しないようにトルクを分担して保持し、その状態を経て、一方  
が係合させられ、かつ他方が解放させられる。したがっていずれか一方のクラッチを一方  
向クラッチに置き換えてもよい。

## 【 0 0 6 6 】

こうしてこの発明の係合解放機構に相当するクラッチ 16, 19 の係合・解放状態の変更  
が実行され、変速モードが切り替えられる。したがってその後、入出力回転数比  $y$  の目標 20  
値への変更が許可される（ステップ S 8）。なお、この入出力回転数比  $y$  の目標値への変  
更は、目標値を定めて、実際の入出力回転数比  $y$  がその値に一致するように各プリー 6  
, 8 の溝幅を変更するように制御しておこなってもよく、あるいは無段変速機構 1 に対す  
る入力回転数が、駆動要求量および車両の走行状態に基づいて求まる値に一致するように  
各プリー 6, 8 の溝幅を変更するように制御しておこなってもよい。

## 【 0 0 6 7 】

なお、変速前後での前記入出力回転数比  $y$  がその最小値  $y_{\min}$  の近傍の値ではないことに  
よりステップ S 1 で否定的に判断された場合には、前述した変速モードの切り替えを伴わ  
ない変速、もしくは変速モードの変更を伴い、かつ切り替え前後の少なくともいずれか一  
方の入出力回転数比  $y$  がその最小値  $y_{\min}$ （切替点）から大きく外れているいわゆる飛び 30  
変速であるから、それぞれの変速の形態にあった制御が実行される（ステップ S 9）。そ  
の飛び変速については後述する。

## 【 0 0 6 8 】

また、無段変速機構付き変速機を搭載した車両では、変速比とトルクとを別個に制御して  
動力性能と燃費の向上とを両立させるので、変速機に対する入力トルクは上述した変速制  
御と別に実行できる。そこで、前述したステップ S 4 で入出力回転数比  $y$  を固定すること  
に加えて、変速機の入力トルク（具体的にはエンジン 3 の出力トルク）をその時点のトル  
クに固定することとしてもよい。こうすれば、変速モードの切り替えの際の駆動トルク  
の変動をより確実に防止もしくは回避することができる。その場合、前記ステップ S 6 で  
は、入出力回転数比  $y$  の変更を許可することに加えて、入力トルクの固定を解除する。 40

## 【 0 0 6 9 】

上述した変速モードの切り替えを伴う変速が、加速中に生じた場合の入出力回転数比  $y$  の  
値や各クラッチ 16, 19 の係合・解放の状態などの変化を、図 2 にタイムチャートで示  
してある。図 2 において、直結クラッチ 16 を係合して前述したダイレクトモード（Lモ  
ード）で走行しており、アクセル開度（もしくはアクセルペダル踏み込み量）が一定の状  
態で、車速  $V$  が次第に増大し、 $t_1$  時点にアップシフトの判断が成立すると、まず、入出  
力回転数比  $y$  の補正がおこなわれる。すなわちその最小値  $y_{\min}$  に一致するように無段変  
速機構 1 の入出力回転数比  $y$  が変更させられる。これは、許容される範囲でゆっくり実行  
され、それに伴って変速機全体としての変速比が低下するので、出力軸トルク  $T_o$  がその  
変化を体感できない程度の勾配で低下する。

## 【 0 0 7 0 】

入出力回転数比  $y$  がその最小値  $y_{\min}$  (すなわち切替点) に一致 (もしくはほぼ一致) すると、その  $t_2$  時点に、解放しているクラッチ 19 の係合制御が開始される。すなわち H モードで係合するクラッチ 19 に対する係合指令が出力される。その  $t_2$  時点から所定の  $T_2$  秒の間は、クラッチ 19 におけるバッククリアランスを詰めるようにクラッチ 19 が動作するので、図 2 に実線で示すその油圧は低いレベルで推移する。そして、バッククリアランスが詰まった  $t_3$  時点で H モード用のクラッチ 19 の油圧が大きく立ち上がり始め、またクラッチトルクが生じ始める。

## 【 0 0 7 1 】

その直後の  $t_4$  時点でクラッチ 19 が完全に係合し、その伝達トルク容量も必要十分に大きくなる。そして、このクラッチ 19 の係合指令を出力した  $t_2$  時点から予め定めた所定時間  $T_1$  の経過した  $t_5$  時点に、切り替え後の変速モードで解放させる直結クラッチ 16 の解放制御が開始される。すなわち直結クラッチ 16 の解放指令が出力される。その後の所定の制御遅れが経過した  $t_6$  時点で直結クラッチ 16 が完全に解放し、もしくは実質的な伝達トルク容量を失う。こうして L モードから H モードへ切り替えられる。なお、これらのクラッチ 16, 19 の係合・解放指令は、図 2 に細い線で示すように、所定の勾配をもって変化する指令であってもよい。

## 【 0 0 7 2 】

したがって上記の  $t_3$  時点から  $t_6$  時点までの間は、両方のクラッチ 16, 19 が伝達トルク容量を持っていて、クラッチトルクがいわゆるラップした状態となる。しかしながら、上記の各クラッチ 16, 19 の係合・解放状態の変更、すなわち変速モードの切り替えが、切替点である最低入出力回転数比  $y_{\min}$  の状態で実行されるので、いわゆるダブルロックなどが生じず、したがって出力軸トルク  $T_o$  が滑らかに変化し、ショックなどの不都合は生じない。そのため、変速モードの切り替えのための制御が簡単なものとなる。

## 【 0 0 7 3 】

なお、各クラッチ 16, 19 の係合・解放状態の切り替えには、不可避的な制御遅れがあるので、それぞれの係合もしくは解放の制御指令をその遅れを見込んで、前出しして実行するようにしてもよい。

## 【 0 0 7 4 】

つぎに、変速モードの切り替えを伴い、かつ変速の前後の少なくともいずれかにおける入出力回転数比  $y$  が、前記切替点である最小値  $y_{\min}$  から大きく外れている場合のいわゆる飛び変速について説明する。

## 【 0 0 7 5 】

図 3 はその制御の一例を示すフローチャートであって、図 9 に線 G3 もしくは線 G4 で示す形態の変速を実行する制御例である。まず、最低入出力回転数比  $y_{\min}$  の近傍以外での変速モードの切り替えか否かが判断される (ステップ S11)。すなわち変速前の入出力回転数比  $y$  および変速後の入出力回転数比  $y$  が共にその最小値  $y_{\min}$  から大きく外れている変速 (変速モードの切り替え) か否かが判断される。このような変速 (変速モードの切り替え) は、例えばアクセルペダルを大きく踏み込むことによって生じる。

## 【 0 0 7 6 】

このステップ S11 で肯定的に判断された場合には、無段変速機構 1 における入出力回転数比  $y$  を固定する (ステップ S12)。すなわち入出力回転数比  $y$  をその時点の値に維持する。ついで、変速モードの切り替え前に係合しているクラッチを解放する指令を出力する (ステップ S13)。例えばアクセルペダルを踏み込むことによる H モードから L モードへの切り替えの場合は、クラッチ 19 を解放する指令が出力される。これと併せて、変速モードの切り替え後に係合させるクラッチに係合直前の状態とする待機指令を出力する (ステップ S14)。このクラッチは、H モードから L モードへの切り替えの場合は、直結クラッチ 16 であり、油圧式の多板クラッチによって構成されている場合には、油圧サーボ機構におけるピストンを押圧しているリターンスプリング (それぞれ図示せず) の撓みが終わってバッククリアランスが解消する程度まで、油圧を上昇させて維持する。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 7 7 】

加速要求もしくは減速要求によってエンジン 3 の出力が変化させられ、これに加えて無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  が固定されるとともに両方のクラッチ 16, 19 を実質的に解放状態とする制御、すなわち変速機の全体としてニュートラル状態とする制御が実行されているので、解放指令が出力されているクラッチが、その伝達トルク容量の低下に伴って次第に滑りを生じるようになる。ステップ S 15 ではその滑りが生じたか否かが判断される。これは、例えば固定した前記入出力回転数比  $\gamma$  もしくはこれに応じた変速比と出力軸回転数とに基づいて変速機に対する入力回転数を算出し、その算出された入力回転数と実際の入力回転数とを比較し、その偏差が予め設定した値以上になった場合に、滑りの発生を判断することによりおこなわれる。したがって、前記のステップ S 12 で入出力回転数比  $\gamma$  を固定するのは、このようなクラッチの滑りを検出するためである。

10

## 【 0 0 7 8 】

クラッチの滑りが検出されないことによりステップ S 15 で否定的に判断された場合には、特に制御をおこなうことなくリターンして、クラッチの滑りが生じるのを待つ。これに対してクラッチの滑りが生じてステップ S 15 で肯定的に判断された場合には、無段変速機構 1 における入出力回転数比  $\gamma$  を、変速後の値に変更する（ステップ S 16）。これは、アクセル開度など出力要求量と車速などの走行状態とに基づいて求まる目標値に入出力回転数比  $\gamma$  が一致するように、もしくは目標入力回転数に実入力回転数が一致するように無段変速機構 1 を制御することにより実行される。

## 【 0 0 7 9 】

20

このように制御することにより変速機の入力回転数が変化し、その入力回転数が変速後の回転数に同期したか否かが判断される（ステップ S 17）。すなわち変速後の入出力回転数比  $\gamma$  もしくはこれに基づく変速比と出力軸回転数とから求まる入力回転数と実際の入力回転数とが一致したか否かが判断される。同期回転に到らないことによりステップ S 17 で否定的に判断された場合には、特に新たな制御をおこなうことなくリターンして同期回転に到ることを待つ。

## 【 0 0 8 0 】

これに対して実際の入力回転数が変速後の回転数に同期することによりステップ S 17 で肯定的に判断された場合には、変速前に解放していたクラッチ、すなわち切り替え後の変速モードを設定するためのクラッチを係合させる指令を出力する（ステップ S 18）。ダウンシフトの場合には、直結クラッチ 16 の係合指令を出力する。具体的には、上記のステップ S 14 で係合待機状態に制御されているクラッチに対してこれを係合させる制御を実行し、油圧を上昇させる。なお、制御の応答遅れが不可避免的に生じるので、その応答遅れを見込んで、係合指令を前出しして実行してもよい。

30

## 【 0 0 8 1 】

他方、前記ステップ S 11 で否定的に判断された場合、すなわち変速の形態が図 9 に線 G1 もしくは線 G2 で示す形態の場合、無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  のみの変更による変速が実施され、あるいは前述した図 1 に示す変速制御が実行される（ステップ S 19）。

## 【 0 0 8 2 】

40

なお、上記の図 3 に示す例では、クラッチの滑りが検出された後に無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  を変更することとしたが、クラッチが急速に解放する場合には、そのクラッチの滑りを検出するのに先立って入出力回転数比  $\gamma$  を変更することとしてもよく、要は、クラッチの滑りが生じている間に入出力回転数比  $\gamma$  を変更あるいは調整するように制御すればよい。

## 【 0 0 8 3 】

上述した変速モードの切り替えを伴う変速が、H モードで走行中にアクセルペダルが踏み込まれることにより生じた場合における入出力回転数比  $\gamma$  の値や各クラッチ 16, 19 の係合・解放の状態などの変化を、図 4 にタイムチャートで示してある。図 4 において、クラッチ 19 を係合して前述した動力循環モード（H モード）で走行しており、アクセルペ

50

ダルが踏み込まれて t 11 時点に、変速モードの切り替えを伴うダウンシフトの判断が成立すると、先ず、その時点で係合しているクラッチ 19 の解放指令が出力される。その解放指令に伴うクラッチ油圧の低下によって、クラッチ 19 の伝達トルク容量（クラッチトルク）が次第に低下する。また、同時に、直結クラッチ 16 の係合待機指令が出力される。

【0084】

クラッチ 19 のトルクが低下すると、所定時間後の t 12 時点にその滑りが検出される。すなわち、演算して求められる入力回転数  $N_{e1}$  に対する実際の入力回転数  $N_e$  の偏差が所定値より大きくなってクラッチ 19 の滑りが判断される。それと同時に、無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  が変速後の入出力回転数比  $\gamma_d$  すなわち目標値  $\gamma_d$  に向けて変更させられる。また、クラッチ 19 が滑りを生じることにより、出力軸トルク  $T_o$  が低下する。

10

【0085】

t 12 時点以降では、クラッチ 19 のピストンの実際の移動が生じてバッククリアランスが次第に開くことにより油圧が低圧で推移し、また、直結クラッチ 16 の油圧は待機油圧に維持される。その過程の t 13 時点に入出力回転数比  $\gamma$  が目標値  $\gamma_d$  に到達し、その値に維持（固定）される。

【0086】

2 つのクラッチ 16, 19 を共に解放状態に制御することにより、変速機の全体としてはニュートラル状態となり、したがって出力軸トルク  $T_o$  は低いトルクで推移する。その間に入力軸回転数（すなわちエンジン回転数） $N_e$  が次第に増大し、t 14 時点に変速後の回転数に同期したことが判断される。これと同時に、切り替え後の変速モードを設定するための直結クラッチ 16 の係合指令が出力されてその油圧が上昇させられ、直結クラッチ 16 が実質的に係合し始める。それに伴い出力軸トルク  $T_o$  が変速比に応じたトルクに増大し、また車速  $V$  が増大し始める。

20

【0087】

したがって上記のように変速モードの切り替えと変速比の変更とを同時に生じさせる変速の場合、変速モードの切り替えのための予備的状态として、ニュートラル状態もしくはこれに近似した状態を生じさせ、その間に無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  の変更による変速を生じさせ、入力回転数が変速後の回転数に同期した時点で、切り替え後の変速モードを設定するクラッチを係合させて、実質的な変速モードの切り替えを達成する。その結果、変速と変速モードの切り替えとを同時に生じさせ、しかも回転変化が出力軸トルク  $T_o$  に現れないニュートラル状態で変速比を変更するので、応答性がよく、また変速ショックが悪化しにくい変速をおこなうことができる。言い換えれば、変速モードの切り替えの直後に急加速が生じ、さらにそれに続けてアップシフトが生じるなどの事態を未然に回避することができる。なお、図 4 に示す例は、アクセルペダルの踏み込みによるダウンシフトの例であるが、L モードで走行中にアクセルペダルを戻すことによりアップシフトも上記の例と同様に制御することができる。

30

【0088】

上記の図 3 および図 4 に示す制御例は、変速モードの切り替えを伴う変速の例であって、無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  が変速モードの切替点すなわち最小入出力回転数比  $\gamma_{min}$  から外れている状態で変速モードの切り替えを実行する例である。そのため、変速の応答性が良好になるが、出力軸トルク  $T_o$  がステップ的に変化する要因があり、例えば油温が低いことにより油圧の制御特性が想定されている特性からずれている場合や油圧の制御機器の個体差や経年変化などによって油圧の制御特性が想定されている特性からずれている場合などには、変速制御が正常に実行されずに出力軸トルク  $T_o$  がステップ的に変化してしまうことがある。このような場合、変速を禁止し、あるいは制限すればよい。また、これに替えて、図 9 に線 G3 で示す形態の変速の場合には、切替点での変速モードの切り替えをおこなう制御を実行することとしてもよい。その例を以下に説明する。

40

【0089】

図 5 はその制御例を示すフローチャートであって、変速の前後もしくは変速モードの切り替えの前後のいずれか一方における入出力回転数比  $\gamma$  が、その最小値  $\gamma_{min}$  の近傍の値で

50

ある場合の制御例を示している。まず、切替点近傍以外での変速モードの切り替えか否かが判断される（ステップS21）。すなわち図9に示す線G3もしくは線G4で示される形態の変速か否かが判断される。このステップS21で肯定的に判断された場合には、変速モードの切り替え後の入出力回転数比 $\gamma$ が、その最小値 $\gamma_{\min}$ である切替点の近傍にあるか否かが判断される（ステップS22）。

【0090】

このステップS22で肯定的に判断された場合には、変速前の現時点の入出力回転数比 $\gamma$ が、切替点から大きく外れていることになるので、まずは、変速モードを維持したまま、入出力回転数比 $\gamma$ を切替点である最小値 $\gamma_{\min}$ に変更する（ステップS23）。この変速は、無段変速機構1の単独での変速であって変速機の全体としての変速比が連続的に変化するので、変速速度を適宜に制御することにより、変速ショックが防止される。

10

【0091】

そして、入出力回転数比 $\gamma$ が最小値 $\gamma_{\min}$ になったことを確認した後、すなわちステップ24で肯定的に判断された後に、再度、変速モードの切り替えが必要か否かが判断される（ステップS25）。入出力回転数比 $\gamma$ の変更によって変速の目標が達成された場合には、ステップS25で否定的に判断され、その場合は、リターンする。これに対して目標とする変速比を設定できていないことにより、ステップS25で肯定的に判断された場合には、前述した図1に示す制御と同様の制御を実行する。

【0092】

すなわち、入出力回転数比 $\gamma$ を最小値 $\gamma_{\min}$ に固定し（ステップS26）、その状態で、解放しているクラッチ16（もしくは19）の係合指令を出力する（ステップS27）。係合の応答遅れを考慮した所定時間が経過した後、すなわちステップS28で肯定的に判断された後、切り替え前の変速モードで係合していたクラッチ19（もしくは16）を解放する（ステップS29）。ついで、入出力回転数比 $\gamma$ の変更を許可する（ステップS30）。

20

【0093】

したがってこのような変速制御では、変速比の変更と変速モードの切り替えとが別個におこなわれ、しかも変速モードの切り替えが、各変速モードに共通する切替点に入出力回転数比 $\gamma$ が一致している状態で実行されるので、出力軸トルク $T_o$ のステップ的な変化やそれに起因するショックが未然に回避される。また、入出力回転数比 $\gamma$ の変更と変速モードの切り替えとその後の入出力回転数比 $\gamma$ の変更とを連続しておこなうことになるが、変速後の入出力回転数比 $\gamma$ が、その最小値 $\gamma_{\min}$ である切替点の近傍の値であるから、特に変速の遅れが生じることはない。むしろ、変速制御が容易になることにより全体としての変速応答性が向上し、少なくとも悪化することはない。

30

【0094】

一方、切り替え後の入出力回転数比 $\gamma$ が切替点の近傍にないことによりステップS22で否定的に判断された場合には、切り替え前の入出力回転数比 $\gamma$ がその最小値 $\gamma_{\min}$ である切替点の近傍にあるか否かが判断される（ステップS31）。このステップS31で肯定的に判断された場合には、入出力回転数比 $\gamma$ の最小値 $\gamma_{\min}$ への補正（ステップS32）、入出力回転数比 $\gamma$ の最小値 $\gamma_{\min}$ での固定（ステップS33）、クラッチ16（もしくは19）の係合指令（ステップS34）、所定時間の経過の検出（ステップS35）、クラッチ19（もしくは16）の解放（ステップS36）、ならびに入出力回転数比 $\gamma$ の変更の許可（ステップS37）の各制御を、図1に示すステップS3ないしステップS8と同様に実行する。

40

【0095】

このように制御することにより、図1に示す変速制御の場合と同様に、変速比や出力軸トルク $T_o$ に変化が生じない切替点で変速モードを切り替えることができ、その結果、変速ショックのないスムーズな変速を容易におこなうことができる。また、切り替え前の入出力回転数比 $\gamma$ が切替点の近傍にあるために、その入出力回転数比 $\gamma$ の補正をおこなう過程が必要であるとしても変速の応答性の実質的な遅れが生じることはない。むしろ、変速制

50

御が容易になることにより全体としての変速応答性が向上し、少なくとも悪化することはない。

【0096】

なお、切り替え前後の両方の入出力回転数比  $\gamma$  がその最小値  $\gamma_{\min}$  から大きく外れていることによりステップ S 3 1 で否定的に判断された場合には、図 2 に示すステップ S 1 2 ないしステップ S 1 8 の制御を実行する（ステップ S 3 8）。また、ステップ S 2 1 で否定的に判断された場合には、図 9 に線 G 1 で示す変速の形態もしくは線 G 2 で示す変速の形態となるので、既に述べたそれぞれの変速の形態に応じた制御が実行される（ステップ S 3 9）。

【0097】

ところで図 5 に示すステップ S 2 3 ないしステップ S 3 0 の制御、およびステップ S 3 2 ないしステップ S 3 7 の制御は、無段変速機構 1 の入出力回転数比  $\gamma$  の変更による変速とクラッチの係合・解放状態の変更による変速モードの切り替えとを個別に実行する変速制御であるが、このような制御は、変更前後のいずれかの入出力回転数比  $\gamma$  が切替点の近傍にある場合に限らず、変更前後の両方の入出力回転数比  $\gamma$  が切替点から大きく外れている場合にも実行することとしてもよい。その場合、2 回の入出力回転数比  $\gamma$  の変更制御と 1 回の変速モードの切り替え制御とが必要となり、しかもその入出力回転数比  $\gamma$  の変更の幅が大きくなるので、制御の応答性が若干劣ることになるが、切替点で変速モードを切り替えることができるので、出力軸トルク  $T_o$  の大きな変動やそれに起因するショックを確実に防止することができる。

【0098】

ここで、上述した各具体例とこの発明との関係を簡単に説明すると、請求項 1 および請求項 2 の発明に関し、クラッチ 1 6 とクラッチ 1 9 との一方が第 1 の係合解放機構に相当し、他方が第 2 の係合解放機構に相当する。そして図 3 のステップ S 1 6 の機能的手段が入出力回転数比調整手段に相当し、ステップ S 1 2 の機能的手段が、入出力回転数比固定手段に相当する。

【0100】

そしてまた請求項 3 ないし請求項 5 の発明に関し、クラッチ 1 6 とクラッチ 1 9 との一方が第 1 の係合解放機構に相当し、他方が第 2 の係合解放機構に相当する。そして、図 5 のステップ S 2 3 , S 3 2 が入出力回転数比変更手段に相当し、ステップ S 2 7 , S 2 9 , S 3 4 , S 3 6 の機能的手段が係合解放切換手段に相当し、ステップ S 2 6 , S 3 3 の機能的手段が入出力回転数比固定手段に相当する。

【0101】

なお、この発明は上記の具体例に限定されないものであって、無段変速機構はベルト式以外の無段変速機構であってもよく、また歯車変速機構は上述したシングルピニオン型遊星歯車機構以外のものでもよい。さらに、係合解放機構は、上述した油圧式のクラッチ以外の機構であってもよく、例えばトルクの作用方向に応じて係合あるいは解放する一方向クラッチを用いることができ、特に歯車変速機構の全体を一体化させる係合解放機構として一方向クラッチを採用してもよい。そして、この発明で対象とする変速機は、上記のダイレクトモードと動力循環モードとに変速モードを変更できるように構成した変速機に限られないのであって、要は、変速の態様が異なる複数のモードを設定できるように構成された変速機であればよい。また、この発明で対象とする変速機の入力側に連結される動力源は、エンジン以外に電動機あるいはエンジンと電動機とであってもよい。そしてまた、上記の具体例では、入出力回転数比を最小値に固定する例を示したが、この発明は、上記の具体例に限定されないものであって、その最小値に近似する値に固定することとしてもよく、そのような場合であっても上述した作用および効果を得ることができる。

【0102】

【発明の効果】

以上説明したように、請求項 1 の発明によれば、変速モードを切り替えるために第 1 の係合解放機構と第 2 の係合解放機構との係合・解放の状態を共に実質的に解放状態とする

10

20

30

40

50

制御を実行すると、その制御の実行によるベルト式無段変速機の入力回転数の変化が生じている間に、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が調整されるので、ベルト式無段変速機の入出力回転数比の変更に伴う回転変化を、係合解放機構の解放側への制御による回転変化中に生じさせることになり、そして、入出力回転数比が変更後の変速モードで設定すべき変速比に対応する値になった時点で、他方の変速モードを設定するための係合解放機構が係合させられるので、変速比の変化幅が大きい場合であっても迅速かつスムーズに変速をおこなうことができる。

【 0 1 0 3 】

また、請求項 2 の発明によれば、ベルト式無段変速機の入出力回転数比を固定した状態で前記一方の変速モードを設定している係合解放機構を解放側に制御するので、その係合解放機構の解放側への制御の状態を回転変化に基づいて把握することができ、その結果、スムーズな変速制御を容易におこなうことができる。

10

【 0 1 0 4 】

これに対して、請求項 3 の発明によれば、変速モードの切り替えを伴う変速の場合、先ず、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が所定に変更させられ、ついで、各係合解放機構の係合・解放の状態が変更させられるから、変速モードを切り替えるための各係合解放機構の係合・解放状態の変更を、その制御に有利な動作状態で実行でき、その結果、変速制御をスムーズかつ容易におこなうことができる。

【 0 1 0 5 】

また、請求項 4 の発明によれば、係合解放機構の係合・解放状態の変更による変速モードの切り替えの間、ベルト式無段変速機の入出力回転数比が所定値に固定されるため、係合解放機構の係合・解放状態の変更による変速モードの切り替えが完了するまでは、ベルト式無段変速機の入出力回転数比の変更による変速が生じず、そのため、トルクの変化が抑制もしくは防止され、その結果、スムーズな変速を容易に実行することができる。

20

【 0 1 0 6 】

これに対して、請求項 5 の発明によれば、ベルト式無段変速機の入出力回転数比すなわち変速比が、各変速モードに共通の値もしくは該値に近似する値にあるときに、各係合解放機構の係合・解放状態が変更されて変速モードが切り替えられるため、変速モードの切り替えに伴う変速比やトルクの変化が殆ど生じないので、スムーズな変速をおこなうことができる。

30

【図面の簡単な説明】

【図 1】 この発明に係る制御装置による制御の一例を示すフローチャートである。

【図 2】 その制御をおこなった場合の入出力回転数比やクラッチの係合・解放の状態、出力軸トルクなどの変化を示すタイムチャートである。

【図 3】 この発明に係る制御装置による制御の他の例を示すフローチャートである。

【図 4】 その制御をおこなった場合の入出力回転数比やクラッチの係合・解放の状態、出力軸トルクなどの変化を示すタイムチャートである。

【図 5】 この発明に係る制御装置による制御の更に他の例を示すフローチャートである。

【図 6】 この発明で対象とする変速機の一部を模式的に示すスケルトン図である。

40

【図 7】 その変速機での変速動作を説明するための共線図である。

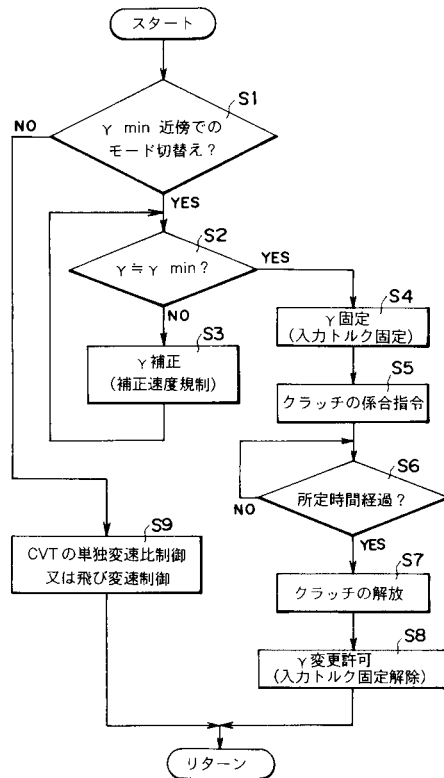
【図 8】 その各クラッチおよびブレーキの係合・解放状態をまとめて示す図表である。

【図 9】 変速機の入力回転数と出力回転数との速度比と無段変速機構の入出力回転数比との関係を示す線図である。

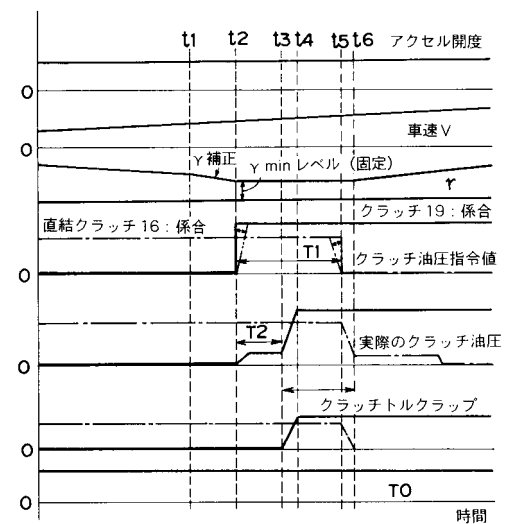
【符号の説明】

1 ... 無段変速機構、 2 ... 遊星歯車機構、 3 ... エンジン、 4 ... 入力軸、 15 ... 出力軸、 16 ... 直結クラッチ、 19 ... クラッチ、 21 ... 出力ギヤ。

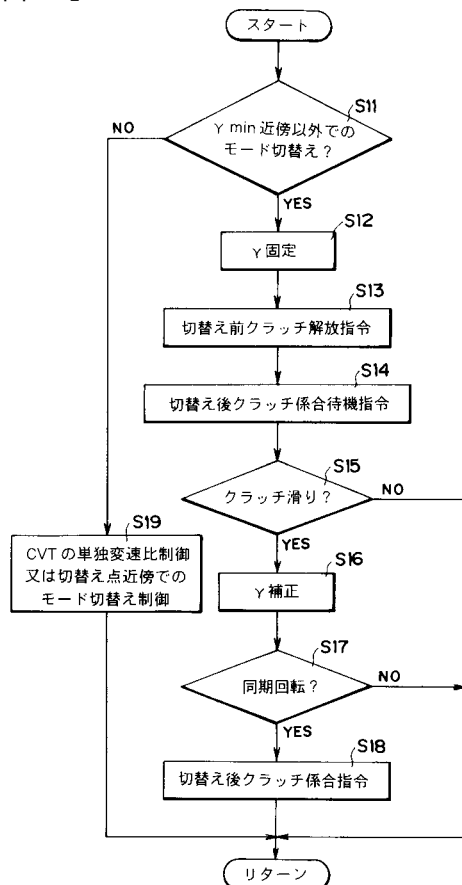
【図 1】



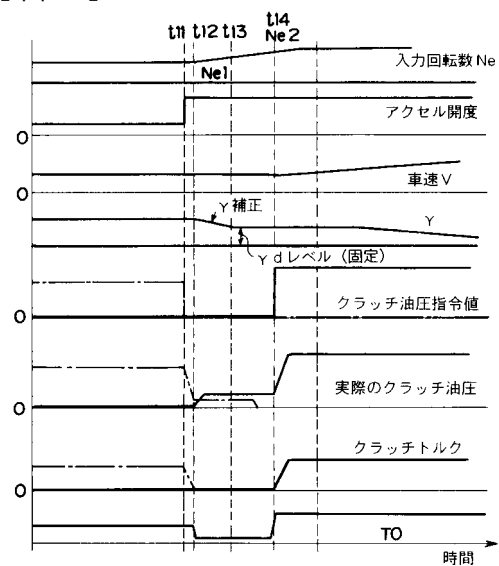
【図 2】



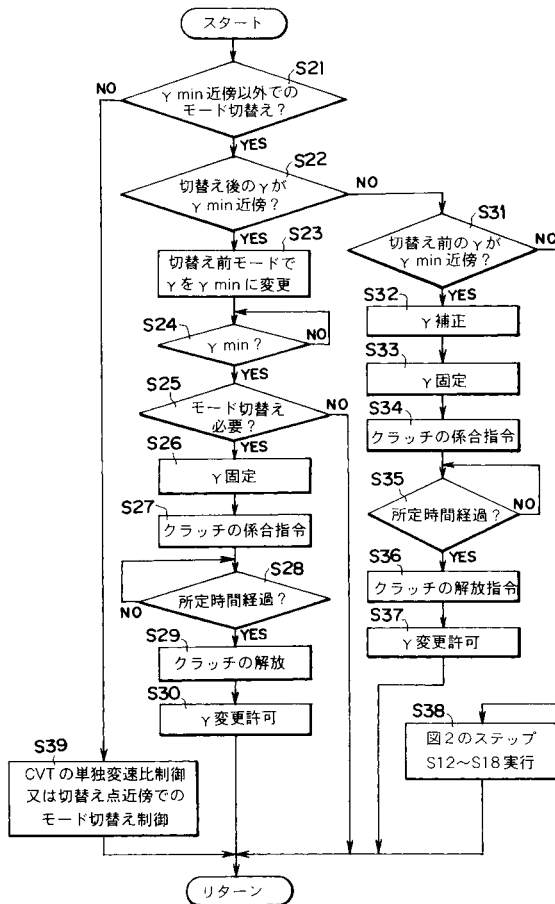
【図 3】



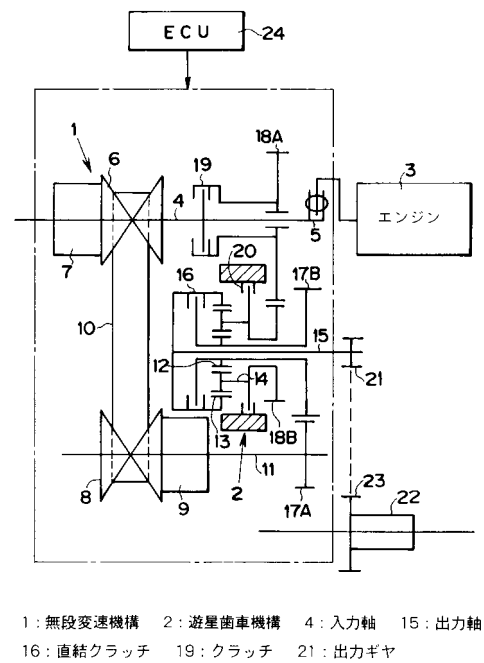
【図 4】



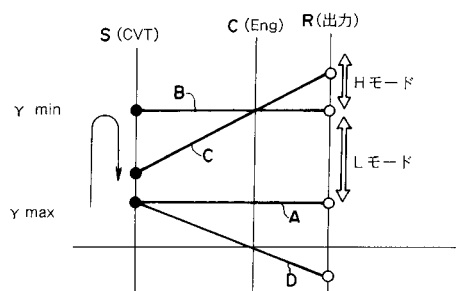
【図 5】



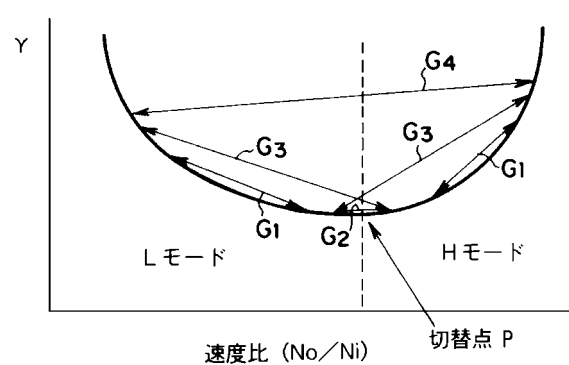
【図 6】



【図 7】



【図 9】



【図 8】

| レンジ | クラッチ<br>16 | クラッチ<br>19 | ブレーキ<br>20 |
|-----|------------|------------|------------|
| R   |            |            | ○          |
| P・N |            |            |            |
| D   | Lモード       | ○          |            |
|     | Hモード       | ○          |            |

---

フロントページの続き

(56)参考文献 特開2000-193076(JP,A)  
特開2000-035116(JP,A)  
特開平09-210191(JP,A)  
特開平01-176851(JP,A)  
特開平05-280616(JP,A)  
特開平02-180369(JP,A)  
特開2000-198375(JP,A)  
特開2000-193078(JP,A)  
特開平10-267116(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 59/00 - 61/12

F16H 61/16 - 61/24

F16H 63/40 - 63/48

F16H 37/02