

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4759887号
(P4759887)

(45) 発行日 平成23年8月31日(2011.8.31)

(24) 登録日 平成23年6月17日(2011.6.17)

(51) Int.Cl.	F 1	
F 1 6 H 61/04 (2006.01)	F 1 6 H 61/04	
F 1 6 H 15/38 (2006.01)	F 1 6 H 15/38	
F 1 6 H 37/02 (2006.01)	F 1 6 H 37/02	A
F 1 6 H 59/40 (2006.01)	F 1 6 H 59/40	
F 1 6 H 59/42 (2006.01)	F 1 6 H 59/42	

請求項の数 4 (全 32 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2001-271592 (P2001-271592)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成13年9月7日(2001.9.7)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2003-83436 (P2003-83436A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成15年3月19日(2003.3.19)	(74) 代理人	100147485
審査請求日	平成20年7月28日(2008.7.28)		弁理士 杉村 憲司
		(74) 代理人	100072051
			弁理士 杉村 興作
		(72) 発明者	成田 靖史
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72) 発明者	長門 達也
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 変速比無限大無段変速機の変速制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

変速比を無段階に変化させ得る無段変速機構および遊星歯車組の組み合わせになり、無段変速機構への入力回転をロークラッチの締結により遊星歯車組の1要素に伝達する時、該遊星歯車組の他の1要素を経て無段変速機構の出力回転メンバより入力回転メンバに動力を循環させつつ、該循環動力の一部を無段変速機構の変速状態に応じ前記遊星歯車組の残りの1要素から取り出して、無限大変速比と、その前後における後退変速比および前進変速比とを選択可能な動力循環モードが選択されるようにし、

前記ロークラッチに代えハイクラッチを締結する時、前記無段変速機構の出力回転をそのまま取り出して高速側の前進変速比を選択可能な直結モードが選択されるようにした変速比無限大無段変速機において、

前記動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えのためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えを、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど、無段変速機構の変速比が高速側変速比の時に行わせるよう構成したことを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】

ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えにより実効ギヤ比を変化させつつ動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えを行うようにした請求項1記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置において、

前記モード切り換え変速を開始する無段変速機構の変速比を表したモード切り換え変速線

を、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど高速側変速比の方向へ補正するよう構成したことを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 において、前記モード切り換え変速中は、該モード切り換えを開始した時の変速比に無段変速機構の変速比を保持するよう構成したことを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項において、前記モード切り換え変速のためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えの時間を変速機出力回転の加速度または減速度が大きい時ほど短くなるよう構成したことを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、変速比無限大無段変速機の変速制御装置、特に、動力循環モードと直結モードとの間でのモード切り換えを回転同期点から外れた変速比において行わせる変速制御装置の改良提案に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

変速比無限大無段変速機（本明細書では I V T とも言う）は通常、例えば特開平 1 1 - 6 3 2 0 3 号公報に記載され、図 3 7 に示すごとくトロイダル型無段変速機や V ベルト式無段変速機などの無段変速機構（本明細書では C V T とも言う）a と遊星歯車組 b との組み合わせにより構成する。

20

そして遊星歯車組 b の 3 要素の 1 つ（図 3 7 ではキャリア）に一定変速機構 c およびロークラッチ d を経て無段変速機構 a への入力回転を伝達することにより、遊星歯車組 b の他の 1 要素（図 3 7 ではサンギヤ）を経て無段変速機構 a の出力回転メンバより入力回転メンバに動力を循環させつつ、この循環動力の一部を無段変速機構 a の変速状態に応じ遊星歯車組 a の残りの 1 要素（図 3 7 ではリングギヤ）から取り出して出力回転となす（動力循環モード）よう構成し、

上記のロークラッチ d を解放してその代わりにハイクラッチ e を締結することにより、このハイクラッチ e を経て無段変速機構 a の出力回転メンバからの無段変速機構 a の動力をそのまま取り出す（C V T 直結モード：本明細書では単に直結モードとも言う）よう構成するのが普通である。

30

【0003】

かかる構成において変速比無限大無段変速機の変速比（入力回転数 N_{in} / 出力回転数 N_{out} ）は、該変速比の逆数である変速比無限大無段変速機（I V T）の速度比 E_t （ N_{out} / N_{in} ）と無段変速機構（C V T）a の変速比 i_{cvt} との関係として例示した図 2 のごとく、無段変速機構 a の変速比 i_{cvt} により変速制御され得る。

【0004】

更に付言するに、ロークラッチ d およびハイクラッチ e の締結・解放切り換えにより行う動力循環モードと直結モードとの間の伝動モード切り換えは、両クラッチの駆動側回転メンバの回転数と被動側回転メンバの回転数とが一致する回転同期点 R S P において実行するが、I V T 速度比 E_t がこの回転同期点 R S P よりも低速側の速度比にされる動力循環モードでは無段変速機構 a の変速比 i_{cvt} を中立点 G N P 対応の変速比 G N P R T O にすることで、遊星歯車組 b のリングギヤへ伝わる回転を 0 にして変速比無限大無段変速機の出力回転数 N_{out} を 0 にし、伝動経路が機械的に結合されたままの状態では I V T 変速比（変速機入力回転数 / 変速機出力回転数）が無段大（I V T 速度比 E_t が 0）の中立状態（N レンジで要求される）を作り出すことができ、停車が可能である。

40

【0005】

この動力循環モードで無段変速機構 a が、遊星歯車組 b のリングギヤへの回転を 0 にする

50

ような変速比GNPRT O(中立点GNP)よりも高速(ハイ)側変速比である時は、変速比無限大無段変速機の出力回転が逆向きとなってRレンジで要求される後退走行を可能にし、無段変速機構aの変速比 i_{cvt} が当該変速比GNPRT O(中立点GNP)よりも低速(ロー)側変速比であるほど、変速比無限大無段変速機の出力回転が正転方向の回転数を増大されてD, Lレンジで要求される前進走行を可能にする。

この前進走行中、無段変速機構aの変速比 i_{cvt} が上記回転同期点RSPに対応した変速比になると、動力循環モードにおいてハイクラッチeの駆動側および被駆動側回転メンバの回転数が相互に一致し、この時にハイクラッチeを油圧の供給により締結すると共にロークラッチdを油圧の排除により解放することで、理論上ショックなしに動力循環モードから直結モードに切り換えることができる。

この直結モードでは、無段変速機構aのみによる変速が変速比無限大無段変速機の変速に反映されることとなる。

【0006】

なお、逆に直結モードから動力循環モードへの切り換えに際しても、上記の回転同期点RSPにおいてロークラッチdの駆動側および被駆動側回転メンバの回転数が相互に一致し、この時にロークラッチdを締結すると共にハイクラッチeを解放することで、理論上ショックなしに当該モード切り換えを行うことができる。

【0007】

ところで、上記したように必ず回転同期点RSPにおいてロークラッチdおよびハイクラッチeの締結、解放切り換えを行うというのでは、変速機出力回転数 N_{out} (または車速 V_{SP})に対する最終的な到達入力回転数 D_{SRREV} の関係として示す図33の変速マップおよび図2と同様なIVT変速比変化特性を示す図34上において、アクセルペダルの釈放によりスロットル開度 TVO を全閉にした状態での減速により目標とすべきIVT変速比がA点からC点へと変化する変速が行われて停車に至る場合につき説明すると、A B Cのごとくに変速が進行することになる。

【0008】

しかしかかる変速制御では、ブレーキ操作による急制動時の急なダウンシフトやアクセルペダルの急な踏み込みに伴う急なダウンシフトが必要になったり、アクセルペダルの釈放に伴う急なアップシフトが必要になった場合において、CVT変速比 i_{cvt} を一旦回転同期点RSP相当の変速比に変化させた後この変速比に保持しておき、この状態でロークラッチdおよびハイクラッチeの締結、解放切り換えを行うことになるため、要求通りの変速応答を期待できないことがある。

また、CVT変速比 i_{cvt} を回転同期点RSP相当の変速比に保持しておいてロークラッチdおよびハイクラッチeの締結、解放切り換えを行うことから、当該切り換え期間中はIVT変速比が変化しないために無段変速機でありながらこの間に変速が停止するという違和感を生ずる。

【0009】

これがため従来、変速比無限大無段変速機を特開2001-74131号公報に記載のごとくに変速制御することが提案されている。

つまり、図2と同様なIVT変速比変化特性を示す図35をもとに、目標とすべきIVT変速比がW点からZ点上の変速比に変化するようなアクセルペダル操作を行った場合について説明すると、先ずCVT変速比 i_{cvt} を現在の變速比に保持しておき、ハイクラッチeを解放しつつロークラッチdを締結させることによりこれらクラッチの掛け換えで実効IVT変速比がW点からW'点上の変速比になるよう変速させ、その後IVT変速比がW'点上の変速比からZ点上の変速比になるよう無段変速機構aを変速制御する。

【0010】

かかる制御によれば、CVT変速比 i_{cvt} を一旦回転同期点RSP相当の変速比に変化させてこの変速比に保持し、この状態でロークラッチdおよびハイクラッチeの締結、解放切り換えを行った後、CVT変速比 i_{cvt} を回転同期点RSP相当の変速比からE点の変速比に向かわせる制御よりも変速応答が高く、要求通りの応答で変速を行わせること

10

20

30

40

50

ができる。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

しかし伝動モードの変更を伴う変速に際し無条件に、上記のごとく先ずCVT変速比を保持しておき、ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えを行い、その後I/T変速比が目標とすべき変速比になるよう無段変速機構を変速制御するというのでは、図35のW点からW'点間の幅で表されるモード切り換えの変速比変化幅が大きな場合、ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えによるスリップ制御時間が長くなって長い変速時間が必要になったり、クラッチの発熱や耐久性に関する問題が発生したり、或いは大きなクラッチ締結容量が必要になってクラッチの大型化や、オイルポンプの大型化を伴うという問題を生ずる。

10

【0012】

そこで上記の変速比変化幅が大きくならないよう、図34に示すごとく第1制限CVT変速比RATIOAを設定するためのモード切り換え変速線を定め、これより小さな(ハイ側)のCVT変速比では図35につき前述したごとき変速を行わず、図35上の前記したA点からC点への変速に際してはA D D' Cのように変速を進行させることが考えられ、第1制限CVT変速比RATIOA(モード切り換え変速線)の設定に際しては、減速状態や加速状態に応じ適切に設定しなければ、減速時にエンジンストールを生じ、加速時にエンジンの過回転を生ずるといった問題があることを確かめた。

【0013】

図36は、瞬時 t_0 以後ブレーキ操作のON(制動)により減速を行って車速VSP(変速機出力回転数 N_{out})が(イ)、(ロ)、(ハ)、(ニ)のような時系列変化で低下し、瞬時 t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 に0となって車両を停車させる場合におけるCVT変速比 i_{cv} の時系列変化を、図34のA B C変速が行われる場合についてそれぞれ同符号(イ)、(ロ)、(ハ)、(ニ)により示す。

20

(ニ)のように減速度が小さな緩減速時は、モード切り換え変速時間が t_s で示すように適切な時間となるよう第1制限CVT変速比RATIOA(モード切り換え変速線)をRATIOA(ニ)に定めても、モード切り換え変速終了瞬時から停車瞬時 t_4 までに十分な余裕時間 t_e があって無段変速機構を所定通りに変速制御し得る。

【0014】

ところで、(ニ)の場合よりも急な制動により(イ)、(ロ)、(ハ)のごとくに急減速する時も上記のように定めた第1制限CVT変速比RATIOA(ニ)でモード切り換え変速を行わせると、モード切り換え変速の時間が短くなって変速ショックが大きくなるという問題を生ずる。

30

かといって、(イ)の場合につき示すようにモード切り換え変速時間 t_{s1} を所定時間 t_s に設定すると、その後停車に至るまでの時間 t_b が短くてCVT変速比 i_{cv} を急速に中立点GNP相当値にする無段変速機構の急変速が要求される。

しかし変速速度にはハードウェア上の応答性の限界故に或る速度以上に速い変速は実現することができず、特に車輪が制動ロックを生じると減速に変速が間に合わずにエンジンストール(エンスト)を生じてしまう。

40

【0015】

従って、減速時は図36に示すように第1制限CVT変速比RATIOA(モード切り換え変速線)を、(ハ)、(ロ)、(イ)のように急減速になるほど高速側変速比の方向へシフトさせ、RATIOA(ニ)よりもハイ側のRATIOA(ハ)、RATIOA(ロ)、RATIOA(イ)のように定めてモード切り換え変速時間が所定時間 t_s となるようにするのが良いことを確かめた。

かかる減速度に応じた第1制限CVT変速比RATIOA(モード切り換え変速線)の変更は、図33における直結動力循環モード切り換えダウンシフト線の勾配を急減速であるほど'のように小さくして、図34上における第1制限CVT変速比RATIOA(モード切り換え変速線)を'で示すごとく高速変速比側に変更し、A E E' C変

50

速を行わせることを意味する。

【 0 0 1 6 】

一方で急加速時は、例えばホイールスピンにより変速機出力回転数 N_{out} が急上昇するような場合は、変速機出力回転数 N_{out} の急上昇に見合うようロー側変速比からハイ側変速比への変速が速やかに行われないとエンジンが過回転する。

これを防止するために急加速時も急減速時と同じく、第 1 制限 C V T 変速比 $R A T I O A$ (モード切り換え変速線) を急加速である時ほど高速側変速比の方向へシフトさせるのが良いことを確かめた。

【 0 0 1 7 】

請求項 1 に記載の第 1 発明は、上記の事実認識に基づき変速機出力回転の加減速度に応じてモード切り換え変速を行わせる C V T 変速比を可変にするようになし、これにより急減速時のエンジンストールや急加速時のエンジンの過回転を生ずることなくモード切り換え変速の時間を適切なものとなして変速ショックを防止し得るようにした変速比無限大無段変速機の変速制御装置を提案することを目的とする。

10

【 0 0 1 8 】

請求項 2 に記載の第 2 発明は、前記のごとくモード切り換え変速線を設定してこれを基に動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えを伴う変速を実行させる場合において第 1 発明の作用効果を達成し得るようにした変速比無限大無段変速機の変速制御装置を提案することを目的とする。

【 0 0 1 9 】

請求項 3 に記載の第 3 発明は、モード切り換え変速中に C V T 変速比を保持しておくことにより当該変速をクラッチの掛け換えによる変速のみとなし、これにより高品質な変速を行わせ得るようにした変速比無限大無段変速機の変速制御装置を提案することを目的とする。

20

【 0 0 2 0 】

請求項 4 に記載の第 4 発明は、変速機出力回転の加速度または減速度が大きな場合においてモード切り換え変速のためのクラッチの掛け換え制御時間が長くなりすぎないようにし、これによってもモード切り換え変速後における無段変速機構の変速時間に余裕を持たせてエンジンストールやエンジンの過回転を確実に防止し得るようにした変速比無限大無段変速機の変速制御装置を提案することを目的とする。

30

【 0 0 2 1 】

【課題を解決するための手段】

これらの目的のため、先ず第 1 発明による変速比無限大無段変速機の変速制御装置は、変速比を無段階に変化させ得る無段変速機構および遊星歯車組の組み合わせになり、無段変速機構への入力回転をロークラッチの締結により遊星歯車組の 1 要素に伝達する時、該遊星歯車組の他の 1 要素を経て無段変速機構の出力回転メンバより入力回転メンバに動力を循環させつつ、該循環動力の一部を無段変速機構の変速状態に応じ前記遊星歯車組の残りの 1 要素から取り出して、無限大変速比と、その前後における後退変速比および前進変速比とを選択可能な動力循環モードが選択されるようにし、

前記ロークラッチに代えハイクラッチを締結する時、前記無段変速機構の出力回転をそのまま取り出して高速側の前進変速比を選択可能な直結モードが選択されるようにした変速比無限大無段変速機において、

40

前記動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えのためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えを、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど、無段変速機構の変速比が高速側変速比の時に行わせるよう構成したことを特徴とするものである。

【 0 0 2 2 】

第 2 発明による変速比無限大無段変速機の変速制御装置は、ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えにより実効ギヤ比を変化させつつ動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えを行うようにした第 1 発明の変速

50

比無限大無段変速機の変速制御装置において、
前記モード切り換え変速を開始する無段変速機構の変速比を表したモード切り換え変速線を、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど高速側変速比の方向へ補正するよう構成したことを特徴とするものである。

【0023】

第3発明による変速比無限大無段変速機の変速制御装置は、第1発明または第2発明において、

前記モード切り換え変速中は、該モード切り換えを開始した時の変速比に無段変速機構の変速比を保持するよう構成したことを特徴とするものである。

【0024】

第4発明による変速比無限大無段変速機の変速制御装置は、第1発明乃至第3発明のいずれかにおいて、

前記モード切り換え変速のためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えの時間を変速機出力回転の加速度または減速度が大きい時ほど短くなるよう構成したことを特徴とするものである。

【0025】

【発明の効果】

変速比無限大無段変速機は、ロークラッチの締結時これを経て、原動機から無段変速機構への入力回転が遊星歯車組の1要素に伝達され、同遊星歯車組の他の1要素を経て無段変速機構の出力回転メンバより入力回転メンバに動力を循環させつつ、この循環動力の一部を無段変速機構の変速状態に応じ遊星歯車組の残りの1要素から取り出すことができ、無限大変速比と、その前後における後退変速比および前進変速比とを選択可能な動力循環モードで動力伝達を行い、

ロークラッチに代えハイクラッチを締結する時、無段変速機構の出力回転をそのまま取り出して高速側の前進変速比を選択可能な直結モードで動力伝達を行う。

【0026】

ところで第1発明においては、動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えのためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えを、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど、無段変速機構の変速比が高速側変速比の時に行わせるため、

モード切り換え変速を行わせるCVT変速比を、変速機出力回転の加減速度に応じた前記の要求通りに可変にすることとなり、急減速時のエンジンストールや急加速時のエンジンの過回転を生ずることなくモード切り換え変速の時間を適切なものとなして変速ショックを防止することができる。

【0027】

第2発明においては、ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えにより実効ギヤ比を変化させつつ動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えを行うモード切り換え変速の開始時期を定めたモード切り換え変速線を、変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほど高速側CVT変速比の方向へ補正するため、

モード切り換え変速線を設定してこれを基に動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えを伴う変速を実行させる場合において上記第1発明と同様の作用効果を達成することができる。

【0028】

第3発明においては、モード切り換え変速中は、このモード切り換えを開始した時の変速比に無段変速機構の変速比を保持するため、

当該モード切り換え変速中はこの変速をクラッチの掛け換えによる変速のみとなし、これにより高品質な変速を行わせることができる。

【0029】

第4発明においては、モード切り換え変速のためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えの時間を変速機出力回転の加速度または減速度が大きい時ほど短くする

10

20

30

40

50

ため、

変速機出力回転の加速度または減速度が大きな場合においてモード切り換え変速のためのクラッチの掛け換え制御時間が必要以上に長くないようにすることができ、これによってもモード切り換え変速後における無段変速機構の変速時間に余裕を持たせてエンジンストールやエンジンの過回転を確実に防止することができる。

【0030】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる変速制御装置を具えた変速比無限大無段変速機を示す。

10

この変速比無限大無段変速機（IVT）は、エンジンを横置きに搭載したフロントエンジン・フロントホイールドライブ車（FF車）用のトランスアクスルとして構成したもので、エンジンENGから動力を伝達される入力軸1上に配したトロイダル型無段変速機構2と、これに平行に配置した出力軸3上の遊星歯車組4とを主たる構成要素とする。

【0031】

トロイダル型無段変速機構2は、2個のトロイダル伝動ユニット5、6、つまり、フロント側トロイダル伝動ユニット5およびリヤ側トロイダル伝動ユニット6を主たる構成要素とし、これらトロイダル伝動ユニット5、6はそれぞれ、入力軸1に一体回転するよう嵌合させた入力ディスク7と、これら入力ディスク間で入力軸1上に回転自在に支持した出力ディスク8と、対応する入出力ディスク7、8間で動力伝達を行うパワーローラ9とにより構成する。

20

【0032】

パワーローラ9はトロイダル伝動ユニット5、6ごとに2個ずつ設け、これらを入力軸1を挟んでその両側に対向配置すると共に、図示せざる個々のトラニオンにピボットシャフト11を介して回転自在に支持し、トラニオンを後で詳述する変速制御のため図示せざるピストンによりトラニオン軸線方向（図1の図面直角方向）にストローク可能とする。

【0033】

図1において、エンジンENGから入力軸1に伝達されたエンジン回転は両入力ディスク7に達し、入力ディスク7へのエンジン回転（変速機入力回転）はパワーローラ9を介し出力ディスク8に伝達されて、両出力ディスク8に固設したCVT出力歯車12から取り出される。

30

かかる伝動中、上記のピストンによりトラニオンを同期してパワーローラ回転軸線と直交するトラニオン軸線（首振り軸線）の方向に同位相でストロークさせ、パワーローラ回転軸線が入出力ディスク7、8の回転軸線と交差した平衡位置（非変速位置）から、パワーローラ回転軸線が入出力ディスク7、8の回転軸線からオフセットした変速位置にすると、パワーローラ9が回転分力により首振り軸線の周りに同期して同位相で傾転される。これにより、入出力ディスク7、8に対するパワーローラ9の接触軌跡円半径が連続的に変化し、入出力ディスク7、8間の伝動比（CVT変速比 i_{cvt} ）を無段階に変化させることができる。

【0034】

40

なお、この変速に当たってトラニオンを上記のごとくストロークさせるためのピストン両側圧は、図3に示すコントロールバルブボディ21内のステップモータ（変速アクチュエータ）22が指令CVT変速比 i_{cvt0} に対応したステップ位置DSRSTPに駆動して図示せざる変速制御弁を中立位置から作動させることにより生じさせる。

そして当該ピストン両側圧間の差圧による変速進行状態をサーボ系により上記の変速制御弁にフィードバックし、CVT変速比 i_{cvt} が指令CVT変速比 i_{cvt0} になったところで変速制御弁を中立位置に戻して、パワーローラ9を上記オフセットが0の非変速位置に戻すことにより、CVT変速比 i_{cvt} を当該指令変速比 i_{cvt0} に維持することができる。

【0035】

50

次いで、図 1 の出力軸 3 上に設ける遊星歯車組 4 と、上記したトロイダル型無段変速機構 2 との関連構成を説明する。

遊星歯車組 4 のエンジンに近い前側に動力循環クラッチとしてのロークラッチ 3 1 を隣接配置し、遊星歯車組 4 のエンジンから遠い後側に歯車 3 2 および無段変速機構 (C V T) 直結クラッチとしてのハイクラッチ 3 3 を順次隣接配置する。

歯車 3 2 は出力軸 3 上に回転自在に支持し、この歯車 3 2 と C V T 出力歯車 1 2 との間にアイドルギヤ 3 4 を噛み合わせる。

【 0 0 3 6 】

遊星歯車組 4 はサンギヤ 4 s と、キャリア 4 c と、リングギヤ 4 r とよりなる単純遊星歯車組とし、サンギヤ 4 s を出力軸 3 上に回転自在に支持して歯車 3 2 に結合する。

キャリア 4 c は、入力軸 1 への変速機入力回転が一定変速比の減速歯車組 3 5 およびロークラッチ 3 1 を経て入力されるようにし、リングギヤ 4 r は出力軸 3 に結合し、歯車 3 2 をハイクラッチ 3 3 により出力軸 3 に結合可能とする。

そして、出力軸 3 にファイナルドライブギヤ組 3 6 を介してディファレンシャルギヤ装置 3 7 を駆動結合する。

【 0 0 3 7 】

上記の構成とした図 1 に示す変速比無限大無段変速機 I V T の作用を次に説明する。

図 3 に示すコントロールバルブボディ 2 1 内にはステップモータ 2 2 の他に、ロークラッチ 3 1 の締結・解放を司るロークラッチソレノイド 2 4 およびハイクラッチ 3 3 の締結・解放を司るハイクラッチソレノイド 2 5 を具え、ロークラッチソレノイド 2 4 は ON 時にロークラッチ圧の発生によりロークラッチ 3 1 を締結し、ハイクラッチソレノイド 2 5 は ON 時にハイクラッチ圧の発生によりハイクラッチ 3 3 を締結するものとする。

【 0 0 3 8 】

ロークラッチソレノイド 2 4 の ON によりロークラッチ 3 1 を締結し、ハイクラッチソレノイド 2 5 の OFF によりハイクラッチ 3 3 を解放すると、入力軸 1 への変速機入力回転が減速歯車組 3 5 およびロークラッチ 3 1 を経て遊星歯車組 4 のキャリア 4 c に伝達される。

キャリア 4 c に伝達された変速機入力回転はサンギヤ 4 s およびリングギヤ 4 r に分配され、サンギヤ 4 s に至った回転は歯車 3 2、アイドルギヤ 3 4 および C V T 出力歯車 1 2 を経て両トロイダル伝動ユニット 5, 6 の出力ディスク 8 から入力ディスク 7 および入力軸 1 に循環され、この循環動力の一部を無段変速機構 2 の変速状態に応じリングギヤ 4 r から出力軸 3 に伝達する動力循環モードでの動力伝達が可能になる。

【 0 0 3 9 】

ロークラッチソレノイド 2 4 の OFF によりロークラッチ 3 1 を解放し、ハイクラッチソレノイド 2 5 の ON によりハイクラッチ 3 3 を締結すると、入力軸 1 から両トロイダル伝動ユニット 5, 6 の入力ディスク 7、パワーローラ 9、および出力ディスク 8 を経由して C V T 出力歯車 1 2、アイドルギヤ 3 4 および歯車 3 2 に達したトロイダル型無段変速機構 2 の出力回転がハイクラッチ 3 3 を経て出力軸 3 に達することとなり、トロイダル型無段変速機構 2 の出力回転を直接出力軸 3 より取り出す C V T 直結モードでの動力伝達が可能となる。

出力軸 3 への回転は、ファイナルドライブギヤ組 3 6 およびディファレンシャルギヤ装置 3 7 を経て図示せざる駆動輪に達し、車両を走行させる。

【 0 0 4 0 】

動力循環モードでは図 2 に示すように、トロイダル型無段変速機構 2 の C V T 変速比 i_{cvt} を中立点 G N P に対応した変速比 G N P R T O にしてリングギヤ 4 r (出力軸 3) への回転が 0 になるようにすることで、変速比無限大無段変速機の出力回転 N_{out} が 0 になり、伝動経路が機械的に結合されたままの状態に変速比無限大無段変速機の I V T 速度比 (I V T 変速比の逆数) E_t (変速機出力回転数 N_{out} / 変速機入力回転数 N_{in}) が 0 (I V T 変速比 N_{in} / N_{out} が無限大) の状態 (停車状態) を作り出すことができる。

10

20

30

40

50

そして、この動力循環モードでトロイダル型無段変速機構 2 がリングギヤ 4 r (出力軸 3) への回転を 0 にするような変速比 $G N P R T O$ (中立点 $G N P$) よりも高速 (ハイ) 側変速比である時は、変速比無限大無段変速機の出力回転数 $N o u t$ が逆向きとなって後退走行 (Rレンジ) を可能にし、トロイダル型無段変速機構 2 の $C V T$ 変速比 $i c v t$ が当該変速比 $G N P R T O$ (中立点 $G N P$) よりも低速 (ロー) 側変速比であるほど、変速比無限大無段変速機の出力回転数 $N o u t$ が正転方向の回転数を増大されて前進走行 (D, Lレンジ) を可能にする。

【0041】

従って、トロイダル型無段変速機構 2 の $C V T$ 変速比 $i c v t$ が上記低速側の或る変速比になると、動力循環モードにおいてサンギヤ 4 s およびリングギヤ 4 r の回転数 (ハイクラッチ 3 3 の駆動側および被駆動側回転メンバの回転数) が相互に一致し (図 2 に回転同期点 $R S P$ として示す)、この時にハイクラッチ 3 3 を油圧の供給により締結すると共に

10

ロークラッチ 3 1 を油圧の排除により解放することで、理論上ショックなしに動力循環モードから直結モードに切り換えることができる。
この直結モードでは、図 2 に示すようにトロイダル型無段変速機構 2 の $C V T$ 変速比 $i c v t$ を回転同期点 $R S P$ よりも高速側変速比にするほど変速比無限大無段変速機の出力回転数 $N o u t$ が正転方向の回転数を更に増大されて前進走行 (Dレンジ) での高速前進が可能になる。

【0042】

なお、上記とは逆に直結モードから動力循環モードへの切り換えに際しても、上記の回転同期点 $R S P$ においてロークラッチ 3 1 の駆動側および被駆動側回転メンバの回転数が相互に一致し、この時にロークラッチ 3 1 を締結すると共にハイクラッチ 3 3 を解放することで、理論上ショックなしに当該モード切り換えを行うことができる。

20

【0043】

ステップモータ 2 2 の駆動制御、ロークラッチソレノイド 2 4 の $O N$, $O F F$ 制御、およびハイクラッチソレノイド 2 5 の $O N$, $O F F$ 制御は、図 3 に示す変速機コントローラ 4 1 によりこれらを実行し、変速機コントローラ 4 1 には入力軸 1 の回転数 $N i n$ を検出する入力回転センサ 4 2 (図 1 参照) からの信号と、出力軸 3 の回転数 $N o u t$ を検出する $I V T$ 出力回転センサ 4 3 (図 1 参照) からの信号と、トロイダル型無段変速機構 2 の出力回転数 $N c v t$ を検出する $C V T$ 出力回転センサ 4 4 (図 1 参照) からの信号と、エンジンスロットル開度 $T V O$ を検出するスロットル開度センサ 4 5 からの信号と、車速 $V S P$ を検出する車速センサ 4 6 からの信号を入力する。

30

変速機コントローラ 4 1 には更に、セレクトレバーにより運転者が選択した後退走行 (R) レンジ、中立 (N) レンジ、前進走行 (D) レンジ、エンジンプレーキ (L) レンジに係わる選択レンジ信号とを入力する。

【0044】

図 3 の変速機コントローラ 4 1 は、上記した各種入力情報をもとに図 4 に示す制御プログラムを、例えば 10 m s e c 毎の定時割り込みにより繰り返し実行して、本発明による変速制御を含む変速比無限大無段変速機 (I V T) の変速制御を以下のごとくに遂行する。まず、ステップ S 0 で上記各種入力情報を読み込み、次に、ステップ S 1 で変速機 (I V T) 出力回転の加減速度 $G D A T A$ を図 5 により算出する。

40

図 5 では先ず、変速機出力回転数の今回検出値 $N o u t$ と、前回検出値 $N o u t (O L D)$ との差値 $[N o u t - N o u t (O L D)]$ に単位換算上の定数 $K G$ を掛けて変速機 (I V T) 出力回転の加減速度 $G D A T A$ を算出し、その後に変速機出力回転数の今回検出値 $N o u t$ を前回検出値 $N o u t (O L D)$ としてメモリし、次の加減速度 $G D A T A$ の計算に備える。

【0045】

図 4 のステップ S 2 では、図 6 に示すようにして図 3 に示すレンジ信号をもとに、現在の選択レンジが後退走行 (R) レンジ、中立 (N) レンジ、前進走行 (D) レンジ、エンジンプレーキ (L) レンジのどれかを判定する。

50

ここで、レンジ信号が複数個ある場合や存在しない場合は異常であるとして最後の正常な判断時の判定レンジが選択されていると判定する。

ちなみに選択レンジがNレンジのときは、ロークラッチ3 1およびハイクラッチ3 3の締結を行わないで停車状態を達成し、R, D, Lレンジのときは、ロークラッチ3 1を締結した動力循環モードで中立点GNP(図2参照)を保つことにより停車状態を達成するものとする。

【0046】

次のステップS3では図7に示すサブルーチンの実行により、先ずステップS17において、変速機入力回転数 N_{in} とCVT出力回転数 N_{cvt} の比(N_{in}/N_{cvt})である実CVT変速比 i_{cvt} を演算し、

10

次いでステップS18において、変速機出力回転数 N_{out} と変速機入力回転数 N_{in} との比(N_{out}/N_{in})である実IVT速度比 E_t を算出し、

更にステップS19において、IVT速度比 E_t の逆数、つまり変速機入力回転数 N_{in} と変速機出力回転数 N_{out} との比(N_{in}/N_{out})である実IVT変速比 i_{IVT} を算出する。

【0047】

図4のステップS4においては、図8の処理により過渡的な目標値である目標CVT変速比 $RATIO_0$ を算出する。

この算出に当たっては、先ず図8のステップS20において図9の実行により、先ず選択レンジに応じた変速マップを選択する。

20

図9の次のステップにおいては、選択マップ(Dレンジの場合につき代表的に示すと図10に例示するような変速マップ)に基づきスロットル開度 TVO および変速機出力回転数 N_{out} (または車速 VSP)から到達入力回転数 $DSREV$ を検索により求める。

【0048】

図8の次のステップS21においては、図11のごとくに、この到達入力回転数 $DSREV$ を変速機出力回転数 N_{out} で除算して変速比無限大無段変速機の定常的な目標である到達IVT変速比 $DIVTRTO$ を求めると共に、その逆数である到達IVT速度比 $INVDIVTRTO$ を求める。

【0049】

次いで図8のステップS22において、これら到達IVT変速比 $DIVTRTO$ および到達IVT速度比 $INVDIVTRTO$ を所定時定数のフィルターに通して過渡的な目標である時々刻々の目標IVT変速比 $IVTRTO$ およびその逆数である目標IVT速度比 $INVIVTRTO$ を、図12に示すサブルーチンにより以下のごとくに求める。

30

まず最初のステップで、スロットル開度 TVO や車速 VSP などの運転状態に基づいて、図示しないマップや関数等から、到達IVT変速比 $DIVTRTO$ および到達IVT速度比 $INVDIVTRTO$ をどのような変速応答で達成するかを定めるための変速時定数 $TgTM$ を演算する。

【0050】

次のステップでは、到達IVT変速比 $DIVTRTO$ と前回の目標IVT変速比 $IVTRTO$ との偏差に上記の変速時定数 $TgTM$ を乗じたものから、次のようにして目標IVT変速比 $IVTRTO$ を演算する。

40

$$IVTRTO = IVTRTO + TgTM \times (DIVTRTO - IVTRTO)$$

次のステップでは、同様にして目標IVT変速比の逆数である目標IVT速度比 $INVIVTRTO$ を、

$$INVIVTRTO = INVIVTRTO + TgTM \times (INVDIVTRTO - INVIVTRTO)$$

により演算する。

なお、上記変速時定数 $TgTM$ は1次のローパスフィルタで構成されるが、2次などのローパスフィルタであってもよい。

【0051】

上記のようにして求めた到達IVT速度比 $INVDIVTRTO$ および目標IVT速度比

50

INVIVTRTOは、図2に示すIVT速度比E_tの定常的および過渡的な目標値であり、これら速度比の目標値を決定した後に図8のステップS23で、図2のマップをもとに目標IVT速度比INVIVTRTOから目標CVT変速比RATIO0を検索して求める。

図8のステップS24においては、図4のステップS1で求めた変速機出力回転の加減速度GDATAから図13に例示するマップを基に第1制限CVT変速比RATIOAを求める。

ここで図13から明らかなように、第1制限CVT変速比RATIOAは、変速機出力回転の加減速度GDATAが0近辺の不感帯域で緩加減速用に定めた値、例えば図36にRATIOA(二)のような値とし、当該不感帯域から外れた大きな加速度または大きな減速度域ではこれら加速度または減速度が大きくなるにつれて第1制限CVT変速比RATIOAは小さくなる(ハイ側になる)よう定めて前記の要求に符合させる。

【0052】

以上の処理を終えた後は図4のステップS5において、変速比無限大無段変速機の伝動モードが動力循環モード、CVT直結モード、モード切り換え中のいずれであるかを判定し、伝動モードが動力循環モードならSFTMODEに1をセットし、直結モードならSFTMODEに3をセットし、モード切り換え中ならSFTMODEに2をセットする。この伝動モード判定処理は図14に示す如きもので、先ずステップS41において選択レンジがNレンジであるか否かを判定し、Nレンジ以外であれば制御をステップS42に、またNレンジであれば制御をステップS43に進める。

【0053】

Nレンジ以外で実行されるステップS42では、D、L(前進)レンジまたはR(後退)レンジになってから、つまり走行レンジになってから所定時間以上が経過したか否かを判定し、所定時間が経過していなければステップS44で、このことを示すようにSFTMODEに5をセットしてNレンジ Dレンジ制御またはNレンジ Rレンジ制御に設定し、サブルーチンを終了する。

ステップS42で走行レンジになってから所定時間以上が経過したと判定する場合、ステップS45以後の後述する制御を実行する。

【0054】

ステップS41でNレンジと判定した時に選択されるステップS43では、選択レンジがNレンジになってから所定時間以上が経過したか否かを判定し、所定時間が経過していなければステップS46で、このことを示すようにSFTMODEに6をセットしてDレンジ Nレンジ制御またはRレンジ Nレンジ制御に設定した後サブルーチンを終了し、Nレンジになってから所定時間以上が経過している場合、ステップS47でこのことを示すようにSFTMODEに0をセットしてNレンジ制御に設定した後サブルーチンを終了する。

【0055】

ステップS42でD、LレンジまたはRレンジになってから所定時間が経過したと判定する場合ステップS45において、前記したSFTMODEをもとに以下のごとく伝動モードの判定が行われる。

つまりステップS45では、現在の伝動モードがSFTMODE = 1(動力循環モード)か、SFTMODE = 3(直結モード)のいずれであるかを判定し、判定結果に応じて動力循環モードならステップS48に制御を進め、直結モードなら制御をステップS49に進める。

【0056】

動力循環モード(SFTMODE = 1)のときは、図2から明らかなように動力循環モードから直結モードへの切り換え(アップシフト)が発生し得るため、ステップS48で、図10と同じような変速線を示す図15上に例示したアップシフト判定線を選択し、ステップS50で当該選択したアップシフト判定線をもとに到達入力回転数DSREVから、上記モード切り換え変速を行うべきアップシフト判定用のモード切り換え変速判定

10

20

30

40

50

出力回転数 $REV A$ を検索して求める。

次のステップ $S 5 1$ においては、図 16 (a) のようなマップを基にスロットル開度 TVO および出力回転加減速度 $GDATA$ から、モード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ 用の補正回転数 $REVB$ を検索により求める。

なお、この検索に当たって用いるマップは図 16 (a) のような 2 次元マップの代わりに、スロットル開度 TVO を全閉にした減速時の特性を図 16 (b) のように抽出して簡略化した出力回転加減速度 $GDATA$ のみによるマップとしても良い。

【 0 0 5 7 】

そしてステップ $S 5 2$ で、モード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ に補正回転数 $REVB$ を加算してモード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ を補正し、ステップ $S 5 3$ で変速機出力回転数 $Nout$ が、このモード切り換え変速 (アップシフト) 判定出力回転数以上となったか否かを判定する。

10

変速機出力回転数 $Nout$ がこのモード切り換えアップシフト判定出力回転数以上になると、動力循環モードから直結モードへのモード切り換えを行うモード切り換えアップシフト領域に入っているため、ステップ $S 5 4$ でこのこと (モード切り換えアップシフト中) を示すように $SFTMODE$ を 2 に変更すると共に SFT フラグを 1 (アップシフト) にセットしてサブルーチンを終了する。

なお SFT フラグは、1 のときに動力循環モードから直結モードへのアップシフトを示し、2 のときに直結モードから動力循環モードへのダウンシフトを示し、0 のときには伝動モード ($SFTMODE$) の維持を示すものとする。

20

【 0 0 5 8 】

一方、ステップ $S 5 3$ で変速機出力回転数 $Nout$ がアップシフト判定出力回転数未満と判定する場合には、動力循環モードから直結モードへのモード切り換えを指令するモード切り換えアップシフト領域に入っていないため、モード切り換え不要としてそのままサブルーチンを終了する。

【 0 0 5 9 】

ステップ $S 4 5$ で $SFTMODE = 3$ (直結モード) と判定する時に選択されるステップ $S 4 9$ では、図 2 から明らかなように直結モードから動力循環モードへの切り換え (ダウンシフト) が発生し得るため、図 15 に例示した直結モード 動力循環モード切り換えダウンシフト判定線 を選択し、次いでステップ $S 5 5$ において当該選択したダウンシフト判定線 をもとに到達入力回転数 $DSREV$ から、上記モード切り換えを行うべきモード切り換え変速 (ダウンシフト) 判定用の判定出力回転数 $REV A$ を検索して求める。

30

その後ステップ $S 5 6$ において、図 16 (a) のようなマップを基にスロットル開度 TVO および出力回転加減速度 $GDATA$ から、または同図 (b) のようなマップを基に出力回転加減速度 $GDATA$ からモード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ 用の補正回転数 $REVB$ を検索により求める。

【 0 0 6 0 】

そしてステップ $S 5 7$ で、モード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ に補正回転数 $REVB$ を加算してモード切り換え変速判定出力回転数 $REV A$ を補正し、ステップ $S 5 8$ で変速機出力回転数 $Nout$ が、このモード切り換え変速 (ダウンシフト) 判定出力回転数 $REV A$ 以下になったか否かを判定する。

40

変速機出力回転数 $Nout$ がこのモード切り換えダウンシフト判定出力回転数 $REV A$ 以下になると、モード切り換え変速 (ダウンシフト) を行う領域に入っているため、ステップ $S 5 9$ でこのこと (モード切り換えダウンシフト中) を示すように $SFTMODE$ を 2 に変更すると共に SFT フラグを 2 (ダウンシフト) にセットしてサブルーチンを終了する。

【 0 0 6 1 】

一方、ステップ $S 5 8$ で変速機出力回転数 $Nout$ がダウンシフト判定出力回転数 $REV A$ を越えていると判定する場合には、直結モードから動力循環モードへのモード切り換えを指令する領域に入っていないため、モード切り換え変速不要としてそのままサブルーチ

50

ンを終了する。

【 0 0 6 2 】

ところで、上記したモード切り換えアップシフト判定およびモード切り換えダウンシフト判定のいずれにおいても、モード切り換え変速判定出力回転数 $R E V A$ に加算してこれを補正する補正回転数 $R E V B$ が図 1 6 (b) に示すように、変速機出力回転の加減速度 $G D A T A$ の小さな領域 (0 近辺の領域) では不感帯用に 0 にされているが、これを外れた領域では変速機出力回転の加速度が大きくなるにつれて補正回転数 $R E V B$ が負値を増大され、変速機出力回転の減速度が大きくなるにつれて補正回転数 $R E V B$ が正値を増大されていることから、ステップ $S 5 2$ およびステップ $S 5 7$ で補正するモード切り換えアップシフト判定出力回転数 $R E V A$ は変速機出力回転の加速度が大きいかほど小さくされ、変速機出力回転の減速度が大きいかほど大きくされる。

10

従って、変速機出力回転の減速度が大きいかほど図 3 3 のダウンシフト線を ' のように高車速側に変位させ、もって図 3 4 につき前述した急減速時において要求される高速側 $C V T$ 変速比でのモード切り換えダウンシフト ($A E E ' C$) が可能となる。

【 0 0 6 3 】

以上のごとく図 1 4 に基づいて図 4 のステップ $S 5$ が実行された後は、同図のステップ $S 6$ において前記の $S F T M O D E$ が 1 か、2 か、3 か、それ以外かにより、伝動モードが動力循環モード ($S F T M O D E = 1$) か、モード切り換え中 ($S F T M O D E = 2$) か、直結モード ($S F T M O D E = 3$) か、それ以外のいずれであることを判定する。

動力循環モードなら制御をステップ $S 7$ に進めて動力循環モード制御を行い、モード切り換え中なら制御をステップ $S 9$ に進めてモード切り換え制御を行い、直結モードなら制御をステップ $S 8$ に進めて直結モード制御を行い、これら以外なら制御をステップ $S 1 0$ に進めて対応するその他の制御を行う。

20

【 0 0 6 4 】

図 4 のステップ $S 7$ における動力循環モード制御は図 1 7 に示すごときのもので、先ずステップ $S 6 1$ において、目標ロークラッチ圧を最大値に、また目標ハイクラッチ圧を最低値にして、ロークラッチ 3 1 の締結を指令すると共にハイクラッチ 3 3 の解放を指令する。次のステップ $S 6 2$ では $C V T$ 比制御モードを判定し、この $C V T$ 比制御モードは通常制御の時 0 にされ、 $C V T$ 変速比を保持する時 1 にされ、通常制御への遷移中 2 にされ、モード切り換え中の通常制御時 3 にされるものとする。

30

【 0 0 6 5 】

ステップ $S 6 2$ で $C V T$ 比制御モードが 0 または 3 であると判定される時、ステップ $S 6 3$ において、最終目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 1$ に図 8 のステップ $S 2 3$ で求めた目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 0$ をセットする。

ステップ $S 6 2$ で $C V T$ 比制御モードが 1 または 2 であると判定される時、ステップ $S 6 4$ において、最終目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 1$ を所定時定数 $T g T M S F T$ のローパスフィルターに通して、 $R A T I O 1 = R A T I O 1 + T g T M S F T \times (R A T I O 0 - R A T I O 1)$ を求める。

【 0 0 6 6 】

次いでステップ $S 6 5$ において、最終目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 1$ および目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 0$ 間における偏差の絶対値が所定値未満になったか否かをチェックし、未満になったところでステップ $S 6 6$ において $C V T$ 比制御モードを 0 にすることによりステップ $S 6 2$ がステップ $S 6 3$ を選択するようになる。

40

以上のようにステップ $S 6 3$ またはステップ $S 6 4$ で最終目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 1$ を求めた後はステップ $S 6 7$ において、 $C V T$ 変速比フィードバック補償量 $F B R T O$ を図 1 8 のようにして求める。

【 0 0 6 7 】

図 1 8 では、先ず最終目標 $C V T$ 変速比 $R A T I O 1$ と実 $C V T$ 変速比 $i_{c v t}$ との偏差 $e r r$ を求め、次いでこの偏差 $e r r$ に比例定数 $K P$ (運転条件に応じて任意に与え得る) を掛けて求めた比例制御分と、偏差 $e r r$ に積分定数 $K I$ (運転条件に応じて任意に与

50

え得る)を掛けて求めた積分制御分 I_{ntgR} との和値をもって CVT 変速比フィードバック補償量 $FBRT0$ とする。

図17のステップS68では、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ に CVT 変速比フィードバック補償量 $FBRT0$ を加算して指令 CVT 変速比 i_{cvt0} とする。

【0068】

図4のステップS8における直結モード制御は図19に示すごときもので、先ずステップS71において、目標ロークラッチ圧を最低値に、また目標ハイクラッチ圧を最大値にして、ロークラッチ31の解放を指令すると共にハイクラッチ33の締結を指令する。

次のステップS72では CVT 比制御モードを判定し、 CVT 比制御モードが0または3であると判定される時、ステップS73において、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ に

図8のステップS23で求めた目標 CVT 変速比 $RATIO0$ をセットする。
ステップS72で CVT 比制御モードが1または2であると判定される時、ステップS74において、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ を所定時定数 T_{gTMSFT} のローパスフィルターに通して、 $RATIO1 = RATIO1 + T_{gTMSFT} \times (RATIO0 - RATIO1)$ を求める。

【0069】

次いでステップS75において、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ および目標 CVT 変速比 $RATIO0$ 間における偏差の絶対値が所定値未満になったか否かをチェックし、未満になったところでステップS76において CVT 比制御モードを0にすることによりステップS72がステップS73を選択するようになる。

以上のようにステップS73またはステップS74で最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ を求めた後はステップS77において、 CVT 変速比フィードバック補償量 $FBRT0$ を図18につき前述したように求め、

ステップS78で、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ に CVT 変速比フィードバック補償量 $FBRT0$ を加算して指令 CVT 変速比 i_{cvt0} とする。

【0070】

図4のステップS9におけるモード切り換え制御は図20に示すごときもので、先ずステップS81において、当該モード切り換えに際して行うべきイニシャライズが終了しているか否かを判定し、終了していないと判定する時ステップS82において変速タイマをクリアすると共に CVT 比制御モードを0にするイニシャライズを実行し、イニシャライズ

が終了していると判定する時はステップS82をスキップする。
次のステップS83では、モード切り換え制御が開始されてから所定時間が経過したか否かをチェックし、所定時間が経過するまでの間は制御をステップS84～ステップS90に進める。

【0071】

ステップS84では、図21のようにしてモード切り換え制御中の最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ を算出する。

つまり図21のステップS111において、 CVT 比制御モードが0 (CVT 比の通常制御中)か、1 (CVT 比を保持する制御中)か、2 (CVT 比の通常制御への移行中)か、3 (CVT 比をモード切り換え中ながら通常制御すべき状態)かをチェックし、

ステップS112において、最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ が図8のステップS24で求めた第1制限 CVT 変速比 $RATIOA$ (図34参照)以上(ロー側)であるか否かを判定する。

【0072】

ステップS111で CVT 比制御モードが0 (CVT 比の通常制御中)と判別し、且つ、ステップS112で最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ (図34のA点からC点への変速時はC点の CVT 変速比)が第1制限 CVT 変速比 $RATIOA$ よりも小さい(ハイ側)と判定する時は、ステップS116で最終目標 CVT 変速比 $RATIO1$ を図8のステップS23で求めた目標 CVT 変速比 $RATIO0$ にセットすることにより無段変速機構2を通常通りに変速制御すると共に CVT 比制御モードを0にすることにより CVT 変速比

10

20

30

40

50

の通常制御を継続するよう指令する。

これにより、図34のA点からC点への変速時に先ず通常制御によるA点からD点方向への変速が保証されることになる。

【0073】

なお、ステップS111でCVT比制御モードが3(CVT比をモード切り換え中ながら通常制御すべき状態)であると判定する時も、ステップS114において最終目標CVT変速比RATIO1を、図8のステップS23で求めた目標CVT変速比RATIO0にし、これにより無段変速機構2を変速比が目標CVT変速比RATIO0となるよう通常通りに変速制御する。

【0074】

しかし、ステップS111でCVT比制御モードが0(CVT比の通常制御中)と判別しても、ステップS112で最終目標CVT変速比RATIO1が第1制限CVT変速比RATIOA以上(ロー側)と判定する時は、ステップS115においてCVT比制御モードを1にしてCVT変速比の保持を指令し、制御をそのまま終了することにより最終目標CVT変速比RATIO1を修正しないことでCVT変速比の保持を実行すると共に、以後はステップS111がCVT比制御モード=1に応答して制御をいきなり終了することでCVT変速比の保持を継続する。

これにより、図34のA点からC点への変速について説明すると、上記した通常制御によるA点からD点方向への変速後は、ここで一旦CVT変速比が保持されることになる。

【0075】

ステップS111でCVT比制御モードが2(CVT比の通常制御への移行中)と判別する時はステップS117において、最終目標CVT変速比RATIO1を所定時定数TgTMSFTのローパスフィルターに通して、 $RATIO1 = RATIO1 + TgTMSFT \times (RATIO0 - RATIO1)$ を求める。

次いでステップS118において、最終目標CVT変速比RATIO1および目標CVT変速比RATIO0間における偏差の絶対値が所定値未満になったか否かをチェックし、未満になったところでステップS119においてCVT比制御モードを3にすることによりステップS111がステップS114を選択するようになる。

【0076】

以上のようにステップS114、またはステップS116、或いはステップS117で最終目標CVT変速比RATIO1を求めた(ステップS115を通過してCVT比制御モードが1になるとRATIO1はRATIOAに保たれる)後は、図20のステップS85において、前記のSFTフラグが1か否かにより動力循環モードから直結モードへのアップシフトか、逆に直結モードから動力循環モードへのダウンシフトかを判定する。

アップシフトである場合ステップS86において、アップシフトのシークエンスに従ってロークラッチ圧の計算を行うと共にハイクラッチ圧の計算を行い、ダウンシフトである場合ステップS87においてダウンシフトのシークエンスに従ってロークラッチ圧の計算を行うと共にハイクラッチ圧の計算を行う。

なお、アップシフト時におけるクラッチ圧の計算とダウンシフト時におけるクラッチ圧の計算とは、ロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放が逆転するのみで、同様な手順によることから、ここではクラッチ圧の計算を図33~図36での説明に合わせてダウンシフトの場合につき図22により以下に詳述する。

【0077】

図22のステップS121においては、CVT変速比 i_{cvt} および周知の方法で算出しておいた変速機入力トルクから、ロークラッチ圧マップに基づきロークラッチ圧指令値を算出し、次のステップS122では、CVT変速比 i_{cvt} および周知の方法で算出しておいた変速機入力トルクから、ハイクラッチ圧マップに基づきハイクラッチ圧指令値を算出する。

次いでステップS123、ステップS124、ステップS124'、ステップS125、ステップS126において、変速タイマが順次に大きいUP所定値1未満か、UP所定値

10

20

30

40

50

2未満か、UP所定値2'未満か、UP所定値3未満か、UP所定値4未満かどうかを判定する。

【0078】

変速タイマがUP所定値1未満である間はステップS127において、ハイクラッチ圧指令値を、ハイクラッチ圧マップから算出されたハイクラッチ圧にクラッチ内部のリターンスプリング力に対向する圧力であるHCsprを足した圧とし、次いでステップS128においてロークラッチ圧指令値をプリチャージ圧である所定値LCprchに保持し、その後ステップS129でIVT比制御モードを1にする。

ここでIVT比制御モードは、IVT変速比の通常制御時0にされ、モード切り換え開始時1にされ、イナーシャフェーズ中2にされ、イナーシャフェーズ終了時3にされるものとする。

10

【0079】

変速タイマがUP所定値1以上、UP所定値2'（ハイクラッチのピストンストロークに必要な最低時間とする）未満である間はステップS130において、ハイクラッチ圧指令値をステップS127と同様に、ハイクラッチ圧マップから算出されたハイクラッチ圧にクラッチ内部のリターンスプリング力に対向する圧力であるHCsprを足した圧とし、次いでステップS131においてロークラッチ圧指令値をロークラッチ内部におけるリターンスプリング力に対向する圧である所定値LCsprに増圧する。

【0080】

変速タイマがUP所定値2'以上、UP所定値2未満である間は、ステップS125'においてCVT比制御モードが1（CVT比保持制御）か否かを判定し、CVT比制御モードが1（CVT比保持制御）でなければ制御をステップS130およびステップS131に進めてクラッチ制御待機状態となし、この待機状態をCVT比制御モードが1（CVT比保持制御）になってステップS125'が制御をステップS130'に進めるまで継続する。

20

ステップS130'では、CVT比保持状態になったのを受けて変速タイマにUP所定値2をセットすることでこれを更新し、その後、制御を次のフェーズであるステップS125に進める。

【0081】

ステップS125で変速タイマがUP所定値3未満であると判定する間、つまりUP所定値2以上、UP所定値3未満である間はステップS132において、締結ゲイン1を変速タイマ値からUP所定値2を差し引いた差値と、UP所定値3からUP所定値2を差し引いた差値との比により求めると共に、締結ゲイン2を1から締結ゲイン1を差し引いた差値とする。

30

次いでステップS133において、ハイクラッチ圧を以下の演算、

ハイクラッチ圧 = 所定値HCspr + ハイクラッチ圧 × 締結ゲイン2

により求める。ここでハイクラッチ圧は、ハイクラッチ圧マップから算出したハイクラッチ圧に1よりも小さい値である締結ゲイン2を掛けることで低下されることとなる。

次にステップS134で、ロークラッチ圧を以下の演算、

ロークラッチ圧 = 所定値LCspr + (ロークラッチ圧 + 所定値) × 締結ゲイン1

40

により求める。

ここで（ハイクラッチ圧 + 所定値）における所定値は、イナーシャフェーズで回転変化を生じさせるための余裕分で、車速VSPやスロットル開度TVOに応じて適宜に与える。そしてステップS135において、詳しくは図23につき後述するがロークラッチ圧指令値のフィードバック量計算を行う。

【0082】

ステップS126で変速タイマがUP所定値4未満と判定する間、つまりUP所定値3以上、UP所定値4未満である間はステップS136において、ハイクラッチ圧指令値をハイクラッチリターンスプリング力相当の所定値HCsprに保持し、次いでステップS137においてIVT比制御モードをイナーシャフェーズ中であることを示すように2にし

50

た後、制御をステップS 1 3 4、ステップS 1 3 5に進める。

変速タイマがUP所定値4以上になったらステップS 1 3 8において、ハイクラッチ圧指令値を最低値にし、次いでステップS 1 3 9においてロークラッチ圧指令値を前回計算値と所定値L C d e l t aとの和値とする。

【0083】

図22のステップS 1 3 5で行うロークラッチ圧指令値のフィードバック量計算は図23に示すごときのもので、先ずステップS 1 4 1において、例えば図24のマップをもとに最終目標CVT変速比R A T I O 1から変速前I V T変速比I V T R A T I O Aを求め、更にステップS 1 4 2において、例えば図25のマップをもとに最終目標CVT変速比R A T I O 1から変速後I V T変速比I V T R A T I O Bを求める。

10

ここで図34のA点からC点への変速時における変速前I V T変速比I V T R A T I O Aおよび変速後I V T変速比I V T R A T I O Bを考察するにこの場合、図21につき前述したごとくA点から先ずD点に向かうよう通常通りの制御がなされ、その後CVT変速比が保持された状態でクラッチの掛け換えによるD点からD'点への変速が実行されるため、変速前I V T変速比I V T R A T I O AはD点におけるI V T変速比であり、また変速後I V T変速比I V T R A T I O BはD'点におけるI V T変速比である。

次にステップS 1 4 3において、I V T比制御モードが1か否かによりモード切り換えが開始されているか否かをチェックする。

【0084】

I V T比制御モードが1であれば、ステップS 1 4 4において変速前I V T変速比I V T R A T I O Aおよび目標I V T変速比I V T R T O間の差の絶対値 $|I V T R A T I O A - I V T R T O|$ がイナーシャフェーズ開始判定のための所定値以上か否かによりイナーシャフェーズが開始された(クラッチの掛け換えによる変速比変化が開始された)か否かを判定する。

20

イナーシャフェーズ開始と判定する時ステップS 1 4 5において、このことを示すようにI V T比制御モードを2にする。

イナーシャフェーズが未だ開始されていなければステップS 1 4 6において、I V T変速タイマをクリアし、次いでステップS 1 4 7において、ロークラッチ圧のフィードバック量P R S F Bを0にリセットすると共に積分値P R S I N T Gを0にリセットする。

【0085】

ステップS 1 4 4でイナーシャフェーズ(クラッチの掛け換えによる変速)開始と判定し、ステップS 1 4 5でI V T比制御モードを2にした後は、ステップS 1 4 9において、図26(a)のようなマップを基にスロットル開度T V Oおよび変速機出力回転数N o u tから、目標変速時間S F T T I M Eを検索により求める。

30

なお、この検索に当たって用いるマップは図26(a)のような2次元マップの代わりに、或る変速機出力回転数N o u tの時の特性を図26(b)のように抽出して簡略化したスロットル開度T V Oのみによるマップとしても良い。

【0086】

次いでステップS 1 5 0において、図27のようなマップを基に出力回転加減速度G D A T Aから変速ゲイン補正係数S F T H O Sを検索により求める。

40

この変速ゲイン補正係数S F T H O Sは、出力回転加減速度G D A T Aが0近辺の小さな領域で1.0となって不感帯を有し、それ以上の大きな加減速度領域では、加速度が大きくなるにつれ、また減速度が大きくなるにつれ、変速ゲイン補正係数S F T H O Sは小さくなるものとする。

ステップS 1 5 1においては、目標変速時間S F T T I M Eに変速ゲイン補正係数S F T H O Sを掛けて補正するが、この補正により目標変速時間S F T T I M Eは、変速ゲイン補正係数S F T H O Sが図27の特性を持つことから出力回転の加速度または減速度が大きくなるにつれ短くされることとなる。

【0087】

次のステップS 1 5 2においては、最終目標I V T変速比I V T R T O 1を、I V T R T

50

$O1 = \{IVTRATIOA + (IVTRATIOB - IVTRATIOA)\} / \{\text{目標変速時間} SFTTIME \times IVT\text{変速タイマ}\}$ により求める。

ここでイナーシャフェーズが開始された後はイナーシャフェーズが終了するまでの間、CVT変速比がほぼ保持状態になっていてIVT変速比を管理する時の目標にすべきCVT変速比がなくなることから、ステップS152で上記により仮想の目標IVT変速比を作り出してイナーシャフェーズ中の変速制御に資する。

ところで上記では最終目標IVT変速比IVTRTO1が一次直線の形になるが、他の関数で与えても良いことは言うまでもない。

次いでステップS153において、最終目標IVT変速比IVTRTO1と目標変速比IVTRTOとの偏差 $ieerr (= IVTRTO1 - IVTRTO)$ を求める。

10

【0088】

ステップS154では、ロークラッチ圧のフィードバック量 PRSFB を以下のようにして求める。

まず、上記の変速比偏差 $ieerr$ および積分ゲイン $KIivt$ から積分項 PRSINTG を $PRSINTG = PRSINTG + ieerr \times KIivt$ により求め、次いで比例ゲイン $KPitv$ を用いてハイクラッチ圧フィードバック量 PRSFB を $PRSFB = ieerr \times KPitv + PRSFB$ を求める。

更にステップS155でロークラッチ圧を、当該フィードバック量 PRSFB だけ嵩上げし、ステップS156でIVT変速タイマを更新する。

【0089】

20

ステップS143でIVT比制御モードが1でないとは判定する時は、ステップS148において、変速後IVT変速比IVTRATIOBおよび目標IVT変速比IVTRTO間の差の絶対値 $|IVTRATIOB - IVTRTO|$ がイナーシャフェーズ終了判定のための所定値未満か否かによりイナーシャフェーズが終了したか否かを判定する。

終了前のイナーシャフェーズ中であれば、上記したステップS149～ステップS156の処理を引き続いて実行する。

【0090】

ステップS148でイナーシャフェーズ終了と判定する時は、ステップS157において変速タイマをUP所定値4とし、次いでステップS158においてCVT比制御モードを2とし、更にステップS159においてIVT比制御モードを3とする。

30

【0091】

以上のように図22および図23で(図20のステップS87で)ダウンシフトシークエンスに従った目標ロークラッチ圧および目標ハイクラッチ圧の決定が行われた後、若しくは図20のステップS86でアップシフトシークエンスに従った目標ロークラッチ圧および目標ハイクラッチ圧の決定が行われた後は、図20のステップS88において変速タイマの更新を行い、

次いでステップS89において、図18につき前述したようにしてCVT変速比フィードバック補償量 FBRTO を算出し、

更にステップS90において、前記の最終目標CVT変速比 RATIO1 に上記CVT変速比フィードバック補償量 FBRTO を加算して指令CVT変速比 $icvt0$ を求める。

40

【0092】

図20のステップS83でモード切り換え制御の開始から所定時間が経過したと判定する時は、変速終了処理のためにまずステップS91で前記のSFTフラグが1か否かによりアップシフトかダウンシフトかを判定する。

アップシフト判定時はステップS92でロークラッチ圧を最低値に指令すると共にハイクラッチ圧を最高値に指令した後、ステップS93でSFTMODEを3にすると共にSFTフラグを0にする。

一方でダウンシフト判定時はステップS94でロークラッチ圧を最高値に指令すると共にハイクラッチ圧を最低値に指令した後、ステップS95でSFTMODEを1にすると共にSFTフラグを0にする。

50

【 0 0 9 3 】

以上のようにロークラッチ圧およびハイクラッチ圧を限界値に指令した後はステップ S 9 6 においてイニシャライズ終了フラグをクリアし、次いでステップ S 9 7 において I V T 比制御モードを 0 にし、これらにより次回のモード切り換え制御に備える。

【 0 0 9 4 】

図 4 のステップ S 7、またはステップ S 8、或いはステップ S 9 で前記したごとくに指令 C V T 変速比 i_{cvt} 、目標ロークラッチ圧、および目標ハイクラッチ圧を求めた後は、ステップ S 1 1 ~ S 1 3 においてこれらの目標を実現するための信号を求めて出力する。

ステップ S 1 1 においては、図 2 8 のようにして、図 2 9 のマップを基に指令 C V T 変速比 i_{cvt} を達成するためのステップモータ 2 2 の目標駆動位置（目標ステップ数）を求めると共に、

次にステップ S 1 2 では、図 3 0 のようにして、目標ロークラッチ圧および目標ハイクラッチ圧を実現するためのロークラッチソレノイド 2 4 およびハイクラッチソレノイド 2 5 の駆動デューティを図 3 1 のマップに基づき算出する。

そしてステップ S 1 3 において、ステップモータ 2 2 を上記の目標駆動位置（目標ステップ数）となるよう駆動すると共に、上記のデューティ比に応じロークラッチソレノイド 2 4 およびハイクラッチソレノイド 2 5 を駆動する。

【 0 0 9 5 】

上記した実施の形態になる変速比無限大無段変速機の変速制御装置に係わる動作タイムチャートを図 3 2 に例示する。

図 3 2 は、アクセルペダルの釈放によりスロットル開度 T V O を全閉にした状態で瞬時 t_1 にブレーキ操作により急制動（減速度を便宜上一定とする）を行った結果、図 3 3 および図 3 4 の A 点（直結モードでの最ハイ I V T 変速比）から C 点（動力循環モードでの G N P 相当の I V T 変速比）へのモード切り換え（直結モードから動力循環モードへの切り換え）を伴った変速（ダウンシフト）が要求される場合における変速動作タイムチャートを示す。

【 0 0 9 6 】

図 1 4 のステップ S 5 2 またはステップ S 5 7 による処理で例えば図 3 3 の から ' のごとく減速度 G D A T A に応じて補正された直結モード 動力循環モード切り換へのダウンシフト線を出力回転数 N_{out} が横切る瞬時 t_2 に直結モードから動力循環モードへのモード切り換えが開始される。

瞬時 t_2 までは、最終目標 C V T 変速比 R A T I O 1 は通常の C V T 比制御モードにより目標 I V T 変速比に伴うよう、つまり図 3 4 の A 点から D 点に向かうよう変化している。

【 0 0 9 7 】

最終目標 C V T 変速比 R A T I O 1 が第 1 制限 C V T 変速比 R A T I O A に達する（C V T の変速制御による図 3 4 の A 点から D 点への変速が行われる）瞬時 t_2 以後は、目標 C V T 変速比 R A T I O 0 の変化にかかわらず最終目標 C V T 変速比 R A T I O 1 が保持されたままとなる。

これにより C V T は図 3 4 の D 点相当の変速比にとどまるが（C V T 比制御モード = 0 1）、瞬時 t_2 より開始されているハイクラッチ圧の低下とロークラッチ圧の上昇とでこれらクラッチの掛け換えによる直結モードから動力循環モードへの切り換えが開始され、当該クラッチの掛け換えが進行するにつれて I V T の実効ギヤ比が図 3 4 の D 点相当値から D ' 点相当値に変化するモード切り換え変速が行われる。

【 0 0 9 8 】

瞬時 t_2 において I V T 変速比の変化を基にイナーシャフェーズの開始（図 3 4 の D 点から D ' 点への変速開始）が検出されると（図 2 3 のステップ S 1 4 4、ステップ S 1 4 5）、図 2 3 のステップ S 1 5 2 において最終目標 I V T 変速比 I V T R T O 1 が図 3 2 のように求められ、上記のモード切り換え変速に当たってはこの最終目標 I V T 変速比 I

10

20

30

40

50

V T R T O 1 が達成されるようロークラッチ圧およびハイクラッチ圧を図 3 2 のように時系列制御する。

この時の変速時間は、図 2 3 のステップ S 1 5 0、ステップ S 1 5 1 の処理により減速度 G D A T A が高いほど短くする。

【 0 0 9 9 】

瞬時 t_{22} において I V T 変速比の変化を基にイナーシャフェーズの終了 (図 3 4 の D 点から D ' 点への変速の終了) が検出されると (図 2 3 のステップ S 1 4 8)、図 2 3 のステップ S 1 5 8 において C V T 比制御モードが図 3 2 のごとく 1 から 2 にされ、図 2 3 のステップ S 1 5 9 で I V T 比制御モードが図 3 2 のごとく 2 から 3 にされ、それによりロークラッチ圧の上記フィードバック制御が終了してこれが一定勾配で上昇され、ハイクラッチ圧は最低圧にされてハイクラッチは完全に解放状態となる。

目標 C V T 変速比 R A T I O 0 と最終目標 C V T 変速比 R A T I O 1 との間の差がなくなる瞬時 t_{23} においては、C V T 比制御モードが 2 から 3 にされ、

瞬時 t_{24} においてモード切り換え制御が終了してロークラッチ圧を最大とする。

【 0 1 0 0 】

その後は、動力循環モードでの通常の C V T の変速制御により図 3 4 の D ' 点から C 点への変速が行われ、瞬時 t_3 で I V T 変速比が中立点 G N P に至って車両を停車させることができる。

以上により、図 2 3 の A 点から D 点および D ' 点を経て C 点に至る変速が実行される。

なお逆にアップシフトの場合も同様な変速を実現することができる。

【 0 1 0 1 】

ところで、図 1 3 に示すように第 1 制限 C V T 変速比 R A T I O A を変速機出力回転の加速度または減速度が大きいほどハイ側変速比としたから、大加減速度時は図 3 4 のモード切り換え変速線 D - D ' を同図に E - E ' で示すように高速側 C V T 変速比寄りにずらせ、これにより、動力循環モードおよび直結モード間でのモード切り換えのためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換え (図 3 4 の D - D ' 変速) を、変速機出力回転の加速度または減速度が大きい時は、図 3 4 の E - E ' で示すように変速 C V T 変速比が高速側変速比の時に行わせることとなり、

モード切り換え変速を行わせる C V T 変速比が、変速機出力回転の加減速度に応じた前記の要求通りに変更されて、急減速時のエンジンストールや急加速時のエンジンの過回転を生ずることなくモード切り換え変速の時間を適切なものとなして変速ショックを防止することができる。

【 0 1 0 2 】

なお上記のモード切り換え変速中は、このモード切り換えを開始した時の変速比に C V T 変速比を保持するため、当該モード切り換え変速中はこの変速をクラッチの掛け換えによる変速のみとなし、これにより高品質な変速を行わせることができる。

【 0 1 0 3 】

また、図 2 7 に示すような変速ゲイン補正係数 S F T H O S の設定によりモード切り換え変速のためのロークラッチおよびハイクラッチの締結、解放切り換えの時間を変速機出力回転の加速度または減速度が大きい時ほど短くしたため、

変速機出力回転の加速度または減速度が大きな場合においてモード切り換え変速のためのクラッチの掛け換え制御時間が必要以上に長くならないようにすることができ、これによってもモード切り換え変速後における無段変速機構の変速時間に余裕を持たせてエンジンストールやエンジンの過回転を確実に防止することができる。

【 0 1 0 4 】

なお上記実施の形態においては、無段変速機構がトロイダル型無段変速機構 2 である場合について説明したが、無段変速機構が V ベルト式無段変速機構である場合においても本発明は同様の考え方により適用して同様の作用効果を奏し得ることことは言うまでもない。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明の一実施の形態になる変速制御装置を具えた変速比無限大無段変速機の

10

20

30

40

50

伝動系を示す略線図である。

【図 2】 同変速比無限大無段変速機の変速制御特性を、その速度比と無段変速機構の変速比との関係として示した線図である。

【図 3】 同変速比無限大無段変速機の変速制御系を示すシステム図である。

【図 4】 同変速制御系における変速機コントローラが実行する変速制御プログラムの全体を示すフローチャートである。

【図 5】 同変速制御プログラム内における変速機出力回転の加減速度算出処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

【図 6】 同変速制御プログラム内における選択レンジ判定処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

10

【図 7】 同変速制御プログラム内における変速比演算処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

【図 8】 同変速制御プログラム内における目標 C V T 変速比演算処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

【図 9】 同目標 C V T 変速比演算処理に際して行うべき到達入力回転数算出処理のフローチャートである。

【図 10】 変速比無限大無段変速機の D レンジにおける変速パターン図である。

【図 11】 同目標 C V T 変速比演算処理に際して行うべき到達 I V T 変速比および到達 I V T 速度比算出処理のフローチャートである。

【図 12】 同目標 C V T 変速比演算処理に際して行うべき目標 I V T 変速比および目標 I V T 速度比算出処理のフローチャートである。

20

【図 13】 同目標 C V T 変速比演算処理に際して求めるべき第 1 制限 C V T 変速比の変化特性図である。

【図 14】 図 4 に示す変速制御プログラム内における伝動モード判別処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

【図 15】 変速比無限大無段変速機を動力循環モードから直結モードに切り換えるべきアップシフト線、および逆方向にモード切り換えすべきダウンシフト線を D レンジについて示す変速パターン図である。

【図 16】 同アップシフト線およびダウンシフト線から求めたモード切り換え変速判定出力回転数用の補正回転数に係わるマップを示し、

30

(a) は、これを 2 次元マップとした場合における線図、

(b) は、これを簡略化した場合の線図である。

【図 17】 図 4 の変速制御プログラム内における動力循環モード制御に係わるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 18】 同動力循環モード制御における変速比フィードバック補償量算出処理を示すフローチャートである。

【図 19】 図 4 の変速制御プログラム内における直結モード制御に係わるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 20】 図 4 の変速制御プログラム内におけるモード切り換え制御を示すサブルーチンのフローチャートである。

40

【図 21】 同モード切り換え制御における最終目標 C V T 変速比の算出処理を示すフローチャートである。

【図 22】 同モード切り換え制御におけるダウンシフト時クラッチ圧計算処理を示すフローチャートである。

【図 23】 同ダウンシフト時クラッチ圧計算プログラムにおけるロークラッチ圧フィードバック量計算処理を示すフローチャートである。

【図 24】 同ロークラッチ圧フィードバック量計算処理において変速前 I V T 変速比を求めるのに用いた変速比関係線図である。

【図 25】 同ロークラッチ圧フィードバック量計算処理において変速後 I V T 変速比を求めるのに用いた変速比関係線図である。

50

【図 2 6】 同ロークラッチ圧フィードバック量計算処理において用いる目標変速時間のマップを示し、

(a) は、これを 2 次元マップとした場合における線図、

(b) は、これを簡略化した場合の線図である。

【図 2 7】 同目標変速時間の補正に用いる変速ゲイン補正係数の変化特性図である。

【図 2 8】 図 4 の変速制御プログラム内におけるステップモータ駆動位置算出処理を示すサブルーチンのフローチャートである。

【図 2 9】 指令 C V T 変速比を実現するためのステップモータ目標駆動位置を示す線図である。

【図 3 0】 図 4 の変速制御プログラム内におけるソレノイド駆動デューティ算出処理を示すサブルーチンのフローチャートである。 10

【図 3 1】 クラッチ目標油圧を実現するためのソレノイド駆動デューティを示す線図である。

【図 3 2】 図 4 ~ 図 3 1 の変速制御による急制動時のダウンシフト動作を示す変速動作タイムチャートである。

【図 3 3】 従来の変速制御装置によるダウンシフト時の変速順序を示す、図 1 5 と同様な線図である。

【図 3 4】 図 4 ~ 図 2 7 の変速制御によるダウンシフト時の変速順序を、従来の変速制御装置によるダウンシフト時の変速順序と共に示す、図 2 と同様な線図である。

【図 3 5】 従来の変速制御装置によるダウンシフト時の変速順序を示す、図 2 と同様な線図である。 20

【図 3 6】 減速度の具合に応じた C V T 変速比の時系列変化を示すタイムチャートである。

【図 3 7】 従来の変速比無限大無段変速機の動力伝達経路を模式的に示す概略線図である。

【符号の説明】

ENG エンジン

1 入力軸

2 トロイダル型無段変速機構

3 出力軸 30

4 遊星歯車組

5 トロイダル伝動ユニット

6 トロイダル伝動ユニット

7 入力ディスク

8 出力ディスク

9 パワーローラ

11 ピボットシャフト

12 C V T 出力歯車

21 コントロールバルブポディー

22 ステップモータ 40

24 ロークラッチソレノイド

25 ハイクラッチソレノイド

31 ロークラッチ

32 歯車

33 ハイクラッチ

34 アイドラギヤ

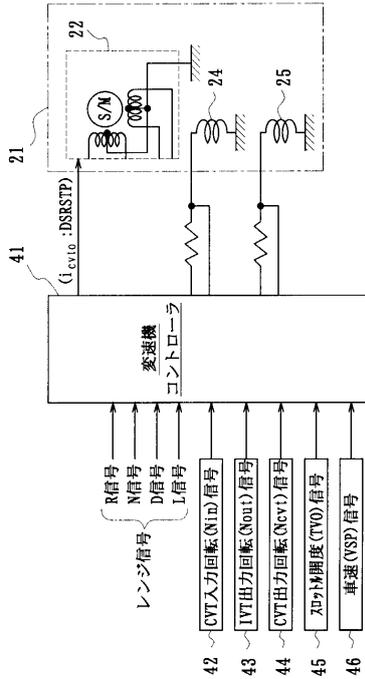
35 減速歯車組

36 ファイナルドライブギヤ組

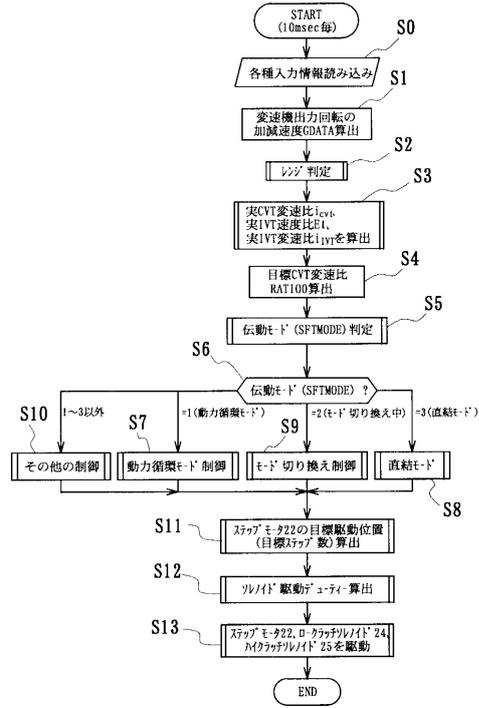
37 ディファレンシャルギヤ装置

41 変速機コントローラ 50

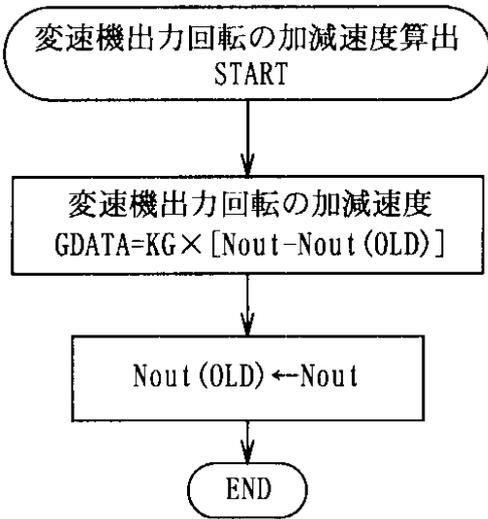
【図3】



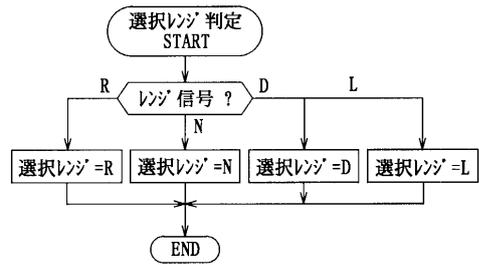
【図4】



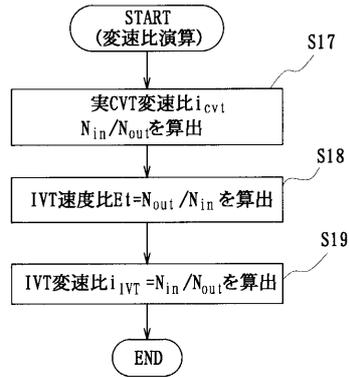
【図5】



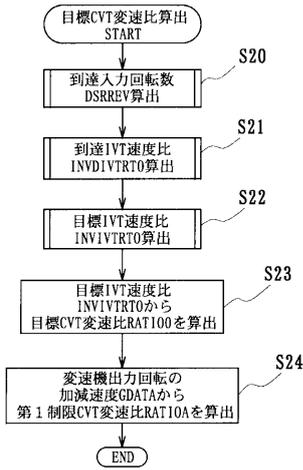
【図6】



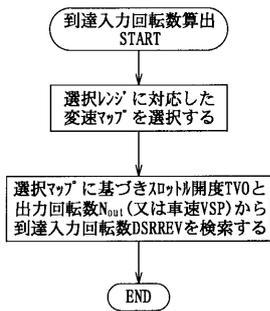
【図7】



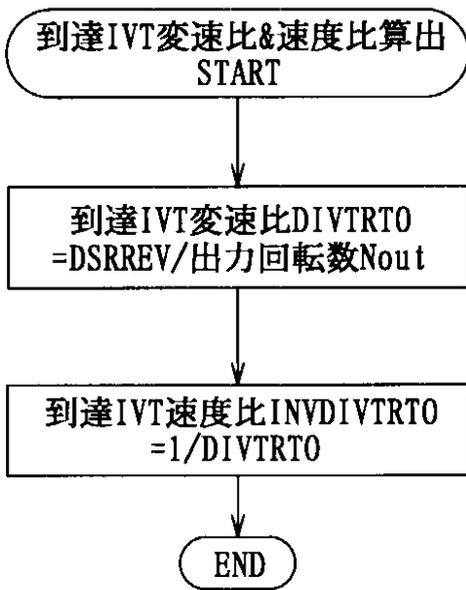
【図 8】



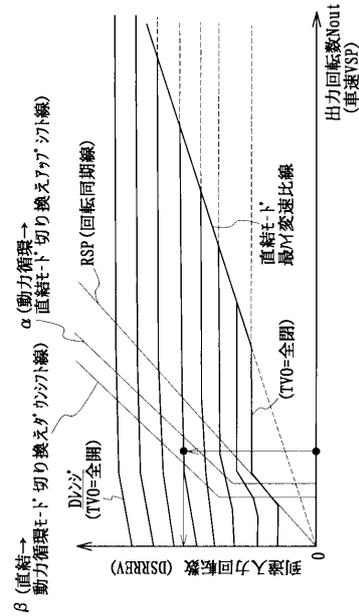
【図 9】



【図 1 1】



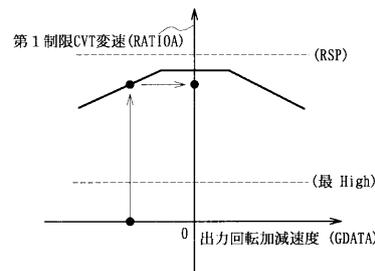
【図 1 0】



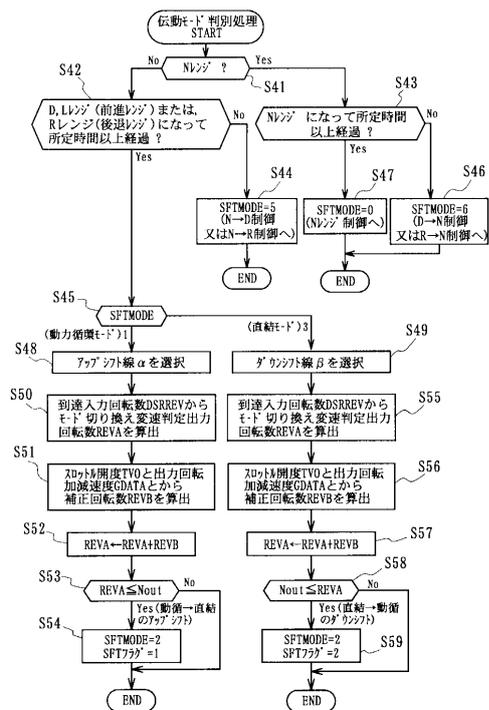
【図 1 2】



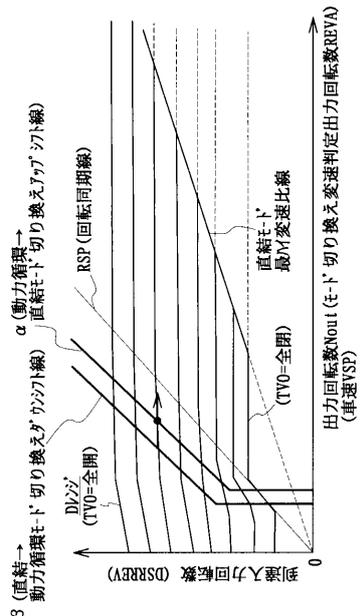
【図 1 3】



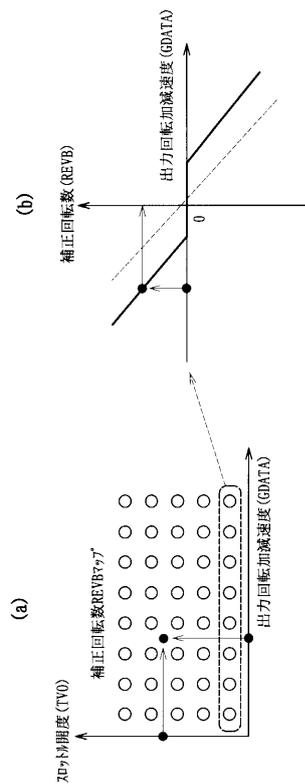
【図14】



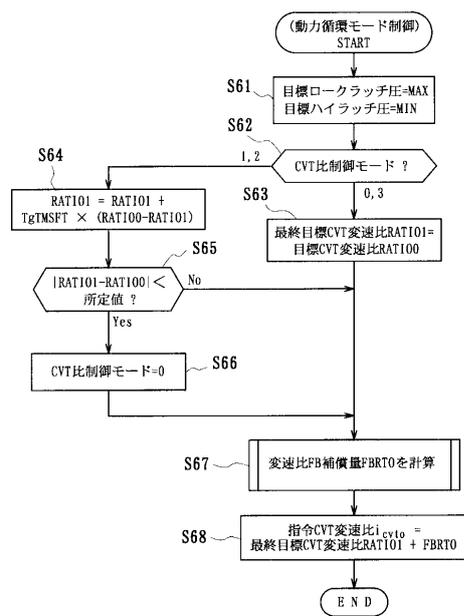
【図15】



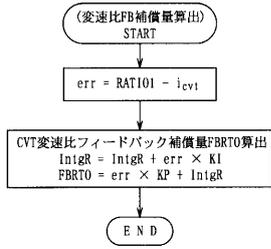
【図16】



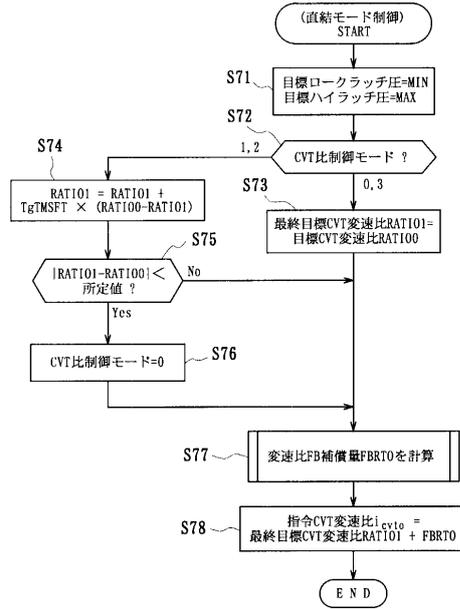
【図17】



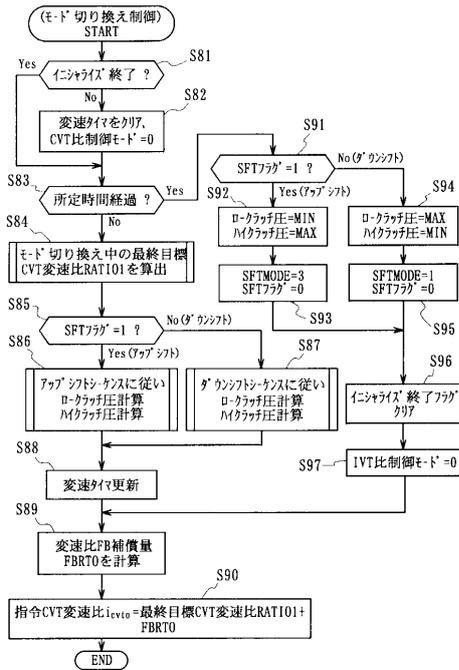
【図18】



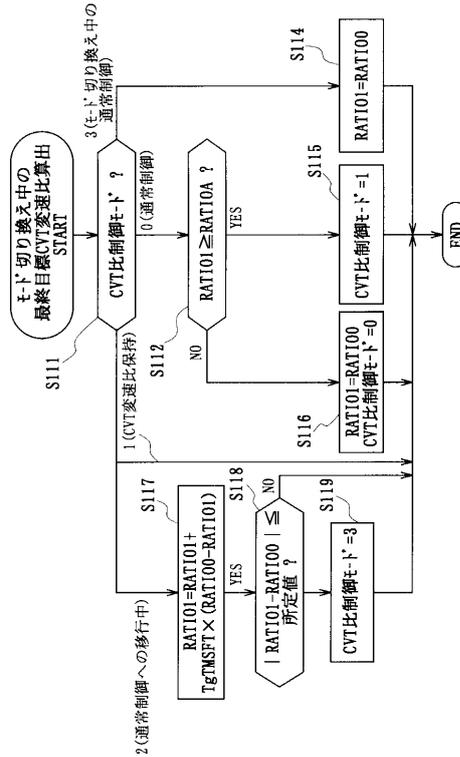
【図19】



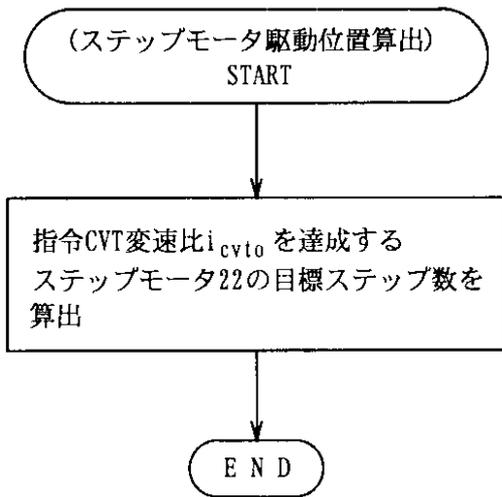
【図20】



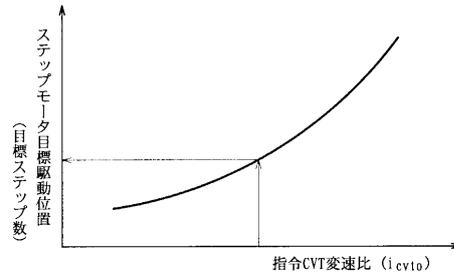
【図21】



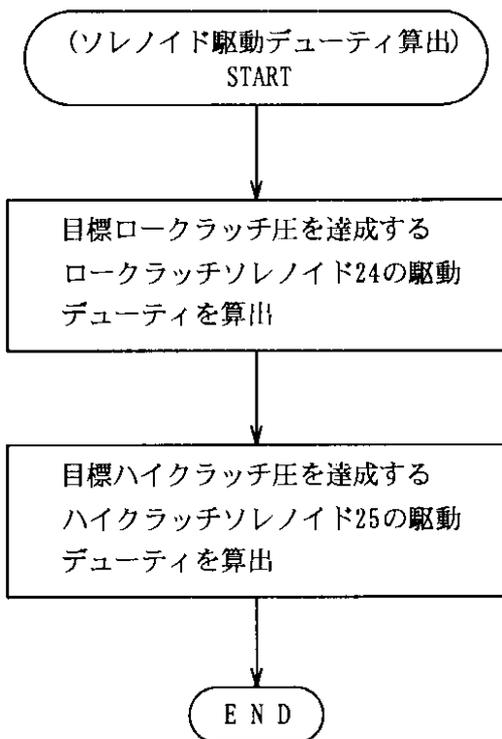
【図28】



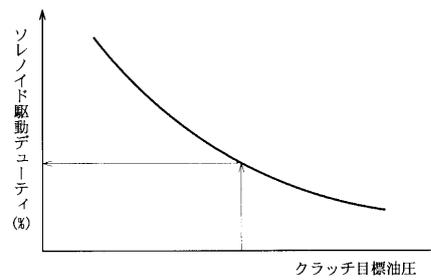
【図29】



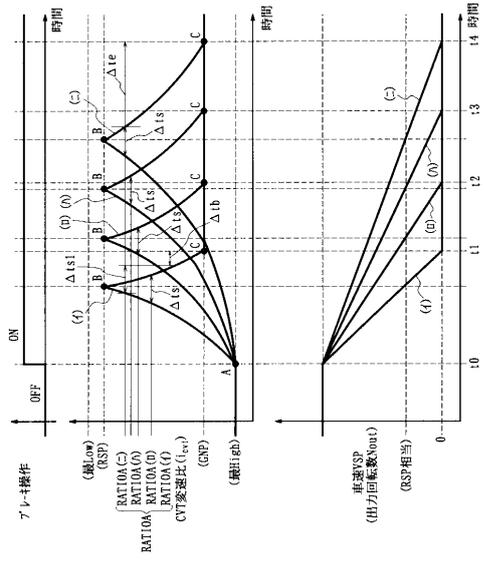
【図30】



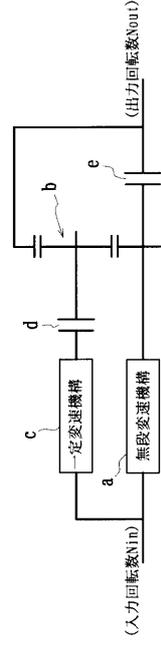
【図31】



【 36 】



【 37 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 H 59/48 (2006.01) F 1 6 H 59/48

(72)発明者 竹田 和宏
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

審査官 仲村 靖

(56)参考文献 特開2000-198375(JP,A)
特開平03-103661(JP,A)
特開平09-042438(JP,A)
特開2001-235014(JP,A)
特開平11-063203(JP,A)
特開2001-074131(JP,A)
特開平10-089455(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 61/04
F16H 15/38
F16H 37/02
F16H 59/40
F16H 59/42
F16H 59/48