

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-53982

(P2010-53982A)

(43) 公開日 平成22年3月11日(2010.3.11)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 61/02 (2006.01)	F 1 6 H 61/02	3 J 5 5 2
F 1 6 H 59/18 (2006.01)	F 1 6 H 59:18	
F 1 6 H 59/42 (2006.01)	F 1 6 H 59:42	
F 1 6 H 59/44 (2006.01)	F 1 6 H 59:44	
F 1 6 H 59/66 (2006.01)	F 1 6 H 59:66	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2008-220375 (P2008-220375)
 (22) 出願日 平成20年8月28日 (2008. 8. 28)

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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用無段変速機の制御装置

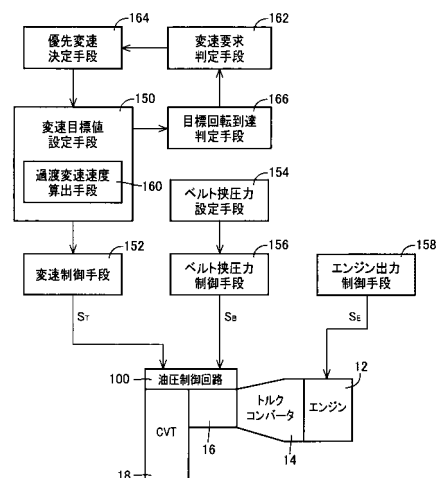
(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 複数の変速要求が同時に発生した際に、変速制御を適切に実行して違和感を抑制したりドライバビリティを向上する。

【解決手段】 変速制御手段152により、複数の変速要求が同時に発生した際、優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度に到達するまでは優先度が最も高い変速要求における変速速度を優先的に用いて変速制御が行われる一方で、目標入力軸回転速度に到達したときに目標入力軸回転速度に未だ到達していない他の変速要求があるときは、目標入力軸回転速度に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標入力軸回転速度に到達するまでは優先度がより高い変速要求における変速速度を用いて変速制御が行われるので、目標入力軸回転速度に未だ到達していない他の変速要求においても変速制御が適切に実行される。

。

【選択図】 図6



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

目標回転速度関連値及び変速速度が設定された変速要求に基づいて変速制御を実行する車両用無段変速機の制御装置であって、

複数種類の変速要求毎に変速制御に対する優先度が予め設定されており、

複数の変速要求が同時に発生した際、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまでは該優先度が最も高い変速要求における変速速度を優先的に用いて変速制御を行う一方で、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達したときに目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求があるときは、該目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまでは該優先度がより高い変速要求における変速速度を用いて変速制御を行う変速制御手段を含むことを特徴とする車両用無段変速機の制御装置。

10

【請求項 2】

前記優先度がより高い変速要求における変速速度への切換えの際は、該切換え前後の変速要求における各目標回転速度関連値と実際の回転速度との回転速度偏差、及び該各変速要求における優先度をパラメータとした関数から該切換え時の変速速度を決定することを特徴とする請求項 1 に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項 3】

前記関数は、車速関連値、路面勾配値、及び運転者の出力要求量のうちの少なくとも 1 つの値をパラメータとして用いられることを特徴とする請求項 2 に記載の車両用無段変速機の制御装置。

20

【請求項 4】

車両走行上の機能を保証する為の変速要求は、ドライバビリティ向上に関連する変速要求に比べて前記優先度が高く設定され、且つ前記変速速度が早く設定されることを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用無段変速機の制御装置に係り、特に、変速制御時の変速速度の決定に関するものである。

30

【背景技術】

【0002】

車両用無段変速機の変速制御においては、車速やアクセル開度等の車両状態に基づいて無段変速機の目標入力回転速度を設定し、実際の入力回転速度がその目標入力回転速度となるように無段変速機の変速比を変更することが良く知られている。この際、例えば通常変速時にはショックや変速の遅れが生じない程度の変速速度で変速を実行するように目標入力回転速度に到達する過渡的な目標入力回転速度が設定される一方、アクセルペダルが大きく踏込操作された加速要求時には過渡的な目標入力回転速度と実際の入力回転速度との回転速度差を大きくすることにより通常変速時に比べ変速速度を早くして要求されている加速感が得られるように過渡的な目標入力回転速度が設定される。また、例えば低車速時の減速走行においては、再発進や再加速等の車両走行上の機能を保証する為に、急制動時に最大変速比に戻す為の目標入力回転速度が設定され、加速要求時よりも非常に早い変速速度が設定される。このように、通常変速制御、加速要求制御、最大変速比戻り制御などの変速要求の違いによって異なる変速速度（すなわち目標入力回転速度に到達するまでの過渡的な目標入力回転速度）が設定される。

40

【0003】

変速速度を設定する例として、特許文献 1 には、アクセル開度と車速との関係による定常走行での目標変速比に対し、降坂での傾斜角と車速との関係による補正変速比を算出し、それらの変速比の大きい方を選択してそれと実変速比との偏差に基づいて変速速度を決

50

定する技術が開示されている。また、特許文献2には、道路情報に基づき目標入力回転速度を設定し、入力回転速度を目標入力回転速度に到達させる地点を設定し、設定された到達地点までに入力回転速度を目標入力回転速度に略々到達させるように変速速度を設定する技術が開示されている。また、特許文献3には、運転者の減速意図の度合を検出した検出結果に基づいて変速制御する入力回転速度の変速速度を設定する技術が開示されている。また、特許文献4には、目標変速比および実変速比間における偏差を演算した変速比偏差に応じ、変速比偏差の変化量に対する変速比変化速度の変化割合を変更する技術が開示されている。

【0004】

【特許文献1】特開昭62-4646号公報

【特許文献2】特開2003-202071号公報

【特許文献3】特開2003-202070号公報

【特許文献4】特開平9-112672号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、複数の変速要求が同時に発生した場合の変速速度は、変速制御に対する優先度が高い変速要求における変速速度を用いることが好ましいと考えられる。例えば、加速要求制御等のドライバビリティ向上に関連する変速要求と車両走行上の機能を保証する為の変速要求とが同時に発生した場合、ドライバビリティ向上に関連する変速要求に比べて優先度が高いと考えられる車両走行上の機能を保証する為の変速要求における変速速度が用いられる。このような場合に、車両走行上の機能を保証する為の変速要求における目標入力回転速度に到達してもドライバビリティ向上に関連する変速要求における目標入力回転速度に未だ到達していないときには、そのドライバビリティ向上に関連する変速要求における目標入力回転速度へも車両走行上の機能を保証する為の変速要求における早い変速速度が用いられるために、加速要求時には変速速度が早すぎて違和感を生じる可能性があった。このような問題は、優先度が高い方の変速速度が上記と反対に遅い場合にも生じる可能性があった。この場合には、例えば変速が間に合わずにドライバビリティが低下する可能性があった。尚、上述したような課題は未公知である。特許文献1に示された技術は、複数の変速制御が発生したときにより大きい変速比を優先度が高いと判断して変速速度を決定するのみであり、上記同様の問題が生じる可能性があるが、上述したような課題についての指摘はされていない。

【0006】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、複数の変速要求が同時に発生した際に、変速制御を適切に実行して違和感を抑制したりドライバビリティを向上することができる車両用無段変速機の制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

前記目的を達成するための本発明の要旨とするところは、(a) 目標回転速度関連値及び変速速度が設定された変速要求に基づいて変速制御を実行する車両用無段変速機の制御装置であって、(b) 複数種類の変速要求毎に変速制御に対する優先度が予め設定されており、(c) 複数の変速要求が同時に発生した際、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまではその優先度が最も高い変速要求における変速速度を優先的に用いて変速制御を行う一方で、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達したときに目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求があるときは、その目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまではその優先度がより高い変速要求における変速速度を用いて変速制御を行う変速制御手段を含むことにある。

【発明の効果】

【0008】

このようにすれば、変速制御手段により、複数の変速要求が同時に発生した際、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまではその優先度が最も高い変速要求における変速速度を優先的に用いて変速制御が行われる一方で、前記優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達したときに目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求があるときは、その目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標回転速度関連値に到達するまではその優先度がより高い変速要求における変速速度を用いて変速制御が行われるので、優先度が最も高い変速要求における変速制御が適切に実行されつつ、その優先度が最も高い変速要求における目標回転速度関連値に到達したときに目標回転速度関連値に未だ到達していない他の変速要求においても変速制御が適切に実行される。よって、複数の変速要求が同時に発生した際に、違和感を抑制したりドライバビリティを向上することができる車両用無段変速機の制御装置が提供される。

10

【0009】

ここで、好適には、前記優先度がより高い変速要求における変速速度への切換えの際は、その切換え前後の変速要求における各目標回転速度関連値と実際の回転速度との回転速度偏差、及びその各変速要求における優先度をパラメータとした関数からその切換え時の変速速度を決定する。このようにすれば、変速速度の切換え前後の変速速度変化による違和感を抑制することができる。

【0010】

20

また、好適には、前記関数は、車速関連値、路面勾配値、及び運転者の出力要求量のうちの少なくとも1つの値をパラメータとして用いられる。このようにすれば、変速速度の切換え前後の変速速度変化による違和感を一層抑制することができる。

【0011】

また、好適には、車両走行上の機能を保証する為の変速要求は、ドライバビリティ向上に関連する変速要求に比べて前記優先度が高く設定され、且つ前記変速速度が早く設定される。このようにすれば、車両走行上の機能を保証する為の変速要求を満たしつつ、意図せぬ早い変速による違和感を抑制したりドライバビリティの低下を抑制した適切な変速制御が可能となる。

【0012】

30

また、好適には、前記車両用無段変速機は、変速比が無段階に変化させられることが可能な変速機であり、V溝幅が可変すなわち有効径が可変の一对の可変プーリと、それら一对の可変プーリの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを備え、それら一对の可変プーリの有効径が相反的に変化させられることによって変速比が連続的に変化させられる形式のベルト式無段変速機のみならず、例えば、同心で相対回転可能に配置された一对のコーン部材とそれらの間に挟圧状態で配置された複数のローラとを備え、そのローラの回転軸心が一对のコーン部材の回転軸心を含む面内で回動させられることによって変速比が連続的に変化させられる形式のトロイダル型無段変速機などであってもよい。

【0013】

40

また、好適には、前記目標回転速度関連値は、前記車両用無段変速機の入力回転速度の目標値（目標入力回転速度）、車両用無段変速機の変速比（＝入力回転速度／出力回転速度）の目標値（目標変速比）、結果として変速比を制御するための目標値として用いることができる変数例えば上記ベルト式無段変速機における可変プーリのV溝幅を可変する推力を付与する例えば油圧シリンダへの油圧や作動油の流量などが用いられる。

【0014】

また、好適には、前記車速関連値は、車両の速度（車速）に1対1で対応する関連値であって、車速はもちろんのこと、駆動輪の回転速度、車軸の回転速度、差動歯車装置の回転部材の回転速度、減速歯車装置の回転部材の回転速度、前記車両用無段変速機の出力回転速度などが用いられる。

【0015】

50

また、好適には、前記運転者の出力要求量は、運転者が車両に要求する出力量を表すパラメータであり、アクセルペダルの操作量を示すアクセル開度、スロットル弁の開度を示すスロットル開度、エンジンの吸気管に設けられたチャンバ内或いはシリンダ内へ噴射される燃料の噴射量を示す燃料噴射量、エンジンの吸気管により吸入される吸入空気量などが用いられる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【実施例】

【0017】

図1は、本発明が適用された車両用駆動装置10の構成を説明する骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型自動変速機であって、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源としてエンジン12を備えている。内燃機関にて構成されているエンジン12の出力は、エンジン12のクランク軸、流体式伝動装置としてのトルクコンバータ14から前後進切換装置16、ベルト式の無段変速機（CVT）18、減速歯車装置20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

【0018】

トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびトルクコンバータ14の出力側部材に相当するタービン軸34を介して前後進切換装置16に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられており、油圧回路としての油圧制御回路100（図2、図3参照）内の図示しないロックアップコントロールバルブ（L/C制御弁）などによって係合側油室および解放側油室に対する油圧供給が切り換えられることにより、係合または解放されるようになっており、完全係合させられることによってポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tは一体回転させられる。ポンプ翼車14pには、無段変速機18を変速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、ロックアップクラッチ26に係合解放制御したり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧をエンジン12により回転駆動されることにより発生する機械式のオイルポンプ28が連結されている。

【0019】

前後進切換装置16は、前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1とダブルピニオン型の遊星歯車装置16pとを主体として構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに一体的に連結され、無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに一体的に連結されている一方、キャリア16cとサンギヤ16sは前進用クラッチC1を介して選択的に連結され、リングギヤ16rは後進用ブレーキB1を介してハウジング38に選択的に固定されるようになっている。前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1は断続装置に相当するもので、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置である。

【0020】

そして、前進用クラッチC1が係合させられるとともに後進用ブレーキB1が解放されると、前後進切換装置16は一体回転状態とされることによりタービン軸34が入力軸36に直結され、前進用動力伝達経路が成立（達成）させられて、前進方向の駆動力が無段変速機18側へ伝達される。また、後進用ブレーキB1が係合させられるとともに前進用クラッチC1が解放されると、前後進切換装置16は後進用動力伝達経路が成立（達成）させられて、入力軸36はタービン軸34に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進方向の駆動力が無段変速機18側へ伝達される。また、前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1が共に解放されると、前後進切換装置16は動力伝達を遮断するニュートラル状態（動力伝達遮断状態）になる。

【0021】

無段変速機 18 は、入力軸 36 に設けられた入力側部材である有効径が可変の入力側可変プーリ（プライマリシープ）42 と、出力軸 44 に設けられた出力側部材である有効径が可変の出力側可変プーリ（セカンダリシープ）46 と、それ等の可変プーリ 42、46 に巻き掛けられた伝動ベルト 48 とを備えており、可変プーリ 42、46 と伝動ベルト 48 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。

【0022】

可変プーリ 42 および 46 は、入力軸 36 および出力軸 44 にそれぞれ固定された固定回転体 42a および 46a と、入力軸 36 および出力軸 44 に対して軸まわりの相対回転不能かつ軸方向の移動可能に設けられた可動回転体 42b および 46b と、それらの間の V 溝幅を変更する為の推力を付与する油圧アクチュエータとしての入力側油圧シリンダ（プライマリ側油圧シリンダ）42c および出力側油圧シリンダ（セカンダリ側油圧シリンダ）46c とを備えて構成されており、プライマリ側油圧シリンダ 42c への作動油の供給排出流量が油圧制御回路 100 によって制御されることにより、両可変プーリ 42、46 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 48 の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} / 出力軸回転速度 N_{OUT} ）が連続的に変化させられる。また、セカンダリ側油圧シリンダ 46c の油圧であるセカンダリ圧（ベルト挟圧） P_{out} が油圧制御回路 100 によって調圧制御されることにより、伝動ベルト 48 が滑りを生じないようにベルト挟圧力が制御される。このような制御の結果として、プライマリ側油圧シリンダ 42c の油圧であるプライマリ圧（変速圧） P_{in} が生じるのである。

【0023】

図 2 は、図 1 の車両用駆動装置 10 などを制御するために車両に設けられた制御系統の要部を説明するブロック線図である。電子制御装置 50 は、例えば CPU、RAM、ROM、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、エンジン 12 の出力制御や無段変速機 18 の変速制御およびベルト挟圧力制御やロックアップクラッチ 26 のトルク容量制御等を実行するようになっており、必要に応じてエンジン制御用や無段変速機 18 およびロックアップクラッチ 26 の油圧制御用等に分けて構成される。

【0024】

電子制御装置 50 には、エンジン回転速度センサ 52 により検出されたクランク軸回転角度（位置） A_{CR} （°）およびエンジン 12 の回転速度（エンジン回転速度） N_E に対応するクランク軸回転速度を表す信号、タービン回転速度センサ 54 により検出されたタービン軸 34 の回転速度（タービン回転速度） N_T を表す信号、入力軸回転速度センサ 56 により検出された無段変速機 18 の入力回転速度である入力軸 36 の回転速度（入力軸回転速度） N_{IN} を表す信号、車速センサ（出力軸回転速度センサ）58 により検出された無段変速機 18 の出力回転速度である出力軸 44 の回転速度（出力軸回転速度） N_{OUT} すなわち出力軸回転速度 N_{OUT} に対応する車速 V を表す車速信号、スロットルセンサ 60 により検出されたエンジン 12 の吸気配管 32（図 1 参照）に備えられた電子スロットル弁 30 のスロットル弁開度 θ_{TH} を表すスロットル弁開度信号、冷却水温センサ 62 により検出されたエンジン 12 の冷却水温 T_W を表す信号、CVT 油温センサ 64 により検出された無段変速機 18 等の油圧回路の油温 T_{CVT} を表す信号、アクセル開度センサ 66 により検出されたアクセルペダル 68 の操作量であるアクセル開度 A_{cc} を表すアクセル開度信号、フットブレーキスイッチ 70 により検出された常用ブレーキであるフットブレーキの操作の有無 B_{ON} を表すブレーキ操作信号、レバーポジションセンサ 72 により検出されたシフトレバー 74 のレバーポジション（操作位置） P_{SH} を表す操作位置信号、加速度センサ 75 により検出された車両の前後方向等の加速度 G を表す信号などが供給されている。

【0025】

また、電子制御装置 50 からは、エンジン 12 の出力制御の為のエンジン出力制御指令信号 S_E 、例えば電子スロットル弁 30 の開閉を制御するためのスロットルアクチュエー

タ 76 を駆動するスロットル信号や燃料噴射装置 78 から噴射される燃料の量を制御するための噴射信号や点火装置 80 によるエンジン 12 の点火時期を制御するための点火時期信号などが出力される。また、無段変速機 18 の変速比 γ を変化させる為の変速制御指令信号 S_T 例えばプライマリ側油圧シリンダ 42c への作動油の流量を制御するソレノイド弁 DS_1 およびソレノイド弁 DS_2 を駆動するための指令信号、伝動ベルト 48 の挟圧力を調整させる為の挟圧力制御指令信号 S_B 例えばセカンダリ圧 P_{out} を調圧するリニアソレノイド弁 SL_S を駆動するための指令信号、ライン油圧 P_L を制御するリニアソレノイド弁 SL_T を駆動するための指令信号などが油圧制御回路 100 へ出力される。

【0026】

シフトレバー 74 は、例えば運転席の近傍に配設され、順次位置させられている 5 つのレバーポジション「P」、「R」、「N」、「D」、および「L」のうちの何れかへ手動操作されるようになっている。

【0027】

「P」ポジション（レンジ）は車両用駆動装置 10 の動力伝達経路を解放しすなわち車両用駆動装置 10 の動力伝達が遮断されるニュートラル状態（中立状態）とし且つメカニカルパーキング機構によって機械的に出力軸 44 の回転を阻止（ロック）するための駐車ポジション（位置）であり、「R」ポジションは出力軸 44 の回転方向を逆回転とするための後進走行ポジション（位置）であり、「N」ポジションは車両用駆動装置 10 の動力伝達が遮断されるニュートラル状態とするための中立ポジション（位置）であり、「D」ポジションは無段変速機 18 の変速を許容する変速範囲で自動変速モードを成立させて自動変速制御を実行させる前進走行ポジション（位置）であり、「L」ポジションは強いエンジンブレーキが作用させられるエンジンブレーキポジション（位置）である。このように、「P」ポジションおよび「N」ポジションは車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであり、「R」ポジション、「D」ポジションおよび「L」ポジションは車両を走行させるときに選択される走行ポジションである。

【0028】

図 3 は、油圧制御回路 100 のうち無段変速機 18 のベルト挟圧力制御および変速比制御に関する要部を示す油圧回路図である。図 3 において、油圧制御回路 100 は、伝動ベルト 48 が滑りを生じないようにセカンダリ圧 P_{out} を調圧する挟圧力コントロールバルブ 110、変速比 γ が連続的に変化させられるようにプライマリ側油圧シリンダ 42c への作動油の流量を制御する変速制御弁としての変速比コントロールバルブ UP_{114} および変速比コントロールバルブ DN_{116} 、変速比コントロールバルブ UP_{114} および変速比コントロールバルブ DN_{116} による作動油の給排作動が行われないうちにプライマリ側油圧シリンダ 42c に所定の油圧としての推力比制御油圧 P_T を作用させてプライマリ圧 P_{in} とセカンダリ圧 P_{out} との比率を予め定められた関係とする油圧比調圧装置としての推力比コントロールバルブ 118 等を備えている。その他図示しないが、前進用クラッチ C_1 および後進用ブレーキ B_1 が係合或いは解放されるようにシフトレバー 74 の操作に従って油路が機械的に切り換えられるマニュアルバルブ等を備えている。

【0029】

また、ライン油圧 P_L は、エンジン 12 により回転駆動される機械式のオイルポンプ 28（図 1 参照）から出力（発生）される作動油圧を元圧として、例えば図示しないリリーフ型のプライマリレギュレータバルブ（ライン油圧調圧弁）によりリニアソレノイド弁 SL_T の出力油圧である制御油圧 P_{SL_T} に基づいてエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。モジュレータ油圧 P_M は、制御油圧 P_{SL_T} およびリニアソレノイド弁 SL_S の出力油圧である制御油圧 P_{SL_S} の元圧となるものであると共に、電子制御装置 50 によってデューティ制御されるノーマルクローズ型のソレノイド弁 DS_1 の出力油圧である制御油圧 P_{DS_1} およびノーマルクローズ型のソレノイド弁 DS_2 の出力油圧である制御油圧 P_{DS_2} の元圧となるものであって、ライン油圧 P_L を元圧としてモジュレータバルブ 120 により一定圧に調圧されるようになっている。

【0030】

10

20

30

40

50

変速比コントロールバルブUP114は、軸方向へ移動可能に設けられることによりライン油圧 P_L を入力ポート114iから入出力ポート114jを経てプライマリプリー42へ供給可能且つ入出力ポート114kを閉弁するアップシフト位置と入力ポート114iを閉弁し且つプライマリプリー42が入出力ポート114jを介して入出力ポート114kと連通させられる原位置とに位置させられるスプール弁子114aと、そのスプール弁子114aを原位置側に向かって付勢する付勢手段としてのスプリング114bと、そのスプリング114bを収容し且つスプール弁子114aに原位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{DS2} を受け入れる油室114cと、スプール弁子114aにアップシフト位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{DS1} を受け入れる油室114dとを備えている。

10

【0031】

また、変速比コントロールバルブDN116は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入出力ポート116jが排出ポートEXと連通させられ且つ入出力ポート116jが入出力ポート116kと遮断されるダウンシフト位置と入出力ポート116jが入出力ポート116kと連通させられ且つ入出力ポート116jが排出ポートEXと遮断される原位置とに位置させられるスプール弁子116aと、そのスプール弁子116aを原位置側に向かって付勢する付勢手段としてのスプリング116bと、そのスプリング116bを収容し且つスプール弁子116aに原位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{DS1} を受け入れる油室116cと、スプール弁子116aにダウンシフト位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{DS2} を受け入れる油室116dとを備えている。

20

【0032】

このように構成された変速比コントロールバルブUP114および変速比コントロールバルブDN116において、中心線より左側半分に示すようにスプール弁子114aがスプリング114bの付勢力に従って原位置に保持されている閉じ状態では、入力ポート114iと入出力ポート114jとが遮断され且つ入出力ポート114jと入出力ポート114kとが連通させられ、プライマリプリー42（プライマリ側油圧シリンダ42c）の作動油が入出力ポート116jへ流通することが許容される。また、中心線より右側半分に示すようにスプール弁子116aがスプリング116bの付勢力に従って原位置に保持されている閉じ状態では、入出力ポート116jと排出ポートEXとが遮断され且つ入出力ポート116jと入出力ポート116kとが連通させられ、推力比コントロールバルブ118からの推力比制御油圧 P_T が入出力ポート114kへ流通することが許容される。これにより、プライマリ側油圧シリンダ42cに推力比コントロールバルブ118からの推力比制御油圧 P_T が作用させられる。

30

【0033】

また、制御油圧 P_{DS1} が油室114dへ供給されると、中心線より右側半分に示すようにスプール弁子114aがその制御油圧 P_{DS1} に応じた推力によりスプリング114bの付勢力に抗してアップシフト位置側へ移動させられ、ライン油圧 P_L が制御油圧 P_{DS1} に対応する流量で入力ポート114iから入出力ポート114jを経てプライマリ側油圧シリンダ42cへ供給されると共に、入出力ポート114kが遮断されて変速比コントロールバルブDN116側への作動油の流通が阻止される。これにより、プライマリ圧Pinが高められ、プライマリプリー42のV溝幅が狭くされて変速比 γ が小さくされるすなわち無段変速機18がアップシフトされる。

40

【0034】

また、制御油圧 P_{DS2} が油室116dへ供給されると、中心線より左側半分に示すようにスプール弁子116aがその制御油圧 P_{DS2} に応じた推力によりスプリング116bの付勢力に抗してダウンシフト位置側へ移動させられ、入力側油圧シリンダ42cの作動油が制御油圧 P_{DS2} に対応する流量で入出力ポート114jから入出力ポート114kさらに入出力ポート116jを経て排出ポートEXから排出されると共に、入出力ポート116jと入出力ポート116kとが遮断されて推力比コントロールバルブ118からの推力比制御油圧 P_T が入出力ポート114kへ流通することが阻止される。これにより

50

、プライマリ圧 P_{in} が低められ、プライマリプーリ 42 の V 溝幅が広くされて変速比 γ が大きくされるすなわち無段変速機 18 がダウンシフトされる。

【0035】

このように、変速比コントロールバルブ UP 114 および変速比コントロールバルブ DN 116 と、それら変速制御弁を作動させるための制御油圧を出力するソレノイド弁 DS 1 およびソレノイド弁 DS 2 とは無段変速機 18 の変速を行うためにプライマリ側油圧シリンダ 42 c に給排される作動油量を調整する作動油給排調整装置として機能するものであって、制御油圧 P_{DS1} が出力されるとプライマリ圧 P_{in} の元圧となる変速比コントロールバルブ UP 114 に入力されたライン油圧 P_L がプライマリ側油圧シリンダ 42 c へ供給されてプライマリ圧 P_{in} が高められて連続的にアップシフトされ、制御油圧 P_{DS2} が出力されるとプライマリ側油圧シリンダ 42 c の作動油が排出ポート EX から排出されてプライマリ圧 P_{in} が低められて連続的にダウンシフトされる。

10

【0036】

例えば図 4 に示すようにアクセル開度 Acc をパラメータとして車速 V と無段変速機 18 の目標入力回転速度である目標入力軸回転速度 N_{IN}^* との予め記憶された関係（変速マップ）から実際の車速 V およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいて設定される目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実際の入力軸回転速度（以下、実入力軸回転速度という） N_{IN} が到達するように変速制御されることにより、前記作動油給排調整装置の制御量である変速制御指令信号 S_T （すなわちソレノイド弁 DS 1 およびソレノイド弁 DS 2 の各制御量である DS 1 変速 Duty および DS 2 変速 Duty）が調節されて無段変速機 18 の変速が実行される、すなわちプライマリ側油圧シリンダ 42 c に対する作動油の供給流量或いは排出流量が調整されることによって両可変プーリ 42、46 の V 溝幅が変化させられて変速比 γ が連続的に変化させられる。

20

【0037】

図 4 の変速マップは変速条件に相当するもので、車速 V が小さくアクセル開度 Acc が大きい程大きな変速比 γ になる目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が設定されるようになっている。また、車速 V は出力軸回転速度 N_{OUT} に対応するため、入力軸回転速度 N_{IN} の目標値である目標入力軸回転速度 N_{IN}^* は目標変速比 γ^* （ $= N_{IN}^* / N_{OUT}$ ）に対応し、無段変速機 18 の最小変速比 γ_{min} と最大変速比 γ_{max} の範囲内で定められる。

【0038】

また、制御油圧 P_{DS1} は変速比コントロールバルブ DN 116 の油室 116 c に供給され、制御油圧 P_{DS2} に拘らずその変速比コントロールバルブ DN 116 を閉じ状態としてダウンシフトを制限する一方、制御油圧 P_{DS2} は変速比コントロールバルブ UP 114 の油室 114 c に供給され、制御油圧 P_{DS1} に拘らずその変速比コントロールバルブ UP 114 を閉じ状態としてアップシフトを禁止するようになっている。つまり、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されないときはもちろんであるが、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されるときにも、変速比コントロールバルブ UP 114 および変速比コントロールバルブ DN 116 は何れも原位置に保持されている閉じ状態とされる。これにより、電気系統の故障などでソレノイド弁 DS 1、DS 2 の一方が機能しなくなり、制御油圧 P_{DS1} または制御油圧 P_{DS2} が最大圧で出力され続けるオンフェール時となった場合でも、急なアップシフトやダウンシフトが生じたり、その急変速に起因してベルト滑りが発生したりすることが防止される。

30

40

【0039】

挟圧力コントロールバルブ 110 は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入力ポート 110 i を開閉してライン油圧 P_L を入力ポート 110 i から出力ポート 110 t を経て出力側可変プーリ 46 および推力比コントロールバルブ 118 へセカンダリ圧 P_{out} を供給可能にするスプール弁子 110 a と、そのスプール弁子 110 a を開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング 110 b と、そのスプリング 110 b を収容し且つスプール弁子 110 a に開弁方向の推力を付与するために制御油圧 P_{SLs} を受け入れる油室 110 c と、スプール弁子 110 a に閉弁方向の推力を付与するために出力ポート 110

50

t から出力されたセカンダリ圧 P_{out} を受け入れるフィードバック油室 110d と、スプールの弁子 110a に閉弁方向の推力を付与するためにモジュレータ油圧 P_M を受け入れる油室 110e とを備えている。

【0040】

このように構成された挟圧力コントロールバルブ 110 において、伝動ベルト 48 が滑りを生じないように制御油圧 P_{SLS} をパイロット圧としてライン油圧 P_L が連続的に調圧制御されることにより、出力ポート 110t からセカンダリ圧 P_{out} が出力される。

【0041】

このように、挟圧力コントロールバルブ 110 と、その挟圧力コントロールバルブ 110 を作動させるための制御油圧 P_{SLS} を出力するリニアソレノイド弁 SLS とはセカンダリ圧 P_{out} を調圧するためのセカンダリ圧調圧装置として機能するものであって、制御油圧 P_{SLS} が出力されるとセカンダリ圧 P_{out} の元圧となる挟圧力コントロールバルブ 110 に入力されたライン油圧 P_L がセカンダリ側油圧シリンダ 46c へ供給され、制御油圧 P_{SLS} に応じて制御油圧 P_{SLS} が高くなる程セカンダリ圧 P_{out} が高められてベルト挟圧力が強くされる。

【0042】

例えば図 5 に示すように伝達トルクに対応するアクセル開度 Acc （或いはスロットル弁開度 θ_{TH} 、無段変速機 18 への入力トルク T_{IN} 等）をパラメータとして変速比 γ とベルト挟圧力に対応する必要セカンダリ圧 P_{out}^* とのベルト滑りが生じないように予め実験的に求められて記憶された関係（ベルト挟圧力マップ）から実変速比 γ およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいて決定（算出）された必要セカンダリ圧 P_{out}^* が得られて伝動ベルト 48 の滑りが発生しないように、セカンダリ圧調圧装置の制御量である挟圧力制御指令信号 S_B が調節されてセカンダリ圧 P_{out} が調圧され、このセカンダリ圧 P_{out} に応じて可変プーリ 42、46 と伝動ベルト 48 との間の摩擦力（ベルト挟圧力）が増減させられる。

【0043】

推力比コントロールバルブ 118 は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入力ポート 118i を開閉してライン油圧 P_L を入力ポート 118i から出力ポート 118t を経て変速比コントロールバルブ $DN116$ へ推力比制御油圧 P_τ を供給可能にするスプールの弁子 118a と、そのスプールの弁子 118a を開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング 118b と、そのスプリング 118b を収容し且つスプールの弁子 118a に開弁方向の推力を付与するためにセカンダリ圧 P_{out} を受け入れる油室 118c と、スプールの弁子 118a に閉弁方向の推力を付与するために出力ポート 118t から出力された推力比制御油圧 P_τ を受け入れるフィードバック油室 118d とを備えている。

【0044】

このように構成された推力比コントロールバルブ 118 において、油室 118c におけるセカンダリ圧 P_{out} の受圧面積を a 、フィードバック油室 118d における推力比制御油圧 P_τ の受圧面積を b 、スプリング 118b の付勢力を F_s とすると、次式（1）で平衡状態となる。従って、推力比制御油圧 P_τ は、次式（2）で表され、セカンダリ圧 P_{out} の一次関数となる。

$$P_\tau \times b = P_{out} \times a + F_s \quad \cdots (1)$$

$$P_\tau = P_{out} \times (a/b) + F_s/b \quad \cdots (2)$$

【0045】

そして、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されないか、或いは所定圧以上の制御油圧 P_{DS1} および所定圧以上の制御油圧 P_{DS2} がともに供給されて、変速比コントロールバルブ $UP114$ および変速比コントロールバルブ $DN116$ が何れも原位置に保持されている閉じ状態とされたときには、推力比制御油圧 P_τ がプライマリ側油圧シリンダ 42c に供給されることから、プライマリ圧 P_{in} が推力比制御油圧 P_τ と一致させられる。つまり、推力比コントロールバルブ 118 によりプライマリ圧 P_{in} とセカンダリ圧 P_{out} との比率を予め定められた前記式（2）に示す関係に保つ推力比制御油圧

10

20

30

40

50

P_T すなわちプライマリ圧 P_{in} が出力される。

【0046】

例えば、入力軸回転速度センサ56や車速センサ58の精度上所定車速 V' 以下の低車速状態では入力軸回転速度 N_{IN} や車速 V の検出精度が劣ることから、このような低車速走行時や発進時には変速比 γ のフィードバック制御に替えて、例えば制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} を共に供給せず変速比コントロールバルブUP114および変速比コントロールバルブDN116を何れも閉じ状態とする所謂閉じ込み制御を実行する。これにより、低車速走行時や発進時にはプライマリ圧 P_{in} とセカンダリ圧 P_{out} との比率を予め定められた関係とするようにセカンダリ圧 P_{out} によって定まるプライマリ圧 P_{in} がプライマリ側油圧シリンダ42cへ供給されて、車両停車時から極低車速時における伝動ベルト48のベルト滑りが防止されると共に、このとき例えば最大変速比 γ_{max} に対応する推力比 τ ($=$ セカンダリ側油圧シリンダ推力 W_{OUT} / プライマリ側油圧シリンダ推力 W_{IN} ; W_{OUT} はセカンダリ圧 P_{out} $\times$ セカンダリ側油圧シリンダ46cの受圧面積 S_{out} 、 W_{IN} はプライマリ圧 P_{in} $\times$ プライマリ側油圧シリンダ42cの受圧面積 S_{in}) より大きな推力比 τ が可能なように上記式(2)の右辺第1項の (a/b) や F_s/b が設定されていると、最大変速比 γ_{max} 又はその近傍の変速比 γ_{max}' にて良好な発進が行われる。また、上記所定車速 V' は、所定回転部材の回転速度例えば入力軸回転速度 N_{IN} が検出不可能な回転速度となる車速 V として予め定められたフィードバック制御を実行可能な下限の車速であって、例えば2 km/h程度に設定されている。

【0047】

図6は、電子制御装置50による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図6において、変速目標値設定手段150は、入力軸回転速度 N_{IN} の目標入力軸回転速度 N_{IN}^* を逐次予め設定する。この目標入力軸回転速度 N_{IN}^* は1つの変速要求において入力軸回転速度 N_{IN} を最終的に到達させる目標値となるものであり、この最終的な目標値とは別にその目標値に至るまでの変速過程における過渡的な目標値も設定する必要がある。この過渡的な目標値は、最終的な目標値に至るまでの入力軸回転速度 N_{IN} の変化量を定めるものであり、変速制御の過程における変速速度に相当する。このように、変速目標値設定手段150は、1つの変速要求において目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と変速速度 a とを設定する。

【0048】

目標入力軸回転速度 N_{IN}^* や変速速度 a は変速要求の種類によって設定のされ方が異なっており、以下に変速要求を例示しつつ目標入力軸回転速度 N_{IN}^* や変速速度 a の設定例を説明する。

【0049】

例えば、アクセルペダル68の急踏込みと判断されないようなアクセル踏込み操作による通常走行となる変速要求である通常変速制御においては、例えば図4に示すような予め記憶された変速マップから実際の車速 V およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。また、例えば実入力軸回転速度 N_{IN} と目標入力軸回転速度 N_{IN}^* との回転偏差 ΔN_{IN} ($=N_{IN}^* - N_{IN}$) に基づいてショックや変速の遅れが生じないような通常変速制御時の変速速度 a_N が設定される。この通常変速制御時の変速速度 a_N は、例えば回転偏差 ΔN_{IN} が大きくなる程早い変速速度 a_N が設定されるが、通常変速制御時の上限値として予め求められた上限変速速度 a_{NMAX} を超えない範囲で設定されることが望ましい。

【0050】

また、例えばアクセルペダル68の急踏込みと判断されるようなアクセル急踏込み操作による加速走行となる変速要求である加速要求制御においては、通常変速制御において用いられる変速マップに比較して目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が大きくなるように設定された加速時用の変速マップから実際の車速 V およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。また、例えば要求されている加速感が得られるように通常変速制御時の変速速度 a_N に比べて早くされた加速要求制

御時の変速速度 a_P が回転偏差 ΔN_{IN} に基づいて設定される。

【0051】

また、例えばアクセル開度 Acc が零と判断されるアクセルオフへのアクセルペダル 68 の戻し操作によるアップシフトとなる変速要求であるオフアップ制御においては、そのオフアップ制御開始時の実入力軸回転速度 N_{IN} から下げる分を決定する為の車速 V と目標入力軸回転速度 N_{IN}^* との予め記憶されたオフアップ制御時の変速マップから実際の車速 V に基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。また、例えば過渡的な目標入力軸回転速度が実入力軸回転速度 N_{IN} から目標入力軸回転速度 N_{IN}^* へ向かって予め設定された一定の勾配で下げられるような、或いは目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達する一次遅れ系の曲線状となるような、通常変速制御時の変速速度 a_N に比べて早くされたオフアップ制御時の変速速度 a_{OU} が設定される。

10

【0052】

また、例えば降坂路走行時に車両にエンジンブレーキを作用させる変速要求となる降坂制御においては、通常変速制御において用いられる変速マップに比較して目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が必要なエンジンブレーキに応じて大きくなるように設定された降坂走行用の変速マップから実際の車速 V およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。この降坂走行用の変速マップは、例えば通常変速制御にて用いられる変速マップにおいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* の下限側を制限するものが用いられる。また、例えば加速度センサ 75 により検出された加速度 G に基づいて算出される路面勾配 θ_R や車速 V に応じた適切なエンジンブレーキ力が得られるように通常変速制御時の変速速度 a_N に比べて早くされた降坂制御時の変速速度 a_{EB} が設定される。

20

【0053】

また、例えばアクセルオフのフットブレーキ操作時に車両にエンジンブレーキを作用させる変速要求となるブレーキングダウンシフト制御においては、通常変速制御において用いられる変速マップに比較して目標入力軸回転速度 N_{IN}^* がフットブレーキ操作時の車両減速度 G に応じて大きくなるように設定されたブレーキングダウンシフト用の変速マップから実際の車速 V に基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。このブレーキングダウンシフト用の変速マップは、例えば上記降坂制御と同様に通常変速制御にて用いられる変速マップにおいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* の下限側を制限するものが用いられる。また、例えば減速度 G や車速 V に応じた適切なエンジンブレーキ力が得られるように通常変速制御時の変速速度 a_N に比べて早くされたブレーキングダウンシフト制御時の変速速度 a_{BD} が設定される。

30

【0054】

また、例えば低車速走行中のアクセルオフ時或いは中車速走行中のアクセルオフのフットブレーキ操作時に、急制動による車両停止に備えて最大変速比 γ_{max} 又はその近傍の変速比 γ_{max}' へ戻すことが可能な変速比 γ としておく変速要求となる最大変速比戻り制御においては、例えば車両停止前までに変速比 γ を最大変速比 γ_{max} 又はその近傍の変速比 γ_{max}' へ戻すことができるような目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が逐次予め設定される。例えば車速 V が 10 km/h 程度以下の低車速走行中のアクセルオフ時には最大変速比 γ_{max} となる目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が設定される。また、例えば、車速 V が 10 ~ 50 km/h 程度の中車速走行中のアクセルオフのフットブレーキ操作時には通常変速制御にて用いられる変速マップにおける目標入力軸回転速度 N_{IN}^* の下限側を制限する目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が設定される。また、例えば車両停止前までに変速比 γ が確実に最大変速比 γ_{max} 又はその近傍の変速比 γ_{max}' へ戻されるようにブレーキングダウンシフト制御時の変速速度 a_{BD} に比べて早くされた最大変速比戻り制御時の変速速度 a_R が設定される。

40

【0055】

変速制御手段 152 は、実入力軸回転速度 N_{IN} が変速目標値設定手段 150 によって予め設定された変速速度 a で目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達するように、例えば実入

50

力軸回転速度 N_{IN} と目標入力軸回転速度 N_{IN}^* との回転偏差 ΔN_{IN} に基づいて無段変速機 18 の変速を例えばフィードバック制御により実行する。つまり、変速制御手段 152 は、回転偏差 ΔN_{IN} に基づいてプライマリ側油圧シリンダ 42c に対する作動油の流量を制御することにより両可変プーリ 42、46 の V 溝幅を変化させるための変速制御指令信号（油圧指令） S_T を決定し、その変速制御指令信号 S_T を油圧制御回路 100 へ出力して変速比 γ を連続的に変化させる。

【0056】

ベルト挟圧力設定手段 154 は、例えば図 5 に示すような予め実験的に求められて記憶されたベルト挟圧力マップから、アクセル開度 Acc および実変速比 γ に基づいて必要セカンダリ圧（ベルト挟圧力） P_{out}^* を設定する。つまり、ベルト挟圧力設定手段 154 は、必要セカンダリ圧 P_{out}^* が得られる為の出力側油圧シリンダ 46c のセカンダリ圧 P_{out} を設定する。尚、実変速比 γ ($= N_{IN} / N_{OUT}$) は、検出される実際の入力軸回転速度 N_{IN} および出力軸回転速度 N_{OUT} に基づいて電子制御装置 50 により算出される。

10

【0057】

ベルト挟圧力制御手段 156 は、ベルト挟圧力設定手段 154 により設定された必要セカンダリ圧 P_{out}^* が得られるようにセカンダリ側油圧シリンダ 46c のセカンダリ圧 P_{out} を調圧する挟圧力制御指令信号 S_B を油圧制御回路 100 へ出力してベルト挟圧力を増減させる。

20

【0058】

油圧制御回路 100 は、上記変速制御指令信号 S_T に従って無段変速機 18 の変速が実行されるようにソレノイド弁 $DS1$ およびソレノイド弁 $DS2$ を作動させてプライマリ側油圧シリンダ 42c への作動油の供給・排出量を制御すると共に、上記挟圧力制御指令信号 S_B に従ってベルト挟圧力が増減されるようにリニアソレノイド弁 SLS を作動させてセカンダリ圧 P_{out} を調圧する。

【0059】

エンジン出力制御手段 158 は、エンジン 12 の出力制御の為にエンジン出力制御指令信号 S_E 、例えばスロットル信号や噴射信号や点火時期信号などをそれぞれスロットルアクチュエータ 76 や燃料噴射装置 78 や点火装置 80 へ出力する。例えば、エンジン出力制御手段 158 は、アクセル開度 Acc に応じたスロットル開度 θ_{TH} となるように電子スロットル弁 30 を開閉するスロットル信号をスロットルアクチュエータ 76 へ出力してエンジントルク T_E を制御する。

30

【0060】

ここで、複数の変速要求が同時に発生した場合の変速速度 a は、変速制御に対する優先度が高い変速要求における変速速度 a を用いることが好ましいと考えられる。図 7 は、前記例示した複数種類の変速要求を変速要求毎に予め設定された優先度順に並べた図表である。図 7 に示すように、最大変速比戻り制御は再発進や再加速等の車両走行上の機能を保証する為の変速要求（機能案件）である為、通常変速制御や加速要求制御等のドライバビリティ向上に関連する変速要求（ドラビリ案件）に比べて優先度が高くされる。また、同じドラビリ案件の中ではユーザの要求度合いが高いと考えられる変速要求程優先度が高くされることから、降坂制御やブレーキングダウンシフト制御は通常変速制御や加速要求制御よりも優先度が高くされる。尚、基本的には優先度が高い程早い変速速度 a が設定されるが、ドラビリ案件の中では必ずしもその通りに設定されるものではない。例えば、加速要求制御時の変速速度 a_P は、アクセル開度 Acc の変化速度や変化量によっては降坂制御時の変速速度 a_{EB} やブレーキングダウンシフト制御時の変速速度 a_{BD} よりも早い値が設定される。

40

【0061】

ところで、複数の変速要求が同時に発生した際に優先度が高い変速要求における変速速度 a を用いて変速制御を実行した場合、優先度が高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達しても優先度が低い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未

50

だ到達していないときには、優先度が低い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* へ到達させる際にも優先度が高い変速要求における早い変速速度 a がそのまま用いられるために、違和感が生じたり、ドライバビリティが低下する可能性がある。

【0062】

そこで、変速制御手段152は、複数の変速要求が同時に発生した際、優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達するまでは優先度が最も高い変速要求における変速速度 a を優先的に用いて変速制御を行う一方で、優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達したときに目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未だ到達していない他の変速要求があるときは、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達するまでは優先度がより高い変速要求における変速速度 a を用いて変速制御を行う。

10

【0063】

また、変速目標値設定手段150は、優先度がより高い変速要求における変速速度への切換えの際は、その切換え前後の各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及び該各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH} を決定する過渡変速速度算出手段160を備える。

【0064】

図8は、第1変速要求SD1と第2変速要求SD2が同時に発生した際の変速速度 a の切換えを説明する図である。図8において、第1変速要求SD1は目標入力軸回転速度 N_{IN}^*1 及び変速速度 $a1$ が設定されたダウンシフトであり、第2変速要求SD2は目標入力軸回転速度 N_{IN}^*2 及び変速速度 $a2$ が設定されたダウンシフトである。また、第1変速要求SD1の方が第2変速要求SD2よりも優先度が高く設定され、変速速度 $a1$ の方が変速速度 $a2$ よりも早い値に設定され、目標入力軸回転速度 N_{IN}^*2 の方が目標入力軸回転速度 N_{IN}^*1 よりも高い値に設定されている。このように設定された第1変速要求SD1と第2変速要求SD2とが同時に発生すると、図8の実線に示すように、先ず、優先度が高い変速要求SD1における目標入力軸回転速度 N_{IN}^*1 に到達するまではその変速要求SD1における変速速度 $a1$ を用いて変速制御が実行される。そして、優先度が高い変速要求SD1における目標入力軸回転速度 N_{IN}^*1 に到達したときに優先度が低い変速要求SD2における目標入力軸回転速度 N_{IN}^*2 に未だ到達していないときは、その変速要求SD2における目標入力軸回転速度 N_{IN}^*2 に到達するまでは破線に示す変速速度 $a1$ をそのまま用いることに換えて変速要求SD2における変速速度 $a2$ を用いて変速制御が実行される。一点鎖線囲みで示した目標入力軸回転速度 N_{IN}^*1 に到達した以降の変速速度 $a1$ から変速速度 $a2$ への切換えにおいては、二点鎖線に示すように段階的に変化させても良いが、変速速度 a の変化による違和感を抑制する為に、上記関数 $f(A)$ から算出された過渡的な変速速度 a_{CH} を介して実線に示すように連続的に変化させることが好ましい。ここでの関数 $f(A)$ は例えば図8の式(1)のように表される。

20

30

【0065】

より具体的には、図6において、変速要求判定手段162は、複数の変速要求が同時に発生したか否かを判定する。例えば、降坂路走行中のアクセルオフのフットブレーキ操作により降坂制御とブレーキングダウンシフト制御と最大変速比戻り制御との複数の変速要求が同時に発生したことを判定する。変速目標値設定手段150は、更に、変速要求判定手段162により複数の変速要求が同時に発生したと判定された場合に、同時に発生した複数の変速要求において各々目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と変速速度 a とを設定する。

40

【0066】

優先変速決定手段164は、変速要求判定手段162により複数の変速要求が同時に発生したと判定された場合に、同時に発生した複数の変速要求の中で予め設定された優先度が最も高い変速要求を決定する。変速制御手段152は、更に、優先変速決定手段164により決定された変速要求をその変速要求において変速目標値設定手段150により設定

50

された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と変速速度 a とに基づいて変速実行する。

【0067】

目標回転到達判定手段166は、優先変速決定手段164により決定された変速要求が変速制御手段152により実行されているときに、その変速要求において変速目標値設定手段150により設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かを判定する。変速要求判定手段162は、更に、同時に発生した複数の変速要求の中で変速目標値設定手段150により各々設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かを判定する。

【0068】

優先変速決定手段164は、更に、変速要求判定手段162により目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有ると判定された場合に、その変速要求の中で予め設定された優先度がより高い変速要求を決定する。変速目標値設定手段150（過渡変速速度算出手段160）は、更に、変速要求判定手段162により目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有ると判定された場合に、優先変速決定手段164により前回決定された変速要求と今回決定された変速要求との各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及び該各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH} を算出する。変速制御手段152は、更に、変速要求判定手段162により目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有ると判定された場合に、優先変速決定手段164により前回決定された変速要求に換えて今回決定された変速要求を、その変速要求において変速目標値設定手段150により設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* 及び変速速度 a と、変速目標値設定手段150により算出された変速速度 a_{CH} とに基づいて変速実行する。

【0069】

図9は、電子制御装置50の制御作動の要部すなわち複数の変速要求が同時に発生した際に変速速度を適切に設定する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 ms 乃至数十 ms 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行される。

【0070】

先ず、変速要求判定手段162に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S10において、複数の変速要求が同時に発生したか否かが判定される。複数の変速要求が同時に発生せずこのS10の判断が否定される場合は本ルーチンが終了させられるが、複数の変速要求が同時に発生してS10の判断が肯定される場合は変速目標値設定手段150、変速制御手段152、優先変速決定手段164に対応するS20において、同時に発生した複数の変速要求において各々目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と変速速度 a とが設定され、同時に発生した複数の変速要求の中で予め設定された優先度が最も高い変速要求が決定され、その決定された優先度が最も高い変速要求がその変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と変速速度 a とに基づいて変速実行される。

【0071】

次いで、目標回転到達判定手段166に対応するS30において、優先度が最も高い変速要求が実行されているときに、その変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。優先度が最も高い変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達せず上記S30の判断が否定される場合はこのS30が繰り返し実行される。目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達してS30の判断が肯定される場合は変速要求判定手段162に対応するS40において、同時に発生した複数の変速要求の中で各自設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かが判定される。

【0072】

各自設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が無くこのS40の判断が否定される場合は本ルーチンが終了させら

れるが、未だ到達していない他の変速要求が有り S 4 0 の判断が肯定される場合は変速目標値設定手段 1 5 0（過渡変速速度算出手段 1 6 0）、変速制御手段 1 5 2、優先変速決定手段 1 6 4 に対応する S 5 0 において、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求の中で予め設定された優先度がより高い変速要求が決定され、前回決定された変速要求と今回決定された変速要求との各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及びそれら各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH} が算出される。そして、前回決定された変速要求に換えて今回決定された変速要求が、その変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* 及び変速速度 a と、算出された変速速度 a_{CH} とに基づいて変速実行される。

10

【0073】

次いで、目標回転到達判定手段 1 6 6 に対応する S 6 0 において、優先度がより高い変速要求すなわち今回決定された変速要求が実行されているときに、その変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。今回決定された変速要求において設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達せず上記 S 6 0 の判断が否定される場合はこの S 6 0 が繰り返し実行されるが、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達して S 6 0 の判断が肯定される場合は上記 S 4 0 に戻り S 4 0 以降が実行される。

【0074】

図 1 0 及び図 1 1 は、降坂制御とブレーキングダウンシフト制御と最大変速比戻り制御との複数の変速要求が同時に発生した際のそれぞれ別実施例のタイムチャートである。この図 1 0、1 1 において、予め設定された優先度が高い順に各変速要求を並べると、最大変速比戻り制御（優先度：高）、ブレーキングダウンシフト制御（優先度：中）、降坂制御（優先度：低）とされる。また、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* は低い順に、 $N_{IN}^* 1$ 、 $N_{IN}^* 2$ 、 $N_{IN}^* 3$ とし、変速速度 a は早い順に、 $a 1$ 、 $a 2$ 、 $a 3$ とする。尚、図 1 0、1 1 中の破線は、従来例における変速速度を示している。

20

【0075】

図 1 0、1 1 において、 t_1 時点にて、降坂制御とブレーキングダウンシフト制御と最大変速比戻り制御との複数の変速要求が同時に発生したと判定される。すると、図 1 0 の t_1 時点では、最大変速比戻り制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ 及び変速速度 $a 1$ のダウンシフトが設定され、ブレーキングダウンシフト制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 2$ 及び変速速度 $a 2$ のダウンシフトが設定され、降坂制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 3$ 及び変速速度 $a 3$ のダウンシフトが設定され、優先度が最も高い変速要求として最大変速比戻り制御が決定される。また、図 1 1 の t_1 時点では、最大変速比戻り制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ 及び変速速度 $a 1$ のダウンシフトが設定され、ブレーキングダウンシフト制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 3$ 及び変速速度 $a 2$ のダウンシフトが設定され、降坂制御は目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 2$ 及び変速速度 $a 3$ のダウンシフトが設定され、優先度が最も高い変速要求として最大変速比戻り制御が決定される。そして、図 1 0、1 1 の t_1 時点から、決定された最大変速比戻り制御が目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ に向かって変速速度 $a 1$ にて実行される。

30

40

【0076】

図 1 0、1 1 の t_1 時点～ t_2 時点では、最大変速比戻り制御の変速が実行されているときに最大変速比戻り制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。そして、図 1 0、1 1 の t_2 時点にて、最大変速比戻り制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したと判定されると、 t_1 時点にて各自設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かが判定される。

【0077】

図 1 0、1 1 の t_2 時点にて、各自設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸

50

回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求としてブレーキングダウンシフト制御と降坂制御とが有ると判定される。この図 10、11 の t_2 時点では、それらブレーキングダウンシフト制御及び降坂制御の中で予め設定された優先度がより高い変速要求としてブレーキングダウンシフト制御が決定され、前回決定された変速要求である最大変速比戻り制御と今回決定された変速要求であるブレーキングダウンシフト制御との各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及びそれら各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH1} が算出される。そして、図 10 においては、 t_2 時点から、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御が、変速速度 a_1 に換えて上記算出された変速速度 a_{CH1} に基づいて変速開始され、その後目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 2$ に向かって変速速度 a_2 にて実行される。また、図 11 においては、 t_2 時点から、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御が、前回決定された最大変速比戻り制御における変速速度 a_1 に換えて上記算出された変速速度 a_{CH1} に基づいて変速開始され、その後目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に向かって変速速度 a_2 にて実行される。

【0078】

図 10 の t_2 時点～ t_3 時点では、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御の変速が実行されているときにブレーキングダウンシフト制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 2$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。そして、図 10 の t_3 時点にて、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 2$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したと判定されると、 t_1 時点にて各自設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かが判定される。

【0079】

図 10 の t_3 時点にて、各自設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求として降坂制御が有ると判定される。この図 10 の t_3 時点では、目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に未達な変速要求が降坂制御のみであるため今回実行する変速要求として降坂制御が決定され、前回決定された変速要求であるブレーキングダウンシフト制御と今回決定された変速要求である降坂制御との各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及びそれら各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH2} が算出される。そして、図 10 の t_3 時点から、今回決定された降坂制御が、変速速度 a_2 に換えて上記算出された変速速度 a_{CH2} に基づいて変速開始され、その後目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に向かって変速速度 a_3 にて実行される。

【0080】

図 10 の t_3 時点～ t_4 時点では、今回決定された降坂制御の変速が実行されているときに降坂制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。そして、図 10 の t_4 時点にて、今回決定された降坂制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したと判定されると、 t_1 時点にて各自設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かが判定される。この図 10 の t_4 時点では、各自設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が無いと判定され、図 10 の t_4 時点から、降坂制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に基づいて変速制御される。

【0081】

一方、図 11 の t_2 時点～ t_3 時点では、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御の変速が実行されているときにブレーキングダウンシフト制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かが判定される。そして、図 11 の t_3 時点にて、今回決定されたブレーキングダウンシフト制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} * 3$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したと判定されると、 t_1 時点にて各自設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN} *$ に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が有るか否かが判定される。この図 11 の t_3 時点

では、各自設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が未だ到達していない他の変速要求が無いと判定され、図 11 の t_3 時点から、ブレーキングダウンシフト制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 3$ に基づいて変速制御される。

【0082】

このように、破線に示す従来制御では、全域で優先度の高い変速要求である最大変速比戻り制御において設定された変速速度 a_1 を用いて変速制御が実行される為に、 t_2 時点以降に実行される他の変速要求においてはユーザの意図以上の急変速（急ダウンシフト）となり違和感を生じさせ、ドライバビリティを悪化させる要因となる。これに対して、本実施例では、最大変速比戻り制御において設定された目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ まではその最大変速比戻り制御において設定された変速速度 a_1 を用いるが、目標入力軸回転速度 $N_{IN}^* 1$ を超える目標入力軸回転速度 N_{IN}^* まではその目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に対応した変速要求において設定された変速速度 a が用いられることから、意図せぬ急変速による違和感が抑制される。また、変速速度 a の切換えに際し、段階的でなく連続的に滑らかに変速速度 a が変化させられるので、変速速度 a が変化させられることによる違和感が抑制される。

【0083】

上述のように、本実施例によれば、変速制御手段 152 により、複数の変速要求が同時に発生した際、予め設定された優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達するまではその優先度が最も高い変速要求における変速速度 a を優先的に用いて変速制御が行われる一方で、優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達したときに目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未だ到達していない他の変速要求があるときは、その目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未だ到達していない他の変速要求のうちで優先度がより高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達するまではその優先度がより高い変速要求における変速速度 a を用いて変速制御が行われるので、優先度が最も高い変速要求における変速制御が適切に実行されつつ、その優先度が最も高い変速要求における目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達したときに目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に未だ到達していない他の変速要求においても変速制御が適切に実行される。よって、複数の変速要求が同時に発生した際に、違和感を抑制したりドライバビリティを向上することができる。

【0084】

また、本実施例によれば、優先度がより高い変速要求における変速速度 a への切換えの際は、その切換え前後の各変速要求における各回転偏差 ΔN_{IN} 、及び該各変速要求における各優先度をパラメータとした関数 $f(A)$ から切換え時の変速速度 a_{CH} が決定されるので、変速速度 a の切換え前後の変速速度変化による違和感が抑制される。

【0085】

また、本実施例によれば、車両走行上の機能を保証する為の変速要求は、ドライバビリティ向上に関連する変速要求に比べて優先度が高く設定され、且つ変速速度 a が早く設定されるので、車両走行上の機能を保証する為の変速要求を満たしつつ、意図せぬ早い変速による違和感を抑制したりドライバビリティの低下を抑制した適切な変速制御が可能となる。

【0086】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0087】

例えば、前述の実施例における関数 $f(A)$ は、車速関連値、路面勾配 θ_R 、及び運転者の出力要求量のうちの少なくとも 1 つの値をパラメータとして更に用いても良い。このようにすれば、変速速度 a の切換え前後の変速速度変化による違和感を一層抑制することができる。上記車速関連値としては、例えば車速 V 、出力軸回転速度 N_{OUT} 、減速歯車装置 20 の回転部材の回転速度、差動歯車装置 22 の回転部材の回転速度、駆動輪 24 L

10

20

30

40

50

、24Rの回転速度などが用いられる。また、上記運転者の出力要求量としては、アクセル開度 A_{cc} 、スロットル弁開度 θ_{TH} 、燃料噴射装置78から噴射される燃料の量を制御するための噴射信号などが用いられる。

【0088】

また、前述の実施例において、目標回転到達判定手段166は目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に実入力軸回転速度 N_{IN} が到達したか否かを判定したが、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に至るまでの変速過程における過渡的な目標値である過渡的な目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に到達したか否かを判定しても良い。

【0089】

また、前述の実施例における入力軸回転速度 N_{IN} やそれに関連する目標入力軸回転速度 N_{IN}^* などは、それら入力軸回転速度 N_{IN} などに替えて、エンジン回転速度 N_E やそれに関連する目標エンジン回転速度 N_E^* など、タービン回転速度 N_T やそれに関連する目標タービン回転速度 N_T^* など、変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} ／出力軸回転速度 N_{OUT} ）やそれに関連する目標変速比 γ^* など、変速比 γ を制御するための変数例えばプライマリ側油圧シリンダ42cへの作動油の供給排出流量やプライマリ圧 P_{in} やそれらに関連する目標値など、シープ位置やそれに関連する目標シープ位置などであっても良い。従って、入力軸回転速度センサ56等の回転速度センサは、制御する必要がある回転速度に合わせて適宜備えられれば良い。尚、上記シープ位置は、例えば変速比 γ が1であるときの可動回転体42bの位置を基準位置すなわちシープ位置が零として、軸と平行方向におけるその基準位置からの可動回転体42bの絶対位置を表すものである。

【0090】

また、前述の実施例において、流体伝動装置としてロックアップクラッチ26が備えられているトルクコンバータ14が用いられていたが、ロックアップクラッチ26は必ずしも設けられなくてもよく、またトルクコンバータ14に替えて、トルク増幅作用のない流体継手（フルードカップリング）などの他の流体式動力伝達装置が用いられてもよい。

【0091】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0092】

【図1】本発明が適用された車両用駆動装置を説明する骨子図である。

【図2】図1の車両用駆動装置などを制御するために車両に設けられた制御システムの要部を説明するブロック線図である。

【図3】油圧制御回路のうち無段変速機のベルト挟圧力制御および変速比制御に関する要部を示す油圧回路図である。

【図4】無段変速機の変速制御において目標入力回転速度を求める際に用いられる変速マップの一例を示す図である。

【図5】無段変速機の挟圧力制御において変速比等に応じて必要セカンダリ圧を求めるベルト挟圧力マップの一例を示す図である。

【図6】電子制御装置の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図7】複数種類の変速要求の一例を変速要求毎に予め設定された優先度順に並べた図表である。

【図8】第1変速要求と第2変速要求が同時に発生した際の変速速度の切換えの一例を説明する図である。

【図9】電子制御装置の制御作動の要部すなわち複数の変速要求が同時に発生した際に変速速度を適切に設定する為の制御作動を説明するフローチャートである。

【図10】降坂制御とブレーキングダウンシフト制御と最大変速比戻り制御との複数の変速要求が同時に発生した際の一例を示すタイムチャートである。

【図11】降坂制御とブレーキングダウンシフト制御と最大変速比戻り制御との複数の変速要求が同時に発生した際の一例を示すタイムチャートであって、図10の別の実施例で

10

20

30

40

50

ある。

【符号の説明】

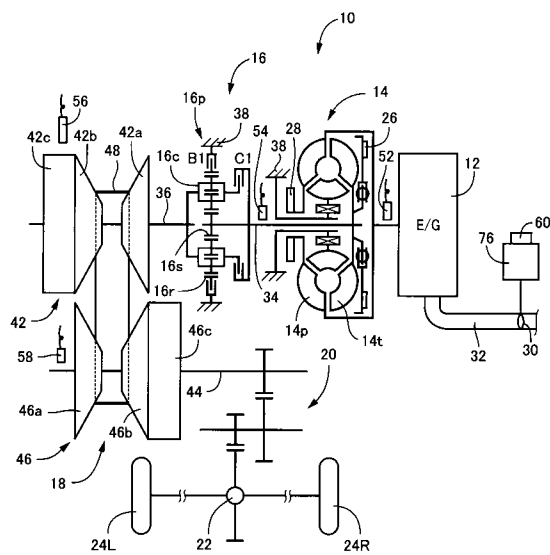
【 0 0 9 3 】

1 8 : 無段変速機

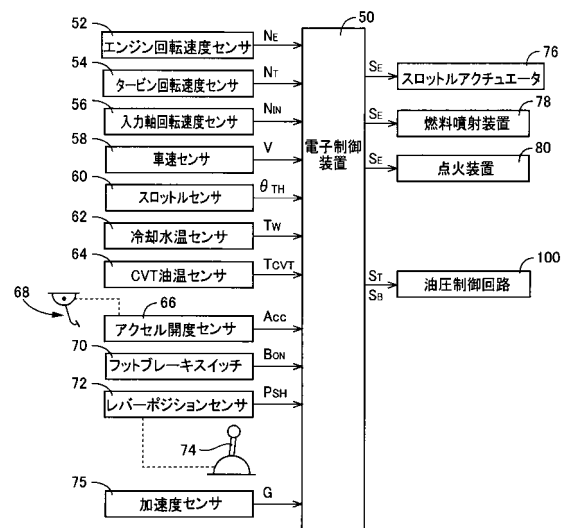
5 0 : 電子制御装置

1 5 2 : 変速制御手段

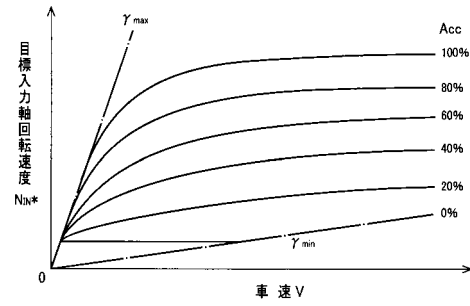
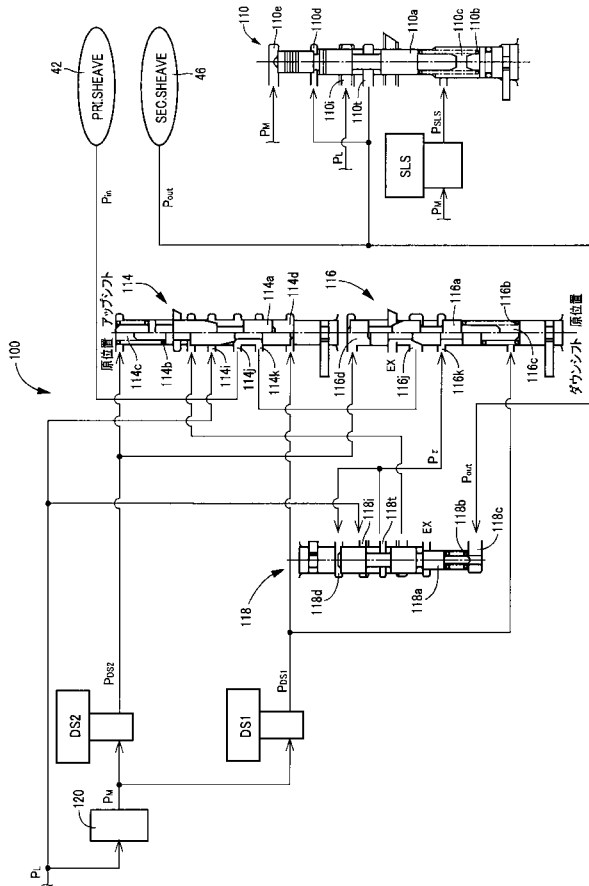
【 図 1 】



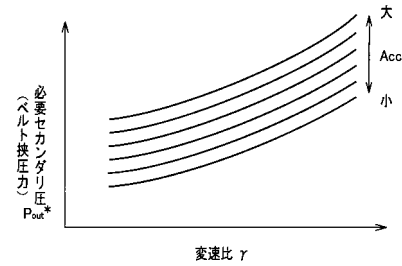
【 図 2 】



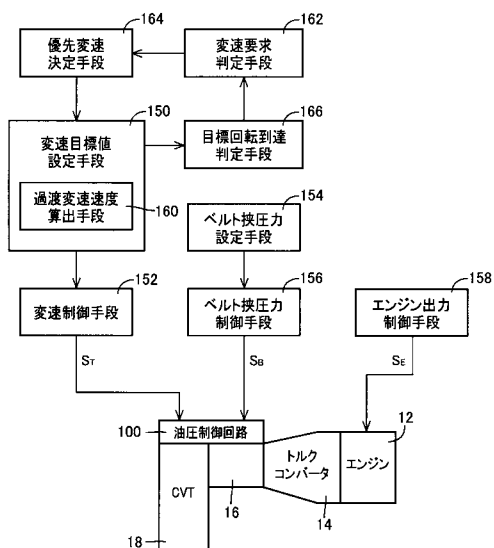
【図 4】



【図 5】



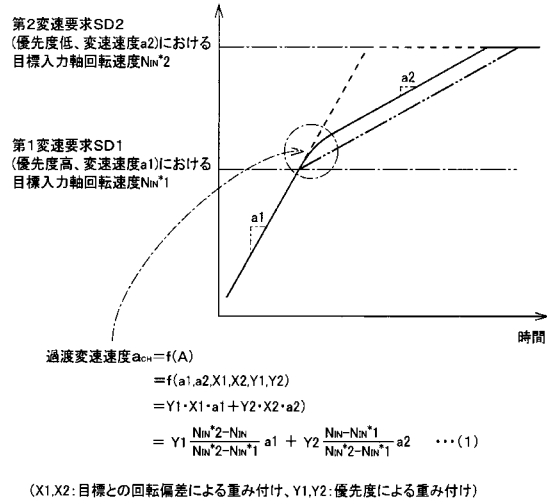
【图 6】



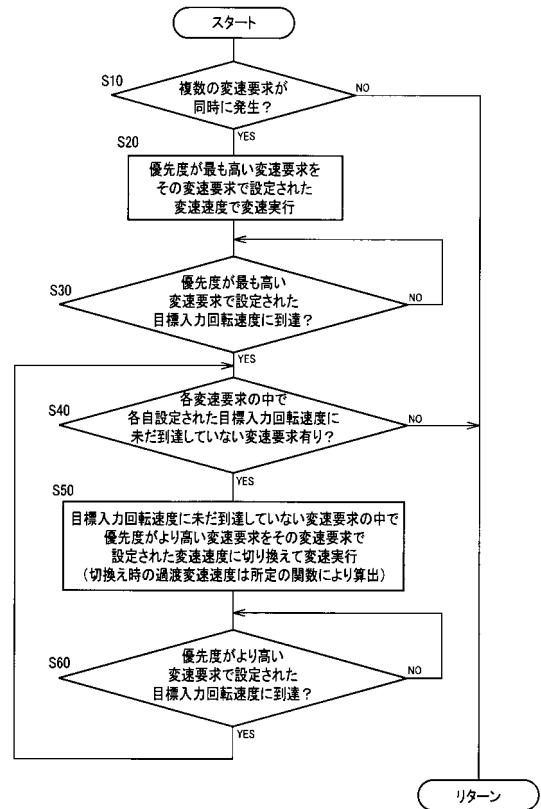
【 図 7 】

優先度	変速要求	変速速度	要求案件
低 ↑	通常変速制御 加速要求制御 オフアップ制御 ● ● ● 降坂制御 ブレーキングダウンシフト制御 ● ● ●	遅い ↑	ドラビリ案件 機能案件
↓ 高	最大変速比戻り制御 ● ●	早い ↓	↓

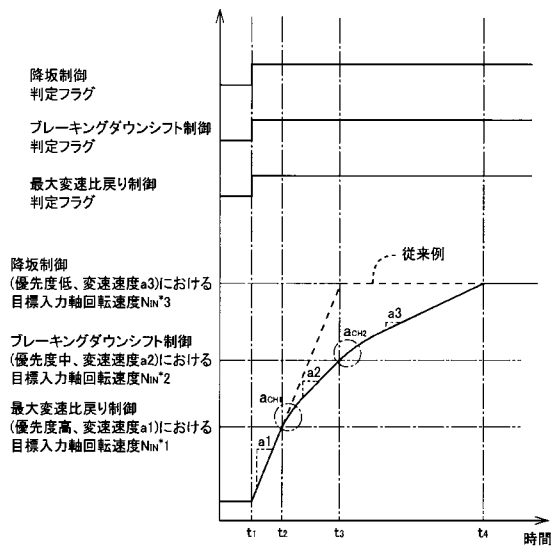
【図 8】



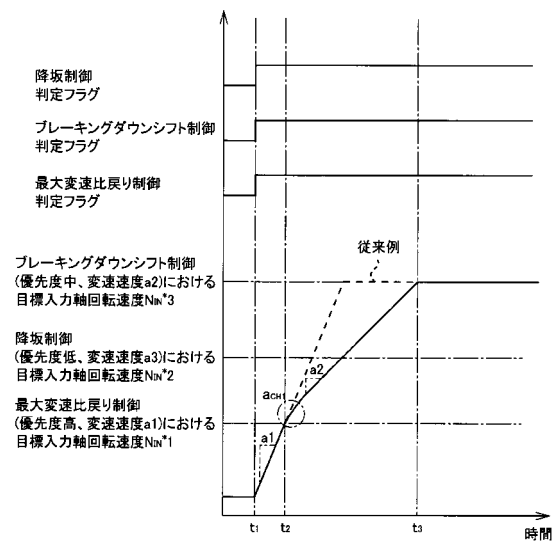
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

(72)発明者 豊田 晋哉

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J552 MA07 MA12 NA01 NB01 PA32 RB22 RB23 SA31 SA32 SA34
SB27 SB33 VA74W VB01W VD02W VE04W