

(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2004-263743

(P2004-263743A)

(43) 公開日 平成16年9月24日(2004.9.24)

(51) Int. Cl.⁷

F 1 6 H 61/02
 F 1 6 H 9/00
 // F 1 6 H 59:40
 F 1 6 H 59:42
 F 1 6 H 59:70

F I

F 1 6 H 61/02
 F 1 6 H 9/00 J
 F 1 6 H 9/00 K
 F 1 6 H 59:40
 F 1 6 H 59:42

テーマコード(参考)

3 J 5 5 2

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-52766 (P2003-52766)
 (22) 出願日 平成15年2月28日(2003.2.28)

(71) 出願人 000231350
 ジャトコ株式会社
 静岡県富士市今泉700番地の1
 (74) 代理人 100075513
 弁理士 後藤 政喜
 (74) 代理人 100084537
 弁理士 松田 嘉夫
 (72) 発明者 山本 雅弘
 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
 (72) 発明者 鈴木 英明
 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
 Fターム(参考) 3J552 MA07 NA01 NB01 PA12 PA63
 SA32 SA36 VA18W VA18Y VA32W
 VA37W VA74W VA74Y

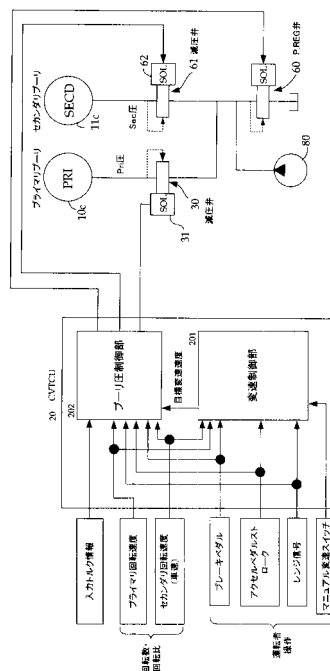
(54) 【発明の名称】 無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 Vベルト式の無段変速機で変速時にプライマリ圧が目標値に対して不足するのを防ぐ。

【解決手段】 本発明の無段変速機の制御装置は、Vベルトを扶持するプライマリプリー10及びセカンダリプリー11と、プライマリプリーの目標油圧を設定するプライマリプリー圧設定手段20と、セカンダリプリーの目標油圧を設定するセカンダリプリー圧設定手段20とを備え、前記プライマリプリー圧設定手段と前記セカンダリプリー圧設定手段のうち一方は、実変速比が目標変速比となるように一方のプリーの前記目標油圧を補正し、他方は、他方のプリーに前記変速油圧を加算する変速の場合、定常油圧と、目標変速速度を達成可能な前記変速油圧よりも高い油圧とを他方のプリーに対して加算して目標油圧を設定する。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

Vベルトを扶持するプライマリプーリ及びセカンダリプーリと、
 前記プライマリプーリに供給する油圧を制御するプライマリプーリ圧制御弁と、
 前記セカンダリプーリに供給する油圧を制御するセカンダリプーリ圧制御弁と、
 ベルトのトルク容量と現在の变速比とを達成可能な定常油圧を算出する定常油圧算出手段と、
 運転状態に基づいて目標变速速度を決定する目標变速速度決定手段と、
 目標变速速度を達成可能な变速油圧を算出する变速油圧算出手段と、
 ダウンシフト時には、前記定常油圧をプライマリプーリへ供給される油圧の目標油圧とし、
 アップシフト時には、前記定常油圧と前記变速油圧とを加算してプライマリプーリの目標油圧として設定するプライマリプーリ圧設定手段と、
 ダウンシフト時には前記定常油圧と前記变速油圧とを加算した油圧をセカンダリプーリの目標油圧とし、アップシフト時には前記定常油圧をセカンダリプーリの目標油圧として設定するセカンダリプーリ圧設定手段と、
 実变速比を算出する実变速比算出手段と、
 運転状態に応じて目標变速比を設定する目標变速比設定手段と、
 前記プライマリプーリ圧設定手段と前記セカンダリプーリ圧設定手段のうち一方は、実变速比が目標变速比となるように一方のプーリの前記目標油圧を補正するフィードバック制御手段とを備え、
 前記プライマリプーリ圧設定手段と前記セカンダリプーリ圧設定手段のうち他方は、他方のプーリに前記变速油圧を加算する变速の場合、定常油圧と、目標变速速度を達成可能な前記变速油圧よりも高い油圧とを他方のプーリに対して加算して目標油圧を設定することを特徴とする無段变速機の制御装置。

10

20

【請求項 2】

前記一方のプーリ圧設定手段は、前記目標油圧が入力トルクと実变速比とから算出されたベルトの下限トルク容量よりも低い油圧になることを禁止することを特徴とする請求項 1 に記載の無段变速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

30

【発明の属する技術分野】

本発明は、Vベルト式無段变速機の制御装置の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

車両用に搭載されるVベルト式の無段变速機では、溝幅を油圧に基づいて可変制御するプライマリプーリとセカンダリプーリでVベルトを挟持し、その接触摩擦力によって動力の伝達を行っている。

【0003】

このような無段变速機において、变速時にプライマリプーリに供給される圧力とセカンダリプーリに供給される圧力を設定する技術として特許文献 1 に記載の技術がある。

40

【0004】

これは、目標变速比と入力トルクからまず、目標セカンダリプーリ圧を算出し、この目標セカンダリプーリ圧と目標变速速度から目標プライマリプーリ圧を求める。このとき目標プライマリプーリ圧が所定のVベルト滑り限界圧以下の場合にはプライマリプーリ側Vベルト滑り限界圧から目標セカンダリプーリ圧を逆算する。このような制御を行うことによりVベルトの滑りを発生することなく、目標变速比を達成しようとするものである。

【0005】

【特許文献 1】

特開 2000 - 18347 号公報

【0006】

50

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、特許文献1に記載されている無段変速機の制御装置にあっては、プライマリプーリあるいはセカンダリプーリのどちらでベルト滑り限界圧になるのか判定結果によって、目標プライマリプーリ圧及び目標セカンダリプーリ圧の算出方法が異なることとなるため、目標プライマリプーリ圧または目標セカンダリプーリ圧が不連続に変化してしまう恐れがあった。その結果、変速比の変化が不連続になって滑らかさが損なわれ、運転者に違和感を与える恐れがあった。

【0007】

そこで、本発明は上記問題点に鑑みてなされたもので、Vベルト式の無段変速機でプライマリプーリとセカンダリプーリの目標油圧を定常油圧と変速用油圧とから設定し、変速時にプライマリ圧が滑り限界圧である下限トルク容量以下になるのを防いで、Vベルトの滑りを防止することを目的とする。

10

【0008】**【課題を解決するための手段】**

第1の発明は、Vベルトを扶持するプライマリプーリ及びセカンダリプーリと、前記プライマリプーリに供給する油圧を制御するプライマリプーリ圧制御弁と、前記セカンダリプーリに供給する油圧を制御するセカンダリプーリ圧制御弁と、ベルトのトルク容量と現在の変速比とを達成可能な定常油圧を算出する定常油圧算出手段と、運転状態に基づいて目標変速速度を決定する目標変速速度決定手段と、目標変速速度を達成可能な変速油圧を算出する変速油圧算出手段と、ダウンシフト時には、前記定常油圧をプライマリプーリへ供給される油圧の目標油圧とし、アップシフト時には、前記定常油圧と前記変速油圧とを加算してプライマリプーリの目標油圧として設定するプライマリプーリ圧設定手段と、ダウンシフト時には前記定常油圧と前記変速油圧とを加算した油圧をセカンダリプーリの目標油圧とし、アップシフト時には前記定常油圧をセカンダリプーリの目標油圧として設定するセカンダリプーリ圧設定手段と、実変速比を算出する実変速比算出手段と、運転状態に応じて目標変速比を設定する目標変速比設定手段と、前記プライマリプーリ圧設定手段と前記セカンダリプーリ圧設定手段のうち一方は、実変速比が目標変速比となるように一方のプーリの前記目標油圧を補正するフィードバック制御手段とを備え、前記プライマリプーリ圧設定手段と前記セカンダリプーリ圧設定手段のうち他方は、他方のプーリに前記変速油圧を加算する変速の場合、定常油圧と、目標変速速度を達成可能な前記変速油圧より

20

30

【0009】

第2の発明は、第1の発明において、前記一方のプーリ圧設定手段は、前記目標油圧が入力トルクと実変速比とから算出されたベルトの下限トルク容量よりも低い油圧になることを禁止する。

【0010】**【発明の効果】**

第1の発明は、他方のプーリに変速油圧が加算される変速の場合には、一方のプーリの目標油圧は、定常油圧にフィードバック制御手段で算出された補正量で補正された油圧となるが、セカンダリプーリへの目標油圧は、目標変速速度を達成可能な油圧よりも高い油圧を定常油圧に加算するようにしているため、実変速比は目標変速比よりもダウンシフトし過ぎた状態となりやすくなっている。そのため、一方のプーリの目標油圧のうちのフィードバック制御手段による補正量がベルトの下限トルク容量方向にかかり過ぎることが低減され、一方のプーリの目標油圧がベルトの下限トルク容量あるいはそれ以下になることが低減される。

40

【0011】

第2の発明は、一方のプーリの目標油圧が入力トルクと実変速比とから算出されたベルトの下限トルク容量よりも低い油圧になることを禁止するようにしたので、ベルトの滑りを確実に防止できる。

【0012】

50

【発明の実施の形態】

以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0013】

図1はVベルト式無段変速機の概略構成図を示し、図2は油圧コントロールユニット及びCVTコントロールユニットの概念図をそれぞれ示す。

【0014】

図1において、無段変速機5はロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ2、前後進切り替え機構4を介してエンジン1に連結され、一对の可変プーリとして入力軸側のプライマリプーリ10、出力軸13に連結されたセカンダリプーリ11を備え、これら一对の可変プーリ10、11はVベルト12によって連結されている。なお、出力軸13はアイドラギア14及びアイドラシャフトを介してディファレンシャル6に連結される。

10

【0015】

無段変速機5の変速比やVベルトの接触摩擦力は、CVTコントロールユニット20からの指令に応動する油圧コントロールユニット100によって制御され、CVTコントロールユニット20は、エンジン1を制御するエンジンコントロールユニット21から入力トルク情報や後述するセンサ等からの出力に基づいて変速比や接触摩擦力を決定し、制御する。

【0016】

無段変速機5のプライマリプーリ10は、入力軸と一体となって回転する固定円錐板10bと、固定円錐板10bに対向配置されてV字状のプーリ溝を形成するとともに、プライマリプーリシリンダ室10cへ作用する油圧(プライマリプーリ圧)によって軸方向へ変位可能な可動円錐板10aから構成される。

20

【0017】

セカンダリプーリ11は出力軸13と一体となって回転する固定円錐板11bと、この固定円錐板11bに対向配置されてV字状のプーリ溝を形成するとともに、セカンダリプーリシリンダ室11cへ作用する油圧(セカンダリプーリ圧)に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板11aから構成される。

【0018】

エンジン1から入力された駆動トルクは、トルクコンバータ2、前後進切り替え機構4を介して無段変速機5へ入力され、プライマリプーリ10からVベルト12を介してセカンダリプーリ11へ伝達され、プライマリプーリ10の可動円錐板10a及びセカンダリプーリ11の可動円錐板11aを軸方向へ変位させて、Vベルト12との接触半径を変更することにより、プライマリプーリ10とセカンダリプーリ11との変速比を連続的に変更することができる。

30

【0019】

無段変速機5の変速比及びVベルト12の接触摩擦力は油圧コントロールユニット100によって制御される。

【0020】

図2に示すように、油圧コントロールユニット100は、ライン圧を制御するレギュレータバルブ60と、プライマリプーリシリンダ室10cの油圧(以下、プライマリプーリ圧)を制御する減圧弁30と、セカンダリプーリシリンダ室11cへの供給圧(以下、セカンダリプーリ圧)を制御する減圧弁61を主体に構成される。

40

【0021】

ライン圧制御系は、油圧ポンプ80からの圧油を調圧するソレノイドを備えたレギュレータバルブ60で構成され、CVTコントロールユニット20からの指令(例えば、デューティ信号など)に応じて運転状態に応じた所定のライン圧PLに調圧する。

【0022】

ライン圧PLは、プライマリ圧を制御するソレノイド31を備えた減圧弁30と、セカンダリ圧を制御するソレノイド62を備えた減圧弁61にそれぞれ供給される。

【0023】

50

プライマリプーリ 10 とセカンダリプーリ 11 のプーリ比は、C V T コントロールユニット 20 からの変速指令信号に応じて駆動される減圧弁 30、61 によって制御され、減圧弁 30、61 に供給されたライン圧 P L が調整されてプライマリ圧をプライマリプーリ 10 へ、セカンダリ圧をセカンダリプーリ 11 へ供給され、溝幅が可変制御されて所定のプーリ比に設定される。なお、プーリ比はプライマリプーリ 10 の回転速度とセカンダリプーリの回転速度の比で算出され、対して変速比はこのプーリ比にアイドルギア 14 のギア比を考慮した値である。

【0024】

ここで、C V T コントロールユニット 20 は、図 1 において、無段変速機 5 のプライマリプーリ 10 の回転速度を検出するプライマリプーリ速度センサ 26、セカンダリプーリ 11 の回転速度（または車速）を検出するセカンダリプーリ速度センサ 27 からの信号と、インヒビタースイッチ 23 からのシフト位置と、運転者が操作するアクセルペダルの操作量に応じた操作量センサ 24 からのストローク量（または、アクセルペダルの開度）、油温センサ 25 から無段変速機 5 の油温を読み込んで変速比や V ベルト 12 の接触摩擦力を可変制御する。

10

【0025】

C V T コントロールユニット 20 では、プライマリプーリ回転速度、セカンダリプーリ回転速度（車速）、及びドライバーの運転意図、例えばアクセルペダルのストローク、ブレーキペダルの操作の有無や走行レンジや変速機のマニュアルモードの変速スイッチの切り換え等に応じて目標変速比や目標変速速度を決定し、実変速比を目標変速比へ向けて制御する変速制御部 201 と、入力トルク、変速比、変速速度、ブレーキペダルの操作状態、アクセルペダルのストローク量やシフトレンジなどに応じて、プライマリプーリ 10 とセカンダリプーリ 11 の推力（接触摩擦力）を制御するプーリ圧（油圧）制御部 202 から構成される。

20

【0026】

プーリ圧制御部 202 は、入力トルク情報、プライマリプーリ回転速度とセカンダリプーリ回転速度に基づくプーリ比、さらにブレーキの操作状態、アクセルペダルストローク量、シフトレンジからライン圧の目標値を決定し、レギュレータバルブ 60 のソレノイドを駆動することでライン圧の制御を行い、また、プライマリ圧、セカンダリ圧の目標値を決定して、目標値に応じて減圧弁 30、61 のソレノイド 31、62 を駆動して、プライマリプーリ圧、セカンダリプーリ圧を独立して制御する。したがって、変速時に油圧が低下するプーリの油圧を制御して、V ベルト滑りを確実に防止することができる。

30

【0027】

次に、C V T コントロールユニット 20 のプーリ圧制御部 202 で行われる油圧制御の一例について、図 3 のフローチャートを参照しながら詳述する。なお、図 3 や以下に示されるフローチャートは所定の周期、例えば、数 10 m s e c 毎に実行されるものである。

【0028】

まず、ステップ S 1 では、図 4 に示したフローチャートに則ってプライマリプーリ 10、セカンダリプーリ 11 それぞれの定常プーリ推力を演算する。ここで定常プーリ推力とは、現在のプーリ比を達成するとともに V ベルトが滑りを生じないように挟持するために必要なトルク容量、つまりこのトルクを発生可能な油圧である。次にステップ 2 で図 5 に示すフローチャートからプライマリプーリ 10 とセカンダリプーリ 11 との変速用推力差を演算する。

40

【0029】

ステップ 3 では、変速制御部 201 で算出された次のシフト動作がアップシフトか否かを判定し、アップシフトの場合にはステップ 4 に進んでプライマリプーリ 10 の目標推力（目標油圧）を演算し、ダウンシフトの場合にはステップ 5 に進んでセカンダリプーリ 11 の目標推力を演算する。

【0030】

ステップ 4 で演算するプライマリプーリ 10 の目標推力は、ステップ 1 で演算されたプラ

50

イマリプーリの定常推力（定常油圧）とステップ2で演算されたプライマリプーリ10の変速推力（変速油圧）との和として演算される。続くステップ5でステップ1で算出したセカンダリプーリ11の定常推力をセカンダリプーリ11の目標推力として設定する。

【0031】

同様に、ステップ6で演算するセカンダリプーリ11の目標推力は、ステップ1で演算されたセカンダリプーリ11の定常推力とステップ2で演算されたセカンダリプーリ11の変速推力との和として演算される。続くステップ7でステップ1で算出したプライマリプーリ10の定常推力をプライマリプーリ10の目標推力として設定する。

【0032】

ステップ5及び7での目標推力を演算したらステップ8に進み、図6に示すフローチャートからプライマリプーリ10の推力をフィードバック計算し、続くステップ9では入力トルクと実変速比とから算出された下限トルク容量（Vベルトがプーリに対して滑りを生じない下限トルク）のプライマリプーリ10の推力を演算する。

10

【0033】

次にステップ10では、ステップ8、9で演算した2つのプライマリプーリ10の推力から大きい方を選択し、プライマリプーリ推力として設定する。さらにステップ11で、ステップ9のプライマリプーリ推力をプライマリプーリ10のベルト接触面積で除してプライマリプーリ目標圧を演算する。

【0034】

ステップ12では、ステップ5または6で演算したセカンダリ目標推力をセカンダリプーリ10のベルト接触面積で除してセカンダリプーリ目標圧を演算する。

20

【0035】

次に図4に示すフローチャートを用いて定常プーリ推力の演算について説明する。この演算はプーリ圧制御部202で行われるものである。

【0036】

まずステップ21でプライマリプーリ10に入力されるトルクを演算する。この入力トルクはエンジンの出力トルクと同一であるが、トルクコンバータを介してトルク伝達が行われる場合には、トルクコンバータのトルク比を考慮する。

【0037】

ステップ22では目標プーリ比を演算する。目標プーリ比は車速とアクセルペダルのストローク量から算出される。なお、実プーリ比はプライマリプーリ10の回転速度とセカンダリプーリの回転速度の比により求められる。

30

【0038】

続くステップ23で図7に示すような推力マップを用意し、ステップ22で算出した目標プーリ比からそれぞれのプーリの定常走行時の推力を算出する。ここでプーリ推力を算出するマップは、所望のトルク容量と変速比を達成可能なプーリ推力を予めマップ化し、記憶しておく。

【0039】

また図5に示すフローチャートは、変速用プーリ推力差の演算について説明するものである。この演算は変速制御部201、プーリ圧制御部202で行われるものである。

40

【0040】

ステップ31で、変速制御部201で車速、シフトレンジやアクセルペダルストローク量等に基づいて目標変速速度を演算する。この目標変速速度をプーリ圧制御部202に出力し、ステップ32ではプーリ圧制御部202において図8に示すようなマップを用いてプーリ比と目標変速速度から変速速度に対するプーリ速度（プーリの軸方向移動速度）の倍率を算出する。

【0041】

次にステップ33で、前ステップで算出したプーリ速度の倍率を目標変速速度に乗じてプーリ速度を演算する。さらにステップ34で、このプーリ速度に基づいてプーリ推力差を算出する。プーリ推力差は、図9に示すマップから算出できる。このマップでは、ダウン

50

シフト時にはプーリ推力差がセカンダリプーリの変速推力となるよう設定されており、一方、アップシフト時にはプライマリプーリの変速推力となるよう設定されている。

【0042】

また、このマップでは、プーリ推力差のうちダウンシフト側は、すなわちセカンダリプーリの変速推力は、ステップ31で演算された目標変速速度を達成するのに必要なプーリ推力差よりも所定の余裕代または余裕率分が加算された値に設定されている。

【0043】

図6は変速比フィードバック制御に応じてプライマリプーリ10の推力を演算するフローチャートである。これはプライマリプーリ10の推力をフィードバック補正し、目標変速比に一致するように制御するもので、セカンダリプーリ11で行ってもよい。したがって、変速比が目標変速比となるようにフィードバック制御されるため、精度よく目標変速比に変速することができる

10

まずステップ41でステップ4またはステップ7において算出されたプライマリプーリ10の目標推力からフィードフォワード制御でプライマリプーリ推力を演算する。続くステップ42で目標プーリ比と実プーリ比との偏差を算出する。

【0044】

ステップ43では算出した偏差に変速システムの積分偏差の前回値を加算して新たな積分偏差として設定する。次にステップ44で、算出した偏差に変速システムの比例ゲインを乗算して比例補償量を演算し、ステップ45ではステップ43で設定した積分偏差に積分ゲインを乗算して積分補償量を算出する。

20

【0045】

続くステップ46でステップ41で算出したプライマリプーリ推力とステップ44で算出した比例補償量とステップ45で算出した積分補償量とを加算し、プライマリプーリ推力を算出する。推力が算出されることでプーリの操作量を制御することができる。

【0046】

なお、ステップ42から45はPI制御を前提とした制御内容であるが、他の制御則を使用してもよい。

【0047】

次に、アクセルペダル踏み込まれて発生するダウンシフトの場合を例に、本発明の作用を説明する。アクセルペダルが踏み込まれると、セカンダリプーリ11への供給圧は、前述したように定常推力に変速推力が加算された油圧が目標油圧となる。このとき、変速推力は、目標変速速度を達成可能な推力に対して所定値だけ余裕代を持った値があらかじめ設定されている。そして、プライマリプーリ10の供給圧は、定常推力に実変速比から算出されたフィードバック補償分(比例補償量と積分補償量)とが加算された油圧が目標油圧となるが、上述したように、セカンダリプーリへの供給圧は、目標変速速度を達成可能な油圧よりも余裕代をもって設定されているため、実変速比は若干目標変速比よりもダウンシフトし過ぎた状態となりやすくなっている。その結果、プライマリプーリの目標油圧のうちのフィードバック補償分が過剰にベルト滑り下限油圧方向にかかり過ぎることが低減され、プライマリプーリ10の油圧がベルト滑り下限油圧あるいはそれ以下になることが低減される。

30

40

【0048】

次に、本発明の実施の形態の効果について説明する。

(1)ダウンシフトが行われる場合には、プライマリプーリ10の供給圧は、定常推力に実変速比から算出されたフィードバック補償分(比例補償量と積分補償量)とが加算された油圧が目標油圧となるが、セカンダリプーリへの供給圧は、目標変速速度を達成可能な油圧よりも余裕代をもって設定されているため、実変速比は若干目標変速比よりもダウンシフトし過ぎた状態となりやすくなっている。そのため、プライマリプーリの目標油圧のうちのフィードバック補償分が過剰にベルト滑り下限油圧方向にかかり過ぎることが低減され、プライマリプーリ10の油圧がベルト滑り下限油圧あるいはそれ以下になることが低減される。

50

2) プライマリプーリの推力は、定常推力と変速比フィードバック補償量あるいは、定常推力と変速推力と変速比フィードバック補償量とから算出されたプライマリ目標推力と、トルク容量下限プライマリ推力のうち高い方の値を設定するようにしているため、ベルトの滑りを確実に防止できる。

(3) 変速推力の余裕代は、タウンシフト側のみを設定としているため、ライン圧を過剰に高く保つ必要がなく、燃費の悪化を防止できる。

【0049】

以上、本発明の実施の形態について説明したが、上記実施形態の構成は本発明が適用される構成の一例を示したものであり、本発明の範囲を上記構成に限定するものではない。

【0050】

例えば、本発明の実施の形態では、目標変速速度を達成可能な変速推力のうち、タウンシフト時に推力のマップで予め余裕代を持たせた推力として設定していたが、達成可能な変速推力と、推力補正值を設定し、ダウンシフトのときに変速推力に推力補正值を加算するようにしてセカンダリプーリの目標油圧を算出しても良い。

【0051】

また、実変速比のフィードバック補償分をプライマリプーリの目標推力に対して加算するようにしているため、プーリ推力差のうちタウンシフト側の変速推力差を目標変速速度を達成するのに必要なプーリ推力差よりも所定の余裕代または余裕率分が加算された値に設定されているが、これに限られるものではなく、例えばフィードバック補償分をセカンダリプーリの目標推力に対して加算するような場合には、プーリ推力差のうちアップシフト側の変速推力量を目標変速速度を達成するのに必要なプーリ推力差よりも所定の余裕代または余裕率分が加算された値に設定すればよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示すVベルト式無段変速機の概略構成図である。

【図2】同じくCVTコントロールユニットと油圧コントロールユニットの概略構成図である。

【図3】CVTコントロールユニットで行われるプーリ目標圧を設定するフローチャートである。

【図4】同じく定常プーリ推力を演算するフローチャートである。

【図5】同じく変速用推力を演算するフローチャートである。

【図6】変速比フィードバック制御を説明するフローチャートである。

【図7】プーリ比と入力トルクからプーリ推力を算出するマップの一例である。

【図8】変速速度に対するプーリ速度の倍率を算出するマップである。

【図9】プーリ速度からプーリ推力差を算出するマップである。

【符号の説明】

1 エンジン

5 無段変速機

10 プライマリプーリ

11 セカンダリプーリ

20 CVTコントロールユニット

21 エンジンコントロールユニット

28 油圧センサ

30 減圧弁

60 レギュレータバルブ

61 減圧弁

100 油圧コントロールユニット

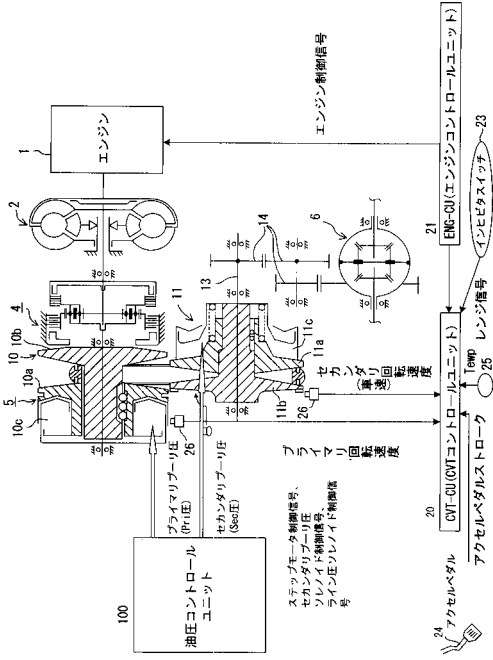
10

20

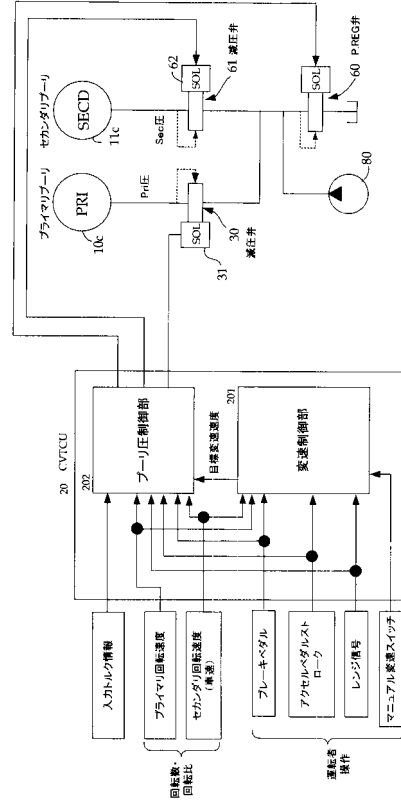
30

40

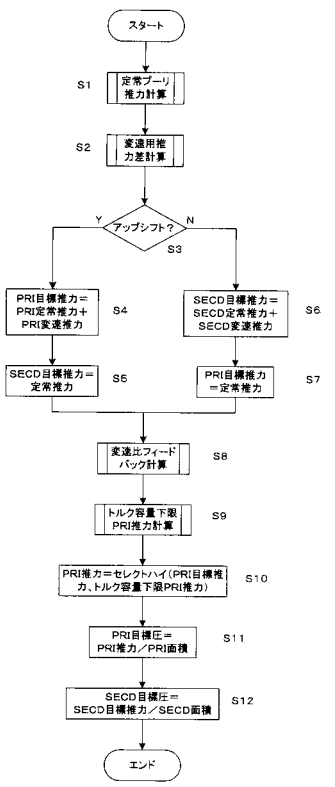
【 図 1 】



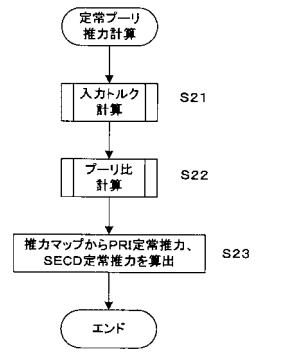
【 図 2 】



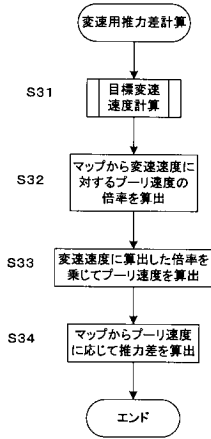
【 図 3 】



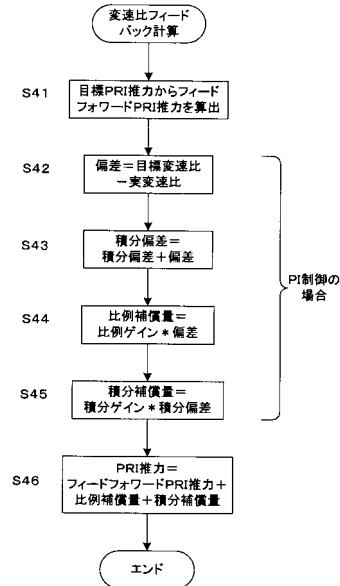
【 図 4 】



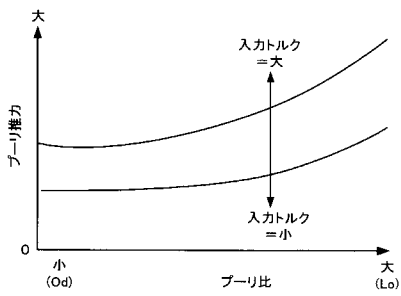
【 図 5 】



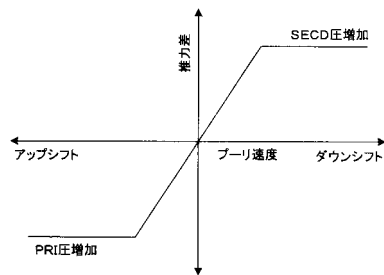
【 図 6 】



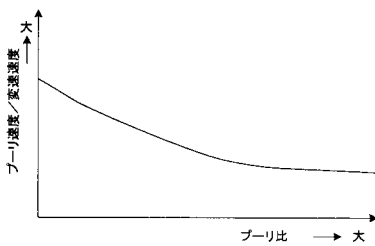
【 図 7 】



【 図 9 】



【 図 8 】



フロントページの続き

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 63:06

F I

F 1 6 H 59:70

F 1 6 H 63:06

テーマコード(参考)