

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5403164号
(P5403164)

(45) 発行日 平成26年1月29日(2014.1.29)

(24) 登録日 平成25年11月8日(2013.11.8)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 61/02 (2006.01) F 1 6 H 61/02
F 1 6 H 61/662 (2006.01) F 1 6 H 61/662

請求項の数 6 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2012-530500 (P2012-530500)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(86) (22) 出願日	平成22年8月27日(2010.8.27)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(86) 国際出願番号	PCT/JP2010/064642	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(87) 国際公開番号	W02012/026043	(74) 代理人	100147669 弁理士 池田 光治郎
(87) 国際公開日	平成24年3月1日(2012.3.1)	(72) 発明者	服部 邦雄 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成25年2月22日(2013.2.22)	(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

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) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力側可変プーリ及び出力側可変プーリの有効径が可変の一对の可変プーリと、該一对の可変プーリの間巻き掛けられた伝動ベルトとを有し、該入力側可変プーリにおける入力側推力及び該出力側可変プーリにおける出力側推力を各々制御することで該伝動ベルトの滑りを防止しつつ実変速比を目標変速比とする車両用無段変速機の制御装置であって、

前記入力側可変プーリ及び前記出力側可変プーリの一方を、他方と比較して、精度良く推力を制御できる油圧制御回路が備えられており、

前記一方の側にて両プーリのベルト滑り防止を保證する為の該一方の側の目標推力が設定された場合に、該一方の側の目標推力に基づいて前記他方の側にて目標の変速を実現する為の該他方の側の目標推力が設定されるものであり、

前記一方の側の目標推力として、

該一方の側のベルト滑り防止の為に必要な該一方の側の滑り限界推力と、

前記他方の側のベルト滑り防止の為に必要な該他方の側の滑り限界推力に基づいて算出される該一方の側にて目標の変速を実現する為に必要な該一方の側の推力と

のうちの大きい方を選択することを特徴とする車両用無段変速機の制御装置。

【請求項3】

前記他方の側の目標推力は、目標変速比と実変速比との偏差或いは目標プーリ位置と実プーリ位置との偏差に基づいた該他方の側の推力のフィードバック制御により補正され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 4】

前記変速制御の為に必要な推力は、目標変速比及び目標変速速度を実現する為に必要な推力であることを特徴とする請求項 1 又は 3 に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項 5】

前記滑り限界推力は、実変速比と前記車両用無段変速機の入力トルクとに基づいて算出されることを特徴とする請求項 1、3、及び 4 の何れか 1 項に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項 6】

前記油圧制御回路は、前記一方の側のみに、該一方の可変プーリに作用する実プーリ圧を検出する為の油圧センサを備え、

前記油圧センサの検出値を前記一方の側の目標推力に対応する目標プーリ圧とするフィードバック制御を実行することを特徴とする請求項 1、及び 3 乃至 5 の何れか 1 項に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項 7】

前記他方の側の滑り限界推力に基づく前記一方の側の推力の算出に関わるばらつき分に対応する所定推力を、該算出に先立って、該他方の側の滑り限界推力に加算することを特徴とする請求項 1、及び 3 乃至 6 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、入力側推力及び出力側推力を各々制御することでベルト滑りを防止しつつ目標変速比を実現する車両用無段変速機（ベルト式無段変速機）の制御装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

入力側可変プーリ（プライマリプーリ、プライマリシープ）及び出力側可変プーリ（セカンダリプーリ、セカンダリシープ）の有効径が可変の一对の可変プーリと、その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有し、プライマリプーリにおける入力側推力（プライマリ推力）及びセカンダリプーリにおける出力側推力（セカンダリ推力）を各々制御することで伝動ベルトの滑りを防止しつつ実際の変速比を目標変速比とする車両用無段変速機（以下、無段変速機）の制御装置が良く知られている。特許文献 1 に記載されたベルト式無段変速機の変速制御装置がそれである。このような無段変速機では、例えばセカンダリ側の目標推力（目標セカンダリ推力）を、セカンダリプーリにてベルト滑りを発生させない為に最低限必要な滑り限界推力（必要セカンダリ推力）に設定する。加えて、プライマリ側の目標推力（目標プライマリ推力）を、目標変速比を維持する為の推力比（＝セカンダリ推力／プライマリ推力）に基づいて目標セカンダリ推力に対してバランスするバランス推力（定常推力）と、変速比を変化させるときの目標変速速度を実現する為の変速差推力（過渡推力）との和（合計推力）に設定する。そして、各々設定された推力が得られるように各プーリへの油圧を制御することで、ベルト滑りの発生が防止されつつ目標変速比が実現される。

【0003】

ここで、例えば無段変速機のダウンシフトを実行する場合を考える。ダウンシフトでは、プライマリ側の変速差推力が負の値となることから、設定される目標プライマリ推力がプライマリプーリにてベルト滑りを発生させない為に最低限必要な滑り限界推力（必要プライマリ推力）を下回り易く、ベルト滑りを生じさせる可能性がある。尚、アップシフトでは、プライマリ側の変速差推力が正の値となることから、設定される目標プライマリ推力が必要プライマリ推力を下回り難いものの、プライマリ側のバランス推力等によっては必要プライマリ推力を下回ってベルト滑りを生じさせる可能性がある。このような目標プライマリ推力が必要プライマリ推力を下回ることに対して、上記特許文献 1 には、目標プライマリ推力が必要プライマリ推力より小さいときは、プライマリ側にて滑り限界推力を

10

20

30

40

50

目標プライマリ推力として設定し、セカンダリ側にて変速の為のバランス推力と変速差推力との合計推力を目標セカンダリ推力として設定することで、必要最小限のプリー推力を用いてベルト滑りの発生を防止しつつ、目標とする変速を実現することが提案されている。つまり、特許文献1では、滑り限界推力（必要セカンダリ推力）に設定された目標セカンダリ推力に対応する変速制御の為の目標プライマリ推力が滑り限界推力（必要プライマリ推力）よりも小さくなるか否かを判定し、判定結果に基づいてプライマリ側とセカンダリ側とでベルト滑り防止を保證する機能と目標とする変速を実現する機能とを入れ替えることで、最小限の推力で変速とベルト滑り防止を実現している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特許第3042684号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、ベルト滑り防止を保證する一方のプリー側では、例えばその一方のプリーの油圧制御精度が良いことが前提となる。つまり、油圧指令値に対して実油圧に油圧ばらつきが存在することを考慮すると、滑り限界推力に設定した目標推力に実推力を合わせ込むには、例えば一方のプリー側への実油圧を検出する油圧センサを備え、油圧センサの検出値が目標推力に対応する一方のプリー側への目標油圧となるようにフィードバック制御

【0006】

そうすると、前記特許文献1にて提案された技術では、プライマリ側とセカンダリ側との両方の油圧制御精度が良ければ、例えば両プリーへの各プリー圧を検出する油圧センサが各々設けられていれば、ベルト滑り防止を保證する機能と目標とする変速を実現する機能とを入れ替えても問題は生じない。しかしながら、プライマリ側とセカンダリ側との両方の油圧制御精度を良くするのはコストアップとなる。また、コストを低減する為

【0007】

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、油圧制御精度が良くない方のプリー側の油圧マージン分を削って燃費向上を図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】

【0008】

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)入力側可変プリー及び出力側可変プリーの有効径が可変の一对の可変プリーと、その一对の可変プリーの間に巻

10

20

30

40

50

き掛けられた伝動ベルトとを有し、その入力側可変プーリにおける入力側推力及びその出力側可変プーリにおける出力側推力を各々制御することでその伝動ベルトの滑りを防止しつつ実変速比を目標変速比とする車両用無段変速機の制御装置であって、(b)前記入力側可変プーリ及び前記出力側可変プーリの一方を、他方と比較して、精度良く推力を制御できる油圧制御回路が備えられており、(c)前記一方の側にて両プーリのベルト滑り防止を保証する為のその一方の側の目標推力が設定された場合に、その一方の側の目標推力に基づいて前記他方の側にて目標の変速を実現する為のその他方の側の目標推力が設定されるものであり、(d)前記一方の側の目標推力として、その一方の側のベルト滑り防止の為に必要なその一方の側の滑り限界推力と、前記他方の側のベルト滑り防止の為に必要なその他方の側の滑り限界推力に基づいて算出されるその一方の側にて目標の変速を実現する為に必要なその一方の側の推力とのうちの大きい方を選択することにある。

10

【発明の効果】

【0009】

このようにすれば、前記一方の側にて両プーリのベルト滑り防止を保証する為のその一方の側の目標推力が設定された場合に、その一方の側の目標推力に基づいて前記他方の側にて目標の変速を実現する為のその他方の側の目標推力が設定され、その一方の側のベルト滑り防止の為に必要なその一方の側の滑り限界推力と、その他方の側のベルト滑り防止の為に必要なその他方の側の滑り限界推力に基づいて算出されるその一方の側にて目標の変速を実現する為に必要なその一方の側の推力とのうちの大きい方がその一方の側の目標推力として選択されるので、推力制御精度(油圧制御精度)が比較的良い一方の可変プーリ側にて、一方の可変プーリにおけるベルト滑り防止の為に必要推力が確保されることはもちろんのこと、推力制御精度が比較的劣る他方の可変プーリにおけるベルト滑り防止の為に必要推力も確保される。また、ベルト滑り防止の為に必要推力は推力制御精度が比較的良い一方の可変プーリ側にて制御されることから、目標推力の設定時に他方の可変プーリにおける油圧ばらつき分を加える必要が無い。つまり、その油圧ばらつき分を加えることなく、一方の可変プーリ側にて両可変プーリにおけるベルト滑り防止の為に必要推力が確保される。よって、油圧制御精度が良くない方のプーリ側の油圧マージン分を削って燃費向上を図ることができる。

20

【0010】

また、推力制御精度が比較的劣る他方の可変プーリにおける油圧ばらつき分を加えることなくその他方の可変プーリにおけるベルト滑りを防止しつつ、目標の変速を実現することができる。

30

【0011】

また、好適には、前記他方の側の目標推力は、目標変速比と実変速比との偏差或いは目標プーリ位置と実プーリ位置との偏差に基づいたその他方の側の推力のフィードバック制御により補正されることにある。このようにすれば、推力制御精度が比較的劣る他方の可変プーリにおける油圧ばらつき分を補償することができる。従って、油圧ばらつき分による燃費悪化を抑制でき、必要最小限のプーリ推力で目標の変速とベルト滑り防止とを適切に実現することができる。

【0012】

また、好適には、前記変速制御の為に必要な推力は、目標変速比及び目標変速速度を実現する為に必要な推力である。このようにすれば、変速制御の為に必要な推力が適切に算出される。

40

【0013】

また、好適には、前記滑り限界推力は、実変速比と前記車両用無段変速機の入力トルクとに基づいて算出されることにある。このようにすれば、前記滑り限界推力が適切に算出され、ベルト滑り防止の為に必要推力が適切に確保される。

【0014】

また、好適には、前記油圧制御回路は、前記一方の側のみ、その一方の可変プーリに作用する実プーリ圧を検出する為の油圧センサを備え、前記油圧センサの検出値を前記一

50

方の側の目標推力に対応する目標プーリ圧とするフィードバック制御を実行することにある。このようにすれば、一方の側を、他方と比較して、精度良く推力を制御することができる。

【0015】

また、好適には、前記他方の側の滑り限界推力に基づく前記一方の側の推力の算出に関わるばらつき分に対応する所定推力を、その算出に先立って、その他方の側の滑り限界推力に加算することにある。このようにすれば、推力制御精度が比較的劣る他方の可変プーリにおけるベルト滑りを確実に防止する為の必要推力が適切に確保される。尚、上記算出に関わるばらつき分は、例えば油圧ばらつき分（油圧指令値に対する実油圧のずれ分）とは異なるものであり、前記他方の側の滑り限界推力に基づいて前記一方の側の推力を算出する際に用いる例えば所定の特性などの個体ばらつき（ユニットばらつき）である。また、上記油圧ばらつき分は、例えばユニットによっては比較的大きな値となるが、上記算出に関わるばらつき分は、油圧ばらつき分と比べて極めて小さな値である。

10

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本発明が適用される車両を構成する動力伝達経路の概略構成を説明する図である。

【図2】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。

【図3】油圧制御回路のうち無段変速機の変速に関する油圧制御に関する要部を示す油圧回路図である。

20

【図4】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5】変速制御の為に必要な推力を説明する為の一例を示す図である。

【図6】本実施例の制御構造を示すブロック図である。

【図7】無段変速機の変速に関する油圧制御において目標入力軸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8】吸入空気量をパラメータとしてエンジン回転速度とエンジントルクとの予め実験的に求められて記憶されたマップの一例を示す図である。

【図9】トルクコンバータの所定の作動特性として予め実験的に求められて記憶されたマップの一例を示す図である。

【図10】目標変速比をパラメータとして安全率の逆数と推力比との予め実験的に求められて記憶された推力比マップの一例を示す図である。

30

【図11】目標変速速度とセカンダリ変速差推力との予め実験的に求められて記憶された差推力マップの一例を示す図である。

【図12】電子制御装置の制御作動の要部すなわち油圧制御精度が良くないプライマリプーリ側の油圧マージン分を削って燃費向上を図る為の制御作動を説明するフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0017】

本発明において、好適には、前記入力側可変プーリや出力側可変プーリに作用させるプーリ圧をそれぞれ独立に制御するように油圧制御回路を構成することで、前記入力側推力及び出力側推力が各々直接的に或いは間接的に制御される。

40

【0018】

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】

【0019】

図1は、本発明が適用される車両10を構成するエンジン12から駆動輪24までの動力伝達経路の概略構成を説明する図である。図1において、例えば走行用の駆動力源として用いられるエンジン12により発生させられた動力は、流体式伝動装置としてのトルクコンバータ14、前後進切換装置16、車両用無段変速機としてのベルト式無段変速機（以下、無段変速機（CVT）という）18、減速歯車装置20、差動歯車装置22などを

50

順次介して、左右の駆動輪 2 4 へ伝達される。

【 0 0 2 0 】

トルクコンバータ 1 4 は、エンジン 1 2 のクランク軸 1 3 に連結されたポンプ翼車 1 4 p、及びトルクコンバータ 1 4 の出力側部材に相当するタービン軸 3 0 を介して前後進切換装置 1 6 に連結されたタービン翼車 1 4 t 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 1 4 p 及びタービン翼車 1 4 t の間にはロックアップクラッチ 2 6 が設けられており、このロックアップクラッチ 2 6 が完全係合させられることによってポンプ翼車 1 4 p 及びタービン翼車 1 4 t は一体回転させられる。ポンプ翼車 1 4 p には、無段変速機 1 8 を変速制御したり、無段変速機 1 8 におけるベルト挟圧力を発生させたり、ロックアップクラッチ 2 6 のトルク容量を制御したり、前後進
10
切換装置 1 6 における動力伝達経路を切り換えたり、車両 1 0 の動力伝達経路の各部に潤滑油を供給したりする為の作動油圧をエンジン 1 2 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 2 8 が連結されている。

【 0 0 2 1 】

前後進切換装置 1 6 は、前進用クラッチ C 1 及び後進用ブレーキ B 1 とダブルピニオン型の遊星歯車装置 1 6 p とを主体として構成されており、トルクコンバータ 1 4 のタービン軸 3 0 はサンギヤ 1 6 s に一体的に連結され、無段変速機 1 8 の入力軸 3 2 はキャリア 1 6 c に一体的に連結されている一方、キャリア 1 6 c とサンギヤ 1 6 s とは前進用クラッチ C 1 を介して選択的に連結され、リングギヤ 1 6 r は後進用ブレーキ B 1 を介して非
20
回転部材としてのハウジング 3 4 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 C 1 及び後進用ブレーキ B 1 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。

【 0 0 2 2 】

このように構成された前後進切換装置 1 6 では、前進用クラッチ C 1 が係合されると共に後進用ブレーキ B 1 が解放されると、前後進切換装置 1 6 は一体回転状態とされることによりタービン軸 3 0 が入力軸 3 2 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 1 8 側へ伝達される。また、後進用ブレーキ B 1 が係合されると共に前進用クラッチ C 1 が解放されると、前後進切換装置 1 6 は後進用動力伝達経路が成立（達成）させられて、入力軸 3 2 はタービン軸 3 0 に対して逆方向へ回
30
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 1 8 側へ伝達される。また、前進用クラッチ C 1 及び後進用ブレーキ B 1 が共に解放されると、前後進切換装置 1 6 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）とされる。

【 0 0 2 3 】

エンジン 1 2 は、例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関にて構成されている。このエンジン 1 2 の吸気配管 3 6 には、スロットルアクチュエータ 3 8 を用いてエンジン 1 2 の吸入空気量 Q_{AIR} を電氣的に制御する為の電子スロットル弁 4 0 が備えられている。

【 0 0 2 4 】

無段変速機 1 8 は、入力軸 3 2 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リー（プライマリプリー、プライマリシープ）4 2 及び出力軸 4 4 に設けられた出力
40
側部材である有効径が可変の出力側可変プリー（セカンダリプリー、セカンダリシープ）4 6 の一対の可変プリー 4 2 , 4 6 と、その一対の可変プリー 4 2 , 4 6 の間に巻き掛けられた伝動ベルト 4 8 とを備えており、一対の可変プリー 4 2 , 4 6 と伝動ベルト 4 8 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。

【 0 0 2 5 】

プライマリプリー 4 2 は、入力軸 3 2 に固定された入力側固定回転体としての固定回転体（固定シープ）4 2 a と、入力軸 3 2 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入力側可動回転体としての可動回転体（可動シープ）4 2 b と、それらの間の V 溝幅を変更する為のプライマリプリー 4 2 における入力側推力（プライマリ推力） W_{in} （＝プライマリ圧 P_{in} × 受圧面積）を付与する油圧アクチュエータとしての入力
50

側油圧シリンダ（プライマリ側油圧シリンダ）42cとを備えて構成されている。また、セカンダリプーリ46は、出力軸44に固定された出力側固定回転体としての固定回転体（固定シープ）46aと、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出力側可動回転体としての可動回転体（可動シープ）46bと、それらの間のV溝幅を変更する為のセカンダリプーリ46における出力側推力（セカンダリ推力） W_{out} （=セカンダリ圧 P_{out} ×受圧面積）を付与する油圧アクチュエータとしての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いる。

【0026】

そして、プライマリ側油圧シリンダ42cへの油圧であるプライマリ圧 P_{in} 及びセカンダリ側油圧シリンダ46cへの油圧であるセカンダリ圧 P_{out} が油圧制御回路100（図3参照）によって各々独立に調圧制御されることにより、プライマリ推力 W_{in} 及びセカンダリ推力 W_{out} が各々直接的に或いは間接的に制御される。これにより、一对の可変プーリ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（ギヤ比）（=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と共に、伝動ベルト48が滑りを生じないように一对の可変プーリ42, 46と伝動ベルト48との間の摩擦力（ベルト挟圧力）が制御される。このように、プライマリ推力 W_{in} 及びセカンダリ推力 W_{out} が各々制御されることで伝動ベルト48の滑りが防止されつつ実際の変速比（実変速比）が目標変速比 $*$ とされる。尚、入力軸回転速度 N_{IN} は入力軸32の回転速度であり、出力軸回転速度 N_{OUT} は出力軸44の回転速度である。また、本実施例では図1から判るように、入力軸回転速度 N_{IN} はプライマリプーリ42の回転速度と同一であり、出力軸回転速度 N_{OUT} はセカンダリプーリ46の回転速度と同一である。

【0027】

無段変速機18では、例えばプライマリ圧 P_{in} が高められると、プライマリプーリ42のV溝幅が狭くされて変速比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。また、プライマリ圧 P_{in} が低められると、プライマリプーリ42のV溝幅が広くされて変速比が大きくなるすなわち無段変速機18がダウンシフトされる。従って、プライマリプーリ42のV溝幅が最小とされるところで、無段変速機18の変速比として最小変速比 min （最高速側変速比、最Hi）が形成される。また、プライマリプーリ42のV溝幅が最大とされるところで、無段変速機18の変速比として最大変速比 max （最低速側変速比、最Low）が形成される。尚、プライマリ圧 P_{in} （プライマリ推力 W_{in} も同意）とセカンダリ圧 P_{out} （セカンダリ推力 W_{out} も同意）とにより伝動ベルト48の滑り（ベルト滑り）が防止されつつ、それらプライマリ推力 W_{in} とセカンダリ推力 W_{out} との相互関係にて目標変速比 $*$ が実現されるものであり、一方のプーリ圧（推力も同意）のみで目標の変速が実現されるものではない。

【0028】

図2は、エンジン12や無段変速機18などを制御する為の車両10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2において、車両10には、例えば無段変速機18の変速制御などに関連する車両用無段変速機の制御装置を含む電子制御装置50が備えられている。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車両10の各種制御を実行する。例えば、電子制御装置50は、エンジン12の出力制御、無段変速機18の変速制御やベルト挟圧力制御、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、無段変速機18及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。

【0029】

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13の回転角度（位置） A_{CR} 及びエンジン12の回転速度（エンジン回転速度） N_E 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30の回転速度（タービ

10

20

30

40

50

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回転速度 N_{IN} を表す信号、出力軸回転速度センサ 58 により検出された車速 V に対応する無段変速機 18 の出力回転速度である出力軸回転速度 N_{OUT} を表す信号、スロットルセンサ 60 により検出された電子スロットル弁 40 のスロットル弁開度 T_H を表す信号、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_{HW} を表す信号、吸入空気量センサ 64 により検出されたエンジン 12 の吸入空気量 Q_{AIR} を表す信号、アクセル開度センサ 66 により検出された運転者の加速要求量としてのアクセルペダルの操作量であるアクセル開度 Acc を表す信号、フットブレーキスイッチ 68 により検出された常用ブレーキであるフットブレーキが操作された状態を示すブレーキオン B_{ON} を表す信号、CVT油温センサ 70 により検出された無段変速機 18 等の作動油の油温 T_{HOT} を表す信号、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のレバーポジション(操作位置) P_{SH} を表す信号、バッテリーセンサ 76 により検出されたバッテリー温度 T_{BAT} やバッテリー入出力電流(バッテリー充放電電流) I_{BAT} やバッテリー電圧 V_{BAT} を表す信号、セカンダリ圧センサ 78 により検出されたセカンダリプリー 46 への供給油圧であるセカンダリ圧 P_{out} を表す信号等が、それぞれ供給される。尚、電子制御装置 50 は、例えば上記バッテリー温度 T_{BAT} 、バッテリー充放電電流 I_{BAT} 、及びバッテリー電圧 V_{BAT} などに基づいてバッテリー(蓄電装置)の充電状態(充電容量) SOC を逐次算出する。また、電子制御装置 50 は、例えば出力軸回転速度 N_{OUT} と入力軸回転速度 N_{IN} とに基づいて無段変速機 18 の実変速比 ($= N_{IN} / N_{OUT}$) を逐次算出する。

10

20

【0030】

また、電子制御装置 50 からは、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 、無段変速機 18 の変速に関する油圧制御の為に油圧制御指令信号 S_{CVT} 等が、それぞれ出力される。具体的には、上記エンジン出力制御指令信号 S_E として、スロットルアクチュエータ 38 を駆動して電子スロットル弁 40 の開閉を制御する為のスロットル信号や燃料噴射装置 80 から噴射される燃料の量を制御する為の噴射信号や点火装置 82 によるエンジン 12 の点火時期を制御する為の点火時期信号などが出力される。また、上記油圧制御指令信号 S_{CVT} として、プライマリ圧 P_{in} を調圧するリニアソレノイド弁 SLP を駆動する為の指令信号、セカンダリ圧 P_{out} を調圧するリニアソレノイド弁 SL を駆動する為の指令信号、ライン油圧 P_L を制御するリニアソレノイド弁 SLT を駆動する為の指令信号などが油圧制御回路 100 へ出力される。

30

【0031】

図 3 は、油圧制御回路 100 のうち無段変速機 18 の変速に関する油圧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、例えばオイルポンプ 28、プライマリ圧 P_{in} を調圧するプライマリ圧コントロールバルブ 110、セカンダリ圧 P_{out} を調圧するセカンダリ圧コントロールバルブ 112、プライマリレギュレータバルブ(ライン油圧調圧弁) 114、モジュレータバルブ 116、リニアソレノイド弁 SLT 、リニアソレノイド弁 SLP 、リニアソレノイド弁 SLS 等を備えている。

【0032】

ライン油圧 P_L は、例えばオイルポンプ 28 から出力(発生)される作動油圧を元圧として、リリーフ型のプライマリレギュレータバルブ 114 によりリニアソレノイド弁 SLT の出力油圧である制御油圧 P_{SLT} に基づいてエンジン負荷等に応じた値に調圧される。具体的には、ライン油圧 P_L は、プライマリ圧 P_{in} 及びセカンダリ圧 P_{out} の高い方の油圧に所定の余裕分(マージン)を加えた油圧が得られるように設定された制御油圧 P_{SLT} に基づいて調圧される。従って、プライマリ圧コントロールバルブ 110 及びセカンダリ圧コントロールバルブ 112 の調圧動作において元圧であるライン油圧 P_L が不足するということが回避されると共に、ライン油圧 P_L が不必要に高くされないようにすることが可能である。また、モジュレータ油圧 P_M は、電子制御装置 50 によって制御される制御油圧 P_{SLP} 、リニアソレノイド弁 SLP の出力油圧である制御油圧 P_{SLP} 、及びリニアソレノイド弁 SLS の出力油圧である制御油圧 P_{SLS} の各元圧となるものであ

40

50

て、ライン油圧 P_L を元圧としてモジュレータバルブ 116 により一定圧に調圧される。

【0033】

プライマリ圧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 110i を開閉してライン油圧 P_L を入力ポート 110i から出力ポート 110t を経てプライマリプリー 42 へ供給可能にするスプール弁子 110a と、そのスプール弁子 110a を開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング 110b と、そのスプリング 110b を収容し且つスプール弁子 110a に開弁方向の推力を付与するために制御油圧 P_{SLP} を受け入れる油室 110c と、スプール弁子 110a に閉弁方向の推力を付与する為に出力ポート 110t から出力されたライン油圧 P_L を受け入れるフィードバック油室 110d と、スプール弁子 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。このように構成されたプライマリ圧コントロールバルブ 110 は、例えば制御油圧 P_{SLP} をパイロット圧としてライン油圧 P_L を調圧制御してプライマリプリー 42 のプライマリ側油圧シリンダ 42c に供給する。これにより、そのプライマリ側油圧シリンダ 42c に供給されるプライマリ圧 P_{in} が制御される。例えば、プライマリ側油圧シリンダ 42c に所定の油圧が供給されている状態から、リニアソレノイド弁 SLP が出力する制御油圧 P_{SLP} が増大すると、プライマリ圧コントロールバルブ 110 のスプール弁子 110a が図 3 の上側に移動する。これにより、プライマリ側油圧シリンダ 42c へのプライマリ圧 P_{in} が増大する。一方で、プライマリ側油圧シリンダ 42c に所定の油圧が供給されている状態から、リニアソレノイド弁 SLP が出力する制御油圧 P_{SLP} が低下すると、プライマリ圧コントロールバルブ 110 のスプール弁子 110a が図 3 の下側に移動する。これにより、プライマリ側油圧シリンダ 42c へのプライマリ圧 P_{in} が低下する。

【0034】

また、プライマリ側油圧シリンダ 42c とプライマリ圧コントロールバルブ 110 との間の油路 118 には、フェールセーフ等を目的として、オリフィス 120 が設けられている。このオリフィス 120 が設けられていることにより、例えばリニアソレノイド弁 SLP が故障してもプライマリ側油圧シリンダ 42c の内圧が急減しないようにされている。これにより、例えばリニアソレノイド弁 SLP の故障に起因した車両 10 の急減速が抑制される。

【0035】

セカンダリ圧コントロールバルブ 112 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 112i を開閉してライン油圧 P_L を入力ポート 112i から出力ポート 112t を経てセカンダリプリー 46 へセカンダリ圧 P_{out} として供給可能にするスプール弁子 112a と、そのスプール弁子 112a を開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング 112b と、そのスプリング 112b を収容し且つスプール弁子 112a 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 112c と、スプール弁子 112a に閉弁方向の推力を付与するために出力ポート 112t 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 112d と、スプール弁子 112a 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 112e とを備えている。このように構成されたセカンダリ圧コントロールバルブ 112 は、例えば制御油圧 P_{SLs} をパイロット圧としてライン油圧 P_L を調圧制御してセカンダリプリー 46 のセカンダリ側油圧シリンダ 46c に供給する。これにより、そのセカンダリ側油圧シリンダ 46c に供給されるセカンダリ圧 P_{out} が制御される。例えば、セカンダリ側油圧シリンダ 46c に所定の油圧が供給されている状態から、リニアソレノイド弁 SLs が出力する制御油圧 P_{SLs} が増大すると、セカンダリ圧コントロールバルブ 112 のスプール弁子 112a が図 3 の上側に移動する。これにより、セカンダリ側油圧シリンダ 46c へのセカンダリ圧 P_{out} が増大する。一方で、セカンダリ側油圧シリンダ 46c に所定の油圧が供給されている状態から、リニアソレノイド弁 SLs が出力する制御油圧 P_{SLs} が低下すると、セカンダリ圧コントロールバルブ 112 のスプール弁子 112a が図 3 の下側に移動する。これにより、セカンダリ側油圧シリンダ 46c へのセカンダリ圧 P_{out} が低下する

10

20

30

40

50

【 0 0 3 6 】

また、セカンダリ側油圧シリンダ 4 6 c とセカンダリ圧コントロールバルブ 1 1 2 との間の油路 1 2 2 には、フェールセーフ等を目的として、オリフィス 1 2 4 が設けられている。このオリフィス 1 2 4 が設けられていることにより、例えばリニアソレノイド弁 S L S が故障してもセカンダリ側油圧シリンダ 4 6 c の内圧が急減しないようにされている。これにより、例えばリニアソレノイド弁 S L S の故障に起因したベルト滑りが防止される。

【 0 0 3 7 】

このように構成された油圧制御回路 1 0 0 において、例えばリニアソレノイド弁 S L P により調圧されるプライマリ圧 P_{in} 及びリニアソレノイド弁 S L S により調圧されるセカンダリ圧 P_{out} は、ベルト滑りを発生させず且つ不必要に大きくなならないベルト挟圧力を一对の可変プーリ 4 2 , 4 6 に発生させるように制御される。また、後述するように、プライマリ圧 P_{in} とセカンダリ圧 P_{out} との相互関係で、一对の可変プーリの 4 2 , 4 6 の推力比 (= W_{out} / W_{in}) が変更されることにより無段変速機 1 8 の変速比 が変更される。例えば、その推力比 が大きくされるほど変速比 が大きくされる (すなわち無段変速機 1 8 はダウンシフトされる) 。

【 0 0 3 8 】

図 4 は、電子制御装置 5 0 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 4 において、エンジン出力制御部すなわちエンジン出力制御手段 1 3 0 は、例えばエンジン 1 2 の出力制御の為にスロットル信号や噴射信号や点火時期信号などのエンジン出力制御指令信号 S_E をそれぞれスロットルアクチュエータ 3 8 や燃料噴射装置 8 0 や点火装置 8 2 へ出力する。例えば、エンジン出力制御手段 1 3 0 は、アクセル開度 A_{cc} に応じた駆動力 (駆動トルク) が得られる為の目標エンジントルク T_E^* を設定し、その目標エンジントルク T_E^* が得られるようにスロットルアクチュエータ 3 8 により電子スロットル弁 4 0 を開閉制御する他、燃料噴射装置 8 0 により燃料噴射量を制御したり、点火装置 8 2 により点火時期を制御する。

【 0 0 3 9 】

無段変速機制御部すなわち無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えば無段変速機 1 8 のベルト滑りが発生しないようにしつつ無段変速機 1 8 の目標変速比 * を達成するように、プライマリ圧 P_{in} の指令値 (又は目標プライマリ圧 P_{in}^*) としてのプライマリ指示圧 P_{intgt} とセカンダリ圧 P_{out} の指令値 (又は目標セカンダリ圧 P_{out}^*) としてのセカンダリ指示圧 P_{outtgt} とを決定し、プライマリ指示圧 P_{intgt} とセカンダリ指示圧 P_{outtgt} とを油圧制御回路 1 0 0 へ出力する。

【 0 0 4 0 】

ところで、本実施例の油圧制御回路 1 0 0 は、一对の可変プーリの 4 2 , 4 6 の一方の側であるセカンダリプーリ 4 6 側のみに、そのセカンダリプーリ 4 6 (セカンダリ側油圧シリンダ 4 6 c) に作用する実セカンダリ圧 P_{out} を検出する為の油圧センサとしてのセカンダリ圧センサ 7 8 を備えている。その為、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えばセカンダリ圧センサ 7 8 の検出値 (実セカンダリ圧 P_{out} を表す信号) を目標セカンダリ推力 W_{out}^* に対応する目標セカンダリ圧 P_{out}^* とするフィードバック制御を実行することができる。これによって、セカンダリプーリ 4 6 側では、油圧センサが備えられていないプライマリプーリ 4 2 側と比較して、精度良く推力 (プーリ圧) を制御することができる。つまり、本実施例では、プライマリプーリ 4 2 及びセカンダリプーリ 4 6 の一方であるセカンダリプーリ 4 6 を、他方であるプライマリプーリ 4 2 と比較して、精度良く推力 (プーリ圧) を制御することができる油圧制御回路 1 0 0 が備えられている。

【 0 0 4 1 】

従って、必要最小限の推力でベルト滑りを防止する為に必要な推力 (必要推力) すなわちベルト滑りが発生する直前の推力であるベルト滑り限界推力 (以下、滑り限界推力) を目標推力として設定する場合、比較的油圧制御精度が劣る (すなわち油圧センサの検出値

10

20

30

40

50

と目標値との偏差に基づくフィードバック制御できない)プライマリプーリ42側では、確実に滑り限界推力を確保する為に、油圧指令値(プライマリ指示圧 P_{intgt})と実油圧(実プライマリ圧 P_{in})とのずれである油圧ばらつきに相当する推力分をその滑り限界推力に上乘せする必要がある。そうすると、目標の変速を実現する為の推力比(= W_{out}/W_{in})に基づくプライマリ圧 P_{in} (プライマリ推力 W_{in})とセカンダリ圧 P_{out} (セカンダリ推力 W_{out})との相互関係から、プライマリプーリ42側油圧ばらつきに相当する推力分に対応して目標セカンダリ推力 W_{out}^* も増大させなければならず、燃費が悪化する可能性がある。尚、油圧センサを備えなくとも、目標変速比 i^* と実変速比 i との変速比偏差(= $i^* - i$)に基づくフィードバック制御により推力を補正することは可能であるので、目標の変速を実現することに関しては、必ずしも油圧制御精度が良い必要はない。

10

【0042】

そこで、本実施例では、例えば油圧制御精度が比較的良いセカンダリプーリ46側で、セカンダリプーリ46側の滑り限界推力を確保することはもちろんのこと、プライマリプーリ42側の滑り限界推力も確保する、すなわち両プーリ42,46のベルトトルク容量保証を実現する。また、油圧制御精度が比較的劣るプライマリプーリ42側では、上記ベルト滑りの防止を保证する為の目標セカンダリ推力 W_{out}^* に対応した目標プライマリ推力 W_{in}^* を設定し、目標の変速を実現する。この際、プライマリプーリ42側の油圧ばらつき分による燃費悪化を避ける為、変速比偏差に基づいたフィードバック制御を実行する。

20

【0043】

具体的には、無段変速機制御手段132は、例えばセカンダリプーリ46側の滑り限界推力であるセカンダリプーリ側滑り限界推力 W_{outlmt} と、プライマリプーリ42側の滑り限界推力であるプライマリプーリ側滑り限界推力 W_{inlmt} に基づいて算出される変速制御の為に必要なセカンダリプーリ46側の推力であるセカンダリプーリ側変速制御推力 W_{outsh} とのうちの大きい方を、目標セカンダリ推力 W_{out}^* として選択する。また、無段変速機制御手段132は、例えば上記選択した目標セカンダリ推力 W_{out}^* に基づいて算出される変速制御の為に必要なプライマリプーリ42側の推力であるプライマリプーリ側変速制御推力 W_{insh} を、目標プライマリ推力 W_{in}^* として設定する。また、無段変速機制御手段132は、例えば目標変速比 i^* と実変速比 i との変速比偏差に基づいたプライマリ

30

【0044】

尚、この変速比偏差は、変速比と1対1に対応するパラメータにおける目標値と実際値との偏差であれば良い。例えば、変速比偏差に替えて、プライマリプーリ42側の目標プーリ位置 X_{in}^* と実プーリ位置 X_{in} (図3参照)との偏差 X_{in} (= $X_{in}^* - X_{in}$)、セカンダリプーリ46側の目標プーリ位置 X_{out}^* と実プーリ位置 X_{out} (図3参照)との偏差 X_{out} (= $X_{out}^* - X_{out}$)、プライマリプーリ42側の目標ベルト掛かり径 R_{in}^* と実ベルト掛かり径 R_{in} (図3参照)との偏差 R_{in} (= $R_{in}^* - R_{in}$)、セカンダリプーリ46側の目標ベルト掛かり径 R_{out}^* と実ベルト掛かり径 R_{out} (図3参照)との偏差 R_{out} (= $R_{out}^* - R_{out}$)、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と実入力軸回転速度 N_{IN} との偏差 N_{IN} (= $N_{IN}^* - N_{IN}$)などを用いることができる。

40

【0045】

また、前記変速制御の為に必要な推力は、例えば目標の変速を実現する為に必要な推力であって、目標変速比 i^* 及び目標変速速度を実現する為に必要な推力である。変速速度は、例えば単位時間当たりの変速比の変化量 d (= d/dt)であるが、本実施例では、ベルトエレメント(ブロック)1個当たりのプーリ位置移動量($dX/dNel_m$)として定義する(dX :単位時間当たりのプーリの軸方向変位量[mm/ms]、 $dNel_m$:単位時間当たりにプーリに噛み込むエレメント(ブロック)数[個/ms])。よって、目標変速速度としては、プライマリ側目標変速速度($dX_{in}/dNel_{min}$)と、セカンダリ側目標変速速度(dX_o

50

ut/dNelmount)とで表される。具体的には、定常状態(変速比が一定の状態)でのプライマリ推力Winとセカンダリ推力Woutとをバランス推力(定常推力)Wbl(例えばプライマリバランス推力Winblとセカンダリバランス推力Woutbl)と称し、これらの比が推力比(=Woutbl/Winbl)である。また、プライマリ推力Winとセカンダリ推力Woutとが一定の変速比を保つ定常状態にあるとき、一對の可変プーリ42, 46の何れかの推力に、ある推力を加算又は減算すると、定常状態が崩れて変速比が変化し、加算又は減算した推力の大きさに応じた変速速度(dX/dNelm)が生じる。この加算又は減算した推力のことを変速差推力(過渡推力)W(例えばプライマリ変速差推力Winとセカンダリ変速差推力Wout)と称す。従って、前記変速制御の為に必要な推力は、一方の推力が設定された場合、目標変速比*を維持する為の推力比に基づいて一方の推力に対応する目標変速比*を実現する為の他方のバランス推力Wblと、目標変速比*が変化させられるときの目標変速速度(例えばプライマリ側目標変速速度(dXin/dNelmin)とセカンダリ側目標変速速度(dXout/dNelmount))を実現する為の変速差推力Wとの和となる。また、プライマリプーリ42側にて目標の変速を実現する場合の差推力Wは、すなわちプライマリプーリ側換算のプライマリ変速差推力Winは、アップシフト状態であれば(Win>0)となり、ダウンシフト状態であれば(Win<0)となり、変速比一定の定常状態であれば(Win=0)となる。また、セカンダリプーリ46側にて目標の変速を実現する場合の差推力Wは、すなわちセカンダリプーリ側換算のセカンダリ変速差推力Woutは、アップシフト状態であれば(Wout<0)となり、ダウンシフト状態であれば(Wout>0)となり、変速比一定の定常状態であれば(Wout=0)となる。

【0046】

図5は、前記変速制御の為に必要な推力を説明する為の図である。この図5は、例えばセカンダリプーリ46側にてベルト滑り防止を実現するようにセカンダリ推力Woutを設定した場合に、プライマリプーリ42側にて目標のアップシフトを実現するときに設定されるプライマリ推力Winの一例を示している。図5(a)において、t1時点以前或いはt3時点以降では、目標変速比*が一定の定常状態にありWin=0とされるので、プライマリ推力Winはプライマリバランス推力Winbl(=Wout/)のみとなる。また、t1時点乃至t3時点では、目標変速比*が小さくされるアップシフト状態にあるので、図5(b)に示した図5(a)のt2時点における推力関係図で表されるように、プライマリ推力Winはプライマリバランス推力Winblとプライマリ変速差推力Winとの和となる。図5(b)に示した各推力の斜線部分は、図5(a)のt2時点の目標変速比*を維持する為の各々のバランス推力Wblに相当する。

【0047】

図6は、セカンダリプーリ46側にのみセカンダリ圧センサ78が備えられている場合に、必要最小限の推力で目標の変速とベルト滑り防止とを両立する為の制御構造を示すブロック図である。図6において、目標変速比*及び無段変速機18の入力トルクTINが、例えば無段変速機制御手段132により逐次算出される。

【0048】

具体的には、無段変速機制御手段132は、無段変速機18の変速後に達成すべき変速比である変速後目標変速比*1を決定する。無段変速機制御手段132は、例えば図7に示すようなアクセル開度Accをパラメータとして出力軸回転速度NOUTと目標入力軸回転速度NIN*との予め求められて記憶された関係(変速マップ)から実際の出力軸回転速度NOUT及びアクセル開度Accで示される車両状態に基づいて目標入力軸回転速度NIN*を設定する。そして、無段変速機制御手段132は、目標入力軸回転速度NIN*に基づいて変速後目標変速比*1(=NIN*/NOUT)を算出する。図7の変速マップは変速条件に相当するもので、出力軸回転速度NOUTが小さくアクセル開度Accが大きい程大きな変速比になる目標入力軸回転速度NIN*が設定されるようになっている。この変速後目標変速比*1は、無段変速機18の最小変速比min(最高速ギヤ比、最Hi)と最大変速比max(最低速ギヤ比、最Low)の範囲内で定められる。そして、

10

20

30

40

50

無段変速機制御手段 132 は、例えば迅速且つ滑らかな変速が実現されるように予め実験的に設定された関係から、変速開始前の変速比 i と変速後目標変速比 i^* とそれらの差に基づいて、変速中の過渡的な変速比 i_t の目標値として目標変速比 i^* を決定する。例えば、無段変速機制御手段 132 は、変速中に逐次変化させる目標変速比 i^* を、変速開始時から変速後目標変速比 i^* に向かって変化する滑らかな曲線（例えば 1 次遅れ曲線や 2 次遅れ曲線）に沿って変化する経過時間の関数として決定する。すなわち、無段変速機制御手段 132 は、無段変速機 18 の変速中において、変速開始時からの時間経過に従って変速開始前の変速比 i から変速後目標変速比 i^* に近付くように逐次目標変速比 i^* を変化させる。また、無段変速機制御手段 132 は、上記経過時間の関数として目標変速比 i^* を決定する際、その目標変速比 i^* から変速中における目標変速速度（プライマリ側目標変速速度（ dX_{in}/dN_{elmin} ）とセカンダリ側目標変速速度（ dX_{out}/dN_{elmout} ））を算出する。例えば変速が完了して目標変速比 i^* が一定の定常状態となれば、目標変速速度は零になる。

【0049】

また、無段変速機制御手段 132 は、例えばエンジントルク T_E にトルクコンバータ 14 のトルク比 t （＝トルクコンバータ 14 の出力トルクであるタービントルク T_T / トルクコンバータ 14 の入力トルクであるポンプトルク T_P ）を乗じたトルク（＝ $T_E \times t$ ）として、無段変速機 18 の入力トルク T_{IN} を算出する。また、無段変速機制御手段 132 は、例えばエンジン 12 に対する要求負荷としての吸入空気量 Q_{AIR} （或いはそれに相当するスロットル弁開度 θ_{TH} 等）をパラメータとしてエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E との予め実験的に求められて記憶された図 8 に示すような関係（マップ、エンジントルク特性図）から、吸入空気量 Q_{AIR} 及びエンジン回転速度 N_E に基づいて推定エンジントルク T_{Ees} として、エンジントルク T_E を算出する。或いは、このエンジントルク T_E は、例えばトルクセンサなどにより検出されるエンジン 12 の実出力トルク（実エンジントルク） T_E などが用いられても良い。また、トルクコンバータ 14 のトルク比 t は、トルクコンバータ 14 の速度比 e （＝トルクコンバータ 14 の出力回転速度であるタービン回転速度 N_T / トルクコンバータ 14 の入力回転速度であるポンプ回転速度 N_P （エンジン回転速度 N_E ））の関数であり、例えば速度比 e とトルク比 t 、効率 η 、及び容量係数 C とのそれぞれの予め実験的に求められて記憶された図 9 に示すような関係（マップ、トルクコンバータ 14 の所定の作動特性図）から、実際の速度比 e に基づいて無段変速機制御手段 132 により算出される。尚、推定エンジントルク T_{Ees} は、実エンジントルク T_E そのものを表すように算出されるものであり、特に実エンジントルク T_E と区別する場合を除き、推定エンジントルク T_{Ees} を実エンジントルク T_E として取り扱うものとする。従って、推定エンジントルク T_{Ees} には実エンジントルク T_E も含むものとする。

【0050】

また、無段変速機制御手段 132 は、例えば滑り限界推力 W_{lmt} を算出する限界推力算出部すなわち限界推力算出手段 134 と、バランス推力 W_{bl} を算出する定常推力算出部すなわち定常推力算出手段 136 と、変速差推力 W を算出する差推力算出部すなわち差推力算出手段 138 と、フィードバック制御量 W_{infb} を算出する F B 制御量算出部すなわち F B 制御量算出手段 140 とを備えている。

【0051】

図 6 のブロック B 1 及びブロック B 2 において、限界推力算出手段 134 は、例えば実変速比 i と無段変速機 18 の入力トルク T_{IN} とに基づいて滑り限界推力 W_{lmt} を算出する。具体的には、限界推力算出手段 134 は、次式（1）及び次式（2）からプライマリプリー 42 の入力トルクとしての無段変速機 18 の入力トルク T_{IN} 、セカンダリプリー 46 の入力トルクとしての無段変速機 18 の出力トルク T_{OUT} 、可変プリー 42、46 のシープ角 θ 、プライマリプリー 42 側の所定のエレメント・プリー間摩擦係数 μ_{in} 、セカンダリプリー 46 側の所定のエレメント・プリー間摩擦係数 μ_{out} 、実変速比 i から一意的に算出されるプライマリプリー 42 側のベルト掛かり径 R_{in} 、実変速比 i から一意的

10

20

30

40

50

に算出されるセカンダリプーリ46側のベルト掛かり径Rout(以上、図3参照)に基づいて、セカンダリプーリ側滑り限界推力Woutlmt及びプライマリプーリ側滑り限界推力Winlmtをそれぞれ算出する。尚、 $T_{OUT} = \frac{R_{out}}{R_{in}} \times T_{in}$ としている。

$$Woutlmt = (T_{OUT} \times \cos \theta) / (2 \times \mu_{out} \times Rout)$$

$$= (T_{in} \times \cos \theta) / (2 \times \mu_{out} \times Rin) \dots (1)$$

$$Winlmt = (T_{in} \times \cos \theta) / (2 \times \mu_{in} \times Rin) \dots (2)$$

【0052】

図6のブロックB3及びブロックB6において、定常推力算出手段136は、例えばプライマリプーリ側滑り限界推力Winlmtに対応するセカンダリバランス推力Woutbl、及び目標セカンダリ推力Wout*に対応するプライマリバランス推力Winblをそれぞれ算出する。具体的には、定常推力算出手段136は、目標変速比 i^* をパラメータとしてプライマリ側安全率SF_{in}(=Win/Winlmt)の逆数SF_{in}⁻¹(=Winlmt/Win)とプライマリプーリ42側に対応するセカンダリプーリ46側の推力を算出するときの推力比 i_{in} との予め実験的に求められて記憶された例えば図10(a)に示すような関係(推力比マップ)から、逐次算出される目標変速比 i^* 及びプライマリ側安全率の逆数SF_{in}⁻¹に基づいて推力比 i_{in} を算出する。そして、定常推力算出手段136は、次式(3)からプライマリプーリ側滑り限界推力Winlmt及び推力比 i_{in} に基づいてセカンダリバランス推力Woutblを算出する。また、定常推力算出手段136は、目標変速比 i^* をパラメータとしてセカンダリ側安全率SF_{out}(=Wout/Woutlmt)の逆数SF_{out}⁻¹(=Woutlmt/Wout)とセカンダリプーリ46側に対応するプライマリプーリ42側の推力を算出するときの推力比 i_{out} との予め実験的に求められて記憶された例えば図10(b)に示すような関係(推力比マップ)から、逐次算出される目標変速比 i^* 及びセカンダリ側安全率の逆数SF_{out}⁻¹に基づいて推力比 i_{out} を算出する。そして、定常推力算出手段136は、次式(4)から目標セカンダリ推力Wout*及び推力比 i_{out} に基づいてプライマリバランス推力Winblを算出する。尚、被駆動時には入力トルクT_{IN}や出力トルクT_{OUT}が負の値となることから、上記各安全率の逆数SF_{in}⁻¹、SF_{out}⁻¹も被駆動時には負の値となる。また、この逆数SF_{in}⁻¹、SF_{out}⁻¹は、逐次算出されても良いが、安全率SF_{in}、SF_{out}に所定値(例えば1.5程度)を各々設定するならばその逆数を設定しても良い。

$$Woutbl = Winlmt \times i_{in} \dots (3)$$

$$Winbl = Wout^* / i_{out} \dots (4)$$

【0053】

図6のブロックB4及びブロックB7において、差推力算出手段138は、例えばセカンダリプーリ46側にて目標の変速を実現する場合のセカンダリプーリ側換算の差推力Wとしてのセカンダリ変速差推力Wout、及びプライマリプーリ42側にて目標の変速を実現する場合のプライマリプーリ側換算の差推力Wとしてのプライマリ変速差推力Winを算出する。具体的には、差推力算出手段138は、セカンダリ側目標変速速度(dX_{out}/dNel_{mout})とセカンダリ変速差推力Woutとの予め実験的に求められて記憶された例えば図11(b)に示すような関係(差推力マップ)から、逐次算出されるセカンダリ側目標変速速度(dX_{out}/dNel_{mout})に基づいてセカンダリ変速差推力Woutを算出する。また、差推力算出手段138は、プライマリ側目標変速速度(dX_{in}/dNel_{min})とプライマリ変速差推力Winとの予め実験的に求められて記憶された例えば図11(a)に示すような関係(差推力マップ)から、逐次算出されるプライマリ側目標変速速度(dX_{in}/dNel_{min})に基づいてプライマリ変速差推力Winを算出する。

【0054】

ここで、上記ブロックB3、B4における演算では、推力比マップ(図10参照)や差推力マップ(図11参照)等の予め実験的に求められて設定された物理特性図を用いる。その為、油圧制御回路100等の個体差によりセカンダリバランス推力Woutblやセカンダリ変速差推力Woutの算出結果には物理特性に対するばらつきが存在する。そこで、

10

20

30

40

50

このような物理特性に対するばらつきを考慮する場合には、限界推力算出手段 1 3 4 は、例えばプライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} に基づくセカンダリプリー 4 6 側の推力（セカンダリバランス推力 W_{outbl} やセカンダリ変速差推力 W_{out} ）の算出に関わる物理特性に対するばらつき分に対応する所定推力（制御マージン） W_{mgn} を、上記セカンダリプリー 4 6 側の推力の算出に先立って、プライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} に加算する。従って、上記物理特性に対するばらつきを考慮する場合には、前記ブロック B 3 において、定常推力算出手段 1 3 6 は、例えば前記式（3）に替えて、次式（3）' から上記制御マージン W_{mgn} が加算されたプライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} 及び推力比 in に基づいてセカンダリバランス推力 W_{outbl} を算出する。

$$W_{outbl} = (W_{inlmt} + W_{mgn}) \times in \cdots (3)'$$

10

【0055】

尚、上記制御マージン W_{mgn} は、例えば予め実験的に求められて設定された一定値（設計値）であるが、定常状態（変速比一定状態）よりも過渡状態（変速中）の方がばらつき要因（推力比マップや差推力マップの物理特性図）を多く用いるので、大きい値に設定されている。また、上記算出に関わる物理特性に対するばらつき分は、例えばリニアソレノイド弁 S_{LP} 、 S_{LS} への各制御電流に対する制御油圧 $P_{S_{LP}}$ 、 $P_{S_{LS}}$ のばらつき、その制御電流を出力する駆動回路のばらつき、制御油圧 $P_{S_{LP}}$ 、 $P_{S_{LS}}$ に対する実プリー圧 P_{in} 、 P_{out} のばらつき等のプリー圧の油圧指令値に対する実油圧のずれ分（油圧ばらつき分、油圧制御上のばらつき分）とは異なるものである。この油圧ばらつき分は、ユニット（油圧制御回路 100 等のハードユニット）によっては比較的大きな値となるが、上記算出に関わる物理特性に対するばらつき分は、上記油圧ばらつき分と比べて極めて小さな値である。その為、制御マージン W_{mgn} をプライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} に加算することは、プリー圧の油圧指令値に対して実プリー圧がどんなにばらついて目標のプリー圧が得られるようにその油圧指令値に制御上のばらつき分を上乗せすることにより、燃費の悪化が抑制される。また、上記ブロック B 6、B 7 における演算では、目標セカンダリ推力 W_{out}^* を基にするので、ここでは演算に先立って上記制御マージン W_{mgn} を目標セカンダリ推力 W_{out}^* に加算することについては実行しない。

20

【0056】

また、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えばプライマリプリー 4 2 側のベルト滑りを防止する為に必要なセカンダリ推力として、セカンダリバランス推力 W_{outbl} にセカンダリ変速差推力 W_{out} を加算したセカンダリプリー側変速制御推力 W_{outsh} ($= W_{outbl} + W_{out}$) を算出する。そして、図 6 のブロック B 5 において、無段変速機制御手段 1 3 2 は、セカンダリプリー側滑り限界推力 W_{outlmt} とセカンダリプリー側変速制御推力 W_{outsh} とのうちの大きい方を、目標セカンダリ推力 W_{out}^* として選択する。

30

【0057】

また、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えばプライマリバランス推力 W_{inbl} にプライマリ変速差推力 W_{in} を加算してプライマリプリー側変速制御推力 W_{insh} ($= W_{inbl} + W_{in}$) を算出する。また、図 6 のブロック B 8 において、FB 制御量算出手段 1 4 0 は、例えば次式（5）に示すような予め求められて設定されたフィードバック制御式を用いて、実変速比 in を目標変速比 in^* と一致させる為のフィードバック制御量（FB 制御補正量） W_{infb} を算出する。この式（5）において、 in^* は目標変速比 in^* と実変速比 in との変速比偏差 ($= in^* - in$)、 K_P は所定の比例定数、 K_I は所定の積分定数、 K_D は所定の微分定数である。そして、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えばプライマリプリー側変速制御推力 W_{insh} に対して、変速比偏差 $in^* - in$ に基づいたフィードバック制御により補正した値 ($= W_{insh} + W_{infb}$) を目標プライマリ推力 W_{in}^* として設定する。

40

$$W_{infb} = K_P \times (in^* - in) + K_I \times \int (in^* - in) dt + K_D \times (d(in^* - in) / dt) \cdots (5)$$

【0058】

このように、前記ブロック B 1 乃至 B 5 は、目標セカンダリ推力 W_{out}^* を設定するセカンダリ側目標推力演算部すなわちセカンダリ側目標推力演算手段 1 5 0 として機能する。また、前記ブロック B 6 乃至 B 8 は、目標プライマリ推力 W_{in}^* を設定するプライマリ

50

側目標推力演算部すなわちプライマリ側目標推力演算手段 1 5 2 として機能する。

【 0 0 5 9 】

図 6 のブロック B 9 及びブロック B 1 2 において、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えば目標推力を目標プリー圧に変換する。具体的には、無段変速機制御手段 1 3 2 は、目標セカンダリ推力 W_{out}^* 及び目標プライマリ推力 W_{in}^* を、各油圧シリンダ 4 6 c , 4 2 c の各受圧面積に基づいて目標セカンダリ圧 P_{out}^* (= $W_{out}^* / 4 6 c$ の受圧面積) 及び目標プライマリ圧 P_{in}^* (= $W_{in}^* / 4 2 c$ の受圧面積) に各々変換する。

【 0 0 6 0 】

ここで、本実施例の油圧制御回路 1 0 0 では、プライマリ圧 P_{in} 及びセカンダリ圧 P_{out} の制御にプライマリ圧コントロールバルブ 1 1 0 及びセカンダリ圧コントロールバルブ 1 1 2 の各減圧弁を用いている。その為、例えば変速中は作動油の給排によりスプリング 1 1 0 b , 1 1 2 b のバネ力の変化と流体力 (フローフォース) とが生じる。これによりスプール弁子 1 1 0 a , 1 1 2 a の移動方向 (弁開閉方向、図 3 の上下方向、) の力の釣り合いが崩れるので、プリー指示圧と実プリー圧との間にずれ P_1 が発生する。このずれ P_1 は、例えばベルヌーイの定理と運動量保存則により導出することができ、オーバーライド特性として作動油の流量 Q_f 又はプリー位置 X_{in} , X_{out} の変化量の関数で表すことができる。また、本実施例の油圧制御回路 1 0 0 では、オリフィス 1 2 0 , 1 2 4 が設けられている。その為、変速中は、作動油の流量 Q_f に応じてオリフィス 1 2 0 , 1 2 4 の上流と下流との間に圧力差 P_2 が生じる。この圧力差 P_2 は、例えばオリフィス特性として作動油の流量 Q_f 又はプリー位置 X_{in} , X_{out} の変化量の 2 次関数で表すことができる。

【 0 0 6 1 】

また、プリー指示圧の変化に対して実プリー圧の変化には、油圧制御回路 1 0 0 の遅れ特性と流体の遅れ特性とが存在する。この遅れ特性は、例えば 1 次遅れ系や 2 次遅れ系にて近似することができる。そこで、プリー指示圧に対する実プリー圧の遅れ特性をモデル化し、このモデル化した遅れ特性に基づいて遅れ特性を相殺する為の遅れ補償特性をモデル化する。

【 0 0 6 2 】

そして、図 6 のブロック B 1 0 , B 1 1 及びブロック B 1 3 , B 1 4 において、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えば目標セカンダリ圧 P_{out}^* 及び目標プライマリ圧 P_{in}^* に対して、前記オーバーライド特性及びオリフィス特性に基づいたずれ量分 ($P_1 + P_2$) だけ各々補正し、更に前記モデル化した遅れ補償特性に基づいて油圧応答遅れ分だけ補償した値をセカンダリ指示圧 P_{outtgt} 及びプライマリ指示圧 P_{intgt} として設定する。

【 0 0 6 3 】

無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えば目標プライマリ圧 P_{in}^* 及び目標セカンダリ圧 P_{out}^* が得られるように、油圧制御指令信号 S_{cvt} としてプライマリ指示圧 P_{intgt} 及びセカンダリ指示圧 P_{outtgt} を油圧制御回路 1 0 0 へ出力する。油圧制御回路 1 0 0 は、その油圧制御指令信号 S_{cvt} に従って、リニアソレノイド弁 S_{LP} を作動させてプライマリ圧 P_{in} を調圧すると共に、リニアソレノイド弁 S_{LS} を作動させてセカンダリ圧 P_{out} を調圧する。

【 0 0 6 4 】

また、無段変速機制御手段 1 3 2 は、例えばセカンダリプリー 4 6 側の油圧ばらつき分 (油圧制御上のばらつき分) を補償する為、セカンダリ圧センサ 7 8 によるセカンダリ圧 P_{out} の検出値が目標セカンダリ圧 P_{out}^* と一致するように、セカンダリ圧 P_{out} の検出値と目標セカンダリ圧 P_{out}^* との偏差 P_{out} (= $P_{out}^* - P_{out}$ 検出値) に基づくフィードバック制御によりセカンダリ指示圧 P_{outtgt} を補正する。尚、本実施例の油圧制御回路 1 0 0 ではプライマリプリー 4 2 側に油圧センサが設けられていないので、プリー圧の検出値と実際値との偏差に基づく上記セカンダリプリー 4 6 側のようなフィードバック制御によりプライマリ指示圧 P_{intgt} を補正することはできない。しかしながら、本実施例では、例えば前記ブロック B 8 において実変速比 β が目標変速比 β^* と一致するように

10

20

30

40

50

フィードバック制御により補正された値 (= Winsh + Winfb) が目標プライマリ推力 Win* として設定されるので、プライマリプーリ 4 2 側の油圧ばらつき分を補償することができる。

【 0 0 6 5 】

図 1 2 は、電子制御装置 5 0 の制御作動の要部すなわち油圧制御精度が良くないプライマリプーリ 4 2 側の油圧マージン (油圧ばらつきを補償する為の油圧) 分を削って燃費向上を図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 msec 乃至数十 msec 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。

【 0 0 6 6 】

図 1 2 において、まず、限界推力算出手段 1 3 4 に対応するステップ (以下、ステップを省略する) S 1 0 において、例えば前記式 (1) から無段変速機 1 8 の入力トルク T_{IN} 、可変プーリ 4 2, 4 6 のシープ角、セカンダリプーリ 4 6 側の所定のエレメント・プーリ間摩擦係数 μ_{out} 、実変速比 から一意的に算出されるプライマリプーリ 4 2 側のベルト掛かり径 R_{in} に基づいて、セカンダリプーリ側滑り限界推力 W_{outlmt} が算出される。次いで、同じく限界推力算出手段 1 3 4 に対応する S 2 0 において、例えば前記式 (2) から無段変速機 1 8 の入力トルク T_{IN} 、可変プーリ 4 2, 4 6 のシープ角、プライマリプーリ 4 2 側の所定のエレメント・プーリ間摩擦係数 μ_{in} 、実変速比 から一意的に算出されるプライマリプーリ 4 2 側のベルト掛かり径 R_{in} に基づいて、プライマリプーリ側滑り限界推力 W_{inlmt} が算出される。この S 2 0 では、例えば前記物理特性に対するばらつきを考慮する場合には、制御マージン W_{mgn} がプライマリプーリ側滑り限界推力 W_{inlmt} に加算されても良い。次いで、定常推力算出手段 1 3 6 に対応する S 3 0 において、例えば図 1 0 (a) に示すような推力比マップから、逐次算出される目標変速比 * 及びプライマリ側安全率の逆数 S_{Fin}^{-1} に基づいて推力比 i_{in} が算出される。そして、前記式 (3) から上記プライマリプーリ側滑り限界推力 W_{inlmt} 及び推力比 i_{in} に基づいてセカンダリバランス推力 (セカンダリ定常推力) W_{outbl} が算出される。上記 S 2 0 にて制御マージン W_{mgn} がプライマリプーリ側滑り限界推力 W_{inlmt} に加算された場合には、この S 3 0 では、前記式 (3) に替えて、前記式 (3) ' からセカンダリバランス推力 W_{outbl} が算出される。次いで、差推力算出手段 1 3 8 に対応する S 4 0 において、例えば図 1 1 (b) に示すような差推力マップから、逐次算出されるセカンダリ側目標変速速度 (dX_{out}/dN_{elmout}) に基づいてセカンダリ変速差推力 W_{out} が算出される。次いで、無段変速機制御手段 1 3 2 に対応する S 5 0 において、例えば上記セカンダリバランス推力 W_{outbl} にセカンダリ変速差推力 W_{out} が加算されてセカンダリプーリ側変速制御推力 W_{outsh} ($= W_{outbl} + W_{out}$) が算出される。そして、上記セカンダリプーリ側滑り限界推力 W_{outlmt} とセカンダリプーリ側変速制御推力 W_{outsh} とのうちの大きい方が目標セカンダリ推力 W_{out}^* として選択される。尚、上記 S 1 0 乃至 S 5 0 はセカンダリ側目標推力演算手段 1 5 0 に対応する。

【 0 0 6 7 】

次いで、定常推力算出手段 1 3 6 に対応する S 6 0 において、例えば図 1 0 (b) に示すような推力比マップから、逐次算出される目標変速比 * 及びセカンダリ側安全率の逆数 S_{Fout}^{-1} に基づいて推力比 i_{out} が算出される。そして、前記式 (4) から前記目標セカンダリ推力 W_{out}^* 及び推力比 i_{out} に基づいてプライマリバランス推力 (プライマリ定常推力) W_{inbl} が算出される。次いで、差推力算出手段 1 3 8 に対応する S 7 0 において、例えば図 1 1 (a) に示すような差推力マップから、逐次算出されるプライマリ側目標変速速度 (dX_{in}/dN_{elmin}) に基づいてプライマリ変速差推力 W_{in} が算出される。次いで、FB 制御量算出手段 1 4 0 に対応する S 8 0 において、例えば前記式 (5) に示すような所定のフィードバック制御式から変速比偏差 に基づいてフィードバック制御量 (FB 制御補正量) W_{infb} が算出される。次いで、無段変速機制御手段 1 3 2 に対応する S 9 0 において、例えば上記プライマリバランス推力 W_{inbl} にプライマリ変速差推力 W_{in} が加算されてプライマリプーリ側変速制御推力 W_{insh} ($= W_{inbl} + W_{in}$) が算出される。そして、上記プライマリプーリ側変速制御推力 W_{insh} に上記フィードバック制御量 W

10

20

30

40

50

infbが加算されて目標プライマリ推力 Win^* ($= Winsh + Winfb$)が設定される。尚、上記S 6 0乃至S 9 0はプライマリ側目標推力演算手段1 5 2に対応する。

【0068】

次いで、無段変速機制御手段1 3 2に対応するS 1 0 0において、例えば前記目標セカンダリ推力 $Wout^*$ がセカンダリ側油圧シリンダ4 6 cの受圧面積に基づいて目標セカンダリ圧 $Pout^*$ ($= Wout^* / \text{受圧面積}$)に変換される。そして、上記目標セカンダリ圧 $Pout^*$ に対して、前記オーバーライド特性及びオリフィス特性に基づいたずれ量分 ($P_1 + P_2$)だけ補正し、更に前記モデル化した遅れ補償特性に基づいて油圧応答遅れ分だけ補償した値がセカンダリ指示圧 $Pouttgt$ として設定される。このセカンダリ指示圧 $Pouttgt$ は油圧制御指令信号 S_{cvt} として油圧制御回路1 0 0へ出力され、この油圧制御指令信号 S_{cvt} に従ってリニアソレノイド弁SL Sが作動させられてセカンダリ圧 $Pout$ が調圧される。この際、例えばセカンダリ圧センサ7 8によるセカンダリ圧 $Pout$ の検出値が目標セカンダリ圧 $Pout^*$ と一致するように、偏差 $Pout (= Pout^* - Pout \text{検出値})$ に基づくフィードバック制御によりセカンダリ指示圧 $Pouttgt$ が補正されて、セカンダリプーリ4 6側の油圧ばらつき分が補償される。

10

【0069】

次いで、無段変速機制御手段1 3 2に対応するS 1 1 0において、例えば前記目標プライマリ推力 Win^* がプライマリ側油圧シリンダ4 2 cの受圧面積に基づいて目標プライマリ圧 Pin^* ($= Win^* / \text{受圧面積}$)に変換される。そして、上記目標プライマリ圧 Pin^* に対して、前記オーバーライド特性及びオリフィス特性に基づいたずれ量分 ($P_1 + P_2$)だけ補正し、更に前記モデル化した遅れ補償特性に基づいて油圧応答遅れ分だけ補償した値がプライマリ指示圧 $Pintgt$ として設定される。このプライマリ指示圧 $Pintgt$ は油圧制御指令信号 S_{cvt} として油圧制御回路1 0 0へ出力され、この油圧制御指令信号 S_{cvt} に従ってリニアソレノイド弁SL Pが作動させられてプライマリ圧 Pin が調圧される。この際、例えば前記S 8 0, 9 0にて、実変速比が目標変速比 * と一致するようにフィードバック制御により補正された値 ($= Winsh + Winfb$)が目標プライマリ推力 Win^* として設定されるので、プライマリプーリ4 2側の油圧ばらつき分が補償される。

20

【0070】

上述のように、本実施例によれば、セカンダリプーリ側滑り限界推力 $Woutlmt$ と、プライマリプーリ側滑り限界推力 $Winlmt$ に基づいて算出される変速制御の為に必要なセカンダリプーリ4 6側のセカンダリプーリ側変速制御推力 $Woutsh$ とのうちの大きい方が目標セカンダリ推力 $Wout^*$ として選択されるので、例えば推力制御精度(油圧制御精度)が比較的良いセカンダリプーリ4 6側にて、セカンダリプーリ4 6におけるベルト滑り防止の為に必要推力が確保されることはもちろんのこと、推力制御精度が比較的劣るプライマリプーリ4 2におけるベルト滑り防止の為に必要推力も確保される。また、ベルト滑り防止の為に必要推力は推力制御精度が比較的良いセカンダリプーリ4 6側にて制御されることから、目標セカンダリ推力 $Wout^*$ の設定時に、推力制御精度が比較的劣るプライマリプーリ4 2における油圧ばらつき分を加える必要が無い。つまり、油圧ばらつき分を加えることなく、セカンダリプーリ4 6側にて両可変プーリ4 2, 4 6におけるベルト滑り防止の為に必要推力が確保される。よって、油圧制御精度が良くない方のプライマリプーリ4 2側の油圧マージン分を削って燃費向上を図ることができる。また、セカンダリプーリ4 6側の推力制御精度(油圧制御精度)のみが比較的良くされるので、コストアップが抑制される。

30

40

【0071】

また、本実施例によれば、目標セカンダリ推力 $Wout^*$ に基づいて算出される変速制御の為に必要なプライマリプーリ側変速制御推力 $Winsh$ を目標プライマリ推力 Win^* として設定するので、例えば推力制御精度が比較的劣るプライマリプーリ4 2における油圧ばらつき分を加えることなくプライマリプーリ4 2におけるベルト滑りを防止しつつ、目標の変速を実現することができる。

【0072】

50

また、本実施例によれば、目標変速比 \ast と実変速比 との変速比偏差 或いは目標プリー位置 $X_{in} \ast$ と実プリー位置 X_{in} との偏差 X_{in} などに基づいたプライマリ推力 W_{in} のフィードバック制御により目標プライマリ推力 $W_{in} \ast$ が補正されるので、例えば推力制御精度が比較的劣るプライマリプリー 4 2 における油圧ばらつき分を補償することができる。従って、油圧ばらつき分による燃費悪化を抑制でき、必要最小限のプリー推力で目標の変速とベルト滑り防止とを適切に実現することができる。

【 0 0 7 3 】

また、本実施例によれば、前記変速制御の為に必要な推力（セカンダリプリー側変速制御推力 W_{outsh} 、プライマリプリー側変速制御推力 W_{insh} ）は、目標変速比 \ast 及び目標変速速度（プライマリ側目標変速速度（ dX_{in}/dN_{elmin} ）とセカンダリ側目標変速速度（ dX_{out}/dN_{elmout} ））を実現する為に必要な推力であるので、例えば変速制御の為に必要な推力が適切に算出される。

10

【 0 0 7 4 】

また、本実施例によれば、滑り限界推力 W_{lmt} は実変速比 と無段変速機 1 8 の入力トルク T_{IN} とに基づいて算出されるので、例えば滑り限界推力 W_{lmt} が適切に算出され、ベルト滑り防止の為に必要推力が適切に確保される。

【 0 0 7 5 】

また、本実施例によれば、油圧制御回路 1 0 0 はセカンダリプリー 4 6 側のみに、そのセカンダリプリー 4 6 に作用する実セカンダリ圧 P_{out} を検出する為のセカンダリ圧センサ 7 8 を備え、セカンダリ圧センサ 7 8 の検出値を目標セカンダリ推力 $W_{out} \ast$ に対応する目標セカンダリ圧 $P_{out} \ast$ とするフィードバック制御を実行するので、例えばセカンダリプリー 4 6 側では、油圧センサが備えられていないプライマリプリー 4 2 側と比較して、精度良く推力（プリー圧）を制御することができる。

20

【 0 0 7 6 】

また、本実施例によれば、プライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} に基づくセカンダリプリー 4 6 側の推力（セカンダリバランス推力 W_{outbl} やセカンダリ変速差推力 W_{out} ）の算出に関わる物理特性に対するばらつき分に対応する所定推力（制御マージン） W_{mgn} を、そのセカンダリプリー 4 6 側の推力の算出に先立って、プライマリプリー側滑り限界推力 W_{inlmt} に加算するので、例えば推力制御精度が比較的劣るプライマリプリー 4 2 におけるベルト滑りを確実に防止する為の必要推力が適切に確保される。

30

【 0 0 7 7 】

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。

【 0 0 7 8 】

例えば、前述の実施例では、セカンダリプリー 4 6 を、プライマリプリー 4 2 と比較して、精度良く推力（プリー圧）を制御することができる油圧制御回路 1 0 0 が備えられていたが、これに限らず、例えばプライマリプリー 4 2 側を、セカンダリプリー 4 6 側と比較して、精度良く推力を制御することができる油圧制御回路 1 0 0 が備えられていれば良い。この場合には、例えばプライマリプリー 4 2 側にて、プライマリプリー 4 2 側の滑り限界推力及びセカンダリプリー 4 6 側の滑り限界推力を確保する、すなわち両プリー 4 2 , 4 6 のベルトトルク容量保証を実現する。また、油圧制御精度が比較的劣るセカンダリプリー 4 6 側では、目標プライマリ推力 $W_{in} \ast$ に対応した目標セカンダリ推力 $W_{out} \ast$ を設定し、目標の変速を実現する。この際、セカンダリプリー 4 6 側の油圧ばらつき分による燃費悪化を避ける為、変速比偏差 に基づいたフィードバック制御を実行する。このように、要は、プライマリプリー 4 2 及びセカンダリプリー 4 6 の一方のプリーを、他方のプリーと比較して、精度良く推力を制御することができる油圧制御回路 1 0 0 が備えられておれば本発明は適用され得る。

40

【 0 0 7 9 】

また、前述の実施例では、プリー圧を検出可能な油圧センサを備えることで、油圧センサが備えられていないプリー側と比較して、精度良く推力（プリー圧）を制御することが

50

できたが、必ずしもこれに限らない。例えば、リニアソレノイド弁SL等の油圧制御回路100を構成するハードにおいて油圧ばらつきが抑えられて油圧制御精度が比較的良いのであれば、油圧センサは設けられなくとも良い。

【0080】

また、前述の実施例において、流体式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とも良く、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)などの他の流体式伝動装置が用いられてもよい。また、前後進切換装置がその発進機構として機能するか、発進クラッチ等の発進機構が備えられるか、或いは動力伝達経路を断接可能な係合装置等が備えられる場合には、流体式伝動装置は備えられなくとも良い。

10

【0081】

尚、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。

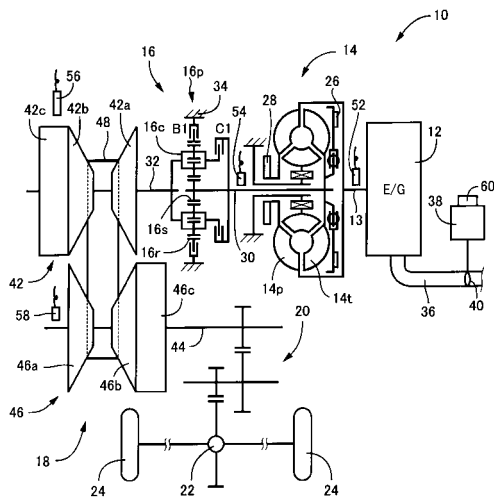
【符号の説明】

【0082】

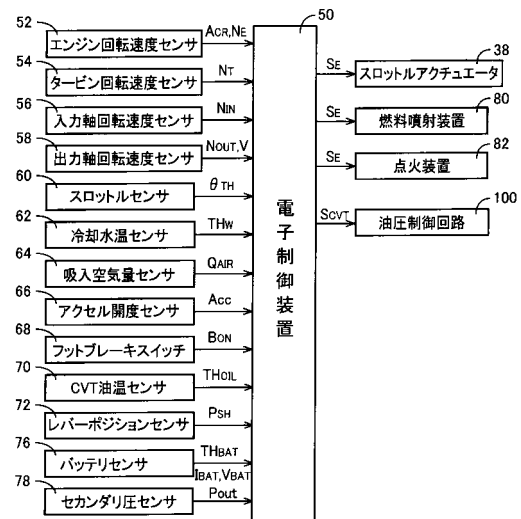
- 18 : ベルト式無段変速機 (車両用無段変速機)
- 42 : 入力側可変プーリ
- 46 : 出力側可変プーリ
- 48 : 伝動ベルト
- 50 : 電子制御装置 (制御装置)
- 78 : セカンダリ圧センサ (油圧センサ)
- 100 : 油圧制御回路

20

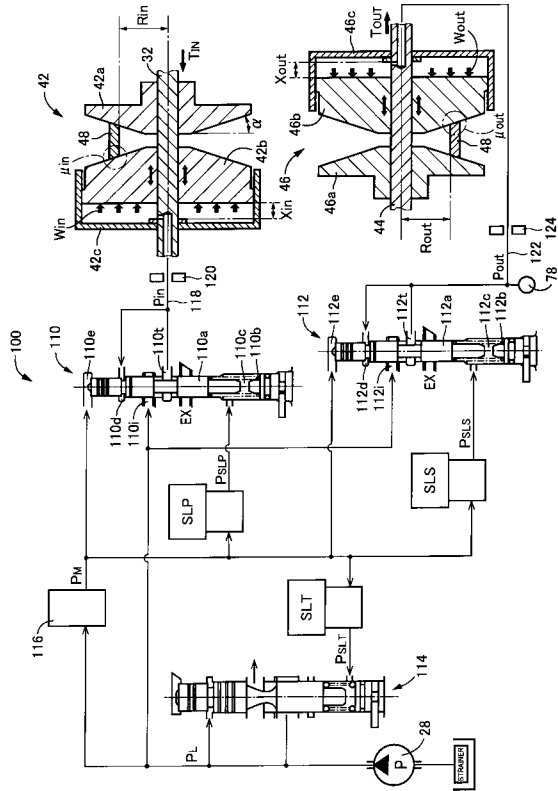
【図1】



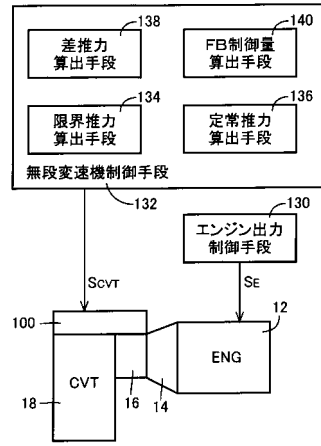
【図2】



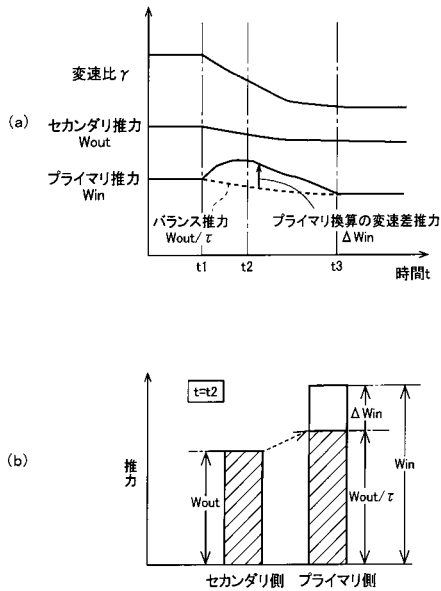
【図3】



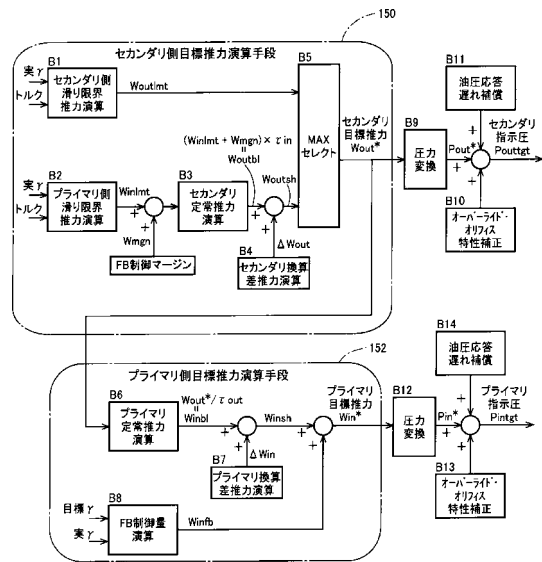
【図4】



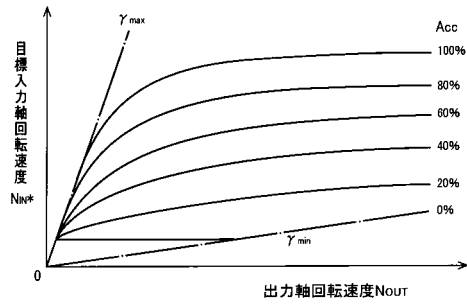
【図5】



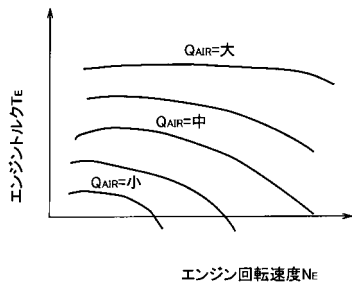
【図6】



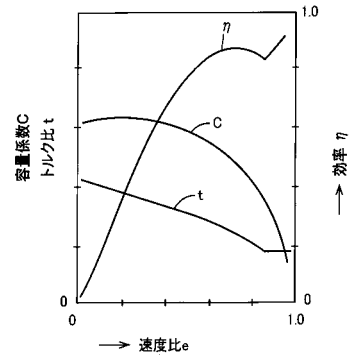
【図7】



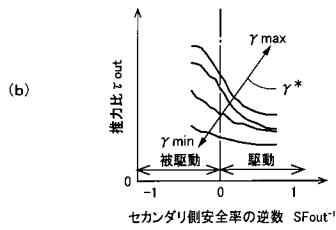
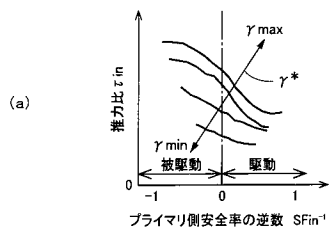
【図8】



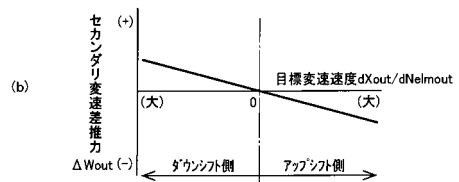
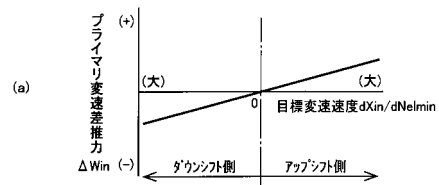
【図9】



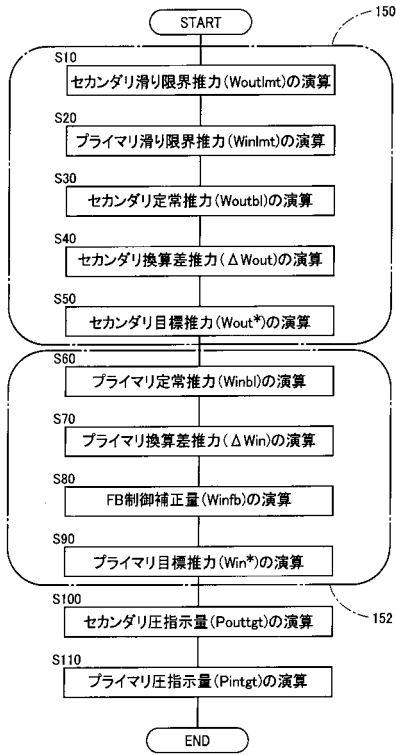
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 綾部 篤志
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 河端 賢

(56)参考文献 特開2001-173770(JP,A)
特開平08-285021(JP,A)
特開2000-097321(JP,A)
特許第3042684(JP,B2)
特開2004-263743(JP,A)
特開2005-291290(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/02
F16H 61/662