(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2009-257537
(P2009-257537A)
(43)公開日　平成21年11月5日(2009.11.5)

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
F16H 61/02	***(2006.01)***	F16H 61/02		3J050
F16H 9/18	***(2006.01)***	F16H 9/18	B	3J552
F16H 59/14	*(2006.01)*	F16H 59:14		
F16H 59/42	*(2006.01)*	F16H 59:42		
F16H 59/72	*(2006.01)*	F16H 59:72		

審査請求 未請求　請求項の数 5　ＯＬ　（全 26 頁）　最終頁に続く

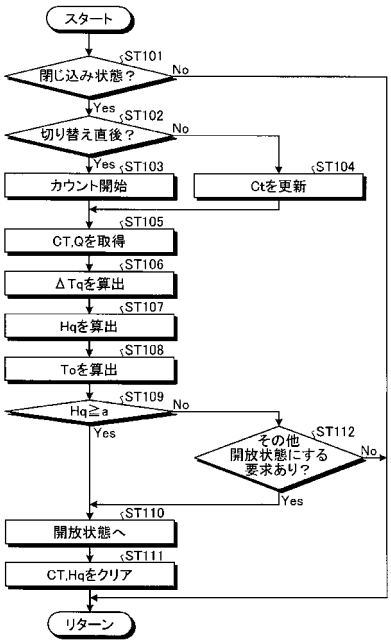
(21)出願番号　特願2008-109564 (P2008-109564)
(22)出願日　平成20年4月18日 (2008.4.18)

(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　100089118
弁理士　酒井　宏明
(72)発明者　大野　智仁
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　吉川　雅人
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　藤村　真哉
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】ベルト式無段変速機及び変速機制御装置

(57)【要約】
【課題】ベルト式無段変速機実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減すること。
【解決手段】ベルト式無段変速機は、内燃機関から取り出された回転が入力されて回転軸を軸として回転するシャフトと、シャフトに連結されて回転軸を軸として回転する固定シーブと、固定シーブと対向してシャフトに設けられて回転軸方向にシャフト上を移動する可動シーブと、シャフトに設けられて、可動シーブに対して作動油の圧力によって回転軸方向の力を与えるプーリ油圧室と、プーリ油圧室内の作動油の温度に基づいて、プーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出を許可する作動油閉じ込み手段と、を備えることを特徴とする。
【選択図】　図７



【特許請求の範囲】
【請求項１】
内燃機関から取り出された回転が入力されて回転軸を軸として回転するシャフトと、
前記シャフトに連結されて前記回転軸を軸として回転する固定シーブと、
前記固定シーブと対向して前記シャフトに設けられて前記回転軸方向に前記シャフト上を移動する可動シーブと、
前記シャフトに設けられて、前記可動シーブに対して作動油の圧力によって前記回転軸方向の力を与えるプーリ油圧室と、
前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度が所定の温度以上である場合に前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可する作動油閉じ込み手段と、
を備えることを特徴とするベルト式無段変速機。
【請求項２】
前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの時間と、前記回転を発生させる前記内燃機関から取り出されるトルクと、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することを特徴とする請求項１に記載のベルト式無段変速機。
【請求項３】
前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの時間と、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの前記回転の回転数と、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することを特徴とする請求項１または請求項２に記載のベルト式無段変速機。
【請求項４】
前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの時間と、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの前記回転の回転速度と、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することを特徴とする請求項１または請求項２に記載のベルト式無段変速機。
【請求項５】
内燃機関から取り出された回転が入力されて回転軸を軸として回転するシャフトと、前記シャフトに連結されて前記回転軸を軸として回転する固定シーブと、前記固定シーブと対向して前記シャフトに設けられて前記回転軸方向に前記シャフト上を移動する可動シーブと、前記シャフトに設けられて、前記可動シーブに対して作動油の圧力によって前記回転軸方向の力を与えるプーリ油圧室とを備えるベルト式無段変速機を制御する変速機制御装置であって、前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度が所定の温度以上である場合に前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することを特徴とする変速機制御装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
この発明は、ベルト式無段変速機及び変速機制御装置に関し、さらに詳しくは、油圧室内の作動油の圧力によって変速比が調節されるベルト式無段変速機及び変速機制御装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、油圧室に作動油を供給し、その作動油の圧力によって変速比が調節されるベルト式無段変速機がある。例えば、特許文献１には、油圧室の外部から油圧室への作動油の供

給を許可する供給側弁と、可動シーブの固定シーブに対する軸方向における位置を一定とする際に油圧室から外部への作動油の排出を禁止する排出側制御弁とを備えるベルト式無段変速機が開示されている。

【０００３】

【特許文献１】特開２００６－３００２７０号公報、段落番号０００８

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

特許文献１には、可動シーブの固定シーブに対する軸方向の位置が一定となる場合以外に、油圧室からの作動油の排出の禁止と許可とを切り替える具体的な場合が開示も示唆もされていない。しかしながら、例えば、油圧室からの作動油の排出が禁止されている場合に、油圧室内の作動油の温度が上昇し、プーリ油圧室内で作動油が膨張することによって実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比とがずれるおそれがある。

【０００５】

本発明は、上記に鑑みてなされたものであって、ベルト式無段変速機実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明に係るベルト式無段変速機は、内燃機関から取り出された回転が入力されて回転軸を軸として回転するシャフトと、前記シャフトに連結されて前記回転軸を軸として回転する固定シーブと、前記固定シーブと対向して前記シャフトに設けられて前記回転軸方向に前記シャフト上を移動する可動シーブと、前記シャフトに設けられて、前記可動シーブに対して作動油の圧力によって前記回転軸方向の力を与えるプーリ油圧室と、前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度が所定の温度以上である場合に前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可する作動油閉じ込み手段と、を備えることを特徴とする。

【０００７】

本発明に係るベルト式無段変速機は、ベルト式無段変速機に対して変速の要求がないときにプーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出が禁止されている際に、プーリ油圧室内の作動油の温度が上昇し、プーリ油圧室内で作動油が膨張することによって生じる実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比とがずれるおそれがある場合に、プーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出を許可する。

【０００８】

これにより、本発明に係るベルト式無段変速機は、ベルト式無段変速機の実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減できる。ここで、ベルト式無段変速機が目標とする変速比とは、内燃機関の燃料の消費量を抑制することを目的とした変速比である。よって、本発明に係るベルト式無段変速機は、ベルト式無段変速機の実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差が低減されることにより、内燃機関の燃料の消費量の増大を抑制できる。

【０００９】

ここで、閉じ込み手段を備える従来のベルト式無段変速機には、所定時間が経過したらプーリ油圧室を開放状態にするものがある。このような従来のベルト式無段変速機では、例えば、実際はプーリ油圧室内の作動油の温度が上昇していない場合であっても、所定時間が経過するとプーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出を許可する。つまり、従来のベルト式無段変速機では、プーリ油圧室からの作動油の排出の許可と禁止とを最適な時期に切り替えられない。

【００１０】

ここで、プーリ油圧室からの作動油の排出の許可と禁止との切り替えには、内燃機関から取り出される回転が用いられる。よって、従来のベルト式無段変速機では、最適ではない時期にプーリ油圧室からの作動油の排出の許可と禁止との切り替えることにより、内燃

機関の燃料の消費量が余分に増大するおそれがあった。

【００１１】

しかしながら、本発明に係るベルト式無段変速機は、プーリ油圧室内の作動油の温度に基づいてプーリ油圧室からの作動油の排出の許可と禁止とが切り替えられる。よって、本発明に係るベルト式無段変速機は、最適な時期にプーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出が許可される。これにより、本発明に係るベルト式無段変速機は、内燃機関の燃料の消費量の余分な増大を抑制できる。

【００１２】

本発明の好ましい態様としては、前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が（）禁止されてからの時間と、前記回転を発生させる前記内燃機関から取り出されるトルクと、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することが望ましい。

【００１３】

本発明の好ましい態様としては、前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの時間と、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの前記回転の回転数と、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することが望ましい。

【００１４】

本発明の好ましい態様としては、前記作動油閉じ込み手段は、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの時間と、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出が禁止されてからの前記回転の回転速度と、に基づいて推定される前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度に基づいて、前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することが望ましい。

【００１５】

上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明に係る変速機制御装置は、内燃機関から取り出された回転が入力されて回転軸を軸として回転するシャフトと、前記シャフトに連結されて前記回転軸を軸として回転する固定シーブと、前記固定シーブと対向して前記シャフトに設けられて前記回転軸方向に前記シャフト上を移動する可動シーブと、前記シャフトに設けられて、前記可動シーブに対して作動油の圧力によって前記回転軸方向の力を与えるプーリ油圧室とを備えるベルト式無段変速機を制御する変速機制御装置であって、前記プーリ油圧室内の前記作動油の温度が所定の温度以上である場合に前記プーリ油圧室から前記プーリ油圧室の外部への前記作動油の排出を許可することを特徴とする。

【００１６】

本発明に係るベルト式無段変速機は、プーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出が禁止されている際に、プーリ油圧室内の作動油の温度が上昇し、プーリ油圧室内の作動油の温度がプーリ油圧室内で作動油が膨張することによって生じる実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比とがずれるおそれがある場合に、プーリ油圧室からプーリ油圧室の外部への作動油の排出を許可する。

【００１７】

これにより、本発明に係る変速機制御装置は、変速機制御装置の実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減できる。結果として、本発明に係る変速機制御装置は、シャフトに入力される回転を発生させる内燃機関の燃料の消費量の増大を抑制できる。

【００１８】

また、本発明に係る変速機制御装置は、最適な時期にプーリ油圧室からプーリ油圧室の

外部への作動油の排出が許可される。これにより、本発明に係る変速機制御装置は、プーリ油圧室からの作動油の排出の許可と禁止との切り替えが頻繁に発生することを抑制できる。結果として、本発明に係る変速機制御装置は、内燃機関の燃料の消費量の増大を抑制できる。

【発明の効果】

【００１９】

本発明に係るベルト式無段変速機及び変速機制御装置は、ベルト式無段変速機実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００２０】

以下、この発明につき図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、この発明を実施するための最良の形態（以下実施形態という）によりこの発明が限定されるものではない。また、下記実施形態における構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、実質的に同一のもの、いわゆる均等の範囲のものが含まれる。

【００２１】

図１は、本実施形態に係るベルト式無段変速機を備えた車両の動力伝達部分における全体の構成を示す模式図である。図２は、本実施形態に係る内燃機関を示す断面図である。図１に示すように、車両１００の動力伝達機構は、ベルト式無段変速機１１０と、内燃機関１２０と、トルクコンバータ１４０と、前後進切換機構１５０と、減速装置１６０と、差動装置１７０と、を備える。

【００２２】

図２に示すように、本実施形態に係る内燃機関１２０は、乗用車やトラック等の図１に示す車両１００に搭載されて動力発生源となる。内燃機関１２０は、例えば、図２に示すように、円筒形状に形成されるシリンダ１２１の中心軸であるシリンダ軸線ＳＬ方向に往復運動するピストン１２２と、を備えるいわゆるレシプロ式の内燃機関である。

【００２３】

内燃機関１２０は、シリンダ１２１と、ピストン１２２と、燃料が燃焼する筒内燃焼空間１２３と、クランクシャフト１２４と、コネクティングロッド１２５と、吸気ポート１２６と、排気ポート１２７と、インジェクタ１２８と、点火プラグ１２９と、ＥＣＵ（Ｅｌｅｃｔｒｏｎｉｃ　Ｃｏｎｔｒｏｌ　Ｕｎｉｔ）４０と、を備える。

【００２４】

筒内燃焼空間１２３は、シリンダ１２１の内壁面とピストン１２２の端面と、シリンダ１２１に連結されるシリンダヘッドに形成される筒内天井部１２３ａとによって囲まれる空間である。筒内燃焼空間１２３には、吸気ポート１２６と排気ポート１２７とが筒内天井部１２３ａに開口として形成される。

【００２５】

吸気ポート１２６には、吸気通路１３０が連結される。吸気通路１３０は吸気ポート１２６とは反対側の端部が大気に開口する。これにより、吸気通路１３０と吸気ポート１２６とを介して、空気が筒内燃焼空間１２３に導かれる。

【００２６】

吸気通路１３０上には、空気の流れの上流側、つまり大気に開口する側の端部から順に、エアクリーナ１３１と、電子スロットル弁１３２と、エアフロセンサＤ０１とが設けられる。エアクリーナ１３１は、大気から取り込んだ空気から塵を取り除く。電子スロットル弁１３２は、筒内燃焼空間１２３へ導く空気の量を調節する。エアフロセンサＤ０１は、筒内燃焼空間１２３へ導かれる空気の量を検出する。

【００２７】

インジェクタ１２８は、例えば、吸気ポート１２６に燃料を噴射する噴射口が突出して設けられる。なお、インジェクタ１２８は、例えば、筒内燃焼空間１２３に燃料を噴射する噴射口が突出して設けられてもよい。インジェクタ１２８は、吸気通路１３０及び吸気ポート１２６を介して筒内燃焼空間１２３に供給される空気に対して燃料を噴射する。

【００２８】
点火プラグ１２９は、筒内燃焼空間１２３に、点火部が突出して設けられる。点火プラグ１２９は、筒内燃焼空間１２３内の燃料に対して点火する。これにより、ピストン１２２が、シリンダ１２１内でシリンダ軸線ＳＬ方向に移動する。
【００２９】
排気ポート１２７には、排気通路１３３が連結される。排気通路１３３は排気ポート１２７とは反対側の端部が大気に開口する。これにより、排気通路１３３と排気ポート１２７とを介して、筒内燃焼空間１２３内の排気ガスが筒内燃焼空間１２３から排出される。排気通路１３３上には、排気ガス浄化装置１３４が設けられる。これにより、排気ガスは大気に排出される前に、排気ガス浄化装置１３４によって浄化される。
【００３０】
コネクティングロッド１２５は、一方の端部がピストン１２２に連結され、他方の端部がクランクシャフト１２４に連結される。これにより、ピストン１２２の往復運動は、コネクティングロッド１２５を介してクランクシャフト１２４に回転運動として伝えられる。
【００３１】
ＥＣＵ４０は、内燃機関１２０や、図１に示すベルト式無段変速機１１０等を制御する。ＥＣＵ４０は、エアフロセンサＤ０１や、その他の検出手段に電気的に接続されて、筒内燃焼空間１２３に導かれる空気の量や、その他の検出結果を取得する。なお、以下、筒内燃焼空間１２３に導かれる空気の量を吸入空気量という。
【００３２】
また、ＥＣＵ４０は、図２に示す電子スロットル弁１３２の開度を調節するアクチュエータ１３２ａと、インジェクタ１２８と、点火プラグ１２９と、に電気的に接続されてこれらの動作を制御して内燃機関１２０の出力を制御する。
【００３３】
例えば、ＥＣＵ４０は、電子スロットル弁１３２の開度を開いて筒内燃焼空間１２３へ導く空気の量を増やし、エアフロセンサＤ０１から取得した吸入空気量に基づいて、インジェクタ１２８から噴射する燃料量を現在噴射している量よりも増加させることにより、クランクシャフト１２４から取り出される回転のトルクを増加させる。
【００３４】
なお、本実施形態では、内燃機関１２０をレシプロ式の内燃機関として説明したが、内燃機関１２０はこれに限定されない。内燃機関１２０は、例えば、ロータリー式の内燃機関でもよい。また、内燃機関１２０は、燃焼形態も限定されず、例えば、ピストン１２２が２往復する間に、吸気行程、圧縮行程、膨張行程及び排気行程からなる一連の４行程を行う、いわゆる４ストロークエンジンでもよいし、ピストン１２２が１往復する間に一連の４行程を行う２ストロークエンジンでもよい。
【００３５】
次に、図１を用いて、車両１００の全体の構成を説明する。トルクコンバータ１４０は、流体クラッチの一種であり、内燃機関１２０から取り出された回転を作動油を介して前後進切換機構１５０に伝える。また、トルクコンバータ１４０は内燃機関１２０から取り出されたトルクを増幅する。
【００３６】
前後進切換機構１５０は、トルクコンバータ１４０からの回転の回転方向を切り替えてベルト式無段変速機１１０へ前記回転を伝える。
【００３７】
ベルト式無段変速機１１０は、前後進切換機構１５０から入力される回転の回転速度を所望の回転速度に変更して出力する。なお、ベルト式無段変速機１１０の詳細な説明は後述する。
【００３８】
減速装置１６０は、ベルト式無段変速機１１０からの回転の回転速度を減速して差動装

置１７０に前記回転を伝える。
【００３９】
差動装置１７０は、車両１００が旋回する際に生じる旋回の中心側、つまり内側の車輪１９０と、外側の車輪１９０との回転速度の差を吸収する。
【００４０】
上記構成要素によって車両１００の動力伝達機構は形成される。内燃機関１２０から取り出された回転は、クランクシャフト１２４を介してトルクコンバータ１４０に伝えられる。トルクコンバータ１４０によってトルクが増幅された回転は、ベルト式無段変速機１１０の入力軸としてのインプットシャフト１４１を介して前後進切換機構１５０に伝えられる。
【００４１】
前後進切換機構１５０によって回転方向が切り替えられた回転は、入力側のシャフトとしてのプライマリシャフト５１を介してベルト式無段変速機１１０に伝えられる。ベルト式無段変速機１１０によって、回転速度を変更された回転は、減速装置１６０に伝えられる。
【００４２】
減速装置１６０によって減速された回転は、減速装置１６０のファイナルドライブピニオン１６１と、ファイナルドライブピニオン１６１に噛み合う差動装置１７０のリングギア１７１とを介して差動装置１７０に伝えられる。
【００４３】
差動装置１７０に伝えられた回転は、ドライブシャフト１８０に伝達される。差動装置１７０側とは反対側のドライブシャフト１８０には、車輪１９０が取り付けられる。ドライブシャフト１８０に伝えられた回転は車輪１９０に伝達される。これにより、車輪１９０は回転し、車輪１９０が路面に前記回転を伝達することにより車両１００は走行する。
【００４４】
ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ５０と、セカンダリプーリ６０と、ベルト８０とを含んで構成される。ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ５０に回転が入力される。プライマリプーリ５０に入力された回転は、セカンダリプーリ６０に伝えられる。この時、前記回転は、その回転速度を調整される。
【００４５】
セカンダリプーリ６０に伝えられた回転は、減速装置１６０に伝えられる。なお、入力軸であるプライマリシャフト５１の回転速度を出力側のシャフトとしてのセカンダリシャフト６１の回転速度で除算した値を変速比という。また、変速比を変更することを、以下、変速という。
【００４６】
図３は、本実施形態に係るプライマリプーリを示す断面図である。ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ５０とセカンダリプーリ６０とが、ほぼ同様に構成される。よって、本実施形態では、プライマリプーリ５０を主に説明する。
【００４７】
プライマリプーリ５０は、プライマリシャフト５１と、プライマリ固定シーブ５２と、プライマリ可動シーブ５３と、プライマリプーリ油圧室５４と、スプライン５５と、プライマリ隔壁５６とを備える。プライマリシャフト５１は、図１及び図３に示すように、軸受８１、軸受８２によってインプットシャフト１４１の回転軸と同軸上に回転可能に支持される。ここで、セカンダリシャフト６１は、図１に示すように、軸受８３、軸受８４によってプライマリシャフト５１に対して平行に回転可能に支持される。
【００４８】
プライマリシャフト５１は、筒状に形成される。図３に示すように、プライマリシャフト５１は、回転軸ＲＬを軸として回転する。プライマリ固定シーブ５２は、通常は、プライマリシャフト５１と一体に形成される。なお、プライマリ固定シーブ５２は、プライマリシャフト５１と別個に形成され、プライマリシャフト５１に固定して設けられてもよい

。このように構成されて、プライマリ固定シーブ５２は、回転軸ＲＬを軸にプライマリシャフト５１と一体に回転する。ここで、回転軸ＲＬと直交する方向を径方向という。プライマリ固定シーブ５２は、プライマリシャフト５１の外周から径方向に突出して形成される。

【００４９】

プライマリ可動シーブ５３は、プライマリシャフト５１とは別個に形成される。プライマリ可動シーブ５３は、プライマリシャフト５１が嵌め込まれる貫通孔を有して形成される。前記貫通孔の内周面には、スプライン５５が形成される。プライマリ可動シーブ５３は、スプライン５５を介してプライマリシャフト５１に嵌め込まれて取り付けられる。プライマリ可動シーブ５３は、プライマリ固定シーブ５２と対向してプライマリシャフト５１に嵌め込まれる。

【００５０】

スプライン５５は、プライマリ可動シーブ５３がプライマリシャフト５１上をプライマリシャフト５１の回転軸ＲＬに沿って摺動できるようにプライマリ可動シーブ５３を支持する。加えて、スプライン５５は、回転軸ＲＬを軸とする回転をプライマリシャフト５１からプライマリ可動シーブ５３へ伝える。よって、プライマリ可動シーブ５３は、スプライン５５により、プライマリシャフト５１上をスライドして移動すると共に、プライマリシャフト５１と一体に回転する。

【００５１】

プライマリ固定シーブ５２とプライマリ可動シーブ５３との間には、略Ｖ字形状のプライマリ溝８０ａが形成される。また、プライマリ可動シーブ５３がプライマリシャフト５１上を摺動することにより、プライマリ固定シーブ５２とプライマリ可動シーブ５３との距離が変化する。ここで、セカンダリプーリ６０にも、図１に示すように、プライマリ溝８０ａと同様のセカンダリ溝８０ｂが形成される。

【００５２】

プライマリ溝８０ａとセカンダリ溝８０ｂとの間には、金属製の無端ベルトであるベルト８０が巻き掛けられている。ベルト８０は、プライマリプーリ５０の回転をセカンダリプーリ６０へ伝える。

【００５３】

図３に示すように、プライマリプーリ油圧室５４は、プライマリシャフト５１と、プライマリ可動シーブ５３と、プライマリ隔壁５６とによって囲まれて形成される空間である。プライマリ隔壁５６は、貫通孔を有して形成される。プライマリ隔壁５６は、前記貫通孔にプライマリシャフト５１が嵌め込まれてプライマリシャフト５１に設けられる。プライマリ隔壁５６は、プライマリ可動シーブ５３を境にして、プライマリ固定シーブ５２側とは反対側に設けられる。

【００５４】

プライマリプーリ油圧室５４は、プライマリプーリ油圧室５４に供給される作動油により、プライマリ可動シーブ５３をプライマリ固定シーブ５２側へ押す。これにより、プライマリシャフト５１に沿って、プライマリ可動シーブ５３がプライマリ固定シーブ５２側へ押される。これにより、プライマリプーリ油圧室５４は、プライマリ溝８０ａに巻き掛けられるベルト８０に対して挟圧力を発生させる。

【００５５】

前記挟圧力により、プライマリ可動シーブ５３とプライマリ固定シーブ５２との距離が変化すると、セカンダリプーリ６０が備えるセカンダリ固定シーブ６２とセカンダリ可動シーブ６３との距離もベルト８０の張力を一定に保つように変化する。これにより、プライマリプーリ５０に対するベルト８０の接触半径と、セカンダリプーリ６０に対するベルト８０の接触半径とが変化する。このようにして、ベルト式無段変速機１１０は、内燃機関１２０から取り出された回転を変速する。

【００５６】

プライマリシャフト５１は、第１油路ＯＬ０１を有する。第１油路ＯＬ０１は、一方の

端部が作動油の供給元であるオイルタンクＯＴに接続され、他方の端部がプライマリプーリ油圧室５４に開口する。これにより、第１油路ＯＬ０１は、オイルタンクＯＴとプライマリプーリ油圧室５４との間で作動油を流す。第１油路ＯＬ０１は、プライマリシャフト５１の回転軸ＲＬに沿う方向に形成される複数の軸方向油路ＯＬ０１ａと、回転軸ＲＬと直交する方向に形成される複数の径方向油路ＯＬ０１ｂとを含んで形成される。

【００５７】

第１油路ＯＬ０１の経路上には、オイルタンクＯＴからプライマリプーリ油圧室５４に向かって順に、オイルポンプＯＰと、変速比制御側レギュレータＯＲａと、作動油閉じ込み手段としての作動油閉じ込み装置１０とが設けられる。オイルポンプＯＰは、オイルタンクＯＴからプライマリプーリ油圧室５４に向けて作動油を送る。

【００５８】

ここで、オイルポンプＯＰは、クランクシャフト１２４から作動するための動力を得ている。よって、オイルポンプＯＰが消費する動力が増加すると、クランクシャフト１２４の有するエネルギーが消費される。このエネルギーの消費を補うために、内燃機関１２０は、燃料の噴射量が増加する。このように、オイルポンプＯＰが消費する動力が増加すると、内燃機関１２０の燃料の消費量が増加する。

【００５９】

本実施形態では、このオイルポンプＯＰが消費する動力の増加を抑制して、内燃機関１２０の燃料の消費量の増加を抑制することを目的とする。なお、内燃機関１２０の燃料の消費量の増加とは、燃費の悪化と同意である。つまり、ベルト式無段変速機１１０は、オイルポンプＯＰが消費する動力の増加を抑制することにより、燃費の悪化を抑制する。

【００６０】

変速比制御側レギュレータＯＲａは、プライマリプーリ油圧室５４へ供給する作動油の圧力を調節する。また、変速比制御側レギュレータＯＲａは、ＥＣＵ４０と電気的に接続される。なお、変速比制御側レギュレータＯＲａは、プライマリプーリ油圧室５４から作動油を排出する際に、オイルタンクＯＴに作動油を戻す。

【００６１】

作動油閉じ込み装置１０は、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出を制御する装置である。作動油閉じ込み装置１０は、所定の期間、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出を禁止する。なお、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出が禁止されている状態を閉じ込み状態という。また、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出が許可されている状態を開放状態という。

【００６２】

図４は、プライマリプーリ油圧室が閉じ込み状態での作動油閉じ込み装置を拡大して示す断面図である。図５は、プライマリプーリ油圧室が開放状態での作動油閉じ込み装置を拡大して示す断面図である。以下に、作動油閉じ込み装置１０の一例を説明する。

【００６３】

作動油閉じ込み装置１０は、ピストン動作用油圧室１１と、シール部１２と、弁体１３と、ピストン１４と、スプリング１５とを備える。ピストン動作用油圧室１１は、ピストン動作用油圧室１１内の作動油の圧力によって、ピストン１４に対して押圧力を与える。シール部１２は、第１油路ＯＬ０１内にテーパ面１２ａを有して形成される。テーパ面１２ａは、プライマリプーリ油圧室５４に近づくほど向かい合うテーパ面同士の距離が大きくなる。

【００６４】

シール部１２は、開口１２ｂを有する。この開口１２ｂを介して作動油がシール部１２を行き来する。弁体１３は、球状に形成される。弁体１３の直径は、開口１２ｂの直径よりも大きい。弁体１３は、シール部１２のテーパ面１２ａとプライマリプーリ油圧室５４側から接触する。これにより、弁体１３は、開口１２ｂをプライマリプーリ油圧室５４側から塞ぐ。

【００６５】

ピストン１４は、受圧面１４ａと、棒状部１４ｂとを備える。受圧面１４ａは、ピストン動作用油圧室１１内に配置される。棒状部１４ｂは、第１油路ＯＬ０１内に配置される。棒状部１４ｂは、一方の端部が、受圧面１４ａと連結される。また、棒状部１４ｂは、他方の端部が、開口１２ｂを貫通して弁体１３と接触する、または連結される。これにより、ピストン１４がピストン動作用油圧室１１内の作動油の圧力によって、弁体１３に近づく方向へ移動すると、ピストン１４は、弁体１３をシール部１２から離れる方向へ押す。

【００６６】

スプリング１５は、ピストン１４に対して弁体１３から離れる方向の力を与える。なお、前記力は、ピストン１４が、弁体１３に近づく方向に動いた後に、その前の状態、つまり、図４に示す閉じ込み状態に戻るために必要な最低限の力である。

【００６７】

ピストン動作用油圧室１１には、作動油が供給される。以下に、前記作動油の供給経路を説明する。図２に示すように、プライマリシャフト５１には、第１油路ＯＬ０１と別の第２油路ＯＬ０２が形成される。第２油路ＯＬ０２は、一方の端部が作動油の供給元であるオイルタンクＯＴに接続され、他方の端部がピストン動作用油圧室１１に開口する。これにより、第２油路ＯＬ０２は、オイルタンクＯＴとピストン動作用油圧室１１との間で作動油を流す。第２油路ＯＬ０２は、プライマリシャフト５１の回転軸ＲＬに沿う方向に形成される複数の軸方向油路ＯＬ０２ａと、回転軸ＲＬと直交する方向に形成される複数の径方向油路ＯＬ０２ｂとを含んで形成される。

【００６８】

第１油路ＯＬ０１の経路上には、オイルタンクＯＴからプライマリプーリ油圧室５４に向かって順に、オイルポンプＯＰと、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂと、作動油閉じ込み装置１０とが設けられる。オイルポンプＯＰは、オイルタンクＯＴからピストン動作用油圧室１１に向けて作動油を送る。

【００６９】

閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂは、ピストン動作用油圧室１１に供給する作動油の圧力を調節する。また、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂは、後述するＥＣＵ４０と電気的に接続される。なお、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂは、ピストン動作用油圧室１１から作動油を排出する際に、オイルタンクＯＴに作動油を戻す。

【００７０】

ここで、図４に示すように、受圧面１４ａの作動油の圧力を受ける面積を受圧面積Ａｐとする。また、シール部１２の弁体１３と接触する部分は円形であり、前記円形の面積をシール部面積Ａｃｖとする。また、ピストン動作用油圧室１１内の作動油の圧力を油圧Ｐｃｖとし、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の圧力を油圧Ｐｓとする。また、スプリング１５が発生させる力をスプリング力Ｆｓｐとする。以下に、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態での各油圧室内の油圧の関係と、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態での各油圧室内の油圧の関係とを説明する。

【００７１】

閉じ込み状態の場合、弁体１３は、図４に示すように、シール部１２と接触する。これにより、油圧Ｐｓの大きさに関係なく、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出は、作動油閉じ込み装置１０により禁止される。

【００７２】

プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする場合、油圧Ｐｃｖと受圧面積Ａｐとの積が油圧Ｐｓとシール部面積Ａｃｖとの積にスプリング力Ｆｓｐを加えた値よりも大きくなるように、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂによって油圧Ｐｃｖが調節される。これにより、弁体１３は、図４に示すように、ピストン１４によってシール部１２から離れる方向に移動する。弁体１３がシール部１２から離れると、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油は、開口１２ｂを介してプライマリプーリ油圧室５４内から排出される。

【００７３】

なお、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態の場合、作動油は、プライマリプーリ油圧室５４内に向かって弁体１３とシール部１２のテーパ面１２ａとの間の隙間を流れる。この作動油の流れにより、弁体１３がシール部１２から離れれば、ピストン１４が弁体１３から離れても、プライマリプーリ油圧室５４の開放状態は保たれる。つまり、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態に保つのに油圧Ｐｃｖを必要としない。

【００７４】

また、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４を閉じ込み状態にする場合、油圧Ｐｃｖと受圧面積Ａｐとの積が、油圧Ｐｓとシール部面積Ａｃｖとの積にスプリング力Ｆｓｐを加えた値以下になるように、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂによって油圧Ｐｓを調節される。

【００７５】

ここで、弁体１３は、シール部１２の開口１２ｂに嵌り込んでいる。よって、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態に保つのに油圧Ｐｃｖを必要としない。つまり、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４を閉じ込み状態から開放状態へ切り替える際、及びプライマリプーリ油圧室５４を開放状態から閉じ込み状態に切り替える際に油圧を必要とする。

【００７６】

なお、作動油閉じ込み装置１０は、上述の構成に限定されない。作動油閉じ込み装置１０は、所定の期間、プライマリプーリ油圧室５４からの作動油の排出を禁止できる構成であればよい。例えば、図３に示す作動油閉じ込み装置１０は、プライマリ隔壁５６に設けられているが、第１油路ＯＬ０１の経路上であれば設置場所は限定されない。作動油閉じ込み装置１０は、例えば、プライマリシャフト５１に設けられてもよい。

【００７７】

ここで、作動油閉じ込み装置１０を備えないベルト式無段変速機１１０の場合、ベルト式無段変速機１１０の変速比を一定に保つ際は、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の圧力を一定に保つためにオイルポンプＯＰを作動させる。しかしながら、本実施形態の場合、閉じ込み状態の際は、オイルポンプＯＰを作動させることなく、プライマリプーリ油圧室５４内の圧力が一定に保たれる。つまり、オイルポンプＯＰを作動させることなく、ベルト式無段変速機１１０の変速比が一定に保たれる。

【００７８】

これにより、閉じ込み状態の間、ベルト式無段変速機１１０は、オイルポンプＯＰが消費する動力が減少する。結果として、ベルト式無段変速機１１０は、内燃機関１２０の燃料の消費量の増加が抑制される。

【００７９】

しかしながら、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態の時間が長くなるほど、以下に記すおそれがある。ベルト式無段変速機１１０は、ベルト８０とプライマリ可動シーブ５３とが接触する。ここで、ベルト式無段変速機１１０の稼動時、ベルト８０には、プライマリ可動シーブ５３に対する相対的な移動、いわゆるすべりが生じる。

【００８０】

このすべりにより、プライマリ可動シーブ５３とベルト８０との間には、摩擦熱が生じる。この摩擦熱は、プライマリ可動シーブ５３を介して、プライマリ可動シーブ５３を含んで構成されるプライマリプーリ油圧室５４内の作動油に伝えられる。

【００８１】

また、内燃機関１２０とベルト式無段変速機１１０とは、各々を構成する金属部材同士が連結されている。これにより、内燃機関１２０が発生する熱が、ベルト式無段変速機１１０に前記金属部材を介して伝えられる。この内燃機関１２０からベルト式無段変速機１１０に伝えられる熱も、プライマリシャフト５１やプライマリ隔壁５６、プライマリ可動シーブ５３等を介して、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油に伝えられる。

【００８２】

このように、作動油は、前記摩擦熱や内燃機関１２０が発生させる熱を受ける。ここで、以下、前記摩擦熱や内燃機関１２０が発生させる熱等、作動油が受ける熱を単に熱という。

【００８３】

ここで、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態の場合、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油はプライマリプーリ油圧室５４から排出されない。また、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態の場合、プライマリプーリ油圧室５４内には、新しい作動油が供給されない。よって、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態の間、前記熱によって作動油の温度は上昇する。

【００８４】

ここで、作用油の温度が上昇すると、通常、作動油は膨張する。よって、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油も、前記熱によって温度が上昇すると膨張する。しかし、プライマリプーリ油圧室５４は閉じ込み状態であるため、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の温度が上昇するとプライマリプーリ油圧室５４内の作動油の圧力が上昇する。

【００８５】

よって、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態中に作動油の温度が上昇すると、プライマリ可動シーブ５３がプライマリ固定シーブ５２に近づく方向へ移動する。つまり、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態中に作動油の温度が上昇すると、ベルト式無段変速機１１０の実際の変速比は、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比からずれる。

【００８６】

なお、ベルト式無段変速機１１０の実際の変速比と、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との間に差が生じることを、ベルト式無段変速機１１０の実際の変速比が、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比からずれるという。

【００８７】

なお、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比とは、車両１００の走行条件からＥＣＵ４０が算出した変速比である。ここでは、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比は、内燃機関１２０の燃料の消費量を最小にすることを目的とした変速比であるとする。よって、実際の変速比が、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比からずれると、内燃機関１２０の燃料の消費量が増大するおそれがある。

【００８８】

なお、場合によっては、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比は、例えば、車両１００を運転する運転者のドライバビリティを向上することを目的とした変速比である場合もある。この場合、実際の変速比が、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比からずれると、車両１００を運転する運転者のドライバビリティが低下するおそれがある。

【００８９】

ここで、プライマリプーリ油圧室５４内の燃料の温度の上昇を抑制するには、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態の時間を低減し、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする時間を増加させればよい。しかしながら、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態とを頻繁に切り替えると、以下に記すおそれがある。

【００９０】

プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態との切り替えが頻繁に発生すると、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態との切り替えに必要な油圧の分、オイルポンプＯＰを動作させるために必要な動力が増加する。結果として、ベルト式無段変速機１１０は、内燃機関１２０の燃料の消費量が十分に抑制できないおそれがある。

【００９１】

また、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態との切り替えが頻繁に発生すると、ピストン１４の移動回数が増える。すると、棒状部１４ｂと弁体１３との衝突

回数も増加し、弁体１３が摩耗して変形するおそれがある。また、弁体１３とシール部１２との衝突により、弁体１３とシール部１２とが摩耗して弁体１３とシール部１２とが変形するおそれがある。

【００９２】

これにより、ベルト式無段変速機１１０は、弁体１３とシール部１２との間に予期しない隙間ができる。この隙間を作動油が流れて、ベルト式無段変速機１１０は、閉じ込み状態が正しく保たれない。

【００９３】

これによって、ベルト式無段変速機１１０は、実際の変速比とベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との差が増大し、オイルポンプＯＰを動作させるために必要な動力が増加する。結果として、ベルト式無段変速機１１０は、内燃機関１２０の燃料の消費量が十分に抑制できないおそれがある。

【００９４】

このように、作動油閉じ込み装置を備えるベルト式無段変速機１１０では、内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制するためには、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態との切り替えの時期が重要な要素となる。よって、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態とを最適な時期に切り替えることにより、ベルト式無段変速機１１０の実際の変速比と、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との差を低減すると共に、内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制する。

【００９５】

ベルト式無段変速機１１０は以下に記す構成と制御手順とを備える。ベルト式無段変速機１１０は、図２に示すエアフロセンサＤ０１と、図１に示す機関回転速度センサＤ０２と、変速比センサＤ０３と、ＥＣＵ４０に組み込まれて構成される変速機制御装置２０とを備える。

【００９６】

エアフロセンサＤ０１は、上述のように吸入空気量を検出する。エアフロセンサＤ０１は、ＥＣＵ４０と電気的に接続される。これにより、ＥＣＵ４０は、エアフロセンサＤ０１から吸入空気量を取得し、前記吸入空気量に基づいて内燃機関１２０から取り出されるトルクを算出する。なお、以下、内燃機関１２０から取り出されるトルクを機関トルクという。

【００９７】

機関回転速度センサＤ０２は、内燃機関１２０のクランクシャフト１２４の回転速度を検出する。なお、以下、内燃機関１２０のクランクシャフト１２４の回転速度を内燃機関１２０の機関回転速度という。機関回転速度センサＤ０２は、例えば、クランクシャフト１２４に設けられる。機関回転速度センサＤ０２は、ＥＣＵ４０と電気的に接続される。これにより、ＥＣＵ４０は、機関回転速度センサＤ０２から内燃機関１２０の現在の機関回転速度を取得する。

【００９８】

変速比センサＤ０３は、入力側回転速度センサＤ０３ａと、出力側回転速度センサＤ０３ｂとを含んで構成される。入力側回転速度センサＤ０３ａは、プライマリシャフト５１に設けられて、プライマリシャフト５１の回転速度を検出する。出力側回転速度センサＤ０３ｂは、セカンダリシャフト６１に設けられて、セカンダリシャフト６１の回転速度を検出する。入力側回転速度センサＤ０３ａ及び出力側回転速度センサＤ０３ｂは、ＥＣＵ４０と電気的に接続される。これにより、ＥＣＵ４０は、変速比センサＤ０３からベルト式無段変速機１１０の現在の変速比を取得する。

【００９９】

図６は、本実施形態に係る変速機制御装置の構成を示す概念図である。ＥＣＵ４０は、図１に示す内燃機関１２０、図３に示す変速比制御側レギュレータＯＲａ、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂ等と電気的に接続され、これら内燃機関１２０、変速比制御側レギ

ュレータＯＲａ、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂ等の制御対象の動作を制御する。
【０１００】
ＥＣＵ４０は、例えば、図２に示す内燃機関１２０のインジェクタ１２８、点火プラグ１２９、電子スロットル弁１３２の開度を調節するアクチュエータ１３２ａ等とも電気的に接続される。これにより、ＥＣＵ４０は、インジェクタ１２８の燃料噴射量及び燃料噴射時期、点火プラグ１２９の点火時期、電子スロットル弁１３２の開度等を制御する。つまり、ＥＣＵ４０は、インジェクタ１２８、点火プラグ１２９、電子スロットル弁１３２等を制御することにより、機関トルクを制御する。
【０１０１】
また、ＥＣＵ４０は、図２に示すエアフロセンサＤ０１、図１に示す機関回転速度センサＤ０２、入力側回転速度センサＤ０３ａ、出力側回転速度センサＤ０３ｂ、その他にも内燃機関１２０の各検出手段類に電気的に接続され、これらの検出手段から各種の情報を取得する。
【０１０２】
図６に示すように、変速機制御装置２０は、ＥＣＵ４０の中央演算装置Ｅｐに組み込まれて構成されている。ＥＣＵ４０は、中央演算装置Ｅｐと、記憶部Ｅｍと、入力ポートＩＮｐ及び出力ポートＯＵＴｐと、入力インターフェースＩＦｉｎ及び出力インターフェースＩＦｏｕｔとから構成される。なお、ＥＣＵ４０とは別個に、変速機制御装置２０を用意し、これをＥＣＵ４０に接続してもよい。
【０１０３】
変速機制御装置２０は、情報取得部２１と、比較判定部２２と、演算部２３と、変速比制御部２４と、閉じ込み制御部２５と、を含んで構成される。情報取得部２１は、図２に示すエアフロセンサＤ０１、図１に示す機関回転速度センサＤ０２、入力側回転速度センサＤ０３ａ、出力側回転速度センサＤ０３ｂ等の検出手段が検出した結果、後述する記憶部Ｅｍに格納された情報、機関制御部２６が有する情報、等を取得する。
【０１０４】
比較判定部２２は、情報取得部２１が各検出手段から得た数値や記憶部Ｅｍから取得した数値を比較する。演算部２３は、情報取得部２１が取得した数値に対して演算を行う。演算部２３は、例えば、中央演算装置Ｅｐが有するカウンタに対して加算等の演算を行う。変速比制御部２４は、プライマリシャフト５１の回転速度が、目標とする回転速度になるように、ベルト式無段変速機１１０の変速比を制御する。閉じ込み制御部２５は、図３に示す作動油閉じ込み装置１０の動作を制御する。
【０１０５】
中央演算装置Ｅｐは、変速機制御装置２０に加えて、機関制御部２６を有する。機関制御部２６は、内燃機関１２０の運転制御を行う。中央演算装置Ｅｐと記憶部Ｅｍとは、バスＢｃとにより接続される。中央演算装置Ｅｐと入力ポートＩＮｐとは、バスＢａとにより接続される。中央演算装置Ｅｐと出力ポートＯＵＴｐとは、バスＢｂとにより接続される。
【０１０６】
変速機制御装置２０の情報取得部２１は、機関制御部２６が有する内燃機関１２０の運転制御データを取得し、これを利用する。また、変速機制御装置２０は、ベルト式無段変速機１１０の変速比を制御する手順を、機関制御部２６があらかじめ備えている内燃機関１２０の運転制御ルーチンに割り込ませてもよい。
【０１０７】
入力ポートＩＮｐには、入力インターフェースＩＦｉｎが接続されている。入力インターフェースＩＦｉｎには、図１に示す入力側回転速度センサＤ０３ａ、出力側回転速度センサＤ０３ｂ、機関回転速度センサＤ０２、図２に示すエアフロセンサＤ０１、その他各種検出手段が接続されている。
【０１０８】
これらの各種検出手段から出力される信号は、入力インターフェースＩＦｉｎ内のアナ

ログ／デジタルコンバータＡＤＣやディジタル入力バッファＤＩＢにより、中央演算装置Ｅｐが利用できる信号に変換されて入力ポートＩＮｐへ送られる。これにより、中央演算装置Ｅｐは、ベルト式無段変速機１１０の変速比の制御や、内燃機関１２０の制御に必要な情報を取得できる。

【０１０９】

出力ポートＯＵＴｐには、出力インターフェースＩＦｏｕｔが接続されている。出力インターフェースＩＦｏｕｔには、変速比制御側レギュレータＯＲａ、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂ、インジェクタ１２８、点火プラグ１２９、電子スロットル弁１３２のアクチュエータ１３２ａ、その他内燃機関１２０における制御対象が接続されている。

【０１１０】

出力インターフェースＩＦｏｕｔは、制御回路ＩＦｏｕｔａ、制御回路ＩＦｏｕｔｂ、制御回路ＩＦｏｕｔｃ、制御回路ＩＦｏｕｔｄ、制御回路ＩＦｏｕｔｅ等を備えており、中央演算装置Ｅｐで演算された制御信号に基づき、前記制御対象を動作させる。このような構成により、前記検出手段からの出力信号に基づき、ＥＣＵ４０の中央演算装置Ｅｐは、変速比制御側レギュレータＯＲａ、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂ、インジェクタ１２８、点火プラグ１２９、電子スロットル弁１３２を制御して、ベルト式無段変速機１１０の変速比及び内燃機関１２０の出力を制御する。

【０１１１】

記憶部Ｅｍには、ベルト式無段変速機１１０の変速比を制御する手順を含むコンピュータプログラムや制御データマップが格納されている。記憶部Ｅｍは、ＲＡＭ（Ｒａｎｄｏｍ　Ａｃｃｅｓｓ　Ｍｅｍｏｒｙ）のような揮発性のメモリ、フラッシュメモリ等の不揮発性のメモリ、あるいはこれらの組み合わせにより構成できる。

【０１１２】

上記コンピュータプログラムは、中央演算装置Ｅｐへ既に記録されているコンピュータプログラムとの組み合わせによって、ベルト式無段変速機１１０の変速比を制御する手順を実現できるものであってもよい。また、この変速機制御装置２０は、前記コンピュータプログラムの代わりに専用のハードウェアを用いて、同等の機能を実現するものであってもよい。

【０１１３】

図７は、本実施形態に係るベルト式無段変速機の作動油閉じ込み装置を制御する手順を示すフローチャートである。ステップＳＴ１０１で、比較判定部２２は、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態か否かを判定する。なお、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態であるか開放状態であるかの情報は、ＥＣＵ４０の記憶部Ｅｍに記憶されている。よって、より具体的には、変速機制御装置２０は、まず情報取得部２１が記憶部Ｅｍからプライマリプーリ油圧室５４の状態に関する情報を取得する。次に、変速機制御装置２０は、比較判定部２２がプライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態か否かを判定する。

【０１１４】

プライマリプーリ油圧室５４が開放状態の場合（ステップＳＴ１０１、Ｎｏ）、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態になるまで、比較判定部２２は、ステップＳＴ１０１でプライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態であるか否かを繰り返し判定する。

【０１１５】

ステップＳＴ１０１で、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態である場合（ステップＳＴ１０１、Ｙｅｓ）、ステップＳＴ１０２で、比較判定部２２は、現在のプライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態が、開放状態からの切り替え直後であるか否かを判定する。

【０１１６】

なお、切り替え直後とは、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態に切り替えられてから、所定の時間以内のことをいう。ここで、前記所定時間とは、変速機制御装置２０が図７に示す作動油閉じ込み装置１０を制御する手順を繰り返し実行する際

に、ステップＳＴ１０２の内容を実行してから再度ステップＳＴ１０２の内容を実行するまでに要する時間以内の時間である。

【０１１７】

現在のプライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態が、開放状態からの切り替え直後である場合（ステップＳＴ１０２、Ｙｅｓ）、ステップＳＴ１０３で、演算部２３は、カウントＣＴのカウントアップを開始する。ここで、カウントＣＴは、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態に切り替えられてからの時間である。

【０１１８】

現在のプライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態が、開放状態からの切り替え直後ではない場合、つまり、現在のプライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態が、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態の維持による場合（ステップＳＴ１０２、Ｎｏ）、ステップＳＴ１０４で、演算部２３は、現在のカウントＣＴを更新する。なお、演算部２３によって更新されたカウントＣＴは、記憶部Ｅｍに記憶される。

【０１１９】

演算部２３によって、ステップＳＴ１０３の内容またはステップＳＴ１０４の内容が実行されると、ステップＳＴ１０５で、情報取得部２１は、現在のカウントＣＴを記憶部Ｅｍから取得する。また、情報取得部２１は、エアフロセンサＤ０１から現在の吸入空気量Ｑを取得する。

【０１２０】

次に、ステップＳＴ１０６で、演算部２３は、吸入空気量Ｑに基づいて内燃機関１２０の現在の機関トルクΔＴｑを算出する。次に、ステップＳＴ１０７で、演算部２３は、機関トルクΔＴｑに基づいて、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってから、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油が受けた総熱量である総受熱量Ｈｑを算出する。以下に、総受熱量Ｈｑの算出方法の一例を説明する。

【０１２１】

図８は、内燃機関の機関トルクと受熱量との関係を示すグラフである。図８に示すように、内燃機関の機関トルクΔＴｑと受熱量ΔＨｑとは、略比例の関係にある。内燃機関１２０の機関トルクΔＴｑが大きくなるほど、受熱量ΔＨｑは大きくなる。

【０１２２】

前記比例の関係を用いて、演算部２３は、機関トルクΔＴｑと比例定数とを乗算して受熱量ΔＨｑを求める。次に、演算部２３は、演算部２３がステップＳＴ１０７を繰り返し実行する度に、その時の機関トルクΔＴｑから求められる受熱量ΔＨｑを順次加算していく。これにより、演算部２３は、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってから、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油が受けた総熱量である総受熱量Ｈｑを算出する。

【０１２３】

図９は、各時間の機関トルクを示すグラフである。なお、演算部２３は、受熱量ΔＨｑを加算していくことにより総受熱量Ｈｑを算出するものに限定されない。演算部２３は、例えば、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってからの内燃機関１２０の総機関トルクＴｑから総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１２４】

ここで、総機関トルクＴｑは、内燃機関１２０から瞬間的に取り出された機関トルクΔＴｑの集合である。この場合、演算部２３は、演算部２３がステップＳＴ１０７を繰り返し実行する度に、その時の機関トルクΔＴｑを加算していく。例えば、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってから時間ｔが経過したとすると、図９に斜線で示す、横軸と縦軸と時間ｔを通り横軸に直交する線と、機関トルク線とで囲まれた範囲の面積が総機関トルクＴｑとなる。演算部２３は、この総機関トルクＴｑと前記比例定数とを乗算して総受熱量Ｈｑを算出する。

【０１２５】

なお、本実施形態は、演算部２３が所定の演算式によって総受熱量Ｈｑを算出したが、

変速機制御装置２０はこれに限定されない。例えば、機関トルクΔＴｑと受熱量ΔＨｑとの間の関係をマップとして記憶部Ｅｍにあらかじめ収納しておき、情報取得部２１が前記マップを読み出して、演算部２３が前記マップに基づいて受熱量ΔＨｑを算出し、この受熱量ΔＨｑを加算していくことで総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１２６】

この場合、機関トルクΔＴｑと受熱量ΔＨｑとの関係を略比例の関係とみなさないため、演算部２３は、機関トルクΔＴｑと受熱量ΔＨｑとの関係がより正確に記されたマップに基づいて総受熱量Ｈｑを算出できる。

【０１２７】

このようにして、演算部２３は、機関トルクΔＴｑに基づいて、総受熱量Ｈｑを算出する。次に、ステップＳＴ１０８で、演算部２３は、総受熱量Ｈｑから油圧室内作動油温度Ｔｏを算出する。演算部２３は、プライマリプーリ油圧室５４の容量と総受熱量Ｈｑとに基づいて油圧室内作動油温度Ｔｏを算出する。なお、プライマリプーリ油圧室５４の容量は、情報取得部２１が変速比センサＤ０３から現在の変速比を取得することで算出される。

【０１２８】

ここで、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってから、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油は、熱を受け取るだけではなく、プライマリプーリ油圧室５４を構成する部材を介してプライマリプーリ油圧室５４内の作動油の熱が外部にも伝えられる。作動油がプライマリプーリ油圧室５４を構成する部材を介して外部に与える熱量は、カウントＣＴが大きくなるほど増加する。よって、演算部２３は、カウントＣＴの大きさから求められる作動油がプライマリプーリ油圧室５４を構成する部材を介して外部に与える熱量を総受熱量Ｈｑから減算して油圧室内作動油温度Ｔｏを算出する。

【０１２９】

次に、図７に示す、ステップＳＴ１０９で、比較判定部２２は、油圧室内作動油温度Ｔｏが所定値ａ以上であるか否かを判定する。油圧室内作動油温度Ｔｏが所定値ａ以上である場合（ステップＳＴ１０９、Ｙｅｓ）、ステップＳＴ１１０で、閉じ込み制御部２５は、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする。

【０１３０】

具体的には、閉じ込み制御部２５は、閉じ込み制御側レギュレータＯＲｂを制御して、油圧Ｐｃｖと受圧面積Ａｐとの積が、油圧Ｐｓとシール部面積Ａｃｖとの積にスプリング力Ｆｓｐを加えた値よりも大きくなるように、油圧Ｐｃｖを調節する。これにより、プライマリプーリ油圧室５４は、開放状態となる。

【０１３１】

ここで、所定値ａは、プライマリプーリ油圧室５４内で作動油が膨張することによって生じる実際の変速比とベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との差により、車両１００が走行する際に内燃機関１２０の燃料の消費量の増大量が問題にならない範囲の値である。所定値ａは、例えば、８０度～１２０度の値である。

【０１３２】

プライマリプーリ油圧室５４内の作動油は、通常、－４０度～１５０度の範囲内での使用を想定されている。よって、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の温度が８０度～１２０度の温度であれば、プライマリプーリ油圧室５４内での作動油の膨張量は、内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制するのにあたって問題にはならない範囲となる。なお、以下、プライマリプーリ油圧室５４内で作動油が膨張することによって生じる実際の変速比とベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との差により、車両１００が走行する際に内燃機関１２０の燃料の消費量の増大量が問題になる温度を、燃費悪化温度という。

【０１３３】

ステップＳＴ１１０で、閉じ込み制御部２５がプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にすることにより、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油は排出されて、新しい作動油

が導入される。つまり、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油は、入れ替えられる。このように、変速機制御装置２０は、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の温度が燃費悪化温度よりも高くなり、作動油の膨張量が内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制するのにあたって問題になる範囲となったときに、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油を入れ替える。これにより、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の温度は、燃費悪化温度よりも低下する。

【０１３４】

油圧室内作動油温度Ｔｏが所定値ａよりも小さい場合（ステップＳＴ１０９、Ｎｏ）、ステップＳＴ１１２で、比較判定部２２は、図７に示す作動油閉じ込み装置１０を制御する手順以外で、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求があるか否かを判定する。

【０１３５】

ここで、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がある場合の例を説明する。プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がある場合とは、例えば、変速比制御部２４がベルト式無段変速機１１０に対して変速を要求する場合である。また、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がある場合とは、変速比制御部２４がベルト式無段変速機１１０に対して変速を頻繁に要求する可能性があり、プライマリプーリ油圧室５４を閉じ込み状態にすべきでないと比較判定部２２が判定した場合である。

【０１３６】

作動油閉じ込み装置１０を制御する手順以外で、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がある場合（ステップＳＴ１１２、Ｙｅｓ）、ステップＳＴ１１０で、閉じ込み制御部２５は、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする。

【０１３７】

作動油閉じ込み装置１０を制御する手順以外で、プライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がない場合（ステップＳＴ１１２、Ｎｏ）、比較判定部２２によって油圧室内作動油温度Ｔｏが所定値ａ以上である（ステップＳＴ１０９、Ｙｅｓ）と判定されるか、作動油閉じ込み装置１０を制御する手順以外でプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする要求がある（ステップＳＴ１１２、Ｙｅｓ）と判定されるまで、変速機制御装置２０は、プライマリプーリ油圧室５４を閉じ込み状態に保つ。

【０１３８】

ステップＳＴ１１０で、閉じ込み制御部２５がプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にした後は、ステップＳＴ１１１で、演算部２３は、カウントＣＴをクリアする。また、演算部２３は、総受熱量Ｈｑをクリアする。

【０１３９】

このように、変速機制御装置２０は上記手順によって、作動油閉じ込み装置１０を制御することにより、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油の温度が上昇し、燃費悪化温度となったときにプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にする。これにより、変速機制御装置２０は、ベルト式無段変速機１１０の実際の変速比とベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比との差を低減できる。結果として、変速機制御装置２０は、内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制できる。

【０１４０】

また、ベルト式無段変速機１１０が目標とする変速比が、車両１００を運転する運転者のドライバビリティを向上することを目的とした変速比である場合、変速機制御装置２０は、車両１００を運転する運転者のドライバビリティの低下を抑制できる。

【０１４１】

ここで、閉じ込み装置を備える従来のベルト式無段変速機には、所定時間が経過したらプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にするものがある。このような従来のベルト式無段変速機では、実際は、プライマリプーリ油圧室内の作動油の温度が、燃費悪化温度に達していない場合であっても、プライマリプーリ油圧室を開放状態にする。つまり、従来のベルト式無段変速機では、プライマリプーリ油圧室の閉じ込み状態と開放状態とを最適な

時期に切り替えられない。

【０１４２】

これにより、従来のベルト式無段変速機では、プライマリプーリ油圧室の閉じ込み状態と開放状態との切り替えが頻繁に発生する。結果として、従来のベルト式無段変速機では、内燃機関の燃料の消費量が増大する。

【０１４３】

しかしながら、本実施形態では、変速機制御装置２０によって、プライマリプーリ油圧室５４内の作動油が受けた熱量である総受熱量Ｈｑが算出され、油圧室内作動油温度Ｔｏが推定される。よって、ベルト式無段変速機１１０は、最適な時期にプライマリプーリ油圧室５４を開放状態にできる。

【０１４４】

これにより、ベルト式無段変速機１１０は、プライマリプーリ油圧室５４の閉じ込み状態と開放状態との切り替えが頻繁に発生することを抑制できる。結果として、ベルト式無段変速機１１０は、内燃機関１２０の燃料の消費量の増大を抑制できる。

【０１４５】

図１０は、本実施形態に係るベルト式無段変速機の作動油閉じ込み装置を制御するほかの手順を示すフローチャートである。なお、変速機制御装置２０は、カウントＣＴと機関トルクΔＴｑとに基づいて総受熱量Ｈｑを算出したが、本実施形態ではこれに限定されない。変速機制御装置２０は、例えば、カウントＣＴと機関回転数Ｎｅとに基づいて総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１４６】

この場合、変速機制御装置２０は、図１０に示すステップＳＴ２０５で、機関回転速度センサＤ０２から内燃機関１２０の機関回転速度ΔＮｅを取得する。次に、ステップＳＴ２０６で、演算部２３は、機関回転速度ΔＮｅとカウントＣＴとに基づいて、プライマリプーリ油圧室５４が開放状態から閉じ込み状態となってからの機関回転数Ｎｅを算出する。次に、ステップＳＴ２０７で、演算部２３は、カウントＣＴと機関回転数Ｎｅとに基づいて総受熱量Ｈｑを求める。

【０１４７】

ここで、機関回転数Ｎｅと総受熱量Ｈｑの関係は、略比例の関係にある。よって、前記比例の関係を用いて、演算部２３は、機関回転数Ｎｅと比例定数とを乗算して総受熱量Ｈｑを求める。また、演算部２３は、カウントＣＴの大きさから求められる作動油がプライマリプーリ油圧室５４を構成する部材を介して外部に与える熱量を上述の総受熱量Ｈｑから減算し、最終的な総受熱量Ｈｑとして算出する。

【０１４８】

なお、演算部２３は、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態となってからの機関回転数Ｎｅではなく、瞬間的な機関回転速度ΔＮｅから総受熱量Ｈｑを求めてもよい。機関回転速度ΔＮｅと受熱量ΔＨｑとは、略比例の関係にある。よって、演算部２３は、比例定数を用いて瞬間的な機関回転速度ΔＮｅから瞬間的な受熱量ΔＨｑを算出し、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態となってから受熱量ΔＨｑを順次加算していくことにより、総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１４９】

なお、演算部２３は、所定の演算式によって総受熱量Ｈｑを算出したが、本実施形態ではこれに限定されない。例えば、変速機制御装置２０は、機関回転速度ΔＮｅと総受熱量Ｈｑとの間の関係をマップとして記憶部Ｅｍにあらかじめ収納しておき、情報取得部２１が前記マップを読み出して、演算部２３が前記マップに基づいて総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１５０】

なお、変速機制御装置２０は、一例として、機関回転速度ΔＮｅを機関回転速度センサＤ０２から取得して、機関回転速度ΔＮｅを用いて総受熱量Ｈｑを算出したが、本実施形態ではこれに限定されない。変速機制御装置２０の情報取得部２１は、例えば、変速比セ

ンサＤ０３の入力側回転速度センサＤ０３ａからプライマリシャフト５１の回転速度を取得して、プライマリシャフト５１の回転速度から総受熱量Ｈｑを算出してもよい。

【０１５１】

ここで、機関回転速度ΔＮｅとプライマリシャフト５１の回転速度とは、同一の値である。よって、この場合、総受熱量Ｈｑは、機関回転速度ΔＮｅと同様の手順によって、プライマリシャフト５１の回転速度から求められる。つまり、変速機制御装置２０は、プライマリシャフト５１に入力される回転の回転速度や、プライマリプーリ油圧室５４が閉じ込み状態になってからの前記回転の回転数に基づいて総受熱量Ｈｑを算出し、総受熱量Ｈｑから油圧室内作動油温度Ｔｏを推定すればよい。

【０１５２】

なお、変速機制御装置２０は、油圧室内作動油温度Ｔｏを推定したが、本実施形態ではこれに限定されない。例えば、変速機制御装置２０は、油圧室内作動油温度Ｔｏを実際に計測する温度センサをプライマリプーリ油圧室５４内に備え、前記温度センサが検出した温度を油圧室内作動油温度Ｔｏとしてもよい。これにより、変速機制御装置２０は、より正確に油圧室内作動油温度Ｔｏを取得できる。

【０１５３】

但し、プライマリプーリ油圧室５４を構成する部材は、全て回転軸ＲＬを軸に回転するため、変速機制御装置２０は、プライマリプーリ油圧室５４内に温度センサを備えることが非常に困難である。一方、変速機制御装置２０は、一般的な車両１００が備える検出手段であるエアフロセンサＤ０１や機関回転速度センサＤ０２や変速比センサＤ０３から取得した各種情報に基づいて、油圧室内作動油温度Ｔｏを推定できる。これにより、変速機制御装置２０は、新しく構成を追加することなく、一般的な構成を利用して適切な時期にプライマリプーリ油圧室５４を閉じ込み状態から開放状態にできる。

【０１５４】

また、変速機制御装置２０は、カウントＣＴと機関トルクΔＴｑとに基づいて算出される油圧室内作動油温度Ｔｏ、カウントＣＴと機関回転速度ΔＮｅ（機関回転数Ｎｅ）とによって算出される油圧室内作動油温度Ｔｏ、また、カウントＣＴとプライマリシャフト５１の回転速度（回転数）とに基づいて算出される油圧室内作動油温度Ｔｏ、を組み合わせて用いてもよい。つまり、複数の要素から油圧室内作動油温度Ｔｏを推定してもよい。これにより、変速機制御装置２０は、油圧室内作動油温度Ｔｏをより正確に推定できる。

【産業上の利用可能性】

【０１５５】

以上のように、本発明に係るベルト式無段変速機は作動油閉じ込み装置を備えるベルト式無段変速機及び前記ベルト式無段変速機を制御する変速機制御装置に適しており、特に、ベルト式無段変速機実際の変速比とベルト式無段変速機が目標とする変速比との差を低減することに適している。

【図面の簡単な説明】

【０１５６】

【図１】本実施形態に係るベルト式無段変速機を備えた車両の動力伝達部分における全体の構成を示す模式図である。

【図２】本実施形態に係る内燃機関を示す断面図である。

【図３】本実施形態に係るプライマリプーリを示す断面図である。

【図４】プライマリプーリ油圧室が閉じ込み状態での作動油閉じ込み装置を拡大して示す断面図である。

【図５】プライマリプーリ油圧室が開放状態での作動油閉じ込み装置を拡大して示す断面図である。

【図６】本実施形態に係る変速機制御装置の構成を示す概念図である。

【図７】本実施形態に係るベルト式無段変速機の作動油閉じ込み装置を制御する手順を示すフローチャートである。

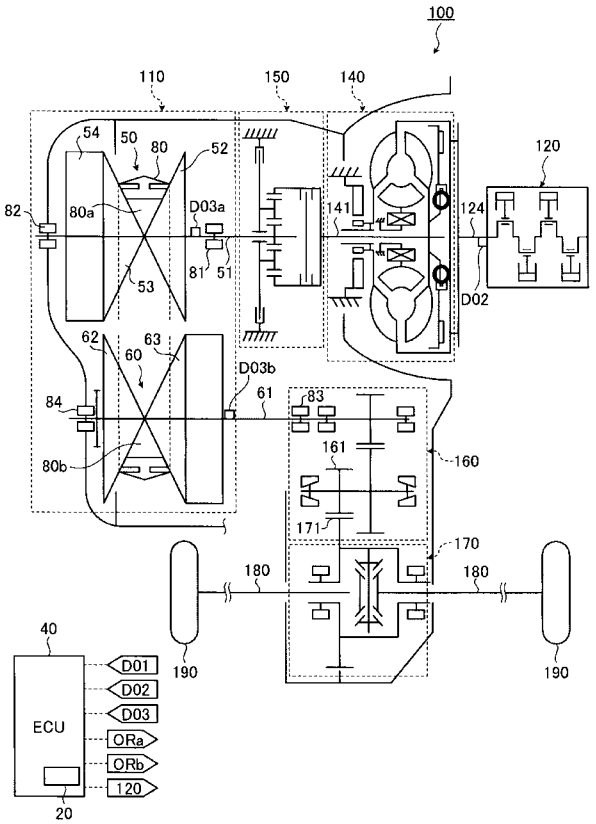
【図８】内燃機関の機関トルクと受熱量との関係を示すグラフである。

【図９】各時間の機関トルクを示すグラフである。
【図１０】本実施形態に係るベルト式無段変速機の作動油閉じ込み装置を制御するほかの手順を示すフローチャートである。
【符号の説明】
【０１５７】
１０　作動油閉じ込み装置
１１　ピストン動作用油圧室
１２　シール部
１２ａ　テーパ面
１２ｂ　開口
１３　弁体
１４　ピストン
１４ａ　受圧面
１４ｂ　棒状部
１５　スプリング
２０　変速機制御装置
２１　情報取得部
２２　比較判定部
２３　演算部
２４　変速比制御部
２５　閉じ込み制御部
２６　機関制御部
４０　ＥＣＵ
５０　プライマリプーリ
５１　プライマリシャフト
５２　プライマリ固定シーブ
５３　プライマリ可動シーブ
５４　プライマリプーリ油圧室
５５　スプライン
５６　プライマリ隔壁
６０　セカンダリプーリ
６１　セカンダリシャフト
６２　セカンダリ固定シーブ
６３　セカンダリ可動シーブ
８０　ベルト
８０ａ　プライマリ溝
８０ｂ　セカンダリ溝
８１－８４　軸受
１００　車両
１１０　ベルト式無段変速機
１２０　内燃機関
１２１　シリンダ
１２２　ピストン
１２３　筒内燃焼空間
１２３ａ　筒内天井部
１２４　クランクシャフト
１２５　コネクティングロッド
１２６　吸気ポート
１２７　排気ポート
１２８　インジェクタ

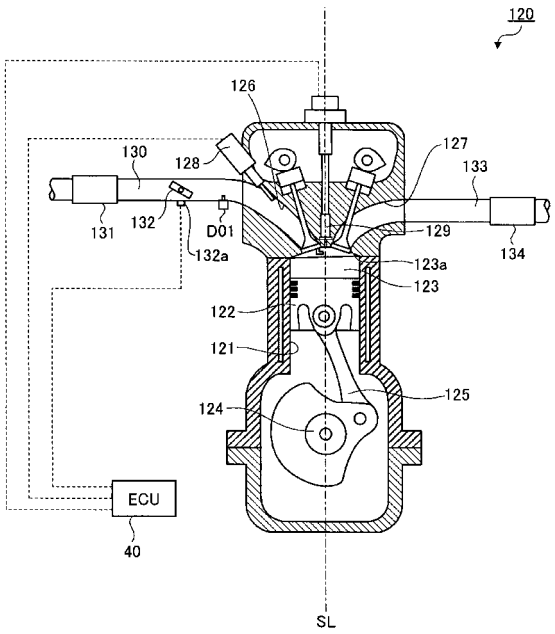
１２９　点火プラグ
１３０　吸気通路
１３１　エアクリーナ
１３２　電子スロットル弁
１３２ａ　アクチュエータ
１３３　排気通路
１３４　排気ガス浄化装置
１４０　トルクコンバータ
１４１　インプットシャフト
１５０　前後進切換機構
１６０　減速装置
１６１　ファイナルドライブピニオン
１７０　差動装置
１７１　リングギア
１８０　ドライブシャフト
１９０　車輪
Ｄ０１　エアフロセンサ
Ｄ０２　機関回転速度センサ
Ｄ０３　変速比センサ
ＡＤＣ　アナログ／デジタルコンバータ
Ｂａ、Ｂｂ、Ｂｃ　バス
ＤＩＢ　ディジタル入力バッファ
Ｅｍ　記憶部
Ｅｐ　中央演算装置
ＩＦｉｎ　入力インターフェース
ＩＦｏｕｔ　出力インターフェース
ＩＦｏｕｔａ～ＩＦｏｕｔｅ　制御回路
ＩＮｐ　入力ポート
ＯＬ０１　第１油路
ＯＬ０１ａ　軸方向油路
ＯＬ０１ｂ　径方向油路
ＯＬ０２　第２油路
ＯＬ０２ａ　軸方向油路
ＯＬ０２ｂ　径方向油路
ＯＰ　オイルポンプ
ＯＲａ　変速比制御側レギュレータ
ＯＲｂ　閉じ込み制御側レギュレータ
ＯＴ　オイルタンク
ＯＵＴｐ　出力ポート
ＲＬ　回転軸
ＳＬ　シリンダ軸線
ａ　所定値
Ａｃｖ　シール部面積
Ａｐ　受圧面積
ＣＴ　カウント
Ｆｓｐ　スプリング力
Ｈｑ　総受熱量
Ｎｅ　機関回転数
Ｐｃｖ　油圧
Ｐｓ　油圧

Ｑ　吸入空気量
Ｔｏ　油圧室内作動油温度
Ｔｑ　総機関トルク
ΔＨｑ　受熱量
ΔＮｅ　機関回転速度
ΔＴｑ　機関トルク

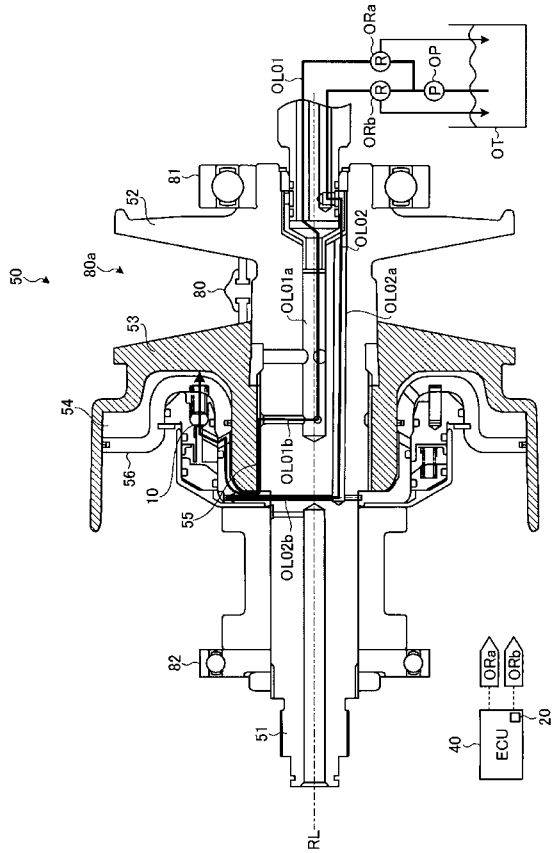
【図１】



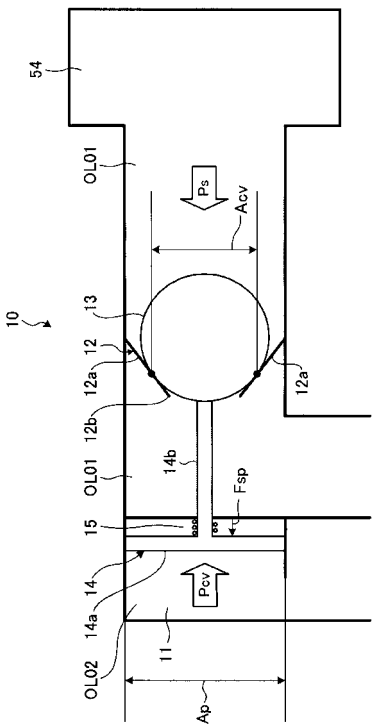
【図２】



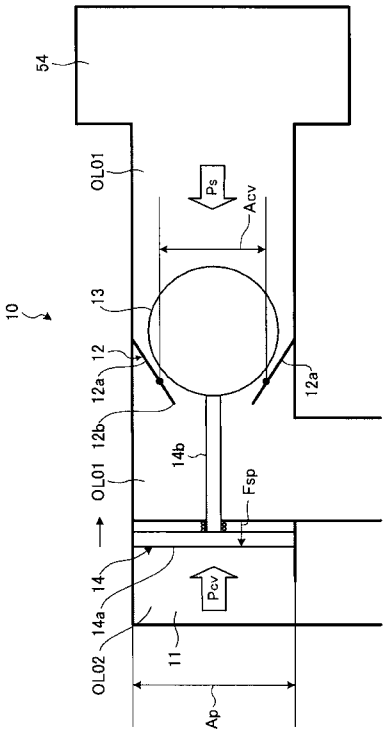
【図３】


ORa
OL01
ORb
OT
OP
81
52
OL02
50
80a
80
OL01a
OL02a
53
54
OL01b
56
10
55
OL02b
82
51
RL
ECU
40
20

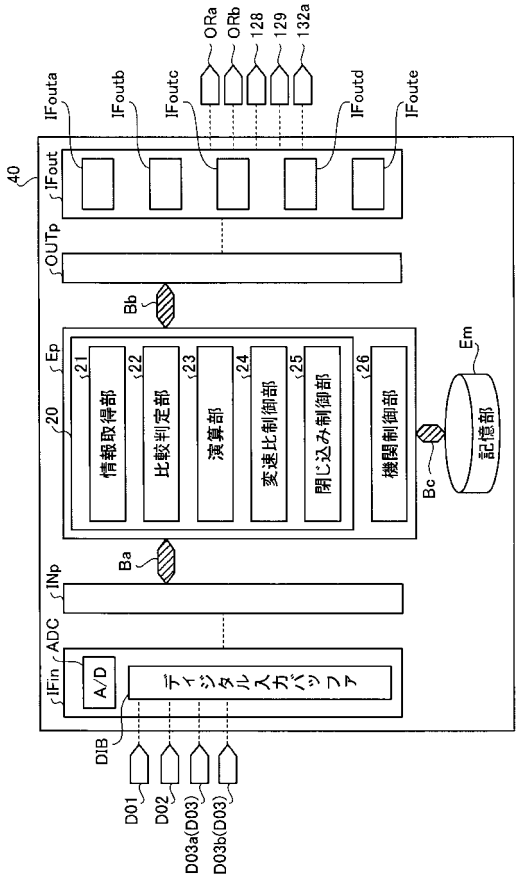
【図４】


54
OL01
Ps
Acv
10
13
12
12a
12b
14b
Fsp
15
14
14a
Pcv
OL02
11
Ap

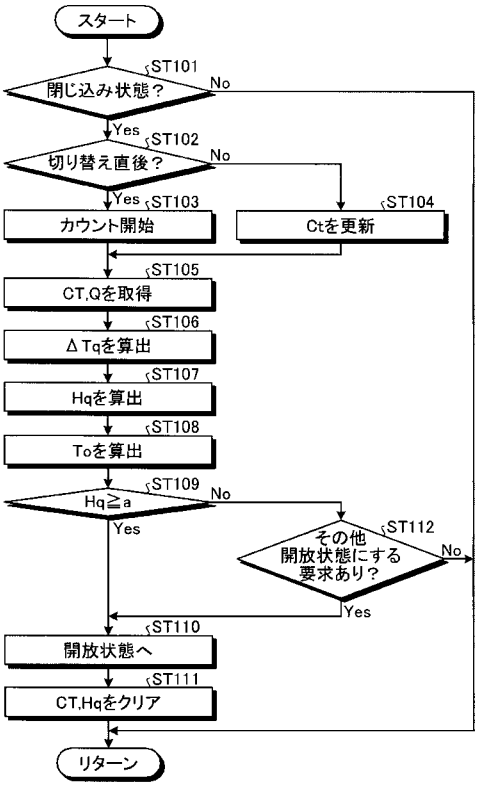
【図５】


54
OL01
Ps
Acv
10
13
12
12a
12b
14b
OL01
Fsp
14
14a
Pcv
OL02
11
Ap

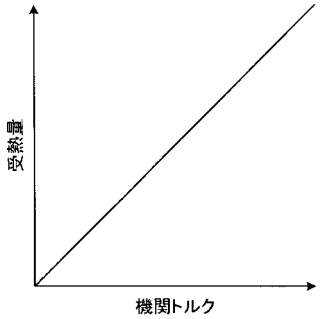
【図６】


ORa
ORb
128
129
132a
IFouta
IFoutb
IFoutc
IFoutd
IFoute
40
IFout
OUTp
Bb
Em
Ep
20
21
情報取得部
22
比較判定部
23
演算部
24
変速比制御部
25
閉じ込み制御部
26
機関制御部
記憶部
Bc
Ba
INp
ADC
IFin
A/D
ディジタル入力バッファ
DIB
D01
D02
D03a(D03)
D03b(D03)

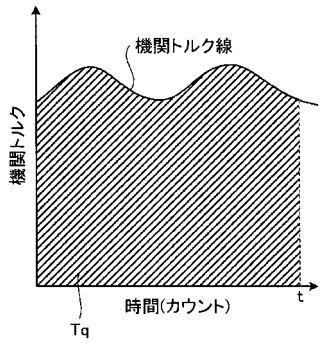
【図７】


スタート
ST101
閉じ込み状態？
No
Yes
ST102
切り替え直後？
No
Yes
ST103
カウント開始
ST104
Ctを更新
ST105
CT,Qを取得
ST106
ΔTqを算出
ST107
Hqを算出
ST108
Toを算出
ST109
Hq≧a
No
Yes
ST112
その他
開放状態にする
要求あり？
No
Yes
ST110
開放状態へ
ST111
CT,Hqをクリア
リターン

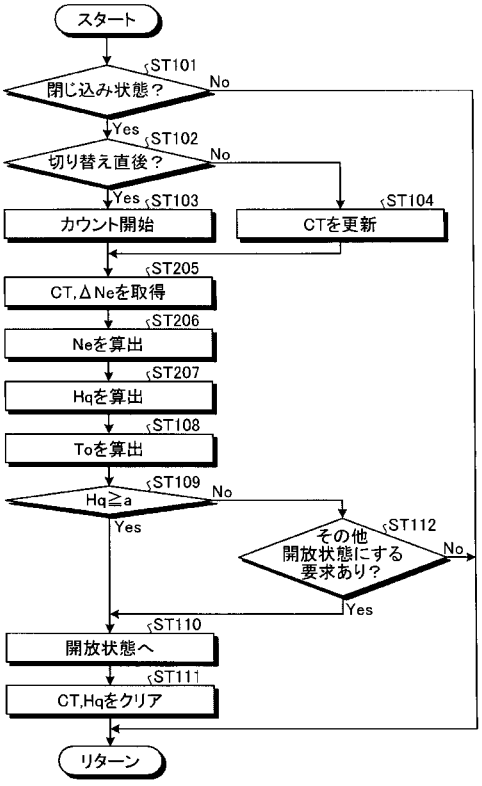
【図８】


受熱量
機関トルク

【図９】


機関トルク線
機関トルク
時間(カウント)
t
Tq

【図１０】


スタート
ST101
閉じ込み状態？
No
Yes
ST102
切り替え直後？
No
Yes
ST103
カウント開始
ST104
CTを更新
ST205
CT,ΔNeを取得
ST206
Neを算出
ST207
Hqを算出
ST108
Toを算出
ST109
Hq≧a
No
Yes
ST112
その他
開放状態にする
要求あり？
No
Yes
ST110
開放状態へ
ST111
CT,Hqをクリア
リターン

フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード（参考）
Ｆ１６Ｈ 61/662 (2006.01)	Ｆ１６Ｈ 101:02	

(72)発明者 川上 崇穂
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 勇 陽一郎
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) 3J050 AA02 BA03 BB12 CB01 CB05 DA01
3J552 MA07 MA12 NA01 NB01 PA54 PA59 QA02C QA48C RA30 SA36
SB01 TA10 VA32W VA34W VA48W VA76Z VC01W VC02W