

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第5115381号
(P5115381)

(45) 発行日 平成25年1月9日(2013.1.9)

(24) 登録日 平成24年10月26日(2012.10.26)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 H 61/02 (2006.01)

F 1 6 H 61/02

F 1 6 H 9/18 (2006.01)

F 1 6 H 9/18

B

請求項の数 3 (全 41 頁)

(21) 出願番号	特願2008-189150 (P2008-189150)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成20年7月22日 (2008.7.22)		トヨタ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2010-25269 (P2010-25269A)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(43) 公開日	平成22年2月4日 (2010.2.4)	(74) 代理人	100089118
審査請求日	平成22年9月20日 (2010.9.20)		弁理士 酒井 宏明
		(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
		(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	塩入 広行
			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

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

2つのプーリと、
前記各プーリに巻き掛けられ、駆動源からの出力トルクを伝達するベルトと、
前記各プーリに形成され、油圧により前記ベルトに対してベルト挟圧力を発生する挟圧力発生油圧室と、
一方の前記挟圧力発生油圧室に作動油を供給、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する供給排出経路と、
前記供給排出経路に設けられ、かつ当該一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する際に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、前記一方のプーリと一体回転する作動油供給排出弁と、
前記作動油供給排出弁の開閉を制御する弁開閉制御手段と、
前記弁開閉制御手段により前記作動油供給排出弁を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である閉弁応答期間を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である開弁応答期間より長い期間に設定する設定手段と、
前記供給排出経路を介した前記一方の挟圧力発生油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第1油圧制御手段と、
前記弁開閉制御手段の駆動油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第2油圧制御手段と、
前記第1油圧制御手段及び前記第2油圧制御手段を制御する第1制御手段と、

10

20

前記 2 つのプーリの回転速度比である変速比を検出可能な変速比検出手段とを備え、
前記作動油供給排出弁は、前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する方向に開弁し、

前記弁開閉制御手段は、前記駆動油圧室の油圧により、ピストンを前記駆動油圧室に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで、前記作動油供給排出弁を開弁させ、

前記第 1 制御手段は、前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際に、前記第 1 油圧制御手段を制御して前記供給排出経路の油圧を上昇させ、前記変速比検出手段により前記変速比の変化が検出された後に、前記第 2 油圧制御手段により前記駆動油圧室の油圧を上昇させることを特徴とする、

ベルト式無段変速機。

10

【請求項 2】

前記開弁応答期間又は前記閉弁応答期間中に前記供給排出経路の油圧を一定に保持する制御を実行する第 2 制御手段を備え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】

2 つのプーリと、

前記各プーリに巻き掛けられ、駆動源からの出力トルクを伝達するベルトと、

前記各プーリに形成され、油圧により前記ベルトに対してベルト挟圧力を発生する挟圧力発生油圧室と、

一方の前記挟圧力発生油圧室に作動油を供給、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する供給排出経路と、

20

前記供給排出経路に設けられ、かつ当該一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する際に前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する方向に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、前記一方のプーリと一体回転する作動油供給排出弁と、

駆動油圧室の油圧により、ピストンを前記駆動油圧室に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで、前記作動油供給排出弁の開閉を制御する弁開閉制御手段と、

前記供給排出経路を介した前記一方の挟圧力発生油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第 1 油圧制御手段と、

前記駆動油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第 2 油圧制御手段と、

30

前記 2 つのプーリの回転速度比である変速比を検出可能な変速比検出手段と、

前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際に、前記第 1 油圧制御手段を制御して前記供給排出経路の油圧を上昇させ、前記変速比検出手段により前記変速比の変化が検出された後に、前記第 2 油圧制御手段により前記駆動油圧室の油圧を上昇させる制御手段とを備えることを特徴とする、

ベルト式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ベルト式無段変速機に関するものであり、特に作動油供給排出弁を開弁することで挟圧力発生油圧室内に作動油を保持するベルト式無段変速機に関するものである。

40

【背景技術】

【0002】

一般に、車両には、駆動源である内燃機関や電動機からの駆動力、すなわち出力トルクを車両の走行状態に応じた最適の条件で路面に伝達するために、駆動源の出力側に変速機が設けられている。変速機には、変速比を無段階（連続的）に制御する無段変速機と、変速比を段階的（不連続）に制御する有段変速機とがある。ここで、無段変速機には、2 つのプーリ、すなわち駆動源からの出力トルクが伝達されるプライマリプーリおよびプライマリプーリに伝達された出力トルクを変化させて出力するセカンダリプーリと、このプライマリプーリに伝達された出力トルクをセカンダリプーリに伝達するベルトとにより構成

50

されるベルト式無段変速機がある。このプライマリプーリおよびセカンダリプーリは、平行に配置された2つのプーリ軸であるプライマリプーリ軸とセカンダリプーリ軸と、各プーリ軸上を軸方向にそれぞれ摺動する2つの可動シーブ（プライマリ可動シーブ、セカンダリ可動シーブ）と、2つの可動シーブに軸方向においてそれぞれ対向するとともに可動シーブとの間でV字形状の溝を形成する2つの固定シーブ（プライマリ固定シーブ、セカンダリ固定シーブ）と、ベルトに対してベルト挟圧力を発生する挟圧力発生油圧室とにより構成されている。なお、ベルトは、プライマリプーリおよびセカンダリプーリのそれぞれに形成されるV字形状の溝に巻き掛けられている。

【0003】

ベルト式無段変速機は、各挟圧力発生油圧室の油圧によりそれぞれの可動シーブが各プーリ軸上をその軸方向に摺動し、プライマリプーリおよびセカンダリプーリのそれぞれに形成されるV字形状の溝の幅を変化させる。これにより、ベルトと、プライマリプーリおよびセカンダリプーリとの接触半径を無段階に変化させ、変速比を無段階に変化するものである。つまり、駆動源からの出力トルクを無段階に変化させるものである。

【0004】

このようなベルト式無段変速機は、変速比を固定する変速比固定時には、ベルトの接触半径が変化しないように、可動シーブの軸方向への移動を規制することとなる。この場合、可動シーブが軸方向に摺動しないように挟圧力発生油圧室の油圧を一定に保持することとなる。従来、挟圧力発生油圧室の油圧を一定に保持する技術としては、例えば、特許文献1に示すように、挟圧力発生油圧室内に作動油を保持する技術がある。すなわち、特許文献1に記載されているベルト式無段変速機では、挟圧力発生油圧室への作動油の供給および挟圧力発生油圧室からの作動油の排出を行う供給排出経路と、挟圧力発生油圧室との間に作動油供給排出弁を設け、作動油供給排出弁の開弁時に挟圧力発生油圧室に作動油を供給、あるいは挟圧力発生油圧室から作動油を排出し、閉弁時に挟圧力発生油圧室内に作動油を閉じこめるものである。

【0005】

【特許文献1】特開2006-300270号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、上述のような特許文献1に記載されているベルト式無段変速機では、例えば、さらなるドライバビリティの向上が望まれていた。

【0007】

そこで、本発明は、ドライバビリティを向上することができるベルト式無段変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するために、請求項1に係る発明によるベルト式無段変速機は、2つのプーリと、前記各プーリに巻き掛けられ、駆動源からの出力トルクを伝達するベルトと、前記各プーリに形成され、油圧により前記ベルトに対してベルト挟圧力を発生する挟圧力発生油圧室と、一方の前記挟圧力発生油圧室に作動油を供給、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する供給排出経路と、前記供給排出経路に設けられ、かつ当該一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する際に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、前記一方のプーリと一体回転する作動油供給排出弁と、前記作動油供給排出弁の開閉を制御する弁開閉制御手段と、前記弁開閉制御手段により前記作動油供給排出弁を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である閉弁応答期間を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である開弁応答期間より長い期間に設定する設定手段と、前記供給排出経路を介した前記一方の挟圧力発生油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第1油圧制御手段と、前記弁開閉制御手段の駆動油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第2油圧制御手段と、前記第1

10

20

30

40

50

油圧制御手段及び前記第2油圧制御手段を制御する第1制御手段と、前記2つのプーリの回転速度比である変速比を検出可能な変速比検出手段とを備え、前記作動油供給排出弁は、前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する方向に開弁し、前記弁開閉制御手段は、前記駆動油圧室の油圧により、ピストンを前記駆動油圧室に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで、前記作動油供給排出弁を開弁させ、前記第1制御手段は、前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際に、前記第1油圧制御手段を制御して前記供給排出経路の油圧を上昇させ、前記変速比検出手段により前記変速比の変化が検出された後に、前記第2油圧制御手段により前記駆動油圧室の油圧を上昇させることを特徴とする。

【0010】

請求項2に係る発明によるベルト式無段変速機では、前記開弁応答期間又は前記閉弁応答期間中に前記供給排出経路の油圧を一定に保持する制御を実行する第2制御手段を備えることを特徴とする。

【0011】

上記目的を達成するために、請求項3に係る発明によるベルト式無段変速機は、2つのプーリと、前記各プーリに巻き掛けられ、駆動源からの出力トルクを伝達するベルトと、前記各プーリに形成され、油圧により前記ベルトに対してベルト挟圧力を発生する挟圧力発生油圧室と、一方の前記挟圧力発生油圧室に作動油を供給、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する供給排出経路と、前記供給排出経路に設けられ、かつ当該一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際、あるいは当該一方の挟圧力発生油圧室から作動油を排出する際に前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する方向に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、前記一方のプーリと一体回転する作動油供給排出弁と、駆動油圧室の油圧により、ピストンを前記駆動油圧室に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで、前記作動油供給排出弁の開閉を制御する弁開閉制御手段と、前記供給排出経路を介した前記一方の挟圧力発生油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第1油圧制御手段と、前記駆動油圧室に対する作動油の供給排出を制御する第2油圧制御手段と、前記2つのプーリの回転速度比である変速比を検出可能な変速比検出手段と、前記一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際に、前記第1油圧制御手段を制御して前記供給排出経路の油圧を上昇させ、前記変速比検出手段により前記変速比の変化が検出された後に、前記第2油圧制御手段により前記駆動油圧室の油圧を上昇させる制御手段とを備えることを特徴とする。

【発明の効果】

【0012】

本発明に係るベルト式無段変速によれば、弁開閉制御手段により作動油供給排出弁を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である閉弁応答期間を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である開弁応答期間より長い期間に設定する設定手段を備えるので、作動油供給排出弁の閉弁時におけるショックの発生を抑制することができ、ドライバビリティを向上することができる。

【0013】

本発明に係るベルト式無段変速によれば、一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際に、第1油圧制御手段を制御して供給排出経路の油圧を上昇させ、変速比検出手段により変速比の変化が検出された後に、第2油圧制御手段により駆動油圧室の油圧を上昇させる制御手段を備えるので、作動油の逆流を確実に防止した上で変速応答性を向上することができ、ドライバビリティを向上することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

以下、本発明につき図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、下記の実施形態により、本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あるいは実質的に同一のものが含まれる。ここで、下記の実施形態におけるベルト式無段変速機に伝達される駆動力を発生する駆動源として内燃機関（ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、LPGエンジンなど）を用いるが、これに限定され

10

20

30

40

50

るものではなく、モータなどの電動機を駆動源として用いても良い。また、下記の実施形態では、一方のプーリをプライマリプーリとし、他方のプーリをセカンダリプーリとするが、一方のプーリをセカンダリプーリとし、他方のプーリをプライマリプーリとしても良い。

【0015】

(実施形態1)

図1は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機のスケルトン図、図2は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比固定時（閉弁状態）におけるプライマリプーリの要部断面図、図3-1および図3-2は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機のトルクカムを示す図、図4は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の油圧制御装置の構成例を示す図、図5乃至図8は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比変更時における動作説明図である。

10

【0016】

図1に示すように、駆動源である内燃機関10の出力側には、静止部品であるトランスアクスル20が配置されている。トランスアクスル20は、トランスアクスルハウジング21と、トランスアクスルハウジング21に取り付けられたトランスアクスルケース22と、トランスアクスルケース22に取り付けられたトランスアクスルリヤカバー23とにより構成されている。

【0017】

トランスアクスルハウジング21の内部には、トルクコンバータ30が収納されている。一方、トランスアクスルケース22とトランスアクスルリヤカバー23とにより構成されるケース内部には、本実施形態にかかるベルト式無段変速機1-1を構成する2つのプーリであるプライマリプーリ50およびセカンダリプーリ60と、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室55と、他方の挟圧力発生油圧室であるセカンダリ油圧室64と、作動油供給排出弁70と、弁開閉制御手段としてのアクチュエータ80と、ベルト110とが収納されている。なお、40は前後進切換機構、90は車輪120に内燃機関10の出力トルクを伝達する最終減速機、100は動力伝達経路、図4に示す130は油圧制御手段としての油圧制御装置、140は制御手段としてのECU（Electronic Control Unit）、150は変速比検出手段としての入力回転数センサ、160は変速比検出手段としての出力回転数センサである。

20

30

【0018】

発進機構であるトルクコンバータ30は、図1に示すように、駆動源からの駆動力、すなわち内燃機関10からの出力トルクを増加、あるいはそのままベルト式無段変速機1-1に伝達するものである。このトルクコンバータ30は、少なくともポンプ（ポンプインペラ）31と、タービン（タービンインペラ）32と、ステータ33と、ロックアップクラッチ34と、ダンパ装置35とにより構成されている。

【0019】

ポンプ31は、内燃機関10のクランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能な中空軸36に取り付けられている。つまり、ポンプ31は、中空軸36とともに、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能である。また、ポンプ31は、フロントカバー37に接続されている。フロントカバー37は、内燃機関10のドライブプレート12を介して、クランクシャフト11に連結されている。

40

【0020】

タービン32は、上記ポンプ31と対向するように配置されている。このタービン32は、上記中空軸36内部に配置され、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能なインプットシャフト38に取り付けられている。つまり、タービン32は、インプットシャフト38とともに、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能である。

【0021】

ポンプ31とタービン32との間には、ワンウェイクラッチ39を介してステータ33が配置されている。ワンウェイクラッチ39は、上記トランスアクスルハウジング21に

50

固定されている。また、タービン 32 とフロントカバー 37 との間には、油圧制御装置 130 から作動油が供給されることにより制御されるロックアップクラッチ 34 が配置されている。このロックアップクラッチ 34 は、ダンパ装置 35 を介してインプットシャフト 38 に連結されている。なお、上記ポンプ 31 やフロントカバー 37 により形成されるケーシングは、作動油供給部分であり、作動油供給部分に作動油を供給する油圧制御装置 130 から作動流体として作動油が供給されている。

【0022】

ここで、トルクコンバータ 30 の動作について説明する。内燃機関 10 からの出力トルクは、クランクシャフト 11 からドライブプレート 12 を介して、フロントカバー 37 に伝達される。ロックアップクラッチ 34 が解放されている場合は、フロントカバー 37 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクがポンプ 31 に伝達され、このポンプ 31 とタービン 32 との間を循環する作動油を介して、タービン 32 に伝達される。そして、タービン 32 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルク（エンジントルク）は、インプットシャフト 38 に伝達される。つまり、トルクコンバータ 30 は、インプットシャフト 38 を介して、内燃機関 10 からの出力トルクを増加してベルト式無段変速機 1-1 に伝達する。上記においては、ステータ 33 により、ポンプ 31 とタービン 32 との間を循環する作動油の流れを変化させ所定のトルク特性を得ることができる。

【0023】

一方、上記ロックアップクラッチ 34 がダンパ装置 35 によりロック（フロントカバー 37 と係合）されている場合は、フロントカバー 37 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクは、作動油を介さずに直接インプットシャフト 38 に伝達される。つまり、トルクコンバータ 30 は、インプットシャフト 38 を介して、内燃機関 10 からの出力トルクをそのままベルト式無段変速機 1-1 に伝達する。

【0024】

前後進切換機構 40 は、図 1 に示すように、トルクコンバータ 30 を介して伝達された内燃機関 10 からの出力トルクをベルト式無段変速機 1-1 のプライマリプーリ 50 に伝達するものである。前後進切換機構 40 は、少なくとも遊星歯車装置 41 とフォワードクラッチ 42 と、リバースブレーキ 43 とにより構成されている。

【0025】

遊星歯車装置 41 は、サンギヤ 44 と、ピニオン 45 と、リングギヤ 46 とにより構成されている。

【0026】

サンギヤ 44 は、図示しない連結部材にスプライン嵌合されている。連結部材は、プライマリプーリ 50 のプライマリプーリ軸 51 にスプライン嵌合されている。従って、サンギヤ 44 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクは、プライマリプーリ軸 51 に伝達される。

【0027】

ピニオン 45 は、サンギヤ 44 と噛み合い、その周囲に複数個（例えば、3 個）配置されている。各ピニオン 45 は、サンギヤ 44 の周囲で一体に公転可能に支持する切換用キャリア 47 に保持されている。この切換用キャリア 47 は、その外周端部においてリバースブレーキ 43 に接続されている。

【0028】

リングギヤ 46 は、切換用キャリア 47 に保持された各ピニオン 45 と噛み合い、フォワードクラッチ 42 を介して、トルクコンバータ 30 のインプットシャフト 38 に接続されている。

【0029】

フォワードクラッチ 42 は、作動油供給部分であるインプットシャフト 38 の図示しない中空部に、油圧制御装置 130 から作動油が供給されることにより、ON/OFF 制御されるものである。フォワードクラッチ 42 の OFF 時には、インプットシャフト 38 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクがリングギヤ 46 に伝達される。一方、フォ

10

20

30

40

50

ードクラッチ４２のＯＮ時には、リングギヤ４６とサンギヤ４４と各ピニオン４５とが互いに相対回転することなく、インプットシャフト３８に伝達された内燃機関１０からの出力トルクが直接サンギヤ４４に伝達される。

【００３０】

リバースブレーキ４３は、作動油供給部分である図示しないブレーキピストンに、油圧制御装置１３０から作動油が供給されることにより、ＯＮ／ＯＦＦ制御されるものである。リバースブレーキ４３がＯＮ時には、切換用キャリヤ４７がトランスアクスルケース２２に固定され、各ピニオン４５がサンギヤ４４の周囲を公転できない状態となる。リバースブレーキ４３がＯＦＦ時には、切換用キャリヤ４７が解放され、各ピニオン４５がサンギヤ４４の周囲を公転できる状態となる。

10

【００３１】

ベルト式無段変速機１－１のプライマリプーリ５０は、一方のプーリであり、前後進切換機構４０を介して伝達された内燃機関１０からの出力トルクをベルト１１０により、セカンダリプーリ６０に伝達するものである。プライマリプーリ５０は、図１、図２に示すように、プライマリプーリ軸５１と、プライマリ固定シープ５２と、プライマリ可動シープ５３と、プライマリ隔壁５４と、プライマリ油圧室５５と、弁配置部材５６と、カバー部材５７とにより構成されている。また、プライマリプーリ５０は、プライマリ油圧室５５に作動油を供給、あるいはプライマリ油圧室５５から作動油を排出する供給排出経路が形成されている。

【００３２】

20

プライマリプーリ軸５１は、図１、図２に示すように、プーリ軸受１１１，１１２により回転可能に支持されている。また、プライマリプーリ軸５１は、軸方向における両端部のみにそれぞれ開口する供給排出側主通路５１ａと、駆動側主通路５１ｂが形成されている。ここで、プーリ軸受１１２は、トランスアクスルリヤカバー２３の段差部と、トランスアクスルリヤカバー２３に固定される図示しないストッパープレートとの間に、挟み込まれることで固定される。

【００３３】

供給排出側主通路５１ａは、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室５５に作動油を供給し、かつプライマリ油圧室５５から作動油を排出する供給排出経路の一部を構成するものである。供給排出側主通路５１ａは、プライマリプーリ軸５１内部のプライマリ固定シープ側に形成されており、油圧制御装置１３０の後述する油路Ｒ７と連通している。供給排出側主通路５１ａは、油圧制御装置１３０からプライマリ油圧室５５に供給される作動油が流入し、プライマリ油圧室５５から排出された作動油が流入する。従って、供給排出側主通路５１ａは、油圧制御装置１３０とプライマリ油圧室５５との間で供給あるいは排出される作動油が通過するものである。また、供給排出側主通路５１ａは、その先端部近傍が軸側連通通路５１ｃと連通している。

30

【００３４】

軸側連通通路５１ｃは、供給排出経路の一部を構成するものである。軸側連通通路５１ｃは、一方の端部が供給排出側主通路５１ａと連通し、他方の端部がプライマリプーリ軸５１の外周面に開口することで、空間部Ｔ１と連通している。なお、軸側連通通路５１ｃは、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、３箇所）形成されている。

40

【００３５】

空間部Ｔ１は、供給排出経路の一部を構成するものである。空間部Ｔ１は、プライマリ可動シープ５３とプライマリプーリ軸５１との間に形成されるものである。つまり、空間部Ｔ１は、プライマリ可動シープ５３の内周面、すなわちプライマリ可動シープ５３のプライマリプーリ軸５１に対して軸方向に摺動する面と、プライマリプーリ軸５１の外周面との間に形成されている。空間部Ｔ１は、リング形状であり、径方向内側の端部が各軸側連通通路５１ｃと連通し、軸方向における他方の端部（同図左側端部）が空間部Ｔ２と連通している。

【００３６】

50

空間部 T 2 は、供給排出経路の一部を構成するものである。空間部 T 2 は、プライマリ隔壁 5 4 とプライマリ可動シープ 5 3 とプライマリプリー軸 5 1 とにより形成されるものである。空間部 T 2 は、リング形状であり、径方向内側の端部が空間部 T 1 と連通し、径方向外側の端部が隔壁側連通通路 5 4 e と連通している。つまり、供給排出側主通路 5 1 a は、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2 を介して隔壁側連通通路 5 4 e と連通している。

【0037】

また、駆動側主通路 5 1 b は、アクチュエータ 8 0 の後述する駆動油圧室 8 1 に作動油を供給し、駆動油圧室 8 1 から作動油を排出するものである。駆動側主通路 5 1 b は、プライマリプリー軸 5 1 内部のプライマリ固定シープ側と反対側に形成されており、トランスアクスリヤカバー 2 3 の挿入部 2 3 a が挿入されている。ここで、挿入部 2 3 a は、一方の端部が駆動側主通路 5 1 b と連通し、他方の端部が油圧制御装置 1 3 0 の後述する油路 R 8 と連通する第 1 連通通路 2 3 b が形成されている。従って、駆動側主通路 5 1 b は、第 1 連通通路 2 3 b を介して油圧制御装置 1 3 0 の油路 R 8 と連通している。駆動側主通路 5 1 b は、油圧制御装置 1 3 0 から駆動油圧室 8 1 に供給される作動油が流入し、駆動油圧室 8 1 から排出された作動油が流入する。従って、駆動側主通路 5 1 b は、油圧制御装置 1 3 0 と駆動油圧室 8 1 との間で供給あるいは排出される作動油が通過するものである。また、駆動側主通路 5 1 b は、その先端部近傍が軸側連通通路 5 1 d と連通している。

【0038】

軸側連通通路 5 1 d は、一方の端部が駆動側主通路 5 1 b と連通し、他方の端部がプライマリプリー軸 5 1 の外周面に開口することで、空間部 T 3 と連通している。なお、軸側連通通路 5 1 d は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3 箇所）形成されている。

【0039】

空間部 T 3 は、プライマリ隔壁 5 4 とプライマリプリー軸 5 1 との間に形成されるものである。つまり、空間部 T 3 は、プライマリ隔壁 5 4 の内周面（径方向内側突出部 5 4 b の内周面）と、プライマリプリー軸 5 1 の外周面との間に形成されている。空間部 T 3 は、リング形状であり、径方向内側が各軸側連通通路 5 1 d と連通し、径方向外側がプライマリ隔壁 5 4 の隔壁側連通通路 5 4 f と連通している。つまり、駆動側主通路 5 1 b は、各軸側連通通路 5 1 d、空間部 T 3 を介して隔壁側連通通路 5 4 f と連通している。なお、プライマリ隔壁 5 4 の内周面とプライマリプリー軸 5 1 の外周面との間には、空間部 T 3 を挟んで、例えばシールリングなどの連通部用シール部材を設けても良い。

【0040】

ここで、トランスアクスリヤカバー 2 3 の上記駆動側主通路 5 1 b に挿入される挿入部 2 3 a には、キャンセル側主通路 2 3 c が形成されている。キャンセル側主通路 2 3 c は、一方の端部が挿入部 2 3 a の内部で閉塞し、第 2 連通通路 2 3 d と連通し、他方の端部が油圧制御装置 1 3 0 の後述する分岐油路 R 1 1 と連通する。

【0041】

第 2 連通通路 2 3 d は、一方の端部がキャンセル側主通路 2 3 c と連通し、他方の端部が挿入部 2 3 a の外周面に開口することで、空間部 T 4 と連通している。なお、第 2 連通通路 2 3 d は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3 箇所）形成されている。

【0042】

空間部 T 4 は、プライマリプリー軸 5 1 と挿入部 2 3 a との間に形成されるものである。つまり、空間部 T 4 は、プライマリプリー軸 5 1 の内周面（駆動側主通路 5 1 b を構成する内周面）と、挿入部 2 3 a の外周面との間に形成されている。空間部 T 4 は、リング形状であり、径方向内側が各第 2 連通通路 2 3 d と連通し、径方向外側がプライマリプリー軸 5 1 の軸側連通通路 5 1 e と連通している。つまり、キャンセル側主通路 2 3 c は、各第 2 連通通路 2 3 d、空間部 T 4 を介して軸側連通通路 5 1 e と連通している。なお、

プライマリプーリ軸 5 1 の内周面と挿入部 2 3 a の外周面との間には、空間部 T 4 を挟んで、例えばシールリングなどの連通部用シール部材 S 2 が設けられている。

【0043】

軸側連通通路 5 1 e は、一方の端部がプライマリプーリ軸 5 1 の内周面に開口することで、空間部 T 4 と連通し、他方の端部がプライマリプーリ軸 5 1 の外周面に開口することで、空間部 T 5 と連通している。なお、軸側連通通路 5 1 e は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3 箇所）形成されている。

【0044】

空間部 T 5 は、プライマリプーリ軸 5 1 と、プーリ軸受 1 1 2 およびカバー部材 5 7 との間に形成されるものである。つまり、空間部 T 5 は、プライマリプーリ軸 5 1 の外周面と、プーリ軸受 1 1 2 の内周面およびカバー部材 5 7 の内周面との間に形成されている。空間部 T 5 は、リング形状であり、径方向内側が各軸側連通通路 5 1 e と連通し、径方向外側がプーリ軸受 1 1 2 とプライマリ隔壁 5 4 との間に形成された空間部を介して、カバー側連通通路 5 7 a と連通している。つまり、キャンセル側主通路 2 3 c は、各第 2 連通通路 2 3 d、空間部 T 4、各軸側連通通路 5 1 e、空間部 T 5 を介してカバー側連通通路 5 7 a と連通している。なお、プライマリプーリ軸 5 1 の外周面と、プーリ軸受 1 1 2 の内周面およびカバー部材 5 7 の内周面との間には、空間部 T 5 を挟んで、例えばシールリングなどの連通部用シール部材を設けても良い。

【0045】

プライマリ固定シーブ 5 2 は、図 2 に示すように、プライマリ可動シーブ 5 3 と対向する位置にプライマリプーリ軸 5 1 と一体回転するように設けられている。ここでは、プライマリ固定シーブ 5 2 は、プライマリプーリ軸 5 1 の外周から径方向外側に突出する環状部として形成されている。つまり、ここでは、プライマリ固定シーブ 5 2 は、プライマリプーリ軸 5 1 の外周に一体的に形成されている。

【0046】

プライマリ可動シーブ 5 3 は、図 2 に示すように、円筒部 5 3 a と、環状部 5 3 b とにより構成されている。円筒部 5 3 a は、プライマリプーリ軸 5 1 と同一回転軸を中心に形成されている。環状部 5 3 b は、円筒部 5 3 a のプライマリ固定シーブ側の端部から径方向外側に突出して形成されている。プライマリ可動シーブ 5 3 は、円筒部 5 3 a の内周面に形成されたスプライン 5 3 c と、プライマリプーリ軸 5 1 の外周面に形成されたスプライン 5 1 f とがスプライン嵌合することで、プライマリプーリ軸 5 1 に軸方向に摺動可能に支持されている。プライマリ固定シーブ 5 2 とプライマリ可動シーブ 5 3 との間、すなわちプライマリ固定シーブ 5 2 のプライマリ可動シーブ 5 3 に対向する面と、プライマリ可動シーブ 5 3 のプライマリ固定シーブ 5 2 に対向する面との間で、V 字形状のプライマリ溝 1 1 0 a が形成されている。なお、スプライン 5 3 c と、スプライン 5 1 f との間の空間部も空間部 T 1 に含まれる。また、プライマリ可動シーブ 5 3 の軸方向のうち他方の端部（同図左側端部）には、切欠部 5 3 e が形成されている。従って、プライマリ可動シーブ 5 3 の軸方向のうち他方の端部がプライマリプーリ軸 5 1 に対して軸方向のうち他方に摺動することで、プライマリ隔壁 5 4 と接触あるいは近接しても、切欠部 5 3 e により空間部 T 1 と空間部 T 2 との連通が維持される。

【0047】

プライマリ隔壁 5 4 は、隔壁部材であり、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 5 5 を構成するものである。プライマリ隔壁 5 4 は、図 2 に示すように、環状部材であり、プライマリプーリ軸 5 1 と同一回転軸を中心に配置されている。また、プライマリ隔壁 5 4 は、プライマリ可動シーブ 5 3 を挟んでプライマリ固定シーブ 5 2 と軸方向において対向するように配置されている。プライマリ隔壁 5 4 は、プライマリプーリ軸 5 1 とスプライン嵌合することで、プライマリプーリ軸 5 1 と一体回転するように設けられている。なお、プライマリ隔壁 5 4 は、カバー部材 5 7 およびプーリ軸受 1 1 2 とともに、プライマリプーリ軸 5 1 に形成された段差部とプライマリプーリ軸 5 1 に固定された隔壁固定部材 5 8 とに挟み込まれることで、プライマリプーリ軸 5 1 に対して軸方向に対して固

10

20

30

40

50

定されている。

【0048】

プライマリ隔壁54は、円筒部54aと、径方向内側突出部54bと、凹部54cと、径方向外側突出部54dとにより構成されている。円筒部54aは、円筒形状であり、軸方向に延在して形成されている。円筒部54aには、軸方向における中央部近傍に隔壁側連通通路54eが形成されている。隔壁側連通通路54eは、供給排出経路の一部を構成するものである。隔壁側連通通路54eは、径方向内側の端部がプライマリ隔壁54の内周面（円筒部54aの内周面）に開口し、供給排出経路の一部を構成する空間部T2に連通し、径方向外側の端部がプライマリ隔壁54の外周面（円筒部54aの外周面）に開口し、空間部T7と連通する。隔壁側連通通路54eは、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3箇所）形成されている。

10

【0049】

径方向内側突出部54bは、円環形状であり、円筒部54aの軸方向のうち、他方の端部（同図左側端部）から径方向内側に突出して形成されている。径方向内側突出部54bには、軸方向における中央部近傍に隔壁側連通通路54fが形成されている。隔壁側連通通路54fは、径方向内側の端部がプライマリ隔壁54の内周面（円筒部54aの内周面）に開口し、空間部T3に連通し、径方向外側の端部がプライマリ隔壁54の外周面（円筒部54aの外周面）に開口し、アクチュエータ80の後述する駆動油圧室81に連通する。従って、駆動側主通路51bは、各軸側連通通路51d、空間部T3および各隔壁側連通通路54fを介して、駆動油圧室81と連通している。隔壁側連通通路54fは、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3箇所）形成されている。

20

【0050】

また、円筒部54aから径方向内側突出部54bにかけて、隔壁側連通通路54gが形成されている。隔壁側連通通路54gは、一方の端部（同図右側端部）がプライマリ隔壁54の外周面（円筒部54aの外周面）に開口し、後述するキャンセル室84に連通し、他方の端部がプライマリ隔壁54の軸方向における両側面のうち他方の側面（径方向内側突出部54bの軸方向における両側面のうち他方の側面（同図左側側面））に開口し、カバー部材57のカバー側連通通路57aと連通する。隔壁側連通通路54gは、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、隣り合う隔壁側連通通路54fの間の3箇所）形成されている。

30

【0051】

凹部54cは、軸方向のうち、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室55に向かう方向、すなわち開弁方向に突出して形成されている。凹部54cは、周方向に連続して形成される。凹部54cは、隔壁側収納部54hと開口穴54iが形成されている。隔壁側収納部54hは、一方の端部（同図右側端部）が凹部54cの内部で閉塞し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材56と対向する面に開口し、後述する空間部T6に連通する。ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3箇所）形成されている。開口穴54iは、一方の端部（同図右側端部）がプライマリ油圧室55に露出する面に開口し、プライマリ油圧室55に連通し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材56と対向する面に開口し、後述する空間部T6に連通する。開口穴54iは、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、隣り合う隔壁側収納部54hの間に、3箇所）形成されている。

40

【0052】

空間部T6は、供給排出経路の一部を構成するものである。空間部T6は、プライマリ隔壁54と弁配置部材56とにより形成されるものである。空間部T6は、リング形状であり、一方の端部（同図右側端部）が各開口穴54iと連通し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材56の弁配置通路56aと連通している。なお、プライマリ隔壁54の凹部54cの内周面と弁配置部材56との間には、空間部T6を挟んで、例えばシールリングなどの連通部用シール部材S3が設けられている。従って、プライマリ隔壁54と弁配置部材56とにより形成される空間部T6は、連通部用シール部材S3によりシールさ

50

れる。

【0053】

また、径方向外側突出部54dは、円環形状であり、凹部54cの径方向外側の端部から径方向外型に突出して形成されている。径方向外側突出部54dは、プライマリ可動シープ53の環状部53bの径方向外側の端部から軸方向のうち他方（同図左方向）に突出して形成されている突出部53dに、ほぼ接触する位置まで突出して形成されている。

【0054】

プライマリ油圧室55は、一方の挟圧力発生油圧室であり、図2に示すように、プライマリ可動シープ53をプライマリ固定シープ側に押圧することで、プライマリプリー50、すなわちV字形状のプライマリ溝110aに巻き掛けられたベルト110に対してベルト挟圧力を発生するものである。プライマリ油圧室55は、プライマリ可動シープ53と、プライマリ隔壁54（主に、凹部54cと径方向外側突出部54d）とにより形成される空間部である。ここで、プライマリ可動シープ53の突出部53dとプライマリ隔壁54の径方向外側突出部54dとの間、プライマリ可動シープ53の円筒部53aとプライマリ隔壁54の凹部54cとの間には、例えばシールリングなどのプライマリ油圧室用シール部材S1が設けられている。従って、プライマリ油圧室55であるプライマリ可動シープ53と、プライマリ隔壁54とにより形成される空間部は、プライマリ油圧室用シール部材S1によりシールされる。

【0055】

プライマリ油圧室55には、プライマリプリー軸51の供給排出側主通路51aに流入した油圧制御装置130からの作動油が供給される。プライマリ油圧室55は、油圧制御装置130から供給された作動油の圧力、すなわちプライマリ油圧室55のプライマリ油圧P1により、プライマリ可動シープ53を軸方向に摺動させ、プライマリ可動シープ53をプライマリ固定シープ52に対して接近あるいは離隔させるものである。このように、プライマリ油圧室55は、プライマリ油圧室55のプライマリ油圧P1により、ベルト110に対してベルト挟圧力を発生させ、プライマリ可動シープ53のプライマリ固定シープ52に対する軸方向における位置を変更する。従って、プライマリ油圧室55は、主にベルト式無段変速機1-1の変速比を変更する。

【0056】

弁配置部材56は、作動油供給排出弁70を配置するものであり、隔壁部材であるプライマリ隔壁54と別個に形成されている。弁配置部材56は、円筒形状であり、プライマリ隔壁54に配置され、プライマリ隔壁54に固定されている。弁配置部材56は、ここでは、隔壁部材であるプライマリ隔壁54のプライマリ油圧室側に突出して形成された凹部54cに挿入され、凹部54cに挿入され固定される弁配置部材用固定部材であるスナップリング59により、軸方向に対して固定されている。

【0057】

弁配置部材56は、径方向における中央部に、軸方向に延在する弁配置通路56aが形成されている。弁配置通路56aは、供給排出経路の一部を構成するものである。弁配置通路56aは、一方の端部（同図右側端部）が空間部T6に連通し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材56の内部で閉塞され、配置側連通通路56bと連通している。弁配置通路56aは、作動油供給排出弁70の後述する弁体71により閉塞される環状の弁座面72が形成されている。ここで、弁座面72は、弁配置通路56aの一方の端部近傍に形成される。弁配置通路56aは、プライマリ隔壁54の各隔壁側収納部54hにそれぞれ対応して形成されている。従って、弁配置通路56aは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3箇所）形成されている。各弁配置通路56aには、作動油供給排出弁70がそれぞれ配置されている。

【0058】

配置側連通通路56bは、供給排出経路の一部を構成するものである。配置側連通通路56bは、一方の端部（同図径方向外側の端部）が弁配置通路56aと連通し、他方の端部（同図径方向内側）がプライマリ隔壁54の内周面に開口し、空間部T7と連通してい

10

20

30

40

50

る。配置側連通通路 5 6 b は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3 箇所）形成されている。

【0059】

空間部 T 7 は、供給排出経路の一部を構成するものである。空間部 T 7 は、弁配置部材 5 6 とプライマリ隔壁 5 4 とにより形成されるものである。空間部 T 7 は、リング形状であり、径方向内側の端部が各隔壁側連通通路 5 4 e と連通し、径方向外側の端部が各弁配置通路 5 6 a と連通している。つまり、供給排出経路は、供給排出側主通路 5 1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i とで構成されている。従って、本実施形態にかかるベルト式無段変速機 1-1 は、1 つの供給排出経路によりプライマリ油圧室 5 5 に対して作動油の供給排出を行うものである。

10

【0060】

また、弁配置部材 5 6 には、各弁配置通路 5 6 a と同一軸線上に、摺動支持穴 5 6 c がそれぞれ形成されている。摺動支持穴 5 6 c は、一方の端部（同図右側端部）が弁配置通路 5 6 a に連通し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材 5 6 の軸方向における両側面のうち、他方の側面（同図左側側面）に開口し、キャンセル室 8 4 と連通している。

【0061】

また、弁配置部材 5 6 には、配置側収納部 5 6 d が形成されている。配置側収納部 5 6 d は、一方の端部（同図右側端部）が弁配置部材 5 6 の内部で閉塞し、他方の端部（同図左側端部）が弁配置部材 5 6 の軸方向における両側面のうち、他方の側面（同図左側側面）に開口し、キャンセル室 8 4 と連通している。配置側収納部 5 6 d は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、隣り合う摺動支持穴 5 6 c の間に、3 箇所）形成されている。

20

【0062】

カバー部材 5 7 は、アクチュエータ 8 0 の駆動油圧室 8 1 を構成する駆動油圧室構成部材であり、ピストン 8 2 を覆うものである。カバー部材 5 7 は、リング形状であり、プライマリ隔壁 5 4 とプーリ軸受 1 1 2 との間に配置される。カバー部材 5 7 は、径方向内側の端部に、カバー側連通通路 5 7 a が形成されている。カバー側連通通路 5 7 a は、一方の端部（同図径方向外側の端部）が隔壁側連通通路 5 4 g と連通し、他方の端部（同図径方向内側の端部）がプーリ軸受 1 1 2 とプライマリ隔壁 5 4 との間に形成された空間部を介して、空間部 T 5 と連通している。なお、カバー側連通通路 5 7 a は、ここでは、円周上に等間隔に複数箇所（例えば、3 箇所）形成されている。従って、キャンセル側主通路 2 3 c は、第 2 連通通路 2 3 d、空間部 T 4、各軸側連通通路 5 1 e、空間部 T 5、カバー側連通通路 5 7 a および隔壁側連通通路 5 4 g を介して、キャンセル室 8 4 と連通している。また、カバー部材 5 7 の径方向外側の端部には、軸方向のうち一方（同図右方向）に突出する軸方向突出部 5 7 b が形成されている。軸方向突出部 5 7 b は、プライマリ隔壁 5 4 の凹部 5 4 c に入り込む位置まで突出して形成されている。また、カバー部材 5 7 の径方向の中央部近傍には、アクチュエータ 8 0 の後述するピストン 8 2 の受圧部材 8 2 a の軸方向のうち他方（同図左方向）への移動を規制する規制突起部 5 7 c が形成されている。

30

40

【0063】

図 1 に戻って、ベルト式無段変速機 1-1 のセカンダリプーリ 6 0 は、他方のプーリであり、ベルト 1 1 0 によりプライマリプーリ 5 0 に伝達された内燃機関 1 0 からの出力トルクをベルト式無段変速機 1-1 の最終減速機 9 0 に伝達するものである。セカンダリプーリ 6 0 は、図 1 に示すように、セカンダリプーリ軸 6 1 と、セカンダリ固定シープ 6 2 と、セカンダリ可動シープ 6 3 と、セカンダリ油圧室 6 4、セカンダリ隔壁 6 5 と、トルクカム 6 6 により構成されている。なお、6 9 は、パーキングブレーキギヤである。

【0064】

セカンダリプーリ軸 6 1 は、プーリ軸受 1 1 3、1 1 4 により回転可能に支持されている。また、セカンダリプーリ軸 6 1 は、内部に図示しない作動油通路を有しており、この

50

作動油通路には、油圧制御装置 1 3 0 からセカンダリ油圧室 6 4 に供給される作動油が流入する。

【0065】

セカンダリ固定シープ 6 2 は、セカンダリ可動シープ 6 3 と対向する位置にセカンダリプリー軸 6 1 と一体回転するように設けられている。ここでは、セカンダリ固定シープ 6 2 は、セカンダリプリー軸 6 1 の外周から径方向外側に突出する環状部として形成されている。つまり、ここでは、セカンダリ固定シープ 6 2 は、セカンダリプリー軸 6 1 の外周に一体的に形成されている。

【0066】

セカンダリ可動シープ 6 3 は、その内周面に形成された図示しないスプラインと、セカンダリプリー軸 6 1 の外周面に形成された図示しないスプラインとがスプライン嵌合することで、このセカンダリプリー軸 6 1 に軸方向に摺動可能に支持されている。セカンダリ固定シープ 6 2 とセカンダリ可動シープ 6 3 との間、すなわちセカンダリ固定シープ 6 2 のセカンダリ可動シープ 6 3 に対向する面と、セカンダリ可動シープ 6 3 のセカンダリ固定シープ 6 2 に対向する面との間で、V 字形状のセカンダリ溝 1 1 0 b が形成されている。

【0067】

セカンダリ油圧室 6 4 は、他方の挟圧力発生油圧室であり、図 1 に示すように、セカンダリ可動シープ 6 3 をセカンダリ固定シープ側に押圧することで、セカンダリプリー 6 0、すなわち V 字形状のセカンダリ溝 1 1 0 b に巻き掛けられたベルト 1 1 0 に対してベルト挟圧力を発生するものである。セカンダリ油圧室 6 4 は、セカンダリプリー軸 6 1 と、セカンダリ可動シープ 6 3 と、このセカンダリプリー軸 6 1 に固定された円板形状のセカンダリ隔壁 6 5 とにより形成される空間部である。セカンダリ可動シープ 6 3 には、軸方向の一方に突出、すなわち最終減速機 9 0 側に突出する環状の突出部 6 3 a が形成されている。一方、セカンダリ隔壁 6 5 には、軸方向の他方向に突出、すなわちセカンダリ可動シープ 6 3 側に突出する環状の突出部 6 5 a が形成されている。ここで、突出部 6 3 a と突出部 6 5 a との間には、例えばシールリングなどの図示しないシール部材が設けられている。つまり、セカンダリ油圧室 6 4 を構成するセカンダリ可動シープ 6 3 と、セカンダリ隔壁 6 5 とにより形成される空間部は、図示しないセカンダリ油圧室用シール部材によりシールされている。

【0068】

セカンダリ油圧室 6 4 には、図示しない作動流体供給孔を介して、セカンダリプリー軸 6 1 の図示しない作動油通路に流入した油圧制御装置 1 3 0 からの作動油が供給される。セカンダリ油圧室 6 4 に作動油を供給し、油圧制御装置 1 3 0 から供給された作動油の圧力、すなわちセカンダリ油圧室 6 4 の油圧により、セカンダリ可動シープ 6 3 を軸方向に摺動させ、セカンダリ可動シープ 6 3 をセカンダリ固定シープ 6 2 に対して接近あるいは離隔させるものである。このように、セカンダリ油圧室 6 4 は、このセカンダリ油圧室 6 4 の油圧により、ベルト 1 1 0 に対してベルト挟圧力を発生させ、ベルト 1 1 0 のプライマリプリー 5 0 およびセカンダリプリー 6 0 に対する接触半径を一定に維持する。

【0069】

トルクカム 6 6 は、図 3-1 に示すように、セカンダリプリー 6 0 のセカンダリ可動シープ 6 3 に環状に設けられた山谷状の第 1 係合部 6 3 b と、この第 1 係合部 6 3 b とセカンダリプリー軸 6 1 の軸線方向において対向する後述する中間部材 6 7 に形成された第 2 係合部 6 7 a と、この第 1 係合部 6 3 b と第 2 係合部 6 7 a との間に配置された円板形状の複数の伝達部材 6 8 とにより構成されている。

【0070】

中間部材 6 7 は、図 1 に示すように、セカンダリ隔壁 6 5 と一体に形成、あるいはセカンダリ隔壁 6 5 に固定され、プリー軸受 1 1 3、軸受 1 1 5 により、セカンダリプリー軸 6 1 やセカンダリ可動シープ 6 3 に対してセカンダリプリー軸 6 1 上で相対回転可能に支持されている。この中間部材 6 7 は、動力伝達経路 1 0 0 の入力軸 1 0 1 と、例えばスプ

10

20

30

40

50

ライン嵌合により固定されている。つまり、セカンダリプーリ 60 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクは、この中間部材 67 を介して動力伝達経路 100 に伝達される。

【0071】

ここで、トルクカム 66 の動作について説明する。プライマリプーリ 50 に内燃機関 10 からの出力トルクが伝達され、このプライマリプーリ 50 が回転すると、ベルト 110 を介してセカンダリプーリ 60 が回転する。このとき、セカンダリプーリ 60 のセカンダリ可動シープ 63 は、このセカンダリ固定シープ 62、セカンダリプーリ軸 61、プーリ軸受 113 とともに回転するため、このセカンダリ可動シープ 63 と中間部材 67 との間に相対回転が発生する。そして、図 3-1 に示すように、第 1 係合部 63b と第 2 係合部 67a とが接近した状態から、複数の伝達部材 68 により、図 3-2 に示すように第 1 係合部 63b と第 2 係合部 67a とが離隔した状態に変化する。これにより、トルクカム 66 は、セカンダリプーリ 60 にベルト 110 に対してベルト挟圧力を発生する。

10

【0072】

つまり、セカンダリプーリ 60 には、ベルト 110 に対してベルト挟圧力を発生する手段として、挟圧力発生油圧室であるセカンダリ油圧室 64 以外にトルクカム 66 が備えられる。このトルクカム 66 が主としてベルト挟圧力を発生させ、セカンダリ油圧室 64 はトルクカム 66 により発生したベルト挟圧力の不足分を発生させるものである。なお、セカンダリプーリ 60 におけるベルト 110 に対してベルト挟圧力を発生する手段がセカンダリ油圧室 64 のみであっても良い。

【0073】

20

作動油供給排出弁 70 は、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 55 に作動油を供給する際、あるいはプライマリ油圧室 55 から作動油を排出する際にも開弁するものである。本実施形態では、1 つの作動油供給排出弁 70 が開弁することで、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給およびプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出を行う。作動油供給排出弁 70 は、図 2、図 5、図 7 に示すように、閉弁することでプライマリ油圧室 55 内の作動油の保持が行われて変速比を固定し、開弁するとともにプライマリ油圧室 55 の外部、すなわちプライマリプーリ 50 の外部からプライマリ油圧室 55 へ作動油が供給されて変速比を減少（アップシフト）し、開弁するとともにプライマリ油圧室 55 からプライマリプーリ 50 の外部に作動油が排出されて変速比を増加（ダウンシフト）するものである。ここで、作動油供給排出弁 70 は、弁配置部材 56 に配置されている。つまり、作動油供給排出弁 70 は、一方のプーリであるプライマリプーリ 50 と一体回転するものである。

30

【0074】

作動油供給排出弁 70 は、図 2 に示すように、弁体 71 と、弁座面 72 と、弁体弾性部材 73 とにより構成されている。弁体 71 は、球形状であり、弁座面 72 よりもプライマリ油圧室側に配置され、弁座面 72 の内径よりも大きい直径である。弁座面 72 は、プライマリ固定シープ側（弁配置通路 56a の他方の端部から一方の端部）に向かうに伴い、径方向外側に向かって傾斜するテーパ形状である。弁体 71 が弁座面 72 に接触することで、弁配置通路 56a と空間部 T6 との連通が遮断され、すなわち供給排出経路とプライマリ油圧室 55 との連通が遮断され、作動油供給排出弁 70 が閉弁される。また、弁体 71 が弁座面 72 から離れることで、弁配置通路 56a と空間部 T6 とが連通され、すなわち供給排出経路とプライマリ油圧室 55 とが連通され、作動油供給排出弁 70 が開弁される。作動油供給排出弁 70 は、弁体 71 が開弁方向（プライマリ油圧室 55 側に向かう方向、言い換えれば、弁座面 72 から離れる方向）に移動することで開弁し、弁体 71 が閉弁方向（プライマリ油圧室 55 とは反対側に向かう方向、言い換えれば、弁座面 72 に接近する方向）に移動することで閉弁する。

40

【0075】

弁体弾性部材 73 は、弁体閉弁方向押圧力発生手段であり、弁体 71 を閉弁方向に押圧する弁体閉弁方向押圧力を弁体 71 に作用させるものである。弁体弾性部材 73 は、例えばコイルスプリングであり、一部がプライマリ隔壁 54 の隔壁側収納部 54h に収納され

50

ている。弁体弾性部材 7 3 は、弁体 7 1 を介して、隔壁側収納部 5 4 h と、弁座面 7 2 との間に付勢された状態で配置されている。つまり、弁体弾性部材 7 3 は、弁体 7 1 を介して弁配置部材 5 6 と隔壁部材であるプライマリ隔壁 5 4 との間に付勢された状態で配置されている。これにより、弁体弾性部材 7 3 は、閉弁付勢力を発生しており、閉弁付勢力が、弁体 7 1 が弁座面 7 2 に接触する方向、すなわち閉弁方向の弾性部材押圧力である弁体閉弁方向押圧力として弁体 7 1 に作用している。つまり、弁体 7 1 が弁座面 7 2 にそれぞれ押さえつけられ、作動油供給排出弁 7 0 が逆止弁として機能する。

【0076】

アクチュエータ 8 0 は、弁開閉制御手段である。アクチュエータ 8 0 は、作動油供給排出弁 7 0 の開閉を制御するものであり、油圧により作動するものである。アクチュエータ 8 0 は、作動油供給排出弁 7 0 を開弁させるものである。アクチュエータ 8 0 は、駆動油圧室 8 1 と、ピストン 8 2 とにより構成されている。なお、8 3 はピストン弾性部材であり、8 4 はキャンセル室であり、8 5 はピストン弾性部材を保持する弾性部材保持部材である。

【0077】

駆動油圧室 8 1 は、作動油が供給されるものであり、供給された作動油の圧力、すなわち駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、上記作動油供給排出弁 7 0 の開閉弁、すなわち、弁体 7 1 を制御するものである。駆動油圧室 8 1 は、ピストン 8 2 の後述する受圧部材 8 2 a と、プライマリ隔壁 5 4 と、カバー部材 5 7 との間に形成されるものである。駆動油圧室 8 1 は、リング形状の空間部であり、駆動側主通路 5 1 b を介して油圧制御装置 1 3 0 から作動油が供給される。従って、ピストン 8 2 には、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、ピストン開弁方向押圧力が作用する。ここで、受圧部材 8 2 a と、プライマリ隔壁 5 4 およびカバー部材 5 7 との間には、例えばシールリングなどの駆動油圧室用シール部材 S 4 が設けられている。つまり、駆動油圧室 8 1 を構成するカバー部材 5 7 と、プライマリ隔壁 5 4 と、ピストン 8 2 の受圧部材 8 2 a とにより形成される空間部は、駆動油圧室用シール部材 S 4 によりシールされている。

【0078】

ピストン 8 2 は、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、駆動油圧室 8 1 に対して摺動方向のうち一方、すなわち軸方向のうち一方（同図右方向の開弁方向）に摺動することで、作動油供給排出弁 7 0 を開弁させるものである。ピストン 8 2 は、受圧部材 8 2 a と、押圧部材 8 2 b とにより構成されている。

【0079】

受圧部材 8 2 a は、プライマリ隔壁 5 4 とカバー部材 5 7 とにより、駆動油圧室 8 1 に対して摺動方向、すなわち軸方向に摺動自在に支持されている。受圧部材 8 2 a は、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 を受けるものである。受圧部材 8 2 a は、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 によって作用するピストン開弁方向押圧力により、駆動油圧室 8 1 に対して摺動方向のうち一方である軸方向のうち一方、すなわち開弁方向に摺動する。また、受圧部材 8 2 a には、受圧側収納部 8 2 c が形成されている。受圧側収納部 8 2 c は、一方の端部（同図右側端部）が受圧部材 8 2 a の軸方向における両側面のうち、一方の側面（同図右側側面）に開口し、キャンセル室 8 4 と連通し、他方の端部（同図左側端部）が受圧部材 8 2 a の内部で閉塞している。受圧側収納部 8 2 c は、ここでは、弁配置部材 5 6 の各配置側収納部 5 6 d にそれぞれ対向して形成されている。

【0080】

押圧部材 8 2 b は、受圧部材 8 2 a と、作動油供給排出弁 7 0 の弁体 7 1 との間にそれぞれ配置されているものである。押圧部材 8 2 b は、弁配置部材 5 6 の摺動支持穴 5 6 c に挿入され、摺動支持穴 5 6 c に対して軸方向に摺動自在に支持されている。つまり、押圧部材 8 2 b は、一方のプーリであるプライマリプーリ 5 0 に対して軸方向に摺動自在に支持されている。押圧部材 8 2 b は、一方の端部（同図右側端部）が作動油供給排出弁 7 0 の弁体 7 1 と対向し、弁体 7 1 と当接することができる。また、押圧部材 8 2 b は、他方の端部（同図左側端部）が受圧部材 8 2 a と対向し、受圧部材 8 2 a と当接することが

できる。従って、押圧部材 8 2 b は、弁体 7 1 および受圧部材 8 2 a と接触した状態で、プライマリプリー 5 0 に対して軸方向に摺動することができる。これにより、アクチュエータ 8 0 と作動油供給排出弁 7 0 との間で軸方向の力、例えば受圧部材 8 2 a に作用するピストン開弁方向押圧力などを伝達することができる。つまり、押圧部材 8 2 b は、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、受圧部材 8 2 a が軸方向のうち一方に摺動することで、受圧部材 8 2 a が当接すると、受圧部材 8 2 a と同一方向に摺動する。

【0081】

ピストン弾性部材 8 3 は、ピストン閉弁方向押圧力発生手段である。ピストン弾性部材 8 3 は、配置側収納部 5 6 d と、受圧側収納部 8 2 c との間に付勢された状態で配置されている。ここで、ピストン弾性部材 8 3 は、ピストン 8 2 が駆動油圧室 8 1 に対する摺動方向のうち最も他方向（言い換えれば、軸方向のうち最も他方向）、すなわち最も閉弁方向に位置した際にもピストン付勢力が発生するように配置されている。従って、ピストン弾性部材 8 3 は、ピストン付勢力を発生しており、ピストン付勢力によりピストン 8 2 の受圧部材 8 2 a が駆動油圧室 8 1 に対する摺動方向のうち他方向（言い換えれば、軸方向のうち最も他方向）、すなわち閉弁方向の弾性部材押圧力がピストン閉弁方向押圧力として受圧部材 8 2 a に作用している。これにより、弁体弾性部材 7 3 により発生する閉弁付勢力により弁体 7 1 に作用させる弁体閉弁方向押圧力によって、ピストン 8 2 を摺動方向のうち他方に摺動させなくても良い。

【0082】

ここで、作動油供給排出弁 7 0 を開弁する場合は、弁体 7 1 が弁座面 7 2 から離れる方向、すなわち開弁方向に弁体 7 1 に作用する押圧力である弁体開弁方向押圧力が、弁体 7 1 が弁座面 7 2 に接触する方向、すなわち閉弁方向に弁体 7 1 に作用する押圧力である弁体閉弁方向押圧力を超え、弁体 7 1 が弁座面 7 2 から離れることで行われる。これにより、作動油供給排出弁 7 0 は、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際およびプライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する際に開弁するものである。

【0083】

作動油供給排出弁 7 0 は、ここでは、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際およびプライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する際に拘わらずアクチュエータ 8 0 により開弁される。つまり、アクチュエータ 8 0 は、プライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する際に、作動油排出弁である作動油供給排出弁 7 0 を開弁し、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際にも、作動油供給排出弁 7 0 を開弁する。

【0084】

アクチュエータ 8 0 は、まず、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 によりピストン 8 2 の受圧部材 8 2 a にピストン開弁方向押圧力を作用させることで、受圧部材 8 2 a を開弁方向に摺動させる。受圧部材 8 2 a が開弁方向に摺動すると、受圧部材 8 2 a と押圧部材 8 2 b とが接触し、押圧部材 8 2 b が受圧部材 8 2 a とともに開弁方向に摺動する。そして、押圧部材 8 2 b が作動油供給排出弁 7 0 の弁体 7 1 と接触することで、ピストン 8 2 に作用するピストン開弁方向押圧力からピストン閉弁方向押圧力を引いた差分押圧力が上記弁体開弁方向押圧力として、弁体 7 1 にそれぞれ作用する。従って、作動油供給排出弁 7 0 は、弁体開弁方向押圧力である差分押圧力が弁体閉弁方向押圧力を超えることによって、弁体 7 1 が弁座面 7 2 に対して開弁方向に移動し、作動油供給排出弁 7 0 が開弁される。弁体閉弁方向押圧力は、上記弁体弾性部材 7 3 が発生する閉弁付勢力により弁体 7 1 に作用する弾性部材押圧力と、各弁配置通路 5 6 a のうち弁体 7 1 よりもプライマリ隔壁側に存在する作動油の圧力、すなわちプライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P 1 により弁体 7 1 に閉弁方向に作用する作動油閉弁方向押圧力とが含まれる。

【0085】

なお、プライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P 1 により弁体 7 1 に作用する作動油閉弁方向押圧力は、上述のように閉弁方向の押圧力として弁体 7 1 に作用するため、プライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P 1 が上昇しても、弁体 7 1 が弁座面 7 2 から離れることがない。従って、弁体 7 1 に作用する弁体開弁方向押圧力が弁体閉弁方向押圧力を超え

ない限り、作動油供給排出弁 70 の閉弁状態は維持されたため、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 55 の作動油がこのプライマリ油圧室 55 に確実に保持される。本実施形態では、アクチュエータ 80 の作動を油圧により行うが、これに限定されるものではなく、モータなどの回転力や電磁力などを用いても良い。

【0086】

キャンセル室 84 は、作動油が供給されるものであり、ピストン 82 の受圧部材 82 a を挟んで駆動油圧室 81 と対向して配置されている。キャンセル室 84 は、一方のプリーであるプライマリプリー 50 が回転することで、キャンセル室 84 内の作動油に発生する遠心油圧により、駆動油圧室 81 内の作動油に発生する遠心油圧を相殺するものである。キャンセル室 84 は、プライマリ隔壁 54 と、弁配置部材 56 と、カバー部材 57 と、ピストン 82 の受圧部材 82 a とより構成されている。キャンセル室 84 は、径方向内側の端部で隔壁側連通通路 54 g と連通している。キャンセル室 84 に供給された作動油に発生する遠心油圧は、駆動油圧室 81 に供給された作動油に発生する遠心油圧が開弁方向の押圧力としてピストンに作用する際に、閉弁方向の押圧力としてピストン 82 に作用し、駆動油圧室 81 内の作動油に発生する遠心油圧を相殺する。ここで、プライマリ隔壁 54 と弁配置部材 56 との間、弁配置部材 56 とカバー部材 57 との間には、例えばシールリングなどのキャンセル室用シール部材 S5 が設けられている。つまり、キャンセル室 84 を構成するプライマリ隔壁 54 と、弁配置部材 56 と、カバー部材 57 と、ピストン 82 の受圧部材 82 a とにより形成される空間部は、駆動油圧室用シール部材 S4 とキャンセル室用シール部材 S5 とによりシールされている。

【0087】

再び図 1 に戻って、セカンダリプリー 60 と最終減速機 90 との間には動力伝達経路 100 が配置されている。この動力伝達経路 100 は、セカンダリプリー軸 61 と同一軸線上の入力軸 101 と、この入力軸 101 と平行なインターミディエイトシャフト 102 と、カウンタドライブピニオン 103、カウンタドリブンギヤ 104 と、ファイナルドライブピニオン 105 とにより構成されている。入力軸 101 およびこの入力軸 101 に固定されているカウンタドライブピニオン 103 は、軸受 118, 119 により回転可能に保持されている。インターミディエイトシャフト 102 は、軸受 116, 117 により回転可能に支持されている。カウンタドリブンギヤ 104 は、インターミディエイトシャフト 102 に固定されており、カウンタドライブピニオン 103 と噛み合わされている。また、ファイナルドライブピニオン 105 は、インターミディエイトシャフト 102 に固定されている。

【0088】

ベルト式無段変速機 1-1 の最終減速機 90 は、動力伝達経路 100 を介して伝達された内燃機関 10 からの出力トルクを車輪 120, 120 から路面に伝達するものである。この最終減速機 90 は、中空部が形成されたデフケース 91 と、ピニオンシャフト 92 と、デフ用ピニオン 93, 94 と、サイドギヤ 95, 96 とにより構成されている。

【0089】

デフケース 91 は、軸受 97, 98 により回転可能に支持されている。また、このデフケース 91 の外周には、リングギヤ 99 が設けられており、このリングギヤ 99 がファイナルドライブピニオン 105 と噛み合わされている。ピニオンシャフト 92 は、デフケース 91 の中空部に取り付けられている。デフ用ピニオン 93, 94 は、このピニオンシャフト 92 に回転可能に取り付けられている。サイドギヤ 95, 96 は、このデフ用ピニオン 93, 94 の両方に噛み合わされている。このサイドギヤ 95, 96 は、それぞれドライブシャフト 121, 122 に固定されている。

【0090】

ベルト式無段変速機 1-1 のベルト 110 は、プライマリプリー 50 を介して伝達された内燃機関 10 からの出力トルクをセカンダリプリー 60 に伝達するものである。このベルト 110 は、図 1 に示すように、プライマリプリー 50 とのプライマリ溝 110 a とセカンダリプリー 60 のセカンダリ溝 110 b との間に巻き掛けられている。つまり、ベル

ト 1 1 0 は、プライマリプーリ 5 0 およびセカンダリプーリ 6 0 に巻き掛けられている。また、ベルト 1 1 0 は、例えば多数の金属製の駒と複数本のスチールリングで構成された無端ベルトである。

【0091】

ドライブシャフト 1 2 1, 1 2 2 は、その一方の端部にそれぞれサイドギヤ 9 5, 9 6 が固定され、他方の端部に車輪 1 2 0, 1 2 0 が取り付けられている。

【0092】

次に図 4 に示す油圧制御装置 1 3 0 は、油圧制御手段である。すなわち、油圧制御装置 1 3 0 は、供給排出経路（供給排出側主通路 5 1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1, T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i）を介した一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 5 5 に対する作動油の供給排出を制御する本発明の第 1 油圧制御手段であると共に、弁開閉制御手段であるアクチュエータ 8 0 の駆動油圧室 8 1 に対する作動油の供給排出を制御する第 2 油圧制御手段でもある。つまり、この油圧制御装置 1 3 0 は、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際に、プライマリプーリ 5 0 と上記供給排出経路とが連通することにより、供給排出経路を介してプライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給するものである。また、この油圧制御装置 1 3 0 は、プライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する際に、プライマリ油圧室 5 5 と供給排出経路とが連通することにより、供給排出経路を介してプライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出するものでもある。また、この油圧制御装置 1 3 0 は、駆動油圧室 8 1 に対する作動油の供給排出を行うものでもある。また、ここでは、油圧制御装置 1 3 0 は、ベルト式無段変速機 1-1 および内燃機関 1 0 が搭載されている車両において作動油の供給を必要とする作動油供給部分に作動油を供給するものでもある。なお、以下の説明では、本発明の第 1 油圧制御手段と第 2 油圧制御手段とは、この油圧制御装置 1 3 0 により兼用されるものとして説明するが、それぞれを別個に設けるようにしてもよい。

【0093】

油圧制御装置 1 3 0 は、図 4 に示すように、プライマリ油圧室 5 5、セカンダリ油圧室 6 4、駆動油圧室 8 1 などに作動油を供給し、これらの油圧、作動油の供給流量、作動油の排出流量を制御することで、ベルト式無段変速機 1-1 の変速比を制御するものでもある。なお、同図では、プライマリ油圧室 5 5、セカンダリ油圧室 6 4、駆動油圧室 8 1 を除く作動油供給部分（上述した作動油供給部分や、ベルト式無段変速機 1-1 などのトランスアクスル 2 0 内に収納されたものの潤滑部分（例えば、可動部品との間に摺動部を有する静止部品、可動部品あるいは静止部品との間に摺動部を有する可動部品））の図示は省略する。油圧制御装置 1 3 0 は、図 4 に示すように、オイルパン 1 3 1、オイルポンプ 1 3 2、ライン圧制御装置 1 3 3 と、一定圧制御装置 1 3 4 と、プライマリ油圧室用制御装置 1 3 5 と、駆動油圧室用制御装置 1 3 6 と、セカンダリ油圧室用制御装置 1 3 7 とにより構成されている。

【0094】

オイルポンプ 1 3 2 は、オイルパン 1 3 1 に貯留されている作動油を吸引、加圧し、吐出するものである。オイルポンプ 1 3 2 は、油路 R 1 を介してライン圧制御装置 1 3 3 に接続されている。オイルポンプ 1 3 2 によって加圧され、吐出された作動油は、ライン圧制御装置 1 3 3 に供給される。つまり、オイルポンプ 1 3 2 の吐出圧 P o u t は、ライン圧制御装置 1 3 3 に導入される。オイルポンプ 1 3 2 は、図 1 に示すように、トルクコンバータ 3 0 と前後進切換機構 4 0 との間に配置されている。このオイルポンプ 1 3 2 は、ロータ 1 3 2 a と、ハブ 1 3 2 b と、ボディ 1 3 2 c とにより構成されている。このオイルポンプ 1 3 2 は、ロータ 1 3 2 a により円筒形状のハブ 1 3 2 b を介して、上記ポンプ 3 1 に接続されている。また、ボディ 1 3 2 c が上記トランスアクスルハウジング 2 1 に固定されている。また、ハブ 1 3 2 b は、上記中空軸 3 6 にスプライン嵌合されている。従って、オイルポンプ 1 3 2 は、内燃機関 1 0 からの出力トルクがポンプ 3 1 を介してロータ 1 3 2 a に伝達されるので、駆動することができる。つまり、オイルポンプ 1 3 2 は

、内燃機関 10 の回転数の上昇に応じて、吐出される作動油の吐出量が増量、すなわち吐出圧 P o u t が上昇する。

【0095】

また、オイルポンプ 132 は、例えば、油路 R1 および分岐油路 R11 を介して、キャンセル室 84 に接続されている。ここでは、オイルポンプ 132 は、油路 R1、分岐油路 R11、第 2 連通通路 23d、空間部 T4、軸側連通通路 51e、空間部 T5、カバー側連通通路 57a および隔壁側連通通路 54g を介してキャンセル室 84 と接続されている。従って、キャンセル室 84 には、常に作動油が油圧制御装置 130 から供給されることとなる。なお、ここでは、キャンセル室 84 は、オイルポンプ 132 と接続されているが、図示しない潤滑部分に供給されたオイルをオイルパン 131 に戻す際の戻し通路と接続されていても良い。

10

【0096】

ライン圧制御装置 133 は、オイルポンプ 132 の吐出圧 P o u t が所定のライン圧 P L となるように調圧するものである。つまり、ライン圧制御装置 133 は、入力油圧である油路 R1 の油圧 P o u t を調圧して、ライン圧制御装置 133 からの出力油圧をライン圧 P L とするものである。ライン圧制御装置 133 は、油路 R2 を介してプライマリ油圧室用制御装置 135 の後述する供給側流量制御弁 135c の第 2 ポート 1351 と接続され、油路 R2 および分岐油路 R21 を介して一定圧制御装置 134 と接続され、油路 R2 および分岐油路 R22 を介してセカンダリ油圧室用制御装置 137 と接続されている。従って、ライン圧制御装置 133 により調圧されたライン圧 P L は、供給側流量制御弁 135c の第 2 ポート 1351、一定圧制御装置 134、セカンダリ油圧室用制御装置 137 に導入される。ライン圧制御装置 133 は、内燃機関 10 の出力トルクに応じてライン圧 P L を調圧するものである。ライン圧制御装置 133 は、オイルポンプ 132 から吐出された作動油の圧力を調圧する図示しない電磁弁、例えばリニアソレノイド弁が備えられている。ライン圧制御装置 133 は、E C U 140 と電氣的に接続されおり、E C U 140 からの制御信号により、リニアソレノイド弁の弁開度が制御されることで、ライン圧 P L を調圧することができる。

20

【0097】

一定圧制御装置 134 は、ライン圧制御装置 133 から出力されたライン圧 P L を常に一定の圧力となるように調圧するものである。つまり、一定圧制御装置 134 は、入力油圧である油路 R2 および分岐油路 R21 の油圧 P L を調圧して、一定圧制御装置 134 からの出力油圧を一定圧 P S とするものである。一定圧制御装置 134 は、油路 R3 を介してプライマリ油圧室用制御装置 135 の後述する供給側制御弁 135a の第 1 ポート 135e と接続され、油路 R3 および分岐油路 R31 を介してプライマリ油圧室用制御装置 135 の後述する排出側制御弁 135b の第 1 ポート 135h と接続され、油路 R3 および分岐油路 R32 を介して駆動油圧室用制御装置 136 と接続されている。従って、一定圧制御装置 134 により調圧された一定圧 P S は、供給側制御弁 135a の第 1 ポート 135e、排出側制御弁 135b の第 1 ポート 135h、駆動油圧室用制御装置 136 に導入される。

30

【0098】

プライマリ油圧室用制御装置 135 は、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給あるいはプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出を制御するものである。プライマリ油圧室用制御装置 135 は、本実施形態ではプライマリ油圧室 55 へ供給される作動油の供給流量およびプライマリ油圧室 55 から排出された作動油の排出流量を制御するものである。プライマリ油圧室用制御装置 135 は、供給側制御弁 135a と、排出側制御弁 135b と、供給側流量制御弁 135c と、排出側流量制御弁 135d とにより構成されている。

40

【0099】

供給側制御弁 135a は、供給側流量制御弁 135c によるプライマリ油圧室 55 に供給される作動油の供給流量制御を行うものである。供給側制御弁 135a は、ON/OFF により、3つのポート、すなわち第 1 ポート 135e と、第 2 ポート 135f と、第 3

50

ポート 1 3 5 g との連通を切り替えるものである。第 1 ポート 1 3 5 e は、上述のように一定圧制御装置 1 3 4 と接続されている。第 2 ポート 1 3 5 f は、油路 R 4 を介して供給側流量制御弁 1 3 5 c の後述する第 1 ポート 1 3 5 k と接続されている。また、第 2 ポート 1 3 5 f は、油路 R 4 および分岐油路 R 4 1 を介して排出側流量制御弁 1 3 5 d の後述する第 4 ポート 1 3 5 u と接続されている。第 3 ポート 1 3 5 g は、合流油路 R 5 1 および油路 R 5 を介してオイルパン 1 3 1 と接続されている。つまり、第 3 ポート 1 3 5 g は、大気圧に解放されている。

【0100】

供給側制御弁 1 3 5 a は、ON となると、第 1 ポート 1 3 5 e と第 2 ポート 1 3 5 f とが連通する。従って、供給側制御弁 1 3 5 a に導入された一定圧 P S が供給側流量制御弁 1 3 5 c の第 1 ポート 1 3 5 k に導入される（図 6 参照）。つまり、供給側制御弁 1 3 5 a に導入された一定圧 P S が第 1 ポート 1 3 5 k と連通する供給側流量制御弁 1 3 5 c の後述する制御油圧室 1 3 5 o に導入される。また、供給側制御弁 1 3 5 a に導入された一定圧 P S が排出側流量制御弁 1 3 5 d の第 4 ポート 1 3 5 u に導入される（同図参照）。一方、供給側制御弁 1 3 5 a は、OFF となると、第 2 ポート 1 3 5 f と第 3 ポート 1 3 5 g とが連通する。従って、供給側流量制御弁 1 3 5 c の第 1 ポート 1 3 5 k は、供給側制御弁 1 3 5 a を介して大気圧に解放される（図 8 参照）。つまり、供給側流量制御弁 1 3 5 c の第 1 ポート 1 3 5 k を介して制御油圧室 1 3 5 o が大気圧に解放される。また、排出側流量制御弁 1 3 5 d の第 4 ポート 1 3 5 u は、供給側制御弁 1 3 5 a を介して大気圧に解放される（同図参照）。ここで、供給側制御弁 1 3 5 a は、図 4 に示すように、E C U 1 4 0 と電氣的に接続されており、E C U 1 4 0 からの制御信号によりデューティ制御される。従って、供給側制御弁 1 3 5 a は、E C U 1 4 0 からの制御信号により、供給側流量制御弁 1 3 5 c の制御油圧室 1 3 5 o を一定圧 P S から大気圧までの間で調圧することができる。

【0101】

排出側制御弁 1 3 5 b は、排出側流量制御弁 1 3 5 d によるプライマリ油圧室 5 5 から排出される作動油の排出流量制御を行うものである。排出側制御弁 1 3 5 b は、ON / OFF により、3 つのポート、すなわち第 1 ポート 1 3 5 h と、第 2 ポート 1 3 5 i と、第 3 ポート 1 3 5 j との連通を切り替えるものである。第 1 ポート 1 3 5 h は、上述のように一定圧制御装置 1 3 4 と接続されている。第 2 ポート 1 3 5 i は、油路 R 6 を介して排出側流量制御弁 1 3 5 d の後述する第 1 ポート 1 3 5 r と接続されている。また、第 2 ポート 1 3 5 i は、油路 R 6 および分岐油路 R 6 1 を介して供給側流量制御弁 1 3 5 c の後述する第 4 ポート 1 3 5 n と接続されている。第 3 ポート 1 3 5 j は、油路 R 5 を介してオイルパン 1 3 1 と接続されている。つまり、第 3 ポート 1 3 5 j は、大気圧に解放されている。

【0102】

排出側制御弁 1 3 5 b は、ON となると、第 1 ポート 1 3 5 h と第 2 ポート 1 3 5 i とが連通する。従って、排出側制御弁 1 3 5 b に導入された一定圧 P S が排出側流量制御弁 1 3 5 d の第 1 ポート 1 3 5 r に導入される（図 8 参照）。つまり、排出側制御弁 1 3 5 b に導入された一定圧 P S が第 1 ポート 1 3 5 r と連通する排出側流量制御弁 1 3 5 d の後述する制御油圧室 1 3 5 v に導入される。また、排出側制御弁 1 3 5 b に導入された一定圧 P S が供給側流量制御弁 1 3 5 c の第 4 ポート 1 3 5 n に導入される（同図参照）。一方、排出側制御弁 1 3 5 b は、OFF となると、第 2 ポート 1 3 5 i と第 3 ポート 1 3 5 j とが連通する。従って、排出側流量制御弁 1 3 5 d の第 1 ポート 1 3 5 r は、排出側制御弁 1 3 5 b を介して大気圧に解放される（図 6 参照）。つまり、排出側流量制御弁 1 3 5 d の第 1 ポート 1 3 5 r を介して制御油圧室 1 3 5 v が大気圧に解放される。また、供給側流量制御弁 1 3 5 c の第 4 ポート 1 3 5 n は、排出側制御弁 1 3 5 b を介して大気圧に解放される（同図参照）。ここで、排出側制御弁 1 3 5 b は、図 4 に示すように、E C U 1 4 0 と電氣的に接続されており、E C U 1 4 0 からの制御信号によりデューティ制御される。従って、排出側制御弁 1 3 5 b は、E C U 1 4 0 からの制御信号により、排

出側流量制御弁135dの制御油圧室135vを一定圧PSから大気圧までの間で調圧することができる。

【0103】

供給側流量制御弁135cは、プライマリ油圧室55に供給される作動油の供給流量を制御するものである。供給側流量制御弁135cは、第1ポート135kと、第2ポート135lと、第3ポート135mと、第4ポート135nと、制御油圧室135oと、スプール135pと、スプール弾性部材135qとにより構成されている。第1ポート135kは、上述のように供給側制御弁135aの第2ポート135fと接続されている。第2ポート135lは、上述のように、ライン圧制御装置133と接続されている。第3ポート135mは、油路R7を介してプライマリ油圧室55と接続されている。ここでは、第3ポート135mは、油路R7および供給排出経路（供給排出側主通路51a、各軸側連通通路51c、空間部T1、T2、各隔壁側連通通路54e、空間部T7、各配置側連通通路56b、各弁配置通路56a、空間部T6および各開口穴54i）を介してプライマリ油圧室55と接続されている。第4ポート135nは、上述のように排出側制御弁135bの第2ポート135iと接続されている。なお、同図に示すように、供給側制御弁135aの第2ポート135fと供給側流量制御弁135cの第1ポート135kとの間、ライン圧制御装置133と供給側流量制御弁135cの第2ポート135lとの間に、オリフィス、すなわち絞り进行を設け、供給側制御弁135aから供給側流量制御弁135cへ流入する作動油およびライン圧制御装置133から供給側流量制御弁135cへ流入する作動油の圧力あるいは流量を調整しても良い。

【0104】

制御油圧室135oは、第1ポート135kと連通するものであり、その油圧によりスプール135pをスプール135pが移動する方向のうち一方（同図では、上方向）に押圧するスプール開弁方向押圧力をスプール135pに作用させるものである。スプール135pは、プライマリ油圧室用制御装置135内で移動自在に支持されており、移動方向のうち一方に移動することで第2ポート135lと第3ポート135mとを連通し、移動方向のうち他方向に移動することで、第2ポート135lと第3ポート135mとの連通を遮断するものである。スプール弾性部材135qは、スプール135pと、スプール135pに対して静止している部材との間に付勢された状態で配置されている。従って、スプール弾性部材135qは、スプール付勢力を発生しており、スプール付勢力によりスプール135pをスプール135pが移動する方向のうち他方向（同図では、下方向）に押圧するスプール閉弁方向押圧力をスプール135pに作用させるものである。

【0105】

供給側流量制御弁135cは、スプール135pに作用する上記スプール開弁方向押圧力が上記スプール閉弁方向押圧力を超えることで、スプール135pが移動方向のうち一方に移動する。ここで、供給側流量制御弁135cは、スプール135pの移動方向のうち一方への移動量の増加に伴い、第2ポート135lと第3ポート135mとの連通の度合い、すなわち第2ポート135lと第3ポート135mとを連通する流路の流路断面積が増加する。つまり、供給側流量制御弁135cは、供給側制御弁135aにより調圧された制御油圧室135oの油圧により、スプール135pが移動することで、2つのポート、すなわち第2ポート135lと第3ポート135mとの連通を制御し、供給流量を制御するものである。

【0106】

排出側流量制御弁135dは、プライマリ油圧室55から排出される作動油の排出流量を制御するものである。排出側流量制御弁135dは、第1ポート135rと、第2ポート135sと、第3ポート135tと、第4ポート135uと、制御油圧室135vと、スプール135wと、スプール弾性部材135xとにより構成されている。第1ポート135rは、上述のように排出側制御弁135bの第2ポート135iと接続されている。第2ポート135sは、合流油路R52、合流油路R51および油路R5を介してオイルパン131と接続されている。つまり、第2ポート135sは、大気圧に解放されている

。第3ポート135tは、分岐油路R71および油路R7を介してプライマリ油圧室55と接続されている。本実施形態では、第3ポート135tは、分岐油路R71、油路R7、および供給排出経路（供給排出側主通路51a、各軸側連通通路51c、空間部T1、T2、各隔壁側連通通路54e、空間部T7、各配置側連通通路56b、各弁配置通路56a、空間部T6および各開口穴54i）を介してプライマリ油圧室55と接続されている。第4ポート135uは、上述のように供給側制御弁135aの第2ポート135fと接続されている。なお、同図に示すように、排出側制御弁135bの第2ポート135iと排出側流量制御弁135dの第1ポート135rとの間に、オリフィス、すなわち絞りを設け、排出側制御弁135bから排出側流量制御弁135dへ流入する作動油の圧力あるいは流量を調整しても良い。

10

【0107】

制御油圧室135vは、第1ポート135rと連通するものであり、その油圧によりスプール135wをスプール135wが移動する方向のうち一方向（同図では、上方向）に押圧するスプール開弁方向押圧力をスプール135wに作用させるものである。スプール135wは、プライマリ油圧室用制御装置135内で移動自在に支持されており、移動方向のうち一方向に移動することで第2ポート135sと第3ポート135tとを連通し、移動方向のうち他方向に移動することで、第2ポート135sと第3ポート135tとの連通を遮断するものである。スプール弾性部材135xは、スプール135wと、スプール135wに対して静止している部材との間に付勢された状態で配置されている。従って、スプール弾性部材135xは、スプール付勢力を発生しており、スプール付勢力によりスプール135wをスプール135wが移動する方向のうち他方向（同図では、下方向）に押圧するスプール閉弁方向押圧力をスプール135wに作用させるものである。

20

【0108】

排出側流量制御弁135dは、スプール135wに作用する上記スプール開弁方向押圧力が上記スプール閉弁方向押圧力を超えることで、スプール135wが移動方向のうち一方向に移動する。ここで、排出側流量制御弁135dは、スプール135wの移動方向のうち一方向への移動量の増加に伴い、第2ポート135sと第3ポート135tとの連通の度合い、すなわち第2ポート135sと第3ポート135tとを連通する流路の流路断面積が増加する。つまり、排出側流量制御弁135dは、排出側制御弁135bにより調圧された制御油圧室135vの油圧により、スプール135wが移動することで、2つのポート、すなわち第2ポート135sと第3ポート135tとの連通を制御し、排出流量を制御するものである。

30

【0109】

駆動油圧室用制御装置136は、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2を調圧するものである。駆動油圧室用制御装置136には、上述のように、一定圧制御装置134から一定圧PSが導入される。また、駆動油圧室用制御装置136は、油路R8を介して駆動油圧室81と接続されている。ここでは、駆動油圧室用制御装置136は、油路R8、第1連通通路23b、駆動側主通路51b、軸側連通通路51d、空間部T3および隔壁側連通通路54fを介して駆動油圧室81と接続されている。駆動油圧室用制御装置136は、少なくとも図示しない制御弁が備えられている。駆動油圧室用制御装置136は、ECU140と電氣的に接続されおり、ECU140からの制御信号により、制御弁を制御する。駆動油圧室用制御装置136は、制御弁が制御され、分岐油路R32と油路R8とが連通すると、駆動油圧室用制御装置136に導入された一定圧PSが駆動油圧室81に導入され、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が一定圧PSとなる。一方、駆動油圧室用制御装置136は、制御弁が制御され、分岐油路R32と油路R8との連通が遮断されるとともに、例えば油路R8が外部に解放されると、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が大気圧となる。ここで、一定圧PSとは、少なくとも駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が一定圧PSとなった際に、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2により作動油供給排出弁70を開弁することができる油圧以上である。

40

【0110】

50

セカンダリ油圧室用制御装置 137 は、セカンダリ油圧室 64 への作動油の供給あるいはセカンダリ油圧室 64 からの作動油の排出を制御するものである。セカンダリ油圧室用制御装置 137 には、上述のように、ライン圧制御装置 133 からライン圧 PL が導入される。セカンダリ油圧室用制御装置 137 は、油路 R9 を介してセカンダリ油圧室 64 と接続されている。本実施形態では、セカンダリ油圧室用制御装置 137 は、油路 R9、セカンダリプリー軸 61 の図示しない作動油通路および図示しない作動流体供給孔を介してセカンダリ油圧室 64 と接続されている。セカンダリ油圧室用制御装置 137 は、図示しない流量制御弁などを備える。セカンダリ油圧室用制御装置 137 は、ECU140 と電氣的に接続されており、ECU140 からの制御信号により制御され導入されたライン圧 PL を調圧する。

10

【0111】

ECU140 は、制御手段である。ECU140 は、油圧制御装置 130 と内燃機関 10 とに接続されており、油圧制御装置 130 および内燃機関 10 を制御するものである。従って、ECU140 は、油圧制御装置 130 に出力した制御信号により、プライマリ油圧室用制御装置 135、駆動油圧室用制御装置 136、セカンダリ油圧室用制御装置 137 を制御することで、ベルト式無段変速機 1-1 の変速比を制御する。すなわち、油圧制御装置 130 は、ECU140 からの制御信号に基づいて、プライマリ油圧室用制御装置 135、駆動油圧室用制御装置 136、セカンダリ油圧室用制御装置 137 を制御することで、アクチュエータ 80 により強制的に作動油供給排出弁 70 を開弁し、一方の挟圧力発生油圧室であるプライマリ油圧室 55 に作動油を供給、あるいはプライマリ油圧室 55 から作動油を排出し、少なくともベルト式無段変速機 1-1 の変速比を制御するものである。また、ECU140 は、内燃機関 10 に出力した制御信号により、内燃機関 10 の図示しない燃料噴射弁、点火プラグ、スロットル弁を制御することで、内燃機関 10 の出力トルクを制御する。なお、以下の説明では、本発明の設定手段、第 1 制御手段及び第 2 制御手段は、この制御手段としての ECU140 により兼用されるものとして説明するが、それぞれを別個に設けるようにしてもよい。また、この ECU140 の基本構成は、従来の車両に搭載されている ECU と同様の基本構成であるので説明は省略する。

20

【0112】

また、この ECU140 は、入力回転数センサ 150 及び出力回転数センサ 160 が電氣的に接続されている。

30

【0113】

入力回転数センサ 150 は、変速比検出手段の一部を構成するものでもある。入力回転数センサ 150 は、駆動源からの駆動力が入力されるプリー、すなわち内燃機関 10 からの出力トルクが入力されるプライマリプリー 50 の入力回転数 N_{in} を検出するものである。入力回転数センサ 150 は、プライマリプリー 50 のプライマリプリー軸 51 の回転数を検出し、プライマリプリー軸 51 の回転数を入力回転数 N_{in} とするものである。入力回転数センサ 150 は、同図に示すように、ECU140 と接続されている。従って、入力回転数センサ 150 により検出された入力回転数 N_{in} は、ECU140 に出力される。なお、入力回転数センサ 150 は、プライマリプリー軸 51 の回転数を入力回転数 N_{in} とするものに限られるものではなく、例えば内燃機関 10 の機関回転数 N_e を検出し、機関回転数 N_e から入力回転数 N_{in} を算出するものであっても良い。

40

【0114】

出力回転数センサ 160 は、変速比検出手段の一部を構成するものでもある。出力回転数センサ 160 は、プライマリプリー 50 に入力された駆動源からの駆動力、すなわち内燃機関 10 の出力トルクがベルト 110 を介して伝達されるセカンダリプリー 60 の出力回転数 N_{out} を検出するものである。出力回転数センサ 160 は、本実施形態では、セカンダリプリー 60 のセカンダリプリー軸 61 の回転数を検出し、セカンダリプリー軸 61 の回転数を出力回転数 N_{out} とするものである。出力回転数センサ 160 は、同図に示すように、ECU140 と接続されている。従って、出力回転数センサ 160 により検出された出力回転数 N_{out} は、ECU140 に出力される。

50

【0115】

ここで、入力回転数センサ150により検出された入力回転数 N_{in} （言い換えれば、入力回転速度）と、出力回転数センサ160により検出された出力回転数 N_{out} （言い換えれば、出力回転速度）との比は、ベルト式無段変速機1-1の変速比となる。つまり、入力回転数センサ150および出力回転数センサ160は、変速比を検出するものである。従って、ECU140は、入力回転数センサ150により検出された入力回転数 N_{in} および出力回転数センサ160により検出された出力回転数 N_{out} が入力されることで、検出された変速比が入力されることとなる。

【0116】

次に、本実施形態にかかるベルト式無段変速機1-1の動作について説明する。まず、一般的な車両の前進、後進について説明する。車両に設けられた図示しないシフトポジション装置により、運転者が前進ポジションを選択した場合は、ECU140が油圧制御装置130から供給された作動油によりフォワードクラッチ42をON、リバースブレーキ43をOFFとし、前後進切換機構40を制御する。これにより、インプットシャフト38とプライマリプリー軸51が直結状態となる。つまり、遊星歯車装置41のサンギヤ44とリングギヤ46を直接連結し、内燃機関10のクランクシャフト11の回転方向と同一方向にプライマリプリー軸51を回転させ、この内燃機関10からの出力トルクをプライマリプリー50に伝達する。プライマリプリー50に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、ベルト110を介してセカンダリプリー60に伝達され、このセカンダリプリー60のセカンダリプリー軸61を回転させる。

【0117】

セカンダリプリー60に伝達された内燃機関10の出力トルクは、中間部材67から動力伝達経路100の入力軸101、カウンタドライブピニオン103およびカウンタドリブンギヤ104を介して、インターミディエイトシャフト102に伝達され、インターミディエイトシャフト102を回転させる。インターミディエイトシャフト102に伝達された出力トルクは、ファイナルドライブピニオン105およびリングギヤ99を介して最終減速機90のデフケース91に伝達され、このデフケース91を回転させる。デフケース91に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、デフ用ピニオン93、94およびサイドギヤ95、96を介してドライブシャフト121、122に伝達され、その端部に取り付けられた車輪120、120に伝達され、車輪120、120を図示しない路面に対して回転させ、車両は前進する。

【0118】

一方、車両に設けられた図示しないシフトポジション装置により、運転者が後進ポジションを選択した場合は、ECU140が、油圧制御装置130から供給された作動油によりフォワードクラッチ42をOFF、リバースブレーキ43をONとし、前後進切換機構40を制御する。これにより、遊星歯車装置41の切換用キャリヤ47がトランスアクスルケース22に固定され、各ピニオン45が自転のみを行うように切換用キャリヤ47に保持される。従って、リングギヤ46がインプットシャフト38と同一方向に回転し、このリングギヤ46と噛合っている各ピニオン45もインプットシャフト38と同一方向に回転し、この各ピニオン45と噛合っているサンギヤ44がインプットシャフト38と逆方向に回転する。つまり、サンギヤ44に連結されているプライマリプリー軸51は、インプットシャフト38と逆方向に回転する。これにより、セカンダリプリー60のセカンダリプリー軸61、入力軸101、インターミディエイトシャフト102、デフケース91、ドライブシャフト121、122などは、運転者が前進ポジションを選択した場合は逆方向に回転し、車両が後進する。

【0119】

ここで、ECU140は、車両の速度や運転者のアクセル開度などの諸条件とECU140の記憶部に記憶されているマップ（例えば、機関回転数とスロットルバルブのスロットル開度に基づく最適燃費曲線など）とに基づいて、内燃機関10の運転状態が最適となるように、油圧制御装置130を介して、ベルト式無段変速機1-1の変速比を制御する

。ベルト式無段変速機 1-1 の変速比の制御には、変速比の変更と、変速比の固定とがある。変速比の変更、変速比の固定は、プライマリ油圧室用制御装置 135、駆動油圧室用制御装置 136、セカンダリ油圧室用制御装置 137 を制御することで行われる。なお、油圧制御装置 130 を用いた変速比の制御は、制御周期ごとに行われるものである。

【0120】

変速比の変更は、作動油供給排出弁 70 を開弁し、油圧制御装置 130 からプライマリ油圧室 55 への作動油の供給、あるいはプライマリ油圧室 55 から油圧制御装置 130 を介してプライマリプリー 50 の外部への作動油の排出をすることで、プライマリ可動シープ 53 がプライマリプリー軸 51 の軸方向に摺動し、プライマリ固定シープ 52 とこのプライマリ可動シープ 53 との間の間隔、すなわちプライマリ溝 110a の幅が調整される。これにより、プライマリプリー 50 におけるベルト 110 の接触半径が変化し、プライマリプリー 50 の回転数とセカンダリプリー 60 の回転数との比である変速比が無段階（連続的）に制御される。また、変速比の固定は、作動油供給排出弁 70 を閉弁し、プライマリ油圧室 55 内に作用油を保持することで行われる。

10

【0121】

なお、セカンダリプリー 60 においては、ECU140 によりセカンダリ油圧室用制御装置 137 を制御することで、セカンダリ油圧室 64 の油圧を調圧し、セカンダリ固定シープ 62 とこのセカンダリ可動シープ 63 とによりベルト 110 を挟み付けるベルト挟圧力が調整される。これにより、プライマリプリー 50 とセカンダリプリー 60 との間に巻き掛けられたベルト 110 のベルト張力が制御される。

20

【0122】

変速比の変更には、アップシフト、すなわち変速比を減少させる変速比減少変更と、ダウンシフト、すなわち変速比を増加させる変速比増加変更とがある。ECU140 は、変速比を変更する際には、変速比減少制御あるいは変速比増加制御を行う。以下、それぞれについて説明する。

【0123】

ここで、図 5 は、本発明の実施形態 1 に係るベルト式無段変速機の変速比減少時（アップシフト時）におけるプライマリプリーの要部断面図、図 6 は、本発明の実施形態 1 に係るベルト式無段変速機の変速比減少時（アップシフト時）における油圧制御装置の動作を示す図、図 7 は、本発明の実施形態 1 に係るベルト式無段変速機の変速比増加時（ダウンシフト時）におけるプライマリプリーの要部断面図、図 8 は、本発明の実施形態 1 に係るベルト式無段変速機の変速比増加時（ダウンシフト時）における油圧制御装置の動作を示す図である。

30

【0124】

ECU140 による変速比減少制御（アップシフト制御）では、油圧制御装置 130 からプライマリ油圧室 55 へ作動油を供給し、プライマリ可動シープ 53 をプライマリ固定シープ側に摺動（移動）させることで行う。図 5 に示すように、作動油供給排出弁 70 をアクチュエータ 80 により開弁し、油圧制御装置 130 からプライマリ油圧室 55 に作動油を供給する。具体的には、ECU140 は、減少変速比と変速速度と算出し、これらに基づく制御信号を油圧制御装置 130 に出力する。

40

【0125】

変速比減少制御では、駆動油圧室用制御装置 136 が ECU140 により制御される。従って、駆動油圧室用制御装置 136 が ECU140 により制御されると、駆動油圧室用制御装置 136 に導入された一定圧 PS が駆動油圧室 81 に導入され、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P2 が一定圧 PS となる。アクチュエータ 80 は、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P2 によりピストン 82 に作用するピストン開弁方向押圧力からピストン弾性部材 83 によりピストン 82 に作用するピストン閉弁方向押圧力を引いた差分押圧力を弁体開弁方向押圧力として作動油供給排出弁 70 の弁体 71 にそれぞれ作用させる。ここで、上述のように、アクチュエータ 80 は、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P2 が一定圧 PS となると、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P2 により作動油供給排出弁 70 を開弁

50

することができるため、弁体開弁方向押圧力は、弁体閉弁方向押圧力を超えることとなる。従って、作動油供給排出弁 70 は、図 5 に示すように、アクチュエータ 80 により弁体 71 がプライマリ隔壁 54 に対して開弁方向に移動され、開弁する。

【0126】

また、変速比減少制御では、プライマリ油圧室用制御装置 135 の供給側制御弁 135a が ECU 140 によりデューティ制御されることで、供給側流量制御弁 135c によるプライマリ油圧室 55 への作動油の供給流量制御を行う。供給側制御弁 135a は、ECU 140 によりデューティ制御されると、図 6 に示すように、ON と OFF とを繰り返し、供給側流量制御弁 135c の制御油圧室 135o の制御油圧を供給時所定圧に調圧し、排出側流量制御弁 135d の第 4 ポート 135u に供給時所定圧を導入する。ここで、供給時所定圧は、スプール 135p に作用するスプール開弁方向押圧力により、第 2 ポート 135l と第 3 ポート 135m との連通を制御することで制御される供給流量を減少変速比と変速速度とに基づいた供給流量とすることができる圧力である。従って、供給側流量制御弁 135c は、制御油圧室 135o の制御油圧、すなわち供給時所定圧に基づいたスプール開弁方向押圧力がスプール閉弁方向押圧力を超えるため、同図の矢印 A に示すように、スプール 135p が移動方向のうち一方向へ移動し、第 2 ポート 135l と第 3 ポート 135m とが連通する。これにより、供給側流量制御弁 135c が開弁され、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給流量が減少変速比と変速速度とに基づいた供給流量となる。

10

【0127】

また、変速比減少制御では、プライマリ油圧室用制御装置 135 の排出側制御弁 135b が ECU 140 によりデューティ制御されることで、排出側流量制御弁 135d によるプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出流量制御を行う。排出側制御弁 135b は、ECU 140 によりデューティ制御されると、OFF を維持し、供給側流量制御弁 135c の第 4 ポート 135n および排出側流量制御弁 135d の制御油圧室 135v を大気圧に解放する。従って、排出側流量制御弁 135d は、スプール閉弁方向押圧力のみがスプール 135w に作用するため、スプール 135w が移動方向のうち最も他方向に位置した状態で維持され、第 2 ポート 135s と第 3 ポート 135t とが連通しない。これにより、排出側流量制御弁 135d が閉弁を維持し、プライマリ油圧室 55 からの作動油の排出流量が 0 となる。

20

30

【0128】

上述のように、アクチュエータ 80 により作動油供給排出弁 70 が開弁されている。従って、供給側流量制御弁 135c にライン圧 PL で導入された作動油（ライン圧制御装置 133 と供給側流量制御弁 135c の第 2 ポート 135l との間に、オリフィスが設けられている場合は、ライン圧 PL から調整された圧力で導入された作動油）は、供給側流量制御弁 135c により減少変速比と変速速度とに基づいた供給流量に制御されて、図 5 の矢印 B に示すように、油路 R7 を介して供給排出経路の供給排出側主通路 51a に流入する。供給排出側主通路 51a に流入した作動油は、供給排出側主通路 51a から各軸側連通通路 51c、空間部 T1、T2、各隔壁側連通通路 54e、空間部 T7、各配置側連通通路 56b、各弁配置通路 56a、空間部 T6 および各開口穴 54i を介して、プライマリ油圧室 55 に供給される。すると、作動油供給排出弁 70 を介して供給された作動油によりプライマリ油圧室 55 の油圧 P1 が上昇し、プライマリ可動シブ 53 をプライマリ固定シブ側に押圧する押圧力が上昇し、プライマリ可動シブ 53 が軸方向のうち、プライマリ固定シブ側に摺動する。これにより、プライマリプリー 50 におけるベルト 110 の接触半径が増加し、セカンダリプリー 60 におけるベルト 110 の接触半径が減少し、変速比が減少変速比まで減少され、アップシフトが行われる。

40

【0129】

ECU 140 による変速比増加制御（ダウンシフト制御）では、プライマリ油圧室 55 から油圧制御装置 130 を介して作動油を外部に排出し、プライマリ可動シブ 53 をプライマリ固定シブ側と反対側に摺動（移動）させることで行われる。図 7 に示すように

50

、作動油供給排出弁 70 を開弁し、プライマリ油圧室 55 から作動油を排出する。具体的には、ECU 140 は、増加変速比と変速速度と算出し、これらに基づく制御信号を油圧制御装置 130 に出力する。

【0130】

変速比増加制御では、変速比減少制御と同様に、駆動油圧室用制御装置 136 が ECU 140 により制御される。従って、作動油供給排出弁 70 は、図 7 に示すように、アクチュエータ 80 により弁体 71 がプライマリ隔壁 54 に対して開弁方向に移動され、開弁する。

【0131】

また、変速比増加制御では、図 8 に示すように、供給側制御弁 135a が ECU 140 により OFF を維持し、供給側流量制御弁 135c が閉弁を維持し、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給流量が 0 となる。

10

【0132】

また、変速比増加制御では、排出側制御弁 135b が ECU 140 により、ON と OFF とを繰り返し、制御油圧室 135v の制御油圧を排出時所定圧に調圧する。ここで、排出時所定圧は、スプール 135w に作用するスプール開弁方向押圧力により、第 2 ポート 135s と第 3 ポート 135t との連通を制御することで制御される排出流量を増加変速比と変速速度とに基づいた排出流量とすることができる圧力である。従って、排出側流量制御弁 135d は、制御油圧室 135v の制御油圧、すなわち排出時所定圧に基づいたスプール開弁方向押圧力がスプール閉弁方向押圧力を超えるため、同図の矢印 C に示すように、スプール 135w が移動方向のうち一方向へ移動し、第 2 ポート 135s と第 3 ポート 135t とが連通する。これにより、排出側流量制御弁 135d が開弁され、プライマリ油圧室 55 からの作動油の排出流量が減少変速比と変速速度とに基づいた排出流量となる。

20

【0133】

上述のように、アクチュエータ 80 により作動油供給排出弁 70 が開弁されている。従って、プライマリ油圧室 55 内の作動油は、図 7 の矢印 D に示すように、プライマリ油圧室 55 から供給排出経路の各開口穴 54i、空間部 T6、各弁配置通路 56a、各配置側連通通路 56b、空間部 T7、各隔壁側連通通路 54e、空間部 T2、T1 および各軸側連通通路 51c を介して供給排出側主通路 51a に流入する。供給排出側主通路 51a に流入したプライマリ油圧室 55 内の作動油は、油路 R7 および分岐油路 R71 を介して排出側流量制御弁 135d に流入し、排出側流量制御弁 135d により増加変速比と変速速度とに基づいた排出流量に制御されて、合流油路 R52、R51 および油路 R5 を介して、オイルパン 131、すなわちプライマリ油圧室 55 の外部に排出される。従って、作動油供給排出弁 70 を介してプライマリ油圧室 55 から作動油が排出されることにより、プライマリ油圧室 55 のプライマリ油圧 P1 が減少し、プライマリ可動シープ 53 をプライマリ固定シープ側に押圧する押圧力が減少し、プライマリ可動シープ 53 が軸方向のうち、プライマリ固定シープ側と反対側に摺動する。これにより、プライマリプリー 50 におけるベルト 110 の接触半径が減少し、セカンダリプリー 60 におけるベルト 110 の接触半径が増加し、変速比が増加変速比まで増加され、ダウンシフトが行われる。

30

40

【0134】

変速比の固定は、プライマリ油圧室 55 へ作動油を供給せず、かつこのプライマリ油圧室 55 から作動油を排出せず、プライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する軸方向における位置を一定とし、プライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する移動を規制することで行われる。ECU 140 は、変速比を固定する際には、変速比固定制御を行う。なお、変速比固定制御は、車両の走行状態が安定している場合など、大幅な変速比の変更を行う必要がないと、ECU 140 が判断した場合である。

【0135】

ECU 140 による変速比固定制御では、図 2 に示すように、作動油供給排出弁 70 を閉弁し、作動油供給排出弁 70 を介したプライマリ油圧室 55 への作動油の供給および作

50

動油供給排出弁 70 を介したプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出を禁止し、変速比を固定変速比に維持する。具体的には、E C U 1 4 0 は、変速比を固定変速比に維持するための制御信号を油圧制御装置 1 3 0 に出力する。

【0136】

変速比固定制御では、駆動油圧室用制御装置 1 3 6 が E C U 1 4 0 により制御される。従って、駆動油圧室 8 1 は、大気圧に解放され、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 がほぼ大気圧となる。これにより、ピストン弾性部材 8 3 によるピストン閉弁方向押圧力のみがピストン 8 2 の受圧部材 8 2 a に作用するため、受圧部材 8 2 a は、摺動方向のうち他方向、すなわち閉弁方向に摺動する。これにより、作動油供給排出弁 70 の弁体 7 1 には、弁体開弁方向押圧力が作用せず、弁体閉弁方向押圧力のみが作用することとなり、弁体 7 1 が閉弁方向に移動し弁座面 7 2 と接触し、作動油供給排出弁 70 が閉弁する。

10

【0137】

また、変速比固定制御では、ライン圧制御装置 1 3 3 が E C U 1 4 0 により制御され、ライン圧 P L が低くされる。本実施形態では、変速比固定制御では、ライン圧制御装置 1 3 3 が E C U 1 4 0 によりライン圧 P L を変速比減少制御におけるライン圧 P L よりも低く調圧する。

【0138】

また、変速比固定制御では、図 4 に示すように、供給側制御弁 1 3 5 a が E C U 1 4 0 により、ほぼ O F F を維持し、供給側流量制御弁 1 3 5 c がほぼ閉弁状態を維持し、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給流量がほぼ 0 となる。従って、供給排出経路における作動油供給排出弁 70 の弁体 7 1 よりも上流側（作動油供給排出弁 70 を挟んでプライマリ油圧室 55 側と反対側）の作動油である上流側作動油の油圧（以下、単に「供給圧 P i n」と称する）がプライマリ油圧室 55 のプライマリ油圧 P 1 よりも低くなる。

20

【0139】

また、変速比固定制御では、排出側制御弁 1 3 5 b が E C U 1 4 0 により O F F を維持し、排出側流量制御弁 1 3 5 d が閉弁を維持し、プライマリ油圧室 55 からの作動油の排出流量が 0 となる。これにより、作動油供給排出弁 70 を介したプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出が禁止される。

【0140】

以上のように、作動油供給排出弁 70 の閉弁状態における変速比の固定時には、プライマリ油圧室 55 への作動油の供給およびこのプライマリ油圧室 55 からの作動油の排出を禁止することで、プライマリ油圧室 55 内の作動油を保持する。ここで、閉弁状態における変速比の固定時においても、ベルト 1 1 0 のベルト張力が変化するため、プライマリプーリ 50 におけるベルト 1 1 0 の接触半径が変化しようとし、プライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する軸方向における位置が変化する虞がある。しかしながら、上述のように、プライマリ油圧室 55 内には、作動油が保持された状態となるため、プライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する軸方向における位置が変化しようとする、プライマリ油圧室 55 の油圧 P 1 は変化するがプライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する軸方向における位置は一定に維持される。従って、プライマリ可動シープ 53 のプライマリ固定シープ 52 に対する軸方向における位置を一定に維持するために、プライマリ油圧室 55 に作動油を供給することによるプライマリ油圧室 55 の油圧 P 1 の上昇を行わなくても良い。これにより、閉弁状態における変速比の固定時に、プライマリ油圧室 55 に作動油を供給するためにオイルポンプ 1 3 2 を駆動させなくても良いため、オイルポンプ 1 3 2 の駆動損失の増加を抑制することができる。

30

40

【0141】

ここで、本実施形態のベルト式無段変速機 1-1 は、変速比固定状態から変速比が変更される際の変速比固定解除制御において、E C U 1 4 0 が作動油供給排出弁 70 の閉弁応答期間を開弁応答期間より長い期間に設定することで、作動油供給排出弁 70 の閉弁時におけるショックの発生を抑制し、ドライバビリティの向上を図っている。

50

【0142】

図9は、本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の制御の一例を説明するタイムチャートであり、縦軸を駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2、プライマリ油圧室55へ供給される作動油の供給圧Pin及び変速比 γ 、横軸を時間軸としている。なお、本図は、変速比固定状態から変速比減少制御（アップシフト制御）に移行する場合を例として図示しているが、これに限らず、変速比増加制御（ダウンシフト制御）に移行する場合であってもよい。

【0143】

ここで、図9に示すように、作動油供給排出弁70の開弁応答期間X1は、アクチュエータ80により作動油供給排出弁70を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である。すなわち、作動油供給排出弁70の開弁応答期間X1は、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が大気圧に設定され弁体71が弁座面72と接触している作動油供給排出弁70の閉弁状態において、ECU140からの制御信号により駆動油圧室用制御装置136が制御され駆動油圧室用制御装置136に導入された一定圧PSの駆動油圧室81への導入が開始される開弁動作開始時刻t11から、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が一定圧PSになり弁体71が弁座面72から離間した作動油供給排出弁70の開弁状態となる開弁動作終了時刻t12までの期間である。

【0144】

一方、図9に示すように、作動油供給排出弁70の閉弁応答期間X2は、アクチュエータ80により作動油供給排出弁70を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である。すなわち、作動油供給排出弁70の閉弁応答期間X2は、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が一定圧PSに設定され弁体71が弁座面72から離間している作動油供給排出弁70の開弁状態において、ECU140からの制御信号により駆動油圧室用制御装置136が制御され駆動油圧室用制御装置136に導入された一定圧PSの駆動油圧室81への導入の停止が開始される閉弁動作開始時刻t14から、駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2が大気圧になり弁体71が弁座面72と接触した作動油供給排出弁70の閉弁状態となる閉弁動作終了時刻t15までの期間である。

【0145】

そして、ECU140は、油圧制御装置130を制御してアクチュエータ80の駆動油圧室81の駆動油圧室油圧P2を制御することで、この作動油供給排出弁70の閉弁応答期間X2を開弁応答期間X1より長い期間に制御する。

【0146】

これにより、作動油供給排出弁70の閉弁時においては、閉弁応答期間X2が相対的に長い期間に設定され、駆動油圧室油圧P2が徐々に低減されることから、弁体71が弁座面72に接触する際の弁体71の移動速度を低減することができる。このため、作動油供給排出弁70の閉弁時において弁体71が弁座面72に接触する際の弁体71の速度が低減されることで、プライマリ油圧室55に連通した供給排出経路が急に閉鎖されることを防止することができこの供給排出経路を徐々に閉鎖することができるので、作動油にサージ圧が発生することを抑制することができる。この結果、作動油供給排出弁70の閉弁時におけるショックの発生を抑制することができ、ドライバビリティを向上することができる。また、作動油供給排出弁70の閉弁時において弁体71が弁座面72に接触する際の弁体71の速度が低減されることで、弁体71が弁座面72に接触する際に発生する衝撃も低減することができる。この結果、作動油供給排出弁70の閉弁時におけるショックの発生を抑制することができ、ドライバビリティを向上することができる。また、弁体71と弁座面72との接触部分の摩耗量を低減することができ、作動油供給排出弁70の耐久性を向上することができる。

【0147】

さらに、本実施形態のベルト式無段変速機1-1は、ECU140が油圧制御装置130を制御して開弁応答期間X1及び閉弁応答期間X2中に供給排出経路の油圧を一定に保持する制御を実行する。ここで、供給排出経路は、上述したように、供給排出側主通路5

1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i とで構成され、供給排出経路の油圧は、言い換えれば、プライマリ油圧室 5 5 へ供給される作動油の供給圧 P_{in} である。

【0148】

ECU 140 は、変速比固定状態から変速比を変更するため作動油供給排出弁 70 の開弁動作の実行が必要であると判定した場合、変速比固定状態における固定変速比 $\gamma(T)$ に対応したプライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P_1 を演算する。ECU 140 は、例えば、内燃機関 10 が発生させるエンジントルク（出力トルク）、入力回転数センサ 150 が検出する入力回転数、セカンダリ油圧室 6 4 の油圧、変速比などに基づいて、作動油供給排出弁 70 が閉弁状態となることでプライマリ油圧室 5 5 内に閉じ込められた油圧 P_1 を推定演算したり、油圧センサによりプライマリ油圧 P_1 を検出したりすればよい。

10

【0149】

そして、ECU 140 は、開弁動作開始時刻 t_{11} よりも前の時刻 t_{10} にて、油圧制御装置 130 を制御して、作動油供給排出弁 70 の開弁動作開始前に供給排出経路（供給排出側主通路 5 1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i）の油圧を上昇させ、すなわち、プライマリ油圧室 5 5 へ供給される作動油の供給圧 P_{in} を上昇させる。このとき、油圧制御装置 130 は、例えば、供給圧 P_{in} を作動油供給排出弁 70 が閉弁状態となることでプライマリ油圧室 5 5 内に閉じ込められたプライマリ油圧 P_1 （すなわち、固定変速比 $\gamma(T)$ におけるプライマリ油圧 P_1 ）近傍の供給圧 $P_{in}(T)$ まで上昇させる。これにより、プライマリ油圧室 5 5 内に閉じ込められたプライマリ油圧 P_1 と供給圧 P_{in} との差圧が小さくなり、作動油供給排出弁 70 が開弁した際にプライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P_1 が急激に変動することを防止することができる。この結果、作動油供給排出弁 70 が開弁した際のショックを低減することができる。

20

【0150】

そして、ECU 140 は、時刻 t_{10} にて、油圧制御装置 130 を制御して供給圧 P_{in} を供給圧 $P_{in}(T)$ まで上昇させると共に、供給圧 P_{in} をこの供給圧 $P_{in}(T)$ で一定に保持する。ECU 140 は、供給圧 P_{in} が供給圧 $P_{in}(T)$ で一定に保持されると、その後、開弁動作開始時刻 t_{11} にて、油圧制御装置 130 を制御して一定圧 P_S の駆動油圧室 8 1 への導入を開始することで作動油供給排出弁 70 の開弁を開始する。

30

【0151】

そして、ECU 140 は、開弁動作終了時刻 t_{12} にて、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P_2 が一定圧 P_S になり弁体 7 1 が弁座面 7 2 から完全に離間し作動油供給排出弁 70 が完全に開弁すると、油圧制御装置 130 を制御して、作動油供給排出弁 70 の開弁動作終了後に供給排出経路の油圧を再び上昇させ、すなわち、プライマリ油圧室 5 5 へ供給される作動油の供給圧 P_{in} を再び上昇させる。このとき、油圧制御装置 130 は、例えば、供給圧 P_{in} を変速後の目標変速比 $\gamma(T+1)$ におけるプライマリ油圧 P_1 に対応した供給圧 $P_{in}(T+1)$ にさらに α を加えた供給圧 $P_{in}(T+1) + \alpha$ まで上昇させる。ここで、油圧制御装置 130 は、供給圧 P_{in} を目標変速比 $\gamma(T+1)$ に対応した供給圧 $P_{in}(T+1)$ にさらに α を加えた供給圧 $P_{in}(T+1) + \alpha$ まで上昇させることで、供給圧 P_{in} の上昇に対するプライマリ油圧 P_1 の応答性、さらに言えば、変速比 γ の応答性を向上させることができる。

40

【0152】

そして、ECU 140 は、実際の変速比 γ が目標変速比 $\gamma(T+1)$ 近傍になると、油圧制御装置 130 を制御して、供給圧 P_{in} を α 分だけ減少させ目標変速比 $\gamma(T+1)$ に対応した供給圧 $P_{in}(T+1)$ まで減少させる。なお、ECU 140 は、供給圧 P_{in} を α 分だけ減少させる場合、変速比 γ の応答性に応じて徐々に減少させるようにしてもよい。

50

【0153】

また、E C U 1 4 0 は、閉弁動作開始時刻 t_{14} よりも前の時刻 t_{13} にて、実際の変速比 γ が目標変速比 $\gamma(T+1)$ 近傍になり供給圧 P_{in} が供給圧 $P_{in}(T+1)$ で一定に保持されると、その後、閉弁動作開始時刻 t_{14} にて、油圧制御装置 130 を制御して一定圧 P_S の駆動油圧室 81 への導入の停止を開始することで作動油供給排出弁 70 の閉弁を開始する。そして、E C U 1 4 0 は、閉弁動作終了時刻 t_{15} にて、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P_2 が大気圧になり弁体 71 が弁座面 72 に完全に接触し作動油供給排出弁 70 が完全に閉弁すると、油圧制御装置 130 を制御して、作動油供給排出弁 70 の閉弁動作終了後に供給排出経路の油圧を再び減少させ、すなわち、プライマリ油圧室 55 へ供給される作動油の供給圧 P_{in} を再び減少させる。

10

【0154】

これにより、E C U 1 4 0 が油圧制御装置 130 を制御して開弁応答期間 X_1 及び閉弁応答期間 X_2 中に供給排出経路の油圧、すなわち、供給圧 P_{in} を一定に保持する制御を実行することから、作動油供給排出弁 70 が開弁する際の開弁応答期間 X_1 中及び作動油供給排出弁 70 が閉弁する際開の閉弁応答期間 X_2 中にプライマリ油圧室 55 のプライマリ油圧 P_1 が急激に変動することを防止することができる。この結果、開弁応答期間 X_1 及び閉弁応答期間 X_2 中のショックを低減することができ、ドライバビリティを向上することができる。

【0155】

以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-1 によれば、2つのプーリとしてのプライマリプーリ 50 及びセカンダリプーリ 60 と、プライマリプーリ 50 及びセカンダリプーリ 60 に巻き掛けられ、内燃機関 10 からの出力トルクを伝達するベルト 110 と、プライマリプーリ 50、セカンダリプーリ 60 それぞれに形成され、油圧によりベルト 110 に対してベルト挟圧力を発生するプライマリ油圧室 55 及びセカンダリ油圧室 64 と、一方の挟圧力発生油圧室としてのプライマリ油圧室 55 に作動油を供給、あるいはこのプライマリ油圧室 55 から作動油を排出する供給排出経路（供給排出側主通路 51a、各軸側連通通路 51c、空間部 T1、T2、各隔壁側連通通路 54e、空間部 T7、各配置側連通通路 56b、各弁配置通路 56a、空間部 T6 および各開口穴 54i）と、供給排出経路に設けられ、かつプライマリ油圧室 55 に作動油を供給する際、あるいはプライマリ油圧室 55 から作動油を排出する際に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、一方のプーリとしてのプライマリプーリ 50 と一体回転する作動油供給排出弁 70 と、作動油供給排出弁 70 の開閉を制御するアクチュエータ 80 と、アクチュエータ 80 により作動油供給排出弁 70 を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である閉弁応答期間 X_2 を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である開弁応答期間 X_1 より長い期間に設定する E C U 1 4 0 とを備える。

20

30

【0156】

したがって、作動油供給排出弁 70 の閉弁時においては、閉弁応答期間 X_2 が相対的に長い期間に設定されることから、弁体 71 が弁座面 72 に接触する際の弁体 71 の移動速度を低減することができるので、作動油供給排出弁 70 の閉弁時におけるショックの発生を抑制することができ、よって、ドライバビリティを向上することができる。また、弁体 71 が弁座面 72 に接触する際の弁体 71 の移動速度を低減することができるので、ベルト 110 の耐久性、作動油供給排出弁 70 の耐久性を向上することができる。

40

【0157】

さらに、以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-1 によれば、開弁応答期間 X_1 又は閉弁応答期間 X_2 中に供給排出経路の油圧、すなわち、供給圧 P_{in} を一定に保持する制御を実行する E C U 1 4 0 を備える。したがって、E C U 1 4 0 が油圧制御装置 130 を制御して開弁応答期間 X_1 及び閉弁応答期間 X_2 中に供給圧 P_{in} を一定に保持する制御を実行することから、作動油供給排出弁 70 が開弁する際の開弁応答期間 X_1 中及び作動油供給排出弁 70 が閉弁する際の閉弁応答期間 X_2 中にプライマリ油圧室 55 のプライマリ油圧 P_1 が急激に変動することを防止することができ、よって、

50

ショックを低減することができ、ドライバビリティを向上することができる。

【0158】

(実施形態2)

図10は、本発明の実施形態2に係るベルト式無段変速機の制御の一例を説明するタイムチャートである。実施形態2に係るベルト式無段変速機は、実施形態1に係るベルト式無段変速機と略同様の構成であるが、一方の挟圧力発生油圧室に作動油を供給する際の制御が実施形態1に係るベルト式無段変速機とは異なる。その他、上述した実施形態と共通する構成、作用、効果については、重複した説明はできるだけ省略するとともに、同一の符号を付す。また、主要部分の構成については図1乃至図8を参照する。

【0159】

ここで、従来のベルト式無段変速機では、さらなる変速応答性の向上が望まれている。そこで、本実施形態に係るベルト式無段変速機1-2は、一方の挟圧力発生油圧室としてのプライマリ油圧室55に作動油を供給する際、ここでは、変速比減少制御（アップシフト制御）時に、ECU140が油圧制御装置130を制御して供給排出経路（供給排出側主通路51a、各軸側連通通路51c、空間部T1、T2、各隔壁側連通通路54e、空間部T7、各配置側連通通路56b、各弁配置通路56a、空間部T6および各開口穴54i）の油圧、すなわち、供給圧Pinを上昇させ、変速比検出手段としての入力回転数センサ150、出力回転数センサ160により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置130により駆動油圧室81の油圧を上昇させることで、適正に変速応答性を向上し、ドライバビリティを向上させている。

【0160】

すなわち、ECU140は、変速比固定状態から変速比を減少側に変更するため作動油供給排出弁70の開弁動作の実行が必要であると判定した場合、開弁動作開始時刻t21よりも前の時刻t20にて、油圧制御装置130を制御して、作動油供給排出弁70の開弁動作開始前に供給排出経路（供給排出側主通路51a、各軸側連通通路51c、空間部T1、T2、各隔壁側連通通路54e、空間部T7、各配置側連通通路56b、各弁配置通路56a、空間部T6および各開口穴54i）の油圧を上昇させ、すなわち、プライマリ油圧室55へ供給される作動油の供給圧Pinを上昇させる。このとき、本実施形態の油圧制御装置130は、例えば、供給圧Pinを変速後の目標変速比 γ (T+1)におけるプライマリ油圧P1に対応した供給圧Pin (T+1)にさらに α を加えた供給圧Pin (T+1) + α まで上昇させる。

【0161】

すると、供給排出経路の油圧、すなわち、供給圧Pin (T+1) + α が弁体開弁方向押圧力として弁体71に作用し、供給圧Pin (T+1) + α による弁体開弁方向押圧力が弁体開弁方向押圧力（弁体弾性部材73が発生する閉弁付勢力により弁体71に作用する弾性部材押圧力と、プライマリ油圧室55のプライマリ油圧P1により弁体71に閉弁方向に作用する作動油閉弁方向押圧力との合計）を超えると、弁体71が弁座面72から離間し、作動油供給排出弁70が徐々に開弁される。つまり、開弁動作開始時刻t21よりも前の時刻t20にて、ECU140が油圧制御装置130を制御して供給圧Pinを供給圧Pin (T+1) + α まで上昇させる制御を実行することで、開弁動作開始時刻t21にて、ECU140が油圧制御装置130を制御して一定圧PSの駆動油圧室81への導入が開始され駆動油圧室油圧P2に応じた差分押圧力がピストン82を介して弁体開弁方向押圧力として弁体71に作用する前に、供給圧Pin (T+1) + α が弁体開弁方向押圧力として弁体71に作用し、弁体71が弁座面72から離間し、作動油供給排出弁70が徐々に開弁される。これにより、プライマリ油圧室55に作動油が供給され、プライマリ油圧P1が徐々に上昇し、変速比 γ が徐々に減少する。

【0162】

そして、ECU140は、油圧制御装置130を制御して供給圧Pinを供給圧Pin (T+1) + α まで上昇させると共に、供給圧Pinをこの供給圧Pin (T+1) + α で一定に保持し、時刻tAにて入力回転数センサ150、出力回転数センサ160により

変速比の変化が検出された後に、開弁動作開始時刻 t_{21} にて、油圧制御装置 130 を制御して一定圧 P_S の駆動油圧室 81 への導入を開始する。一定圧 P_S の駆動油圧室 81 への導入が開始され駆動油圧室油圧 P_2 に応じた差分押圧力がピストン 82 を介して弁体開弁方向押圧力として弁体 71 に作用すると、弁体 71 の弁座面 72 からの離間速度が加速され、プライマリ油圧 P_1 が一気に上昇して変速速度が増加し、開弁動作終了時刻 t_{22} にて、作動油供給排出弁 70 が完全に開弁する。

【0163】

そして、ECU140 は、実際の変速比 γ が目標変速比 $\gamma(T+1)$ 近傍になると、油圧制御装置 130 を制御して、供給圧 P_{in} を α 分だけ減少させ目標変速比 $\gamma(T+1)$ に対応した供給圧 $P_{in}(T+1)$ まで減少させる。

10

【0164】

ECU140 は、閉弁動作開始時刻 t_{24} よりも前の時刻 t_{23} にて、実際の変速比 γ が目標変速比 $\gamma(T+1)$ 近傍になり供給圧 P_{in} が供給圧 $P_{in}(T+1)$ で一定に保持されると、その後、閉弁動作開始時刻 t_{24} にて、油圧制御装置 130 を制御して一定圧 P_S の駆動油圧室 81 への導入の停止を開始することで作動油供給排出弁 70 の閉弁を開始する。そして、ECU140 は、閉弁動作終了時刻 t_{25} にて、駆動油圧室 81 の駆動油圧室油圧 P_2 が大気圧になり弁体 71 が弁座面 72 に完全に接触し作動油供給排出弁 70 が完全に閉弁すると、油圧制御装置 130 を制御して、作動油供給排出弁 70 の閉弁動作終了後に供給排出経路の油圧を減少させ、すなわち、プライマリ油圧室 55 へ供給される作動油の供給圧 P_{in} を減少させる。

20

【0165】

これにより、プライマリ油圧室 55 に作動油を供給する際に、ECU140 が油圧制御装置 130 を制御して供給圧 P_{in} を上昇させ、入力回転数センサ 150、出力回転数センサ 160 により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置 130 により駆動油圧室 81 の油圧を上昇させることから、駆動油圧室 81 の油圧を上昇させる前に、供給圧 P_{in} が弁体 71 に作用することで作動油供給排出弁 70 が徐々に開弁されプライマリ油圧 P_1 が徐々に上昇し変速が徐々に開始されるので、変速応答性を向上することができる。そして、供給圧 P_{in} が弁体 71 に作用し変速が開始された後に、油圧制御装置 130 により駆動油圧室 81 の油圧を上昇させ、駆動油圧室油圧 P_2 に応じた差分押圧力がピストン 82 を介して弁体開弁方向押圧力として弁体 71 に作用することで、作動油供給排出弁 70 の開弁動作が加速され、プライマリ油圧 P_1 が一気に上昇して変速速度が増加するので、全体の変速期間も短縮することができる。この結果、ドライバビリティを向上させることができる。そしてこのとき、ECU140 は、入力回転数センサ 150、出力回転数センサ 160 により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置 130 により駆動油圧室 81 の油圧を上昇させていることから、駆動油圧室油圧 P_2 が供給圧 P_{in} よりも先に上昇することで生じるおそれのある作動油の逆流を確実に防止することができる。したがって、作動油の逆流を確実に防止した上で、変速応答性を向上し変速期間を短縮することができ、この結果、ドライバビリティを向上させることができる。

30

【0166】

以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-2 によれば、作動油供給排出弁 70 の閉弁時においては、閉弁応答期間 X_2 が相対的に長い期間に設定されることから、弁体 71 が弁座面 72 に接触する際の弁体 71 の移動速度を低減することができるので、作動油供給排出弁 70 の閉弁時におけるショックの発生を抑制することができ、よって、ドライバビリティを向上することができる。また、弁体 71 が弁座面 72 に接触する際の弁体 71 の移動速度を低減することができるので、ベルト 110 の耐久性、作動油供給排出弁 70 の耐久性を向上することができる。

40

【0167】

さらに、以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-2 によれば、ECU140 が油圧制御装置 130 を制御して開弁応答期間 X_1 及び閉弁応答期間 X_2 中に供給圧 P_{in} を一定に保持する制御を実行することから、作動油供給排出弁 70 が開弁

50

する際の開弁応答期間 X 1 中及び作動油供給排出弁 7 0 が閉弁する際の閉弁応答期間 X 2 中にプライマリ油圧室 5 5 のプライマリ油圧 P 1 が急激に変動することを防止することができ、よって、ショックを低減することができ、ドライバビリティを向上することができる。

【0168】

さらに、以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-2 によれば、供給排出経路（供給排出側主通路 5 1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i）を介した一方の挟圧力発生油圧室としてのプライマリ油圧室 5 5 に対する作動油の供給排出を制御すると共に、アクチュエータ 8 0 の駆動油圧室 8 1 に対する作動油の供給排出を制御する油圧制御装置 1 3 0 と、油圧制御装置 1 3 0 を制御する ECU 1 4 0 と、2つのプーリとしてのプライマリプーリ 5 0 及びセカンダリプーリ 6 0 の回転速度比である変速比を検出可能な入力回転数センサ 1 5 0、出力回転数センサ 1 6 0 とを備え、作動油供給排出弁 7 0 は、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する方向に開弁し、アクチュエータ 8 0 は、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、ピストン 8 2 を駆動油圧室 8 1 に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで作動油供給排出弁 7 0 を開弁させ、ECU 1 4 0 は、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際に、油圧制御装置 1 3 0 を制御して供給排出経路の油圧、すなわち、供給圧 P_{in}を上昇させ、入力回転数センサ 1 5 0、出力回転数センサ 1 6 0 により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置 1 3 0 により駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 を上昇させる。

【0169】

すなわち、以上で説明した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機 1-2 によれば、2つのプーリとしてのプライマリプーリ 5 0 及びセカンダリプーリ 6 0 と、プライマリプーリ 5 0 及びセカンダリプーリ 6 0 に巻き掛けられ、内燃機関 1 0 からの出力トルクを伝達するベルト 1 1 0 と、プライマリプーリ 5 0、セカンダリプーリ 6 0 それぞれに形成され、油圧によりベルト 1 1 0 に対してベルト挟圧力を発生するプライマリ油圧室 5 5 及びセカンダリ油圧室 6 4 と、一方の挟圧力発生油圧室としてのプライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給、あるいはこのプライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する供給排出経路（供給排出側主通路 5 1 a、各軸側連通通路 5 1 c、空間部 T 1、T 2、各隔壁側連通通路 5 4 e、空間部 T 7、各配置側連通通路 5 6 b、各弁配置通路 5 6 a、空間部 T 6 および各開口穴 5 4 i）と、供給排出経路に設けられ、かつプライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際に、あるいはプライマリ油圧室 5 5 から作動油を排出する際にプライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する方向に開弁し、変速比を固定する変速比固定時に閉弁し、一方のプーリとしてのプライマリプーリ 5 0 と一体回転する作動油供給排出弁 7 0 と、駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 により、ピストン 8 2 を駆動油圧室 8 1 に対する摺動方向のうち一方に摺動させることで、作動油供給排出弁 7 0 の開閉を制御するアクチュエータ 8 0 と、供給排出経路を介したプライマリ油圧室 5 5 に対する作動油の供給排出を制御すると共に、駆動油圧室 8 1 に対する作動油の供給排出を制御する油圧制御装置 1 3 0 と、プライマリプーリ 5 0 及びセカンダリプーリ 6 0 の回転速度比である変速比を検出可能な入力回転数センサ 1 5 0、出力回転数センサ 1 6 0 と、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際に、油圧制御装置 1 3 0 を制御して供給排出経路の油圧、すなわち、供給圧 P_{in}を上昇させ、入力回転数センサ 1 5 0、出力回転数センサ 1 6 0 により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置 1 3 0 により駆動油圧室 8 1 の駆動油圧室油圧 P 2 を上昇させる ECU 1 4 0 とを備える。

【0170】

したがって、プライマリ油圧室 5 5 に作動油を供給する際に、ECU 1 4 0 が油圧制御装置 1 3 0 を制御して供給圧 P_{in}を上昇させ、入力回転数センサ 1 5 0、出力回転数センサ 1 6 0 により変速比の変化が検出された後に、油圧制御装置 1 3 0 により駆動油圧室 8 1 の油圧を上昇させることから、作動油の逆流を確実に防止した上で、変速開始までの変速応答性を向上すると共に変速期間を短縮することができるので、ドライバビリティを

向上させることができる。

【0171】

なお、上述した本発明の実施形態に係るベルト式無段変速機は、上述した実施形態に限定されず、特許請求の範囲に記載された範囲で種々の変更が可能である。

【0172】

上述したように、本発明の設定手段、第1制御手段及び第2制御手段は、制御手段としてのECU140により兼用されるものとして説明したが、それぞれを別個に設けるようにしてもよい。同様に本発明の第1油圧制御手段と第2油圧制御手段とは、油圧制御装置130により兼用されるものとして説明するが、それぞれを別個に設けるようにしてもよい。さらに、変速比検出手段は、入力回転数センサ150、出力回転数センサ160であるものとして説明したがこれに限らず、種々の公知の変速比検出手段を用いればよい。

10

【0173】

また、以上の実施形態2の説明では、弁開閉制御手段により作動油供給排出弁を開弁状態から閉弁状態に移行させる期間である閉弁応答期間を閉弁状態から開弁状態に移行させる期間である開弁応答期間より長い期間に設定するものとして説明したがこれに限らない。

【産業上の利用可能性】

【0174】

以上のように、本発明に係るベルト式無段変速機は、ドライバビリティを向上することができるものであり、種々のベルト式無段変速機に適用して好適である。

20

【図面の簡単な説明】

【0175】

【図1】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機のスケルトン図である。

【図2】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比固定時（閉弁状態）におけるプライマリプーリの要部断面図である。

【図3-1】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機のトルクカムを示す図である。

【図3-2】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機のトルクカムを示す図である。

【図4】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の油圧制御装置の構成例を示す図である。

30

【図5】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比減少時（アップシフト時）におけるプライマリプーリの要部断面図である。

【図6】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比減少時（アップシフト時）における油圧制御装置の動作を示す図である。

【図7】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比増加時（ダウンシフト時）におけるプライマリプーリの要部断面図である。

【図8】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の変速比増加時（ダウンシフト時）における油圧制御装置の動作を示す図である。

【図9】本発明の実施形態1に係るベルト式無段変速機の制御の一例を説明するタイムチャートである。

40

【図10】本発明の実施形態2に係るベルト式無段変速機の制御の一例を説明するタイムチャートである。

【符号の説明】

【0176】

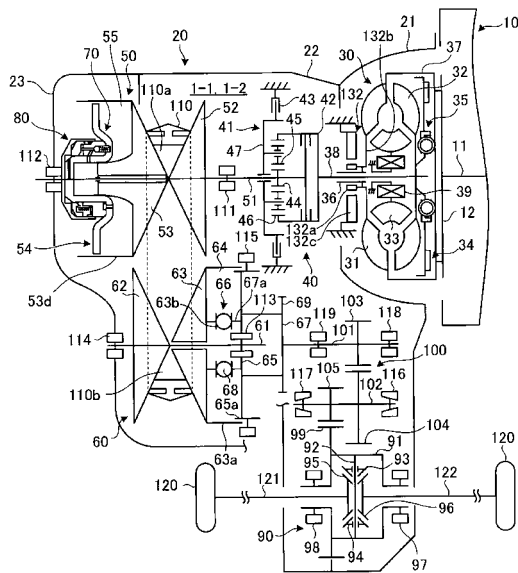
- 1-1、1-2 ベルト式無段変速機
- 10 内燃機関（駆動源）
- 50 プライマリプーリ（一方のプーリ）
- 51 プライマリプーリ軸
- 51a 供給排出側主通路（供給排出経路）

50

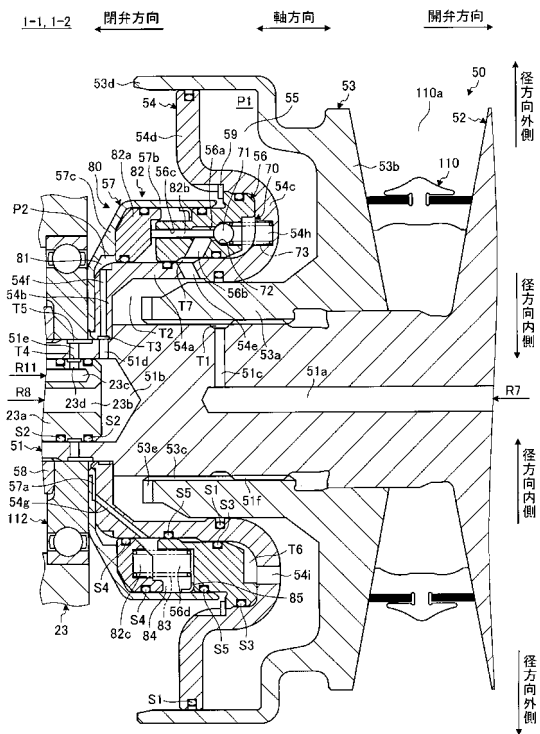
5 1 c	軸側連通通路（供給排出経路）	
5 2	プライマリ固定シープ	
5 3	プライマリ可動シープ	
5 4	プライマリ隔壁	
5 4 e	隔壁側連通通路（供給排出経路）	
5 4 i	開口穴（供給排出経路）	
5 5	プライマリ油圧室（一方の挟圧力発生油圧室）	
5 6	弁配置部材	
5 6 a	弁配置通路（供給排出経路）	
5 6 b	配置側連通通路（供給排出経路）	10
5 7	カバー部材	
5 8	隔壁固定部材	
6 0	セカンダリプーリ（他方のプーリ）	
6 1	セカンダリプーリ軸	
6 2	セカンダリ固定シープ	
6 3	セカンダリ可動シープ	
6 4	セカンダリ油圧室（他方の挟圧力発生油圧室）	
6 5	セカンダリ隔壁	
6 6	トルクカム	
6 7	中間部材	20
6 8	伝達部材	
7 0	作動油供給排出弁	
7 1	弁体	
7 2	弁座面	
7 3	弁体弾性部材	
8 0	アクチュエータ（弁開閉制御手段）	
8 1	駆動油圧室	
8 2	ピストン	
8 3	ピストン弾性部材	
8 4	キャンセル室	30
1 1 0	ベルト	
1 1 0 a	プライマリ溝	
1 1 0 b	セカンダリ溝	
1 3 0	油圧制御装置（油圧制御手段、第 1 油圧制御手段、第 2 油圧制御手段）	
1 3 1	オイルパン	
1 3 2	オイルポンプ	
1 3 3	ライン圧制御装置	
1 3 4	一定圧制御装置	
1 3 5	プライマリ油圧室用制御装置	
1 3 6	駆動油圧室用制御装置	40
1 3 7	セカンダリ油圧室用制御装置	
1 4 0	E C U（制御手段、設定手段、第 1 制御手段、第 2 制御手段）	
1 5 0	入力回転数センサ（変速比検出手段）	
1 6 0	出力回転数センサ（変速比検出手段）	
P 1	プライマリ油圧	
P 2	駆動油圧室油圧	
P i n	供給圧	
P S	一定圧	
T 1、T 2、T 6、T 7	空間部（供給排出経路）	
X 1	開弁応答期間	50

X 2 閉弁応答期間

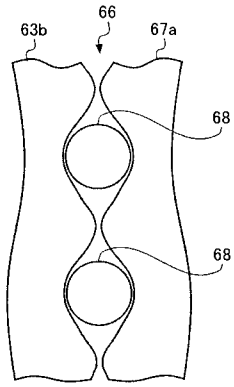
【図 1】



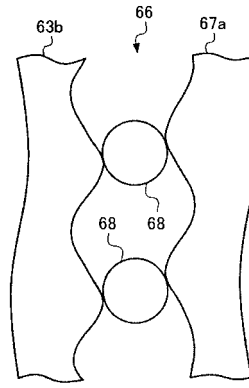
【図 2】



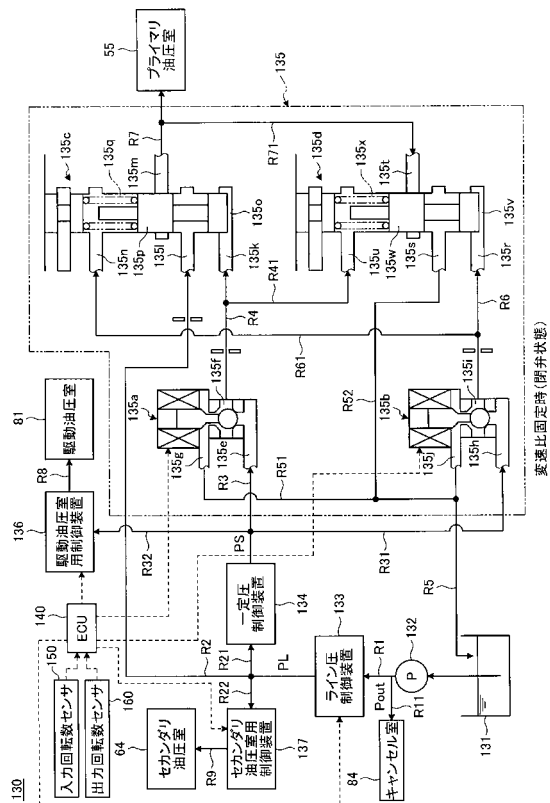
【図 3-1】



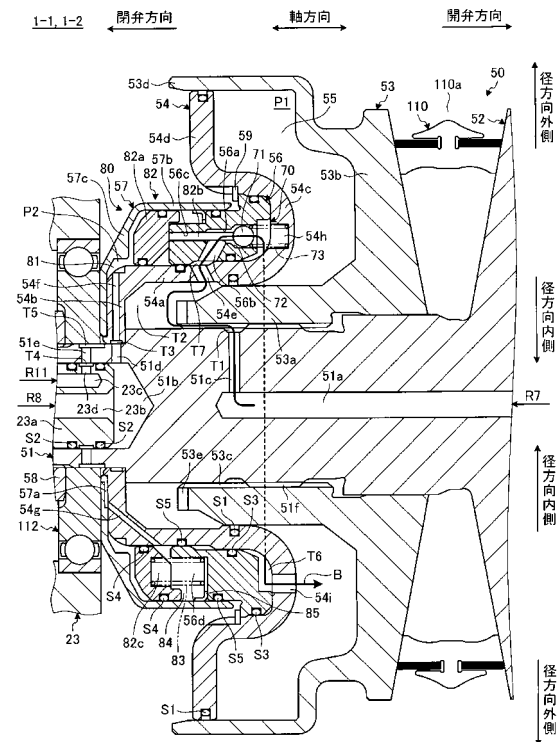
【図 3 - 2】



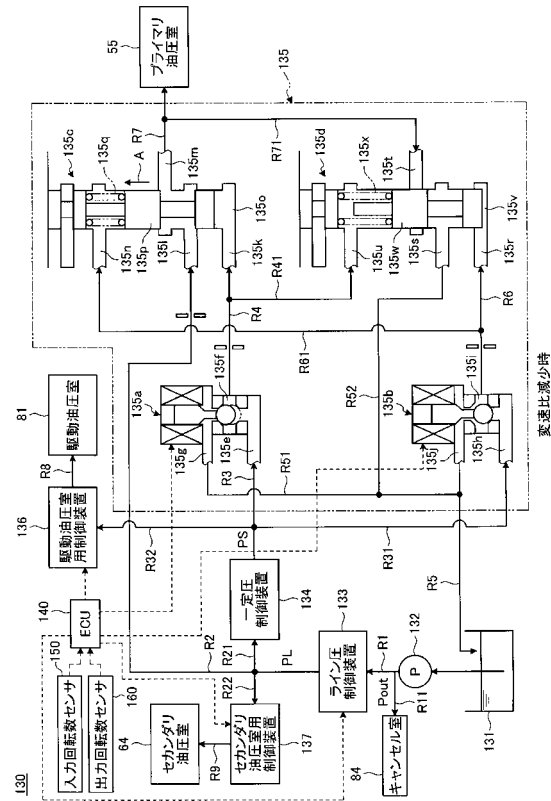
【圖 4】



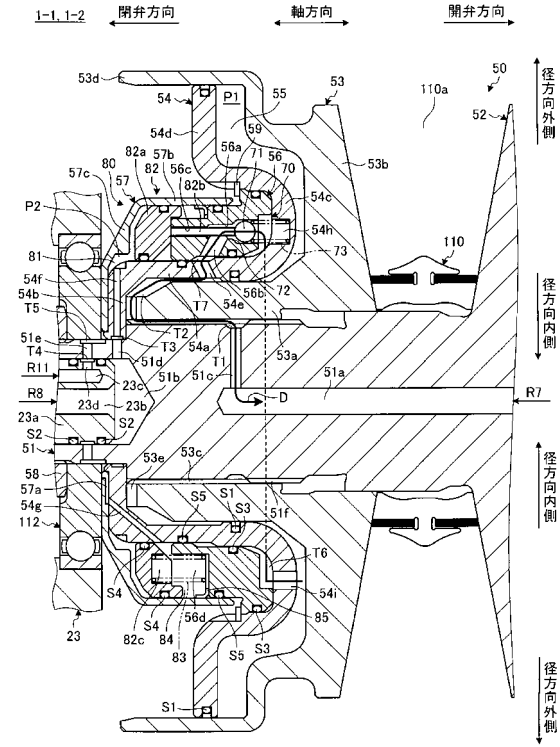
【图 5】



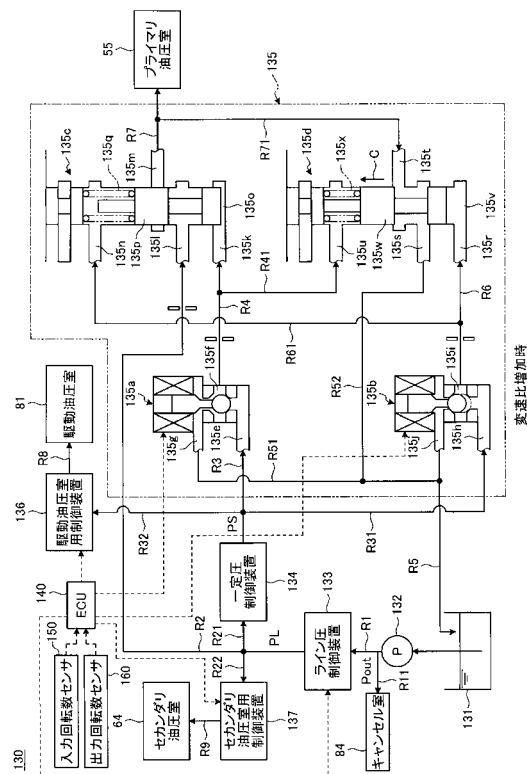
【図 6】



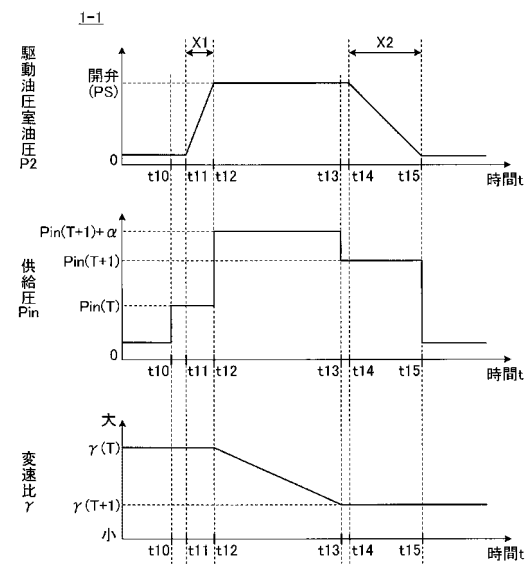
【図 7】



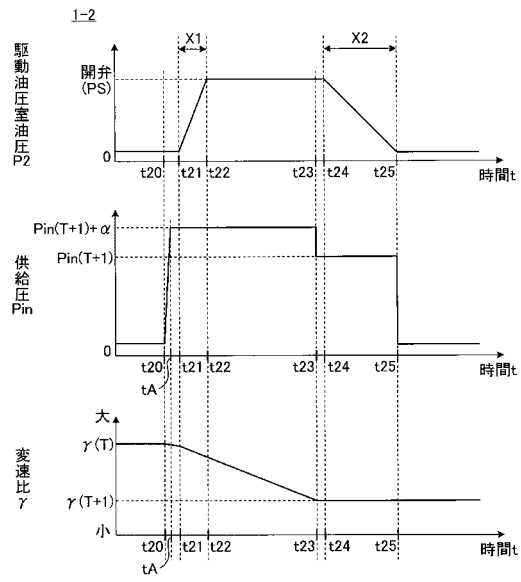
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

審査官 増岡 亘

(56)参考文献 特開2008-101732 (JP, A)
特開平10-205642 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/02
F16H 9/18