

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014 年 10 月 16 日(16.10.2014)



(10) 国際公開番号
WO 2014/167651 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 61/02 (2006.01) *F16H 61/662* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/060739
- (22) 国際出願日: 2013 年 4 月 9 日(09.04.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 服部 勇仁(HATTORI, Yuji); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 木村 謙大(KIMURA, Kenta); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 稲垣 貴文(IN-

AGAKI, Takafumi); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 永里 有(NAGASATO, Yuu); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 渡邊 丈夫(WATANABE, Takeo); 〒1130034 東京都文京区湯島三丁目 1 2 番 1 号 アデックスビル 3 階 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL,

[続葉有]

(54) Title: OIL PRESSURE CONTROLLER FOR BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: ベルト式無段変速機の油圧制御装置

[図1]

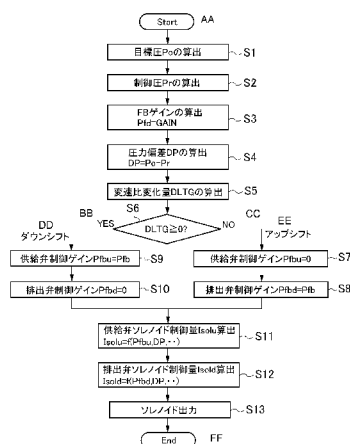


FIG. 1:
S1 Calculate target pressure (Po)
S2 Calculate control pressure (Pr)
S3 Calculate FB gain
Pfd = GAIN
S4 Calculate pressure deviation (DP)
DP = Po - Pr
S5 Calculate amount of change in gear-changing ratio (DLTG)
S6 DLTG > 0?
S7 Supply valve control gain
Pfbu = 0
S8 Exhaust valve control gain
Pftd = 0
S9 Supply valve control gain
Pfbu = Pfb
S10 Exhaust valve control gain
Pftd = 0
S11 Calculate supply valve solenoid control amount (Isolu)
Isolu = f(Pfbu, DP, ...)
S12 Calculate exhaust valve solenoid control amount (Isold)
Isold = f(Pftd, DP, ...)
S13 Solenoid output
AA Start
BB Yes
CC No
DD Down shift
EE Up shift
FF End

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to improve control stability when using a supply valve and an exhaust valve in an on-off configuration to control oil pressure in oil pressure chambers for a pulley on which a belt is wound. When the supplying of oil pressure to one oil pressure chamber leads to an increase in the oil pressure of the other oil pressure chamber, the amount of control over the supply valve in communication with the other oil pressure chamber is reduced so to fall below a control amount determined on the basis of a deviation relative to any event other than when the oil pressure in the other oil pressure chamber increases in concert with oil pressure being supplied to the one oil pressure chamber, and when the exhausting of oil pressure from one oil pressure chamber leads to a decrease in the oil pressure of the other oil pressure chamber, the amount of control over the exhaust valve in communication with the other oil pressure chamber is reduced so to fall below a control amount determined on the basis of a deviation with any event other than when the oil pressure in the other oil pressure chamber decreases in concert with oil pressure being exhausted from the one oil pressure chamber.

(57) 要約:

[続葉有]



SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロ
シア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI,

FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK,
MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR),
OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML,
MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

開閉弁によって構成された供給弁と排出弁とによって、ベルトが巻き掛けられたプーリの油圧室の油圧を制御するにあたって制御の安定性を向上させることを目的とする。いずれか一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って他方の油圧室の油圧が増大する場合に、他方の油圧室に連通された供給弁の制御量を、他方の油圧室の油圧が一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って増大する場合以外の場合に偏差に基づいて求まる制御量より小さくし、かついずれか一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って他方の油圧室の油圧が低下する場合に、他方の油圧室に連通された排出弁の制御量を、他方の油圧室の油圧が一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って低下する場合以外の場合に偏差に基づいて求まる制御量より小さくするように構成されている。

明 細 書

発明の名称： ベルト式無段変速機の油圧制御装置

技術分野

[0001] この発明は、変速比や伝達トルク容量などが油圧によって制御される変速機を対象とした油圧制御装置に関し、特にベルトが巻き掛けられた一対のプーリにおけるベルト巻き掛け溝の幅を変化させることにより変速比を連続的に変化させるように構成されたベルト式無段変速機を対象とする油圧制御装置に関するものである。

背景技術

[0002] 変速機による変速比はトルクの伝達経路やトルクの伝達点を変更することにより切り替えられ、またトルクの伝達経路に摩擦係合要素が配置されている変速機においては、その係合力によって変速機の全体としての伝達トルク容量が決まる。従来、このような変速比の切り替えや伝達トルク容量の設定を油圧によって行うように構成された変速機が知られており、その一例が特開 2011-163508 号公報に記載されている。

[0003] 特開 2011-163508 号公報に記載された変速機はベルト式無段変速機であって、ベルトが巻き掛けられている駆動プーリ（プライマリプーリ）と従動プーリ（セカンダリプーリ）とのそれぞれが、固定シーブとその固定シーブに対して接近あるいは離隔してベルト巻き掛け溝の幅を変更する可動シーブとによって構成されている。これらプライマリプーリおよびセカンダリプーリにはそれぞれの可動シーブに推力を付与するための油圧室が設けられており、それぞれの油圧室には、油圧源の油圧を供給するための供給弁と、油圧をドレイン箇所へ排出する排出弁とが接続されている。そして、一方のプーリ（例えばプライマリプーリ）に連通されている供給弁を開いて油圧を供給することにより、プライマリプーリの溝幅が狭くなってベルトの巻き掛け半径が増大することによりアップシフトが生じ、また反対に排出弁を開いてプライマリプーリから油圧を排出することにより、溝幅が広がって

ベルトの巻き掛け半径が減少し、ダウンシフトが生じるように構成されている。これに対して他方のプーリ（例えばセカンダリプーリ）に連通されている供給弁を開いてセカンダリプーリに油圧を供給すると、ベルトを挟み付ける挟圧力が増大して伝達トルク容量が増大し、また反対に排出弁を開いてセカンダリプーリから油圧を排出することにより、ベルトを挟み付ける挟圧力が低下して伝達トルク容量が減少するように構成されている。

[0004] さらに、特開 2011-163508 号公報には上記の供給弁もしくは排出弁として使用することのできるバランスピストン式のソレノイドバルブが記載されている。このソレノイドバルブは、ニードル状もしくはシャフト状の弁体が一体化されているピストンがシリンダ部の内部に軸線方向に前後動できるように收容されており、その弁体が收容されている油室に、高压部に連通された流入ポートと、低压部に連通された流出ポートとが形成され、前記弁体が流出ポートの前記油室側の開口端である弁座に突き当てられることにより閉弁状態となるように構成されている。また、上記の油室と、この油室に対してピストンを挟んで反対側の油室（以下、仮に制御油室と記す）とが制御オリフィスを有する連通路を介して連通されている。さらに、その制御油室が前記低压部に連通されており、その制御油室を低压部に対して開閉する制御ソレノイドが設けられている。したがって、その制御ソレノイドを開制御することにより制御油室の油圧が低下し、その結果、ピストンが制御油室側に後退して弁体が弁座から離隔して開弁し、また制御ソレノイドを閉制御することにより制御油室の油圧が高くなってピストンが弁座側に前進し、弁体が弁座に突き当たって流出ポートを密閉し、閉弁するように構成されている。

[0005] 上記の特開 2011-163508 号公報に記載されている供給弁および排出弁は、通電することにより開弁し、またその電流値に応じて開度に変化するが、圧力を制御する機能は特に備えていないバルブであるから、変速比やベルト挟圧力（伝達トルク容量）は、供給弁および排出弁をフィードバック制御することにより制御される。例えば、目標変速比と実変速比との偏

差に基づいて駆動プーリにおける油圧室についての圧力差が求められ、その圧力差と制御ゲインとに基づいて供給弁もしくは排出弁の制御量が求められる。同様に、セカンダリプーリの油圧室の油圧は、アクセル開度などの駆動要求量に基づく目標油圧と実油圧との圧力差と所定の制御ゲインとに基づいて供給弁あるいは排出弁の制御量が求められ、その制御量に応じて供給弁あるいは排出弁が開閉されて制御される。

[0006] ベルト式無段変速機で設定される変速比は、駆動プーリと従動プーリとの回転数の比率として求められるのが一般的であるが、それぞれの回転数は、車両の走行中の様々な要因で僅かに変化している。また同様に、セカンダリプーリの油圧室の油圧すなわちベルト挟圧力は回転数の変化や元圧の変化などによって僅かに変化し続けている。したがって、各プーリにおける油圧室にはほぼ常時、僅かな油圧が供給され、あるいは排出されている。そして、例えばプライマリプーリにおける油圧室の油圧が変化すると、その固定シーブと可動シーブとの間隔すなわちベルトの巻き掛け半径が変化するから、セカンダリプーリにおいては、そのベルト巻き掛け半径が変化するようにベルト巻き掛け溝の幅が押し広げられ、あるいは狭くなる。すなわち、セカンダリプーリにおける可動シーブが軸線方向に移動するから、その油圧室の油圧が増大し、あるいは低下する。その結果、その油圧室に連通されている供給弁あるいは排出弁は、セカンダリプーリにおける油圧室の油圧を目標油圧に設定するべく開閉制御される。

[0007] このようにベルト式無段変速機では、駆動プーリの油圧室の油圧の変化が、セカンダリプーリにおける油圧室の油圧の変化に影響を及ぼす。これは、ベルト挟圧力の制御のためのセカンダリプーリにおける油圧室の油圧を変化させた場合にも同様であり、セカンダリプーリにおける油圧室の油圧を増大あるいは低下させると、それに影響されて、プライマリプーリにおける油圧室の油圧が変化する。そのため、変速比の制御のための油圧の変化と、ベルト挟圧力の制御のための油圧の変化とが重畳的に生じると、油圧が過剰に変化してしまい、油圧のハンチングが生じる可能性がある。このような状態は

、前述した供給弁や排出弁を上記のバランスピストン式バルブ以外の開閉弁によって構成した場合にも同様に生じる。図21に、ゆっくりと僅かにダウンシフトしており、かつ挟圧力をほぼ一定に維持するべくセカンダリプーリの油圧室の油圧をほぼ一定に維持するように制御している過程で、アップシフトが実行された場合に、セカンダリプーリの油圧室の油圧が大きく変化する状況を線図で示してある。アップシフト時にはプライマリプーリの溝幅を拡大するように油圧室の油圧が増大させら、それに伴ってセカンダリプーリの溝幅が強制的に拡大させられるので、その油圧室の容積の減少によってその油圧が増大し、これとは別に挟圧力制御によってセカンダリプーリの油圧室に供給弁を介して油圧が供給されることがある。そのため、図21に示すように、アップシフトの開始直後にセカンダリプーリの油圧室の油圧が大きく脈動し、ハンチングが生じる。

発明の概要

[0008] この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであって、ベルトが巻き掛けられてるプーリの油圧室における油圧を、開閉式のバルブによって制御するように構成された油圧制御装置の制御安定性を向上させることを目的とするものである。

[0009] この目的を達成するために、この発明は、ベルトが巻き掛けられた一対のプーリのそれぞれが、ベルトが巻き掛けられている溝の幅を狭くする方向の推力を油圧の増大に伴って増大させる油圧室を備え、いずれか一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って他方の油圧室の油圧が増大し、かつ前記いずれか一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って前記他方の油圧室の油圧が低下するように構成され、油圧を供給する場合に開弁させられる供給弁と油圧を排出する場合に開弁させられる排出弁とが前記油圧室のそれぞれに連通して設けられ、これらの供給弁および排出弁を前記各油圧室の油圧が目標圧となるように前記油圧室の目標油圧と実油圧との偏差に基づいてフィードバック制御するように構成されたベルト式無段変速機の油圧制御装置において、いずれか一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って他方の油圧

室の油圧が増大する場合に、前記他方の油圧室に連通された前記供給弁の制御量を、前記他方の油圧室の油圧が前記一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って増大する場合以外の場合に前記偏差に基づいて求まる制御量より小さくし、かつ前記いずれか一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って前記他方の油圧室の油圧が低下する場合に、前記他方の油圧室に連通された前記排出弁の制御量を、前記他方の油圧室の油圧が前記一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って低下する場合以外の場合に前記偏差に基づいて求まる制御量より小さくするように構成されていることを特徴とするものである。

[0010] この発明において、前記制御量を小さくする制御は、予め定められている制御ゲインを減少させる制御を含むことができる。

[0011] この発明では、その制御ゲインは、圧油の温度が低い場合の値が高い場合の値より大きく設定される制御ゲイン、もしくは前記供給弁もしくは前記排出弁に供給される供給圧が高い場合の値が低い場合の値より小さく設定される制御ゲインであってよい。

[0012] また、この発明において、前記制御量を小さくする制御は、前記偏差に基づいて求められる制御量をゼロにする制御を含むことができる。

[0013] この発明における前記一方の油圧室は、変速比を変化させるために油圧が供給および排出される一方のプーリに備えられた油圧室であり、前記他方の油圧室は、ベルト挟圧力を設定するために油圧が供給および排出される他方のプーリに備えられた油圧室であってよく、この発明は、予め定められた所定時間内の変速比の変化量が予め定めた基準範囲以内の場合に、前記他方の油圧室に連通されている供給弁および排出弁についての制御量を小さくする制御を禁止するように構成されてよい。

[0014] さらに、この発明は、前記制御量を小さくするように変化させる場合、もしくは前記小さくした制御量をその小さくする制御の解除によって増大させる場合に、制御量の変化を予め定めた所定の勾配で変化させるように構成されてよい。

[0015] そして、この発明における供給弁と排出弁との少なくともいずれか一つの弁は、ピストンを前後動可能に収容したシリンダ部と、そのピストンによって区画されて前記シリンダ部の内部に形成された第1油室と第2油室と、これら第1油室と第2油室とを連通させている制御オリフィスと、所定の高压部に連通されるように前記第1油室に形成された流入ポートと、所定の低压部に連通されるように前記第1油室に形成された流出ポートと、これら流入ポートと流出ポートとのいずれか一方を開閉するように前記ピストンに一体化された弁体と、前記第2油室を前記低压部に選択的に連通させる制御ソレノイドバルブとを備えたバランスピストン式バルブによって構成することができる。

[0016] この発明では、圧油の粘度の影響を抑制するよう構成することができ、例えば、前記制御ソレノイドバルブは、制御量に応じて開度が変化するように構成され、前記制御ソレノイドバルブが開くことにより形成される絞り部は、圧油の粘度が増大することに伴う流動抵抗の増大量が前記制御オリフィスでの流動抵抗の増大量よりも大きくなるように構成され、そして、前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合における前記開度が前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合における前記開度に比較して大きくなる制御量に設定する制御量設定手段を備えてよい。

[0017] その場合、前記制御ソレノイドバルブは、前記制御量が大きいほど開度が大きくなるバルブを含み、前記制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合に、前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合に比較して増大させる手段を含むことができる。

[0018] あるいは、前記制御ソレノイドバルブは、前記制御量が大きいほど開度が小さくなるバルブを含み、前記制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合に、前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合に比較して減少させる手段を含むことができる。

[0019] この発明では、バランスピストン式バルブに、圧油の粘度が変動することによる影響を低減するための構成を組み込むことができる。例えば、前記制

御ソレノイドバルブは、電磁力によって軸線方向に移動させられる弁体が前記第2油室に連通しているポートの開口端部に押し付けられて閉弁し、前記弁体が前記ポートの開口端部から離れて圧油が流れる隙間が生じることにより開弁するよう構成され、前記連通路の一部に、前記連通路における圧油の流量と温度との関係が、前記制御ソレノイドバルブが開弁して前記弁体と前記ポートの開口端部との間を流れる圧油の流量とその圧油の温度との関係に近づける特性調整部が設けられていてよい。

[0020] その特性調整部は、前記連通路の流路断面積より小さい開口面積で、かつ開口径よりも長さが長い油孔であってよい。

[0021] さらに、この発明の油圧制御装置は、供給圧の変動による影響を抑制するように構成することができる。例えば、前記制御ソレノイドバルブは、制御量に応じて開度が変化するように構成され、前記第1油室に供給される供給圧が予め定めた基準圧力より高い場合の前記制御量を、前記供給圧が低い場合の前記開度より小さい前記開度となるように前記制御量を設定する他の制御量設定手段を備えることができる。

[0022] その場合、前記制御ソレノイドバルブは、前記油圧室の目標圧と実際圧との偏差に基づいてフィードバック制御されるように構成され、前記他の制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブのフィードバック制御ゲインを低減させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差を減少補正する手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいて求められた前記制御量を補正する手段とのいずれかを含む構成であってよい。

[0023] そして、この発明に係る油圧制御装置は、前記油圧室の油圧の目標値と実際値との偏差に基づいて前記弁体の開弁方向へのストローク量の制限値を設定するガード設定手段と、前記弁体のストローク量が前記制限値以下となるように前記制御ソレノイドバルブの制御量を制限する制限手段とを備えることができる。

[0024] その場合、前記弁体は、前記制御ソレノイドバルブに電流を流すことによ

り開弁方向にストロークするように構成され、その弁体のストローク量を、前記制御ソレノイドバルブの指示電流値とその電流指示時間とから求めるストローク量算出手段を更に備えていてよい。

[0025] また、前記弁体のストローク量を、前記油圧室の油圧の変化量に基づいて求めるストローク量算出手段を更に備えることができる。

[0026] この発明の油圧制御装置によれば、一方のプーリの油圧室に所定の油圧を供給してベルトが巻き掛けられる溝の幅を所定の幅に設定することにより、その溝幅に応じた変速比が設定され、その状態で他方のプーリの油圧室に油圧を供給してベルトを挟み付ける挟圧力を設定することにより、ベルトと各プーリとがその挟圧力に応じた接触圧で接触して所定の伝達トルク容量が設定される。これらの油圧室の油圧は、それぞれに連通された供給弁および排出弁を開閉制御することにより制御され、その場合、それらの供給弁および排出弁の制御は、油圧室の油圧の目標値と実際値との偏差に基づくフィードバック制御によって行われる。そして、一方の油圧室に油圧を供給することに伴って他方の油圧室の油圧が増大する場合、当該他方の油圧室に油圧を供給する供給弁の制御量が、それ以外の場合の制御量より小さくさせられる。その制御量を小さくする制御は、前記偏差に基づいて求まる制御量をゼロにすることにより行われ、あるいは制御ゲインを予め設定されている値より小さくすることにより行われる。したがって、前記他方の油圧室の油圧が、他方の油圧室の油圧の増大によって増大することと、供給弁を介して供給される油圧によって増大することとの重畳が低減もしくは解消され、その結果、油圧のオーバーシュートやハンチングを抑制もしくは解消でき、油圧制御を安定させることができる。

[0027] また同様に、一方の油圧室から油圧を排出することに伴って他方の油圧室の油圧が低下する場合、当該他方の油圧室から油圧を排出する排出弁の制御量が、それ以外の場合の制御量より小さくさせられる。その制御量を小さくする制御は、前記偏差に基づいて求まる制御量をゼロにすることにより行われ、あるいは制御ゲインを予め設定されている値より小さくすることにより

行われる。したがって、前記他方の油圧室の油圧が、他方の油圧室の油圧の低下によって低下することと、排出弁を介して油圧が排出されて低下することとの重畳が低減もしくは解消され、その結果、油圧制御のオーバーシュートやハンチングを抑制もしくは解消でき、油圧制御を安定させることができる。

[0028] その制御ゲインを油温あるいは供給圧に応じて上記のように変化させることとすれば、圧油の粘度や供給圧の影響による制御精度の低下あるいは不安定性を解消もしくは抑制することができる。

[0029] また、この発明の油圧制御装置では、変速比の所定時間内の変化量が基準量より小さい場合に、上述した制御量を小さくする制御が禁止される。変速比の所定時間内の変化量、言い換えれば変速速度が小さい場合における一方の油圧室の油圧の変化による他方の油圧室の油圧に対する影響が小さい半面、各油圧室の油圧の僅かな変化に追従して油圧の給排を行うことが求められる。変速速度が小さい状態では、上記の制御量が特には小さくさせられないので、安定した油圧制御を行うことができる。

[0030] さらに、この発明では、供給弁もしくは排出弁の制御量を小さくする制御は、上述した特定の制御状態において実施され、したがってそのような制御状態の成立あるいは不成立によって制御量が小さくさせられ、あるいは元の制御量に戻されるが、そのような制御量の変化が所定の勾配をもって実行される。そのため、制御量の切り替えの際に制御ハンチングが生じるなどの事態を回避もしくは抑制して制御の安定性を向上させることができる。

[0031] そして、この発明によれば、ソレノイドバルブを小型化するべく供給弁もしくは排出弁をバランスピストン式バルブによって構成した場合であっても、安定した油圧制御を行うことができる。

[0032] また一方、この発明の油圧制御装置によれば、圧油の粘度が増大した場合には、その粘度が小さい場合に比較して、前記制御ソレノイドバルブの制御量を変更してその開度を増大させるから、圧油の粘度が増大した場合であっても制御ソレノイドバルブにおける絞り部を流れる圧油の量を粘度が低い場

合と同程度に確保できる。その結果、制御ソレノイドバルブを開制御した場合にその絞り部と制御オリフィスとを流れる圧油の量が、圧油の粘度が小さい場合と大きい場合とで大きな差が生じず、制御ソレノイドバルブの制御量とバランスピストン式バルブの開度もしくは流量との関係が圧油の粘度でばらつくことがない。そのため、この発明に係る油圧制御装置によれば、変速機の制御性が圧油の粘度あるいは油温で変化するなど、制御性が悪化することを防止もしくは抑制でき、あるいは変速機の制御性を向上させることができる。

[0033] また、この発明の油圧制御装置においては、バランスピストン式バルブは、その第1油室と第2油室との圧力差によってピストンが移動することにより開弁する。その圧力差は、制御ソレノイドバルブが開弁して生じる弁体と前記ポートとの間の隙間（すなわち絞り部）と前記連通路に設けられている特性調整部とでの圧油の流量の差によって生じる。そして、制御ソレノイドバルブが開弁して生じる絞り部における流動抵抗は圧油の温度が低下してその粘度が増大した場合に大きくなり、その流量と温度の関係と、前記連通路における流量と温度との関係とは、連通路に前記特性調整部が設けられていることにより近似し、もしくは等しくなっている。そのため、制御ソレノイドバルブが開弁して第2油室から流出する油圧の量と、連通路を通過して第2油室に流入する圧油の量との関係が、油温の変化に伴う圧油の粘度の変化が生じて同じになり、もしくは近似したものとなる。すなわち、この発明に係る油圧制御装置によれば、油温の低下やそれに伴う粘度の増大の影響が生じず、もしくは抑制されるので、制御性が悪化することを防止もしくは抑制でき、あるいは変速機の制御性を向上させることができる。

[0034] この発明の油圧制御装置によれば、第1油室に対する供給圧が基準圧力より高い場合、供給圧が高い状態での制御ソレノイドバルブの制御量が、供給圧が低い状態での前記開度より小さい前記開度を設定する制御量となる。したがって、制御ソレノイドバルブを開制御した際の第1油室と第2油室との圧力差は、供給圧が高いとしても、制御ソレノイドバルブの制御量が上記の

ように設定されて第2油室からの油圧の排出量が抑制されることにより特に大きくならない。すなわち、前記油圧室に対する油圧の供給あるいは油圧の排出に供給圧が高い圧力であることの影響が及ばず、もしくはその影響が抑制されるので、安定した油圧制御を行うことができる。

[0035] この発明の油圧制御装置によれば、バランスピストン式バルブにおける制御ソレノイドバルブに通電して開制御し、第2油室を低圧部に連通させると、第2油室から排圧されるとともに、第2油室に対する高圧部からの油圧の供給が制御オリフィスによって制限されるので、第1油室と第2油室との油圧に圧力差が生じ、その結果、ピストンおよびこれと一体の弁体を第2油室側に押圧する力すなわち開弁方向の力が閉弁方向の力より大きくなると、弁体がピストンと共に第2油室側に後退し、開弁する。このように後退移動する弁体のストローク量がガード値以下となるように制御ソレノイドバルブの制御量が制限され、弁体がガード値を超えて後退移動することがない。そのガード値は、油圧の制御対象箇所である油圧室の目標油圧と実油圧との偏差に基づいて設定されているから、弁体が後退移動することによる開度がその偏差に対して過度に大きくなることなく、その結果、油圧室の実油圧が目標油圧を超えて過度に高くなったり、あるいは反対に低くなったりすることを防止もしくは抑制できる。特にこの発明の油圧制御装置では、弁体がピストンを挟んだ両側の油室の圧力差でストロークし、その位置を油圧によっては特に制御していないにも関わらず、弁体のストローク量を求め、そのストローク量のガード値を設定しているので、弁体をその全ストローク範囲の途中まで後退移動させる程度の流量で油圧を制御する場合であっても、すなわち流量が少量であっても、所期どおりに安定して油圧を制御することができる。

[0036] 特に、弁体のストローク量を制御ソレノイドバルブの制御電流および電流指示時間から演算して求めるように構成すれば、ストロークセンサなどの測定機器を必要とせずに制御を行うことができる。

[0037] また、制御対象箇所である油圧室の油圧に基づいてストローク量を推定す

るように構成すれば、その推定精度を向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0038] [図1]この発明に係る油圧制御装置で実行される制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図2]供給弁および排出弁についての制御ゲインのアップシフトおよびダウンシフトごとの値を模式的に示す説明図である。

[図3]図1に示すフローチャートのうち変速の内容を判断するステップを変更した制御例を説明するためのフローチャートである。

[図4]この発明に係る油圧制御装置で実行される制御の他の例を説明するためのフローチャートである。

[図5]図4に示す制御例における供給弁および排出弁についての制御ゲインのアップシフトおよびダウンシフトごとの値を模式的に示す説明図である。

[図6]この発明に係る油圧制御装置で実行される制御の更に他の例を説明するためのフローチャートである。

[図7]図6に示す制御例における供給弁および排出弁についての制御ゲインのアップシフトおよびダウンシフトごとの値を模式的に示す説明図である。

[図8]この発明で対象とするベルト式無段変速機およびその油圧制御回路ならびに制御系統を模式的に示す図である。

[図9]その供給弁もしくは排出弁を構成するバランスピストン式バルブの構成を原理的に示す模式図である。

[図10]その制御オリフィスと第2油室ならびに制御圧との関係を説明する説明図である。

[図11]この発明に係る油圧制御装置で実行される制御例であって圧油の温度もしくは粘度の変化の影響を低減するように構成した制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図12]その制御ゲインの油温との関係を設定したマップの一例を示す図である。

[図13]特性調整部を設けた例を示す断面図である。

[図14]制御ソレノイドバルブに対する供給圧の変動による影響を低減するように構成した例を説明するためのフローチャートである。

[図15]その制御で使用するマップの一例を示す図である。

[図16]この発明に係る油圧制御装置で実行される、ピストンのストロークを規制する制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図17]その制御電流に基づいてストローク量を求める制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図18]その制御の際の目標電流と実電流との時間的な変化を模式的に示す図である。

[図19]制御油圧に基づいてストローク量を求める制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図20]供給圧と制御圧との圧力差と、制御流量と、ストローク量との関係を示すマップの一例を模式的に表した図である。

[図21]アップシフトに伴ってセカンダリプーリの油圧室の油圧が過剰に変動する状況を示す線図である。

発明を実施するための形態

[0039] この発明で対象とするベルト式無段変速機は、ベルトが巻き掛けられている一対のプーリが、そのベルトが巻き掛けられている溝の幅を変化させることにより、各プーリに対するベルトの巻き掛け半径を連続的に変化させ、これにより変速比が無段階に変化するように構成されている変速機である。したがって、トルクの伝達はベルトとプーリとの間の摩擦力によって行われる。そして、そのベルト式無段変速機は、変速比を設定し、また変化させるための制御および伝達トルク容量を所定の容量とするためにプーリがベルトを挟み付ける制御を油圧によって行うようになっている。このような制御を行うために各プーリには油圧室が設けられ、この発明に係る油圧制御装置は、それらの油圧室に油圧を供給もしくは排出するように構成されている。

[0040] 図8にベルト式無段変速機とその変速比およびベルト挟圧力を設定するための油圧回路とを模式的に示してある。ベルト式無段変速機1は、エンジン

などの駆動力源（図示せず）のトルクが伝達される駆動プーリ（プライマリプーリ）２と、出力軸や出力ギヤなどの出力部材（図示せず）にトルクを出力する従動プーリ（セカンダリプーリ）３とにベルト４を巻き掛け、そのベルト４を介して各プーリ２，３の間でトルクを伝達するように構成されている。各プーリ２，３は、ベルト４が巻き掛けられるベルト溝の幅を変更できるように構成されている。具体的には、プライマリプーリ２は固定シープ２Ａとその固定シープ２Ａに対して接近および離隔できるように配置された可動シープ２Ｂとによって構成されており、その可動シープ２Ｂの背面側に設けられている油圧室２Ｃに供給あるいは排出する油圧によって可動シープ２Ｂを固定シープ２Ａ側に移動させ、あるいは固定シープ２Ａから離隔させるように構成されている。これと同様に、セカンダリプーリ３は、固定シープ３Ａとその固定シープ３Ａに対して接近および離隔できるように配置された可動シープ３Ｂとによって構成されており、その可動シープ３Ｂの背面側に設けられている油圧室３Ｃに供給あるいは排出する油圧によって可動シープ３Ｂを固定シープ３Ａ側に移動させ、あるいは固定シープ３Ａから離隔させるように構成されている。そして、いずれか一方のプーリ（例えばセカンダリプーリ３）の油圧室３Ｃに供給した油圧によってベルト４を各シープ３Ａ，３Ｂによって挟み付け、その挟圧力によってベルト４と各シープ３Ａ，３Ｂとの間の摩擦力に応じた伝達トルク容量が設定される。また、その状態で、他方のプーリ（例えばプライマリプーリ２）の油圧室２Ｃに油圧を供給し、あるいは排出することにより各シープ２Ａ，２Ｂの間隔（溝幅）を変化させてベルト４の各プーリ２，３に対する巻き掛け半径を変更し、変速を生じさせるようになっている。

[0041] 上記の各プーリ２，３における油圧室２Ｃ，３Ｃの油圧は、油圧の供給と排出とを適宜に行って制御するように構成されている。その元圧は、オイルポンプもしくはアキュムレータなどの油圧源５の油圧であり、油圧源５としてオイルポンプを使用する場合、そのオイルポンプは前記駆動力源によって駆動されるいわゆる機械式オイルポンプやモータで駆動される電動オイルポ

ンプであってよい。逆止弁 6 を介して油圧源 5 に連通されている供給油路（あるいはライン圧油路）7 が上記の各油圧室 2 C, 3 C に連通されており、プライマリプーリ 2 の油圧室 2 C に連通されている供給油路 7 に供給弁 8 が設けられ、この供給弁 8 を開閉制御することにより、油圧室 2 C に油圧を供給し、また油圧の供給を遮断するように構成されている。また同様に、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C に連通されている供給油路 7 に供給弁 9 が設けられ、この供給弁 9 を開閉制御することにより、油圧室 3 C に油圧を供給し、また油圧の供給を遮断するように構成されている。さらに、プライマリプーリ 2 の油圧室 2 C に排出弁 10 が連通されており、この排出弁 10 を開閉制御することによりその油圧室 2 C から所定のドレイン箇所に油圧を排出し、また油圧の排出を遮断するように構成されている。そして、これと同様に、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C に排出弁 11 が連通されており、この排出弁 11 を開閉制御することによりその油圧室 3 C から所定のドレイン箇所に油圧を排出し、また油圧の排出を遮断するように構成されている。

[0042] これらの供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 は電氣的に制御されるソレノイドバルブであって、開制御されて油圧の供給と排出とを行い、開度に応じて流量を制御できるものの、それ自体は調圧機能のないバルブである。したがって、目標圧と実油圧との圧力偏差に基づいて各供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 をフィードバック制御して、各油圧室 2 C, 3 C の油圧を目標とする油圧に制御するように構成されている。その制御のためのデータを得る各種のセンサが設けられており、その例を挙げると、元圧であるライン圧 P_l を検出して信号を出力するライン圧センサ 12、プライマリプーリ 2 の油圧室 2 C の油圧 P_{pri} を検出して信号を出力するプライマリ油圧センサ 13、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧 P_{sec} を検出して信号を出力するセカンダリ油圧センサ 14 が設けられている。また、プライマリプーリ 2 の回転数 N_{pri} を検出して信号を出力するプライマリ回転数センサ 15 と、セカンダリプーリ 3 の回転数 N_{sec} を検出して信号を出力するセカンダリ回転数センサ 16 とが設けられている。

[0043] そして、上記の各供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 を制御するための電子制御装置 (ECU) 17 が設けられている。この電子制御装置 17 は、マイクロコンピュータを主体にして構成され、入力された各種のデータおよび予め記憶しているデータを利用して演算を行い、その演算の結果を制御指令信号として出力するように構成されている。したがって、この電子制御装置 17 には、上記の各センサ 12 ~ 16 で検出されたデータ、すなわちライン圧 P_L 、プライマリプーリ 2 の油圧室 2C の油圧 P_{pri} 、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3C の油圧 P_{sec} 、各プーリ 2, 3 の回転数 N_{pri} , N_{sec} などが入力されている。

[0044] この発明に係る油圧制御装置では、供給弁と排出弁とは、上述したように、開閉制御され、また開度を制御できるバルブであってよく、その一例としてバランスピストン式バルブによって構成することができる。図 8 に示す油圧回路では、各供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 のいずれもがバランスピストン式バルブによって構成されている。図 8 に示す例では、各バランスピストン式バルブは同一の構成のものであり、その構成を図 9 を参照して説明する。なお、バランスピストン式バルブについての以下の説明では、供給弁 8, 9 について油圧源 5 もしくはライン圧 P_L を高圧部、油圧室 2C, 3C を低圧部とし、排出弁 10, 11 について油圧室 2C, 3C を高圧部、ドレイン箇所を低圧部として説明する。

[0045] 図 9 において、弁体 21 と一体のピストン 22 がシリンダ部 23 の内部に前後動可能に收容されている。したがってシリンダ部 23 の内部はピストン 22 によって二つの油室 24, 25 に区画されており、それらの油室 24, 25 のうち弁体 21 が收容されている油室 24 には、高圧部 26 の油圧が供給される流入ポート 27 と、低圧部 28 に向けて油圧を流出させる流出ポート 29 とが形成されている。なお、流出ポート 29 は前記弁体 21 の先端側のエンドプレート部に形成されており、弁体 21 が突き当たることにより流出ポート 29 を閉じ、弁体 21 が後退することにより流出ポート 29 を開くように構成されている。さらに、弁体 21 が收容されている油室 24 に対し

てピストン 22 を挟んで反対側の油室 25 には、ピストン 22 を前記流出ポート 29 側に押圧するスプリング 30 が配置され、また信号圧ポート 31 が形成されている。この信号圧ポート 31 と前記流入ポート 27 とは制御オリフィス 32 を備えている連通路 33 によって連通されている。その制御オリフィス 32 は、高圧部 26 もしくは油室 24 から油室 25 に向けて流れる圧油に絞りを与えて流量を制限するためのものであり、例えば微小な貫通孔を明けた薄板材を、連通路 33 を横切るように配置して形成されている。なお、この連通路 33 は、要は、各油室 24, 25 を連通するためのものであるから、ピストン 22 をその軸線方向に貫通して形成されていてもよく、あるいはシリンダ部 23 の内面に形成されていてもよい。

[0046] さらに、上記のスプリング 30 が配置されている油室 25 を低圧部 28 に選択的に連通させる制御ソレノイドバルブ 34 が設けられている。具体的に説明すると、この油室 25 には流出ポート 35 が形成されており、その流出ポート 35 に制御ソレノイドバルブ 34 が接続されている。この制御ソレノイドバルブ 34 は、軸状の弁体 36 をスプリング 37 によって軸線方向に押圧するとともに、そのスプリング 37 に抗して弁体 36 を軸線方向に引き戻す電磁力を発生する電磁コイル 38 を備えている。また、弁体 36 の先端側には流出ポート 35 に連通している流入ポート 39 が形成され、この流入ポート 39 の開口端が弁座になっていて、その開口端に前記弁体 36 の先端部が突き当たって密着することによりその流入ポート 39 を密閉し、また弁体 36 が離隔することにより流入ポート 39 を開くとともに、電磁コイル 38 に対する通電電流量に応じた開度となるように構成されている。さらに、弁体 36 が収容されている箇所を低圧部 28 に連通させる流出ポート 40 が形成されている。

[0047] 上記のバランスピストン式バルブの動作について説明すると、まず、ピストン 22 およびこれと一体の弁体 21 に作用する軸線方向の力は以下になる。図 9 で右方向に作用する力は、前述した信号圧ポート 31 が形成されている油室（以下、第 2 油室と記すことがある）25 の油圧 P_s によって

生じ、ピストン 22 におけるその受圧面積を A_s とすると、右方向に向けた軸線方向力は「 $P_s \times A_s$ 」である。また、図 9 で左方向に作用する力は、高圧部 26 の油圧 P_l と低圧部 28 の油圧 P_r であるから、それぞれの受圧面積を A_m および A_r とすると、左方向に向けた軸線方向力は「 $P_l \times A_m + P_r \times A_r$ 」である。なお、高圧部 26 の油圧 P_l が作用する受圧面積 A_m は、ピストン 22 の断面積から弁体 21 の断面積を減算した面積であり、また低圧部 28 の油圧 P_r が作用する受圧面積 A_r はほぼ流出ポート 29 の断面積である。図 9 での右方向を負の方向とし、スプリング 30 の弾性力を無視すれば、ピストン 22 およびこれと一体の弁体 21 に作用する軸線方向力は、

$$-P_s \times A_s + P_l \times A_m + P_r \times A_r$$

となる。したがって、前記制御ソレノイドバルブ 34 に通電してこれを開制御することにより第 2 油室 25 の油圧 P_s が低下してピストン 22 が第 2 油室 25 側に動く。それに伴って弁体 21 が流出ポート 29 の開口端（すなわち弁座）から離れて開弁する。すなわち、高圧部 26 から低圧部 28 に圧油が流れる。

[0048] このように動作する場合の第 2 油室 25 の油圧 P_s は、制御オリフィス 32 を通って高圧部 26 から第 2 油室 25 に供給される圧油の量 Q_c と、制御ソレノイドバルブ 34 を通って低圧部 28 に排出される圧油の量 Q_s との差（ $Q_c - Q_s$ ）に比例する。この関係を図 10 に模式的に示してある。高圧部 26 から第 2 油室 25 に流れる圧油の流量 Q_c は制御オリフィス 32 で制約される。また第 2 油室 25 から低圧部 28 に流れる圧油の流量 Q_s は、制御ソレノイドバルブ 34 が多量の圧油を流す必要のない小型のものであることによりその流入ポート 39 の開弁時の開口面積が小さいので、その部分（絞り部）の絞り作用を受けて制約された流量となる。

[0049] ここで、上述したベルト式無段変速機における通常状態での基本的な制御について説明する。目標とする変速比は、ベルト式無段変速機が搭載されている車両のアクセル開度や車速などの走行状態に基づいて求められ、また実

際に設定されている変速は、プライマリプーリ 2 とセカンダリプーリ 3 との回転数の比として求めることができる。この目標変速比と実変速比との偏差に基づいて、プライマリプーリ 2 における油圧室 2 C の目標油圧が求められ、その目標油圧とプライマリ油圧センサ 1 3 によって検出された実油圧との圧力偏差に基づいて、供給弁 8 もしくは排出弁 1 0 が制御されて、油圧室 2 C に油圧が供給され、あるいは油圧室 2 C から油圧が排出される。その場合の制御量（具体的には電流）は、圧力偏差とフィードバック制御ゲインとから求められる。その制御ゲインは、広く知られている通常のフィードバック制御におけるものと同様に、制御の応答遅れが生じず、また制御ハンチングが生じないように、設計上、適宜に設定されている。また、セカンダリプーリ 3 における油圧室 3 C の油圧は、ベルト挟圧力を設定するためのものであるから、アクセル開度などの車両における駆動要求量に基づいて求められる。そして、その目標油圧とセカンダリ油圧センサ 1 4 で検出された実油圧との圧力偏差に基づいて、供給弁 9 もしくは排出弁 1 1 が制御されて、油圧室 3 C に油圧が供給され、あるいは油圧室 3 C から油圧が排出される。その場合の制御量（具体的には電流）は、圧力偏差とフィードバック制御ゲインとから求められる。その制御ゲインは、広く知られている通常のフィードバック制御におけるものと同様に、制御の応答遅れが生じず、また制御ハンチングが生じないように、設計上、適宜に設定されている。

[0050] このような変速比制御および挟圧力制御を行う際の各油圧室 2 C, 3 C の油圧は、供給弁 8, 9 もしくは排出弁 1 0, 1 1 を開制御することにより変化するだけでなく、一方の油圧室 2 C（もしくは 3 C）の油圧を変化させることに伴ってベルト 4 の張力が変化し、これにより各プーリ 2, 3 における溝幅を押し広げる反力が変化することによっても変化する。このような油圧の増大もしくは低下の変化要因が重畳しても油圧を安定して制御できるようにするために、この発明に係る油圧制御装置は、以下に説明する制御を行うように構成されている。

[0051] 図 1 はその制御の一例を説明するためのフローチャートであって、ここに

示す制御例は、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧をフィードバック制御している状態で変速制御が開始される場合に、その変速の内容に応じてセカンダリプーリ 3 についての供給弁 9 および排出弁 11 の制御量を、変速制御が生じない通常の場合の制御量とは異ならせるように構成した例である。

この図 1 に示すルーチンは所定の短時間毎に繰り返し実行され、先ず、目標圧 P_0 、制御圧 P_r がそれぞれ算出される（ステップ S 1, S 2）。これらのデータの算出は、図 1 に示す順序で行ってもよく、あるいはこれとは異なる順序で行ってもよく、さらには同時並行的に行ってもよい。その目標圧 P_0 は、アクセル開度などの駆動要求量あるいはその変化率などに基づいて求めることができる。なお、制御圧 P_r はセカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧であり、前述したセカンダリ油圧センサ 14 によって検出した値であってよい。

[0052] ついで、制御ゲイン P_{fb} が求められる（ステップ S 3）。その制御ゲイン P_{fb} はフィードバック制御における比例項や微分項あるいは積分項の係数であり、制御の応答遅れが特には生じず、かつ制御ハンチングなどが生じないように予め設定されている。その値 GAIN は一定値であってもよいが、供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 を通過する圧油の流れに影響を及ぼす他の要因を考慮した値であってもよい。例えば、前述したバランスピストン式バルブにおける制御ソレノイドバルブ 34 が開口した場合にその開口部に形成される絞り部は、制御オリフィス 32 よりも流路長が長い絞り部となることがあり、その場合には、その絞り部における流動抵抗と制御オリフィス 32 における流動抵抗とが、油温によって大きく異なる場合がある。そのような油温による影響を是正もしくは緩和するために、油温が予め定めた基準温度より低い場合には、制御ゲイン P_{fb} は油温が低いほど大きい値に設定されていてもよい。また、前述した高圧部 26 に相当する部分の油圧（すなわち供給圧）が高い場合には、低い場合に比較して、ピストン 22 および弁体 21 を開弁方向に押圧する力が大きくなる。すなわち、開弁しやすくなる。このような供給圧の影響を是正もしくは緩和するために、供給圧が予め定めた基

準圧力より高い場合には、制御ゲイン P_{fb} は供給圧が高いほど小さい値に設定されていてよい。

[0053] ついで、上記の目標圧 P_0 と制御圧 P_r とから圧力偏差 DP ($= P_0 - P_r$) が算出される (ステップ S 4)。すなわち、上記の供給弁 8, 9 や排出弁 10, 11 をフィードバック制御するための制御偏差が求められる。また一方、変速比変化量 $DLTG$ が求められる (ステップ S 5)。この変速比変化量 $DLTG$ は、図 1 のルーチンを前回実行した場合に求められた変速比の値を、今回求められた変速比の値から減算して得られる変化量であり、「正」および「負」の値として求められる。そして、これは、図 1 のルーチンの 1 サイクル時間における変速比変化量であるから、変速速度と同等である。なお、変速比変化量 $DLTG$ は、上記の制御ゲイン P_{fb} や圧力偏差 DP より先に求めてもよく、あるいはこれらと同時並行的に求めてもよい。

[0054] ステップ S 5 で求められた変速比変化量 $DLTG$ が「0」以上か否かが判断される (ステップ S 6)。変速比変化量 $DLTG$ が「0」以上であれば、変速比が増大しているのであるからダウンシフトが生じていることになり、これとは反対に「0」未満であれば、変速比が小さくなっているのであるからアップシフトが生じていることになる。そこで、アップシフトが生じていることによりステップ S 6 で否定的に判断された場合には、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3C に連通されている供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbu} が変速の生じてない通常状態での制御ゲインより小さい値に設定される (ステップ S 7)。例えばその制御ゲイン P_{fbu} が「0」に設定される。このステップ S 7 の制御は、供給弁 9 についての制御量を減少させるための制御であり、したがって制御ゲイン P_{fbu} を小さくすることに替えて、通常の制御ゲイン P_{fb} によって得られた制御量に所定の補正係数を掛けてその制御量を減少補正することとしてもよく、あるいは圧力偏差に所定の補正係数を掛けてこれを減少補正することにより、供給弁 9 についての制御量を減少補正することとしてもよい。その場合の制御量は、通常時より小さければよく、「0」である必要はない。

[0055] また、排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} が設計上予め定められている通常時の制御ゲイン P_{fb} に設定される（ステップ S 8）。言い換えれば、排出弁 11 については通常のフィードバック制御が実行される。なお、その制御ゲイン P_{fb} は、油温や供給圧に基づいて補正された値であってもよい。

[0056] これに対してダウンシフトが生じていることによりステップ S 6 で肯定的に判断された場合には、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C に連通されている供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbu} が、設計上予め定められている通常時の制御ゲイン P_{fb} に設定される（ステップ S 9）。言い換えれば、供給弁 9 については通常のフィードバック制御が実行される。なお、その制御ゲイン P_{fb} は、油温や供給圧に基づいて補正された値であってもよい。また、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C に連通されている供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} が、変速の生じてない通常状態での制御ゲインより小さい値に設定される（ステップ S 10）。例えばその制御ゲイン P_{fbd} が「0」に設定される。このステップ S 10 の制御は、排出弁 11 についての制御量を減少させるための制御であり、したがって制御ゲイン P_{fbd} を小さくすることに替えて、通常の制御ゲイン P_{fb} によって得られた制御量に所定の補正係数を掛けてその制御量を減少補正することとしてもよく、あるいは圧力偏差に所定の補正係数を掛けてこれを減少補正することにより、排出弁 11 についての制御量を減少補正することとしてもよい。その場合の制御量は、通常時より小さければよく、「0」である必要はない。

[0057] このようにして設定される供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{dbu} と排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} との値のアップシフトおよびダウンシフトでの相違を図に示せば、図 2 のとおりである。なお、図 2 で実線が供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbu} を示し、破線が排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} を示す。

[0058] そして、この圧力偏差 DP や上記の制御ゲイン P_{fbu} に基づいて、供給弁

9の制御量 I_{solu} が算出され（ステップS 1 1）、あるいは排出弁 1 1 の制御量 I_{sold} が算出される（ステップS 1 2）。これらの制御量 I_{solu} 、 I_{sold} は、例えば電流値であり、その電流値と開度（もしくは開口径）との関係は供給弁 9 あるいは排出弁 1 1 の構成によって決まるから、その関係は演算式やマップとして予め用意しておくことができる。したがって、ステップS 1 1 やステップS 1 2 の制御は、例えば制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 DP を引数としてマップから算出することができる。なお、制御量を算出するためのパラメータは上記の制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 DP を必須とするが、これに供給圧 P_l を加え、あるいは手動モードや自動モードなどの変速モードを加え、さらにはスポーツモードやノーマルモードなどの走行モードなどを加えてもよい。すなわち、制御応答性を優先し、あるいは制御安定性を優先するなどの補正を加えることとしてもよい。

[0059] そして、これらステップS 1 1 あるいはステップS 1 2 で算出された制御量 I_{solu} 、 I_{sold} が制御指令信号として出力され（ステップS 1 3）、供給弁 9 あるいは排出弁 1 1 がその制御量 I_{solu} 、 I_{sold} に応じた開度に制御される。例えば図 9 に示す、供給弁 9 および排出弁 1 1 を構成しているバランスピストン式バルブにおける制御ソレノイドバルブ 3 4 に通電されて、その電流に応じて制御ソレノイドバルブ 3 4 が開弁する。

[0060] これを具体的に説明すると、アップシフトが生じている場合、供給弁 9 の制御量が低減され、例えば「0」に設定される。すなわち、目標油圧に対して実油圧が低くなる圧力偏差が生じて、その圧力偏差に見合った油圧の供給は行われず、例えば油圧が全く供給されない。しかしながら、アップシフト制御が実行されていることにより、プライマリプーリ 2 におけるベルト巻き掛け溝の幅が減少させられてベルト 4 の巻き掛け半径が増大しており、それに伴ってセカンダリプーリ 3 における溝幅がベルト 4 によって押し広げられ、そのためにセカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の容積が減少させられてその圧力が増大させられる。その結果、アップシフトによるセカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧の増大と、供給弁 9 を介した油圧の供給による油圧の

増大とが重疊的に生じることがなく、少なくとも供給弁 9 を介した油圧の供給による油圧の増大が抑制される。

[0061] また、その油圧室 3 C の実油圧が目標油圧より高くなれば、排出弁 11 が通常時と同様に制御され、油圧室 3 C から過不足なく油圧が排出される。すなわち、油圧室 3 C の油圧が過度に低下することはない。そのため、セカンダリプーリ 3 における油圧室 3 C に過度に油圧が供給されたり、それに伴ってその油圧が過剰に増大することがなく、またその油圧室 3 C の油圧が目標圧に対して高い場合には、過不足なく油圧が排出されるので、制御ハンチングが生じることが回避され、もしくは抑制される。すなわち、安定した油圧制御が行われる。

[0062] このような状況は、ダウンシフトが生じている場合も同様である。すなわち、ダウンシフトが生じている場合、排出弁 11 の制御量が低減され、例えば「0」に設定される。すなわち、目標油圧に対して実油圧が高くなる圧力偏差が生じて、その圧力偏差に見合った油圧の排出は行われず、例えば油圧が全く排出されない。しかしながら、ダウンシフト制御が実行されていることにより、プライマリプーリ 2 におけるベルト巻き掛け溝の幅が増大させられてベルト 4 の巻き掛け半径が減少しており、それに伴ってセカンダリプーリ 3 における溝幅を押し広げるベルト 4 による反力が低下している。そのためにセカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の容積が増大してその圧力が低下する。その結果、ダウンシフトによるセカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧の低下と、排出弁 11 を介した油圧の排出による油圧の低下とが重疊的に生じることがなく、少なくとも排出弁 11 を介した油圧の排出による油圧の低下が抑制される。

[0063] また、その油圧室 3 C の実油圧が目標油圧より低くなれば、供給弁 9 が通常時と同様に制御され、油圧室 3 C に過不足なく油圧が供給される。すなわち、油圧室 3 C の油圧が過度に増大することはない。そのため、セカンダリプーリ 3 における油圧室 3 C から過度に油圧が排出されたり、それに伴ってその油圧が過剰に低下することがなく、またその油圧室 3 C の油圧が目標圧

に対して低い場合には、過不足なく油圧が供給されるので、制御ハンチングが生じることが回避され、もしくは抑制される。すなわち、安定した油圧制御が可能になる。

[0064] なお、図1に示す制御例におけるステップS6は、前述したように変速の内容を判断するためのステップであり、したがってその判断は変速比変化量DLTGによらずに他のデータに基づいて判断することとしてもよい。例えば、ベルト式無段変速機を搭載した車両では、アクセル開度や車速などの走行状態が変化した場合、エンジン回転数を所定の目標回転数に設定するように、あるいは要求駆動力を発生するように変速比を設定する変速指令信号が出力される。したがって、その変速指令信号に基づいてアップシフトあるいはダウンシフトの判断を行うように構成してもよい。その例を図3にフローチャートで示してある。この図3に示す例は、前述した図1のステップS6を、変速指令の内容を判断する判断ステップ（ステップS6-1）に変更し、併せてステップS5を削除し、他の各ステップの制御内容は、図1に示す制御例と同様にしたものである。

[0065] ところで、図1あるいは図3に示す制御例では、変速が生じていないなどの変速速度が遅い場合であっても、供給弁9もしくは排出弁11についての制御ゲインを通常時の値より小さくし、もしくは「0」にすることになる。しかしながら、変速速度が遅い場合には、変速に伴うプライマリプーリ2の油圧室2Cの油圧の変化は、セカンダリプーリ3の油圧室3Cの油圧の制御に特には大きく影響せず、むしろ通常時と同様に油圧の給排制御を行うことが好ましい。そこで、この発明では、変速速度の絶対値が所定の基準速度以下の場合には、制御量もしくは制御ゲインを提言する制御を禁止することとしてもよい。その例を図4にフローチャートで示してある。

[0066] この図4に示す制御例は、前述した図1に示すフローチャートにおいて、変速比変化量DLTGが所定の範囲内にあるか否かを判断するステップと、その判断結果が肯定的である場合に制御ゲインを小さくする制御を禁止するステップとを追加した例である。したがって、以下の説明では、図1に示すフ

ローチャートにおける制御ステップと同じ制御を行うステップには図 1 と同じステップ符号を図 4 に付してその説明を省略し、図 1 に示す制御例とは異なる制御ステップについて説明する。

[0067] 変速比変化量 DLTG がステップ S 5 で算出された後に、その変速比変化量 DLTG が予め定めた所定の範囲内に入っているか否かが判断される（ステップ S 5 1）。具体的には、変速比変化量 DLTG が「 $-\beta$ 」以上でかつ「 $+\alpha$ 」以下か否かが判断される。この基準範囲を決めるこれらの上下限の値「 $-\beta$ 」および「 $+\alpha$ 」は、変速制御とセカンダリプーリ 3 における油圧室 3 C の油圧の制御とが重畳してもその油圧室 3 C の油圧が過度に変化せず、また油圧室 3 C の油圧を所期どおりに制御できる範囲として、実験などによって予め定められる。各油圧室 2 C, 3 C やその油圧を制御する回路もしくは機器の構造に伴う圧油の漏洩量や油圧剛性などが、油圧制御の安定性に影響するからである。

[0068] 変速比変化量 DLTG が所定の基準範囲内に入っていてステップ S 5 1 で肯定的に判断された場合には、セカンダリプーリ 3 の油圧を制御する供給弁 9 についての制御ゲイン P fbu および排出弁 1 1 についての制御ゲイン P fbd のそれぞれが、通常時の制御ゲインとして設計上予め定められている値 P fb に設定される（ステップ S 5 2、ステップ S 5 3）。すなわち、変速比が変化していて変速が生じているとしても、単位時間当たりの変速比変化量が小さいことにより、いずれかの制御ゲインを小さくする制御が禁止され、通常状態での値に維持される。なお、制御ゲインを変更する制御に替えて、制御量自体を補正し、あるいは圧力偏差を補正するように構成してある場合には、その補正を禁止すればよい。

[0069] 変速比変化量 DLTG が上述した基準範囲を超えていることによりステップ S 5 1 で否定的に判断された場合には、変速がアップシフトかダウンシフトかの判断が行われる（ステップ S 6 - 2）。図 4 に示す例では、変速比変化量 DLTG が上記の範囲を規定している上限値「 $+\alpha$ 」より大きいかが判断される。このステップ S 6 - 2 で否定的に判断された場合には、変速比変

化量 $DLTG$ が上記の範囲を規定している下限値「 $-\beta$ 」より小さく、その時点の変速がアップシフトであることになるから、ステップ $S7$ およびステップ $S8$ に進んで、供給弁 9 についての制御量が通常時より減少させられ（より具体的には制御ゲイン P_{fbu} が「 0 」に設定され）、また排出弁 11 についての制御量が通常時での制御量に維持される（より具体的には制御ゲイン P_{fbd} が通常値 P_{fb} に維持される）。

[0070] これとは反対に変速比変化量 $DLTG$ が上記の範囲を規定している上限値「 $+\alpha$ 」を超えていてステップ $S6-2$ で肯定的に判断された場合には、その時点の変速がダウンシフトであることになる。したがってこの場合は、ステップ $S9$ およびステップ $S10$ に進んで、供給弁 9 についての制御量が通常時での制御量に維持され（より具体的には制御ゲイン P_{fbu} が通常値 P_{fb} に維持され）、また排出弁 11 についての制御量が通常時より減少させられる（より具体的には制御ゲイン P_{fbd} が「 0 」に設定される）。

[0071] このようにして設定される供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{dbu} と排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} との値のアップシフトおよびダウンシフトでの相違を図に示せば、図 5 のとおりである。なお、図 5 で実線が供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbu} を示し、破線が排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} を示す。

[0072] そして、供給弁 9 および排出弁 11 についての制御ゲインが求められた後、ステップ $S11$ ないしステップ $S13$ に進んで、圧力偏差 DP や上記の制御ゲイン P_{fbu} に基づいて、供給弁 9 の制御量 I_{solu} が算出され、あるいは排出弁 11 の制御量 I_{sold} が算出され、さらにそれらの制御量 I_{solu} , I_{sold} が制御指令信号として出力される。

[0073] 上述したようにベルト式無段変速機における各プーリ $2, 3$ の油圧室 $2C, 3C$ の油圧は、油圧の供給あるいは排出によって変化するだけでなく、アクセル開度や車速などの走行状態が変化することによってベルト 4 の巻き掛け半径や挟圧力が変化することによっても変化する。その走行状態の変化に

よる油圧の変化に対する影響は、例えば変速速度が速いほど大きくなる。そのため、図4に示す制御例では、変速比変化量DLTGが所定の範囲内にある場合には制御ゲインを、変速制御が重畳しない通常の状態での値に設定する。しかしながら、変速制御が実行されることによる油圧に対する影響は、変速速度の絶対値が大きいほど大きくなるから、上述した変速比変化量DLTGの範囲を決めている上下限值「 $+\alpha$ 」、「 $-\beta$ 」の大きさによっては、その上下限值「 $+\alpha$ 」、「 $-\beta$ 」に近い変速速度の場合に、変速による油圧の影響が生じて制御安定性が低下する可能性がある。このような不都合を解消するように構成した制御例を図6に示してある。

[0074] 図6に示す制御例は、上述した制御ゲインPfbu、Pfbdを変速比変化量DLTGもしくは変速速度に応じて大小に変化させる場合、所定の勾配をもって滑らかに変化させるように構成した例である。すなわち図6に示す制御例では、前述した図1に示す制御例ではアップシフトの際に供給弁9についての制御ゲインPfbuが「0」に設定されているのに対して、その制御ゲインPfbuが変速比変化量DLTGの関数とされ、また前述した図1に示す制御例ではダウンシフトの際に排出弁11についての制御ゲインPfbdが「0」に設定されているのに対して、その制御ゲインPfbdが変速比変化量DLTGの関数とされており、その他の制御ステップは図1に示す制御例と同様に構成されている。したがって、以下の説明では、図1に示すフローチャートにおける制御ステップと同じ制御を行うステップには図1と同じステップ符号を図6に付してその説明を省略し、図1に示す制御例とは異なる制御ステップについて説明する。

[0075] 前述した変速比変化量DLTGが「0」未満であることによりステップS6で否定的に判断されるとアップシフトが生じていることになり、その場合には、供給弁9についての制御ゲインPfbuが変速比変化量DLTGと通常時の値Pfbとの少なくとも二つを変数とした関数で表される値に設定される（ステップS7-1）。その関数は、変速比変化量DLTGもしくは変速速度が、前述した範囲の下限値「 $-\beta$ 」と「0」との間にある場合に、変速比変化量

DLTG もしくは変速速度が「0」に近いほど制御ゲイン P_{fbu} が「0」から次第に大きくなるように設定された関数である。なお、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度の変化に対して制御ゲイン P_{fbu} が直線的に変化する関数であってもよく、二次曲線で表されるように変化する関数であってもよい。図 7 には直線的に変化する例を示してある。なお、図 7 で実線が供給弁 9 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbu} を示し、破線が排出弁 11 についてのフィードバック制御ゲイン P_{fbd} を示す。

[0076] 他方、前述した変速比変化量 DLTG が「0」以上であることによりステップ S 6 で肯定的に判断されるとダウンシフトが生じていることになり、その場合には、排出弁 11 についての制御ゲイン P_{fbd} が変速比変化量 DLTG と通常時の値 P_{fb} との少なくとも二つを変数とした関数で表される値に設定される（ステップ S 10-1）。その関数は、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度が、前述した範囲の上限値「 $+\alpha$ 」と「0」との間にある場合に、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度が大きいほど、制御ゲイン P_{fbd} が次第に「0」に近くなるように設定された関数である。なお、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度の変化に対して制御ゲイン P_{fbd} が直線的に変化する関数であってもよく、二次曲線で表されるように変化する関数であってもよい。図 7 には直線的に変化する例を示してある。

[0077] したがって、図 6 に示すように構成した制御例によれば、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度の範囲を規定する上下限値の絶対値が比較的大きいとしても、その上限値もしくは下限値に近い変速状態ではいずれかの制御ゲイン P_{fbu} 、 P_{fbd} が小さい値に設定され、その制御量が通常状態での制御量より小さくなるから、油圧のハンチングなどを防止もしくは抑制して制御の安定性を確保することができる。また、変速比変化量 DLTG もしくは変速速度が変化することによって制御ゲイン P_{fbu} 、 P_{fbd} が急激に変化することがないので、ショックなどの違和感を未然に防止もしくは抑制することができる。

[0078] なお、上述した具体例は、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3C の油圧を制御

する供給弁 9 および排出弁 11 についての制御ゲインあるいは制御量を、変速に関連して変化させる例であるが、この発明は上記の具体例に限定されないものであって、プライマリプーリ 2 の油圧室 2C の油圧を制御する供給弁 8 および排出弁 10 についての制御ゲインあるいは制御量を、挟圧力を変化させる制御に関連して変化させる制御にも、上述した具体例で説明したのと同様に適用することができる。

[0079] ところで、制御に使用される圧油は、その温度に応じて粘度が変化する。この発明に係る油圧制御装置は、このような油温の変化あるいは圧油の粘度の変化の影響を低減して油圧制御性を良好な状態に維持するように構成することができる。そのための制御は、制御ソレノイドバルブ 34 の制御量を圧油の粘度に係る油温に応じて変更する制御であり、その一例を図 11 にフローチャートで示してある。上記の図 9 に示す構成のバランスピストン式バルブによって構成されている各供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 は、制御対象箇所である各油圧室 2C, 3C の目標圧を求め、実際の油圧（制御圧）がその目標圧となるようにフィードバック制御される。例えば、制御圧が目標圧より低ければ、供給弁 8, 9 が開制御されて油圧室 2C, 3C に油圧源 5 の油圧が供給される。また、制御圧が目標圧より高ければ、排出弁 10, 11 が開制御されて油圧室 2C, 3C から排圧される。そして、それぞれの場合の制御量は、目標圧と制御圧との圧力偏差と所定の制御ゲインとに基づいて求められる。

[0080] このようなフィードバック制御を行うにあたり、図 11 に示すルーチンは所定の短時間毎に繰り返し実行され、先ず、目標圧 P_0 、制御圧 P_r 、供給圧 P_l 、制御油温 T_{oil} がそれぞれ算出される（ステップ S31, S32, S33, S34）。これらのデータの算出は、図 11 に示す順序で行ってもよく、あるいはこれとは異なる順序で行ってもよく、さらには同時並行的に行ってもよい。その目標圧 P_0 は、プライマリプーリ 2 の油圧室 2C については、目標とする変速比を設定する油圧であり、その目標変速比はアクセル開度などの駆動要求量や車速および駆動力源についての最適燃費線などに基

づいて求めることができ、したがってプライマリプーリ 2 の油圧室 2 C についての目標油圧 P_0 はその目標変速比やプライマリプーリ 2 およびセカンダリプーリ 3 での軸線方向の推力の比率などに基づいて求めることができる。また、セカンダリプーリ 3 の油圧室 3 C の油圧は、ベルト挟圧力を発生させる油圧であって伝達トルク容量を設定するためのものであるから、アクセル開度などの駆動要求量あるいはその変化率などに基づいて求めることができる。なお、制御圧 P_r および供給圧 P_l ならびに制御油温 T_{oil} は、センサによって検出した値であってよい。

[0081] ついで、制御ゲイン P_{fb} が求められる（ステップ S 3 5）。制御ゲイン P_{fb} はフィードバック制御における比例項や微分項あるいは積分項の係数であり、制御の応答遅れが特には生じず、かつ制御ハンチングなどが生じないように予め設定され、この発明に係る油圧制御装置では、制御ゲイン P_{fb} は、供給圧 P_l や制御圧 P_r に加えて油温 T_{oil} に応じた値に設定される。具体的には、制御ゲイン P_{fb} は、油温 T_{oil} が所定温度より低い場合には、油温 T_{oil} が低いほど大きい値に設定され、その例を図 1 2 に模式的に示してある。その所定温度は、圧油の粘度の増大が油圧の制御性に影響を及ぼし始めるとして定めた温度であり、実験などによって予め定めておくことができる。このように制御ゲイン P_{fb} を低油温側で増大させるのは、圧油の粘度が大きくなってその流動性が低下することを、制御量の増大によって補償するためであり、したがって油温 T_{oil} あるいは圧油の粘度が制御性に特には影響を及ぼさない状態であれば、制御ゲイン P_{fb} は従来設定されている値程度に維持され、それよりも低温あるいは高粘度になるのに従って大きい値に設定され、最終的には上限値に設定、維持される。すなわち、この発明で制御ゲイン P_{fb} が増大させられるのは、油温 T_{oil} の低下に伴う圧油の粘度の増大が制御性に影響を及ぼす場合である。なお、制御ゲイン P_{fb} は、供給弁 8, 9 についての制御ゲイン P_{fbu} および排出弁 1 0, 1 1 についての制御ゲイン P_{fbd} がそれぞれ求められる。

[0082] また一方、上記の目標圧 P_0 と制御圧 P_r とから圧力偏差 DP ($= P_0 -$

P_r) が算出される (ステップ S 3 6)。そして、この圧力偏差 $D P$ や上記の制御ゲイン P_{fb} に基づいて、供給弁 8, 9 の制御量 I_{solu} が算出され (ステップ S 3 7)、あるいは排出弁 1 0, 1 1 の制御量 I_{sold} が算出される (ステップ S 3 8)。これらの制御量 I_{solu} , I_{sold} は、例えば電流値であり、その電流値と開度 (もしくは開口径) との関係は制御ソレノイドバルブ 3 4 の構成によって決まるから、その関係は演算式やマップとして予め用意しておくことができる。したがって、ステップ S 3 7 やステップ S 3 8 の制御は、例えば制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 $D P$ を引数としてマップから算出することができる。なお、制御量を算出するためのパラメータは上記の制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 $D P$ を必須とするが、これに供給圧 P_l を加え、あるいは手動モードや自動モードなどの変速モードを加え、さらにはスポーツモードやノーマルモードなどの走行モードなどを加えてもよい。すなわち、制御応答性を優先し、あるいは制御安定性を優先するなどの補正を加えることとしてもよい。

[0083] そして、これらステップ S 3 7 あるいはステップ S 3 8 で算出された制御量 I_{solu} , I_{sold} が制御指令信号として出力され (ステップ S 3 9)、供給弁 8, 9 あるいは排出弁 1 0, 1 1 がその制御量 I_{solu} , I_{sold} に応じた開度に制御される。より具体的には、各供給弁 8, 9 および排出弁 1 0, 1 1 を構成しているバランスピストン式バルブにおける制御ソレノイドバルブ 3 4 に通電されて、その電流に応じて制御ソレノイドバルブ 3 4 が開弁する。

[0084] その場合、その電流値は、油温 T_{oil} が定常的な温度より低ければ、上述したように制御ゲイン P_{fb} が油温 T_{oil} に応じて増大させられているので、油温 T_{oil} が定常的な場合あるいは高温の場合に比較して増大させられている。そのため、制御ソレノイドバルブ 3 4 における開度が低温の場合 (圧油の粘度が高い場合) には大きくなるので、圧油の粘度の増大に伴う流動抵抗 (あるいは流れ難さ) が開度の増大によって補償もしくは是正される。その結果、圧油の温度が低いことによりその粘度が高くても、制御オリフィス 3 2 でその粘度の増大に特に影響を受けずに圧油が流れ、また開制御された制

御ソレノイドバルブ 34 においては、圧油の温度が低いことによりその粘度が大きいことに対応して開度が増大させられて、圧油の粘度の増大の影響を実質的に受けずに、あるいは影響を低減した状態で、圧油が流れる。このように油温 T_{oil} あるいは圧油の粘度が圧油の流動に対して及ぼす影響が制御オリフィス 32 と制御ソレノイドバルブ 34 とで異なっているとしても、この発明に係る油圧制御装置においてはそのような圧油の流動特性の油温 T_{oil} に基づく変化を制御量を変えることにより補償もしくは是正することができる。具体的には、制御ソレノイドバルブ 34 を介した第 2 油室 25 からの油圧の排出を想定したとおりに生じさせ、第 2 油室 25 の油圧を所期通りの油圧に低下させることができるので、弁体 21 およびこれと一体のピストン 22 を所期通りに後退移動させて、高压部 26 から低压部 28 に向けて過不足なく圧油を流すことができる。そのため、この発明に係る油圧制御装置によれば、油温 T_{oil} が低下するなど、圧油の粘度が増大しても油圧応答性を通常状態と同程度に維持でき、変速機の制御性の低下を回避もしくは抑制することができる。

[0085] なお、この発明は、圧油の温度が低い場合あるいはその粘度が増大した場合に、制御ソレノイドバルブ 34 の開度を増大させるように構成されていればよいのであり、その開度の増大は、上述した制御ゲイン P_{fb} を油温の低下に応じて増大させる以外に、圧力偏差 DP を油温の低下に応じて増大補正し、あるいは制御ゲイン P_{fb} と圧力偏差 DP とに基づいて求められた制御量を補正することにより行ってもよい。したがって、前述したステップ S5 の制御を実行する機能的手段がこの発明における制御量設定手段に相当している。また、この発明では、供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 の全てが上記のバランスピストン式バルブによって構成されている必要はなく、供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 の少なくともいずれかがバランスピストン式バルブによって構成されていればよい。

[0086] そして、上記の具体例は、ノーマルクロズタイプのバルブを前提としたものであるが、この発明は、上記の具体例に限られず、ノーマルオープンタ

イプのバルブを使用した油圧制御装置にも適用することができる。したがって、その場合、制御ソレノイドバルブの制御量は、その開度を増大させる場合に減少させて電流値を下げることになる。いずれにしても、この発明では、油温の低下によって圧油の粘度が高くなっていると考えられる場合には、制御ソレノイドバルブの開度を油温が低い場合に比較して増大させる制御が実行され、またそのための補正が実行される。

[0087] したがって、この発明の油圧制御装置は、「前記バランスピストン式バルブは、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいてフィードバック制御されるバルブを含み、前記制御量設定手段は、前記バランスピストン式バルブの制御量を定めるフィードバックゲインを前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差を増大補正する補正量を前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいて求められた前記制御量を増大補正する補正量を前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段とのいずれかを含む」構成とすることができる。あるいはこの発明の油圧制御装置は、「前記バランスピストン式バルブは、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいてフィードバック制御されるバルブを含み、前記制御量設定手段は、前記バランスピストン式バルブの制御量を定めるフィードバックゲインを前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差を増大補正する補正量を前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいて求められた前記制御量を減少補正する補正量を前記圧油の温度が低い場合に前記圧油の温度が高い場合に比較して増大させる手段とのいずれかを含む」構成とすることができる。

[0088] この発明では、圧油の粘度の変化による影響をバルブの構造によって低減

するように構成することができる。以下、その例を説明する。なお、バランスピストン式バルブについての以下の説明では、供給弁 8, 9 について油圧源 5 もしくはライン圧 P_L を高圧部、油圧室 2 C, 3 C を低圧部とし、排出弁 10, 11 について油圧室 2 C, 3 C を高圧部、ドレイン箇所を低圧部として説明する。

[0089] 図 13 において、バルブボディ 120 の内部にシリンダ部 123 が形成されており、そのシリンダ部 123 の内部に弁体 121 と一体のピストン 122 が前後動可能に収容されている。したがってシリンダ部 123 の内部はピストン 122 によって二つの油室 124, 125 に区画されており、それらの油室 124, 125 のうち弁体 121 が収容されている油室 124 には、高圧部 126 の油圧が供給される流入ポート 127 と、低圧部 128 に向けて油圧を流出させる流出ポート 129 とが形成されている。なお、流出ポート 129 は前記弁体 121 の先端側のエンドプレートに相当する部分に形成されており、弁体 121 が突き当たることにより流出ポート 129 を閉じ、弁体 121 が後退することにより流出ポート 129 を開くように構成されている。さらに、弁体 121 が収容されている油室 124 に対してピストン 122 を挟んで反対側の油室 125 には、ピストン 122 を前記流出ポート 129 側に押圧するスプリング 130 が配置されている。なお、ピストン 122 および弁体 121 は、その中心軸線に沿って油室 125 側から中ぐりされ、ピストン 122 の内部で大径で、ピストン 122 の内部で小径の二段の中空形状になっていて、スプリング 130 の先端部分はその大径の中空部 122A に挿入されている。

[0090] また油室 125 には信号圧ポート 131 が形成されている。この信号圧ポート 131 と前記流入ポート 127 とは連通路 132 によって連通されている。その連通路 132 の構成について具体的に説明すると、バルブボディ 120 は複数の部分によって構成されており、図 13 の下部パーツ 120A に前述したシリンダ部 123 が形成され、上記の流入ポート 127 および流出ポート 129 ならびに信号圧ポート 131 はその下部パーツ 120A の図 1

3での上面すなわち中間パーツ120Bとの接合面に開口するように形成されている。また、中間パーツ120Bにおける前記下部パーツ120Aとの接合面側の部分で上記の流入ポート127と信号圧ポート131との間に相当する部分に溝部が形成され、その溝部に連通した供給油路133が形成されている。さらに、中間パーツ120Bの前記下部パーツ120Aに対する接合面で上記の流出ポート129に対応する位置に開口する流出油路134が中間パーツ120Bに形成されている。これらの下部パーツ120Aと中間パーツ120Bとは薄板状のガスケット135を挟んで液密状態に接合されている。そして、そのガスケット135には、上記の流入ポート127と上記の溝部、および信号圧ポート131と上記の溝部、流出ポート129と排出油路134とをそれぞれ連通させるように抜き孔が形成されている。したがって、流入ポート127もしくは供給油路133と信号圧ポート131とは上記の溝部および抜き孔によって連通しており、これら溝部および抜き孔によって上記の連通路132が構成されている。

[0091] そして、信号圧ポート131と溝部との間の抜き孔に、微小な油孔136が形成されたチップ137が嵌め込まれ、その油孔136が連通路132の一部となっていて、信号圧ポート131と前記溝部とがこの油孔136を介して連通されている。この油孔136はこの発明における特性調整部に相当するものであって、上記の溝部とこれを閉じているガスケット135とで形成される流路の断面積より小さい開口面積でかつその開口径よりも長さの長い貫通孔として形成されている。したがって、この油孔136によって圧油の流れを絞る制御オリフィスが形成され、かつ圧油の温度が低下してその粘度が増大して場合には、その粘度の増大に対応して流動抵抗を増大させるようになっている。

[0092] さらに、上記のスプリング130が配置されている油室125を低圧部128に選択的に連通させる制御ソレノイドバルブ138が設けられている。具体的に説明すると、この油室125に制御ソレノイドバルブ138が接続されている。この制御ソレノイドバルブ138は、軸状の弁体140をスプ

リング１４１によって軸線方向に押圧するとともに、そのスプリング１４１に抗して弁体１４０を軸線方向に引き戻す電磁力を発生する電磁コイル１４２を備えている。なお、この発明はいわゆるノーマルオープンタイプのバルブを使用した油圧制御装置にも適用することができるのであり、したがって弁体１４０をスプリング１４１の弾性力で開弁方向に引き戻し、電磁力をその弾性力に対抗するように弁体１４０に作用させるように構成されていてもよい。

[0093] また、弁体１４０の先端側には油室１２５に連通している流入ポート１４３が形成され、この流入ポート１４３の開口端が弁座になっていて、その開口端に前記弁体１４０の先端部が突き当たって密着することによりその流入ポート１４３を密閉し、また弁体１４０が離隔することにより流入ポート１４３を開くとともに、電磁コイル１４２に対する通電電流量に応じた開度となるように構成されている。さらに、弁体１４０が収容されている箇所を低压部１２８に連通させる流出ポート１４４が形成されている。前述した中間パーツ１２０Ｂには、この流出ポート１４４に対応して他の流出油路１４５が形成され、この流出油路１４５と流出ポート１４４とがガスケット１３５に形成されている抜き孔を介して連通している。なお、流出油路１４５は前述した低压部１２８に連通している。

[0094] 制御ソレノイドバルブ１３８は、上記のように弁体１４０を流入ポート１４３の開口端である弁座に突き当てて閉弁するバルブであるから、その密閉状態を確実にし、また維持するために、弁体１４０の先端部は例えば凸円弧面状に形成され、これに対応して弁座となる部分は、凹円弧面状に形成されている。すなわち、両者の接触箇所が面となるように構成されている。したがって、制御ソレノイドバルブ１３８に通電して弁体１４０が弁座から僅かに離れて開弁した状態では、弁体１４０と弁座との間の僅かな隙間を圧油が流れることになるので、この部分で圧油の流れを制限する絞り作用が生じ、絞り部となる。この絞り部は、圧油の流れ方向にある程度の長さを有した形状になっており、圧油の粘度が大きい場合にはその開口径もしくは流路断面

積ならびに流路長さに応じた流動抵抗を生じる。このような圧油の粘度が大きくなる低油温時において制御ソレノイドバルブ 138 を流れる圧油の流量と油温との関係（すなわち流量の温度特性）と、低油温時における上記の連通路 132 での流量と油温との関係（すなわち流量の温度特性）が等しくなるように、あるいは近づくように、上記のチップ 137 の油孔 136 が形成されている。このような温度特性となる油孔 136 の開口径と長さとは、制御ソレノイドバルブ 138 の平均的な開度における所定の温度での流量を計測し、これと同一の条件の下で前記油孔 136 を流れる流量が制御ソレノイドバルブ 138 での流量と同一もしくは近似するように実験的に定めればよい。

[0095] 上記のバランスピストン式バルブにおいては、制御ソレノイドバルブ 138 に通電してこれを開制御することにより第 2 油室 125 の油圧 P_s が低下してピストン 122 が第 2 油室 125 側に動く。それに伴って弁体 121 が流出ポート 129 の開口端（すなわち弁座）から離れて開弁する。すなわち、高压部 126 から低压部 128 に油圧が流れる。

[0096] このように動作する場合の第 2 油室 125 の油圧 P_s は、連通路 132 の途中に設けられている前述した油孔 136 を通って高压部 126 から第 2 油室 125 に供給される圧油の量 Q_c と、制御ソレノイドバルブ 138 を通って低压部 128 に排出される圧油の量 Q_s との差（ $Q_c - Q_s$ ）に比例する。高压部 126 から第 2 油室 125 に流れる圧油の流量 Q_c は油孔 136 で制約される。また第 2 油室 125 から低压部 128 に流れる圧油の流量 Q_s は、制御ソレノイドバルブ 138 が多量の圧油を流す必要のない小型のものであることによりその流入ポート 143 の開弁時の開口面積が小さいので、その部分（絞り部）の絞り作用を受けて制約された流量となる。

[0097] そして、油孔 136 は、前記溝部とガスケット 135 とによって形成されている連通路 132 の流路断面積より遙かに小さい開口径で、かつその長さが開口径より長い微小孔であり、開弁した制御ソレノイドバルブ 138 における弁体 140 とその弁座との間の僅かな隙間（絞り部）と同様の特性（流

量と油温との関係)となっている。したがって、油孔136を流れる圧油の量と、制御ソレノイドバルブ138を流れる圧油の量との関係は、変速機が定常的に動作していて油温がある程度高い場合と変速機の始動直後のように油温が低い場合とでほぼ等しくなる。すなわち、油温が低いこと伴って圧油の粘度が大きい場合には、制御ソレノイドバルブ138を開制御してその流入ポート143を流れる圧油の量が、油温が高い場合に比較して少なくなる。これと同様に、油温が低くて圧油の粘度が大きい場合には、油孔136での流動抵抗が大きくなって圧油の流量が制限され、その制限の度合いが制御ソレノイドバルブ138における制限の度合いと等しくなる。そのため、油温が変化した場合に、第2油室125の油圧の低下が過度に遅れて低压部128に向けた圧油の流れに遅れが生じたり、あるいは反対に制御ソレノイドバルブ138を開制御した場合の第2油室125の油圧の低下が過剰に生じて低压部128に対して過剰に圧油が流れたりする事態を防止もしくは抑制することができるので、上記のバランスピストン式バルブを備えているこの発明に係る油圧制御装置によれば、変速機の制御性を良好な状態に維持することができる。

- [0098] なお、この発明における特性調整部は、前記第2油室125に対する圧油の流動に絞りを与え、かつ圧油の粘度が増大した場合に粘度の増大に対応して流動抵抗を増大させ、その場合の流量と温度との関係が、制御ソレノイドバルブ138における圧油の流量と温度との関係に近づくものであればよい。したがって、その特性調整部は、前述したチップ137に形成した油孔136に限られない。例えばシリンダ部123を貫通して形成されている信号圧ポート131を、連通路132の流路断面積に対して遙かに小さい開口径で、かつその開口径に対して長さの長い微小孔に形成し、その信号圧ポート131を特性調整部としてもよい。この信号圧ポート131を形成している微小孔の開口径および長さを、前述した油孔136と同様に設定することにより、連通路132における圧油の流量と温度との関係(流量の温度特性)を、制御ソレノイドバルブ138における圧油の流量と温度との関係(流量

の温度特性)に等しくし、もしくは近づけることができる。

[0099] また、図5に示す例は、ピストン122および弁体121をその中心軸線に沿って穿って形成した中空部122Aを連通路とし、その中空部122Aから弁体121の外周面に貫通するように形成した微小孔121Aを特性調整部としてもよい。すなわち、この微小孔は、中空部122Aの断面積よりも遙かに小さい開口径で、かつその開口径に対して長さが長い貫通孔として形成する。そして、その開口径と長さとは、前述した油孔136と同様に設定する。このような構成であっても、この微小孔および中空部122Aによって形成されている連通路における圧油の流量と温度との関係(流量の温度特性)が、制御ソレノイドバルブ138における圧油の流量と温度との関係(流量の温度特性)に等しく、もしくは近似したものとなる。

[0100] これらのいずれの構成であっても、流量の温度特性が制御ソレノイドバルブ138と信号圧ポート131あるいは微小孔とで等しくなり、あるいは近似するので、油温の低下によって圧油の粘度が高くなったとしても、制御ソレノイドバルブ138を開制御して第2油室125から油圧を排出させる量と第2油室125に流入する油圧の量との関係が油温が高い場合と特には異ならない。そのため、上記のバランスピストン式バルブによって構成されている供給弁8, 9あるいは排出弁10, 11の温度特性が安定するので、変速機の制御性を良好な状態に維持することができる。

[0101] なおまた、圧油の粘度が低い場合には、圧油の流れに絞りを与える絞り部の長さが流量に及ぼす影響は小さい。したがって、この発明における特性調整部は、圧油の粘度が増大した場合に、前記連通路の温度特性を制御ソレノイドバルブ138における温度特性に近づけるものであればよいので、バイメタルなどの油温に応じて変形する部材によって連通路に設けられている絞り作用のある微小孔を開閉するように構成してもよい。さらに、この発明では、供給弁8, 9および排出弁10, 11の全てが上記のバランスピストン式バルブによって構成されている必要はなく、供給弁8, 9および排出弁10, 11の少なくともいずれかがバランスピストン式バルブによって構

成されていればよい。

[0102] さらに、この発明における制御ソレノイドバルブあるいはバランスピストン式バルブは、オフ状態で閉弁するとともに電流の増大に応じて開度が増大するいわゆるノーマルクローズタイプのバルブに限られないのであり、オフ状態で開弁するとともに電流の増大に応じて開度が減少するいわゆるノーマルオープンタイプのバルブであってもよい。したがって、上述した具体例における「制御量の増大」は、開度を増大させることを意味し、ノーマルオープンタイプのバルブであれば、電流を減少させることを意味する。

[0103] この発明に係る油圧制御装置の更に他の例について説明する。前述したように制御オリフィスを流れる油量は、その上流側と下流側とでの圧力差に応じた量になる。その上流側の油圧（すなわち供給圧）は、ベルト式無段変速機の動作状態やその変速機を搭載した車両の走行状態などによって変動する。すなわち、供給圧が設計上想定した圧力以上に高い場合には、制御オリフィス 32 を通過する油圧の流量が増大する。

[0104] そこで、この発明に係る油圧制御装置は、供給圧が高低に変化した場合であっても、前述した油圧室 2C、3C の油圧を安定して制御するために、以下の制御を実行するように構成することができる。その制御の一例を図 14 にフローチャートで示してある。上記の図 9 に示す構成のバランスピストン式バルブによって構成されている各供給弁 8、9 および排出弁 10、11 は、制御対象箇所である各油圧室 2C、3C の目標圧を求め、実際の油圧（制御圧）がその目標圧となるようにフィードバック制御される。例えば、制御圧が目標圧より低ければ、供給弁 8、9 が開制御されて油圧室 2C、3C に油圧源 5 の油圧が供給される。また、制御圧が目標圧より高ければ、排出弁 10、11 が開制御されて油圧室 2C、3C から排圧される。そして、それぞれの場合の制御量は、目標圧と制御圧との圧力偏差と所定の制御ゲインとに基づいて求められる。

[0105] このようなフィードバック制御を行うにあたり、図 14 に示すルーチンは所定の短時間毎に繰り返し実行され、先ず、目標圧 P_o 、制御圧 P_r 、供給

圧 P_l がそれぞれ算出される（ステップ $S41$ 、 $S42$ 、 $S43$ ）。これらのデータの算出は、図14に示す順序でおこなってもよく、あるいはこれとは異なる順序で行ってもよく、さらには同時並行的に行ってもよい。その目標圧 P_0 は、プライマリプーリ2の油圧室2Cについては、目標とする変速比を設定する油圧であり、その目標変速比はアクセル開度などの駆動要求量や車速および駆動力源についての最適燃費線などに基づいて求めることができ、したがってプライマリプーリ2の油圧室2Cについての目標油圧 P_0 はその目標変速比やプライマリプーリ2およびセカンダリプーリ3での軸線方向の推力の比率などに基づいて求めることができる。また、セカンダリプーリ3の油圧室3Cの油圧は、ベルト挟圧力を発生させる油圧であって伝達トルク容量を設定するためのものであるから、アクセル開度などの駆動要求量あるいはその変化率などに基づいて求めることができる。なお、制御圧 P_r および供給圧 P_l は、センサによって検出した値であってよい。

[0106] ついで、制御ゲイン P_{fb} が求められる（ステップ $S44$ ）。制御ゲイン P_{fb} はフィードバック制御における比例項や微分項あるいは積分項の係数であり、制御の応答遅れが特には生じず、かつ制御ハンチングなどが生じないようにマップなどの形で予め設定され、この発明に係る油圧制御装置では、制御ゲイン P_{fb} は、供給圧 P_l や制御圧 P_r に応じた値に設定される。具体的には、図15に示すように、供給弁8、9についての制御ゲイン P_{fb} は供給圧 P_l に基づいて設定され、供給圧 P_l が予め定めた基準圧力 P_{th} 以下であれば、所定の値となり、基準圧力 P_{th} を超えている場合には、供給圧 P_l の増大に応じて低減する値に設定される。ここで、基準圧力 P_{th} は、設計上、使用頻度の高い圧力範囲として定めた範囲の上限値であり、通常使用する制御ゲインで特に支障を生じることなく油圧制御を行うことのできる圧力範囲の上限値である。したがって、供給圧 P_l がこの基準圧力 P_{th} を超えると、制御ソレノイドバルブ34を所定量、開制御した場合の第1油室24と第2油室25との圧力差が想定している以上に大きくなるので、そのような過剰な圧力差を解消もしくは是正するように制御ソレノイドバルブ34の制御量を

低減するべく、制御ゲインを低減するように構成されている。したがって、その制御ゲインの低減量や低下勾配などは、実験などに基づいて予め求め、マップなどのデータとして用意しておくことができる。また、制御ゲインは、図 15 に示すように連続的に低減させる替わりに、段階的に低減させるように構成してもよい。なおまた、排出弁 10, 11 についての制御ゲインは、油圧室 2C, 3C の油圧が基準圧力を超えた場合にその油圧の増大に応じて低減するように構成すればよい。

[0107] また一方、上記の目標圧 P_0 と制御圧 P_r とから圧力偏差 $DP (= P_0 - P_r)$ が算出される (ステップ S 45)。そして、この圧力偏差 DP や上記の制御ゲイン P_{fb} に基づいて、供給弁 8, 9 の制御量 I_{solu} が算出され (ステップ S 46)、あるいは排出弁 10, 11 の制御量 I_{sold} が算出される (ステップ S 47)。これらの制御量 I_{solu} , I_{sold} は、例えば電流値であり、その電流値と開度 (もしくは開口径) との関係は制御ソレノイドバルブ 34 の構成によって決まるから、その関係は演算式やマップとして予め用意しておくことができる。したがって、ステップ S 46 やステップ S 47 の制御は、例えば制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 DP を引数としてマップから算出することができる。なお、制御量を算出するためのパラメータは上記の制御ゲイン P_{fb} および圧力偏差 DP を必須とするが、これに手動モードや自動モードなどの変速モードを加え、さらにはスポーツモードやノーマルモードなどの走行モードなどを加えてもよい。すなわち、制御応答性を優先し、あるいは制御安定性を優先するなどの補正を加えることとしてもよい。

[0108] そして、これらステップ S 46 あるいはステップ S 47 で算出された制御量 I_{solu} , I_{sold} が制御指令信号として出力され (ステップ S 48)、供給弁 8, 9 あるいは排出弁 10, 11 がその制御量 I_{solu} , I_{sold} に応じた開度に制御される。より具体的には、各供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 を構成しているバランスピストン式バルブにおける制御ソレノイドバルブ 34 に通電されて、その電流に応じて制御ソレノイドバルブ 34 が開弁する。

[0109] その場合、供給圧 P_l が前記基準圧力 P_{th} より高圧であれば、上述したよ

うに制御ゲイン P_{fb} が供給圧 P_L に応じて低減させられているので、その電流値は、供給圧 P_L が相対的に低い場合に比較して低下する。そのため、制御ソレノイドバルブ 34 における開度が、供給圧 P_L が高圧の場合には小さくなるので、第 1 油室 24 の油圧が供給圧 P_L に応じて高くなるとしても、第 2 油室 25 からの排圧量が少なくなってその油圧の低下が抑制される。その結果、第 1 油室 24 と第 2 油室 25 との圧力差が、供給圧 P_L が基準圧力 P_{th} 以下の場合の圧力差、もしくはこれに近い圧力差に設定されるので、供給弁 8, 9 の開度が想定した以上に特に増大することが回避もしくは抑制される。すなわち、設計上、想定したように油圧の制御が行われる。これは、排出弁 10, 11 が上述したバランスピストン式バルブで構成されていれば、油圧室 2C, 3C からその排出弁 10, 11 を介して油圧を排出する場合も同様である。結局、この発明に係る上記の油圧制御装置によれば、供給弁 8, 9 や排出弁 10, 11 の上流側の油圧（いわゆる高圧部の油圧）が高くなっても、その影響を特には受けずに、油圧室 2C, 3C の油圧を制御することができ、変速機の油圧の制御性が良好な状態に維持される。

[0110] なお、この発明における供給圧は、供給弁や排出弁に対してその上流側の油圧であり、この発明は、その供給圧が予め定めた基準圧力より高い場合に供給弁や排出弁の制御量を、供給圧が低い場合に比較して小さい開度を設定するように構成されていればよい。したがって、その制御量を低減させる制御は、前述したフィードバックゲインを小さくする以外に、制御偏差（圧力偏差）を補正して低減し、あるいは制御偏差と制御ゲインとに基づいて求められた制御量を減少補正することとしてもよい。また、この発明では、供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 の全てが上記のバランスピストン式バルブによって構成されている必要はなく、供給弁 8, 9 および排出弁 10, 11 の少なくともいずれかがバランスピストン式バルブによって構成されていればよい。したがって、図 14 に示すステップ S44 の制御を実行する機能的手段が、この発明における「他の制御量設定手段」に相当している。

[0111] さらに、この発明はいわゆるノーマルオープンタイプのバルブを使用した

油圧制御装置にも適用することができるのであり、したがって、上述した具体例における「制御量の低減」は、開度を低下させることを意味し、ノーマルオープンタイプのバルブにあっては電流を増大させる場合もある。

[0112] 上述したバランスピストン式バルブは、ピストンを挟んだ両側の圧力差によって閉弁し、また開弁する。したがって、低圧部に対して流す油量を少量とする場合、制御ソレノイドバルブを僅かに開いて背圧室である第2油室の油圧を僅かに低下させた状態を維持することになる。その場合、ピストンは第2油室側に押圧されて移動するが、制御ソレノイドバルブには、機構上、ピストンの移動を規制するストッパーに相当する部分が設けられていないので、ピストンが後退移動し続けてしまう。すなわち、低圧部に対して微少量の圧油を、所定の時間、継続して供給するためにはピストンの位置を規制する制御が必要となる。この発明では、そのようなピストンの位置を規制するように構成することができ、以下、その例を説明する。

[0113] 図16はその制御例を説明するためのフローチャートであって、その制御は、前述した図8や図9に示すバランスピストン式バルブを対象とする制御である。この図16に示すルーチンは所定の短時間ごとに繰り返し実行され、まず、供給圧 P_L および制御圧 P_r が求められる（ステップS51, S52）。供給圧 P_L は供給弁8, 9を介して油圧室2C, 3Cに供給される油圧あるいは前述した高圧部26の油圧であって、具体的には前述したライン圧である。なお、排出弁10, 11については上記の油圧室2C, 3Cの油圧である。また、制御圧 P_r は、油圧が供給される箇所の油圧であって前記低圧部28の油圧がこれに相当し、供給弁8, 9については前記油圧室2C, 3Cの油圧であり、また排出弁10, 11についてはドレイン箇所の油圧である。これらの油圧 P_L , P_r を求める順序は特に制限されず、いずれを先に求めてもよく、あるいは同時並行的に求めてもよい。また、これらの油圧 P_L , P_r は、センサによる検出値であってよい。

[0114] ついで、制御ゲイン P_{fb} が求められる（ステップS53）。制御ゲイン P_{fb} はフィードバック制御における比例項や微分項あるいは積分項の係数であり

、制御の応答遅れが特には生じず、かつ制御ハンチングなどが生じないように予め設定され、この発明に係る油圧制御装置では、制御ゲイン P_{fb} は、供給圧 P_l や制御圧 P_r に応じた値に設定される。すなわち、弁体 21 を開弁方向に移動させる力は、第 1 油室 24 に供給される油圧の影響を受けて変化し、また油圧室 2C, 3C などの低圧部 28 に流れる圧油の量は供給圧と制御圧との差の影響を受けて変化するなど、バランスピストン式バルブを介して流れる圧油の量は供給圧 P_l や制御圧 P_r に影響を受けるので、制御ゲイン P_{fb} は供給圧 P_l や制御圧 P_r に応じて予め適宜に設定し、マップなどの形で用意しておくことができる。したがって、ステップ S53 ではそのマップを利用して制御ゲイン P_{fb} を求めることができる。

[0115] さらに、弁体 21 あるいはこれと一体のピストン 22 の現在のストローク量 S_{Xr} が求められる（ステップ S54）。これは、上述したバランスピストン式バルブにストロークセンサ（図示せず）を付設しておき、そのセンサによって検出することとしてもよい。あるいは制御電流や油圧室 2C, 3C の油圧に基づいて演算して求めてもよい。これらの演算については後述する。

[0116] また、ステップ S54 に相前後してストロークガード S_{Xlmt} が求められる（ステップ S55）。油圧室 2C, 3C に供給し、あるいは排出する圧油の量は、目標油圧と実油圧との偏差から求めることができ、またその圧油量を流すのに要する時間は制御応答性の要請から設計上定めることができるから、結局、単位時間あたりの流量を求めることができる。圧油間流量とバランスピストン式バルブの開度とは相関関係があるから、その流量から開度を求めることができ、さらにその開度から弁体 21 の移動量（ストローク量）を求めることができる。結局、弁体 21 がストロークすべき量は、制御対象箇所で必要とする圧油量に対応した量であるから、上記の目標油圧と実油圧との偏差に基づいて決めることができる。ステップ S55 では、この関係を利用してガード値 S_{Xlmt} が設定される。より具体的には、目標油圧と実油圧との偏差に基づいて求まるストローク量に、制御応答性や安定性などを

考慮して補正を施した値をガード値 SX_{limt} とすることができる。

[0117] そして、上記のステップ $S54$ で求められたストローク量 SX_r がステップ $S55$ で求められているガード値 SX_{limt} を超えているか否かが判断される（ステップ $S56$ ）。このステップ $S56$ で否定的に判断された場合、すなわちストローク量 SX_r がガード値 SX_{limt} 以下の場合には、上記のステップ $S53$ で求められた制御ゲイン P_{fb} による通常の制御が実行される（ステップ $S57$ ）。すなわち、目標油圧と実油圧との偏差と制御ゲイン P_{fb} とに基づいて、前記制御ソレノイドバルブ 34 の制御量（電流値） I_{sol} が求められる。その演算は予め用意したマップから電流値を求めるものであってもよい。

[0118] これに対してストローク量 SX_r がガード値 SX_{limt} を超えていることによりステップ $S56$ で肯定的に判断された場合には、前記制御ソレノイドバルブ 34 の制御量（電流値） I_{sol} がガード値 SX_{limt} に基づいて求められる（ステップ $S58$ ）。前述したように、弁体 21 は制御ソレノイドバルブ 34 を開制御し、その制御量に応じた速度でストロークするから、その制御量を減じることにより弁体 21 のストロークを止め、あるいはその速度を減じることができる。すなわち、制御量とストローク量との相関関係を求めてマップなどの形で予め用意することができるので、ステップ $S58$ ではそのマップを利用して制御ソレノイドバルブ 34 の制御量を求めることができる。

[0119] こうしてステップ $S57$ あるいはステップ $S58$ で求められた電流値が制御指令信号として制御ソレノイドバルブ 34 に出力される（ステップ $S59$ ）。その結果、弁体 21 がその時点のストローク量以上にはストロークすることがなく、もしくは開弁方向への移動速度が大幅に減じられる。したがって、バランスピストン式バルブによって構成されている供給弁 $8, 9$ あるいは排出弁 $10, 11$ を介して流れる圧油の量が過剰になることがなく、制御のオーバーシュートが防止もしくは抑制される。言い換えれば、油圧室 $2C, 3C$ に供給し、あるいは排出すべき圧油の量が僅かであれば、弁体 21

のストローク量をその圧油の量に応じた僅かなストローク量に設定することができるので、圧油の量が少量の場合であっても安定した制御を行うことができる。

[0120] ここで、上記のステップS 5 4で実行されるストローク量 $S X_r$ の算出について説明する。前述したように、弁体2 1は制御ソレノイドバルブ3 4に電流を流してこれを開制御することにより開弁方向にストロークするように構成されていて、その電流値とストローク量とは相関関係があるから、制御ソレノイドバルブ3 4を制御する電流に基づいてストローク量 $S X_r$ を算出することができる。その例を図1 7にフローチャートで示してある。この図1 7に示すルーチンは、所定の短時間ごとに繰り返し実行され、先ず、前回のストローク量 $S X_{ro}$ が読み込まれる（ステップS 4 0 1）。この図1 7に示すルーチンはストローク量 $S X_r$ を算出するためのものであって、繰り返し実行されるから、ステップS 4 0 1での初回の値は「0」であるが、次回以降は先の値が存在しており、これが読み込まれる。

[0121] また、前回の指令電流 I_{plo} が読み込まれる（ステップS 4 0 2）。制御ソレノイドバルブ3 4の指令電流値は、所定の勾配をもって増大させる場合があり、また時間的な遅れをもって指示電流値が増大する場合があり、そのような場合は指令電流値は時間ごとに変化するので、図1 7に示すルーチンの各サイクルごとの電流値が異なり、ステップS 4 0 2ではそのように変化する指令電流の前回値が読み込まれる。さらに、前回の実出力電流 I_{pro} が読み込まれる（ステップS 4 0 3）。制御ソレノイドバルブ3 4における電磁コイルに電流を流す場合、電流が変化することによる磁束の変化の影響で、電流の変化が抑制され、遅れが生じる。その状態を図1 8に模式的に示してある。目標電流が図1 8に直線で示すように変化するとしても、実電流の変化は破線で示す波形のようになる。ステップS 4 0 3でそのような実際の電流の値を読み込む。なお、実電流は所定の電流計で求めることができる。

[0122] これらステップS 4 0 1ないしステップS 4 0 3は任意の順序で実行し、あるいは同時に実行してもよい。そして、ステップS 4 0 2で読み込まれた

前回の指令電流 I_{plo} と前回の実出力電流 I_{pro} とに基づいて、実出力電流の変化量 ΔI_{rpo} が算出される（ステップ S 4 0 4）。その演算は、

$$\Delta I_{rpo} = (I_{plo} - I_{pro}) \times Kdly$$

である。ここで、 $Kdly$ は予め決められた係数であって、前回の指令電流 I_{plo} と前回の実出力電流 I_{pro} と差を、図 1 7 のルーチンの 1 サイクルの時間内で縮める割合である。したがって実出力電流の変化量 ΔI_{rpo} は、図 1 7 のルーチンの 1 サイクルの時間内での変化量になる。なお、この変化量 ΔI_{rpo} には、上限および下限のガード値 $DIPRMIN$, $DIPRMAX$ をそれぞれ設定しておく（ステップ S 4 0 5）。外乱などの影響で演算値が異常な値になることを防止するためである。

[0123] そして、こうして求めた変化量 ΔI_{rpo} を上記のステップ S 4 0 2 で読み込んだ前回値 I_{pro} に加算して今回の実出力電流 I_{pr} を求める（ステップ S 4 0 6）。実出力電流の変化量 ΔI_{rpo} は、上記のように、指示電流値と図 1 7 のルーチンの 1 サイクル時間（電流指示時間）とに基づいて求まるから、結局、実出力電流 I_{pr} は、指示電流とその指示時間とから求められることになる。この電流値で制御ソレノイドバルブ 3 4 を開制御した場合、その電流値に応じた開度で第 2 油室 2 5 から油圧が排出されて第 2 油室 2 5 の油圧が第 1 油室 2 4 の油圧に対して低下し、弁体 2 1 が開弁方向にストロークするから、その電流値 I_{pr} に基づいて弁体 2 1 の移動速度 V_r が求められる（ステップ S 4 0 7）。電流値 I_{pr} が大きいことにより制御ソレノイドバルブ 3 4 の開度が大きいと、第 2 油室 2 5 の油圧が大きく低下するので、弁体 2 1 の移動速度が速くなる。また、供給圧 P_l と制御圧 P_r との圧力差 ΔP が大きいと弁体 2 1 の移動速度が速くなる。すなわち、弁体 2 1 の移動速度は、電流値 I_{pr} および上記の圧力差 ΔP に応じて変化するので、それらの関係を実験などによって予め測定し、マップとして用意しておくことができ、したがってステップ S 4 0 7 の制御はそのようなマップあるいはデータを利用して行うことができる。

[0124] この移動速度 V_r は、図 1 7 のルーチンの 1 サイクル時間での移動量であ

り、また弁体 21 の位置もしくは移動量は、図 17 のルーチンの 1 サイクル毎に求めることとしている。したがって、弁体 21 のストローク量 S_{Xvr} は、上記のステップ S 401 で求めた前回のストローク量 S_{Xro} に今回の移動量に相当するステップ S 407 の移動速度 V_r を加算することにより求めることができる（ステップ S 408）。そして、こうして求められたストローク量 S_{Xvr} に上下限のガード（ $0 \leq S_{Xvr} \leq S_{Xlmt}$ ）が施される（ステップ S 409）。なお、移動速度 V_r は 1 サイクル時間内での移動量であり、これは上記のように指示電流とその指示時間とから求められるから、結局、ストローク量は指示電流とその指示時間とから求められる。

[0125] 上記の図 17 に示す制御を行うように構成した場合には、制御ソレノイドバルブ 34 を制御する際のデータに基づいて弁体 21 のストローク量 S_{Xvr} を求めることができるから、ストロークセンサなどの新たな機器を追加設置する必要がなく、装置の全体としての構成を簡素化、あるいは小型化することができる。

[0126] つぎに、油圧に基づいてストローク量を求める例を図 19 にフローチャートで示してある。この図 19 に示すルーチンは所定の短時間毎に繰り返し実行され、まず、前回の制御実油圧 P_{ro} および現在の制御実油圧 P_r が読み込まれる（ステップ S 411, S 412）。ついで、実油圧の前回値と今回値との差すなわち実油圧の変化量 ΔP_r が算出される（ステップ S 413）。油圧室 2C, 3C の油圧は、圧油が供給もしくは排出されることにより変化し、その変化の程度もしくは量は油圧室 2C, 3C の構造や圧油の特性などに関連した油圧剛性 β に応じたものとなる。すなわち、供給もしくは排出される圧油の流量と油圧の変化量とは油圧剛性を係数とした関係にあり、そこでステップ S 413 で求められた実油圧の変化量 ΔP_r と予め測定されている油圧剛性 β とに基づいて実制御流量 Q_r が算出される（ステップ S 414）。

[0127] 上記のバランスピストン式バルブを流れる圧油の量 Q_r は、その開度に相当する弁体 21 のストローク量 S_{Xqr} に応じて変化し、また供給圧 P_l と制

御圧 P_r との圧力差 ΔP に応じて変化する。これら三者 Q_r , $S X_{qr}$, ΔP の相互の関係は、実機を使用した実験などによって予め求めておくことができる。その一例を図 20 に線図で示してあり、実制御流量 Q_r を多くするためにストローク量 $S X_{qr}$ を大きくすることになり、また上記の圧力差 ΔP が大きければ、相対的に小さいストローク量 $S X_{qr}$ で多量の圧油を流すことができる。このような関係を求めて予め作成したマップもしくはデータなどに基づいて、ストローク量 $S X_{qr}$ が求められる（ステップ S 4 1 5）。そして、上述した図 1 7 に示す制御例と同様に、ストローク量 $S X_{qr}$ に上下限のガード（ $0 \leq S X_{qr} \leq S X_{lmt}$ ）が施される（ステップ S 4 1 6）。

[0128] 上記の図 1 9 に示す制御を行うように構成した場合には、ストローク量 $S X_{qr}$ に直接関係する制御油圧に基づいてストローク量 $S X_{qr}$ を求めるから、ストローク量 $S X_{qr}$ の推定精度を向上させることができる。また、新たなセンサなどの機器を追加設置する必要がないので、装置の全体としての構成を簡素化、あるいは小型化することができる。

[0129] ここで上述した具体例とこの発明との関係を簡単に説明すると、図 1 6 に示すステップ S 5 の制御を実行する機能的手段が、この発明におけるガード設定手段に相当し、またステップ S 8 の制御を実行する機能的手段が、この発明における制限手段に相当し、さらに図 2 に示すステップ S 4 0 7 およびステップ S 4 0 8 の制御を実行する機能的手段や、図 4 に示すステップ S 4 1 5 の制御を実行する機能的手段が、この発明におけるストローク量算出手段に相当する。

符号の説明

[0130] 1…ベルト式無段変速機、 2…駆動プーリ（プライマリプーリ）、 3…従動プーリ（セカンダリプーリ）、 4…ベルト、 2 A…固定シープ、 2 B…可動シープ、 2 C…油圧室、 3 A…固定シープ、 3 B…可動シープ、 3 C…油圧室、 5…油圧源、 7…供給油路（あるいはライン圧油路）、 8…供給弁、 9…供給弁、 10…排出弁、 11…排出弁、 12…ライン圧センサ、 13…プライマリ油圧センサ、 14…セカ

ンダリ油圧センサ、 15…プライマリ回転数センサ、 16…セカンダリ
回転数センサ、 17…電子制御装置（ECU）、 21, 121…弁体、
22, 122…ピストン、 23, 123…シリンダ部、 24, 25,
124, 125…油室、 26, 126…高圧部、 27, 127…流入ポ
ート、 28, 128…低圧部、 29, 129…流出ポート、 31, 1
31…信号圧ポート、 32…制御オリフィス、 33, 132…連通路、
34, 138…制御ソレノイドバルブ、 35…流出ポート、 36, 1
40…弁体、 37, 141…スプリング、 38, 142…電磁コイル、
39, 143…流入ポート、 40, 144…流出ポート、 136…油
孔、 137…チップ。

請求の範囲

[請求項1]

ベルトが巻き掛けられた一対のプーリのそれぞれが、ベルトが巻き掛けられている溝の幅を狭くする方向の推力を油圧の増大に伴って増大させる油圧室を備え、いずれか一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って他方の油圧室の油圧が増大し、かつ前記いずれか一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って前記他方の油圧室の油圧が低下するように構成され、油圧を供給する場合に開弁させられる供給弁と油圧を排出する場合に開弁させられる排出弁とが前記油圧室のそれぞれに連通して設けられ、これらの供給弁および排出弁を前記各油圧室の油圧が目標圧となるように前記油圧室の目標油圧と実油圧との偏差に基づいてフィードバック制御するように構成されたベルト式無段変速機の油圧制御装置において、

いずれか一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って他方の油圧室の油圧が増大する場合に、前記他方の油圧室に連通された前記供給弁の制御量を、前記他方の油圧室の油圧が前記一方の油圧室に油圧が供給されることに伴って増大する場合以外の場合に前記偏差に基づいて求まる制御量より小さくし、かつ前記いずれか一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って前記他方の油圧室の油圧が低下する場合に、前記他方の油圧室に連通された前記排出弁の制御量を、前記他方の油圧室の油圧が前記一方の油圧室から油圧が排出されることに伴って低下する場合以外の場合に前記偏差に基づいて求まる制御量より小さくするように構成されていることを特徴とするベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項2]

前記制御量を小さくする制御は、予め定められている制御ゲインを減少させる制御を含む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の油圧制御装置。

[請求項3]

前記制御ゲインは、圧油の温度が低い場合の値が高い場合の値より大きく設定される制御ゲイン、もしくは前記供給弁もしくは前記排出

弁に供給される供給圧が高い場合の値が低い場合の値より小さく設定される制御ゲインを含むことを特徴とする請求項 2 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項4] 前記制御量を小さくする制御は、前記偏差に基づいて求められる制御量をゼロにする制御を含むことを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項5] 前記一方の油圧室は、変速比を変化させるために油圧が供給および排出される一方のプーリに備えられた油圧室であり、前記他方の油圧室は、ベルト挟圧力を設定するために油圧が供給および排出される他方のプーリに備えられた油圧室であり、

予め定められた所定時間内の変速比の変化量が予め定めた基準範囲以内の場合に、前記他方の油圧室に連通されている供給弁および排出弁についての制御量を小さくする制御を禁止するように構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれかに記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項6] 前記制御量を小さくするように変化させる場合、もしくは前記小さくした制御量をその小さくする制御の解除によって増大させる場合に、制御量の変化を予め定めた所定の勾配で変化させるように構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれかに記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項7] 前記供給弁と排出弁との少なくともいずれか一つの弁は、ピストンを前後動可能に収容したシリンダ部と、そのピストンによって区画されて前記シリンダ部の内部に形成された第 1 油室と第 2 油室と、これら第 1 油室と第 2 油室とを連通させている制御オリフィスと、所定の高压部に連通されるように前記第 1 油室に形成された流入ポートと、所定の低压部に連通されるように前記第 1 油室に形成された流出ポートと、これら流入ポートと流出ポートとのいずれか一方を開閉するように前記ピストンに一体化された弁体と、前記第 2 油室を前記低压部

に選択的に連通させる制御ソレノイドバルブとを備えたバランスピストン式バルブによって構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 6 のいずれかに記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項8] 前記制御ソレノイドバルブは、制御量に応じて開度が変わるように構成され、

前記制御ソレノイドバルブが開くことにより形成される絞り部は、圧油の粘度が増大することに伴う流動抵抗の増大量が前記制御オリフィスでの流動抵抗の増大量よりも大きくなるように構成され、

前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合における前記開度が前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合における前記開度に比較して大きくなる制御量に設定する制御量設定手段を備えている

ことを特徴とする請求項 7 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項9] 前記制御ソレノイドバルブは、前記制御量が大きいほど開度が大きくなるバルブを含み、

前記制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合に、前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合に比較して増大させる手段を含む

ことを特徴とする請求項 8 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項10] 前記制御ソレノイドバルブは、前記制御量が大きいほど開度が小さくなるバルブを含み、

前記制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブの制御量を、前記圧油の温度が所定の温度の場合に、前記圧油の温度が前記所定の温度より高い場合に比較して減少させる手段を含む

ことを特徴とする請求項 8 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項11] 前記制御ソレノイドバルブは、電磁力によって軸線方向に移動させられる弁体が前記第2油室に連通しているポートの開口端部に押し付けられて閉弁し、前記弁体が前記ポートの開口端部から離れて圧油が流れる隙間が生じることにより開弁するよう構成され、

前記連通路の一部に、前記連通路における圧油の流量と温度との関係が、前記制御ソレノイドバルブが開弁して前記弁体と前記ポートの開口端部との間を流れる圧油の流量とその圧油の温度との関係に近づける特性調整部が設けられている

ことを特徴とする請求項7に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項12] 前記特性調整部は、前記連通路の流路断面積より小さい開口面積で、かつ開口径よりも長さが長い油孔を含むことを特徴とする請求項11に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項13] 前記制御ソレノイドバルブは、制御量に応じて開度が変わるように構成され、

前記第1油室に供給される供給圧が予め定めた基準圧力より高い場合の前記制御量を、前記供給圧が低い場合の前記開度より小さい前記開度となるように前記制御量を設定する他の制御量設定手段を備えている

ことを特徴とする請求項7に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項14] 前記制御ソレノイドバルブは、前記油圧室の目標圧と実際圧との偏差に基づいてフィードバック制御されるように構成され、

前記他の制御量設定手段は、前記制御ソレノイドバルブのフィードバック制御ゲインを低減させる手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差を減少補正する手段と、前記油圧室の目標油圧と検出された実油圧との偏差に基づいて求められた前記制御量を補正する手段とのいずれかを含む

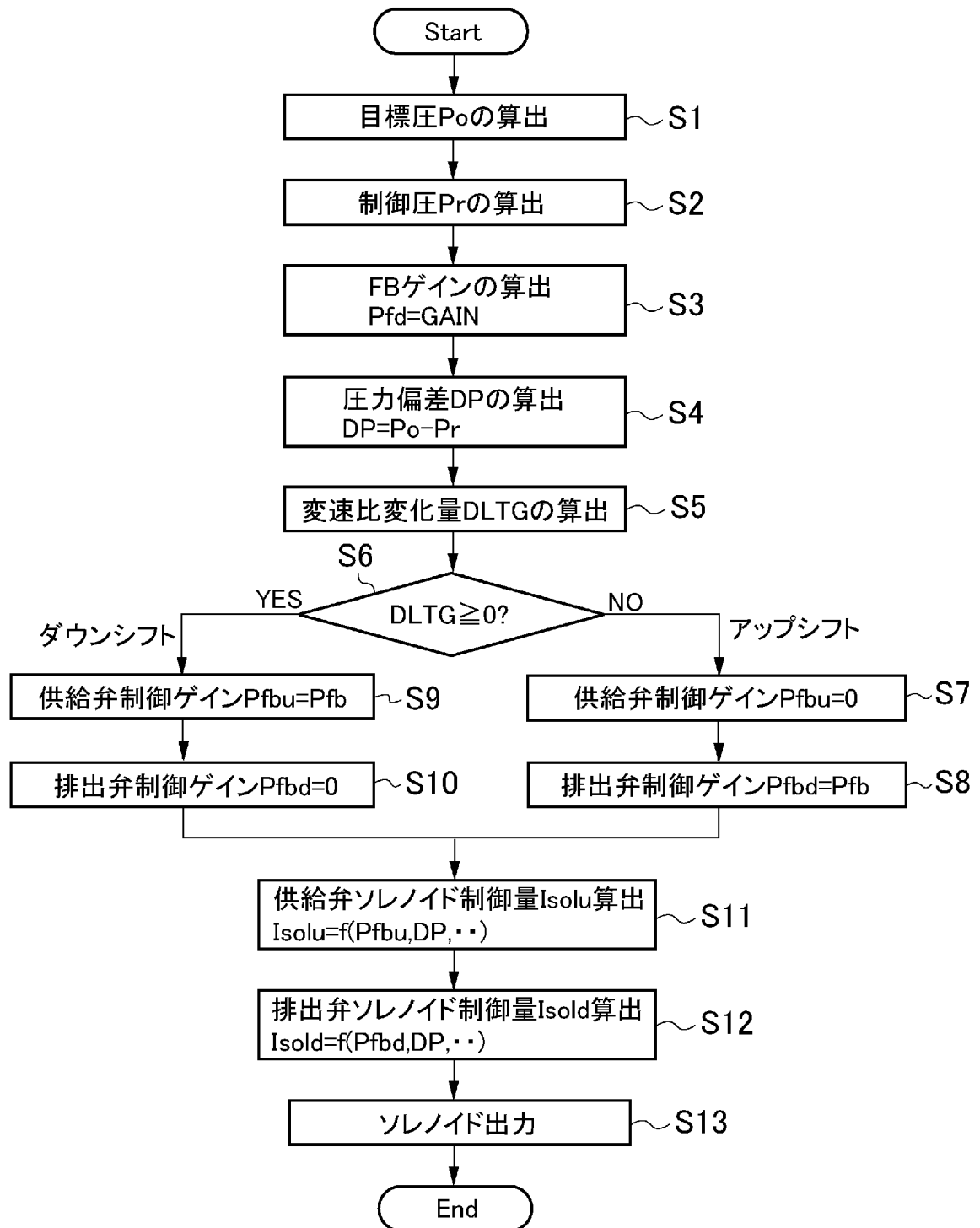
ことを特徴とする請求項 1 3 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項15] 前記油圧室の油圧の目標値と実際値との偏差に基づいて前記弁体の開弁方向へのストローク量の制限値を設定するガード設定手段と、
前記弁体のストローク量が前記制限値以下となるように前記制御ソレノイドバルブの制御量を制限する制限手段と
を備えていることを特徴とする請求項 7 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

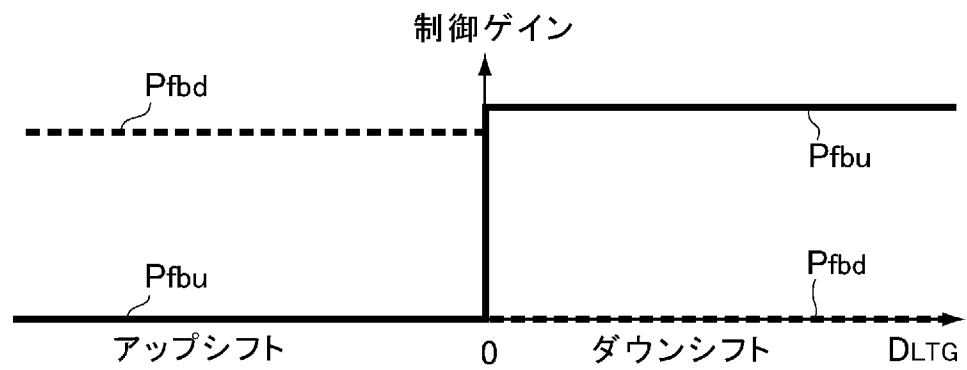
[請求項16] 前記弁体は、前記制御ソレノイドバルブに電流を流すことにより開弁方向にストロークするように構成され、
その弁体のストローク量を、前記制御ソレノイドバルブの指示電流値とその電流指示時間とから求めるストローク量算出手段を更に備えている
ことを特徴とする請求項 1 5 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

[請求項17] 前記弁体のストローク量を、前記油圧室の油圧の変化量に基づいて求めるストローク量算出手段を更に備えていることを特徴とする請求項 1 5 に記載のベルト式無段変速機の油圧制御装置。

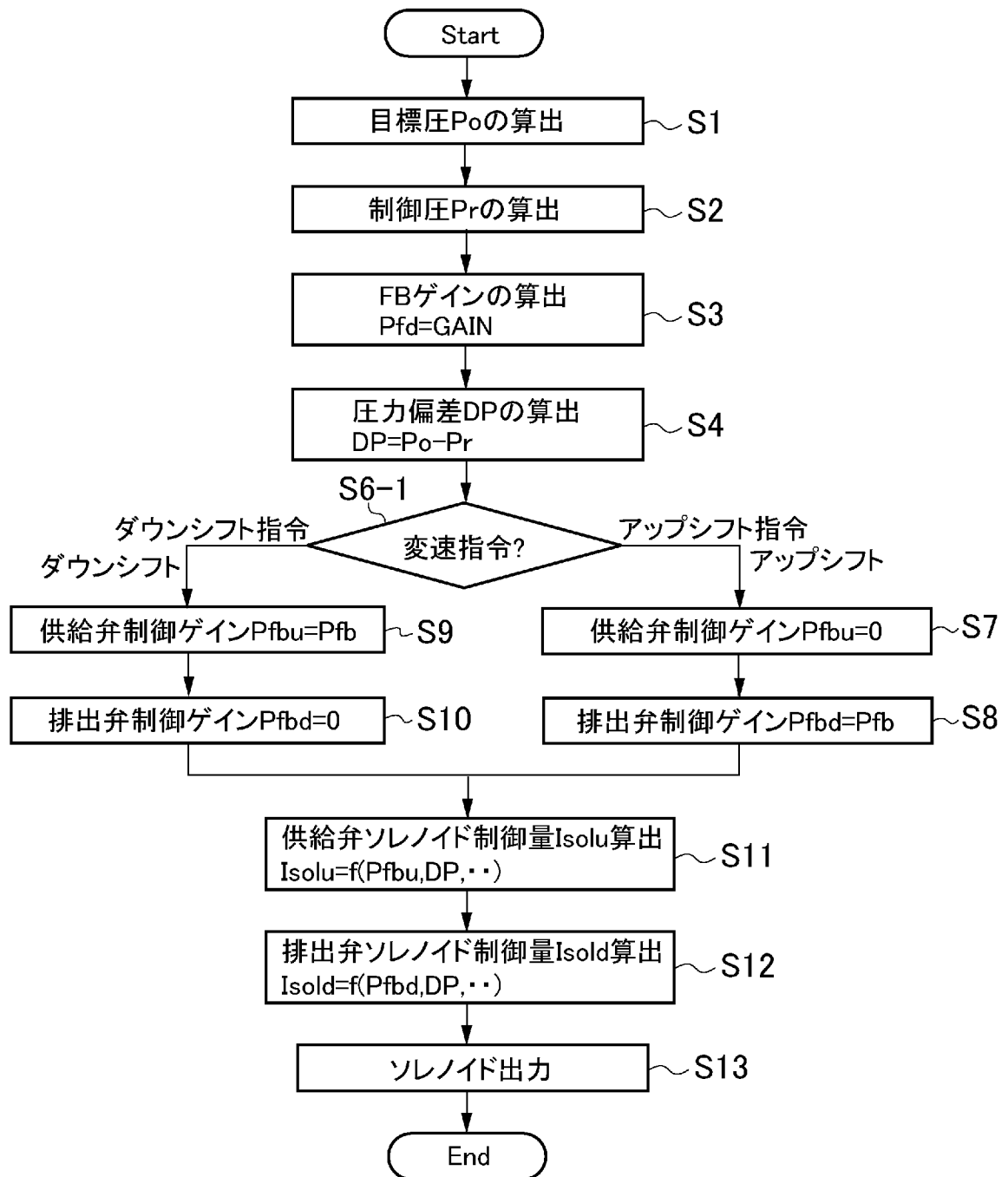
[図1]



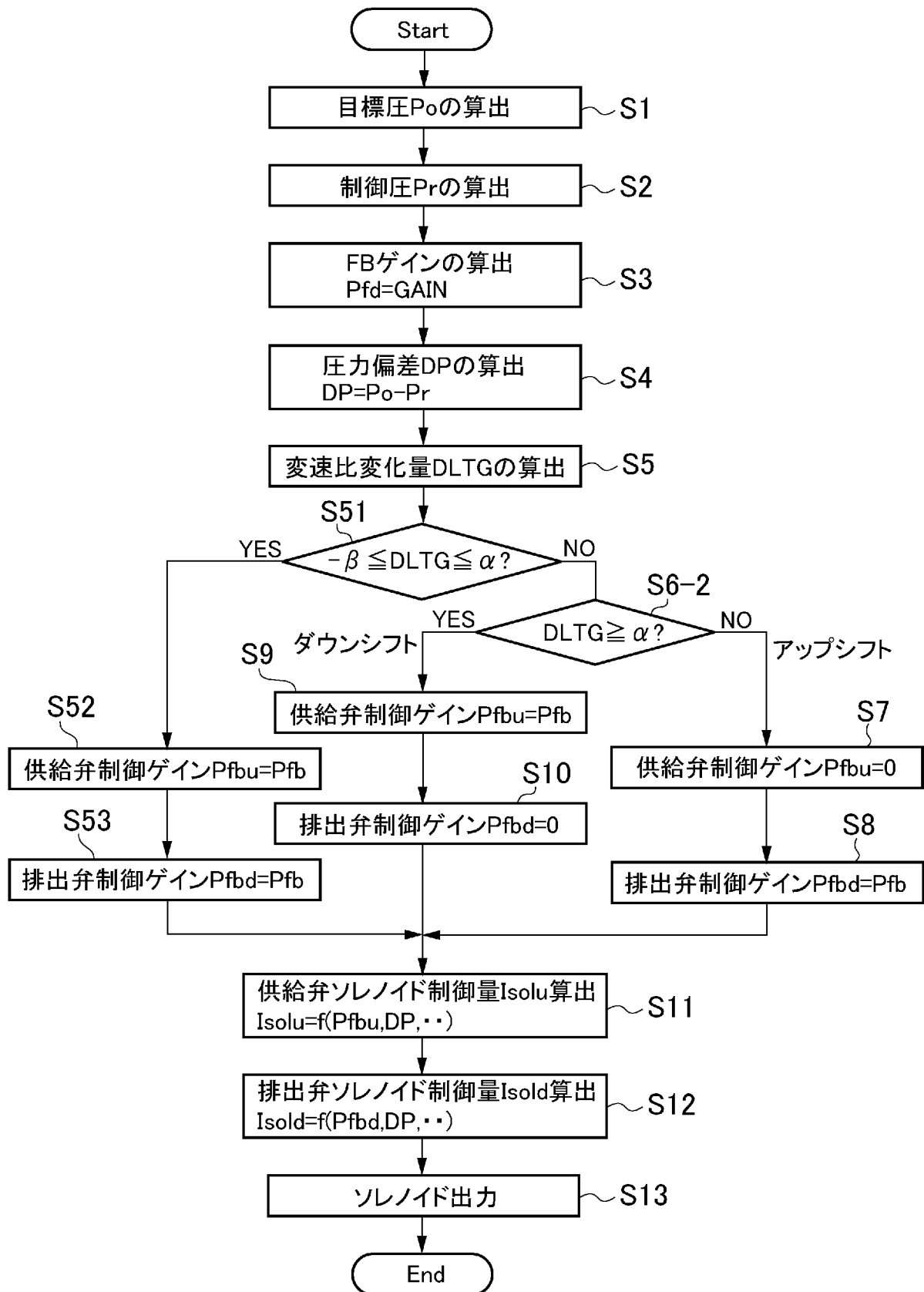
[図2]



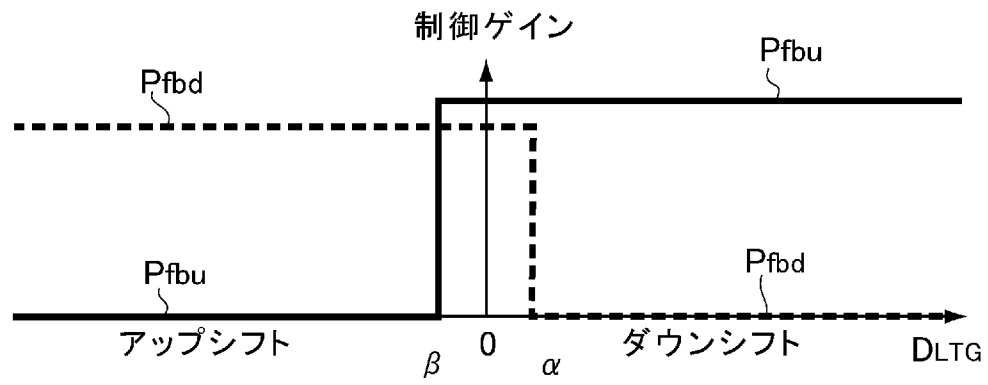
[図3]



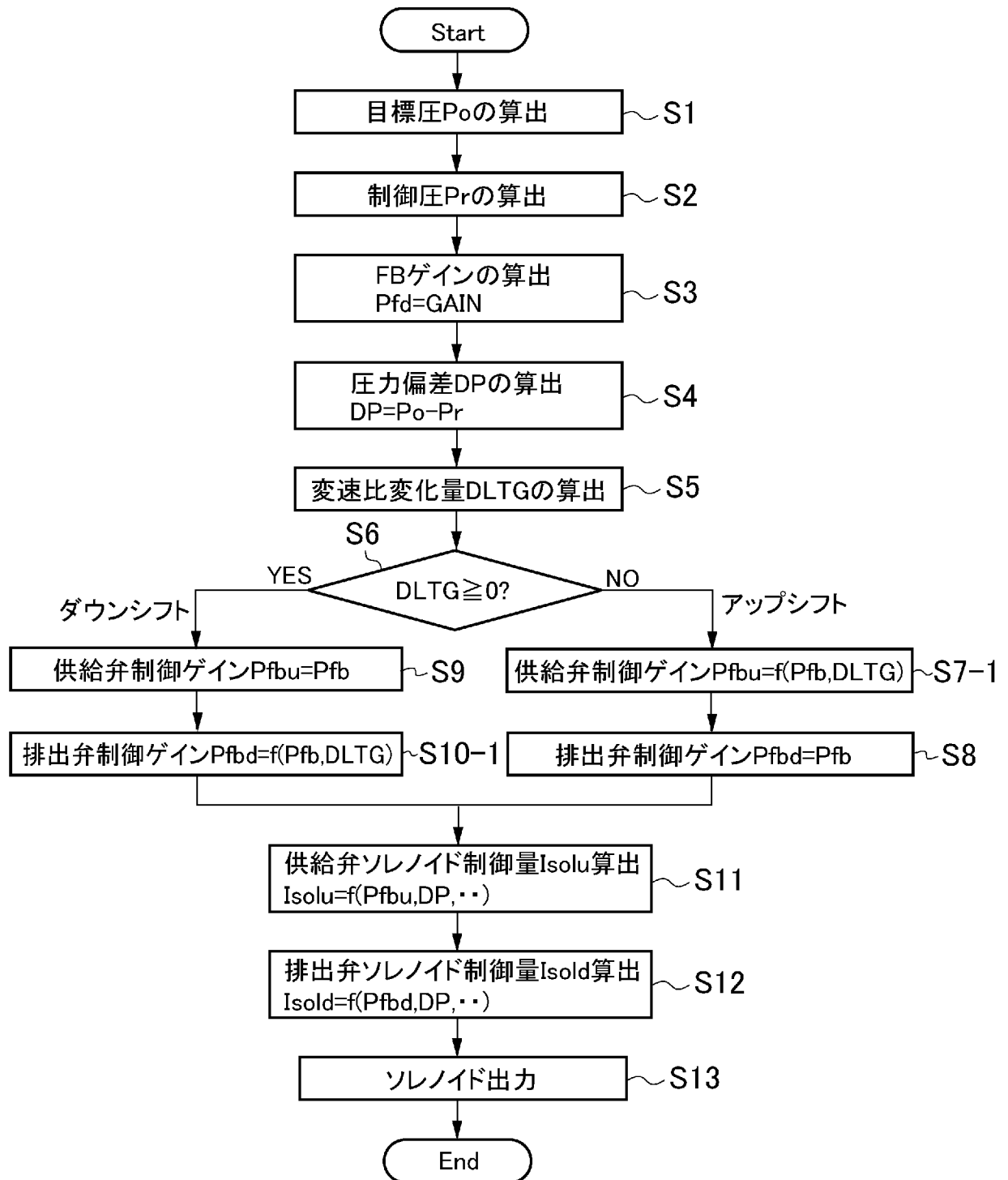
[図4]

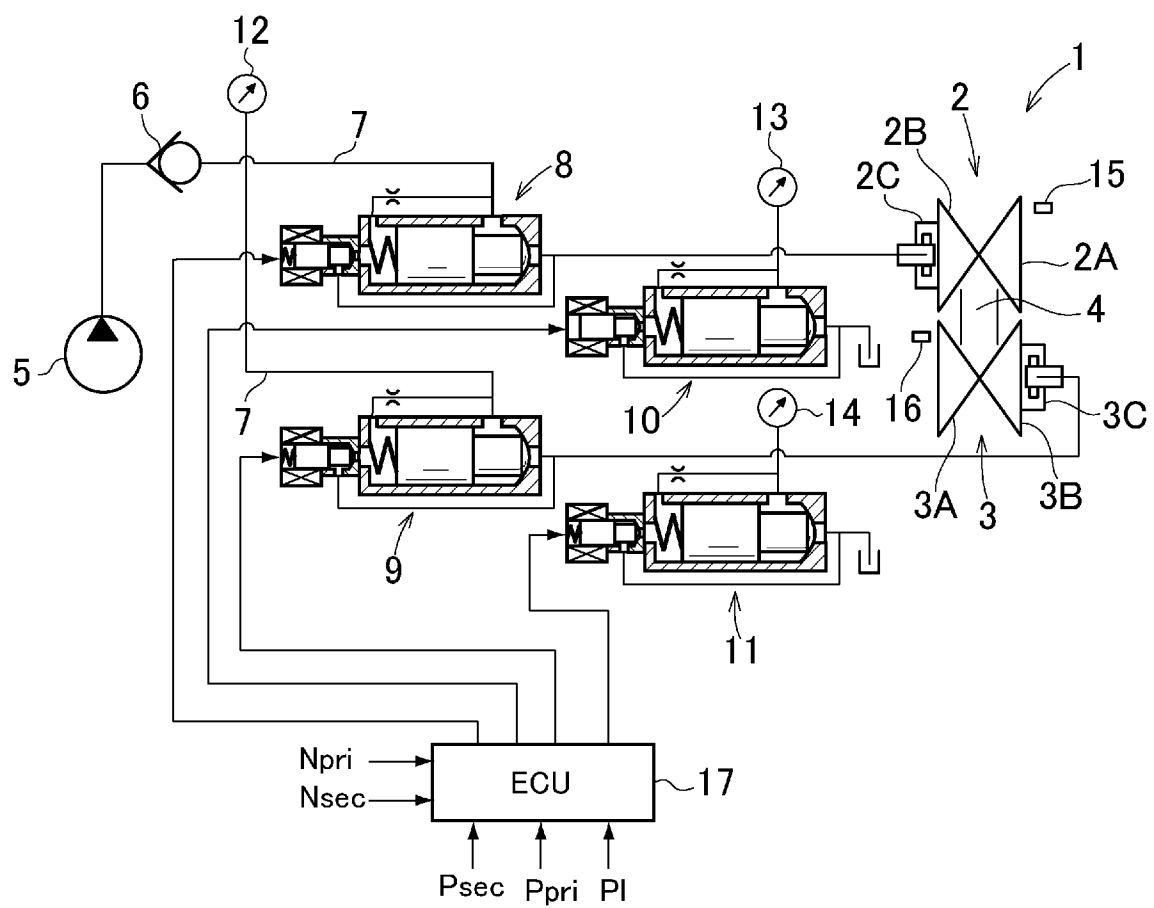
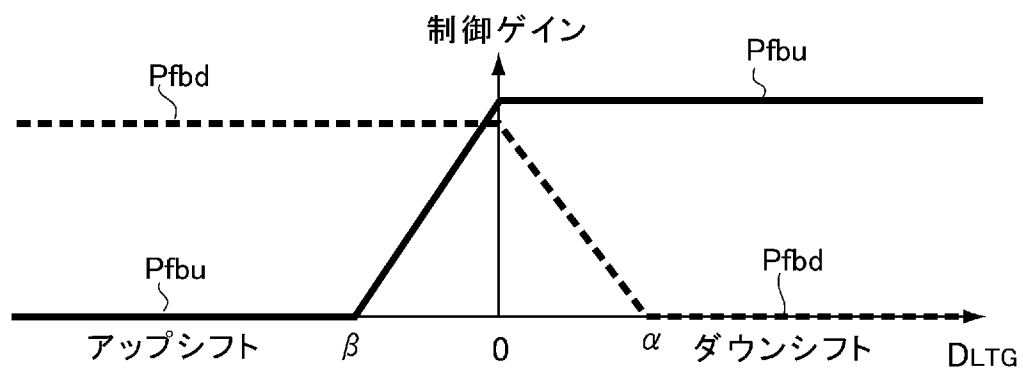


[図5]

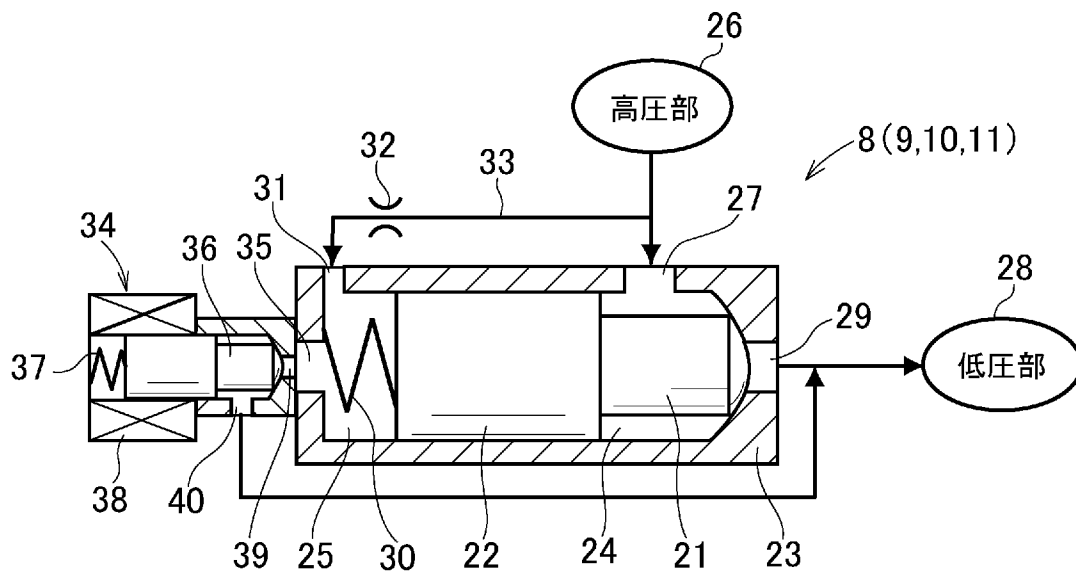


[図6]

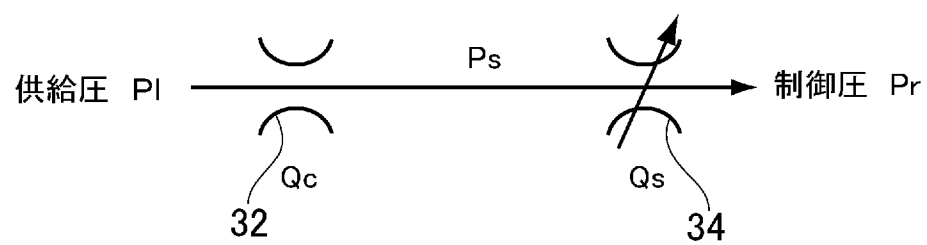




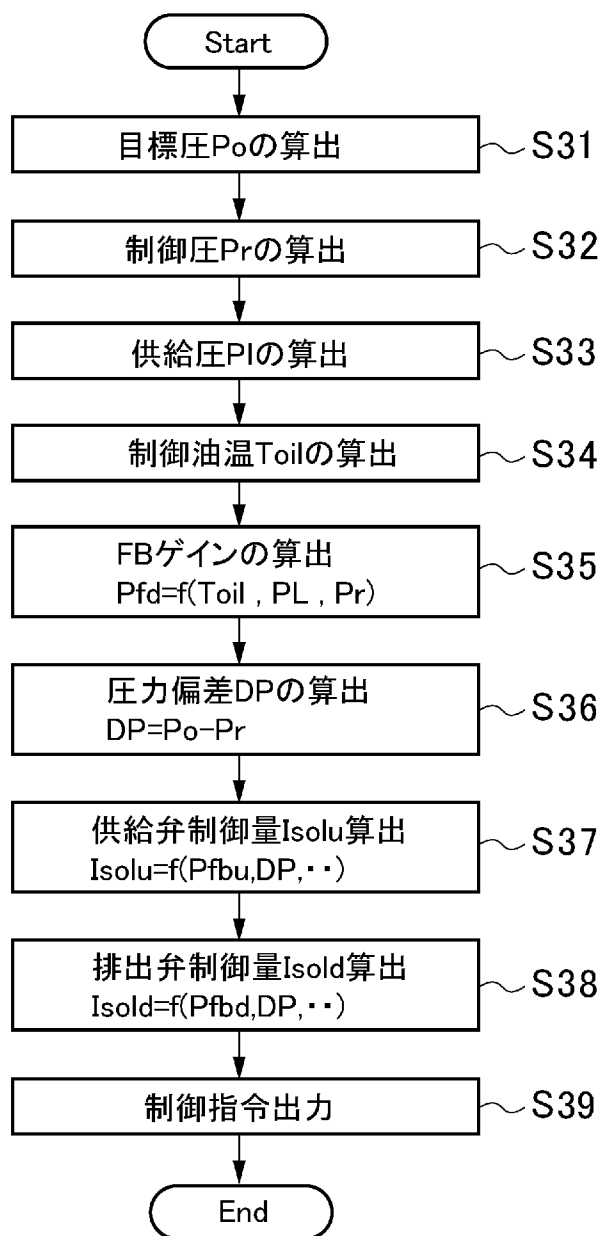
[図9]



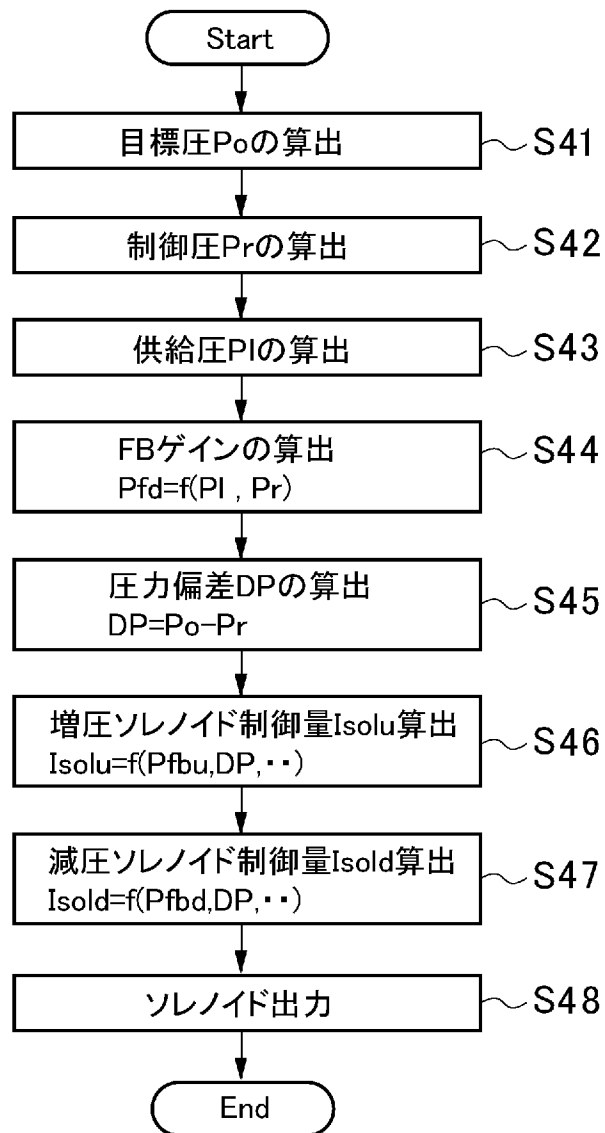
[図10]



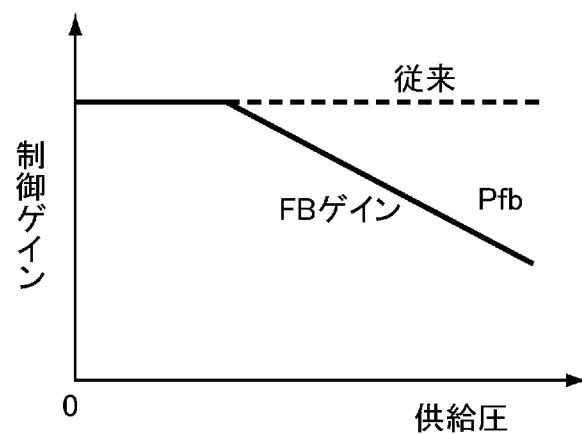
[図11]



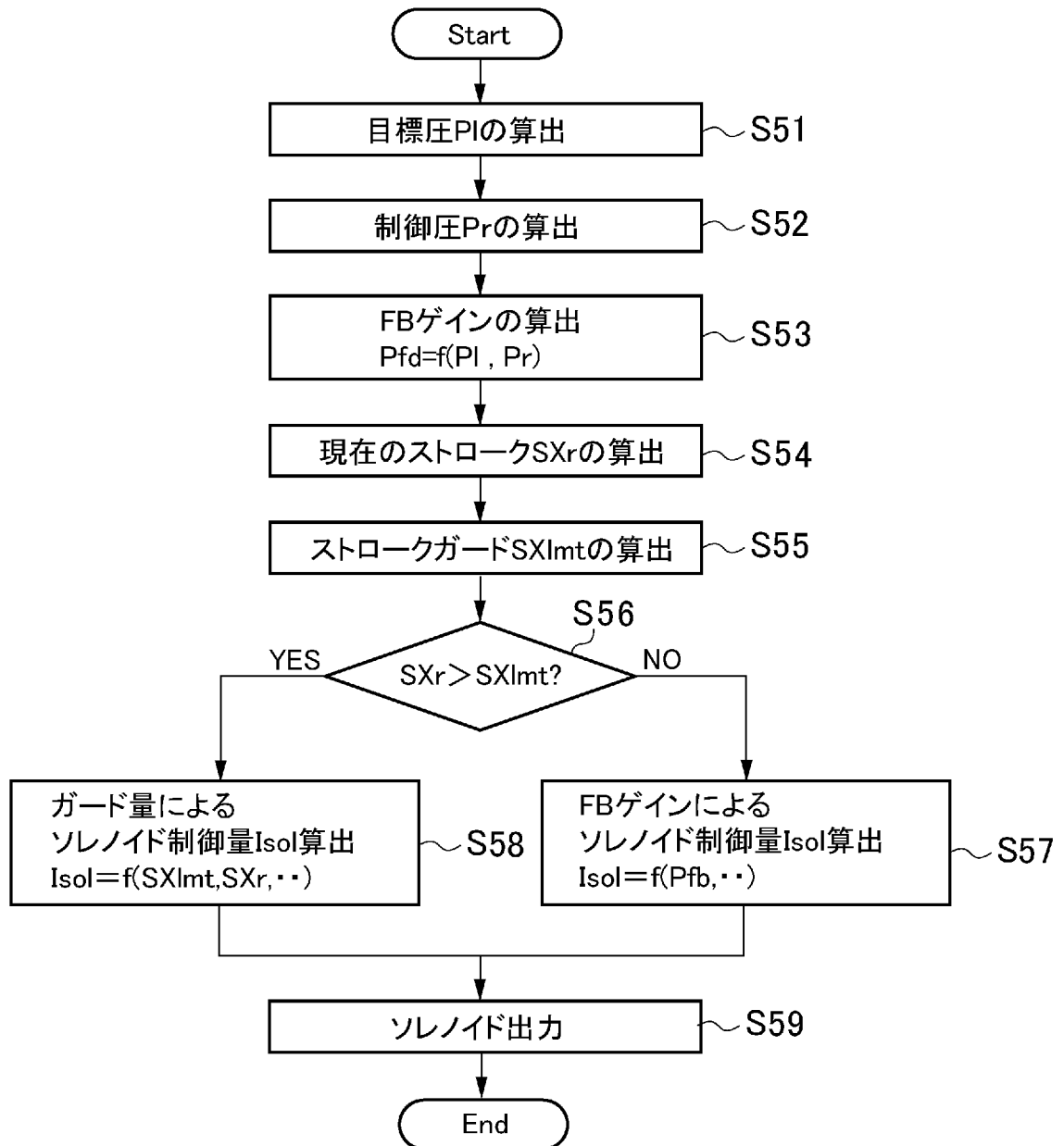
[図14]



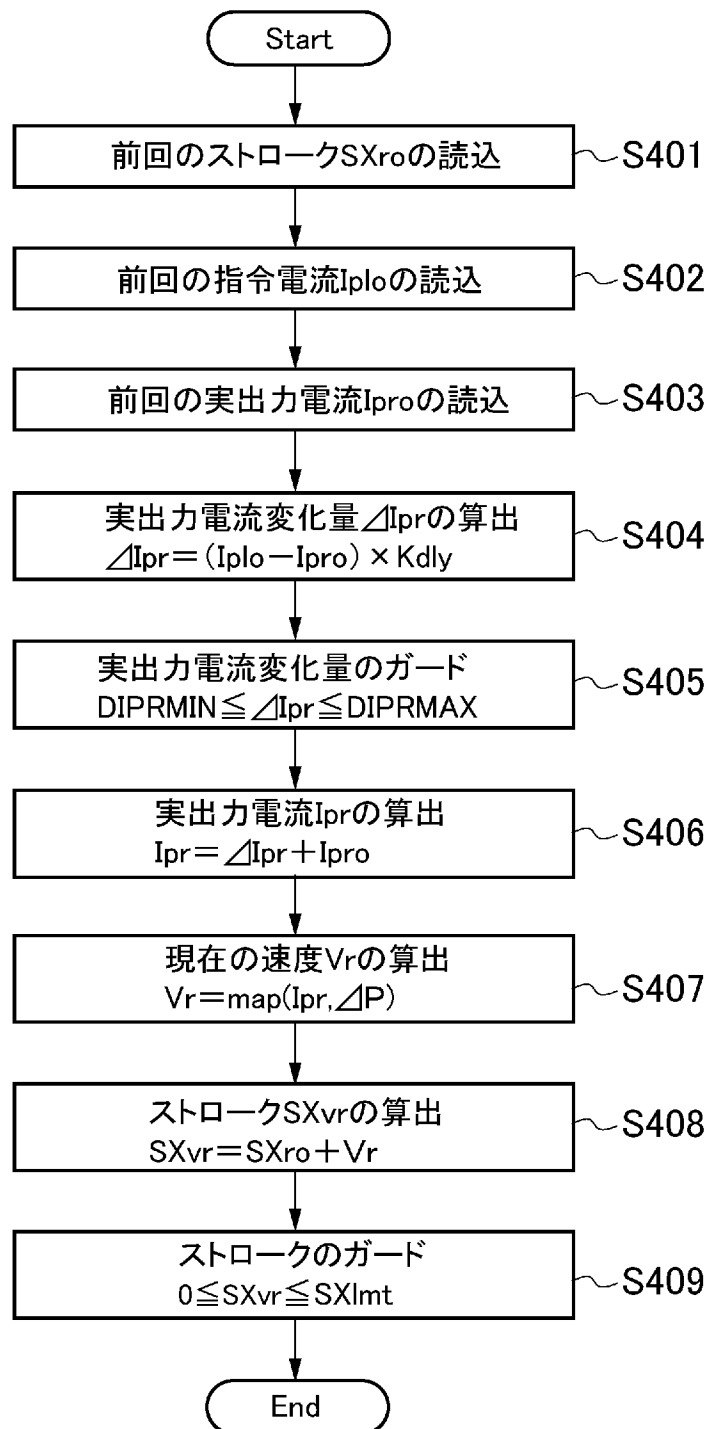
[図15]



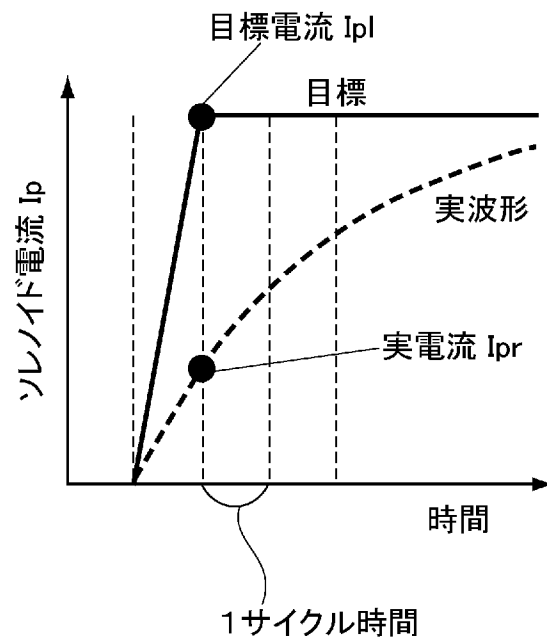
[図16]



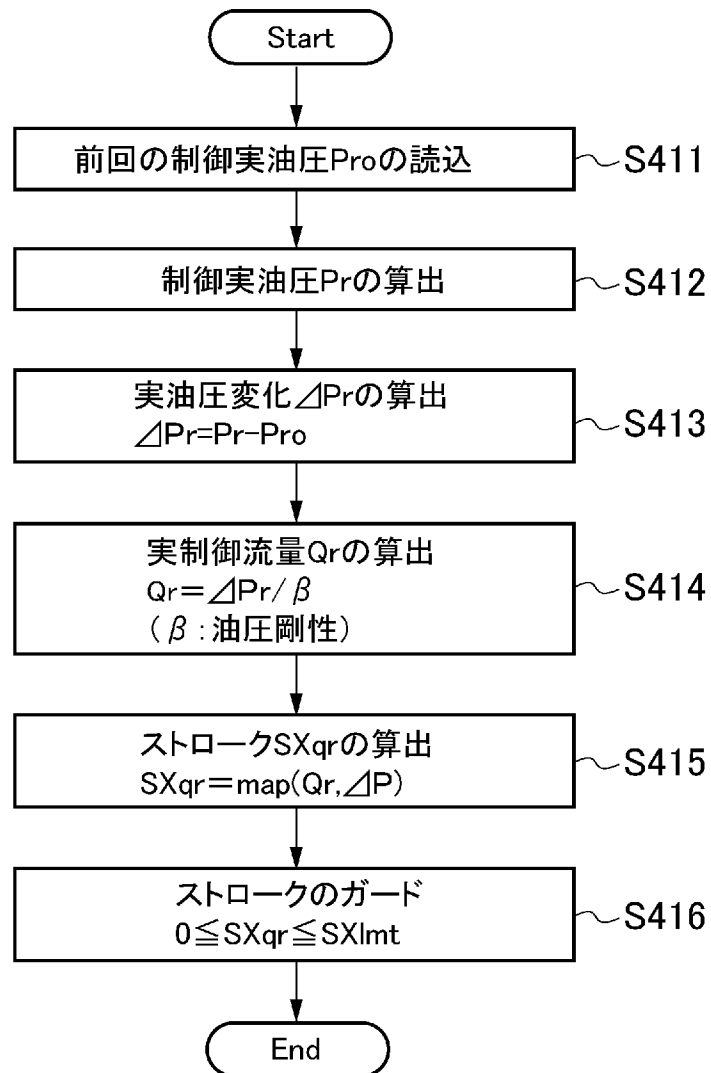
[図17]



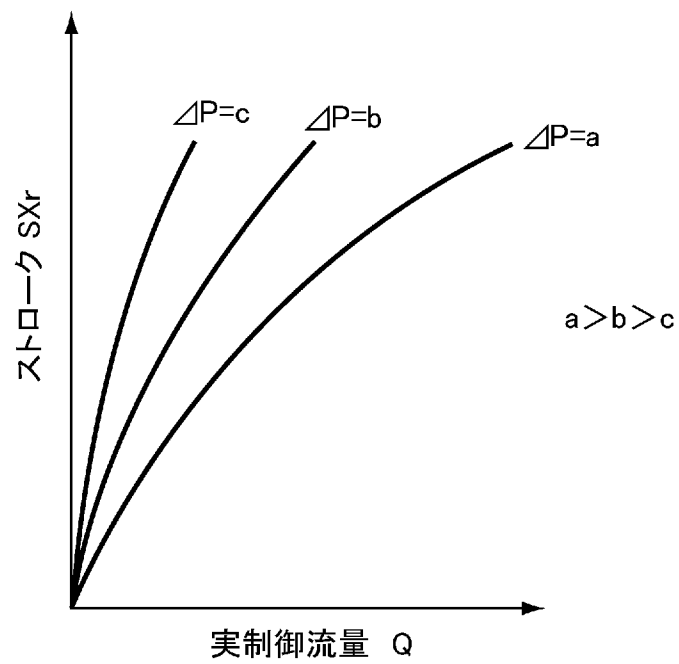
[図18]



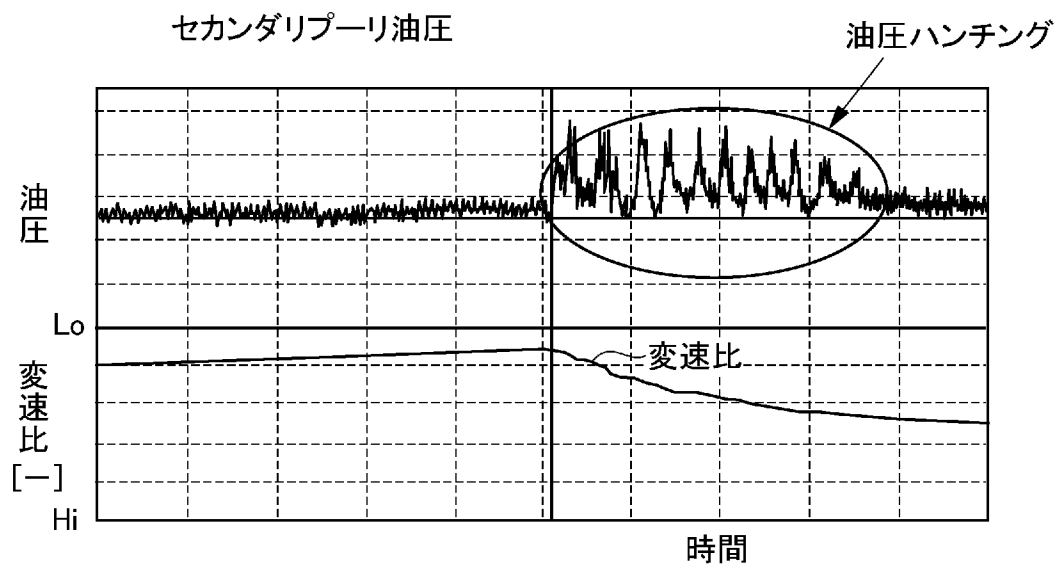
[図19]



[図20]



[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/060739

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/02 (2006.01) i, F16H61/662 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H61/02, F16H61/662

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2013

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-52796 A (Toyota Motor Corp.), 17 March 2011 (17.03.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-17
A	JP 2012-102765 A (Toyota Motor Corp.), 31 May 2012 (31.05.2012), entire text; all drawings (Family: none)	1-17
A	JP 2011-163393 A (Toyota Motor Corp.), 25 August 2011 (25.08.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-17

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
08 May, 2013 (08.05.13)Date of mailing of the international search report
21 May, 2013 (21.05.13)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/060739

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-52797 A (Toyota Motor Corp.), 17 March 2011 (17.03.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-17
A	JP 2011-163508 A (Toyota Motor Corp.), 25 August 2011 (25.08.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-17
A	EP 0985855 A2 (VOLKSWAGEN AG), 15 March 2000 (15.03.2000), entire text; all drawings & DE 19841346 A1	1-17

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））
Int.Cl. F16H61/02(2006.01)i, F16H61/662(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H61/02, F16H61/662

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2011-52796 A（トヨタ自動車株式会社）2011.03.17, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-17
A	JP 2012-102765 A（トヨタ自動車株式会社）2012.05.31, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-17
A	JP 2011-163393 A（トヨタ自動車株式会社）2011.08.25, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-17

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 8 . 0 5 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

2 1 . 0 5 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

小川 克久

3 J

3 9 3 1

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2011-52797 A (トヨタ自動車株式会社) 2011.03.17, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-17
A	JP 2011-163508 A (トヨタ自動車株式会社) 2011.08.25, 全文, 全 図 (ファミリーなし)	1-17
A	EP 0985855 A2 (VOLKSWAGEN AKTIENGESELLSCHAFT) 2000.03.15, 全文, 全図 & DE 19841346 A1	1-17