

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2007-92803
(P2007-92803A)

(43) 公開日 平成19年4月12日(2007.4.12)

(51) Int. Cl.
F16H 61/42 (2006.01)

F1
F16H 61/42 E

テーマコード(参考)
3J053

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 34 頁)

(21) 出願番号 特願2005-280565 (P2005-280565)
(22) 出願日 平成17年9月27日(2005.9.27)

(71) 出願人 000006781
ヤンマー株式会社
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
(74) 代理人 100080621
弁理士 矢野 寿一郎
(72) 発明者 坂田 浩二
兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株
式会社神崎高級工機製作所内
(72) 発明者 望月 安久
兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株
式会社神崎高級工機製作所内
Fターム(参考) 3J053 AA01 AB01 AB38 AB46 DA01
DA12 EA07 FB06

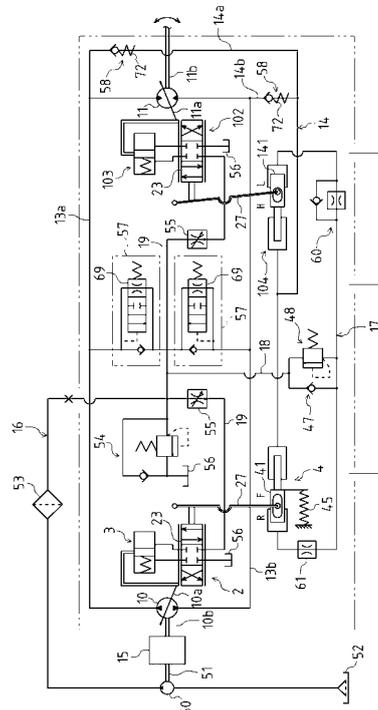
(54) 【発明の名称】 油圧式無段変速装置

(57) 【要約】

【課題】作業車両の前進時及び後進時いずれにおいても、HSTの効率を低下させることなく安定して精度良く負荷制御を行うことができる油圧式無段変速装置を提供する。

【解決手段】油圧ポンプ10と油圧モータ11とを接続するメイン油路13a・13bの圧油を用いて負荷制御を行う構成において、前進時に高圧側となるメイン油路13a及び後進時に高圧側となるメイン油路13bの各油路に流れる圧油を、それぞれチェックバルブ58を介して負荷制御機構4・104を構成するアクチュエータに導く構成とした。

【選択図】 図11



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくともいずれか一方を可変容積型とした油圧ポンプ及び油圧モータに、該油圧ポンプ及び/又は油圧モータの可動斜板の斜板角度を制御する油圧サーボ機構であって、該可動斜板に連動連結した変速駆動部材を変速操作レバーの操作により移動させる構成のものを付設するとともに、該変速駆動部材を減速側に移動させるアクチュエータを有し、前記油圧ポンプと油圧モータとを接続する閉回路のメイン油路の圧油を負荷検出要素かつ作動油として前記アクチュエータに導き作動させる負荷制御機構を付設した油圧式無段変速装置であって、

前記閉回路の、前進時に高圧側となるメイン油路及び後進時に高圧側となるメイン油路の各油路に流れる圧油を、それぞれチェックバルブを介して前記アクチュエータに導く構成としたことを特徴とする油圧式無段変速装置。

10

【請求項 2】

前記チェックバルブの開弁圧に差を設けたことを特徴とする請求項 1 に記載の油圧式無段変速装置。

【請求項 3】

前記チェックバルブの少なくとも一方に、開弁圧設定用の弾性部材を設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の油圧式無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、油圧ポンプ及び油圧モータから構成される油圧式無段変速装置に関し、より詳細には、油圧ポンプ及び/又は油圧モータの可動斜板の斜板角度を制御する油圧式無段変速装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、油圧ポンプ及び油圧モータから構成される油圧式無段変速装置（以下、「HST」（Hydro Static Transmission）とする。）に関しては、油圧サーボ機構によって、可変容積型の油圧ポンプや油圧モータの可動斜板を傾動制御して容量調整を行う構成のものが公知となっている。この油圧サーボ機構については、油圧ポンプやHSTに取り付けられた電磁弁によって、油圧ポンプの回転数の増加に比例して自動的に可動斜板を傾動させる機構（オートモーティブ制御）や、油圧ポンプの可動斜板をHSTの外部に装着される変速操作レバーによって操作する機構（マニュアルサーボ制御）等が公知となっている。

30

また、このようなHSTには、エンジンの負荷が設定値以上の場合に作業車両の走行速度を減速する一方、エンジンの負荷が設定値以下の場合に走行速度を増速するように速度制御する機構（負荷制御機構）を備えるものが公知となっている（例えば、特許文献1参照。）。

【0003】

HSTにおける負荷制御に関し、具体的には、エンジン負荷が所定値を超えないように油圧ポンプあるいは油圧モータの可動斜板を減速側へ傾動させることによりエンストが防止される。すなわち、例えばトラクタバックホーローダ等のHST駆動式の作業車両においては、作業時に変速操作手段が増速側に操作されると、HST出力回転数は増加するものの、エンジントルクが落ちてエンストするおそれがある。そこで、エンジン負荷を検出し、エンジンが所定以上の負荷状態であることを検出すると、HST変速操作手段を減速側に操作するという負荷制御が行われることによりエンストが防止される。

40

【0004】

このようなHSTにおける負荷制御において、油圧ポンプ及び/又は油圧モータの可動斜板の斜板角度を精度良く制御することを目的として、エンジンの負荷を検出するに際し、HSTを構成する油圧ポンプと油圧モータとを接続する閉回路のメイン油路の油圧変化

50

をエンジン負荷変化に置き換えて用いる構成が考えられている。すなわち、メイン油路の油圧にてエンジン負荷を検出し、このメイン油路から取り入れた油圧にて駆動するアクチュエータにより、油圧ポンプ及び/又は油圧モータの容量制御用の油圧サーボ機構を減速側に制御するという負荷制御を行う構成である。

【特許文献1】特開2004-11769号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

前記のように、油圧ポンプと油圧モータとを接続する閉回路のメイン油路から、油圧サーボ機構を減速側に作動させるアクチュエータ(負荷制御機構)へと油圧を導く構成においては、次のような問題がある。

10

すなわち、まず、メイン油路からの油圧の取り出しに際し、負荷制御の精度やHSTの効率を低下させるメイン油路側への逆流を防ぐ必要がある。また、油圧ポンプと油圧モータとの間で閉回路を構成するメイン油路においては、作業車両の前進時(HST前進方向回転時)に高圧となるメイン油路と後進時(HST後進方向回転時)に高圧となるメイン油路とがあるが、これらのうちいずれかのメイン油路から負荷制御機構へと油圧を導く構成とすると、前述したようなHSTにおける負荷制御が前進時または後進時のいずれかのみにしか行われないうこととなる。こうした場合、一般的に前進時のみ負荷制御を行うことが考えられるが、作業車両などにおいて円滑な作業や走行を行うためには、後進時においても負荷制御が行われることが好ましい。

20

【0006】

また、前進時及び後進時両方において負荷制御を行うこととした場合、HST変速操作手段の減速側への操作が行われるエンジン負荷の基準値が前進時と後進時で同じ値であると、次のような問題がある。

すなわち、例えば、HSTが遊星歯車機構とともにHMT(Hydro Mechanical Transmission)を構成して用いられる場合等のように、エンジンからの入力に対するHSTの出力トルク(牽引力)が、前進時と後進時で(反対の回転方向で)HSTの可動斜板の斜板角度に対応した値とは異なる(具体的には後進時の方が前進時に比べて牽引力が小さくなる)構成の場合がある。このような場合、前進時または後進時いずれかのエンジン負荷に合わせて(前進時及び後進時で同じエンジン負荷で)負荷制御を行うこととすると、負荷制御が必要とされるまで油圧が上昇するまでに負荷制御がなされてエンジンの馬力を有効利用できない、あるいは負荷制御が必要なまでに油圧が上昇しているにもかかわらず負荷制御がなされずにエンストしてしまうこととなる。

30

【0007】

そこで、本発明の目的は、作業車両の前進時及び後進時いずれにおいても、HSTの効率を低下させることなく安定して精度良く負荷制御を行うことができる油圧式無段変速装置を提供することにある。また、作業車両の前進時及び後進時いずれにおいても負荷制御を行うに際し、エンジンの馬力を有効利用して前進時及び後進時いずれにおいても十分な牽引力を得ることができる油圧式無段変速装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

40

【0008】

本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するための手段を説明する。

【0009】

即ち、請求項1においては、少なくともいずれか一方を可変容積型とした油圧ポンプ及び油圧モータに、該油圧ポンプ及び/又は油圧モータの可動斜板の斜板角度を制御する油圧サーボ機構であって、該可動斜板に連動連結した変速駆動部材を変速操作レバーの操作により移動させる構成のものを付設するとともに、該変速駆動部材を減速側に移動させるアクチュエータを有し、前記油圧ポンプと油圧モータとを接続する閉回路のメイン油路の圧油を負荷検出要素かつ作動油として前記アクチュエータに導き作動させる負荷制御機構

50

を付設した油圧式無段変速装置であって、前記閉回路の、前進時に高圧側となるメイン油路及び後進時に高圧側となるメイン油路の各油路に流れる圧油を、それぞれチェックバルブを介して前記アクチュエータに導く構成としたものである。

【0010】

請求項2においては、前記チェックバルブの開弁圧に差を設けたものである。

【0011】

請求項3においては、前記チェックバルブの少なくとも一方に、開弁圧設定用の弾性部材を設けたものである。

【発明の効果】

【0012】

本発明の効果として、以下に示すような効果を奏する。

10

【0013】

請求項1においては、負荷制御用の油圧取り出しに際してのメイン油路側への逆流を防止できるとともに、前進時及び後進時いずれの場合においても負荷制御機構による負荷制御を行うことができる。これにより、前進時及び後進時において負荷制御によるエンスト防止が図れるので、作業車両などにおいて円滑な作業や走行を行うことができる。

また、各メイン油路から負荷制御機構へと圧油を導くに際し、チェックバルブをそれぞれ介在させることにより、メイン油路側への圧油の逆流や高圧側のメイン油路と低圧側のメイン油路との連通が回避されるので、メイン油路内の油圧の不安定化を防止でき、HSTの効率を低下させることなく、精度良く負荷制御を行うことが可能となる。

20

【0014】

請求項2においては、前進時・後進時それぞれに適したタイミングで負荷制御を効かせることが可能となる。これにより、前進時と後進時とで可動斜板の同じ角度における出力トルクが異なる構成（例えば、HMT）に用いられる場合に容易に対応することができ、前進時及び後進時いずれにおいても高負荷時のエンストを防止できるとともに、エンジンの馬力を有効利用することができて十分な牽引力を得ることができる。

【0015】

請求項3においては、負荷制御が開始される基準となる高圧側のメイン油路内の油圧を容易に設定することが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

30

【0016】

次に、発明の実施の形態を説明する。

本発明に係る油圧式無段変速装置（HST）は、トラクタ等の農作業用の作業車両やローダ作業機を備える作業車両等に用いられるものである。以下においては、HSTがローダ作業機を備える作業車両に搭載される場合について説明する。

【0017】

まず、本発明に係るHST1の全体構成について、図1～図5を用いて説明する。

図1及び図2に示すように、HSTにおいては、いずれも可変容積型に構成される油圧ポンプ10及び油圧モータ11をハウジング12内に内包している。

ハウジング12には、油圧ポンプ10及び油圧モータ11の他に、これらの可動斜板10a・11aの斜板角度を調整して、油圧ポンプ10及び油圧モータ11それぞれの出力回転を制御する機構としての油圧サーボ機構2・102、中立位置保持機構3（最大斜板位置保持機構103）及び負荷制御機構4・104等が設けられている。すなわち、油圧ポンプ10に対しては、油圧サーボ機構2、中立位置保持機構3及び負荷制御機構4が設けられ、油圧モータ11に対しては、油圧サーボ機構102、最大斜板位置保持機構103及び負荷制御機構104が設けられている。

40

【0018】

以下、特に断りのない場合には、油圧ポンプ10側の油圧サーボ機構2及び中立位置保持機構3等について説明する。すなわち、本実施例においては、油圧ポンプ10及び油圧モータ11に対してそれぞれ設けられるこれらの構成（油圧サーボ機構2・102、中立

50

位置保持機構 3 (最大斜板位置保持機構 1 0 3)) は略同一となっている。

また、本実施例においては、油圧ポンプ 1 0 及び油圧モータ 1 1 がいずれも可変容積型に構成されている場合について説明するが、これに限定されず、油圧ポンプ 1 0 及び油圧モータ 1 1 のうち一方が可変容積型であり他方が固定容積型であってもよい。

【 0 0 1 9 】

図 2 に示すように、油圧ポンプ 1 0 及び油圧モータ 1 1 は、前記のとおりハウジング 1 2 に内包されるとともに、油路板 5 の同一面において上下に略平行に並設されている。油路板 5 には、閉回路を構成する一对のメイン油路 1 3 a ・ 1 3 b (以下、これらを総称してあるいはいずれか一方を指して「メイン油路 1 3」ともいう。) が形成されており (図 3 参照) 、このメイン油路 1 3 を介して油圧ポンプ 1 0 と油圧モータ 1 1 とが流体的に接

10

【 0 0 2 0 】

可変容積型の油圧ポンプ 1 0 は、可動斜板 1 0 a を備え、駆動軸 1 0 b 、シリンダブロック 1 0 c 及び複数のプランジャ 1 0 d 等により構成される。

駆動軸 1 0 b は、H S T 1 の入力軸となり、油路板 5 に挿嵌されるとともにハウジング 1 2 に支承され、エンジン 1 5 (図 1 1 参照) からの動力が入力される。シリンダブロック 1 0 c は、駆動軸 1 0 b に相対回転不能に嵌設され該駆動軸 1 0 b と共に回転する。プランジャ 1 0 d は、シリンダブロック 1 0 c に穿設される複数のシリンダ孔に気密的に付勢バネを介して摺接可能に収容される。可動斜板 1 0 a は、ハウジング 1 2 に傾動可能に支持されてプランジャ 1 0 d を往復駆動させる斜板カムとして作用し、プランジャ 1 0 d

20

【 0 0 2 1 】

このような構成の油圧ポンプ 1 0 において、シリンダブロック 1 0 c 内の複数のプランジャ 1 0 d が可動斜板 1 0 a に当接しながら回転することにより、油路板 5 内に形成されるメイン油路 1 3 を介して圧油が油圧モータ 1 1 へ搬送される。可動斜板 1 0 a は、その板面の、駆動軸 1 0 b の軸線方向に対する角度を変更可能に構成されている。そして、可動斜板 1 0 a の板面が駆動軸 1 0 b の軸線方向に対して垂直であるときは、駆動軸 1 0 b が回転駆動されても油圧モータ 1 1 に圧油が搬送されることがない中立位置状態である。同じく可動斜板 1 0 a の板面が駆動軸 1 0 b の軸線方向に対して垂直の状態から傾動する

30

【 0 0 2 2 】

可変容積型の油圧モータ 1 1 は、油圧ポンプ 1 0 と同様に、可動斜板 1 1 a を備え、駆動軸 1 1 b 、シリンダブロック 1 1 c 及び複数のプランジャ 1 1 d 等により構成される。

駆動軸 1 1 b は H S T 1 の出力軸となり、該 H S T 1 を介したエンジン 1 5 の動力が駆動軸 1 1 b から出力される。ここで、可動斜板 1 1 a 、シリンダブロック 1 1 c 、プラン

40

ジャ 1 1 d 及び弁板 1 1 e については、油圧ポンプ 1 0 と略同一の構成であるため、その説明を省略する。

すなわち、油圧モータ 1 1 においては、可動斜板 1 1 a の傾動角度が調整されることにより、該油圧モータ 1 1 への圧油の吸入量が調節可能に構成されている。ただし、油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a は、油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a が最大傾斜位置に到達しないか、到達してもそれ以上の増速操作をしない限りは、最大傾斜位置 (油圧モータ 1 1 の最大容量状態) で保持される構成となっている。

【 0 0 2 3 】

このような構成により、エンジン 1 5 の駆動力が油圧ポンプ 1 0 の駆動軸 1 0 b に入力されることで該油圧ポンプ 1 0 が駆動される。この油圧ポンプ 1 0 の駆動により吐出され

50

る作動油が、油路板 5 内のメイン油路 1 3 を介して油圧モータ 1 1 へ供給される。この作動油の給排により油圧モータ 1 1 が駆動され、油圧モータ 1 1 の駆動力がその駆動軸 1 1 b に伝達される。

そして、H S T 1 の変速（増速）に際しては、油圧ポンプ 1 0 の最大容量状態到達後、即ち可動斜板 1 0 a の最大傾斜状態到達後に、最大傾斜位置にある油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a が油圧モータ 1 1 の容量減少側（中立位置側）へと傾動される。

【 0 0 2 4 】

次に、油圧サーボ機構 2 について説明する。

図 1、図 2、図 5 及び図 7 に示すように、H S T 1 においては、油圧ポンプ 1 0 と油圧モータ 1 1 とが上下（左右であってもよい）に並設されており、油圧ポンプ 1 0 の一側方には油圧ポンプ 1 0 用の油圧サーボ機構 2 が設けられ、油圧モータ 1 1 の一側方であって油圧ポンプ 1 0 用の油圧サーボ機構 2 の下方には、油圧モータ 1 1 用の油圧サーボ機構 1 0 2 が設けられる。

10

【 0 0 2 5 】

油圧サーボ機構 2 は、ピストン 2 1 と、該ピストン 2 1 の内部に配置されるスプール 2 2 を備える斜板角度制御バルブ 2 3 等とから構成される。これらは H S T のハウジング 1 2 内部に一体的に収納されている。

斜板角度制御バルブ 2 3 の構成は、具体的には、ハウジング 1 2 内であって油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a の側部にシリンダ室 2 4 が形成されており、このシリンダ室 2 4 内にピストン 2 1 が摺動自在に収納されている。ピストン 2 1 の側面には、可動斜板 1 0 a の側部より突設されるピン軸 2 5 が嵌合されている。ピストン 2 1 の軸心部には貫通孔が開口されており、この貫通孔内にスプール 2 2 が摺動自在に嵌装されている。

20

【 0 0 2 6 】

ピストン 2 1 には、シリンダ室 2 4 におけるピストン 2 1 上方の油室に連通する油路とピストン 2 1 下方の油室に連通する油路とが形成されている。このピストン 2 1 に形成される油路同士が、摺動するスプール 2 2 によって連通又は遮断されて、連通時に、ピストン 2 1 の上下の油室（シリンダ室 2 4）間を圧油が送油され、ピストン 2 1 が上下方向に摺動するように構成されている。

スプール 2 2 の下部外周には嵌合溝 2 6 が設けられており、この嵌合溝 2 6 に油圧サーボ機構 2（のスプール 2 2）の変速駆動部材としてのピン 2 7 の一端部 2 7 a が嵌合されている。ピン 2 7 の他端部 2 7 b は、後述する中立位置保持機構 3 等を構成する捺じりバネ 2 8 により挟持されている。ピン 2 7 の一端部 2 7 a は、ハウジング 1 2 及びピストン 2 1 の側面に形成される開口 1 2 a 及び開口 2 1 a からハウジング 1 2 内部に挿入され、上述したように嵌合溝 2 6 に嵌合する。

30

【 0 0 2 7 】

図 5 及び図 6 等に示すように、ピン 2 7 は、ハウジング 1 2 内において、該ハウジング 1 2 の一側に付設される負荷制御機構 4・1 0 4（後述）を構成するシリンダ 4 0 に支承される回動軸 3 8 に対して支持アーム 3 8 a を介して回動自在に支持されている。つまり、ピン 2 7 は、その一端部 2 7 a 側が、該ピン 2 7 と略平行に支承される回動軸 3 8 に固設される支持アーム 3 8 a に支持され、該回動軸 3 8 を軸として回転自在に支持される。

40

ピン 2 7 には、油圧サーボ機構 2 の変速操作レバー 2 9 が連動連結されており、該変速操作レバー 2 9 が操作されることにより、ピン 2 7 が捺じりバネ 2 8 の付勢力に抗して上下方向（図 1 及び図 7 において上下方向）に移動し、これに伴ってスプール 2 2 が上下方向に移動するように構成されている。

このように、斜板角度制御バルブ 2 3 のスプール 2 2 が摺動操作されることによる油路の変更でピストン 2 1 が摺動させられ、これにより油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a が傾動され、H S T 1 が変速される構成となっている。

【 0 0 2 8 】

続いて、中立位置保持機構 3 等について説明する。

図 1、図 5 及び図 7 等に示すように、中立位置保持機構 3 は、油圧サーボ機構 2 から負

50

荷制御機構 4 を介した位置に設けられ、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a の中立位置を保持するためのものである。中立位置保持機構 3 は、ケーシング 30 に内設されており、このケーシング 30 の内部空間に、デテントロッド 31 がその長手方向（図 1 及び図 7 において上下方向）へ摺動自在に設けられている。

【0029】

デテントロッド 31 は、その一端がケーシング 30 あるいは該ケーシング 30 に螺嵌されるキャップ部材により構成される支持凹部 30 b に支持されるとともに、他端が同じくケーシング 30 に螺嵌されるキャップ 32 により支持されている。

デテントロッド 31 のキャップ 32 側端部には、キャップ 32 に螺挿されるアジャストボルト 33 が一体的に形成されている。そして、デテントロッド 31 は、アジャストボルト 33 を回転させることで長手方向（軸心方向）へ摺動可能に構成されており、通常はロックナット 34 により位置固定されている。

デテントロッド 31 の略中央部には、固定部 31 a が形成されており、前記ピン 27 の他端部 27 b がケーシング 30 の内部空間内に固定部 31 a と位置を合わせて挿入されている。ここで、ピン 27 の他端部 27 b の径と、固定部 31 a の幅（デテントロッド 31 の軸心方向の長さ）とは略同一に構成されている。

【0030】

ケーシング 30 の内部空間においては、デテントロッド 31 の固定部 31 a の両側に、バネ受け 35・35 がデテントロッド 31 の軸心方向へ摺動自在に設けられている。バネ受け 35・35 は、ケーシング 30 あるいは前記キャップ部材またはキャップ 32 とバネ受け 35・35 との間に介装されるバネ 36・36 により固定部 31 a 方向へ付勢されている。つまり、バネ受け 35・35 により、デテントロッド 31 の固定部 31 a 及びピン 27 の他端部 27 b が、共に両側から挟み込まれる構成となっている。

【0031】

図 5 に示すように、変速操作レバー 29 は、ケーシング 30 により回動軸 37 を中心に回動自在に支持されている。回動軸 37 には捺じりバネ 28 が回動自在に外嵌されており、該捺じりバネ 28 によりピン 27 の他端部 27 b が挟持されている。また、回動軸 37 には、この回動軸 37 と一体的に回動する連動アーム 39 が固設されている。連動アーム 39 は、捺じりバネ 28 により挟持されている。

【0032】

変速操作レバー 29 が回動操作されると、回動軸 37 に固設される連動アーム 39 及び連動アーム 39 を挟持する捺じりバネ 28 が一体的に回動されると共に、捺じりバネ 28 に挟持されるピン 27 が該捺じりバネ 28 と一体的に回動される。すなわち、変速操作レバー 29 が回動操作されると、ピン 27 が連動アーム 39 及び捺じりバネ 28 を介して一体的に回動され、油圧サーボ機構 2 のスプール 22 が摺動操作される構成となっている。このようにして、変速操作レバー 29、回動軸 37、連動アーム 39 及び捺じりバネ 28 等により変速操作レバー部が構成されている。

【0033】

また、変速操作レバー 29 が回動操作されていない状態では、ピン 27 の他端部 27 b がデテントロッド 31 の固定部 31 a と共にバネ受け 35・35 により挟み込まれているので、ピン 27 は、固定部 31 a の位置でその回動位置が保持される。そして、本実施例における H S T 1 においては、変速操作レバー 29 に操作力がかかっておらず、ピン 27 がその他端部 27 b の位置でバネ受け 35・35 により保持されている状態では、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が中立位置状態となるように調節されている。

このように、中立位置保持機構 3 は、デテントロッド 31、バネ 36・36 及びバネ受け 35・35 によって、ピン 27 及び油圧サーボ機構 2 を通じて、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a を中立位置に保持するように構成されている。

【0034】

すなわち、中立位置保持機構 3 は、油圧サーボ機構 2 を介して油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a と連動連結するピン 27 を捺じりバネ 28 等により付勢支持しており、可動斜板

10 a の中立位置を保持する。そして、スプール 22 を摺動させるピン 27 の中途部に、連動アーム 39 及び捺じりバネ 28 を介して変速操作レバー 29 の回動軸 37 を係合し、変速操作レバー 29 の回動操作によりピン 27 が一体的に操作される構成となっている。このピン 27 の回動軸 37 との係合部の一侧に延出されるピン 27 の一端部 27 a にてスプール 22 が駆動される一方、同じく係合部の他側に延出されるピン 27 の他端部 27 b にてデテントロッド 31 が係合され、中立位置が位置決めされるように構成されている。

【0035】

このように構成される中立位置保持機構 3 においては、中立位置の微調整を行うアジャスト機構（中立位置調整機構）が具備されている。すなわち、前記のとおりデテントロッド 31 は、キャップ 32 に螺装されるアジャストボルト 33 が回転されることにより軸心方向に移動可能となっている。そして、固定部 31 a の位置でピン 27 が保持された状態で、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が中立位置からずれている場合、アジャストボルト 33 が回転されてデテントロッド 31 の固定部 31 a の位置が調節される。これにより、固定部 31 a の位置でピン 27 が保持された状態で、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が中立位置状態となるように調整可能となっている。

10

【0036】

一方、油圧モータ 11 側には、前記のとおり最大斜板位置保持機構 103 が構成されている。最大斜板位置保持機構 103 は、前述した中立位置保持機構 3 と略同様にして構成されている。ただし、最大斜板位置保持機構 103 においては、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が最大斜板位置で保持される構成となっている。

20

また、最大斜板位置保持機構 103 には、中立位置保持機構 3 における中立位置調整機構と同様にして 0 度位置調整機構が構成されている。0 度位置調整機構においては、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が 0 度位置からずれている場合に、アジャストボルト 33 を回転することにより可動斜板 11 a が 0 度位置に位置するように調整することが可能となっている。

【0037】

このような構成により、図 8 に示すように、油圧ポンプ 10 側の変速操作レバー 29 は、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が中立位置にある場合は略水平方向となるように位置し、該変速操作レバー 29 が回動軸 37 を軸として上下に回動操作されると、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が油圧サーボ機構 2 を介して傾動される。また、油圧モータ 11 側の変速操作レバー 29 は、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が最大傾斜位置にある場合は下斜め方向となるように位置し、該変速操作レバー 29 が回動軸 37 を軸として上方に回動操作されると、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が中立位置となる方向に移動される。そして、両変速操作レバー 29・29 が車両運転部の（前後進切換操作可能な）変速操作具（変速ペダル、変速レバー等）に連動連係されていて、該変速操作具の、車速 0 から一定速までの変速操作で油圧ポンプ 10 側の変速操作レバー 29 を、該一定速以上の変速操作で油圧モータ 11 側の変速操作レバー 29 を回動するものとしている。

30

【0038】

次に、負荷制御機構 4・104 について、図 6、図 7、図 9 及び図 10 を用いて説明する。

40

まず、油圧ポンプ 10 用の負荷制御機構 4 の構成について説明する。

負荷制御機構 4 は、前記メイン油路 13 の圧油が給排されるシリンダ 40 と、該シリンダ 40 に摺動自在に内挿されるとともに変速駆動部材としてのピン 27 と係合するスプール 41 とを備えている。そして、シリンダ 40 内におけるスプール 41 の一侧にメイン油路 13 が連通され、負荷制御時には、メイン油路 13 からの圧油力によりスプール 41 が押圧され、このスプール 41 によりピン 27 を係合しながら移動させる。これにより、負荷制御機構 4 は、車両運転部に設けた変速操作具の操作に基づく変速操作レバー 29 による傾動操作（油圧サーボ機構 2 等による油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a の制御）とは独立に、該可動斜板 10 a の斜板角度の制御を行う。

【0039】

50

シリンダ４０は、ハウジング１２の略平面である側壁面に沿って縦長状に形成され、このハウジング１２の側壁面に付設されて油圧サーボ機構２と中立位置保持機構３との間に介設される。シリンダ４０には、上方に開口するシリンダ孔４２が上下方向に穿設されており、このシリンダ孔４２に略円柱状のスプール４１が摺動自在に内挿される。

シリンダ孔４２の開口端（上端）部には、メイン油路１３から供給される圧油の油路が接続される管継部材４３が螺着されており、該管継部材４３を介してメイン油路１３内の圧油がシリンダ４０内に供給される。シリンダ４０の上下中途部には、左右方向に開口して前記ピン２７が貫通される開口部４０ａが貫設されている。

【００４０】

管継部材４３は、シリンダ孔４２の内側面と油密的に密着して螺着されている。管継部材４３の内部には、油給排ポート４３ａが設けられている。この油給排ポート４３ａにメイン油路１３から圧油が導かれ、油圧が検知される。

管継部材４３には、スプール４１側に開口するピン孔４３ｂが穿設されている。このピン孔４３ｂにピン４４が摺動自在に挿入されている。ピン４４の一端側は、スプール４１の上側面に当接している。

【００４１】

また、ピン孔４３ｂは、オリフィス４３ｃを介して管継部材４３内の油給排ポート４３ａに連通している。つまり、油給排ポート４３ａ内の圧油は、オリフィス４３ｃを介してピン孔４３ｂ内に充填され、メイン油路１３内の油圧に応じてピン４４が摺動される。例えば、メイン油路１３の油圧が高くなると、ピン孔４３ｂからピン４４が押し出され、該

【００４２】

スプール４１は、その長手方向の略中央部に上下方向に長い長孔状の貫通孔４１ａが貫設されており、該貫通孔４１ａにピン２７が挿通される。この貫通孔４１ａは、シリンダ孔４２にスプール４１を内挿した状態で、シリンダ４０の開口部４０ａに連通する。つまり、ハウジング１２及びケーシング３０の間にシリンダ４０が介設されることから、開口部４０ａは、その一方がハウジング１２及びピストン２１の側面に形成される開口１２ａ及び開口２１ａに連通し、他方がケーシング３０の側面に形成される開口部３０ｃと連通する。そして、このシリンダ４０の開口部４０ａやスプール４１の貫通孔４１ａ等により構成される連通空間内に前記ピン２７が配され、ピン２７が負荷制御機構４（シリンダ４

【００４３】

また、スプール４１においては、貫通孔４１ａの開口縁部に、該貫通孔４１ａを拡げる切欠き部４１ｂが形成されている。一方、棒状のピン２７において切欠き部４１ｂに対応する位置に拡径部２７ｃが形成されている。これにより、スプール４１がシリンダ４０の長手方向（上下方向）に摺動することで、その切欠き部４１ｂがピン２７の拡径部２７ｃに当接するように構成されている。つまり、ピン２７における拡径部２７ｃの拡径度合いは、切欠き部４１ｂの貫通孔４１ａに対する拡がり度合いよりも大きいため、ピン２７と貫通孔４１ａの側壁とが当接することはないが、ピン２７の拡径部２７ｃと切欠き部４１

【００４４】

また、シリンダ孔４２におけるスプール４１の他側（メイン油路１３が連通される側と反対側）には背圧室４２ａが設けられており、この背圧室４２ａにはバネ４５が内装されている。このバネ４５は、シリンダ孔４２の底面とスプール４１の下側面との間に介装され、該スプール４１を押圧付勢している。また、背圧室４２ａには、後述するようにメイ

10

20

30

40

50

ン油路 1 3 からの圧油力に対向してスプール 4 1 を押圧するための H S T 1 のチャージ圧油が導入される構成となっている。つまり、スプール 4 1 は、シリンダ孔 4 2 内において、ピストン 4 4 によって下方に押圧される一方、これに対向してバネ 4 5 及びチャージ圧油によって上方に押圧された状態となっている。

【 0 0 4 5 】

次に、油圧モータ 1 1 用の負荷制御機構 1 0 4 の構成について説明する。

負荷制御機構 1 0 4 は、油圧ポンプ 1 0 用の負荷制御機構 4 においてシリンダ孔 4 2 を構成するシリンダ 4 0 が共用され構成されている。すなわち、前記のとおりハウジング 1 2 の一側に付設されるシリンダ 4 0 は、油圧モータ 1 1 側における油圧サーボ機構 1 0 2 と最大斜板位置保持機構 1 0 3 との間に位置し、該シリンダ 4 0 には、油圧ポンプ 1 0 用の負荷制御機構 4 を構成するスプール 4 1 等が設けられるとともに、油圧モータ 1 1 用の負荷制御機構 1 0 4 を構成するスプール 1 4 1 等が設けられる。

10

そして、H S T のメイン油路 1 3 からシリンダ 4 0 に供給される圧油によってスプール 1 4 1 が押動される構成となっている。これにより、負荷制御機構 1 0 4 は、車両運転部の変速操作具の操作に基づく油圧サーボ機構 1 0 2 等による油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a の制御とは独立に、該可動斜板 1 1 a の斜板角度の制御を行う。

【 0 0 4 6 】

シリンダ 4 0 には、下方に開口するシリンダ孔 1 4 2 が上下方向に穿設されており、このシリンダ孔 1 4 2 に略円柱状のスプール 1 4 1 が摺動自在に内挿される。シリンダ 4 0 の負荷制御機構 1 0 4 部分における上下中途部には、左右方向に開口して前記ピン 2 7 が貫通される開口部 1 4 0 a が貫設されている。

20

シリンダ孔 1 4 2 の開口端（下端）部には、後述するスローリターンバルブ 6 0 が構成されるボルト体 4 9 が螺挿されている。

【 0 0 4 7 】

シリンダ 4 0 においては、スプール 1 4 1 がシリンダ孔 1 4 2 に挿入された状態で該スプール 1 4 1 の上側となる位置に、シリンダ孔 1 4 2 と連通するピン孔 4 0 b が穿設されている。このピン孔 4 0 b にピン 1 4 4 が摺動自在に挿入されている。ピン 1 4 4 の一端側は、スプール 1 4 1 の上側面に当接している。

【 0 0 4 8 】

前記ピン孔 4 0 b は、シリンダ 4 0 に形成される油路 4 0 c を介して前記負荷制御機構 4 において管継部材 4 3 内に形成される油給排ポート 4 3 a と連通しており、該ピン孔 4 0 b 内にメイン油路 1 3 からの圧油が導かれる構成となっている。

30

つまり、図 6、図 9 及び図 1 0 等に示すように、負荷制御機構 4 においては、管継部材 4 3 に形成される外周溝により、該管継部材 4 3 とシリンダ孔 4 2 との間に、油孔 4 3 d を介して油給排ポート 4 3 a と連通する油溜り 4 6 が構成される。一方、負荷制御機構 1 0 4 においては、ピン孔 4 0 b におけるピン 1 4 4 のスプール 1 4 1 と当接する側と反対側に油溜り 1 4 6 が形成されている。そして、これら油溜り 4 6 ・ 1 4 6 が油路 4 0 c を介して連通接続されている。これにより、油給排ポート 4 3 a 内の圧油は、油路 4 0 c を介してピン孔 4 0 b 内に導かれ、メイン油路 1 3 内の油圧に応じてピン 1 4 4 が摺動される。例えば、メイン油路 1 3 の油圧が高くなると、ピン孔 4 0 b からピン 1 4 4 が押し出され、該ピン 1 4 4 によってスプール 1 4 1 が押圧されて下方方向に摺動する。

40

【 0 0 4 9 】

スプール 1 4 1 は、その長手方向の略中央部に上下方向に長い長孔状の貫通孔 1 4 1 a が貫設されており、該貫通孔 1 4 1 a にピン 2 7 が挿通される。この貫通孔 1 4 1 a は、シリンダ孔 1 4 2 にスプール 1 4 1 を内挿した状態で、シリンダ 4 0 の開口部 1 4 0 a に連通する。前記のとおりシリンダ 4 0 はハウジング 1 2 及びケーシング 3 0 の間に介設されることから、開口部 1 4 0 a は、その一方がハウジング 1 2 及びピストン 2 1 の側面に形成される開口 1 2 a 及び開口 2 1 a に連通し、他方がケーシング 3 0 の側面に形成される開口部 3 0 c と連通する。そして、このシリンダ 4 0 の開口部 1 4 0 a やスプール 1 4 1 の貫通孔 1 4 1 a 等により構成される連通空間内に前記ピン 2 7 が配され、負荷制御機

50

構 1 0 4 (シリンダ 4 0、スプール 1 4 1 等) を短手方向に貫通した状態となる。

【 0 0 5 0 】

また、スプール 1 4 1 においては、貫通孔 1 4 1 a の開口縁部に、該貫通孔 1 4 1 a を拡げる切欠き部 1 4 1 b が形成されている。この切欠き部 1 4 1 b は、前述した負荷制御機構 4 と同様、棒状のピン 2 7 の拡径部 2 7 c と当接するように構成され、スプール 1 4 1 が摺動されることにより、該スプール 1 4 1 とピン 2 7 とが一体的に摺動する。

【 0 0 5 1 】

また、シリンダ孔 1 4 2 におけるスプール 1 4 1 の下方、即ちシリンダ孔 1 4 2 内のスプール 1 4 1 と前記ボルト体 4 9 との間には背圧室 1 4 2 a が設けられている。背圧室 1 4 2 a には、後述するようにメイン油路 1 3 からの圧油力に対向してスプール 1 4 1 を押圧するための H S T 1 のチャージ圧油が導入される構成となっている。つまり、スプール 1 4 1 は、シリンダ孔 1 4 2 内において、ピン 1 4 4 によって下方に押圧される一方、これに対向してチャージ圧油によって上方に押圧された状態となっている。

【 0 0 5 2 】

ここで、油圧モータ 1 1 用の負荷制御機構 1 0 4 においては、該負荷制御機構 1 0 4 が作動していない状態、即ちピン 1 4 4 がピン孔 4 0 b に押し込まれている状態 (図 1 0 等に示す状態) で、かつ、可動斜板 1 1 a の斜板角度が最大に傾動された状態では、切欠き部 1 4 1 b の下側にピン 2 7 の拡径部 2 7 c が略当接した状態となる。

このような構成において、負荷制御機構 1 0 4 によって、油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a の斜板角度が小さくなる方向 (容量が増大する方向) に傾動制御されるとともに、かかる斜板角度が制御されることによりトルクが制御される。

【 0 0 5 3 】

以上のように構成される H S T 1 は、エンジン 1 5 に負荷トルクが生じた場合には、H S T 1 の油圧ポンプ 1 0 及び油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 0 a ・ 1 1 a の斜板角度が、変速操作レバー 2 9 による制御とは別に負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 によって制御され、エンジン 1 5 のエンストが防止される。

ここで、本実施例の H S T 1 は、変速 (増速) に際しては、前記のとおり油圧ポンプ 1 0 の最大容量状態到達後に、最大傾斜位置にある油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a が油圧モータ 1 1 の容量減少側へと傾動される構成であるところ、負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 による負荷制御については、油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a が傾動されている場合は、まず、油圧モータ 1 1 が減速側 (容量増大側) に制御され、次いで油圧ポンプ 1 0 が減速側 (容量減少側) に制御される。このため、油圧ポンプ 1 0 用の負荷制御機構 4 においては、前記のとおり背圧室 4 2 a にバネ 4 5 が内装されており、該バネ 4 5 により、スプール 4 1 に対するメイン油路 1 3 からの圧油力に対向する押圧力が調整される。

【 0 0 5 4 】

すなわち、負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 は、低速領域 (例えば、全車速範囲における低速側 1 / 3 の領域) では、主に油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a の斜板角度を制御し、中・高速領域 (例えば、全車速範囲における高速側 2 / 3 の領域) では、主に油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a を制御する。低速領域では、油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a は傾動自在である一方で、油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a は斜板角度が最大となる位置で固定されている。そして、低速領域から中・高速領域に入る際、油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a の斜板角度が最大となると略同時に、該可動斜板 1 0 a が位置固定されて、油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a の斜板角度が小さくなる方向に傾動される。

【 0 0 5 5 】

まず、低速領域において主に行われる油圧ポンプ 1 0 の負荷制御機構 4 による負荷制御について説明する。

油圧ポンプ 1 0 の負荷制御機構 4 においては、スプール 4 1 が、エンジン 1 5 に負荷がかかることによるメイン油路 1 3 内の油圧の上昇、即ちシリンダ 4 0 内 (油給排ポート 4 3 a 内) の圧油の上昇によってピン 4 4 を介して押圧されることで、擦りバネ 2 8 の付勢力に抗してピン 2 7 を係合しながら移動させる。これにより、油圧サーボ機構 2 等によ

10

20

30

40

50

る傾動操作とは独立に、油圧ポンプ10の可動斜板10aの斜板角度が減速側に制御される。通常、ピン44は、バネ45の付勢力及びチャージ圧によりスプール41を介してピン孔43bに押し込まれている。

【0056】

HST1を備える作業車両が走行する際に、変速操作レバー29が図示せぬリンク機構を介して回動操作されると、ピン27が変速操作レバー29と一体的に移動する。これにより、油圧サーボ機構2において、スプール22がピン27と連動して摺動され、このスプール22の摺動により油路が切り換えられてピストン21が摺動する。そして、ピストン21に係合する油圧ポンプ10の可動斜板10aが傾動される。

本実施例のHST1では、変速操作レバー29が、停止している作業車両を前進走行させるために回動された場合にはピン27が上方方向に移動し、後進走行させるために回動された場合にはピン27が下方方向に移動する。このピン27の移動に連動して可動斜板10aが徐々に傾動されて斜板角度が大きくなるように制御される。この可動斜板10aの傾動操作は、油圧サーボ機構2や中立位置保持機構3によって制御される。

【0057】

このような状態で、低速走行の作業時においてエンジン15にかかる負荷が高くなると、メイン油路13内の油圧が上昇して油給排ポート43a内の油圧が高まる。ここで、油給排ポート43a内の油圧を受けてピン44がスプール41を押圧する力が、バネ45の不勢力と背圧室42a内に導かれるチャージ圧とによりスプール41が押圧される力を上回ると、スプール41が下方に摺動される。これにより、スプール41が、その切欠き部41bをピン27の拡径部27cに当接させることによりピン27と係合し、擦りバネ28がピン27を挟持する付勢力、バネ45がスプール41を押圧する付勢力及び背圧室42a内のチャージ圧に抗してピン27を下方に移動させる。つまり、スプール41によりピン27が減速側へ移動されて油圧ポンプ10の可動斜板10aが低速側に傾動され、HST1が減速されることにより牽引力が高められる。

このとき、車両運転部の変速操作具の増速側への操作により変速操作レバー29が回動されても、連動アーム39により擦りバネ28が回動されるだけで、可動斜板10aが増速側に傾動されることはなく、過負荷がかかることによるエンストが起きることもない。

【0058】

そして、負荷が軽減され、メイン油路13内の油圧が低減して油給排ポート43a内の油圧が低くなり、ピン44がスプール41を押圧する力が、バネ45の付勢力とチャージ圧によりスプール41が押圧される力を下回ると、スプール41は、バネ45の付勢力及びチャージ圧によって上方に摺動される。これにより、ピン44がピン孔43b内に押し込まれるとともに、ピン27は、擦りバネ28の付勢力によって変速操作レバー29により設定されている位置に戻される。そして、油圧ポンプ10の可動斜板10aは、変速操作レバー29等による所定位置に戻り再び位置決めされる。

【0059】

すなわち、作業車両が通常走行している場合は、HST1の出力回転数は変速操作レバー29の回動操作によって増減されるところ、低速で作業機によるローダ作業を行う場合等は大きな牽引力が必要とされるために駆動軸11bに負荷トルクがかかり、これによるエンジン15にかかる負荷がエンジン馬力を越えるとエンストしてしまう。そこで、負荷によりメイン油路13内の油圧が増加すると、該メイン油路13からの圧油を受けてシリンダ40内のスプール41が摺動されるように構成し、油圧ポンプ10の可動斜板10aの斜板角度が小さくなるように制御する。つまり、過剰な負荷がかかった場合に、変速操作レバー29による操作に係わらず油圧ポンプ10の可動斜板10aの斜板角度を小さくすることで油圧ポンプ10からの圧油の吐出量を減少させ、車速が低減するように制御することで、エンジン15のストールを防止する。

【0060】

このように、負荷制御機構4においては、エンジン15に過剰な負荷がかかると、油圧

10

20

30

40

50

ポンプ 10 の可動斜板 10 a の斜板角度が、変速操作レバー 29 による傾動操作に拠らずに自動的に傾動するように制御される。

【0061】

次に、中・高速領域において主に行われる油圧モータ 11 の負荷制御機構 104 による負荷制御について説明する。

油圧モータ 11 の負荷制御機構 104 も、油圧ポンプ 10 の負荷制御機構 4 と同様、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a を自動的に傾動させてその斜板角度を制御するように構成されている。ただし、油圧モータ 11 においては、前述したとおり、可動斜板 11 a の斜板角度が停止時において最大となるように調整されており、作業車両が増速するにつれて斜板角度が小さくなるように制御されているため次のような態様となる。

10

【0062】

すなわち、負荷制御機構 104 においても、まず変速操作レバー 29 が操作されると、これと一体的に移動するピン 27 が捺じりバネ 28 により所定の位置で位置決めされる。これにより、油圧サーボ機構 102 に油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が最大傾斜位置から斜板角度が小さくなる方向に移動される。

【0063】

このような状態で、中・高速走行の作業時においてエンジン 15 にかかる負荷が高くなると、メイン油路 13 内の油圧が上昇して油溜り 146 内の油圧が高まる。ここで、油溜り 146 内の油圧を受けてピン 144 がスプール 141 を押圧する力が、背圧室 142 a 内に導かれるチャージ圧によりスプール 141 が押圧される力を上回ると、スプール 141 が下方に摺動される。これにより、スプール 141 が、その切欠き部 141 b をピン 27 の拡径部 27 c に当接させることによりピン 27 と係合し、捺じりバネ 28 の付勢力及び背圧室 142 a 内のチャージ圧に抗してピン 27 を下方に移動させる。つまり、スプール 141 によりピン 27 が減速側へ移動されて油圧モータ 11 の可動斜板 11 a が低速側に傾動され、HST 1 が減速されることにより牽引力が高められる。

20

このように中・高速領域において油圧モータ 11 側で負荷制御が行われるときには、油圧ポンプ 10 側の負荷制御機構 4 においては、メイン油路 13 からの油圧に対向してスプール 41 を押圧する力としてチャージ圧にバネ 45 による付勢力が加わるため、スプール 41 は下方に摺動されることがなく、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a は高速側に保持されることとなる。

30

【0064】

そして、負荷が軽減されると、負荷制御機構 4 の場合と同様、ピン 144 がスプール 141 を押圧する力が、チャージ圧によりスプール 141 が押圧される力を下回ると、スプール 141 は上方に摺動される。これにより、ピン 27 は変速操作レバー 19 により設定されている位置に戻されるとともに、油圧モータ 11 の可動斜板 11 a は、変速操作レバー 29 等による所定位置に戻り再び位置決めされる。

【0065】

すなわち、油圧モータ 11 用の負荷制御機構 104 は、油圧ポンプ 10 用の負荷制御機構 4 と同様、メイン油路 13 の油圧が高まると、車速を低減するように油圧モータ 11 の可動斜板 11 a の斜板角度が大きくなるように制御する。

40

【0066】

このように、本発明に係る HST 1 においては、負荷制御機構 4・104 により、全ての車速範囲において HST の牽引力がエンジン 15 の馬力を越えることのないように、油圧ポンプ 10 及び油圧モータ 11 それぞれの可動斜板 10 a・11 a の斜板角度が制御されるという負荷制御が行われる。

なお、負荷制御機構 4・104 は、油圧ポンプ 10 又は油圧モータ 11 のいずれかのみ に設けられる構成であってもよい。

【0067】

以上の構成を有する HST 1 について、その回路構成を図 11 に示す油圧回路図を参照して説明する。

50

メイン油路 13 (13a・13b) に作動油を供給するチャージポンプ (油圧ポンプ) 50 は、エンジン 15 によりポンプ軸 51 を介して駆動され、オイルタンク 52 から油を吸入する。

チャージポンプ 50 の吐出側には、HST 1 内へとフィルタ 53 を介した作動油を供給するチャージ油路 16 が接続されている。すなわち、チャージ油路 16 からの作動油は HST 1 内で分岐され、油圧サーボ機構 2・102 (のシリンダ室 24) や、メイン油路 13a・13b 等に導かれる。

【0068】

チャージ油路 16 からメイン油路 13a・13b に接続される油路においては、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 がそれぞれ設けられる。なお、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 については後述する。

また、チャージ油路 16 においては、チャージリリーフバルブ 54 が設けられており (図 2 及び図 5 参照)、チャージ油路 16 内の圧力が所定圧を越えると、このチャージリリーフバルブ 54 が開弁してチャージ油路 16 内の作動油がハウジング 12 内に形成される油溜り 56 内にリリーフされて油量が調整される。

【0069】

可変容積型の油圧ポンプ 10 は、駆動軸 10b を介してエンジン 15 からの駆動が伝達され、かかる駆動力によって油圧ポンプ 10 のシリンダブロック 10c 等が回転駆動される。油圧ポンプ 10 は、メイン油路 13a・13b を介して可変容積型の油圧モータ 11 と流体的に接続されており、油圧ポンプ 10 から吐出される圧油が油圧モータ 11 に給排される。油圧ポンプ 10 の可動斜板 10a は、前述したように油圧サーボ機構 2、中立位置保持機構 3 及び負荷制御機構 4 によってその斜板角度が制御される。チャージ油路 16 から油圧サーボ機構 2 に供給される圧油は、最終的にはハウジング 12 内に形成される油溜り 56 に排出される。

油圧ポンプ 10 用の負荷制御機構 4 には、メイン油路 13 から負荷制御用油路 14 を介して圧油が導かれ、この圧油を受けてシリンダ 40 に内挿されるスプール 41 が摺動される。

【0070】

また、油圧モータ 11 の可動斜板 11a を傾動制御するための手段として、油圧ポンプ 10 と同様に、油圧サーボ機構 102、最大斜板位置保持機構 103 及び負荷制御機構 104 等が接続されている。メイン油路 13a・13b を介して油圧ポンプ 10 と接続される油圧モータ 11 は、油圧ポンプ 10 より吐出される圧油によってシリンダブロック 11c 等が回転駆動されて駆動軸 11b が回転駆動する。油圧モータ 11 の駆動軸 11b は、車軸駆動用の走行軸や作業機駆動用の駆動軸などに連動連結され、これらの軸に該駆動軸 11b の回転駆動が伝達される。

油圧モータ 11 用の負荷制御機構 104 には、メイン油路 13 から負荷制御用油路 14 を介して圧油が導かれ、この圧油を受けてシリンダ 40 に内挿されるスプール 141 が摺動される。

【0071】

そして、各負荷制御機構 4・104 のシリンダ孔 42・142 内におけるスプール 41・141 のピン 44・144 と反対側の空間、即ち、負荷制御機構 4 における背圧室 42a と、負荷制御機構 104 における背圧室 142a とは、背圧油路 17 によって連通接続されている。

背圧油路 17 は、チャージ油路 16 と連通接続されており、背圧油路 17 とチャージ油路 16 との間には、チェックバルブ 47 及び背圧バルブ (リリーフバルブ) 48 が並列に介装されている。具体的には、チャージ油路 16 から分岐される油路 18 と背圧油路 17 間においてチェックバルブ 47 及び背圧バルブ 48 が並列に接続構成される (図 3 参照)。

【0072】

このような構成により、チェックバルブ 47 によって、背圧油路 17 からチャージ油路

10

20

30

40

50

16側への逆流が防止され、背圧バルブ48によって、背圧油路17内の圧力が所定圧を越えると、背圧バルブ48が開弁して背圧油路17内の作動油が油路18にリリースされて油量が調整される構成となっている。

このように、チャージ油路16と負荷制御機構4・104間を接続する背圧油路17との間に、チェックバルブ47及び背圧バルブ48が介装されることにより、チャージ油路16からの圧油脈動によるハンチングが防止される。

【0073】

以上のように、本発明に係るHST1は、少なくともいずれか一方を可変容積型とした油圧ポンプ10及び油圧モータ11に、該油圧ポンプ10及び/又は油圧モータ11の可動斜板10a・11aの斜板角度を制御する油圧サーボ機構2・102であって、該可動斜板10a・11aに連動連結した変速駆動部材としてのピン27を変速操作レバー29の操作により移動させる構成のものを付設するとともに、該ピン27を減速側に移動させるアクチュエータ(シリンダ40、スプール41・141等)を有し、油圧ポンプ10と油圧モータ11とを接続する閉回路のメイン油路13の圧油を負荷検出要素かつ作動油として前記アクチュエータに導き作動させる負荷制御機構4・104を付設している。

そして、前記閉回路の、前進時(油圧モータ11を前進回転させるとき)に高圧側となるメイン油路(以下、「メイン油路13a」ともいう。)及び後進時(油圧モータ11を後進回転させるとき)に高圧側となるメイン油路(以下、「メイン油路13b」ともいう。)の各油路に流れる圧油を、それぞれチェックバルブ58を介して前記アクチュエータに導く構成としている(図11参照)。

【0074】

すなわち、前述したように、負荷制御機構4・104には、メイン油路13からの圧油が、負荷検出要素及び負荷制御機構4・104のアクチュエータ作動油として、負荷制御用油路14を介して導かれるところ、図11に示すように、前進時に高圧側となるメイン油路13aから分岐される油路14a及び後進時に高圧側となるメイン油路13bから分岐される油路14bそれぞれにチェックバルブ58が設けられ、各メイン油路13a・13bから負荷制御機構4・104に圧油が導かれる。

【0075】

このような構成により、HST1が前進時であるときは、高圧側となるメイン油路13a内の圧油が、油路14aのチェックバルブ58を介して負荷制御用油路14により負荷制御機構4・104へと導かれ、負荷制御機構4・104においてメイン油路13a内の油圧変化がエンジン15の負荷変化を示すものとして用いられる。一方、HST1が後進時であるときは、高圧側となるメイン油路13b内の圧油が、油路14bのチェックバルブ58を介して負荷制御用油路14により負荷制御機構4・104へと導かれ、負荷制御機構4・104においてメイン油路13b内の油圧変化がエンジン15の負荷変化を示すものとして用いられる。

【0076】

このように、前進時に高圧側となるメイン油路13a及び後進時に高圧側となるメイン油路13bの両方を負荷制御機構4・104に接続される負荷制御用油路14に接続し、各メイン油路13a・13b内の圧油を負荷制御機構4・104に導く構成とすることにより、前進時及び後進時いずれの場合においても負荷制御機構4・104による負荷制御を行うことができる。これにより、前進時及び後進時において負荷制御によるエンスト防止が図れるので、作業車両などにおいて円滑な作業や走行を行うことができる。

また、各メイン油路13a・13bから負荷制御機構4・104へと圧油を導くに際し、チェックバルブ58をそれぞれ介在させることにより、メイン油路13a・13b側への圧油の逆流や高圧側のメイン油路13と低圧側のメイン油路13との連通が回避されるので、メイン油路13内の油圧の不安定化を防止でき、HST1の効率を低下させることなく、精度良く負荷制御を行うことが可能となる。

【0077】

次に、前記各メイン油路13a・13bとチャージ油路16との間にそれぞれ介設され

10

20

30

40

50

る前記ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 について説明する。

メイン油路 13 の作動油が不足した場合には、チャージ油路 16 から低圧側のメイン油路 13 (13 a 又は 13 b) に対して、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 を介して作動油が補給される。

ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57・57 は、メイン油路 13 の圧力が一定値よりも高くなる (負荷制御を必要とする圧力になる) と、高くなった側のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 が開弁し、作動油をチャージ油路 16 へ逃がすように構成されている。

また、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 は、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10 a が中立位置付近に位置している際に、その斜板位置を中立状態に保つように構成される。

すなわち、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 は、メイン油路 13 へのチャージ圧油供給用のチェックバルブの機能を有するバルブに、負荷制御圧調整用のリリーフバルブの機能とニュートラルゾーン拡張用のリリーフバルブ (ニュートラルバルブ) の機能とを有するバルブ構造が一体的に加えられたバルブである。

【0078】

ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 の具体的な構成について説明する。

図 3 及び図 5 に示すように、油路板 5 において、上下方向に略平行に配されるメイン油路 13 a・13 b に対して、これらの間に配されるチャージ油路 16 を構成する油路 16 a が略水平方向に連通している。この油路 16 a の延長上 (左右) には、メイン油路 13 a・13 b と連通するとともに左右方向に外部に開口するバルブ孔 5 a が油路板 5 に形成されている。バルブ孔 5 a の開口部は、該開口部に螺挿されるプラグ部材 59 により塞がれており、このバルブ孔 5 a 内にニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 が構成される。つまり、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 は、チャージ油路板 5 に形成されるチャージ油路 16 と各メイン油路 13 a・13 b との接続部においてバルブ孔 5 a 内に構成され、対向した状態で配設される。

【0079】

各ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57・57 の構造は略同一であるため、一方 (メイン油路 13 a 側) のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 について、図 12 を用いて説明する。

ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 は、前記バルブ孔 5 a に摺動自在に内挿されるバルブボディ 62 と、該バルブボディ 62 に摺動自在に内挿されるスプール 63 と、該スプール 63 のバルブボディ 62 内における摺動を付勢するリリーフバネ 64 と、バルブボディ 62 の端部 (前記プラグ部材 59 側) に螺嵌される支持ピース 65 と、該支持ピース 65 に摺動自在に内挿されるフィードバックピン 66 と、バルブボディ 62 を付勢するチェックバネ 67 とを備えている。

【0080】

バルブボディ 62 は、略筒状に構成されてその一端部にバルブ部 62 a を有し、該バルブ部 62 a によりメイン油路 13 とチャージ油路 16 との連通部の開閉を行う。すなわち、チャージ油路 16 を構成する油路 16 a のメイン油路 13 との連通部 (油路 16 a の端部) には、バルブボディ 62 のバルブ部 62 a の形状に合わせたシート部 16 b が形成されており、バルブボディ 62 の摺動により該シート部 16 b に対してバルブ部 62 a が当接・離間することにより、メイン油路 13 とチャージ油路 16 との連通部の開閉が行われる。

【0081】

バルブボディ 62 の他端側には前記支持ピース 65 が螺嵌されており、該支持ピース 65 とバルブボディ 62 とが一体的にバルブ孔 5 a 内を摺動可能に構成されている。そして、この支持ピース 65 が螺嵌されたバルブボディ 62 が、そのバルブ部 62 a が前記シート部 16 b に当接する方向にチェックバネ 67 により付勢されている。

すなわち、前記のとおりバルブ孔 5 a の開口部を塞ぐプラグ部材 59 は、バルブ孔 5 a

10

20

30

40

50

内に挿入される略筒状の挿嵌部 5 9 a を有しており、該挿嵌部 5 9 a 内に支持ピース 6 5 を含むバルブボディ 6 2 の一側部分が挿入される。そして、この挿嵌部 5 9 a 内においてプラグ部材 5 9 及び支持ピース 6 5 間にチェックバネ 6 7 が介装され、該チェックバネ 6 7 によって支持ピース 6 5 を介してバルブボディ 6 2 が前記方向に付勢される。

【 0 0 8 2 】

バルブボディ 6 2 に内挿されるスプール 6 3 は、略筒状に構成され、支持ピース 6 5 のバルブボディ 6 2 内部側に形成される当接面 6 5 a に当接する当接面 6 3 a を有する。また、スプール 6 3 の当接面 6 3 a と反対側においては、該スプール 6 3 とバルブボディ 6 2 の内部空間とによってパネ室 6 8 が構成され、該パネ室 6 8 においてバルブボディ 6 2 との間にリリーフバネ 6 4 が介装されている。該リリーフバネ 6 4 により、スプール 6 3 がその当接面 6 3 a を支持ピース 6 5 の当接面 6 5 a に当接させる方向に付勢されている。

10

【 0 0 8 3 】

支持ピース 6 5 に摺動自在に内挿されるフィードバックピン 6 6 は、摺動することにより支持ピース 6 5 の当接面 6 5 a から突出可能とされており、該フィードバックピン 6 6 の突出によりスプール 6 3 がリリーフバネ 6 4 の付勢力に抗して摺動される。

【 0 0 8 4 】

このように構成される一対のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 ・ 5 7 が、チャージ油路 1 6 を構成する油路 1 6 a の両端部に設けられ、互いのバルブボディ 6 2 のバルブ部 6 2 a を対向させた状態で構成されている。

20

【 0 0 8 5 】

ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 のチェックバルブ（チャージチェックバルブ）としての機能について説明すると、通常時は、チェックバネ 6 7 の付勢力によりバルブボディ 6 2 のバルブ部 6 2 a がシート部 1 6 b に当接した状態（バルブ部 6 2 a が閉じた状態）であり、メイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とは分断されている。そして、メイン油路 1 3 内の作動油の不足が生じてメイン油路 1 3 の圧力が低下すると、チャージ油路 1 6 の圧力によりバルブボディ 6 2 がチェックバネ 6 7 の付勢力に抗して摺動し、バルブ部 6 2 a がシート部 1 6 b から離間した状態（バルブ部 6 2 a が開いた状態）となり、チャージ油路 1 6 とメイン油路 1 3 とが連通する。これにより、作動油がチャージ油路 1 6 からメイン油路 1 3 内へと流出する。ここで、バルブ部 6 2 a が開いた際には、チャージ油路 1 6 とメイン油路 1 3 とは、シート部 1 6 b の外縁部に形成される切欠き部 1 6 c により連通される。

30

【 0 0 8 6 】

このような構成のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 ・ 5 7 により、メイン油路 1 3 a とメイン油路 1 3 b との圧力差が一定以上となると、一方の（高圧側の）メイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とは分断され、他方の（低圧側の）メイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とは連通される。

すなわち、前進時には、前記のとおりメイン油路 1 3 a が高圧側となり、該メイン油路 1 3 a 側のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 におけるバルブ部 6 2 a は閉じ、チャージ油路 1 6 とメイン油路 1 3 a とは分断される（図 1 3 参照）。一方、この場合のメイン油路 1 3 a に対して低圧側となるメイン油路 1 3 b 側のニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 におけるバルブ部 6 2 a は開き、チャージ油路 1 6 とメイン油路 1 3 b とは連通される（図 1 2 参照）。

40

後進時においても同様にして、高圧側となるメイン油路 1 3 b とチャージ油路 1 6 とは分断され、低圧側となるメイン油路 1 3 a とチャージ油路 1 6 とは連通される。

【 0 0 8 7 】

次に、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 のニュートラルバルブの機能について説明する。

油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a が中立位置付近にあり、メイン油路 1 3 a ・ 1 3 b 間の圧力差が小さいとき、即ちメイン油路 1 3 からニュートラル・チェック・リリーフバル

50

ブ 5 7 にかかる圧力が小さいときには、作動油がメイン油路 1 3 からチャージ油路 1 6 へ若干量流れる。このため、油圧モータ 1 1 が回転されず、H S T 1 の中立状態が保持される。

【 0 0 8 8 】

具体的には、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 においては、油圧が 0 に近い状態では、スプール 6 3 がリリーフバネ 6 4 の付勢力により支持ピース 6 5 に当接している。この状態では、バルブボディ 6 2 に形成されるニュートラル用孔 6 2 b とスプール 6 3 に形成されるオリフィス 6 3 b とが連通しており、これらニュートラル用孔 6 2 b とオリフィス 6 3 b により、メイン油路 1 3 と連通しているバルブボディ 6 2 の外周部とバネ室 6 8 内とが連通されている（図 1 2 及び図 1 3 (a) 参照）。

バネ室 6 8 内とチャージ油路 1 6 内とは、バルブボディ 6 2 のバルブ部 6 2 a 側先端部に形成される連通孔 6 2 d により連通しているため、メイン油路 1 3 内の作動油が、ニュートラル用孔 6 2 b、オリフィス 6 3 b、バネ室 6 8 及び連通孔 6 2 d を通じてチャージ油路 1 6 へ流出する。

【 0 0 8 9 】

オリフィス 6 3 b を通じてチャージ油路 1 6 へ流れ出す作動油は、該オリフィス 6 3 b にて絞られているため、スプール 6 3 の一側に位置するバネ室 6 8 内の圧力と、スプール 6 3 に形成される案内路 6 3 c を通じてニュートラル用孔 6 2 b と連通するスプール 6 3 の他側の圧力（メイン油路 1 3 内の圧力）との間に差圧が生じ、バネ室 6 8 内の圧力の方が低くなる。このため、スプール 6 3 には、リリーフバネ 6 4 の付勢力に抗してバネ室 6 8 側へ摺動する方向への力が働く。

つまり、油圧が 0 に近い状態からメイン油路 1 3 内の圧力が上昇すると、作動油の流量が増加し、スプール 6 3 に働く差圧による力が大きくなり、該スプール 6 3 がバネ室 6 8 側へ摺動するように構成されている。

【 0 0 9 0 】

また、メイン油路 1 3 内の圧力は、フィードバックピン 6 6 の後端（図 1 2 における左側端）にかかっており、このフィードバックピン 6 6 がリリーフバネ 6 4 の付勢力に抗してスプール 6 3 をチャージ油路 1 6 側へ押圧する。このフィードバックピン 6 6 による押圧力と前記差圧による力とにより、スプール 6 3 がバネ室 6 8 側へ摺動される。そして、差圧による力及びフィードバックピン 6 6 による押圧力とリリーフバネ 6 4 の付勢力とが釣り合った箇所でスプール 6 3 が停止する。

その後、メイン油路 1 3 内の圧力が所定値に達すると、スプール 6 3 の摺動によりニュートラル用孔 6 2 b とオリフィス 6 3 b とが分断され、メイン油路 1 3 からチャージ油路 1 6 への作動油の流れが途絶える。

【 0 0 9 1 】

このように、ニュートラル用孔 6 2 b とオリフィス 6 3 b とが連通する状態が、油圧が 0 から所定圧力に達するまでの低圧領域の間継続する。この圧力範囲では、油圧ポンプ 1 0 の可動斜板 1 0 a が中立位置から若干ずれていたとしても、H S T 1 の中立状態が保持される。つまり、この低圧領域においては、前記リリーフ用孔 6 2 c とオリフィス 6 3 b とが連通することによりメイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とが連通した状態となり、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 によるニュートラルバルブ機能が発揮されて H S T 1 の中立拡張が行われる。

【 0 0 9 2 】

続いて、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 の負荷制御圧調整リリーフバルブの機能について説明する。

前記低圧領域から圧力が上昇すると、スプール 6 3 はさらにチャージ油路 1 6 側（図 1 2 において右側）へ摺動する。ここで、前記のとおりニュートラル用孔 6 2 b とオリフィス 6 3 b とが分断されてから、圧力がさらに上昇してバルブボディ 6 2 に形成されるリリーフ用孔 6 2 c とスプール 6 3 に形成されるリリーフ口 6 3 d とが連通した状態（図 1 3 (c) 参照）となるまでは、メイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とが分断された状態とな

10

20

30

40

50

る（図13（b）参照）。つまり、油圧が低圧領域を上回ってニュートラル用孔62bとオリフィス63bとが分断されてから、圧力の上昇によりリリーフ用孔62c及びリリーフ口63dを介してメイン油路13とチャージ油路16とが連通されるまでの間が、中圧領域に設定され、この圧力範囲では、メイン油路13とチャージ油路16とが分断され、メイン油路13からチャージ油路16へ作動油の流れない状態が継続され、HSTをフル効率で作動させる。

【0093】

そして、圧力が上昇して所定の高圧領域に達すると、前記のとおりリリーフ用孔62cとリリーフ口63dとが連通してメイン油路13とチャージ油路16とが連通し、メイン油路13内の作動油がチャージ油路16へとリリーフされる。

10

ここで、メイン油路13内の油圧が高まることによるスプール63のリリーフバネ64の付勢力に抗する方向への摺動は、バネ室68内においてバルブボディ62に形成される段差部62eにより規制される。つまり、負荷制御が行われるメイン油路13内の油圧の高圧領域においては、スプール63が段差部62eに当接した状態が保持される。

【0094】

このように構成されるニュートラル・チェック・リリーフバルブ57・57において、前述したように負荷制御機構4・104により負荷制御が行われる際は、メイン油路13の油圧が高まり高圧領域となり、リリーフバルブの機能が発揮される。

つまり、負荷制御が行われる際に高圧側となるメイン油路13とチャージ油路16との間のニュートラル・チェック・リリーフバルブ57においては、バルブボディ62のバルブ部62aは閉じた状態となり、メイン油路13からの油圧によってスプール63はリリーフバネ64の付勢力に抗する方向に摺動され、バルブボディ62のリリーフ用孔62cとスプール63のリリーフ口63dとが連通してリリーフバルブ機能を発揮する状態となる。

20

【0095】

このリリーフバルブ機能が発揮される状態では、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ57は、メイン油路13からチャージ油路16へリリーフされる流量を制限する絞り（オリフィス）69（図11参照）として機能する。つまり、スプール63が前記段差部62eに当接した状態でのリリーフ用孔62cとリリーフ口63dとの連通部が絞り69を構成する。

30

すなわち、HST1においては、負荷制御機構4・104による負荷制御が行われる際に、閉回路を構成するメイン油路13のうちの、高圧側となるメイン油路13を流れる圧油の一部が、絞り69（リリーフ用孔62cとリリーフ口63dとの連通部）を介して低圧側となるチャージ油路16に排出される構成となっている。

【0096】

ここで、スプール63のリリーフ口63dの外周部には、斜めに切り欠かれテーパ形状とされるテーパ部63eが形成され、バルブボディ62のリリーフ用孔62c近傍であって該バルブボディ62の内周面には、溝状のチャンバ62fが形成されている。該チャンバ62fは、リリーフ用孔62cとリリーフ口63dとが連通している状態で、リリーフ口63dと連通するように形成される。つまり、リリーフ用孔62cとリリーフ口63dとが連通している状態で、メイン油路13からリリーフ用孔62cへ浸入する作動油は、リリーフ口63dのテーパ部63eによりチャンバ62fへと案内され、該チャンバ62f内でその流れの方向が反転された（チャンバ62fの形状に沿って折り返された）後に、リリーフ口63dを通じてバネ室68へ導かれる。

40

これにより、リリーフ用孔62cとリリーフ口63dとが、連通して開く場合と分断されて閉じる場合とで流量にヒステリシスが生じる（同じ圧力での流量が異なる）ことを防止することができ、良好なリリーフ特性が得られる構成となっている。

【0097】

このように、負荷制御時において、高圧側となるメイン油路13内の圧油を、低圧側となるチャージ油路16内へと絞り69を介して排出する構成とすることにより、負荷制御

50

時に影響するメイン油路 13 内における脈動を抑制することができ、負荷制御の精度を向上することができる。

つまり、負荷制御時において、高圧側となるメイン油路 13 と該メイン油路 13 に対して低圧側となるチャージ油路 16 との連通が断たれると、メイン油路 13 から負荷制御機構 4・104 への作動油の流れが安定せずに脈動が生じることとなる。このメイン油路 13 内における脈動は、該メイン油路 13 内の油圧を用いて負荷制御機構 4・104 を作動させる構成においてその作動の正確性に影響を及ぼすこととなる。

そこで、前記のとおり、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 にて構成される絞り 69 により、負荷制御時における高圧側となるメイン油路 13 内の圧油を低圧側に排出させることにより、メイン油路 13 内の脈動を抑制することができ、HST1 における負荷制御を精度良く行うことが可能となる。

10

【0098】

また、絞り 69 としては、バルブボディ 62 内において摺動するスプール 63 の位置に係わらず、メイン油路 13 とチャージ油路 16 とを常時連通させるような構成であってもよい。

すなわち、バルブボディ 62 においてスプール 63 の摺動により影響を受けない位置に孔部を設け（例えば図 12 中 69a 参照）、これを絞り 69 として用いる。この場合、メイン油路 13 内の圧力に係わらず、メイン油路 13 とチャージ油路 16 とは絞り 69（69a）を介して連通されることとなる。このため、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10a が中立位置付近にありメイン油路 13 a・13 b 間の圧力差が小さい場合においては、HST1 の中立範囲を拡張することができ、負荷制御時においては、該負荷制御に影響するメイン油路 13 内の脈動を抑制することが可能となる。

20

【0099】

また、絞り 69 は、メイン油路 13 とチャージ油路 16 とを開閉するチャージチェックバルブとしての機能を有するニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 において貫通状に設けられている。

つまり、前記のとおり、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 57 においてリリーフ用孔 62 c とリリーフ口 63 d とが連通することにより構成される絞り 69 は、バルブボディ 62 内に形成されパネ室 68 内に連通するように構成され、バルブ部 62 a によりチャージチェックバルブを構成するバルブボディ 62 に貫通状に設けられている。

30

【0100】

このように、絞り 69 をチャージチェックバルブを構成するバルブボディ 62 に貫通状に設けることにより、例えばメイン油路 13 内などに別途絞り部を構成する必要もなく、部品点数を増加させることなく絞り 69 を構成することができる。

また、高圧側となるメイン油路 13 から絞り 69 を介してリリーフされる低圧側がチャージ油路 16 であるので、別途作動油を供給する必要もなく負荷制御の円滑化が図れる。

【0101】

また、絞り 69 は、メイン油路 13 内の油圧が負荷制御機構 4・104 による負荷制御が行われる油圧に上昇するまで封鎖される。

すなわち、前述したように、油圧ポンプ 10 の可動斜板 10a が中立位置付近にある低圧領域では、スプール 63 はその当接面 63 a を支持ピース 65 の当接面 65 a に当接させた状態となり、ニュートラル用孔 62 b とオリフィス 63 b とは連通した状態となる（図 13（a）参照）。この状態では、リリーフ用孔 62 c とリリーフ口 63 d とは連通しておらず、絞り 69 は封鎖された状態である。

40

この状態からメイン油路 13 内の油圧が高まり中圧領域になると、フィードバックピン 66 が当接面 65 a から突出してスプール 63 を移動させる。これにより、ニュートラル用孔 62 b とオリフィス 63 b とが分断される（図 13（b）参照）。この状態は、メイン油路 13 内の油圧が高まって高圧領域となり、リリーフ用孔 62 c とリリーフ口 63 d とが連通して絞り 69 が構成されるまで継続することとなる。

【0102】

50

つまり、高圧側となるメイン油路 1 3 内の油圧の上昇過程において、ニュートラル用孔 6 2 b とオリフィス 6 3 b との連通が分断されてから、リリーフ用孔 6 2 c とリリーフ口 6 3 d とが連通して絞り 6 9 が構成されるまでは、メイン油路 1 3 とチャージ油路 1 6 とは封鎖された状態となる。言い換えると、絞り 6 9 は、高圧側のメイン油路 1 3 内の油圧が高圧領域となるまで、即ち負荷制御機構 4・104 による負荷制御が行われる油圧に上昇するまで封鎖されることとなる。

【0103】

このように、絞り 6 9 を負荷制御が行われるまで封鎖することにより、H S T 1 の容積効率を高めることができる。

つまり、負荷制御が行われる際は、絞り 6 9 によりメイン油路 1 3 内における脈動を防止するとともに、中立拡張から負荷制御が行われるまでの間、絞り 6 9 を封鎖する（リリーフ用孔 6 2 c とリリーフ口 6 3 d とを連通させない）ことにより、メイン油路 1 3 からチャージ油路 1 6 へ圧油を逃さないようにする。これにより、メイン油路 1 3 を介する油圧ポンプ 1 0 から油圧モータ 1 1 への油圧の伝達率が向上し、H S T 1 の容積効率を高めることができる。

【0104】

ここで、前述したように、メイン油路 1 3 から負荷制御機構 4・104 に圧油を導く際に介されるチェックバルブ 5 8 の構成について、図 1 2 を用いて説明する。

チェックバルブ 5 8 は、各メイン油路 1 3 a・1 3 b に対して備えられ各メイン油路 1 3 a・1 3 b の最高圧力を規定するリリーフバルブ（ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7）を構成するプラグ部材 5 9 に内設されている。そして、このプラグ部材 5 9 から、前記アクチュエータに導く圧油が取り出される構成となっている。

つまり、各メイン油路 1 3 a・1 3 b に対しては、リリーフバルブの機構を有するニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 がそれぞれ備えられ、該ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 は、メイン油路 1 3 と連通するように油路板 5 に形成されるバルブ孔 5 a 内に構成される。このバルブ孔 5 a の外部に開口する部分に、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 を構成するプラグ部材 5 9 が挿嵌されている。すなわち、プラグ部材 5 9 は、ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7 において、その挿嵌部 5 9 a 内に支持ピース 6 5 を含むバルブボディ 6 2 の一側部分が挿入されるとともに、支持ピース 6 5 との間介装されるチェックバネ 6 7 を受けるバネ受けプラグとなる。このプラグ部材 5 9 に、チェックバルブ 5 8 が構成され、該プラグ部材 5 9 から、負荷制御機構 4・104 へ導かれる圧油が取り出される。

【0105】

プラグ部材 5 9 は、ナット状の基部 5 9 b を備え、該基部 5 9 b の一側から前記挿嵌部 5 9 a が突設される。また、基部 5 9 b の他側には、プラグ部材 5 9 に接続される継手部材を螺装するネジ部が形成される継手部 5 9 c が突設されている。

プラグ部材 5 9 において、挿嵌部 5 9 a 内の底面（チェックバネ 6 7 の一端側が支持される面）から、基部 5 9 b 及び継手部 5 9 c の中途部にかけて該継手部 5 9 c の突設方向にバルブ穴 5 9 d が穿設されている。また、継手部 5 9 c の先端面には、オリフィス 5 9 f を介してバルブ穴 5 9 d と連通する凹部 5 9 e が形成されている。つまり、バルブ穴 5 9 d は、オリフィス 5 9 f 及び凹部 5 9 e を介して継手部 5 9 c の突出方向に外部と連通している。

【0106】

一方、バルブ穴 5 9 d の挿嵌部 5 9 a 側には、弁座部材 7 0 が螺嵌されている。弁座部材 7 0 は、支持ピース 6 5 の前記当接面 6 5 a と反対側の端面が当接する当接面 7 0 a を有するとともにバルブ穴 5 9 d に螺挿される螺挿部 7 0 b を有している。また、弁座部材 7 0 には、そのバルブ穴 5 9 d に対する螺挿方向に、チェック孔 7 0 c を有する孔部 7 0 d が穿設されている。つまり、弁座部材 7 0 は、その螺挿部 7 0 b がバルブ穴 5 9 d の一端部に螺挿されることによりプラグ部材 5 9 に固着され、孔部 7 0 d を介してプラグ部材 5 9 の挿嵌部 5 9 a 内（バルブ孔 5 a 内）とバルブ穴 5 9 d 内とを連通させる。弁座部材

10

20

30

40

50

70の孔部70dは、その当接面70aに支持ピース65が当接することにより塞がれる構成となっている。

【0107】

そして、プラグ部材59のバルブ穴59d内においては、該バルブ穴59dの穴径と略同一径である弁球71が、チェックバルブ58における開弁圧設定用の弾性部材としてのチェックバネ72により前記チェック孔70cを塞ぐ方向に付勢された状態で摺動可能に内装されている。つまり、チェック孔70c及び弁球71は、該弁球71が弁座部材70に当接することでチェック孔70cが塞がるように構成されており、バルブ穴59d内における弁球71のチェック孔70cと反対側に、前記のとおり弁球71を付勢するチェックバネ72が介装されている。

10

【0108】

このような構成により、高圧側のメイン油路13から、チェックバルブ58を介してプラグ部材59から負荷制御機構4・104へと圧油が導出されることとなる。すなわち、高圧側のメイン油路13においては、チェックバネ67の付勢力によりバルブボディ62のバルブ部62aは閉じ、メイン油路13とチャージ油路16との連通は断たれる。この状態では、弁座部材70と支持ピース65とは離間し、弁座部材70の孔部70dは当接面70aにおいて開口された状態(図13(a)~(c)に示す状態)となる。

【0109】

そして、高圧側のメイン油路13内の圧油は、バルブボディ62及び支持ピース65の外側からプラグ部材59の挿嵌部59a内に流入し、弁座部材70の孔部70dにおいて縮径するチェック孔70cにより油圧が高められて弁球71をチェックバネ72の付勢力に抗して押圧し、孔部70dとバルブ穴59dとを連通させる。これにより、メイン油路13からバルブ穴59d内に流入する作動油は、オリフィス59f及び凹部59eを介してプラグ部材59外へと導出される。

20

このような構成により、高圧側のメイン油路13内の圧油は、チェックバルブ58を介してプラグ部材59から導出される。

【0110】

プラグ部材59から取り出される圧油は、次のような油路構成により負荷制御機構4・104へと導かれる。メイン油路13a・13bから負荷制御機構4・104への具体的な油路構成について、図4及び図6等を用いて説明する。

30

まず、前進時に高圧側となるメイン油路13aから負荷制御機構4・104への油路構成(前記油路14aの構成)について説明すると、メイン油路13a内の圧油は、前記のとおりチェックバルブ58のプラグ部材59から導出される。プラグ部材59においては、その継手部59cに螺着される継手部材73aを介して送油管74aの一端が接続される。送油管74aの他端は、油圧ポンプ10用の負荷制御機構4において、管継部材43の上方開口部に螺挿される継手部材75aに、接合部材76aを介して接続される。つまり、油路14aは、継手部材73a、送油管74a、接合部材76a及び継手部材75a等により構成され、この油路14aにより、メイン油路13a内からの圧油が、負荷制御機構4の油給排ポート43a内に導かれて該負荷制御機構4を作動させる。

また、油給排ポート43a内に流入する圧油の一部は、該油給排ポート43aと油孔43dを介して連通する油溜り46から、シリンダ40に形成される前記油路40cを介して油圧モータ11側の負荷制御機構104における油溜り146へと導かれ、該負荷制御機構104を作動させる。

40

【0111】

一方、後進時に高圧側となるメイン油路13bから負荷制御機構4・104への油路構成(前記油路14bの構成)について説明すると、メイン油路13b内の圧油は、メイン油路13aの場合と同様、チェックバルブ58のプラグ部材59から導出される。プラグ部材59においては、その継手部59cに螺着される継手部材73bを介して送油管74bの一端が接続される。送油管74bの他端は、図6に示すように、シリンダ40において油溜り46の近傍に形成される油給排ポート77の上方開口部に螺挿される継手部材7

50

5 b に、接合部材 7 6 b を介して接続される。油給排ポート 7 7 は、シリンダ 4 0 に形成される油路 4 0 d を介して油溜り 4 6 と連通している。つまり、油路 1 4 b は、継手部材 7 3 b、送油管 7 4 b、接合部材 7 6 b、継手部材 7 5 b、油給排ポート 7 7 及び油路 4 0 d 等により構成され、この油路 1 4 b により、メイン油路 1 3 b 内からの圧油が、負荷制御機構 4 の油給排ポート 4 3 a 内に導かれて該負荷制御機構 4 を作動させる。

また、油給排ポート 4 3 a 内に流入する圧油の一部は、前記と同様、油溜り 4 6 及び油路 4 0 c を介して負荷制御機構 1 0 4 に導かれ、該負荷制御機構 1 0 4 を作動させる。

なお、油路 1 4 a・1 4 b を構成する送油管 7 4 a・7 4 b は、例えば図 1 や図 4 に示すように、支持部材 7 8 によりハウジング 1 2 等に適宜支持固定される。

【0 1 1 2】

このような油路構成により、メイン油路 1 3 a が高圧側である場合、該メイン油路 1 3 a 内の圧油は、メイン油路 1 3 a 側のチェックバルブ 5 8 のプラグ部材 5 9 から取り出され、油路 1 4 a を介して負荷制御機構 4・1 0 4 へと導かれる。一方、メイン油路 1 3 b が高圧側である場合、該メイン油路 1 3 b 内の圧油は、メイン油路 1 3 b 側のチェックバルブ 5 8 のプラグ部材 5 9 から取り出され、油路 1 4 b を介して負荷制御機構 4・1 0 4 へと導かれる。

【0 1 1 3】

このように、チェックバルブ 5 8 をプラグ部材 5 9 に内設し、該プラグ部材 5 9 からメイン油路内の圧油を取り出す構成とすることにより、各メイン油路 1 3 a・1 3 b から負荷制御機構 4・1 0 4 へと圧油を導くに際し、簡単な構造・低コストにより、H S T 1 の効率を低下させることなく安定して負荷制御を行うことができるとともに、配管同士の干渉を回避して容易に配管用空間を確保することができる。

すなわち、各メイン油路 1 3 a・1 3 b に対して備えられるリリーフバルブ（ニュートラル・チェック・リリーフバルブ 5 7）の構成部材であるプラグ部材 5 9 をチェックバルブ 5 8 の構成部材として兼用することができる。これにより、メイン油路 1 3 から負荷制御機構 4・1 0 4 へと圧油を導くに際し、簡単な構造・低コストにより、H S T 1 の効率を低下させることなく安定して負荷制御を行うためのチェックバルブ 5 8 を構成することができる。

また、メイン油路 1 3 から負荷制御機構 4・1 0 4 へと導く圧油を、メイン油路 1 3 が形成される油路板 5 から取り出すに際し、別途新たに取出部を設ける必要がないので、H S T 1 における他の配管との干渉を回避して配管用空間の確保が容易となる。例えば本実施例のように、プラグ部材 5 9 が、メイン油路 1 3 が形成される油路板 5 の反対側の面から突出する構成においては、負荷制御機構 4・1 0 4 への油路 1 4 a・1 4 b を互いに干渉させることなく容易に配管することができる。

【0 1 1 4】

ところで、各メイン油路 1 3 a・1 3 b 内の圧油を負荷制御機構 4・1 0 4 に導くに際し、外部配管を施すことなく H S T 1 の内部に油路を構成することもできる。この場合、図 1 4 に示すように、油路板 5 において各メイン油路 1 3 a・1 3 b に連通する油路 7 9 a・7 9 b を形成し、該油路 7 9 a・7 9 b をハウジング 1 2 内に形成される油路及びシリンダ 4 0 内に形成される油路を介して該シリンダ 4 0 に形成される油溜り 4 6・1 4 6（図 6 参照）に連通させる。そして、チェックバルブ 5 8・5 8 は、例えば、油路板 5 のハウジング 1 2 内に面する端面において、油路 7 9 a・7 9 b の開口部に前記プラグ部材 5 9 と同様のプラグ部材を設け、該プラグ部材にチェックバルブ 5 8 を内設することにより、負荷制御機構 4・1 0 4 への油路において介設する。

このように、外部配管を行うことなく H S T 1 の内部に油路を構成することによっても、メイン油路 1 3 内の圧油を負荷制御機構 4・1 0 4 に導くことができる。この場合、H S T 1 の外部に配管空間を確保する必要がなく、外観的によりシンプルな構造とすることができる。

【0 1 1 5】

各メイン油路 1 3 a・1 3 b から負荷制御機構 4・1 0 4 への油路において介設される

10

20

30

40

50

チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 においては、各チェックバルブ 5 8 の開弁圧に差が設けられる。

チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 の開弁圧に差を設けることにより、前進時と後進時とで負荷制御が開始されるタイミングを異なるものとするのが可能となる。これにより、H S T 1 が、例えば H M T 等のように前進時と後進時とで可動斜板の同じ角度における出力トルク（牽引力）が異なる構成に用いられる場合に容易に対応することができ、前進時及び後進時いずれにおいても十分な牽引力を得ることができる。

【 0 1 1 6 】

すなわち、前進時と後進時とで H S T 1 の出力トルクが異なる構成においては、両方のチェックバルブ 5 8 ・ 5 8 における開弁圧が同じであると、前進時又は後進時いずれか（10 同じ斜板角度で牽引力が小さくなる方）においてエンジンの馬力が有効利用できないこととなる。例えば、前記 H M T においては、後進時の方が前進時に比べて出力トルクが小さくなるので、後進時においてエンジンの馬力が十分に発揮されないこととなる。

そこで、チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 の開弁圧に差を設けることにより、前進時・後進時それぞれに適したタイミングで負荷制御を効かせることが可能となり、前進時及び後進時いずれにおいてもエンジンの馬力を有効利用することができて十分な牽引力を得ることができる。

【 0 1 1 7 】

チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 の開弁圧に差を設けるに際しては次のような構成を用いる。

前述したように、各メイン油路 1 3 a ・ 1 3 b から負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 への油路に20 おいて介設される両チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 においては、開弁圧設定用の弾性部材としてのチェックバネ 7 2 が設けられるところ、このチェックバネ 7 2 は少なくとも一方のチェックバルブ 5 8 に設けられればよい。

チェックバルブ 5 8 においては、チェックバネ 7 2 は圧油が流出する側（二次側）に備えられ、圧油が流入する側（一次側）の圧力がチェックバネ 7 2 により設定される所定圧を越えると、チェックバルブ 5 8 が開弁することとなる。

そこで、チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 の開弁圧に差を設けるには、一方のチェックバルブ 5 8 のみにチェックバネ 7 2 を設ける方法と、両方のチェックバルブ 5 8 ・ 5 8 にチェックバネ 7 2 を設ける方法がある。

【 0 1 1 8 】

一方のチェックバルブ 5 8 のみにチェックバネ 7 2 を設ける構成とする場合、チェックバネ 7 2 が設けられた方のチェックバルブ 5 8 においては、チェックバネ 7 2 が設けられない方と比較して、該チェックバネ 7 2 により弁球 7 1 が付勢される分、開弁圧が高くなる。つまり、チェックバネ 7 2 が設けられることにより開弁圧が高くなる分、負荷制御が開始される際のメイン油路 1 3 内の油圧が上昇することとなる。

これにより、前述した H M T 等のように、後進時に牽引力が小さくなる構成においては、後進時に高圧側となるメイン油路 1 3 b 側のチェックバルブ 5 8 にのみチェックバネ 7 2 を設けることで、メイン油路 1 3 内の油圧が十分に上昇した状態で負荷制御が行われることとなるので、後進時においてもエンジンの馬力を有効利用することができて十分な牽引40 力を得ることができる。

【 0 1 1 9 】

また、両方のチェックバルブ 5 8 ・ 5 8 にチェックバネ 7 2 を設ける構成とする場合、各チェックバルブ 5 8 におけるチェックバネ 7 2 による付勢力（バネ定数）を異なるものとするにより、各チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 における開弁圧に差を設けることができる。つまりこの場合、他方のチェックバルブ 5 8 と比較して高い付勢力を有するチェックバネ 7 2 を備えるチェックバルブ 5 8 においては開弁圧が高くなり、その分、負荷制御が開始される際のメイン油路 1 3 内の油圧が上昇することとなる。

【 0 1 2 0 】

このように、チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 の少なくとも一方に開弁圧設定用のチェックバネ 7 2 を設けることで、各チェックバルブ 5 8 ・ 5 8 における開弁圧に差を設けることに50

より、負荷制御が開始される基準となる高圧側のメイン油路 1 3 内の油圧を容易に設定することが可能となる。

【 0 1 2 1 】

また、H S T 1 においては、負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 に設けられてメイン油路 1 3 からの圧油力に対向してスプール 4 1 を押圧するための圧油が導入される背圧室 4 2 a ・ 1 4 2 a の近傍に、該背圧室 4 2 a ・ 1 4 2 a と連通する絞りが設けられている。

すなわち、図 1 1 に示すように、油圧ポンプ 1 0 側の負荷制御機構 4 における背圧室 4 2 a の近傍に設けられる絞り部としてはオリフィス 6 1 が設けられる。また、油圧モータ 1 1 側の負荷制御機構 1 0 4 における背圧室 1 4 2 a の近傍に設けられる絞り部としてはスローリターンバルブ 6 0 が設けられる。

10

【 0 1 2 2 】

オリフィス 6 1 は、図 3 及び図 6 に示すように、シリンダ 4 0 に形成され負荷制御機構 4 の背圧室 4 2 a と連通する背圧油路 1 7 において、該シリンダ 4 0 に埋設されるボルト状の部材により構成され、背圧室 4 2 a に対して給排される油量を制御する。

【 0 1 2 3 】

また、スローリターンバルブ 6 0 は、前記のとおりシリンダ孔 1 4 2 の開口端部に螺挿されるボルト体 4 9 内において構成され、背圧室 1 4 2 a と背圧油路 1 7 との間に介装される。スローリターンバルブ 6 0 は、背圧室 1 4 2 a 側から背圧油路 1 7 側への作動油の流れを規制するチェックバルブ機能を有するとともに、同じく背圧室 1 4 2 a 側から背圧油路 1 7 側へと排出される作動油の流量を制限するオリフィス機能を有している。具体的

20

【 0 1 2 4 】

すなわち、図 1 5 に示すように、ボルト体 4 9 の外周部には、その螺挿方向略中央部にネジ部 4 9 a が形成されており、該ネジ部 4 9 a によりボルト体 4 9 がシリンダ孔 1 4 2 に形成されるネジ部に対して螺合される。ボルト体 4 9 は、その先端側に開口するバルブ穴 4 9 b を有している。バルブ穴 4 9 b の底側には、該バルブ穴 4 9 b が縮径されて形成される油給排ポート 4 9 c が設けられている。該油給排ポート 4 9 c は、ボルト体 4 9 に形成される油路 4 9 d を介して背圧油路 1 7 に連通される。

また、ボルト体 4 9 の外周部には溝部 4 9 e が形成されており、該溝部 4 9 e によりシリンダ 4 0 のシリンダ孔 1 4 2 との間に背圧油路 1 7 と連通する油溜り 8 5 が形成される

30

【 0 1 2 5 】

前記バルブ穴 4 9 b には、スプール 8 0 がその先端より摺動自在に内挿されている。スプール 8 0 は摺動方向に長い略筒状に形成され、その先端部には該スプール 8 0 の摺動により前記油給排ポート 4 9 c を開閉するバルブ部 8 0 a が形成されている。該バルブ部 8 0 a がバルブ穴 4 9 b と油給排ポート 4 9 c との段差部（油給排ポート 4 9 c の開口部）に形成されるシート面に当接することにより、油給排ポート 4 9 c が閉じられる（バルブ穴 4 9 b と油給排ポート 4 9 c とが分断される）。

スプール 8 0 は、その後端部に当接するバネ 8 1 により油給排ポート 4 9 c を閉じる方向に付勢されている。バネ 8 1 は、バルブ穴 4 9 b の開口部に嵌合されてサークリップ 8 3 により固定される台座 8 2 により受けられる。つまり、バネ 8 1 はスプール 8 0 の後端部と台座 8 2 との間に介装されスプール 8 0 を押圧付勢する。

40

【 0 1 2 6 】

スプール 8 0 の内部には、その摺動方向に長く後端側に向けて開口する油路穴 8 0 b が形成されている。油路穴 8 0 b は、スプール 8 0 のバルブ部 8 0 a の先端部において先端側に開口するオリフィス 8 0 c と連通している。また、スプール 8 0 には、油路穴 8 0 b と連通するとともに該スプール 8 0 において側方に向けて開口する連通孔 8 0 d が形成されている。つまり、油路穴 8 0 b 内は連通孔 8 0 d を介してバルブ穴 4 9 b 内と連通している。また、前記台座 8 2 には、バルブ穴 4 9 b 内と背圧室 1 4 2 a 内とを連通させる孔部 8 2 a が形成されている。

50

【0127】

このような構成を有するスローリターンバルブ60の動作態様について、図16を用いて説明する。

図16(a)に示すように、スローリターンバルブ60の一次側(背圧油路17側)と二次側(背圧室142a側)との圧力差がない状態(自然状態)では、背圧室142aと背圧油路17との間での作動油の行き来は無く、バネ81の付勢力によりスプール80のバルブ部80aが油給排ポート49cのシート面に当接し、油給排ポート49cが閉じられた状態となる。

図16(b)に示すように、背圧室142a側の油圧が背圧油路17側の油圧より高い状態では、油圧及びバネ81の付勢力によりスプール80が押圧されて油給排ポート49cが閉じられた状態となる。この状態で、作動油は背圧室142aからスプール80に形成されるオリフィス80cを介して背圧油路17側へと流出する。このオリフィス80cにより、背圧油路17側へ流出する作動油の流量が制限される。

図16(c)に示すように、背圧室142a側の油圧が背圧油路17側の油圧より低い状態では、この差圧によりスプール80を摺動させる力が、バネ81の押圧力によりスプール80を付勢する力を上回った場合、スプール80がバネ81の付勢力に抗して摺動される。これにより、油給排ポート49cは開いた状態(バルブ部80aが前記シート面から離間した状態)となり、作動油は背圧油路17から油給排ポート49cバルブ穴49bを介して背圧室142a側へと流れる。この際、作動油の流量はオリフィス80cにより制限されない。

【0128】

このように、各負荷制御機構4・104における背圧室42a・142aの近傍に、絞りとしてのオリフィス61及びスローリターンバルブ60を設けることにより、各負荷制御機構4・104において十分な背圧効果を得ることができるので、負荷制御が行われる際のスプール41・141の動きを緩慢にすることができる。これにより、負荷制御機構4・104におけるハンチングが抑制され、負荷制御をスムーズに安定して行うことができる。

【0129】

すなわち、油圧ポンプ10側の負荷制御機構4において負荷制御が行われる際には、ピン44によるスプール41の摺動により背圧室42a内の作動油が背圧油路17に排出されるところ、オリフィス61において流量が制限されるので、背圧室42a内の油圧を高めることができる。従って、メイン油路13からの油圧に対向する背圧としてバネ45による押圧力にオリフィス61により高められた油圧が加わるので、スプール41の減速側への摺動を緩慢にすることができる。これにより、急激な負荷制御を防止することができる。

【0130】

また、油圧モータ11側の負荷制御機構104において負荷制御が行われる際には、ピン144によるスプール141の摺動により背圧室142a内の作動油が背圧油路17に排出されるところ、前述したように、スローリターンバルブ60のオリフィス80cにより流量が制限されるので、背圧室142a内の油圧を高めることができる。これにより、スプール141の減速側への摺動を緩慢にすることができ、急激な負荷制御を防止することができる。

特に、本実施例においては、斜板角度の微妙な変化が作業車両の速度に影響する中・高速領域において作動する油圧モータ11側の負荷制御機構104に対し、その背圧を制御するためのスローリターンバルブ60が設けられている。

【0131】

また、同じく油圧モータ11側の負荷制御機構104においては、負荷制御がスムーズに行われるようにするため、次のような構造が施されている。

すなわち、図10に示すように、油圧モータ11側の負荷制御機構104におけるスプール141と変速駆動部材であるピン27との係合位置にて、該スプール141と、最高

10

20

30

40

50

速位置のピン 2 7 との間には間隔 s が設けられている。

【 0 1 3 2 】

具体的には、スプール 1 4 1 とピン 2 7 の係合位置とは、前述したように、スプール 1 4 1 の貫通孔 1 4 1 a における切欠き部 1 4 1 b とピン 2 7 の拡径部 2 7 c とが係合する位置である。この係合位置において、ピン 2 7 が最高速位置にあるとき（油圧モータ 1 1 の可動斜板 1 1 a が中立位置にあるとき）には、拡径部 2 7 c と切欠き部 1 4 1 b とが、減速側に摺動するスプール 1 4 1 に対して最も接近した状態となる。

この状態のピン 2 7（図 1 0 において二点鎖線で示す）に対し、その拡径部 2 7 c（の上端）とスプール 1 4 1 の切欠き部 1 4 1 b との間には間隔 s を設ける。つまり、間隔 s は、負荷制御時にスプール 1 4 1 が摺動を開始してからピン 2 7 と係合するまでの摺動量となる。

10

【 0 1 3 3 】

このように、スプール 1 4 1 とピン 2 7 との係合位置において間隔 s を設けることにより、メイン油路 1 3 内の油圧が高まりピン 1 4 4 により押圧されるスプール 1 4 1 を、所定量（間隔 s 分）摺動した後にピン 2 7 と係合させることができる。これにより、負荷制御機構時におけるスプール 1 4 1 の摺動をより緩慢にすることができ、負荷制御をよりスムーズに安定して行うことができる。

つまり、油圧モータ 1 1 側の負荷制御機構 1 0 4 においては、前記のとおりスローリターンバルブ 6 0 が設けられることにより、スプール 1 4 1 が減速側に摺動するに伴い背圧室 1 4 2 a 内の油圧が高まって該スプール 1 4 1 の動きが緩慢になるところ、スプール 1 4 1 がピン 2 7 と係合するまでに所定量摺動させることにより、スプール 1 4 1 の動きがより緩慢になった状態でピン 2 7 に係合させることができる。

20

【 0 1 3 4 】

さらに、油圧モータ 1 1 側の負荷制御機構 1 0 4 においては、負荷制御がスムーズに行われるようにするため、次のような構造が施されている。

すなわち、図 1 0 に示すように、スプール 1 4 1 に、該スプール 1 4 1 とシリンダ 4 0 との間を液密に保持するシール部材としてのリング 8 4 が設けられている。

具体的には、リング 8 4 は、スプール 1 4 1 の背圧室 1 4 2 a 側端部において、該スプール 1 4 1 に形成される外周溝に装着される。これにより、スプール 1 4 1 が、そのリング 8 4 部分においてシリンダ 4 0 のシリンダ孔 1 4 2 の内壁と密着することとなり、スプール 1 4 1 の背圧室 1 4 2 a に対する液密性が保持される。

30

【 0 1 3 5 】

このように、スプール 1 4 1 にシール部材としてのリング 8 4 を設けることにより、スプール 1 4 1 が減速側に摺動することによって背圧室 1 4 2 a 内の作動油を漏れなくスローリターンバルブ 6 0 へと導くことができる。従って、スローリターンバルブ 6 0 を設けることによる背圧効果を向上させることができ、負荷制御時におけるスプール 1 4 1 の動きを確実に緩慢にすることができる。これにより、負荷制御をよりスムーズかつ安定して行うことができる。

【 0 1 3 6 】

また、H S T 1 においては、図 1 1 に示すように、チャージ油路 1 6 から油圧ポンプ 1 0 側の油圧サーボ機構 2 及び油圧モータ 1 1 側の油圧サーボ機構 1 0 2 それぞれにチャージ圧油を導く油路 1 9 の、負荷制御機構 4 ・ 1 0 4 に背圧を供給するチャージ圧油の油量を制限しない位置に、各油圧サーボ機構 2 ・ 1 0 2 に構成される斜板角度制御バルブへ導入される油量を制限する定流量バルブ 5 5 が設けられている。

40

【 0 1 3 7 】

すなわち、チャージ油路 1 6 から各油圧サーボ機構 2 ・ 1 0 2 に対して分岐する油路 1 9 ・ 1 9 それぞれに定流量バルブ 5 5 が設けられ、該定流量バルブ 5 5 により、チャージ油路 1 6 から油路 1 9 を介して油圧サーボ機構 2 ・ 1 0 2 の斜板角度制御バルブ 2 3 に供給される圧油の流量が独立に制限されることとなる。

ここで、定流量バルブ 5 5 は、チャージ油路 1 6 から分岐して各油圧サーボ機構 2 ・ 1

50

02に接続される油路19・19において、負荷制御機構4・104における背圧として用いられるチャージ圧を制限することのない位置に設けられる。つまり、定流量バルブ55は、チャージ油路16から分岐してチャージ圧油を各負荷制御機構4・104の背圧油路17に供給する油路18内のチャージ圧油の流量を制限することのない位置に設けられる(図11参照)。

【0138】

定流量バルブ55は、図5に示すように、HST1のハウジング12の一端部において形成される孔部12bに螺挿されて埋設されるボルト部材90内に構成され、チャージ油路16から油路19を介して油圧サーボ機構2・102のピストン21内(シリンダ室24内)に導かれる作動油の油量を制限する。つまり、チャージ油路16から油路19を介する作動油は、定流量バルブ55により流量が制限され、孔部12bと連通する油路21bを介して油圧サーボ機構2・102のシリンダ室24内へと導かれる。

10

【0139】

図17に示すように、ボルト部材90内には、その螺挿方向の先端側に開口するバルブ穴90aが形成されており、該バルブ穴90a内に筒状に構成されるスプール91が摺動自在に内挿される。スプール91は、バルブ穴90aの開口部に嵌合されサークリップ93により固定されるパネ受け92との間にパネ94を介装し、該パネ94により押圧付勢されている。パネ受け92には連通孔92aが形成されており、該パネ受け92を介してバルブ穴90aと前記油路21bとが連通される。

ボルト部材90の外周部には溝部90bが形成されており、該溝部90bによりボルト部材90と孔部12bとの間に、前記油路19と連通する油溜り95が形成される。この油溜り95は、ボルト部材90に形成される側孔90cを介してバルブ穴90a内と連通する。

20

【0140】

スプール91には、バルブ穴90aに内挿された状態で該バルブ穴90aの奥側(図17において上側)に開口する孔部である油給排ポート91aが形成されている。また、スプール91のパネ94側には、該パネ94を受けるパネ室91bが形成されている。これら油給排ポート91aとパネ室91bとは、スプール91の摺動方向中途部に形成されるオリフィス91cを介して連通される。また、油給排ポート91aは、前記側孔90cと略同径の連通孔91dを介してスプール91側方に開口される。

30

そして、スプール91がパネ94による付勢力によりバルブ穴90aの底面に当接した状態で、該スプール91の連通孔91dとボルト部材90の側孔90cとが互いの中心位置を合わせて連通した状態となる。つまり、スプール91がパネ94により押圧されてバルブ穴90aの底面に当接した状態が、連通孔91dと側孔90cとの連通面積が最大の状態となる。また、バルブ穴90aの底面には、窪み状の油溜り90dが形成されている。

【0141】

このような構成において、スプール91がバルブ穴90aの底面に当接した状態では、チャージ油路16から油路19を介するチャージ圧油は、油溜り95、側孔90c及び連通孔91dを介して油給排ポート91a内に流入する。油給排ポート91a内の圧油は、オリフィス91cを介してパネ室91b側(二次側)へと流出し、パネ受け92の連通孔92aを介してピストン21の油路21bへと流出する。

40

ここで、オリフィス91cにより流量が絞られることから、二次側の油圧が低減する一方、一次側(バルブ穴90aにおけるオリフィス91cより奥側)の油圧は上昇する。この上昇する油圧により、スプール91はパネ94の付勢力に抗してパネ受け92側(図17において下側)へと摺動される。このスプール91の摺動により、連通孔91dと側孔90cとの連通面積は減少することとなる。これにより、油溜り95から側孔90cを介してバルブ穴90a内に流入するチャージ圧油の流量は減少し、定流量バルブ55の一次側の油圧は低減する。そして、二次側の油圧が一次側の油圧を上回ると、スプール91はバルブ穴90a内における奥側に摺動する。

50

【 0 1 4 2 】

つまり、定流量バルブ 5 5 は、該定流量バルブ 5 5 に流入するチャージ圧油の流量が所定量よりも増加すると、スプール 9 1 の摺動によりボルト部材 9 0 の側孔 9 0 c とスプール 9 1 の連通孔 9 1 d との連通面積が減少されて流量が絞られ、逆に流量が所定量よりも減少すると、前記連通面積が増加されて流量が増やされるという可変オリフィスに構成されている。

【 0 1 4 3 】

このように、定流量バルブ 5 5 を、各油圧サーボ機構 2・102 にチャージ圧油を導く油路 19・19 それぞれに設けることにより、油圧サーボ機構 2・102 による可動斜板の制御の安定化を図ることができるとともに、負荷制御機構 4・104 による負荷制御を精度良く行うことができる。

10

つまり、定流量バルブ 5 5 によって油圧サーボ機構 2・102 に導かれる油量を制限することにより、油圧サーボ機構 2・102 の動作を緩慢にすることができるとともに、斜板角度制御バルブ 23 への供給油圧が安定して脈動が抑制され、油圧サーボ機構 2・102 おける制御を安定させることができる。

また、負荷制御機構 4・104 に背圧を供給するチャージ圧油の流量が制限されることがないので、メイン油路 13 からの油圧に対向する背圧を十分に得ることができ、負荷制御を精度良く行うことができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 1 4 4 】

20

【 図 1 】 本発明に係る H S T の全体構成を示す正面一部断面図。

【 図 2 】 同じく側面断面図。

【 図 3 】 同じく背面一部断面図。

【 図 4 】 同じく平面図。

【 図 5 】 同じく平面断面図。

【 図 6 】 負荷制御機構部を示す側面断面図。

【 図 7 】 図 1 の部分拡大図。

【 図 8 】 油圧サーボ機構の変速操作レバーを示す図。

【 図 9 】 油圧ポンプ用の負荷制御機構を示す断面図。

【 図 10 】 油圧モータ用の負荷制御機構を示す断面図。

30

【 図 11 】 本発明に係る H S T の油圧回路図。

【 図 12 】 ニュートラル・チェック・リリーフバルブの構造を示す断面図。

【 図 13 】 同じく動作態様を示す図。

【 図 14 】 本発明に係る H S T の別構成を示す背面一部断面図。

【 図 15 】 スローリターンバルブの構造を示す断面図。

【 図 16 】 同じく動作態様を示す図。

【 図 17 】 定流量バルブの構造を示す断面図。

【 符号の説明 】

【 0 1 4 5 】

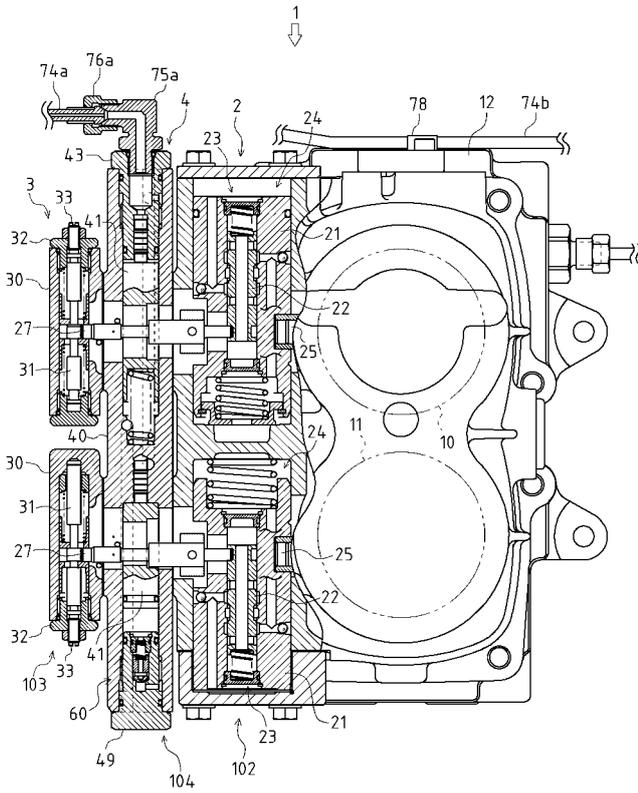
- | | | |
|------------------|----------|----|
| 1 | H S T | 40 |
| 2 | 油圧サーボ機構 | |
| 3 | 中立位置保持機構 | |
| 4 | 負荷制御機構 | |
| 10 | 油圧ポンプ | |
| 10 a | 可動斜板 | |
| 11 | 油圧モータ | |
| 11 a | 可動斜板 | |
| 13 (13 a・13 b) | メイン油路 | |
| 16 | チャージ油路 | |
| 17 | 背圧油路 | 50 |

- 2 7 ピン
- 2 9 変速操作レバー
- 4 0 シリンダ
- 4 1 スプール
- 4 2 a 背圧室
- 5 5 定流量バルブ
- 5 7 ニュートラル・チェック・リリーフバルブ
- 5 8 チェックバルブ
- 5 9 プラグ部材
- 6 0 スローリターンバルブ
- 6 1 オリフィス
- 6 9 絞り
- 7 2 チェックパネ
- 8 4 Oリング
- 1 0 2 油圧サーボ機構
- 1 0 3 最大斜板位置保持機構
- 1 0 4 負荷制御機構
- 1 4 1 スプール
- 1 4 2 a 背圧室
- s 間隔

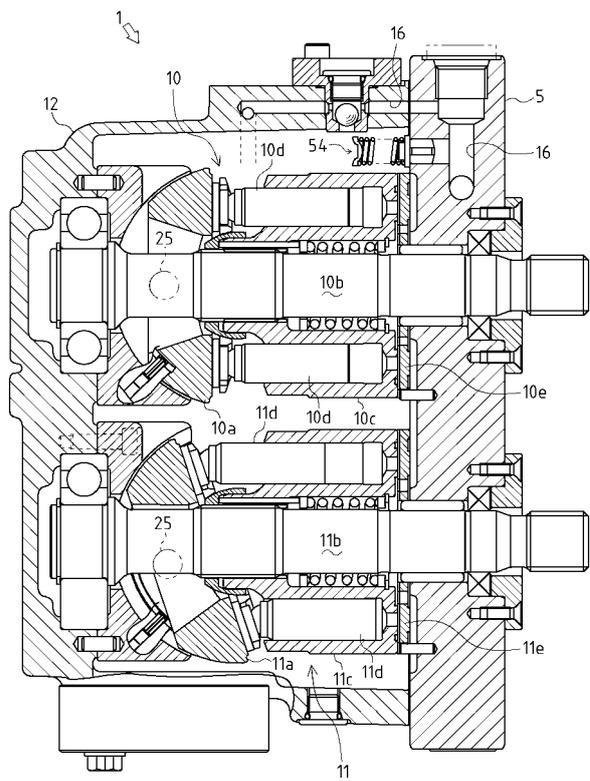
10

20

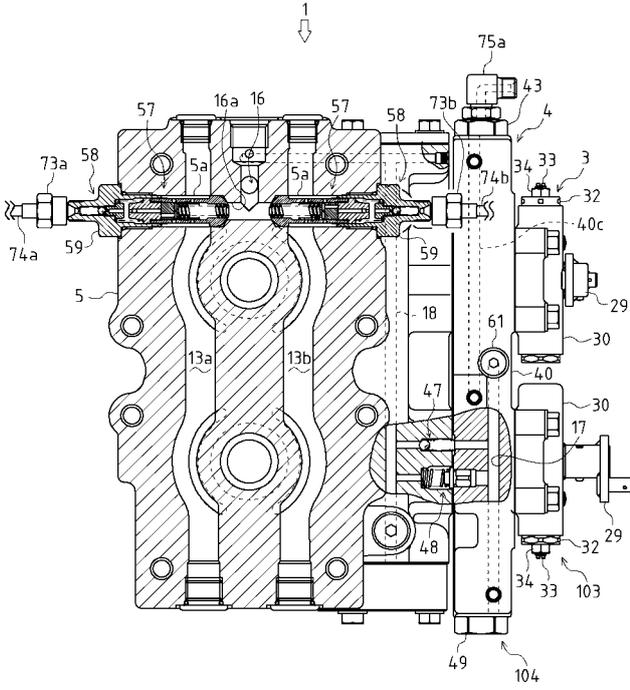
【 図 1 】



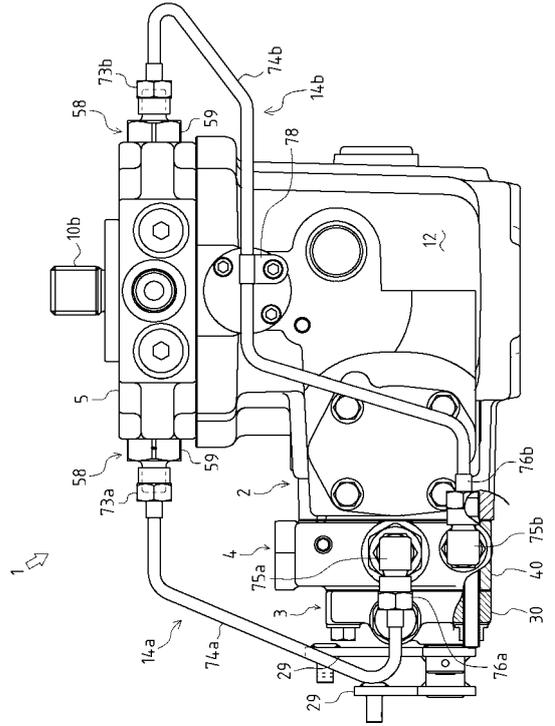
【 図 2 】



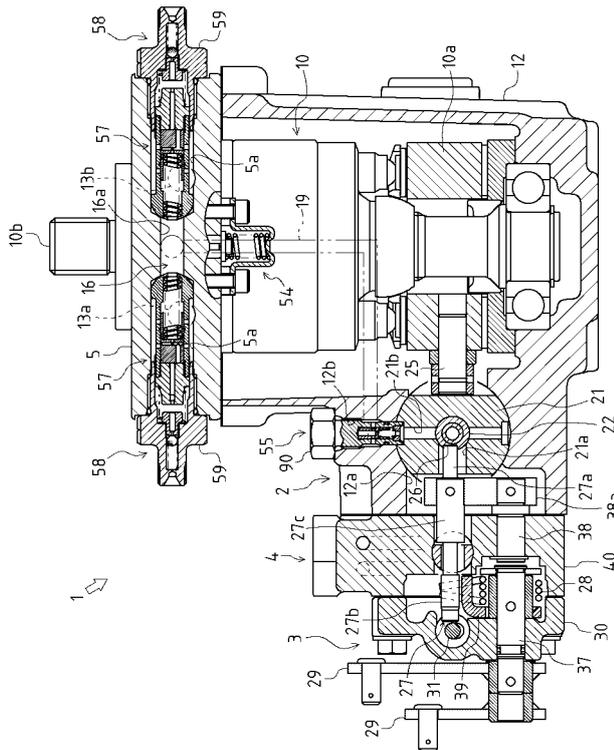
【 図 3 】



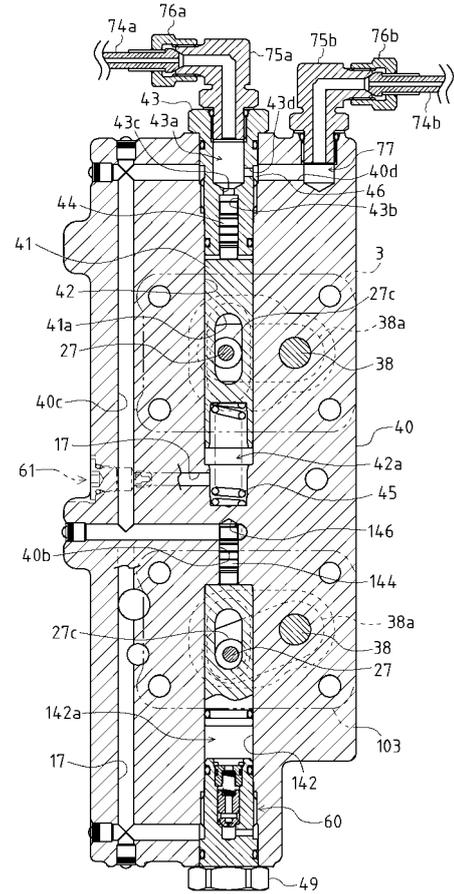
【 図 4 】



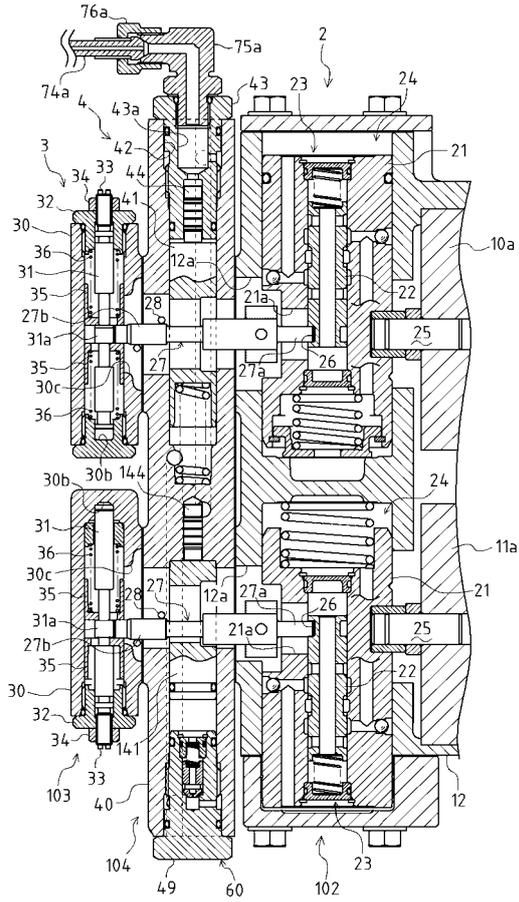
【 図 5 】



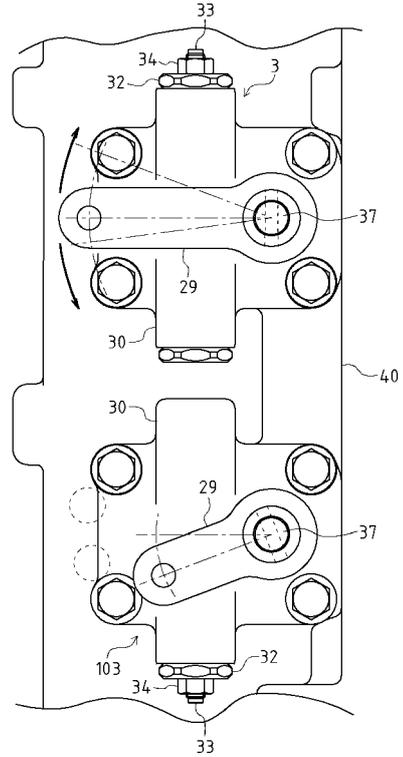
【 図 6 】



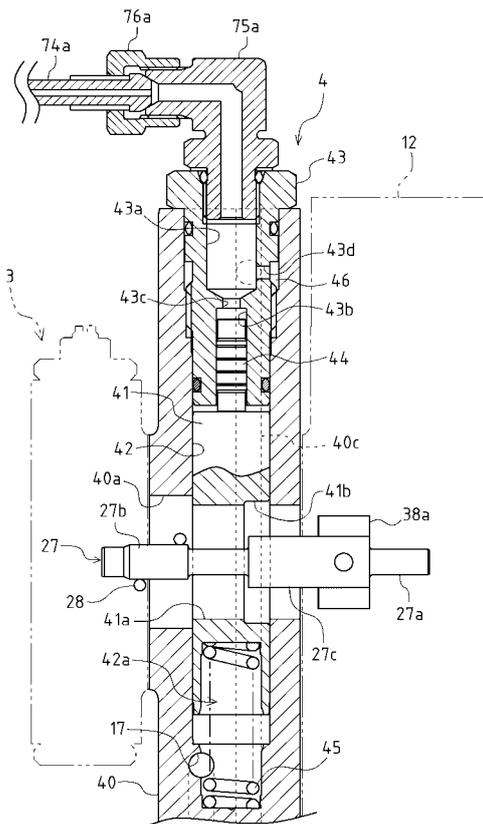
【 図 7 】



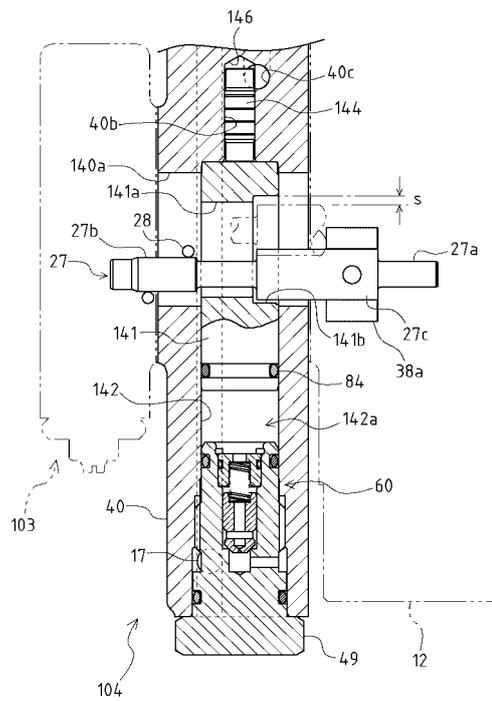
【 図 8 】



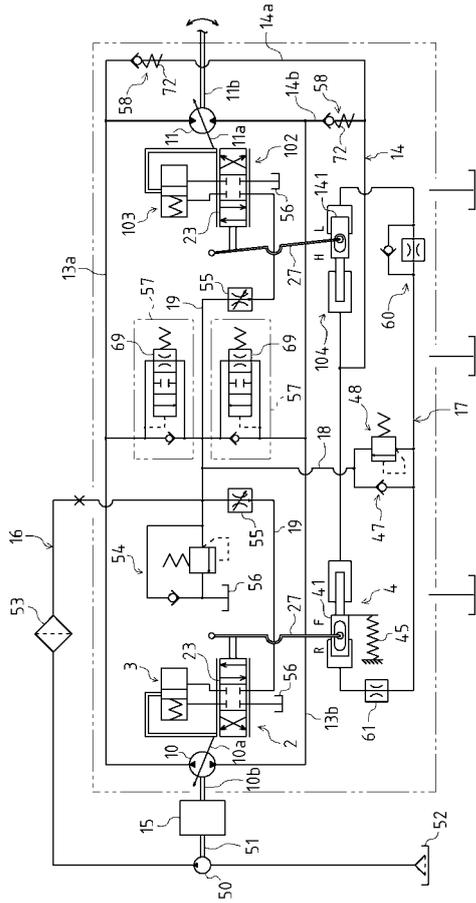
【 図 9 】



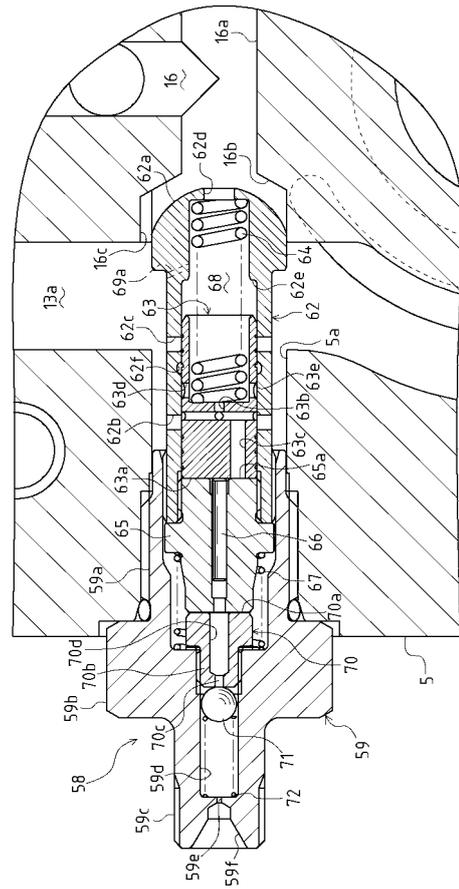
【 図 10 】



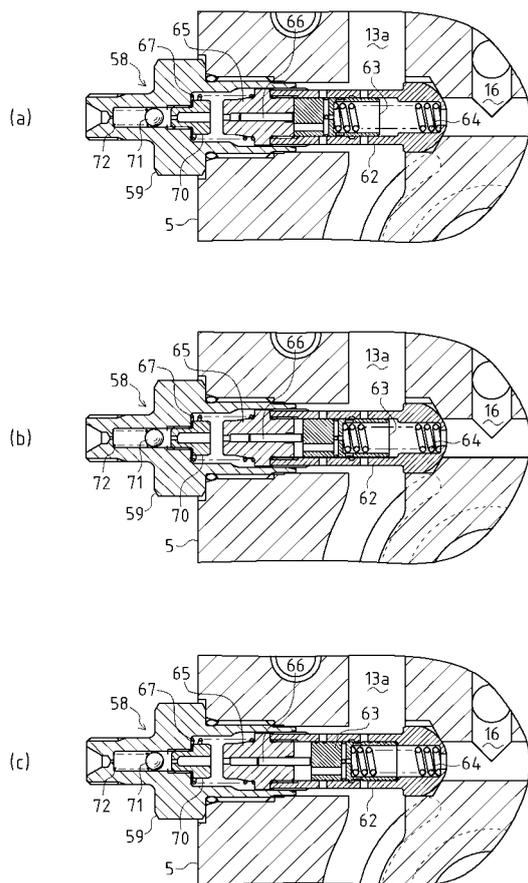
【 図 1 1 】



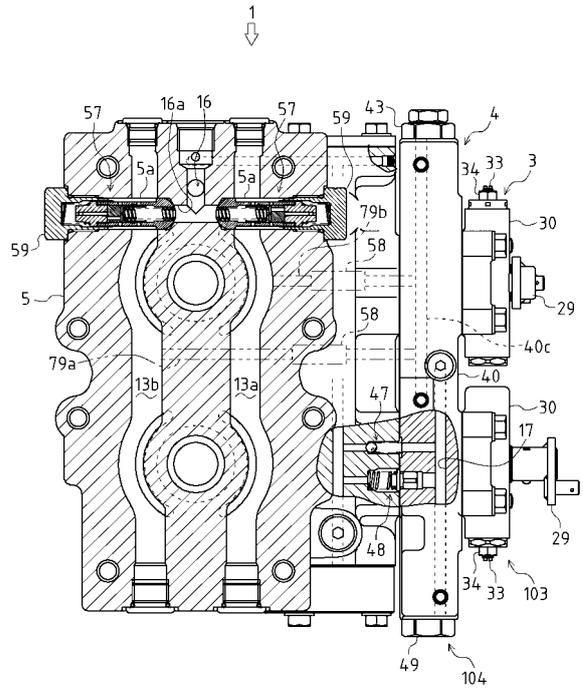
【 図 1 2 】



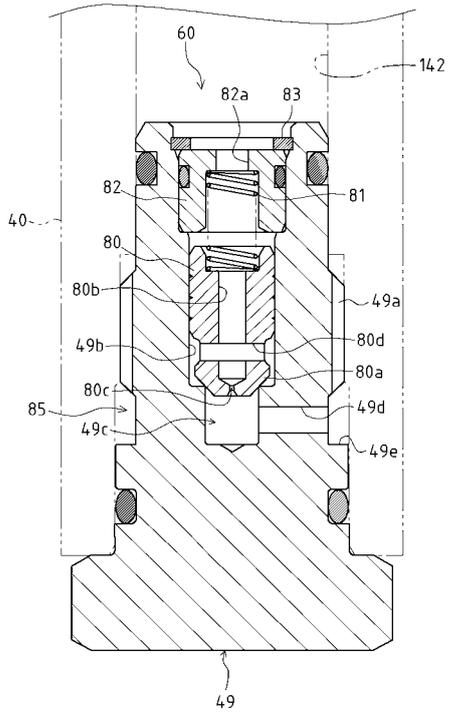
【 図 1 3 】



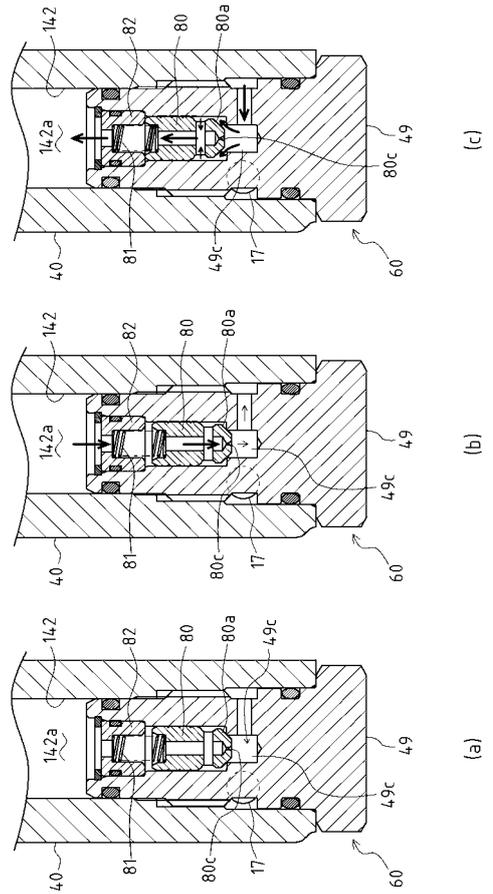
【 図 1 4 】



【 図 15 】



【 図 16 】



【 図 17 】

