(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3647625号
(P3647625)
(45)発行日　平成17年5月18日(2005.5.18)　(24)登録日　平成17年2月18日(2005.2.18)

(51)Int.Cl.[7]　F I
F15B 11/00　F15B 11/00 M

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21)出願番号　特願平9-332407
(22)出願日　平成9年11月17日(1997.11.17)
(65)公開番号　特開平10-205501
(43)公開日　平成10年8月4日(1998.8.4)
審査請求日　平成12年3月1日(2000.3.1)
(31)優先権主張番号　特願平8-310850
(32)優先日　平成8年11月21日(1996.11.21)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

前置審査

(73)特許権者　000005522
日立建機株式会社
東京都文京区後楽二丁目５番１号
(74)代理人　100077816
弁理士　春日　譲
(72)発明者　釣賀　靖貴
茨城県土浦市神立町６５０番地
日立建機株式会社　土浦工場内
(72)発明者　金井　隆史
茨城県土浦市神立町６５０番地
日立建機株式会社　土浦工場内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】油圧駆動装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

エンジン（1）と、このエンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプ（2）と、この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータ（3a-3c）と、前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁（6a-6c）と、前記油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを第１設定値ΔＰLSrefに維持するよう前記油圧ポンプを容量制御するポンプ容量制御手段（5B）とを備え、このポンプ容量制御手段は前記エンジンの回転数に応じて前記ポンプ容量制御手段の第１設定値ΔＰLSrefを変更する第１設定変更手段（38B）を有する油圧駆動装置において、

前記油圧ポンプ（2）の吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータ（3a-3c）の最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを前記第１設定値ΔＰLSrefより高い第２設定値ΔＰunに維持するよう前記油圧ポンプの吐出圧を制御するアンロード弁（80B）と、

前記エンジン（1）の回転数に応じて、前記第１設定変更手段（38B）による第１設定値ΔＰLSrefの変更に合わせて前記アンロード弁（80B）の第２設定値ΔＰunを変更する第２設定変更手段とを備え、

前記第１設定変更手段（38B）は、前記可変容量型の油圧ポンプ（2）とともに前記エンジン（1）により駆動される固定容量油圧ポンプ（30）と、この固定容量油圧ポンプの吐出路（30b）に設けられた流量検出弁（50）と、前記流量検出弁（50）の上流側の圧力と下流側の圧力とが導かれ、当該流量検出弁の前後差圧ΔＰｐに相当する１つの信号圧を発

生する第１圧力制御弁（40）と、前記第１圧力制御弁からの信号圧によって前記第１設定値ΔＰLSrefを変更する操作駆動部（32B）とを有し、前記第２設定変更手段（39B）は、前記アンロード弁（80B）の弁体を閉じ方向に付勢する第１制御圧力室(80h)と、前記第１圧力制御弁からの信号圧を前記アンロード弁の第１制御圧力室に導く油圧ライン(87b)とを有することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項２】

請求項２記載の油圧駆動装置において、前記油圧ポンプ（2）の吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータ（3a-3c）の最高負荷圧ＰLSとが導かれ、それらの差圧ΔＰLSに相当する１つの信号圧を発生する第２圧力制御弁（45）を更に備え、前記アンロード弁（80B）は、アンロード弁の弁体の開け方向に油圧力が作用する第２制御圧力室（80g）を有し、前記第２制御圧力室（80g）に前記第２圧力制御弁（45）の出力信号圧を導くことを特徴とする油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御の油圧駆動装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】

油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御技術として、特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置や英国特許１５９９２３３号明細書に記載の可変容量型油圧ポンプの制御装置がある。

【０００３】

特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置、可変容量型の油圧ポンプの斜板を傾転するサーボピストンと、油圧ポンプの吐出圧Ｐｓとこの油圧ポンプにより駆動されるアクチュエータの負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSによってポンプ吐出圧をサーボピストンに供給して差圧ΔＰLSを設定値ΔＰLSrefに維持し、容量制御する傾転制御装置とを備えている。また、可変容量型の油圧ポンプとともにエンジンにより駆動される固定容量油圧ポンプと、この固定容量油圧ポンプの吐出路に設けられた絞りと、この絞りの前後差圧ΔＰｐによって傾転制御装置の設定値ΔＰLSrefを変更する設定変更手段とを備え、固定容量油圧ポンプの吐出路に設けた絞りの前後差圧の変化でエンジン回転数を検出し、傾転制御装置の設定値ΔＰLSrefを変更するようにしている。

【０００４】

英国特許１５９９２３３号明細書に記載の制御装置も、同様な構成を備えている。すなわち、固定ポンプの吐出路に絞りを設け、この絞りの前後差圧ΔＰｐを設定調整弁の両端の制御圧力室に導いている。原動機の回転数が十分高く、バネで設定された圧力より差圧ΔＰｐが大きい場合、弁装置２１はII側につながれ、ロードセンシング制御を行っている傾転制御弁の目標ロードセンシング差圧ΔＰLSrefが高く設定されている。複数の流量制御弁につながる各アクチュエータの負荷の変化により、原動機が過負荷の状態になり、回転数は低下すると、原動機につながる固定ポンプの吐出量が低下する。このポンプ吐出量の低下により、絞りの前後差圧ΔＰｐに比べバネの設定値が高くなった場合、設定調整弁はＩ側に切り換わり、ロードセンシング制御を行っている傾転制御弁に対する目標ロードセンシング差圧ΔＰLSrefが低く設定されるため、原動機への負荷の軽減が図れる。

【０００５】

【発明が解決しようとする課題】

特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置では、流量制御弁が操作された場合、傾転制御装置には設定変更手段によりエンジン回転数に応じたロードセンシング差圧ΔＰLSrefが設定され、可変容量型油圧ポンプのポンプ吐出管路内の圧力Ｐｓは流量制

御弁により動作されているアクチェータのうちの最高負荷圧ＰLSからロードセンシング差圧ΔＰLSref分だけ高い圧力に保持され、Ｐｓ＝ＰLS＋ΔＰLSrefとなっている。

【０００６】

これに対し、流量制御弁を操作しない場合は、最高負荷圧ＰLSはタンク圧になるため、傾転制御装置はポンプ吐出管路内の圧力を下げるために可変容量型油圧ポンプの傾転角を最小にする。この場合、ポンプ吐出量が微小ながら発生していたり、もしくはポンプ吐出量が全くなく設定されていても、油圧ポンプの斜板の動作の遅れから、小量の流量が発生し、流量制御弁の中立位置で圧油が密閉されるため、圧力がポンプ吐出管路に発生する。

【０００７】

そこで、一般的な油圧回路においては、ポンプ吐出管路に安全弁（リリーフ弁）が接続され、この安全弁により吐出管路内の圧力は、回路全体の許容する圧力の最大値になる。

【０００８】

また、通常ロードセンシング制御を行っている油圧装置には、一般的に油圧ポンプの無負荷時のエネルギ効率を向上するために、ポンプ吐出管路にアンロード弁がつながれ、ポンプ吐出管路内の圧力を、流量制御弁が操作されていない状態で、最高負荷圧ＰLSからバネで設定した差圧ΔＰun分だけ高く保持するように制御している。

【０００９】

このアンロード弁の設定差圧ΔＰunは、傾転制御装置に設定されているロードセンシング差圧ΔＰLSrefより高い値に設定されている。このため、流量制御弁が操作されている場合、システムが正常に動作している状態では、ポンプ吐出管路内の圧力Ｐｓは傾転制御装置によりＰｓ＝ＰLS＋ΔＰLSrefに制御されているため、アンロード弁は動作せず、傾転制御装置によるロードセンシング制御と干渉しないように設定されている。

【００１０】

しかし、作業負荷の変動により最高負荷圧ＰLSが変動する場合、それに追従して油圧ポンプの吐出管路内の圧力Ｐｓも傾転制御装置により調整されるが、ロードセンシング制御によるポンプ傾転の遅れからアクチュエータが要求する流量以上の流量が発生する場合がある。この流量の差がポンプ吐出管路内の圧力をロードセンシング制御による目標圧より偏差させ、系全体の発振の原因となる。

【００１１】

アンロード弁は、この現象に対して系を安定させるように動作し、ポンプ吐出管路内の圧力が設定差圧ΔＰun以上に達した場合、管路内の圧油をタンクに放出する。これは、油圧ポンプの傾転の遅れにより発生した流量分の圧油を放出していることに等しく、結果として系全体は安定する。

【００１２】

このアンロード弁の設定差圧ΔＰunとロードセンシング制御の設定差圧ΔＰLSrefを近い値に設定することで、系全体の安定性が向上する。

【００１３】

ところで、特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置では、設定変更手段において、固定容量ポンプの吐出流量からエンジン回転数を検出し、ロードセンシング制御の設定差圧ΔＰLSrefを可変に調整し、エンジン回転数に応じた操作性の向上を実現している。しかし、このようなポンプ容量装置を備えた油圧回路にアンロード弁を設け、アンロード弁の設定差圧ΔＰunをエンジンの定格回転数でのロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefよりわずかに高い設定にしたシステムを考えた場合、このようなシステムでは、エンジンの定格回転数での系全体の安定化は向上しても、エンジン回転数を低くした場合、ロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefが低下するのに対し、アンロード弁の設定差圧はバネにより固定されているため、ロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefとアンロード弁の設定差圧ΔＰunとの差が大きくなり、エンジン定格回転数と同等な安定性が保てなくなってしまう。

【００１４】

英国特許１５９９２３３号明細書に記載の制御装置でも、アンロード弁を設け、アンロー

ド弁の設定差圧ΔＰunを原動機の定格回転数でのロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefよりわずかに高い設定にしたシステムを考えた場合、このようなシステムでは、原動機の回転数が低くなった場合の系の安定性が保てなくなるという同様な問題がある。

【００１５】

本発明の目的は、エンジン回転数に影響されず、安定したロードセンシング制御を行える油圧駆動装置を提供することである。

【００１６】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成する本発明の特徴及びそれに付随する特徴は次のようである。

【００１７】

（１）まず、本発明では、エンジンと、このエンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、前記油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを第１設定値ΔＰLSrefに維持するよう前記油圧ポンプを容量制御するポンプ容量制御手段とを備え、このポンプ容量制御手段は前記エンジンの回転数に応じて前記ポンプ容量制御手段の第１設定値ΔＰLSrefを変更する第１設定変更手段を有する油圧駆動装置において、前記油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを前記第１設定値ΔＰLSrefより高い第２設定値ΔＰunに維持するよう前記油圧ポンプの吐出圧を制御するアンロード弁と、前記エンジンの回転数に応じて、前記第１設定変更手段による第１設定値ΔＰLSrefの変更に合わせて前記アンロード弁の第２設定値ΔＰunを変更する第２設定変更手段とを備え、前記第１設定変更手段は、前記可変容量型の油圧ポンプとともに前記エンジンにより駆動される固定容量油圧ポンプと、この固定容量油圧ポンプの吐出路に設けられた流量検出弁と、前記流量検出弁の上流側の圧力と下流側の圧力とが導かれ、当該流量検出弁の前後差圧ΔＰｐに相当する１つの信号圧を発生する第１圧力制御弁と、前記第１圧力制御弁からの信号圧によって前記第１設定値ΔＰLSrefを変更する操作駆動部とを有し、前記第２設定変更手段は、前記アンロード弁の弁体を閉じ方向に付勢する第１制御圧力室と、前記第１圧力制御弁からの信号圧を前記アンロード弁の第１制御圧力室に導く油圧ラインとを有するものとする。

【００１８】

このように構成した本発明においては、第１設定変更手段によりエンジンの回転数に応じてポンプ容量制御手段の第１設定値ΔＰLSrefが変更されるとき、第２設定変更手段によりその第１設定値ΔＰLSrefの変更に合わせてアンロード弁の第２設定値ΔＰunが変更されるため、エンジンの回転数を低くしたときに、ポンプ容量制御手段の第１設定値ΔＰLSrefとアンロード弁の第２設定値ΔＰunの差が大きくなることがなく、エンジンの回転数を低くしたときでも、システムの安定性を確保することができる。

【００２０】

また、上記のように第１及び第２設定変更手段を構成することにより、流量検出弁の前後差圧ΔＰｐはエンジンの回転数によって変化するため、第１設定変更手段にあっては、流量検出弁の前後差圧ΔＰｐによって第１設定値ΔＰLSrefを変更することにより第１設定値ΔＰLSrefをエンジン回転数に応じて変更でき、第２設定変更手段においては流量検出弁の前後差圧ΔＰｐによってアンロード弁の第２設定値ΔＰunを変更することにより第２設定値ΔＰunをエンジン回転数に応じて変更でき、第１設定変更手段による第１設定値ΔＰLSrefの変更に合わせてアンロード弁の第２設定値ΔＰunを変更することができる。また、エンジン回転数の変化を流量検出弁の前後差圧ΔＰｐで油圧的に検出するので、油圧的にシステムを構成することができる。

更に、流量検出弁の前後差圧ΔＰｐに相当する信号圧を発生する第１圧力制御弁を設けることにより、操作駆動部及びアンロード弁共に、流量検出弁から１本のパイロットラインで信号圧を導くことができるようになり、回路構成が簡素化されると共に、信号圧が低圧となるのでパイロットラインのホース等を低圧用のものを使用でき安価となる。

【００２５】
これにより第１設定変更手段は、油圧的構成により、上記（３）の機能（エンジンの回転数を検出し、このエンジン回転数がエンジンの最低回転数側の領域にあるときは流量制御弁の合計の最大要求流量Ｑvtotalが油圧ポンプの最大吐出量Ｑsmaxよりも少なくなるようにポンプ容量制御手段の設定値ΔＰLSrefを変更する機能）を実現でき、第２設定変更手段も油圧的構成により上記（３）の機能（エンジン回転数如何にか変わらずポンプ容量制御手段の第１設定値ΔＰLSrefとアンロード弁の第２設定値ΔＰunの差が大きくなることがない機能）を実現できる。
【００２８】
（２）また、上記（１）において、好ましくは、前記油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと前記複数のアクチュエータの最高負荷圧ＰLSとが導かれ、それらの差圧ΔＰLSに相当する１つの信号圧を発生する第２圧力制御弁を更に備え、前記アンロード弁は、アンロード弁の弁体の開け方向に油圧力が作用する第２制御圧力室を有し、前記第２制御圧力室に前記第２圧力制御弁の出力信号圧を導く。
【００２９】
これによりアンロード弁は、ポンプ吐出圧Ｐｓと最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSに関しても１本の低圧用のパイロットラインで信号圧を導くことができるようになり、回路構成がより簡素化されかつ安価となる。
【００３０】
【発明の実施の形態】
以下、本発明の実施形態を図面を用いて説明する。
【００３１】
図１は本発明の基本的な考え方を示す油圧駆動装置の構成を示すもので、この油圧駆動装置は、エンジン１と、このエンジン１により駆動される可変容量型の油圧ポンプ２と、この油圧ポンプ２から吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃと、油圧ポンプ２の吐出管路１００に接続され、油圧ポンプ２からアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃに供給される圧油の流量と方向をそれぞれ制御する複数の切換制御弁４ａ，４ｂ，４ｃからなる弁装置４と、油圧ポンプ２を容量制御するポンプ容量制御装置５と、油圧ポンプ２の吐出管路１００をタンク１０１に連絡する分岐管路１０２に設けられたアンロード弁８０とを備えている。
【００３２】
複数の切換制御弁４ａ，４ｂ，４ｃは、それぞれ、複数の流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃと、これら複数の流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧を同じに制御する複数の圧力補償弁７ａ，７ｂ，７ｃとで構成されている。
【００３３】
複数の圧力補償弁７ａ，７ｂ，７ｃは、それぞれ、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの上流に設置された前置きタイプであり、圧力補償弁７ａは２対の対向する制御圧力室７０ａ，７０ｂ及び７０ｃ，７０ｄを有し、制御圧力室７０ａ，７０ｂに流量制御弁６ａの上流側及び下流側の圧力をそれぞれ導き、制御圧力室７０ｃ，７０ｄに油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSとをそれぞれ導き、これにより流量制御弁６ａの前後差圧を閉弁方向に作用させるとともに、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを開弁方向に作用させ、その差圧ΔＰLSを圧力補償の目標差圧として流量制御弁６ａの前後差圧を制御する。圧力補償弁７ｂ，７ｃも同様に構成されている。
【００３４】
このように圧力補償弁７ａ，７ｂ，７ｃが同じ差圧ΔＰLSを目標差圧としてそれぞれの流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧を制御することにより、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧はともに差圧ΔＰLSになるように制御され、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの要求流量は差圧ΔＰLSの平方根とそれぞれの開口面積との積で表されるものとなる。
【００３５】

複数の流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃには、それぞれ、アクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの駆動時にそれらの負荷圧を取り出す負荷ポート６０ａ，６０ｂ，６０ｃが設けられ、これら負荷ポート６０ａ，６０ｂ，６０ｃに取り出された負荷圧のうちの最高の圧力が負荷ライン８ａ，８ｂ，８ｃ、８ｄ及びシャトル弁９ａ，９ｂを介して信号ライン１０に検出され、この圧力が上記最高負荷圧ＰLSとして圧力補償弁７ａ，７ｂ，７ｃに与えられる。

【００３６】

油圧ポンプ２は斜板２ａの傾転角を大きくすることにより吐出量を増加させる斜板ポンプであり、ポンプ容量制御装置５は、油圧ポンプ２の斜板２ａを傾転するサーボピストン２０と、このサーボピストン２０を駆動し、斜板２ａの傾転角を制御することで油圧ポンプ２の容量制御をする傾転制御装置２１とを備えている。サーボピストン２０は吐出管路１００からの圧力（油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓ）と傾転制御装置２１からの指令圧力とによって動作する。傾転制御装置２１は第１傾転制御弁２２と第２傾転制御弁２３とを有している。

【００３７】

第１傾転制御弁２２は吐出管路１００からの圧力（油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓ）が高くなると油圧ポンプ２の吐出量を減少させる馬力制御弁であり、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓを元圧として入力し、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓがバネ２２ａで設定される所定レベル以下であればスプール２２ｂを図示右方に移動し、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓをそのまま出力する。このとき、この出力圧が指令圧力としてそのままサーボピストン２０に与えられると、サーボピストン２０は面積差により図示左方に移動し、斜板２ａの傾転角を増加させ、油圧ポンプ２の吐出量を増加する。その結果、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓが上昇する。油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓがバネ２２ａの所定レベルを越えるとスプール２２ｂを図示左方に移動して吐出圧Ｐｓを減圧し、その低下した圧力を指令圧力として出力する。このため、サーボピストン２０は図示右方に移動し、斜板２ａの傾転角を減少させ、油圧ポンプ２の吐出量を減少する。その結果、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓが低下する。

【００３８】

第２傾転制御弁２３は、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓとアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを目標差圧ΔＰLSrefに維持するように制御するロードセンシング制御弁であり、目標差圧ΔＰLSrefの基本値を設定するバネ２３ａと、スプール２３ｂと、吐出管路１００からの圧力（油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓ）とアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSによって動作し、スプール２３ｂを動かす第１操作駆動部２４とを有している。

【００３９】

第１操作駆動部２４は、スプール２３ｂに作用するピストン２４ａと、ピストン２４ａにより分割された２つの油圧室２４ｂ，２４ｃとを有し、油圧室２４ｂには油圧ポンプ２の吐出圧が導かれ、油圧室２４ｃには最高負荷圧ＰLSが導かれかつ上記のバネ２３ａが内蔵されている。

【００４０】

また、第２傾転制御弁２３は第１傾転制御弁２２の出力圧を元圧として入力し、目標差圧ΔＰLSrefに比べ差圧ΔＰLSが低い場合は、第１操作駆動部２４によりスプール２３ｂが図示左方に移動し、第１傾転制御弁２２の出力圧をそのまま出力する。このとき、第１傾転制御弁２２の出力圧が油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓであるとすると、この吐出圧Ｐｓが指令圧力としてサーボピストン２０に与えられ、サーボピストン２０は面積差により図示左方に移動し、斜板２ａの傾転角を増加させ、油圧ポンプ２の吐出量を増加する。その結果、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓが上昇し、差圧ΔＰLSが上昇する。逆に目標差圧ΔＰLSrefに対し差圧ΔＰLSが高い場合は、第１操作駆動部２４によりスプール２３ｂが図示右方に移動して第１傾転制御弁２２の出力圧を減圧し、その低下した圧力を指令圧力として出力する。このため、サーボピストン２０は図示右方に移動し、斜板２ａの傾転角を減少させ、油圧ポンプ２の吐出量を減少する。その結果、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓが低下し、差圧ΔＰLSが低下する。結果として、差圧ΔＰLSは目標差圧ΔＰLSrefに維持される。

【００４１】
ここで、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧は圧力補償弁７ａ，７ｂ，７ｃにより同じ値である差圧ΔＰLSになるように制御されているので、上記のように差圧ΔＰLSが目標差圧ΔＰLSrefに維持されることは、結果として流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧が目標差圧ΔＰLSrefに維持されることになる。
【００４２】
また、ポンプ容量制御装置５は、第２傾転制御弁２３の目標差圧ΔＰLSrefをエンジン１の回転数の変化に応じて変更する第１設定変更手段３８を有し、この第１設定変更手段３８は、可変容量型の油圧ポンプ２とともにエンジン１により駆動される固定容量油圧ポンプ３０と、この固定容量油圧ポンプ３０の吐出路３０ａ，３０ｂに設けられた流量検出弁としての絞り５０と、この絞り５０の前後差圧ΔＰｐによって目標差圧ΔＰLSrefを変更する第２操作駆動部３２とで構成されている。
【００４３】
固定容量油圧ポンプ３０は通常パイロット油圧源として設けられているものであり、吐出路３０ｂにはパイロット油圧源としての元圧を規定するリリーフ弁３３が接続され、更に吐出路３０ｂは、例えば流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃを切換操作するためのパイロット圧を生成するリモコン弁（図示せず）へと接続されている。
【００４４】
第２操作駆動部３２は、第２傾転制御弁２３の第１操作駆動部２４と一体に設けられた追加の操作駆動部であり、第１操作駆動部２４のピストン２４ａに作用するピストン３２ａと、ピストン３２ａにより分割された２つの油圧室３２ｂ，３２ｃとを有し、油圧室３２ｂにはパイロットライン３４ａを介して絞り５０の上流側の圧力が導かれ、油圧室３２ｃにはパイロットライン３４ｂを介して絞り５０の下流側の圧力が導かれ、ピストン３２ａは絞り５０の前後差圧ΔＰｐに応じた力でピストン２４ａを図示左方に付勢している。第２傾転制御弁２３の目標差圧ΔＰLSrefは上記のバネ２３ａにより与えられる基本値とこのピストン３２ａの付勢力によって設定され、絞り５０の前後差圧ΔＰｐが小さくなるとピストン３２ａはピストン２４ａを押す力を小さくし、目標差圧ΔＰLSrefを小さくし、前後差圧ΔＰｐが増大するとピストン３２ａはピストン２４ａを押す力を大きくし、目標差圧ΔＰLSrefを大きくする。
【００４５】
ここで、絞り５０の前後差圧ΔＰｐはエンジン１の回転数によって変化するため、第１設定変更手段３８はエンジン回転数に応じて第１傾転制御弁２３の目標差圧ΔＰLSrefを変更するものとなる。
【００４６】
アンロード弁８０は、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSをロードセンシング制御の目標差圧（以下、「ロードセンシング設定差圧」という）ΔＰLSrefより高い設定差圧ΔＰunに維持するよう油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓを制御するもので、弁体８０ａの開度を開ける方向に圧力が作用する第１制御圧力室８０ｂと、開度を閉める方向に圧力が作用する第２制御圧力室８０ｃと、開度を閉める方向に付勢するバネ８０ｄと、開度を閉める方向に圧力が作用する第３制御圧力室８０ｅと、開度を開ける方向に圧力が作用する第４制御圧力室８０ｆとを有し、第１制御圧力室８０ｂにパイロットライン８５ａを介して可変容量型の油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓを導き、第２制御圧力室８０ｃにパイロットライン８５ｂを介して最高負荷圧ＰLSを導き、第３制御圧力室８０ｅにパイロットライン８６ａを介して絞り５０の上流の圧力を導き、第４制御圧力室８０ｆにパイロットライン８６ｂを介して絞り５０の下流の圧力を導いている。
【００４７】
ここで、絞り５０の前後差圧ΔＰｐはエンジン１の回転数によって変化するため、第３及び第４制御圧力室８０ｅ，８０ｆ及びパイロットライン８６ａ，８６ｂは、エンジン１の回転数に応じて、第１設定変更手段３８によるロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefの変

更に合わせてアンロード弁８０の設定差圧ΔＰunを変更する第２設定変更手段３９を構成する。

【００４８】

すなわち、アンロード弁８０は、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの前後差圧ΔＰLSがロードセンシング設定差圧ΔＰLSref（＝ΔＰｐ）よりバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高くなった場合に作動し、吐出管路１００内の圧油をタンク１０１に放出する。結果として、吐出管路１００内圧はロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefよりバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高い設定差圧ΔＰunに制御される。この時のアンロード弁８０の設定差圧ΔＰunはΔＰun＝ΔＰLSref＋Ｐspで与えられる。このアンロード弁８０の設定差圧ΔＰunはロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefによって与えられているため、このロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefがエンジン１の回転数の変化により変化すると、アンロード弁８０の設定差圧ΔＰunも変化する。この設定差圧ΔＰunはエンジン１の回転数の変化に対して、常にロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefよりバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高い値で与えられることになる。

【００４９】

上記のアンロード弁８０の動作を従来の設定差圧ΔＰunを一定としたアンロード弁の動作と比較して説明する。なお、以下において、従来のアンロード弁を固定式のアンロード弁と称し、本発明のアンロード弁を可変アンロード弁と称する。

【００５０】

まず、絞り５０を含むを含む設定変更手段３８の作用を説明する。

【００５１】

固定容量油圧ポンプ３０はエンジン１の回転数Ｎに押しのけ容積Ｃｍを乗じた流量Ｑｐを吐出する。

【００５２】

Ｑｐ＝ＣｍＮ　　…（１）

絞り５０の開口面積をＡｐとすると、エンジン１の回転数Ｎと絞り５０の前後差圧ΔＰｐは以下の式で関係ずけられる。

【００５３】

$$Qp = cAp\sqrt{((2/\rho)\,\Delta Pp)} \qquad \cdots (2)$$

$$\Delta Pp = (\rho/2)\,(Qp/cAp)^2 = (\rho/2)\,(CmN/cAp)^2 \qquad \cdots (3)$$

ここで、絞り５０は固定絞りであり、開口面積Ａｐは一定であるので、式（３）より前後差圧ΔＰｐは油圧ポンプ３０の吐出量Ｑｐ又はエンジン１の回転数Ｎに対して図２（ａ）に示すように二次曲線的に増加する。また、第２操作駆動部３２によりΔＰLSref∝ΔＰｐとなるので、ロードセンシング設定差圧ΔＰLSrefも油圧ポンプ３０の吐出量Ｑｐ又はエンジン１の回転数Ｎに対して図２（ａ）に示すように二次曲線的に増加する。

【００５４】

また、流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃの１つ、例えば流量制御弁６ａの前後差圧ΔＰLSが目標値ΔＰLSrefに制御されている場合、流量制御弁６ａの開口面積をＡｖとすると、流量制御弁６ａの要求する流量Ｑｖは以下の式で与えられる。

【００５５】

Ｑｖ＝ｃＡｖ√（（２／ρ）ΔＰLSref）　　…（４）

すなわち、要求流量Ｑｖは目標差圧ΔＰLSrefに対して図２（ｂ）で示すように二次曲線的に増大する。

【００５６】

ここで、流量制御弁６ａの目標前後差圧ΔＰLSrefは絞り５０の前後差圧ΔＰｐによって与えられるから（ΔＰLSref∝ΔＰｐ）、式（３）から、要求流量Ｑｖは以下のようにエンジン１の回転数Ｎと関係ずけることができる。

【００５７】
Ｑｖ∝（Ａｖ／Ａｐ）ＣｍＮ　　…（５）
すなわち、図２（ａ）に示す流量Ｑｐと前後差圧ΔＰｐとの二次曲線の関係（式（３））と図２（ｂ）に示す前後差圧ΔＰＬＳと要求流量Ｑｖとの二次曲線の関係（式（４））が組み合わされ、要求流量Ｑｖはエンジン１の回転数Ｎに対して図２（ｃ）に示すように概ね直線的に増大する。
【００５８】
以上は、１つの流量制御弁６ａについてものもであるが、２つ若しくは３つといった複数のアクチュエータを駆動する場合は流量制御弁６ａ，６ｂ又は６ａ，６ｂ，６ｃのそれぞれについて図２（ｃ）の関係が得られ、エンジン１の回転数Ｎと合計の要求流量Ｑｖの関係は図２（ｃ）の関係を単純に加算した関係となる。
【００５９】
以上のようにエンジン回転数に応じてロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳref及び要求流量Ｑｖを変化させることにより、流量制御弁の開口面積が一定でもエンジン回転数に応じてアクチュエータへの供給流量が変化するので、エンジン回転数に応じたアクチュエータ速度にできる。また、２つ以上のアクチュエータを複合駆動する場合でも、流量制御弁の開口面積比に応じてポンプ吐出量が分配され、複合操作性の劣化が防止される。
【００６０】
以上のようにエンジン回転数に応じてロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefが変化するときのそのロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefと本発明の可変アンロード弁８０の設定差圧ΔＰunとの関係を固定式のアンロード弁の場合と比較して図３に示す。
【００６１】
図３において、ロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefは図２（ａ）と同様、エンジン回転数に応じて二次曲線的に変化しており、本発明の可変アンロード弁の設定差圧ΔＰunは、ロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefよりバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高い値で変化するため、ロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefと同様、エンジン回転数に応じて二次曲線的に変化する。一方、固定式アンロード弁の設定差圧ΔＰunはエンジン回転数が変化しても一定である。
【００６２】
エンジン１の回転数が通常掘削を行うのに適した定格回転数にある状態１では、従来の固定式アンロード弁及び本発明の可変アンロード弁ともに、設定差圧ΔＰunはロードセンシング目標差圧ΔＰＬＳrefよりわずかに高い値に設定されている。両者は同じ設定差圧ではあるが、固定式のアンロード弁の設定差圧は固定されているのに対し、本発明の可変アンロード弁の設定差圧はロードセンシング目標差圧ΔＰＬＳrefよりアンロード弁のバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高い値で与えられているという点で異なる。結果として、状態１よりエンジン回転数の低い状態、例えばアイドル回転数（最低回転数）の状態２において、従来の固定式アンロード弁の設定差圧ΔＰunはロードセンシング目標差圧ΔＰＬＳrefよりはるかに高い設定となる。これに対し、本発明の可変アンロード弁は、設定差圧ΔＰunがロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefよりバネ８０ｄの設定圧Ｐsp分だけ高い値で変化するため、アンロード弁の設定差圧ΔＰunとロードセンシング目標差圧ΔＰＬＳrefとはその差が変化しない。
【００６３】
このように本構成においては、エンジン１の回転数を低くしたときに、ロードセンシング設定差圧ΔＰＬＳrefとアンロード弁設定差圧ΔＰunの差が大きくなることがなく、エンジン１の回転数を低くしたときでも、システムの安定性を確保することができる。
【００９６】
本発明の一実施形態を図４により説明する。図中、図１に示すものと同等の部材には同じ符号を付している。
【００９７】
図４において、本実施形態のポンプ容量制御装置５Ｂにおいて、第１設定変更手段３８

Ｂは、流量検出弁である絞り５０の前後差圧ΔＰｐに相当する信号圧を出力する圧力制御弁４０を有している。この圧力制御弁４０は、弁体４０ａを増圧方向に付勢する制御圧力室４０ｂ及び弁体４０ａを減圧方向に付勢する制御圧力室４０ｃ，４０ｄを有し、絞り５０の上流側の圧力を制御圧力室４０ｂに導き、絞り５０の下流側の圧力及び自身の出力圧力をそれぞれ制御圧力室４０ｃ，４０ｄに導き、これらの圧力のバランスにより絞り５０の前後差圧ΔＰｐに相当する信号圧を絶対圧として生成する。この信号圧はパイロットライン４１ａを介して第２操作駆動部３２Ｂの油圧室３２ｂに導かれ、かつ第２操作駆動部３２Ｂの油圧室３２ｃはパイロットライン４１ｂを介してタンクに連通している。

【００９８】

また、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｃの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSに相当する信号圧を発生する圧力制御弁４５が更に設けられている。この圧力制御弁４５は、弁体４５ａを増圧方向に付勢する制御圧力室４５ｂ及び弁体４５ａを減圧方向に付勢する制御圧力室４５ｃ，４５ｄを有し、油圧ポンプ２の吐出圧Ｐｓを制御圧力室４５ｂに導き、最高負荷圧ＰLS及び自身の出力圧力をそれぞれ制御圧力室４５ｃ，４５ｄに導き、これらの圧力のバランスによりポンプ吐出圧Ｐｓと最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSに相当する信号圧を絶対圧として生成する。

【００９９】

アンロード弁８０Ｂは、図１に示した第１及び第２の２つの制御圧力室８０ｂ，８０ｃに代え開度を開ける方向に圧力が作用する１つの制御圧力室８０ｇと、図１に示した第３及び第４の２つの制御圧力室８０ｅ，８０ｆに代え開度を閉める方向に圧力が作用する１つの制御圧力室８０ｈを有し、制御圧力室８０ｇにはパイロットライン８７ａを介して圧力制御弁４５からの信号圧が導かれ、制御圧力室８０ｈにはパイロットライン８７ｂを介して圧力制御弁４０からの信号圧が導かれている。

【０１００】

このように構成した本実施形態においても、第２操作駆動部３２Ｂは絞り５０の前後差圧ΔＰｐによって目標差圧ΔＰLSrefを変更するように動作するとともに、アンロード弁８０Ｂは、流量検出弁３１の前後差圧ΔＰｐによって、目標差圧ΔＰLSrefに合わせて設定差圧ΔＰunを変更するように動作する。

【０１０１】

したがって、本実施形態によっても図１に示した構成と同様の作用効果が得られる。

【０１０２】

また、本実施形態によれば、第１設定変更手段３８Ｂにおいては、圧力制御弁４０から第２操作駆動部３２Ｂに信号圧を導くのに１本のパイロットライン４１ａで良くなり、かつアンロード弁８０Ｂにあっては信号圧を導くのに２本のパイロットライン８７ａ，８７ｂでよくなり、回路構成が簡素化される。また、圧力制御弁４０，４５で差圧を絶対圧として検出するため個々の圧力をそのまま検出する場合よりも信号圧が低圧となり、パイロットライン４１ａ，４１ｂ，８７ａ，８７ｂのホース等を低圧用のものを使用でき、回路構成が安価となる。

【０１０４】

なお、以上の実施形態では、圧力補償弁は流量制御弁の上流に設置される前置きタイプとしたが、流量制御弁の下流に設置され、全ての流量制御弁の出口圧力を同じ最大負荷圧に制御することで前後差圧を同じ差圧ΔＰLSに制御する後置きタイプであっても良い。

【０１０５】

【発明の効果】

本発明によれば、エンジン回転数に影響されず、安定したロードセンシング制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

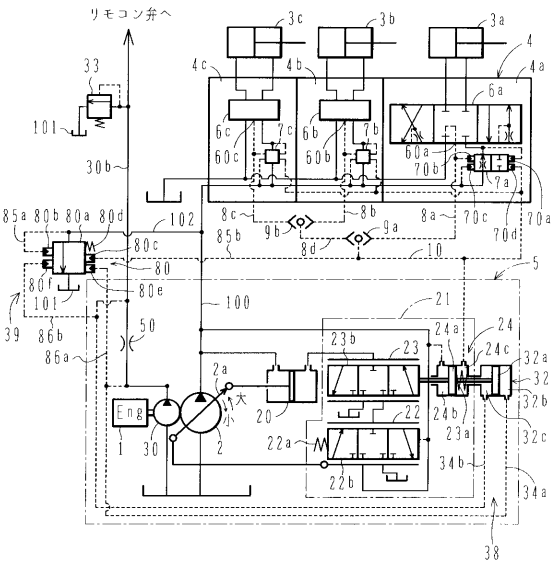
【図１】　本発明の基本的な考え方を示す油圧駆動装置の構成を示す油圧回路図である。

【図２】　図１に示す流量検出弁（絞り）の作用を説明する図である。

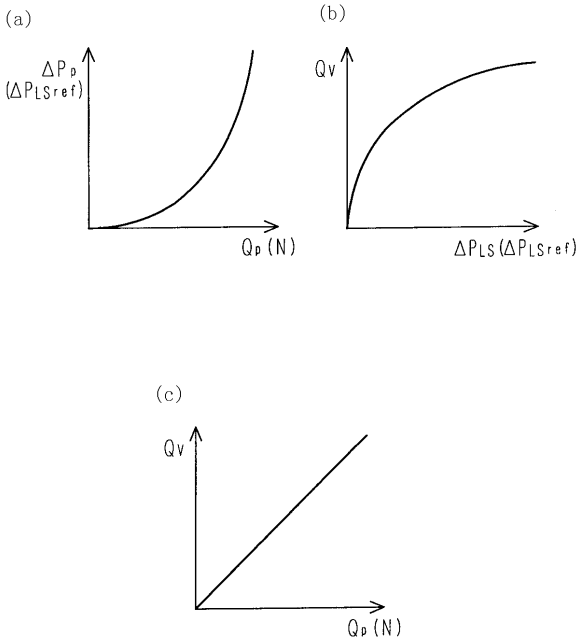
【図３】　図１に示すアンロード弁の作用を従来のものと比較して示す図である。

【図４】　本発明の一実施形態による油圧駆動装置の構成を示す油圧回路図である。
【符号の説明】
１　エンジン
２　可変容量型の油圧ポンプ
３ａ，３ｂ，３ｃ　アクチュエータ
４ａ，４ｂ，４ｃ　切換制御弁
５　ポンプ容量制御装置
６ａ，６ｂ，６ｃ　流量制御弁
７ａ，７ｂ，７ｃ　圧力補償弁
２０　サーボピストン
２１　傾転制御装置
２２　第１傾転制御弁
２３　第２傾転制御弁
２４　第１操作駆動部
３０　固定容量油圧ポンプ
３２　第２操作駆動部
３８　第１設定変更手段
３９　第２設定変更手段
４０　圧力制御弁
５０　絞り
８０　アンロード弁
８０ａ　弁体
８０ｂ　第１制御圧力室
８０ｃ　第２制御圧力室
８０ｄ　バネ
８０ｅ　第３制御圧力室
８０ｆ　第４制御圧力室
８０ｇ　制御圧力室

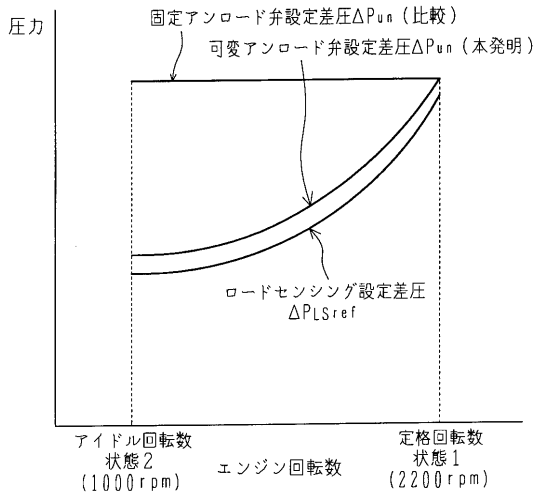
【図１】


リモコン弁へ
Eng
大
小

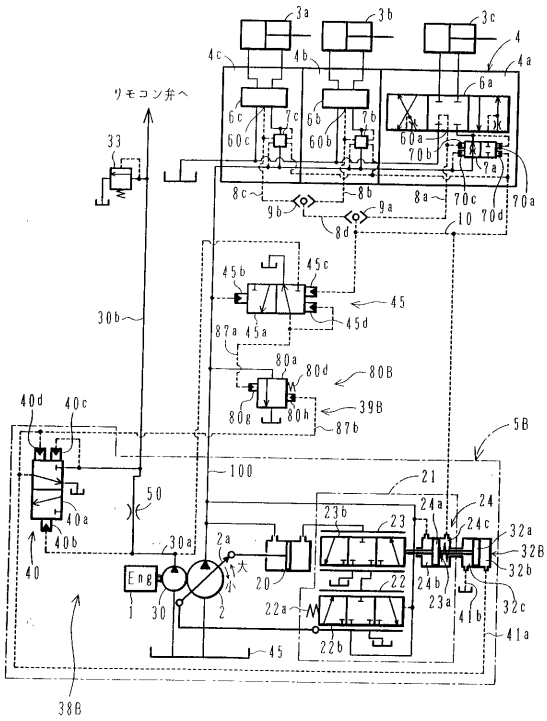
【図２】


(a)
ΔPp
(ΔPLSref)
Qp (N)
(b)
Qv
ΔPLS(ΔPLSref)
(c)
Qv
Qp (N)

【図３】


圧力
固定アンロード弁設定差圧ΔPun（比較）
可変アンロード弁設定差圧ΔPun（本発明）
ロードセンシング設定差圧
ΔPLSref
アイドル回転数
状態２
(1000rpm)
エンジン回転数
定格回転数
状態１
(2200rpm)

【図４】


リモコン弁へ
Eng
大
小

フロントページの続き

(72)発明者　川本　純也
茨城県土浦市神立町６５０番地　　日立建機株式会社　土浦工場内

審査官　細川　健人

(56)参考文献　特開平０５－０３３７７６（ＪＰ，Ａ）
特開平０４－１３６５０９（ＪＰ，Ａ）
特開平０５－１８７４１１（ＪＰ，Ａ）
特開平０５－０３３７７５（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－２２１３０５（ＪＰ，Ａ）
国際公開第９２／６３０６（WO，Ａ１）
実開平０４－１１９６０４（ＪＰ，Ｕ）

(58)調査した分野(Int.Cl.^{7}，ＤＢ名)
F15B 11/00