(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3910280号
(P3910280)
(45)発行日　平成19年4月25日(2007.4.25)　(24)登録日　平成19年2月2日(2007.2.2)

(51)Int.Cl.		F I		
F15B 11/00	(2006.01)	F15B	11/00	M
F04B 1/26	(2006.01)	F04B	1/26	101
G05D 7/01	(2006.01)	G05D	7/01	A

請求項の数 6　(全 16 頁)

(21)出願番号　特願平9-332406
(22)出願日　平成9年11月17日(1997.11.17)
(65)公開番号　特開平10-196604
(43)公開日　平成10年7月31日(1998.7.31)
審査請求日　平成12年3月1日(2000.3.1)
審判番号　不服2004-20288(P2004-20288/J1)
審判請求日　平成16年9月30日(2004.9.30)
(31)優先権主張番号　特願平8-304742
(32)優先日　平成8年11月15日(1996.11.15)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(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と（2）、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,3b）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,6b）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（5,5A）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設定値ΔＰLSrefを変更可能になっている油圧駆動装置において、

前記複数の流量制御弁（6a,6b）の前後差圧を前記差圧ΔＰLSと同じ差圧に制御する複数の圧力補償弁（7a,7b）と、

前記エンジン（1）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、前記差圧ΔＰLSの平方根と前記複数の流量制御弁（6a,6b）のそれぞれの開口面積との積で表される複数の流量制御弁（6a,6b）の合計の最大要求流量Ｑvtotalが前記油圧ポンプ（2）のその時のエンジン回転数における最大吐出量Ｑsmaxよりも少なくなるように、前記ポンプ容量制御手段（5,5A,5B）の設定値ΔＰLSrefを変更する設定変更手段（38,38A）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１記載の油圧駆動装置において、前記設定変更手段（38）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（31,31B）と、前記流量検出弁の前後差圧ΔＰｐによって前記設定値ΔＰLSrefを変更する操作駆動部（32,32A）とを有し、前記流量検出弁は、前記エンジン回転数が前記最低回転数側の領域にあるときよりも前記定格回転数側の領域にあるときの方が開口面積が大きくなるよう構成されていることを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項３】

請求項２記載の油圧駆動装置において、前記流量検出弁（31）は、可変絞り（31a）を備えた弁装置（31b）と、前記エンジン（1）の回転数が低下するに従って前記可変絞り（31a）の開口面積が小さくなるよう調整する絞り調整手段（31c,31d,31e）とを有することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項４】

請求項３記載の油圧駆動装置において、前記絞り調整手段（31c,31d,31e）は、前記流量検出弁（31）自身の前後差圧ΔＰｐに依存して前記弁装置（31b）の位置を調整することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項５】

請求項２記載の油圧駆動装置において、前記設定変更手段（38A）は、前記流量検出弁（31）の前後差圧ΔＰｐに相当する信号圧を発生する圧力制御弁（40）を更に有し、前記操作駆動部（32A）はこの圧力制御弁からの信号圧によって前記設定値ΔＰLSrefを変更することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項６】

請求項２記載の油圧駆動装置において、前記ポンプ容量制御手段（5,5A）は、前記可変容量型の油圧ポンプ（2）の押しのけ容積可変機構（2a）を作動するサーボピストン（20）と、前記油圧ポンプ（2）の吐出圧Ｐｓとアクチュエータ（3a,3b）の負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSに応じて前記サーボピストンを駆動し前記差圧ΔＰLSを前記設定値ΔＰLSrefに維持する傾転制御装置（21）とを有し、この傾転制御装置は前記設定値ΔＰLSrefの基本値を設定するバネ（23a）を有し、前記操作駆動部（32,32A）はそのバネと共働して前記設定値ΔＰLSrefを可変的に設定する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】

本発明は可変容量型の油圧ポンプを備えた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特開昭６０－１１７０６号公報に記載の油圧駆動装置がある。

【０００３】

特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置は、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】
特開昭６０－１１７０６号公報に記載の油圧駆動装置は、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、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、これら複数の流量制御弁の前後差圧を同じに制御する複数の圧力補償弁と、油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータの最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSを設定値ΔＰLSrefに維持するよう油圧ポンプの容量を制御するポンプ容量制御装置とを備えている。また、圧力補償弁は、それぞれ、流量制御弁の上流に設置され、流量制御弁の前後差圧を閉弁方向に作用させるとともに、油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと複数のアクチュエータの最高負荷圧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の前後差圧を制御することにより複数の流量制御弁の前後差圧を同じに制御している。
【０００５】
【発明が解決しようとする課題】
特開昭６０－１１７０６号公報に記載の油圧駆動装置のポンプ容量制御装置として特開平５－９９１２６号公報に記載のものを用いたシステムを比較例として考えた場合、このようなシステムでは、圧力補償弁により制御される流量制御弁の前後の目標差圧はポンプ容量制御手段により制御される油圧ポンプの吐出圧Ｐｓと最高負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSの設定値ΔＰLSrefに一致するため、エンジン回転数に比例して傾転制御装置の設定値ΔＰLSrefが制御されると共に、流量制御弁前後の目標差圧（＝ΔＰLSref）も制御される。この場合、各アクチュエータの単独操作においてアクチュエータの要求する流量がポンプの最大吐出量を超えないように設定がなされるのが普通である。この結果、各アクチュエータの単独操作においては、エンジン回転数如何に係わらず、流量制御弁の操作ストローク量に比例した流量が各アクチュエータに供給され、良好な操作性が保証される。
【０００６】
それに対し、複数のアクチュエータを同時に動作する複合動作などで、油圧ポンプの最大吐出量が流量制御弁全体で必要とする流量に満たない場合、アクチュエータに供給される流量が不足する状態が生じる（以後サチュレーションと呼ぶ）。また、複合動作では、通常作業を行うエンジン回転数からエンジン回転数を低く設定すると、上記２つの従来例の組み合わせの動作により、同じ操作ストロークの組み合わせでも、流量制御弁前後の目標差圧ΔＰLSrefがエンジン回転数に比例して減少するため、流量制御弁全体で必要とする流量もエンジン回転数に比例して低下する。しかし、油圧ポンプの最大吐出量もエンジン回転数に比例して減少するため、不足する流量の割合は変わらない（図４参照）。従って、このサチュレーション領域に操作ストロークが達すると、操作ストロークに対して比例的なアクチュエータの動作が保証できず、オペレータは違和感を感じる。実際、通常のエンジン回転数で行われる掘削作業などでは微操作性より応答性が要求されるため、このサチュレーション現象はさほど問題とされないが、微操作を行う目的でエンジン回転数を下げた場合、操作ストローク量に依存してサチュレーションが発生するため、違和感がある。
【０００７】
本発明の目的は、エンジン回転数に応じたサチュレーション現象の改善を図ることにより、エンジン回転数を低く設定した場合には良好な微操作性が得られる油圧駆動装置を提供することである。
【０００８】
【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。
【０００９】
（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設定値ΔＰＬＳrefを変更可能になっている油圧駆動装置において、前記複数の流量制御弁の前後差圧を前記差圧ΔＰＬＳと同じ差圧に制御する複数の圧力補償弁と、前記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、前記差圧ΔＰＬＳの平方根と前記複数の流量制御弁のそれぞれの開口面積との積で表される複数の流量制御弁の合計の最大要求流量Ｑvtotalが前記油圧ポンプのその時のエンジン回転数における最大吐出量Ｑsmaxよりも少なくなるように、前記ポンプ容量制御手段の設定値ΔＰＬＳrefを変更する設定変更手段とを有するものとする。

このように設定変更手段を設け、流量制御弁の合計の最大要求流量Ｑvtotalと油圧ポンプの最大吐出量Ｑsmaxとの関係を調整することにより、エンジンの回転数が通常作業に適した定格回転数に設定した場合には、複数の流量制御弁の合計の最大要求流量が油圧ポンプの最大吐出量より多く、サチュレーションが生じる状態にあっても、エンジンの回転数を低く設定すると、複数の流量制御弁の合計の最大要求流量は油圧ポンプの最大吐出量以下に低下し、サチュレーションを起こさないようになる。このため、複数の流量制御弁の総レバー操作量に対する流量制御弁の通過流量の傾きは小さくなり、メータリングの広い有効領域を確保することができ、そのメータリングの広い有効領域を使った良好な操作性能を実現できる。

【００１０】

このように設定変更手段を設け、流量制御弁の合計の最大要求流量Ｑvtotalと油圧ポンプの最大吐出量Ｑsmaxとの関係を調整することにより、エンジンの回転数が通常作業に適した定格回転数に設定した場合には、複数の流量制御弁の合計の最大要求流量が油圧ポンプの最大吐出量より多く、サチュレーションが生じる状態にあっても、エンジンの回転数を低く設定すると、複数の流量制御弁の合計の最大要求流量は油圧ポンプの最大吐出量以下に低下し、サチュレーションを起こさないようになる。このため、複数の流量制御弁の総レバー操作量に対する流量制御弁の通過流量の傾きは小さくなり、メータリングの広い有効領域を確保することができ、そのメータリングの広い有効領域を使った良好な操作性能を実現できる。

【００１１】

（２）上記（１）において、好ましくは、前記設定変更手段は、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、前記流量検出弁の前後差圧ΔＰｐによって前記設定値ΔＰＬＳrefを変更する操作駆動部とを有し、前記流量検出弁は、前記エンジン回転数が前記最低回転数側の領域にあるときよりも前記定格回転数側の領域にあるときの方が開口面積が大きくなるよう構成される。

【００１２】

これにより設定変更手段は、油圧的構成により、上記（１）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）を実現できる。

【００１３】

（３）上記（２）において、好ましくは、前記流量検出弁は、可変絞りを備えた弁装置と、前記エンジンの回転数が低下するに従って前記可変絞りの開口面積が小さくなるよう調整する絞り調整手段とを有する。

【００１４】

これにより流量検出弁は、上記（２）のようにエンジン回転数が最低回転数側の領域にあるときよりも定格回転数側の領域にあるときの方が開口面積が大きくなるようになる。

【００１７】

（４）更に、上記（３）において、好ましくは、前記絞り調整手段は、前記流量検出弁自

身の前後差圧ΔＰｐに依存して前記弁装置の位置を調整させるものとする。
【００１８】
これにより流量検出弁は、エンジン回転数を油圧的に検出し、エンジン回転数に応じて可変絞りの開口面積又は固定絞りの絞り状態を調整できる。
【００１９】
（５）また、上記（２）において、好ましくは、前記設定変更手段は、前記流量検出弁の前後差圧ΔＰｐに相当する信号圧を発生する圧力制御弁を更に有し、前記操作駆動部はこの圧力制御弁からの信号圧によって前記設定値ΔＰLSrefを変更する。
【００２０】
これにより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。
【００２１】
（６）更に、上記（２）において、好ましくは、前記ポンプ容量制御手段は、前記可変容量型の油圧ポンプの押しのけ容積可変機構を作動するサーボピストンと、前記油圧ポンプの吐出圧Ｐｓとアクチュエータの負荷圧ＰLSとの差圧ΔＰLSに応じて前記サーボピストンを駆動し前記差圧ΔＰLSを前記設定値ΔＰLSrefに維持する傾転制御装置とを有し、この傾転制御装置は前記設定値ΔＰLSrefの基本値を設定するバネを有し、前記操作駆動部はそのバネと共働して前記設定値ΔＰLSrefを可変的に設定する。
【００２２】
これにより操作駆動部は流量検出弁の前後差圧によって設定値ΔＰLSrefを変更できるようになる。
【００２３】
【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。
【００２４】
図１は本発明の第１の実施形態による油圧駆動装置を示すもので、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とを備えている。
【００２５】
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。
【００２６】
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。
【００２７】
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。

【００２８】

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。

【００２９】

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。

【００３０】

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。

【００３１】

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。

【００３２】

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。

【００３３】

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。

【００３４】

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。

【００３５】

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設定変更手段３８を有し、この設定変更手段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、開口面積が連続的に調整可能な可変絞り３１ａを有する流量検出弁３１と、この流量検出弁３１の可変絞り３１ａ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。

【００３６】

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。

【００３７】

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を介して流量検出弁（可変絞り３１ａ）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を介して流量検出弁（可変絞り３１ａ）の下流側の圧力が導かれ、ピストン３２ａは流量検出弁３１の可変絞り３１ａ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、流量検出弁３１の可変絞り３１ａ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。ここで、流量検出弁３１の可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐはエンジン１の回転数によって変化する（後述）。このため、第２操作駆動部３２はエンジン回転数に応じて第２傾転制御弁２３の目標差圧ΔＰLSrefを変更するものとなる。

【００３８】

流量検出弁３１は、可変絞り３１ａ自身の前後差圧ΔＰｐに依存して可変絞り３１ａの開口面積を変化させる構成となっている。すなわち、流量検出弁３１は、弁体３１ｂと、弁体３１ｂに対し可変絞り３１ａの開口面積を減少させる方向に作用するバネ３１ｃと、弁体３１ｂに対し可変絞り３１ａの開口面積を増大させる方向に作用する制御圧力室３１ｄと、弁体３１ｂに対し可変絞り３１ａの開口面積を減少させる方向に作用する制御圧力室３１ｅとを有し、制御圧力室３１ｄにはパイロットライン３５ａを介して可変絞り３１ａの上流側の圧力が導かれ、制御圧力室３１ｅにはパイロットライン３５ｂを介して可変絞り３１ａの下流側の圧力が導かれている。

【００３９】

可変絞り３１ａの開口面積はバネ３１ｃの力と制御圧力室３１ｄ，３１ｅの付勢力とのバランスにより決まり、可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐが小さくなると弁体３１ｂは図示右方に移動し、可変絞り３１ａの開口面積を小さくし、前後差圧ΔＰｐが増大すると弁体

３１ｂは図示左方に移動し、可変絞り３１ａの開口面積を大きくする。

【００４０】

そして、可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐはエンジン１の回転数によって変化する。すなわち、エンジン１の回転数が低下すれば、油圧ポンプ３０の吐出量が減少し、可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐは低下する。したがって、制御圧力室３１ｄ，３１ｅとバネ３１ｃは、エンジン１の回転数が低下するに従って小さくなるよう可変絞り３１ａの開口面積を調整する絞り調整手段として機能する。

【００４１】

図２に流量検出弁３１の内部構造を示す。図２において、ケーシング３１ｆの中を弁体３１ｂとしてのピストンが動き、その隙間の面積が可変絞り３１ａの開口面積Ａｐとして与えられる。ピストン３１ｂは、バネ３１ｃによって支持され、バネ３１ｃのバネ力Ｆは、可変絞り３１ａの開口面積を小さくする方向にピストン３１ｂに働く。ケーシング３１ｆ内の圧油の流れから、可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐは可変絞り３１ａの開口面積Ａｐを大きくする方向の力をピストン３１ｂに発生する。この２つの力がつりあった位置ｘでピストン３１ｂは静止する。バネ力Ｆとピストン３１ｂの変位ｘはバネ３１ｃのバネ定数Ｋに比例するので（Ｆ＝Ｋｘ）、結果として可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐとピストン３１ｂの変位ｘは比例する（ΔＰｐ∝ｘ）。ピストン３１ｂの変位ｘと可変絞り３１ａの開口面積Ａｐの関係はケーシング３１ｆの形状に依存する。本実施形態では、ケーシング３１ｆの形状はピストン３１ｂの変位方向に対し放物線形状にしている。

【００４２】

次に、以上のように構成した流量検出弁３１を含む設定変更手段３８の作用及びそれによって得られる効果を説明する。

【００４３】

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。

【００４４】

$$Qp = CmN \quad \cdots (1)$$

流量検出弁３１の可変絞り３１ａの開口面積をＡｐとすると、エンジン１の回転数Ｎと可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐは以下の式で関係ずけられる。

【００４５】

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

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

ここで、もし可変絞り３１ａの開口面積Ａｐが変化せず、一定であるとすれば（以下、この場合を比較例という）、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３（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３（ａ）に示すように二次曲線的に増加する。

【００４６】

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。

【００４７】

$$Qv = cAv\sqrt{((2/\rho)\Delta PLSref)} \quad \cdots (4)$$

すなわち、要求流量Ｑｖは目標差圧ΔＰＬＳrefに対して図３（ｃ）で示すように二次曲線的に増大する。

【００４８】

ここで、流量制御弁６ａの目標前後差圧ΔＰＬＳrefは流量検出弁３１の可変絞り３１ａ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。

【００４９】
Ｑｖ∝（Ａｖ／Ａｐ）ＣｍＮ　　…（５）
すなわち、図３（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３（ｃ）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３（ｄ）に示すように概ね直線的に増大する。
【００５０】
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３（ｄ）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３（ｄ）の関係を単純に加算した関係となる。
【００５１】
エンジン１の回転数Ｎと流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃのうちの任意の２つ、例えば流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotal（流量制御弁６ａ，６ｂの開口面積が最大の時の要求流量Ｑｖの合計）と可変容量型の油圧ポンプ２の最大吐出量Ｑｓmaxの関係を図４に示す。この例は、上記のように流量検出弁３１の可変絞り３１ａの開口面積Ａｐを一定と仮定した場合のものである。アクチュエータ３ａ，３ｂを同時に駆動する場合、流量制御弁６ａ，６ｂが要求する合計の最大流量Ｑｖtotalと油圧ポンプ２の最大吐出流量Ｑｓmaxの比は、エンジン１の回転数Ｎが変化しても変わらず、複合動作時のサチュレーション現象による不足割合はエンジン１の回転数Ｎによって変化しない。
【００５２】
これに対し、本発明では、流量検出弁３１の可変絞り３１ａの開口面積Ａｐを可変絞り３１ａの前後差圧に対応して変化する構成にしている。ここで、図２に示す流量検出弁３１のケーシング３１ｆの形状を上記のようにピストン３１ｂの変位方向に対し放物線形状にすると、可変絞り３１ａの開口面積Ａｐと可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐの関係は以下の式で与えられる。
【００５３】
Ａｐ＝ａ√ΔＰｐ　　…（６）
式（２）より、固定容量油圧ポンプ３０の吐出量Ｑｐと可変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐの関係は以下の式（７）のようになる。
【００５４】
ΔＰｐ＝（１／Ｃａ）√（（ρ／２）Ｑｐ）
＝（Ｃｍ／Ｃａ）√（ρ／２）・Ｎ　　…（７）
すなわち、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３（ｂ）に示すように直線的に増加する。
【００５５】
また、式（５）と同様に、ΔＰＬＳref∝ΔＰｐの関係から、流量制御弁６ａの要求流量Ｑｖとエンジン１の回転数Ｎの関係は以下の式（８）で与えられる。
【００５６】
Ｑｖ∝ｃＡｖ√（（Ｃｍ／Ｃａ）（２／ρ）$^{1/2}$）・√Ｎ　　…（８）
すなわち、図３（ｂ）に示す流量Ｑｐと前後差圧ΔＰｐとの直線比例の関係（式（７））と図３（ｃ）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３（ｅ）に示すように二次曲線的に増大する。
【００５７】
この場合も、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３（ｅ）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３（ｅ）の関係を単純に加算した関係となる。
【００５８】

図３（ｅ）又は式（８）から得られるエンジン１の回転数Ｎと流量制御弁６ａ，６ｂ，６ｃのうちの任意の２つ、例えば流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotal（流量制御弁６ａ，６ｂの開口面積が最大の時の要求流量Ｑｖの合計）と可変容量型の油圧ポンプ２の最大吐出量Ｑｓmaxの関係を図５に示す。ただし、図５は、アイドル回転数を基準として実際の回転数範囲のみを示している。

【００５９】

図５において、エンジン１の回転数Ｎが通常の作業を行う設定１においては、複数のアクチュエータ３ａ，３ｂを駆動する場合の流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotalが油圧ポンプ２の最大吐出量より多く、サチュレーションを生じる状態にあるのに対し、エンジン１の回転数Ｎを低くした設定２の場合は、流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotalが油圧ポンプ２の最大吐出量より少なくなり、サチュレーションを起こさない。

【００６０】

ここで、設定２は微操作に適したエンジン回転数であり、この微操作には一般に定格回転数と最低回転数の中間より低い回転数が適していると言われていることから、設定２は当該中間回転数より低い回転数である。

【００６１】

一例として、エンジン１の定格回転数を２，２００ｒｐｍ、最低回転数（アイドリング回転数）を１，０００ｒｐｍとした場合、中間回転数は１，６００ｒｐｍであり、設定２は１，６００ｒｐｍより低い回転数であり、図示の例では１，２００ｒｐｍである。なお、図示の例では、「設定１」は定格回転数２，２００ｒｐｍである。

【００６２】

以上のように流量検出弁３１は、エンジン回転数が最低回転数側の領域にあるときよりも定格回転数側の領域にあるときの方が開口面積が大きくなるよう構成されており、この流量検出弁３１と固定容量油圧ポンプ３０及び第２操作駆動部３２とで構成される設定変更手段３８は、エンジン１の回転数を検出し、このエンジン回転数が最低回転数側の領域にあるときは、差圧ΔＰＬＳの平方根と複数の流量制御弁６ａ，６ｂのそれぞれの開口面積との積で表される複数の流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑvtotalが油圧ポンプ２のその時のエンジン回転数における最大吐出量Ｑsmaxよりも少なくなるように、ポンプ容量制御装置５の設定値ΔＰＬＳrefを変更するものとなる。

【００６３】

設定変更手段３８の特性を流量制御弁６ａ，６ｂに対するオペレータの総レバー操作量と流量制御弁６ａ，６ｂの合計の要求流量（合計の通過流量）の関係で見たものを図６に示す。

【００６４】

図６において、エンジン回転数を下げることにより、油圧ポンプ２の流量制御弁に供給可能な最大流量Ｑｓmaxが低下する。これに対し、総レバー操作量に対する流量制御弁６ａ，６ｂの合計の要求流量Ｑｖtotalは油圧ポンプ２の最大吐出量Ｑｓmaxより低くなるので、通過流量の変化の傾きが小さくなり、メータリングの広い有効領域を確保することができる。

【００６５】

ここで、上記比較例では、図４に示したように流量制御弁６ａ，６ｂが要求する合計の最大流量Ｑｖtotalと油圧ポンプ２の最大吐出流量Ｑｓmaxの比はエンジン１の回転数Ｎが低下しても変わらず、サチュレーション現象による不足割合も変わらないので、図６に一点鎖線で示すように通過流量の変化の傾きが大きくなり、メータリングの有効領域が狭くなる。

【００６６】

結果として、本発明では、オペレータが微速操作を目的としてエンジン回転数を低く設定したような場合、通常のエンジン回転数設定でサチュレーションが発生した複合レバー操作でもサチュレーションを発生しなくなり、メータリングの広い有効領域を使った良好な

操作性能を実現することが可能となる。

【００６７】

また、図７において、エンジン１の回転数Ｎを通常の設定（設定１）よりわずかに低くした設定３（例えば２，０００ｒｐｍ程度）の場合、流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotalは通常の設定（設定１）よりわずかに減少するが、その変化量は少なく、比較例で設定３とした場合の流量制御弁６ａ，６ｂの合計の最大要求流量Ｑｖtotalに比べ、高い要求流量に保たれる。このような設定では、通常の作業時の設定値（設定１）周辺のエンジン回転数では、サチュレーション現象が発生し易くなる。しかし、図８に実線で示すように、総レバー操作量に対する流量制御弁６ａ，６ｂの通過流量の変化の傾きは、設定１に比べあまり変化しないため、エンジン１の回転数を通常作業時の設定からある程度変化させても、アクチュエータの操作速度を維持し、応答性の良い操作が可能となる。比較例では、図８に一点鎖線で示すように、総レバー操作量に対する流量制御弁６ａ，６ｂの通過流量の変化の傾きが少し小さくなり、アクチュエータの操作速度及び応答性が低下する。

【００６８】

ここで、実際に通常作業時には、メータリング有効領域を広くした操作性よりアクチュエータの応答性や力強い動きが重視される。このため、本発明では良好な操作フィーリングを実現することができる。

【００６９】

以上のように本実施形態によれば、エンジン回転数に応じたサチュレーション現象の改善を図ることにより、エンジン回転数を低く設定した場合には良好な微操作性が得られ、エンジン回転数を高く設定した場合には応答性の良い力強い操作フィーリングを実現することができ、エンジン回転数の設定によるオペレータの作業目的に適応したシステム設定が可能となり。

【００７０】

また、流量検出弁３１のケーシング３１ｆの形状により、このサチュレーション現象と複合操作時の総レバー操作量の関係を自由に調整することが可能となる。

【００７１】

なお、本実施形態では流量検出弁３１のケーシング３１ｆの形状を放物線形状にすることで図５に示す最大要求流量Ｑｖtotalの特性を得たが、エンジン回転数が最低回転数側の領域にあるときに最大要求流量Ｑvtotalが油圧ポンプ２のその時のエンジン回転数における最大吐出量Ｑsmaxよりも少なくなるのであれば、ケーシング３１ｆの形状を複数の直線を組み合わせた疑似放物線形状としても良く、この場合はケーシング３１ｆの製作が容易となる。

【００７２】

本発明の第２の実施形態を図９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、説明を省略する。

【００７３】

図９において、本実施形態のポンプ容量制御装置５Ａにおいて、設定変更手段３８Ａは、流量検出弁３１の可変絞り３１ａ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、可変絞り３１ａの上流側の圧力を制御圧力室４０ｂに導き、可変絞り３１ａ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可変絞り３１ａ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３２Ａの油圧室３２ｂに導かれ、かつ第２操作駆動部３２Ａ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。

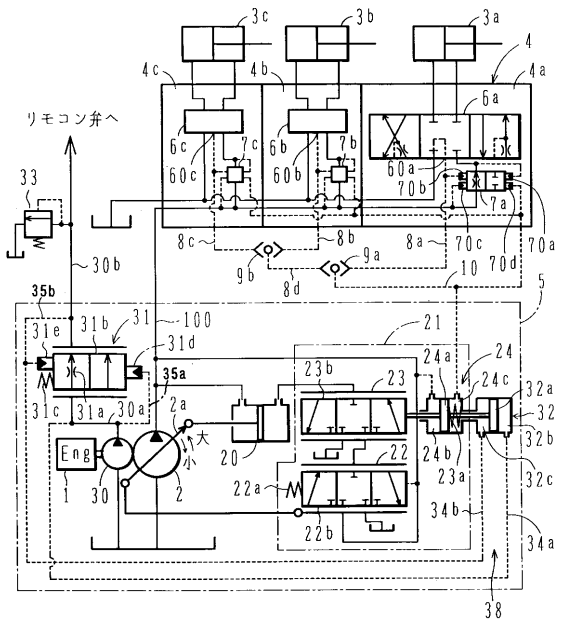
【００７４】

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３２Ａは流量検出弁３１の可

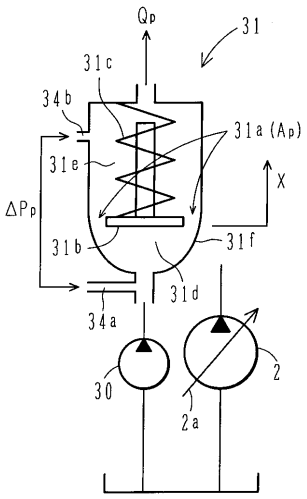
変絞り３１ａの前後差圧ΔＰｐによって目標差圧ΔＰLSrefを変更するように動作する。
【００７５】
したがって、本実施形態によっても第１の実施形態と同様の作用効果が得られる。
【００７６】
また、図１に示す実施形態では流量検出弁３１の上流側の圧力と下流側の圧力を第２操作駆動部３２に導く２本のパイロットライン３４ａ，３４ｂが必要だったものが、本実施形態では１本のパイロットライン４１ａのみで良くなり、回路構成が簡素化される。また、圧力制御弁４０で差圧を絶対圧として検出するため個々の圧力をそのまま検出する場合よりも信号圧が低圧となり、パイロットライン４１ａ，４１ｂのホース等を低圧用のものを使用でき、回路構成が安価となる。
【００９７】
なお、以上の実施形態では、エンジン回転数の検出、及びそれに基づく目標差圧の変更を油圧的に行ったっが、エンジン回転数をセンサで検出し、そのセンサ信号から目標差圧を計算するなどして電気的に行っても良い。
【００９８】
また、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。
【００９９】
【発明の効果】
本発明によれば、エンジン回転数の設定によるオペレータの作業目的に適応したシステム設定が可能となり、良好な操作フィーリングを実現することが可能となる。
【図面の簡単な説明】
【図１】　本発明の第１の実施形態による油圧駆動装置及びポンプ容量制御装置の構成を示す油圧回路図である。
【図２】　　図１に示す流量検出弁の詳細を示す図である。
【図３】　第１の実施形態における流量検出弁の作用を従来のものと比較して示す図である。
【図４】　従来例によるエンジン回転数と流量制御弁最大要求流量及び最大ポンプ吐出量との関係を示す図である。
【図５】　第１の実施形態における流量検出弁によるエンジン回転数と流量制御弁最大要求流量及び最大ポンプ吐出量との関係を示す図である。
【図６】　第１の実施形態における流量検出弁による総レバー操作量と流量制御弁通過流量との関係を示す図である。
【図７】　第１の実施形態における流量検出弁によるエンジン回転数と流量制御弁最大要求流量及び最大ポンプ吐出量との関係を示す図である。
【図８】　第１の実施形態における流量検出弁による総レバー操作量と流量制御弁通過流量との関係を示す図である。
【図９】　本発明の第２の実施形態による油圧駆動装置及びポンプ容量制御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
３１　流量検出弁（弁装置）
３１ｄ，３１ｅ　制御圧力室（可変絞り調整手段）
３２　第２操作駆動部
３８　設定変更手段

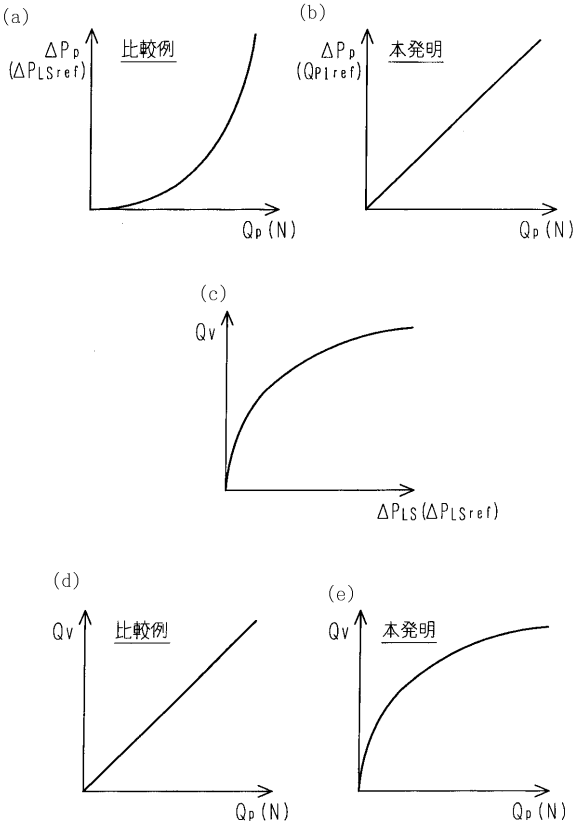
【図１】



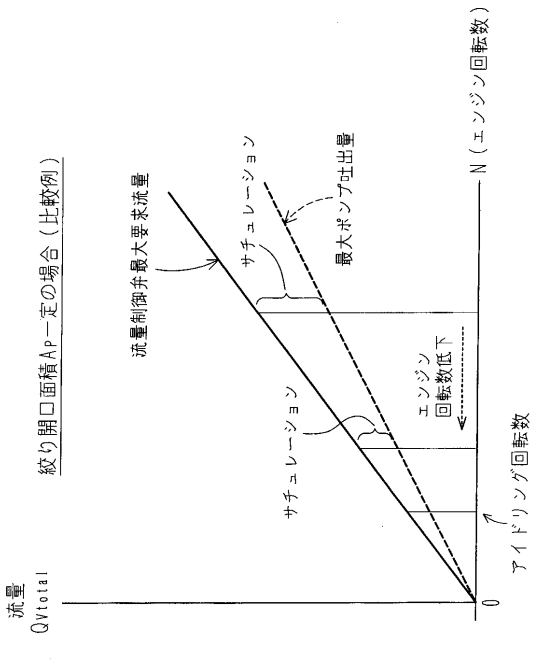
【図２】



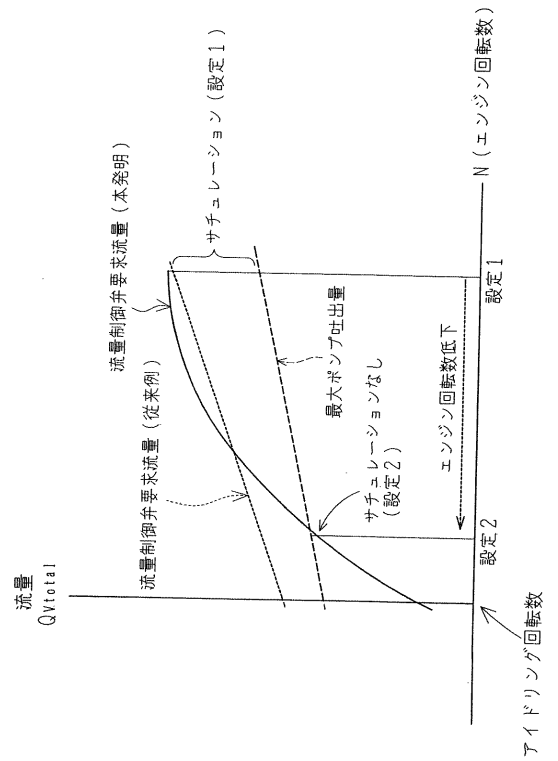
【図３】


(a)
ΔPp
(ΔPLSref)
比較例
Qp(N)
(b)
ΔPp
(QPlref)
本発明
Qp(N)
(c)
Qv
ΔPLS(ΔPLSref)
(d)
Qv
比較例
Qp(N)
(e)
Qv
本発明
Qp(N)

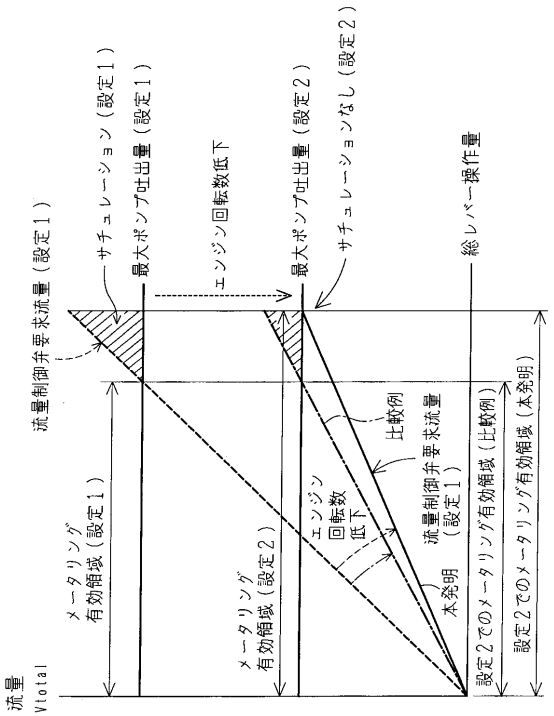
【図４】


絞り開口面積AP一定の場合（比較例）
流量制御弁最大要求流量
サチュレーション
最大ポンプ吐出量
N（エンジン回転数）
エンジン
回転数低下
サチュレーション
流量
QVtotal
0
アイドリング回転数

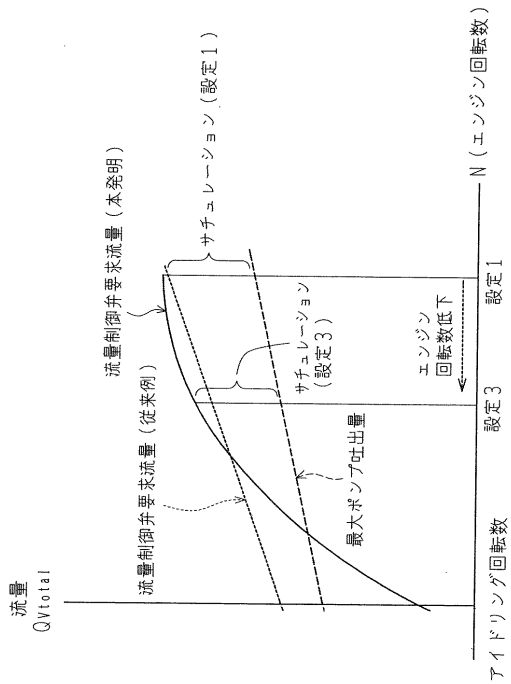
【図５】


流量制御弁要求流量（本発明）
サチュレーション（設定１）
N（エンジン回転数）
流量制御弁要求流量（従来例）
最大ポンプ吐出量
サチュレーションなし
（設定２）
エンジン回転数低下
設定１
設定２
流量
QVtotal
アイドリング回転数

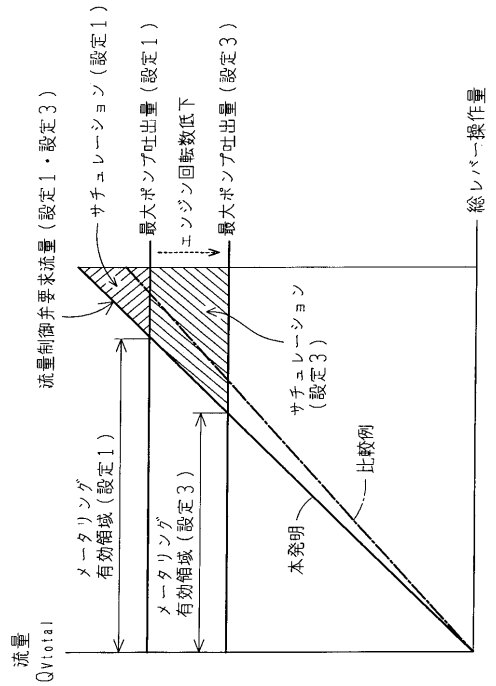
【図６】


流量制御弁要求流量（設定１）
サチュレーション（設定１）
最大ポンプ吐出量（設定１）
エンジン回転数低下
最大ポンプ吐出量（設定２）
サチュレーションなし（設定２）
総レバー操作量
メータリング
有効領域（設定１）
メータリング
有効領域（設定２）
エンジン
回転数
低下
比較例
流量制御弁要求流量
（設定１）
本発明
設定２でのメータリング有効領域（比較例）
設定２でのメータリング有効領域（本発明）
流量
QVtotal

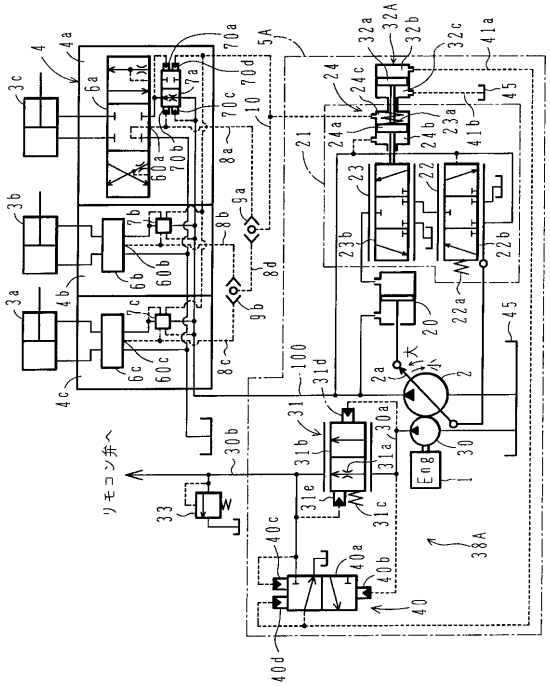
【図７】


流量
QVtotal
流量制御弁要求流量（本発明）
流量制御弁要求流量（従来例）
サチュレーション（設定１）
サチュレーション
（設定３）
最大ポンプ吐出量
エンジン
回転数低下
アイドリング回転数
設定３
設定１
N（エンジン回転数）

【図８】


流量
QVtotal
流量制御弁要求流量（設定１・設定３）
サチュレーション（設定１）
最大ポンプ吐出量（設定１）
エンジン回転数低下
最大ポンプ吐出量（設定３）
メータリング
有効領域（設定１）
メータリング
有効領域（設定３）
サチュレーション
（設定３）
本発明
比較例
総レバー操作量

【図９】


リモコン弁へ
Eng

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

合議体
審判長　村本　佳史
審判官　藤村　泰智
審判官　大町　真義

(56)参考文献　特開平５－９９１２６（ＪＰ，Ａ）
特開昭６０－１１７０６（ＪＰ，Ａ）
実開平４－６４６０２（ＪＰ，Ｕ）
特開平５－２６２０４（ＪＰ，Ａ）
特開平６－２８０８０９（ＪＰ，Ａ）
特開平７－２２９１６９（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F15B11/00
G05D7/01
F04B1/26