

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6005088号  
(P6005088)

(45) 発行日 平成28年10月12日 (2016. 10. 12)

(24) 登録日 平成28年9月16日 (2016. 9. 16)

(51) Int. Cl.	F 1
<b>F 1 5 B 11/02 (2006. 01)</b>	F 1 5 B 11/02 M
<b>F 1 5 B 11/00 (2006. 01)</b>	F 1 5 B 11/00 M
<b>F 1 5 B 11/17 (2006. 01)</b>	F 1 5 B 11/02 C
<b>F 1 5 B 11/05 (2006. 01)</b>	F 1 5 B 11/17
<b>E O 2 F 9/22 (2006. 01)</b>	F 1 5 B 11/05 A

請求項の数 4 (全 30 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2014-54196 (P2014-54196)	(73) 特許権者	000005522
(22) 出願日	平成26年3月17日 (2014. 3. 17)		日立建機株式会社
(65) 公開番号	特開2015-175491 (P2015-175491A)		東京都台東区東上野二丁目16番1号
(43) 公開日	平成27年10月5日 (2015. 10. 5)	(74) 代理人	110001829
審査請求日	平成27年9月9日 (2015. 9. 9)		特許業務法人開知国際特許事務所
		(72) 発明者	高橋 究
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
			株式会社日立建機テ
			イエラ 滋賀工場内
		(72) 発明者	森 和繁
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
			株式会社日立建機テ
			イエラ 滋賀工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

可変容量型の第1ポンプ装置と、  
 第2ポンプ装置と、  
 前記第1ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第1アクチュエータと、  
 前記第2ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第2アクチュエータと、  
 前記第1ポンプ装置から前記複数の第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁と、  
 前記第2ポンプ装置から前記複数の第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁と、  
 前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、  
 前記第1ポンプ装置の吐出圧が前記複数の第1油圧アクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第1ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有する第1ポンプ制御装置とを備え、  
 前記複数の第1及び第2アクチュエータは、共通のアクチュエータである少なくとも1つの第1特定アクチュエータを含み、  
 前記複数の第1アクチュエータは、前記第1特定アクチュエータと複合操作で使用され

る頻度の高い第2特定アクチュエータを含み、

前記複数のオープンセンタ型の流量制御弁は、前記第2ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第1流量制御弁を含み、

前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁は、前記第1ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第2流量制御弁を含み、

前記第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで操作したときは前記第1流量制御弁のみが開弁して前記第2ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに圧油が供給され、前記操作装置を前記中間領域から更に操作したときは前記第1及び第2流量制御弁の両方が開弁して前記第1及び第2ポンプ装置からの圧油が前記第1特定アクチュエータに合流して供給されるように前記第1及び第2流量制御弁の開口面積特性を設定したことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

10

【請求項2】

請求項1記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定され、

前記第2流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、前記中間ストロークで開口し、その後、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定されることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

20

【請求項3】

請求項1記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第2ポンプ装置の容量を制御する第2ポンプ制御装置を更に備え、

前記第1ポンプ装置は、前記ロードセンシング制御部と、前記第1ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第1ポンプ装置の吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、前記第1ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第1ポンプ装置の吸収トルクが第1所定値を超えないように前記第1ポンプ装置の容量を制限制御する第1トルク制御部とを有し、

前記第2ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が増加して、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値以下であるときは、前記第2ポンプ装置の容量を最大に維持し、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが前記第2所定値まで上昇すると、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値を超えないように前記第2ポンプ装置の容量を制限制御する第2トルク制御部を有し、

30

前記第1ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力以下であるときは、前記第2ポンプ装置の吐出圧をそのまま出力し、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力よりも上昇すると、前記第2ポンプ装置の吐出圧を前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力に減圧して出力する減圧弁と、前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第1所定値が減少するよう前記第1ポンプ装置の容量を減少させる減トルク制御アクチュエータとを更に有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

40

【請求項4】

請求項1～3のいずれか1項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1特定アクチュエータは、油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダであり、前記第2特定アクチュエータは、油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐

50

出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置には、油圧ポンプ（1ポンプ）の吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの吐出流量を制御するものがあり、この制御はロードセンシング制御と呼ばれている。このロードセンシング制御を行う油圧駆動装置では、特許文献1に記載のように、複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ圧力補償弁により所定差圧に保持し、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時にそれぞれのアクチュエータの負荷圧の大小に係わらず各流量制御弁の開口面積に応じた比率で圧油を複数のアクチュエータに供給できるようにしている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2009-14122号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1に記載の油圧駆動装置においては、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作では、油圧ポンプの吐出圧は常に複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも目標差圧分だけ高くなるように制御されるため、負荷圧の差が大きい例えば、ブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）を同時に行う水平均し動作などの複合操作を行った場合には、油圧ポンプの吐出圧はブームシリンダの高い負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御されるとともに、負荷圧の低いアクチュエータ（水平均し動作ではアームシリンダ）に圧油が流れすぎるのを防ぐために負荷圧の低いアクチュエータ用の圧力補償弁が絞られ、この無駄な絞り圧損のために動力（エネルギー）を消費していた。

20

【0005】

また、油圧ショベルは、バケット爪先を地面に接触させた状態で地面に沿って動かして石片、コンクリート片、木片等の破片ごみを蒐集して、地面を清掃するほうき作業と呼ばれる作業を行う場合がある。このほうき作業は、水平均し動作と同様、ブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）の複合操作で行う。ただし、ほうき作業においては、地面の形状は維持する必要があるため、地面に多少の凹凸がある場合でも、その地面の凹凸に沿ってバケット爪先の上下位置が柔軟に調整される必要がある。

30

【0006】

ここで、バケット爪先の上下位置を地面に沿って柔軟に調整するためには、バケット爪先が地面の凹凸に接触する力の大きさによって変化するブームシリンダの負荷圧に応じて、ブームシリンダの伸縮速度が柔軟に変化することが望ましい。

【0007】

しかしながら、特許文献1に記載の油圧駆動装置では、ブーム操作が微操作であってもアクチュエータ（ブームシリンダ）に圧油を供給する油圧ポンプはロードセンシング制御によって吐出流量が制御され、かつ流量制御弁の前後差圧は圧力補償弁により所定差圧に保持される。このためブームシリンダに供給される圧油の流量はブームシリンダの負荷圧の影響を受けにくく、操作装置のレバー入力にのみによって決まるので、地面に凹凸があった場合に、バケット爪先を地面に接触させたまま地面の凹凸に沿って動かすことが難しい、という問題があった。

40

【0008】

本発明の目的は、特定のアクチュエータを含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷

50

圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる建設機械の油圧駆動装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、可変容量型の第1ポンプ装置と、第2ポンプ装置と、前記第1ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第1アクチュエータと、前記第2ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第2アクチュエータと、前記第1ポンプ装置から前記複数の第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁と、前記第2ポンプ装置から前記複数の第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁と、前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記第1ポンプ装置の吐出圧が前記複数の第1油圧アクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第1ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有する第1ポンプ制御装置とを備え、前記複数の第1及び第2アクチュエータは、共通のアクチュエータである少なくとも1つの第1特定アクチュエータを含み、前記複数の第1アクチュエータは、前記第1特定アクチュエータと複合操作で使用される頻度の高い第2特定アクチュエータを含み、前記複数のオープンセンタ型の流量制御弁は、前記第2ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第1流量制御弁を含み、前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁は、前記第1ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第2流量制御弁を含み、前記第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで操作したときは前記第1流量制御弁のみが開弁して前記第2ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに圧油が供給され、前記操作装置を前記中間領域から更に操作したときは前記第1及び第2流量制御弁の両方が開弁して前記第1及び第2ポンプ装置からの圧油が前記第1特定アクチュエータに合流して供給されるように前記第1及び第2流量制御弁の開口面積特性を設定したもとする。

【0010】

このように構成した本発明においては、第1特定アクチュエータ（発明の目的で言う「特定のアクチュエータ」に相当、例えばブームシリンダ）と第2特定アクチュエータ（例えばアームシリンダ）の複合操作（例えば水平平均し動作やほうき作業）で第1特定アクチュエータと第2特定アクチュエータの負荷圧の差が大きい場合であっても、第1及び第2特定アクチュエータはそれぞれ別々のポンプ装置からの圧油で駆動される（第1特定アクチュエータは第2ポンプ装置から吐出される圧油により駆動され、第2特定アクチュエータは第1ポンプ装置から吐出される圧油により駆動される）ため、圧力補償弁での絞り圧損が発生せず、圧力補償弁での無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えることができる。

【0011】

また、第2ポンプ装置から第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第1流量制御弁はオープンセンタ型であるため、第1特定アクチュエータをブームシリンダとして用いることで、ほうき作業のようにブームシリンダの操作装置の操作量が小さい場合には、ブームシリンダの負荷圧によってブームシリンダに供給される圧油の流量が柔軟に変化するので、良好な操作性を得ることができる。

【0012】

以上により特定のアクチュエータを含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

【0013】

(2) 上記(1)において、好ましくは、前記第1流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大

10

20

30

40

50

開口面積となるように前記開口面積特性が設定され、前記第2流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、前記中間ストロークで開口し、その後、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定される。

【0014】

これにより第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで操作したときは第1流量制御弁のみが開弁して第2ポンプ装置から第1特定アクチュエータに圧油が供給され、操作装置を中間領域から更に操作したときは第1及び第2流量制御弁の両方が開弁して第1及び第2ポンプ装置からの圧油が第1特定アクチュエータに合流して供給されるようになる。

10

【0015】

(3)上記(1)において、また好ましくは、前記第2ポンプ装置の容量を制御する第2ポンプ制御装置を更に備え、前記第1ポンプ装置は、前記ロードセンシング制御部と、前記第1ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第1ポンプ装置の吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、前記第1ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第1ポンプ装置の吸収トルクが第1所定値を超えないように前記第1ポンプ装置の容量を制限制御する第1トルク制御部とを有し、前記第2ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が増加して、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値以下であるときは、前記第2ポンプ装置の容量を最大に維持し、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが前記第2所定値まで上昇すると、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値を超えないように前記第2ポンプ装置の容量を制限制御する第2トルク制御部を有し、前記第1ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力以下であるときは、前記第2ポンプ装置の吐出圧をそのまま出力し、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力よりも上昇すると、前記第2ポンプ装置の吐出圧を前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力に減圧して出力する減圧弁と、前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第1所定値が減少するよう前記第1ポンプ装置の容量を減少させる減トルク制御アクチュエータとを更に有する。

20

30

【0016】

これにより第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値まで上昇し、第2トルク制御部の制御により第2所定値に制限されて動作するときだけでなく、第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値以下で、第2所定値に制限されないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

【0017】

(4)上記(1)~3のいずれかにおいて、好ましくは、前記第1アクチュエータは、油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダであり、前記第2特定アクチュエータは、油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダである。

【0018】

40

これにより負荷圧の差が大きいブーム上げ微操作(負荷圧:高)とアームクラウド操作(負荷圧:低)を同時に行う水平均し動作を行った場合に、低負荷側であるアームシリンダ側の圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、ブーム上げ微操作(負荷圧:高)とアームクラウド操作(負荷圧:低)でほうき作業を行った場合に、ブームシリンダに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

【発明の効果】

【0019】

本発明によれば、特定のアクチュエータ(第1特定アクチュエータ)を含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、

50

圧力補償弁の無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【図2A】ブームシリンダ及びアームシリンダ以外のアクチュエータの流量制御弁のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

【図2B】アームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性（上側）と、アームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のメータイン通路の合成開口面積特性（下側）を示す図である。

【図3】第1トルク制御部により得られるトルク制御特性（PQ特性）と減トルク制御ピストンによる減トルク制御の効果を示す図である。

【図4A】第2トルク制御部により得られるトルク制御特性をPQ特性で示す図である。

【図4B】第2トルク制御部により得られるトルク制御特性を、縦軸をポンプトルクに置き換えて示す図である。

【図5A】ブームシリンダのメイン駆動用の流量制御弁（オープンセンタ型 - 第1流量制御弁）のメータイン通路、メータアウト通路及びブリードオフ通路（センタバイパス通路）の開口面積特性を示す図である。

【図5B】ブームシリンダのアシスト駆動用の流量制御弁（クローズドセンタ型 - 第2流量制御弁）のメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

【図5C】ブームシリンダの第1及び第2流量制御弁のそれぞれのメータインの流量特性（上側）と、ブームシリンダの第1及び第2流量制御弁のメータインの合成流量特性（下側）を示す図である。

【図6】本発明の第2の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【図7】本発明の油圧駆動装置が搭載される建設機械である油圧ショベルの外観を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

【0022】

< 第1の実施の形態 >

～構成～

図1は、本発明の第1の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【0023】

図1において、本実施の形態の油圧駆動装置は、原動機（例えばディーゼルエンジン）1と、その原動機1によって駆動され、第1及び第2圧油供給路105、205に圧油を吐出する第1及び第2吐出ポート102a、102bを有するスプリットフロータイプの可変容量型メインポンプ102（第1ポンプ装置）と、原動機1によって駆動され、第3圧油供給路305に圧油を吐出する第3吐出ポート202aを有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ202（第2ポンプ装置）と、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102b及びメインポンプ202の第3吐出ポート202aから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hと、第1～第3圧油供給路105、205、305に接続され、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102b及びメインポンプ202の第3吐出ポート202aから複数のアクチュエータ3a～3hに供給される圧油の流れを制御するコントロールバルブユニット4と、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポ

10

20

30

40

50

ート102a, 102bの吐出流量を制御するためのレギュレータ112(第1ポンプ制御装置)と、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出流量を制御するためのレギュレータ212(第2ポンプ制御装置)とを備えている。

【0024】

複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hのうちアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3gはメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから吐出された圧油により駆動される複数の第1アクチュエータであり、アクチュエータ3a, 3e, 3hはメインポンプ202の第3吐出ポート202aから吐出された圧油により駆動される複数の第2アクチュエータであり、アクチュエータ3aは、複数の第1及び第2アクチュエータの両方に含まれる共通のアクチュエータ

10

【0025】

コントロールバルブユニット4は、第1及び第2圧油供給路105, 205に接続され、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから複数の第1アクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3gに供給される圧油の流量を制御するクローズセンタ型の複数の流量制御弁6b, 6c, 6d, 6f, 6g, 6i, 6jと、複数の流量制御弁6b, 6c, 6d, 6f, 6g, 6i, 6jの前後差圧が目標差圧に等しくなるよう複数の流量制御弁6b, 6c, 6d, 6f, 6g, 6i, 6jの前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁7b, 7c, 7d, 7f, 7g, 7i, 7jと、複数の流量制御弁6b, 6c, 6d, 6f, 6g, 6i, 6jのスプールと一緒にストロークし、各流量制御弁の切り換わりを検出するための複数の操作検出弁8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jと、第3圧油供給路305に接続され、メインポンプ202の第3吐出ポート202aから複数の第2アクチュエータ3a, 3e, 3hに供給される圧油の流量を制御するオープンセンタ型の複数の流量制御弁6a, 6e, 6hと、第1圧油供給路105に接続され、第1圧油供給路105の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁114と、第2圧油供給路205に接続され、第2圧油供給路105の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁214と、第3圧油供給路305に接続され、第3圧油供給路305の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁314と、第1圧油供給路105に接続され、第1圧油供給路105の圧力が第1吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力(所定圧力)を加算した圧力(アンロード弁セット圧)よりも高くなると開状態になって第1圧油供給路105の圧油をタンクに戻すアンロード弁115と、第2圧油供給路205に接続され、第2圧油供給路205の圧力が第2吐出ポート102bから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力(所定圧力)を加算した圧力(アンロード弁セット圧)よりも高くなると開状態になって第2圧油供給路205の圧油をタンクに戻すアンロード弁215とを備えている。

20

30

【0026】

コントロールバルブユニット4は、また、第1圧油供給路105に接続される流量制御弁6d, 6f, 6i, 6jの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fの最高負荷圧 $Pl_{max1}$ を検出するシャトル弁9d, 9f, 9i, 9jを含む第1負荷圧検出回路131と、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁6b, 6c, 6gの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3b, 3c, 3gの最高負荷圧 $Pl_{max2}$ を検出するシャトル弁9b, 9c, 9gを含む第2負荷圧検出回路132と、第1圧油供給路105の圧力(すなわち第1吐出ポート102aの圧力) $P1$ と第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 $Pl_{max1}$ (第1圧油供給路105に接続されるアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fの最高負荷圧)との差(LS差圧)を絶対圧 $Pls1$ として出力する差圧減圧弁111と、第2圧油供給路205の圧力(すなわち第2吐出ポート102bの圧力) $P2$ と第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧 $Pl_{max2}$ (第2圧油供給路205に接続されるアクチュエータ3b, 3c, 3gの最高負荷圧)との差(LS差圧)を絶対

40

50

圧PIs2として出力する差圧減圧弁211とを備えている。以下において、差圧減圧弁111, 211が出力する絶対圧PIs1, PIs2を、適宜、LS差圧PIs1, PIs2という。

【0027】

前述したアンロード弁115には、第1吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧PImax1が導かれ、前述したアンロード弁215には、第2吐出ポート102bから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧PImax2が導かれる。

【0028】

また、差圧減圧弁111が出力するLS差圧PIs1は、第1圧油供給路105に接続された圧力補償弁7d, 7f, 7i, 7jとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁211が出力するLS差圧PIs2は、第2圧油供給路205に接続された圧力補償弁7b, 7c, 7gとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれる。

【0029】

ここで、アクチュエータ3aは、流量制御弁6i及び圧力補償弁7iと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6aと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート202aに接続されている。アクチュエータ3aは、例えば油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダ(第1特定アクチュエータ)であり、流量制御弁6aはブームシリンダ3aのメイン駆動用(第1流量制御弁)であり、流量制御弁6iはブームシリンダ3aのアシスト駆動用(第2流量制御弁)である。アクチュエータ3bは、流量制御弁6j及び圧力補償弁7jと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6b及び圧力補償弁7bと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3bは、例えば油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダ(第2特定アクチュエータ)であり、流量制御弁6bはアームシリンダ3bのメイン駆動用であり、流量制御弁6jはアームシリンダ3bのアシスト駆動用である。

【0030】

アクチュエータ3d, 3fはそれぞれ流量制御弁6d, 6f及び圧力補償弁7d, 7fと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、アクチュエータ3c, 3gはそれぞれ流量制御弁6c, 6g及び圧力補償弁7c, 7gと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3d, 3fは、それぞれ、例えば油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダ、下部走行体の左側履帯を駆動する左走行モータである。アクチュエータ3c, 3gは、それぞれ、例えば油圧ショベルの上部旋回体を駆動する旋回モータ、下部走行体の右側履帯を駆動する右走行モータである。アクチュエータ3e, 3hはそれぞれ流量制御弁6e, 6hと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート202aに接続されている。アクチュエータ3e, 3hは、それぞれ、例えば油圧ショベルのスイングポストを駆動するスイングシリンダ、ブレードを駆動するブレードシリンダである。

【0031】

ブームシリンダ3a及びアームシリンダ3bは、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きいアクチュエータである。また、アームシリンダ3b(第2特定アクチュエータ)はブームシリンダ3a(第1アクチュエータ)と複合操作で使用される頻度の高いアクチュエータである。

【0032】

図2Aは、アクチュエータ3c~3h(ブームシリンダ3a及びアームシリンダ3b以外のアクチュエータ)の流量制御弁6c~6h(クローズドセンタ型)のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。これらの流量制御弁は、スプールストロークが不感帯0-S1を超えて増加するにしたがってメータイン通路の開口面積が増加し、最大のスプールストロークS3の直前で最大開口面積A3となるように開口面積特性が設定されている。最大開口面積A3は、アクチュエータの種類に応じてそれぞれ固有の大きさ

10

20

30

40

50



を持つ。

【 0 0 3 3 】

図 2 B は、アームシリンダ 3 b ( 第 2 特定アクチュエータ ) の流量制御弁 6 b , 6 j ( クローズドセンタ型 ) のメータイン通路の開口面積特性を示す図であり、図 2 B の上側は、流量制御弁 6 b , 6 j の開口面積特性を個別に示している。

【 0 0 3 4 】

アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがってメータイン通路の開口面積が増加し、中間ストローク S 2 で最大開口面積 A 1 となり、その後、最大のスプールストローク S 3 まで最大開口面積 A 1 が維持されるように開口面積特性が設定されている。

10

【 0 0 3 5 】

アームシリンダ 3 b のアシスト駆動用の流量制御弁 6 j は、スプールストロークが中間ストローク S 2 になるまではメータイン通路の開口面積はゼロであり、スプールストロークが中間ストローク S 2 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A 2 となるように開口面積特性が設定されている。

【 0 0 3 6 】

図 2 B の下側は、アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j のメータイン通路の合成開口面積特性を示す図である。

【 0 0 3 7 】

アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j のメータイン通路は、それぞれが上記のような開口面積特性を有する結果、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積  $A 1 + A 2$  となるような合成開口面積特性となる。

20

【 0 0 3 8 】

ここで、図 2 A に示すアクチュエータ 3 c ~ 3 h の流量制御弁 6 c , 6 d , 6 e , 6 f , 6 g , 6 h の最大開口面積 A 3 とアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j の合成した最大開口面積  $A 1 + A 2$  は、 $A 1 + A 2 > A 3$  の関係にある。

【 0 0 3 9 】

流量制御弁 6 c ~ 6 h 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j は、それぞれ、圧力補償弁 7 c ~ 7 h 及び圧力補償弁 7 b , 7 j によって前後差圧が制御されている。このため流量制御弁 6 c ~ 6 h 及び 6 b , 6 j の通過流量はそれぞれのメータイン通路の開口面積に比例して増加し、流量制御弁 6 c ~ 6 h 及び 6 b , 6 j の流量特性は図 2 A 及び図 2 B と同様な特性となる。

30

【 0 0 4 0 】

図 5 A は、ブームシリンダ 3 a ( 第 1 特定アクチュエータ ) のメイン駆動用の流量制御弁 6 a ( オープンセンタ型 - 第 1 流量制御弁 ) のメータイン通路、メータアウト通路及びブリードオフ通路 ( センタバイパス通路 ) の開口面積特性を示す図である。

【 0 0 4 1 】

ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 に達する前にそれぞれ最大開口面積 A 4 , A 5 となるようにメータイン通路及びメータアウト通路の開口面積特性が設定されている。ただし、メータイン通路の開口面積特性は最大開口面積 A 4 がメータアウト通路の開口面積特性の最大開口面積 A 5 よりも大きくなるように設定され、かつスプールストロークが中間ストローク S 2 を超えて増加するときは、それまでよりも開口面積の増加割合が大きくなるように設定されている。また、ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a は、スプールストロークが 0 であるとき最大開口面積 A 4 であり、スプールストロークがゼロから増加するにしたがって開口面積が減少し、中間ストローク S 2 で開口面積がゼロになるようにブリードオフ通路の開口面積特性が設定されている。ただし、ブリードオフ通路の開口面積特性はスプールストロー

40

50

クが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するときは、それまでよりも開口面積の減少割合が小さくなるように設定されている。

【 0 0 4 2 】

図 5 B は、ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i ( クローズドセンタ型 - 第 2 流量制御弁 ) のメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

【 0 0 4 3 】

ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i は、スプールストロークが中間ストローク S 2 になるまではメータイン通路の開口面積はゼロであり、中間ストローク S 2 でメータイン通路が開口し、その後スプールストロークが増加するにしたがってメータイン通路の開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A 6 となるように開口面積特性が設定されている。

10

【 0 0 4 4 】

ここで、図 5 A、図 5 B の下側に示すように、流量制御弁 6 a , 6 i のスプールストロークはブーム用の操作装置 1 2 3 ( 後述 - 図 7 参照 ) が生成する操作パイロット圧が上昇するに従って増加する。中間ストローク S 2 はブーム用の操作装置 1 2 3 の操作範囲の中間領域で生成される操作パイロット圧に対応する。

【 0 0 4 5 】

このようにブーム用の操作装置 1 2 3 を操作範囲の中間領域まで操作したときは流量制御弁 6 a ( 第 1 流量制御弁 ) のみが開弁してメインポンプ 2 0 2 ( 第 2 ポンプ装置 ) からブームシリンダ 3 a ( 第 1 特定アクチュエータ ) に圧油が供給され、操作装置 1 2 3 を前記中間領域から更に操作したときは流量制御弁 6 a , 6 i ( 第 1 及び第 2 流量制御弁 ) の両方が開弁してメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 ( 第 1 及び第 2 ポンプ装置 ) からの圧油がブームシリンダ 3 a ( 第 1 特定アクチュエータ ) に合流して供給されるように流量制御弁 6 a , 6 i ( 第 1 及び第 2 流量制御弁 ) の開口面積特性が設定されている。

20

【 0 0 4 6 】

ここで、図 5 A 及び図 5 B では、流量制御弁 6 a のブリードオフ通路が閉じるスプールストロークと流量制御弁 6 i のメータイン通路が開くスプールストロークを同じ中間ストローク S 2 としたが、僅かであれば両者の中間ストロークは異なってもよい。例えば流量制御弁 6 a のブリードオフ通路が閉じる直前に流量制御弁 6 i のメータイン通路が開くようにしてもよく、これによりスムーズな流量増加が可能となる。

30

【 0 0 4 7 】

図 5 C はブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i のメータインの流量特性を示す図であり、図 5 C の上側は、流量制御弁 6 a , 6 i のメータインの流量特性を個別に示している。

【 0 0 4 8 】

メイン駆動用の流量制御弁 6 a ( 第 1 流量制御弁 ) は、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するまではメータイン通路とブリードオフ通路の両方が開いており、その間は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって供給流量が増加しかつ負荷圧が増加するに従って供給流量は減少する。スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するとブリードオフ通路の開口面積がゼロになり、メインポンプ 2 0 2 の吐出油の全量 Q 1 がブームシリンダ 3 a に供給される。

40

【 0 0 4 9 】

アシスト駆動用の流量制御弁 6 i ( 第 2 流量制御弁 ) は圧力補償弁 7 b によって前後差圧が制御されている。このため流量制御弁 6 i の通過流量はメータイン通路の開口面積に比例して増加し、流量制御弁 6 i の流量特性は、図 5 B と同様な特性となる。すなわち、中間ストローク S 2 でブームシリンダ 3 a に圧油が供給され始め、その後スプールストロークが増加するにしたがって供給流量が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大供給流量 Q 2 となる。

【 0 0 5 0 】

図 5 C の下側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i のメータインの合成流量

50

特性を示す図である。

【 0 0 5 1 】

ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i の流量特性が、それぞれ上記のように設定されている結果、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するまでは、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって供給流量が増加しかつ負荷圧が増加するに従って供給流量は減少する。スプールストロークが中間ストローク S 2 に達した後は、スプールストロークが増加するにしたがって供給流量が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大供給流量  $Q_1 + Q_2$  となる。

【 0 0 5 2 】

図 1 に戻り、コントロールバルブユニット 4 は、上流側が絞り 4 3 を介してパイロット圧油供給路 3 1 b (後述) に接続され下流側が操作検出弁 8 b , 8 c , 8 d , 8 f , 8 g , 8 i , 8 j を介してタンクに接続された走行複合操作検出油路 5 3 と、この走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて切り換わる第 1 切換弁 4 0 , 第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 とを更に備えている。

10

【 0 0 5 3 】

走行複合操作検出油路 5 3 は、左走行モータであるアクチュエータ 3 f (以下適宜左走行モータ 3 f という) 及び / 又は右走行モータであるアクチュエータ 3 g (以下適宜右走行モータ 3 g という) と、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続される左右走行モータ以外のアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 c , 3 d の少なくとも 1 つとを同時に駆動する走行複合操作でないときは、少なくとも操作検出弁 8 a , 8 b , 8 c , 8 d , 8 f , 8 g , 8 i , 8 j のいずれかを介してタンクに連通することで油路 5 3 の圧力がタンク圧となり、当該走行複合操作時は、操作検出弁 8 f , 8 g と、操作検出弁 8 a , 8 b , 8 c , 8 d , 8 i , 8 j のいずれかがそれぞれ対応する流量制御弁と一緒にストロークしてタンクとの連通が遮断されることで、油路 5 3 に操作検出圧 (操作検出信号) を生成する。

20

【 0 0 5 4 】

第 1 切換弁 4 0 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置 (遮断位置) にあって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 の連通を遮断し、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置 (連通位置) に切り替わって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 を連通させる。

30

【 0 0 5 5 】

第 2 切換弁 1 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧  $P_{I\max 1}$  (第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 d , 3 f の最高負荷圧) を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導く。

【 0 0 5 6 】

第 3 切換弁 2 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧  $P_{I\max 2}$  (第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b , 3 c , 3 g の最高負荷圧) を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導く。

40

【 0 0 5 7 】

第 1 切換弁 4 0、第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 を走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて上記のように切り換えることで、走行複合操作でないとき (走行単独操作時) は、左走行モータ 3 f はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油で駆動され、右走行モータ 3 g はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出さ

50

れる圧油で駆動される。走行複合操作時は、第1切換弁40が第2位置に切り換わって第1圧油供給路105と第2圧油供給路205が連通し、第1及び第2吐出ポート102a, 102bは1つのポンプとして機能し、メインポンプ102の第1吐出ポート102aの吐出油と第2吐出ポート102bの吐出油は合流し、その合流した圧油で左走行モータ3fと右走行モータ3gが駆動される。

#### 【0058】

また、図1において、本実施の形態における油圧駆動装置は、原動機1によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ30と、パイロットポンプ30の圧油供給路31aに接続され、パイロットポンプ30の吐出流量を絶対圧Pgrとして検出する原動機回転数検出弁13と、原動機回転数検出弁13の下流側のパイロット圧油供給路31bに接続され、パイロット圧油供給路31bに一定のパイロット一次圧Ppilotを生成するパイロットリリーフバルブ32と、パイロット圧油供給路31bに接続され、ゲートロックレバー24により下流側のパイロット圧油供給路31cをパイロット圧油供給路31bに接続するかタンクに接続するかを切り替えるゲートロック弁100と、ゲートロック弁100の下流側のパイロット圧油供給路31cに接続され、後述する複数の流量制御弁6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6hを制御するための操作パイロット圧を生成する複数のリモコン弁(減圧弁)を有する複数の操作装置122, 123, 124a, 124b(図7)とを備えている。

10

#### 【0059】

原動機回転数検出弁13は、パイロットポンプ30の圧油供給路31aとパイロット圧油供給路31bとの間に接続された流量検出弁50と、その流量検出弁50の前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する差圧減圧弁51とを有している。

20

#### 【0060】

流量検出弁50は通過流量(パイロットポンプ30の吐出流量)が増大するにしたがって開口面積を大きくする可変絞り部50aを有している。パイロットポンプ30の吐出油は流量検出弁50の可変絞り部50aを通過してパイロット圧油供給路31b側へと流れる。このとき、流量検出弁50の可変絞り部50aには通過流量が増加するにしたがって大きくなる前後差圧が発生し、差圧減圧弁51はその前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する。パイロットポンプ30の吐出流量は原動機1の回転数によって変化するため、可変絞り部50aの前後差圧を検出することにより、パイロットポンプ30の吐出流量を検出することができ、原動機1の回転数を検出することができる。原動機回転数検出弁13(差圧減圧弁51)が出力する絶対圧Pgrは目標LS差圧としてレギュレータ112に導かれる。以下において、差圧減圧弁51が出力する絶対圧Pgrを、適宜、出力圧Pgr或いは目標LS差圧Pgrという。

30

#### 【0061】

レギュレータ112(第1ポンプ制御装置)は、差圧減圧弁111が出力するLS差圧Pis1と差圧減圧弁211が出力するLS差圧Pis2の低圧側を選択する低圧選択弁112aと、低圧選択されたLS差圧Pis12と目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrとが導かれ、LS差圧Pis12が目標LS差圧Pgrよりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力(以下LS駆動圧力という)を変化させるLS制御弁112bと、LS駆動圧力が導かれ、LS駆動圧力が低くなるにしたがってメインポンプ102の傾転角(容量)を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ102の傾転角を制御するLS制御ピストン112cと、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bのそれぞれの圧力が導かれ、それらの圧力の上昇時にメインポンプ102の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ102の傾転角を制御するトルク制御(馬力制御)ピストン112e, 112d(第1トルク制御アクチュエータ)と、最大トルクT12max(図3A参照)を設定する第1付勢手段であるバネ112uとを備えている。

40

#### 【0062】

また、レギュレータ112(第1ポンプ制御装置)は、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧(第3圧油供給路305の圧力)が導かれ、その圧力がバネ11

50

2 tのセット圧（容量制限制御の開始圧力）以下である場合は、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧をそのまま出力し、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧がバネ112tのセット圧（容量制限制御の開始圧力）よりも上昇すると、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧をバネ112tのセット圧（容量制限制御の開始圧力）に減圧して出力する減圧弁112gと、減圧弁112gの出力圧が導かれ、減圧弁112gの出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ102の最大トルク（第1所定値）が減少するようメインポンプ2の容量を減少させる減トルク制御ピストン112fとを備えている。

【0063】

10 11 低圧選択弁112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112cは、メインポンプ102の吐出圧（第1及び第2吐出ポート102a、102bの高圧側の吐出圧）が、メインポンプ102から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧（最高負荷圧 $P_{1max1}$ と最高負荷圧 $P_{1max2}$ の高圧側の圧力）より目標差圧（目標LS差圧 $P_g$ ）だけ高くなるようメインポンプ102の容量を制御する第1ロードセンシング制御部を構成する。

【0064】

20 トルク制御ピストン112d、112e及びバネ112uと減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112fは、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102bのそれぞれの吐出圧（メインポンプ102の吐出圧）とメインポンプ102の容量の少なくとも一方が増加して、メインポンプ102の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク（第1所定値）を超えないようメインポンプ102の容量を制限制御する第1トルク制御部を構成する。ここで、メインポンプ102の最大トルク（第1所定値）は可変であり、 $T_{12max} \sim T_{12max} - T_{3max}$ の範囲で変化する（後述）。

【0065】

第1ロードセンシング制御部（低圧選択弁112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112c）は、メインポンプ102が第1トルク制御部によるトルク制御の制限を受けていないときに機能し、ロードセンシング制御によりメインポンプ102の容量を制御する。

【0066】

30 レギュレータ212（第2ポンプ制御装置）は、メインポンプ202の吐出圧 $P_3$ が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ202の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ202の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン212d（第2トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク $T_{3max}$ （図3B参照）を設定する第2付勢手段であるバネ212eとを備えている。

【0067】

40 トルク制御ピストン212dとバネ212eは、メインポンプ202の吐出圧 $P_3$ が増加して、メインポンプ202の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ202の吸収トルクが最大トルク $T_{3max}$ （第2所定値）以下であるときは、メインポンプ202の容量を最大 $q_{3max}$ に維持し、メインポンプ202の吸収トルクが $T_{3max}$ （第2所定値）まで上昇すると、メインポンプ202の吸収トルクが $T_{3max}$ （第2所定値）を超えないようメインポンプ202の容量を制限制御する第2トルク制御部を構成する。

【0068】

減圧弁112gのバネ112tのセット圧は、メインポンプ202の吸収トルクが最大トルク $T_{3max}$ （第2所定値）に達すると、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧を $T_{3max}$ （第2所定値）に対応する圧力に減圧して出力するよう、バネ212のセット圧である容量制限制御の開始圧力（以下トルク制御開始圧力という） $P_{3c}$ （図4A及び図4B）に等しく設定されている。以下、適宜、減圧弁112gのバネ112tのセット圧を減圧弁112gのセット圧という。

【0069】

10

20

30

40

50

図3は、第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d, 112e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f）により得られるトルク制御特性（PQ特性）と減トルク制御ピストン112fによる減トルク制御の効果を示す図である。図3中、横軸のP12は、第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力P1, P2の合計P1+P2（メインポンプ102の吐出圧）であり、縦軸のq12はメインポンプ102の斜板の傾転角（容量）であり、q12maxはメインポンプ102の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ102の吸収トルクは、メインポンプ102の吐出圧P12（P1+P2）と傾転角q12との積で表される。また、横軸のP12maxはメインリリーフ弁114, 214の設定圧力によって得られるメインポンプ102の最大吐出圧力である。

【0070】

図3において、502は、バネ112uによって設定されたメインポンプ102の最大吸収トルクT12maxを示すトルク一定曲線である。メインポンプ202に係わるアクチュエータが動作しておらず、減トルク制御ピストン112fに導かれるメインポンプ202の吐出圧がタンク圧であるとき、メインポンプ102の吐出圧或いは傾転角が増加してメインポンプ102の吸収トルクが増加し最大トルクT12maxに達すると、メインポンプ102の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ102の傾転角はレギュレータ112のトルク制御ピストン112d, 112eによって制限制御される。例えば、メインポンプ102が最大傾転角q12maxにある状態で、メインポンプ102の吐出圧がトルク制御開始圧力を超えて上昇すると、メインポンプ102の傾転角q12はトルク一定曲線502に沿って減少する。また、メインポンプ102の傾転角がトルク一定曲線502上のいずれかにある状態でメインポンプ102の傾転角q12が増加するよう制御される場合は、メインポンプ102の傾転角q12はトルク一定曲線502上の傾転角に保持されるよう制限制御される。図3中、TEは原動機1の定格出力トルクTerateを示すトルク一定曲線であり、最大トルクT12maxはTerateよりも小さい値に設定されている。このように最大トルクT12maxを設定し、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルクT12maxを超えないように制限することで、原動機1の定格出力トルクTerateを最大限有効に利用しつつ、メインポンプ102がアクチュエータを駆動するときの原動機1の停止（エンジンストール）を防止することができる。

【0071】

図4Aは、第2トルク制御部（トルク制御ピストン212dとバネ212e）により得られるトルク制御特性をPQ特性で示す図であり、図4Bは同トルク制御特性を、縦軸をポンプトルクに置き換えて示す図である。図4A及び図4B中、横軸のP3はメインポンプ202の吐出圧であり、縦軸のq3, T3はそれぞれメインポンプ202の斜板の傾転角（容量）及び吸収トルクであり、q3maxはメインポンプ202の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ202の吸収トルクは、メインポンプ202の吐出圧P3と傾転角q3との積で表される。また、横軸のP3maxはメインリリーフ弁314の設定圧力によって得られるメインポンプ202の最大吐出圧力である。

【0072】

図4Aにおいて、602は、バネ212eによって設定されたメインポンプ202の最大吸収トルクT3maxを示すトルク一定曲線である。メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧がバネ112uのセット圧であるトルク制御開始圧力P3c（図4A及び図4B）以下であるときは、メインポンプ202の容量は最大q3maxで一定であり、図4Bに示すように、メインポンプ202の吸収トルクは吐出圧が上昇するに従って直線比例的に増加する。メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧がトルク制御開始圧力P3cまで上昇すると、メインポンプ202の吸収トルクが最大トルクT3maxに達し、図3のレギュレータ112の場合と同様、メインポンプ202の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ202の傾転角はレギュレータ212のトルク制御ピストン212dによって制限制御される。

【0073】

また、メインポンプ202の吸収トルク（傾転角）が上記のように制御されるときメイ

10

20

30

40

50

ンポンプ 202 の吐出圧（第 3 吐出ポート 202 a の圧力）は減圧弁 112 g を介して減トルク制御ピストン 112 f に導かれ、バネ 212 e のセット圧である最大トルク  $T_{12max}$ （第 1 所定値）を減少させる減トルク制御を行う。

【0074】

すなわち、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がトルク制御開始圧力  $P_{3c}$ （図 4 A 及び図 4 B）以下であるとき、減圧弁 112 g の出力圧は、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 202 の吸収トルクと同じように増加し、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がトルク制御開始圧力  $P_{3c}$  に達すると、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 202 の吸収トルクと同様に一定となる。また、その一定の圧力はメインポンプ 202 の最大トルク  $T_{3max}$ （第 2 所定値）に対応している。このように減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力が減トルク制御ピストン 112 f に導かれてメインポンプ 102 の最大トルク（第 1 所定値）が減少するように制御される。

10

【0075】

図 3 において、矢印は、減圧弁 112 g 及び減トルク制御ピストン 112 f の減トルク制御の効果を示している。メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するとき、メインポンプ 202 の吸収トルクが  $T_{3max}$ （第 2 所定値）以下であるときは、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧をそのまま出力し、減トルク制御ピストン 112 f は、図 3 のトルク一定曲線 504 に示すように、メインポンプ 102 の最大トルクをトルク一定曲線 502 の  $T_{12max}$  からメインポンプ 202 の吸収トルク分（ $T_3$ ）だけ減少させる。また、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇し、メインポンプ 202 の吸収トルクが  $T_{3max}$ （第 2 所定値）に達すると、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧を  $T_{3max}$ （第 2 所定値）に対応する圧力（トルク制御開始圧力  $P_{3c}$ ）に減圧して出力し、減トルク制御ピストン 112 f は、図 3 のトルク一定曲線 503 に示すように、メインポンプ 102 の最大トルク（第 1 所定値）を図 3 のトルク一定曲線 502 の  $T_{12max}$  からメインポンプ 202 の吸収トルク（最大トルク） $T_{3max}$  分だけ減少させる。

20

【0076】

これによりメインポンプ 102 に係わるアクチュエータとメインポンプ 202 に係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作時或いはメインポンプ 102 とメインポンプ 202 の両方に係わるアクチュエータ（ブームシリンダ 3 a）を駆動する操作時においても、メインポンプ 102 の吸収トルクとメインポンプ 202 の吸収トルクの合計が最大トルク  $T_{12max}$  を超えないように制御され（全トルク制御或いは全馬力制御 - 以下全トルク制御という）、原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。また、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン 112 f に導いてメインポンプ 102 の最大トルクを減少させるため、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受け最大トルク  $T_{3max}$  で動作するときだけでなく、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機 1 の定格出力トルク  $T_{erate}$  を有効利用することができる。

30

40

【0077】

～油圧ショベル～

図 7 は、上述した油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。

【0078】

図 7 において、作業機械としてよく知られている油圧ショベルは、下部走行体 101 と、上部旋回体 109 と、スイング式のフロント作業機 104 を備え、フロント作業機 104 は、ブーム 104 a、アーム 104 b、バケット 104 c から構成されている。上部旋回体 109 は下部走行体 101 に対して旋回モータ 3 c によって旋回可能である。上部旋回体 109 の前部にはスイングポスト 103 が取り付けられ、このスイングポスト 103 にフロント作業機 104 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 103 はス

50

イングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 1 0 9 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 1 0 4 のブーム 1 0 4 a、アーム 1 0 4 b、バケット 1 0 4 c はブームシリンダ 3 a、アームシリンダ 3 b、バケットシリンダ 3 d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 1 0 1 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h ( 図 1 参照 ) の伸縮により上下動作を行うブレード 1 0 6 が取り付けられている。下部走行体 1 0 1 は、走行モータ 3 f、3 g の回転により左右の履帯 1 0 1 a、1 0 1 b ( 図 7 では左側のみ図示 ) を駆動することによって走行を行う。

【 0 0 7 9 】

上部旋回体 1 0 9 にはキャノピータイプの運転室 1 0 8 が設置され、運転室 1 0 8 内には、運転席 1 2 1、フロント/旋回用の左右の操作装置 1 2 2、1 2 3 ( 図 7 では左側のみ図示 )、走行用の操作装置 1 2 4 a、1 2 4 b ( 図 7 では左側のみ図示 )、図示しないスイング用の操作装置及びブレード用の操作装置、ゲートロックレバー 2 4 等が設けられている。操作装置 1 2 2、1 2 3 の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作装置 1 2 2 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 2 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置 1 2 3 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 3 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はバケット用の操作装置として機能する。

【 0 0 8 0 】

～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【 0 0 8 1 】

まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油は、圧油供給路 3 1 a に供給される。圧油供給路 3 1 a には原動機回転数検出弁 1 3 が接続されており、原動機回転数検出弁 1 3 は流量検出弁 5 0 と差圧減圧弁 5 1 によりパイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じた流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧  $P_{gr}$  ( 目標 LS 差圧 ) として出力する。原動機回転数検出弁 1 3 の下流にはパイロットリリーフバルブ 3 2 が接続されており、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定の圧力 ( パイロット一次圧  $P_{pilot}$  ) を生成している。

【 0 0 8 2 】

( a ) 全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作装置の操作レバーが中立なので、全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置となる。全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置なので、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5、2 0 5 に接続された流量制御弁 6 b ~ 6 d、6 f、6 g、6 i、6 j に係わる第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 は、それぞれ、最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  は、それぞれ、アンロード弁 1 1 5、2 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1、2 1 1 に導かれる。

【 0 0 8 3 】

最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  がアンロード弁 1 1 5、2 1 5 に導かれることによって、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a、1 0 2 b の圧力  $P1$ 、 $P2$  は、最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  にアンロード弁 1 1 5、2 1 5 のそれぞれのバネの設定圧力を加算した圧力 ( アンロード弁セット圧 ) である最小圧に保たれる。ここで、アンロード弁 1 1 5、2 1 5 のバネの設定圧力を  $P_{unsp}$  とすると、通常、 $P_{unsp}$  は目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧  $P_{gr}$  よりも若干高く設定される (  $P_{unsp} > P_{gr}$  ) 。

【 0 0 8 4 】

差圧減圧弁 1 1 1、2 1 1 は、それぞれ、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5、2 0 5 の圧力  $P1$ 、 $P2$  と最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  ( タンク圧 ) との差圧 ( LS 差圧 ) を絶対圧  $Pl_{s1}$ 、 $Pl_{s2}$  として出力する。最高負荷圧  $Pl_{max1}$ 、 $Pl_{max2}$  は上述したようにそれぞれタンク圧であり、このタンク圧を  $P_{tank}$  とすると、

10

20

30

40

50



$$P_{ls1} = P_1 - P_{max1} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$$

$$P_{ls2} = P_2 - P_{max2} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$$

となる。LS差圧 $P_{ls1}$ 、 $P_{ls2}$ はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

#### 【0085】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたLS差圧 $P_{ls1}$ 、 $P_{ls2}$ はそれらの低圧側が選択され、LS差圧 $P_{ls12}$ としてLS制御弁112bに導かれる。このとき、 $P_{ls1}$ 、 $P_{ls2}$ のいずれが選択されても、 $P_{ls12} > P_{gr}$ であるので、LS制御弁112bは図1で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、LS駆動圧力はパイロットリリーフバルブ32によって生成される一定のパイロット一次圧 $P_{pilot}$ まで上昇し、このパイロット一次圧 $P_{pilot}$ がLS制御ピストン112cに導かれる。LS制御ピストン112cにパイロット一次圧 $P_{pilot}$ が導かれるので、メインポンプ102の容量(流量)は最小に保たれる。

10

#### 【0086】

一方、メインポンプ202から吐出された圧油は第3圧油供給路305に導かれ、オープンセンタ型の流量制御弁6a、6e、6hの中立位置で開口しているブリードオフ通路を経由してタンクに排出される。このため第3圧油供給路305の圧力は、メインポンプ202から吐出された圧油が流量制御弁6a、6e、6hのブリードオフ通路を通過する際に生じる極めて小さな抵抗分だけタンク圧よりも上昇しただけの極めて低い圧力となっている。

#### 【0087】

第3圧油供給路305の圧力(メインポンプ202の吐出圧)は、メインポンプ202のレギュレータ212に設けられたトルク制御(馬力制御)ピストン212dに導かれる。しかしその圧力が低いため、メインポンプ202の容量(流量)は最大に保たれる。

20

#### 【0088】

図4A及び図5Bにおいて、このときのメインポンプ202の状態を点Aで示す。メインポンプ202の吐出圧 $P_3$ は $P_{3a}$ であり、容量は最大 $q_{3max}$ となり、吐出流量も最大となる。

#### 【0089】

また、メインポンプ202の吐出圧は減圧弁112gを介して減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fにおいては、メインポンプ202の吐出圧と減トルク制御ピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量(傾転角)を小さくする方向に作用する。しかし、前述したようにメインポンプ102の容量(傾転角)は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。

30

#### 【0090】

(b) ブーム操作レバーを入力した場合(微操作)

ブーム上げ方向の操作レバー入力小さく、オープンセンタ型の流量制御弁6aのみでブームシリンダ3aを駆動する場合を考える。

#### 【0091】

ブーム用操作装置の操作レバー(ブーム操作レバー)をブームシリンダ3aが伸長する向き、つまりブーム上げ方向に入力すると、ブーム用操作装置のリモコン弁からブーム上げのパイロット圧が出力され、その圧力に応じてブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a、6iがそれぞれ図1中で上方向に切り換わる。

40

#### 【0092】

ブーム操作レバーが微操作の場合には、図5A及び図5Bにおいて、流量制御弁6a、6iのスプールストロークが $S_1$ 以上 $S_2$ 以下となる。このとき、流量制御弁6iのメータイン通路は閉じたままであり、メインポンプ202から流量制御弁6aを介してのみブームシリンダ3aのボトム側に圧油が供給される。

#### 【0093】

また、流量制御弁6aはスプールストロークが $S_1$ 以上 $S_2$ 以下であるので、ブリードオフ通路は全閉になっておらず、図5Cの $S_1 \sim S_2$ の区間に示すように、ブームシリン

50

ダ 3 a の負荷圧と、ブリードオフ通路の開口面積の大きさとメインポンプ 2 0 2 から供給される流量とによって決まる第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力と、メータイン通路の開口面積の大きさによって決まる流量がブームシリンダ 3 a に供給され、残りの流量はブリードオフ通路からタンクに排出される。

【 0 0 9 4 】

このとき、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧）は、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 に設けられたトルク制御（馬力制御）ピストン 2 1 2 d に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がバネ 2 1 2 e によって設定されたトルク一定曲線 6 0 2 のトルク制御開始圧力 P3c に達しない場合は、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大  $q_{max}$  に保たれる。第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がトルク制御開始圧力 P3c 以上となった場合は、ピストン 2 1 2 d の力とバネ 2 1 2 e の力とがバランスする傾転位置までメインポンプ 2 0 2 の容量は小さくなる。

10

【 0 0 9 5 】

例えばメインポンプ 2 0 2 が図 4 A 及び図 5 B の点 B 上で動作しているときは、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大  $q_{3max}$  に維持される。ブームシリンダ 3 a の負荷圧が高くなり、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が図 4 A のトルク制御開始圧力 P3c（点 C）以上の点 D 上で動作するときは、容量はトルク一定曲線 6 0 2 上の  $q_{3d}$  になり、吐出流量は  $q_{3d}$  に原動機 1 の回転数を掛けた値に減少する。メインポンプ 2 0 2 がトルク一定曲線 6 0 2 上で動作するときの吸収トルクは一定である。このように第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧）が P3c を超えて上昇した場合は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが一定となるよう、メインポンプ 2 0 2 はトルク制御（馬力制御）を行う。

20

【 0 0 9 6 】

また、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧）は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が減圧弁 1 1 2 g のセット圧（トルク制御開始圧力）P3c 以下の場合は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がそのまま減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が P3c より高い場合は P3c に制限された圧力が減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。減トルク制御ピストン 1 1 2 f においては、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧と減トルク制御ピストン 1 1 2 f の受圧面積との積で決まる力がメインポンプ 1 0 2 の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。しかし、今はブーム操作レバーが微操作であり、前述したようにメインポンプ 1 0 2 の容量は既に最小に保たれているため、その状態が維持される。

30

【 0 0 9 7 】

（ c ）ブーム操作レバーを入力した場合（フル操作）

ブーム上げ方向の操作レバー入力が大きく、オープンセンタ型の流量制御弁 6 a とクローズドセンタ型の流量制御弁 6 i の両方でブームシリンダ 3 a を駆動する場合を考える。

【 0 0 9 8 】

ブーム操作レバーをブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向にフルに操作した場合、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図 1 中で上方向に切り換わり、図 5 A 及び図 5 B に示したように、流量制御弁 6 a , 6 i のスプールストロークは S 3 となり、流量制御弁 6 a のブリードオフ通路は全閉状態となり、メータイン通路の開口面積は最大の A 4（全開）に保たれ、流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積も最大の A 6（全開）となる。

40

【 0 0 9 9 】

このため流量制御弁 6 a においては、（ b ）の微操作の場合と同様、メインポンプ 2 0 2 から流量制御弁 6 a のメータイン通路を介してブームシリンダ 3 a に圧油が供給される。ただしこのときは、ブリードオフ通路は全閉状態となるため、図 5 C の上側の S 3 に示すように、メインポンプ 2 0 2 の吐出油の全量  $Q_1$  がブームシリンダ 3 a に導かれる。

【 0 1 0 0 】

また、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御され、メイン

50

ポンプ 202 は、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P3 の大きさに応じて流量を吐出する。すなわち、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P3 が P3c 未満の場合は、メインポンプ 202 の容量は最大容量  $q_{3max}$  であり、メインポンプ 202 は最大流量を吐出し、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P3 が P3c 以上となる場合は、メインポンプ 202 の容量は点 C から点 E の範囲内でトルク一定曲線 602 に沿って制御される。

#### 【0101】

一方、ブームシリンダ 3a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6i の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 131 によって最高負荷圧  $PI_{max1}$  として検出され、アンロード弁 115 と差圧減圧弁 111 に導かれる。最高負荷圧  $PI_{max1}$  がアンロード弁 115 に導かれることによって、アンロード弁 115 のセット圧は、最高負荷圧  $PI_{max1}$  (ブームシリンダ 3a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力  $P_{unsp}$  を加算した圧力に上昇し、第 1 圧油供給路 105 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧  $PI_{max1}$  が差圧減圧弁 111 に導かれることによって、差圧減圧弁 111 は第 1 圧油供給路 105 の圧力 P1 と最高負荷圧  $PI_{max1}$  との差圧 (LS 差圧) を絶対圧  $PI_{s1}$  として出力する。この  $PI_{s1}$  はレギュレータ 112 の低圧選択弁 112a に導かれ、低圧選択弁 112a によって  $PI_{s1}$  と  $PI_{s2}$  の低圧側が選択される。

10

#### 【0102】

ここで、ブーム上げをフル操作するような場合、 $PI_{s2}$  は操作レバーの中立時と同様、 $P_{gr}$  よりも大きな値に保たれている ( $PI_{s2} = P_2 - PI_{max2} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$ )。一方、ブーム上げの動き出しの場合には、LS 差圧  $PI_{s1}$  はほぼゼロに等しく、 $PI_{s1} < P_{gr}$  の関係となる。よって、低圧選択弁 112a では  $PI_{s1}$  が低圧側の LS 差圧  $PI_{s12}$  として選択され、LS 制御弁 112b に導かれる。LS 制御弁 112b は、目標 LS 差圧  $P_{gr}$  と LS 差圧  $PI_{s1}$  を比較する。この場合、 $PI_{s1} < P_{gr}$  なので、LS 制御弁 112b は図 1 中で右方向に切り換わり、LS 制御ピストン 112c の圧油をタンクに放出する。このため LS 駆動圧力が低下し、メインポンプ 102 が第 1 トルク制御部 (トルク制御ピストン 112d, 112e、バネ 112u、減圧弁 112g 及び減トルク制御ピストン 112f) によるトルク制御の制限を受けない場合は、メインポンプ 102 の容量 (流量) は増加してゆき、メインポンプ 102 の流量は  $PI_{s1}$  が  $P_{gr}$  に等しくなるように制御される。

20

#### 【0103】

これによりブームシリンダ 3a には、図 5C の下側の S3 に示すように、メインポンプ 202 から流量制御弁 6a を介して供給される圧油とメインポンプ 102 の第 1 吐出ポート 102a から流量制御弁 6i を介して供給される圧油が合流して供給され、ブームシリンダ 3a はその合流した圧油により伸長方向に駆動される。

30

#### 【0104】

このとき、第 2 圧油供給路 205 には、第 1 圧油供給路 105 に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給されるが、その圧油は余剰流量としてアンロード弁 215 を介してタンクに戻される。ここで、第 2 負荷圧検出回路 132 は最高負荷圧  $PI_{max2}$  としてタンク圧を検出しているため、アンロード弁 215 のセット圧はバネの設定圧力  $P_{unsp}$  に等しくなり、第 2 圧油供給路 205 の圧力 P2 は  $P_{unsp}$  の低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁 215 の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

40

#### 【0105】

また、メインポンプ 202 の吐出油とメインポンプ 102 の吐出油とが合流してブームシリンダに供給されるとき、メインポンプ 202 側のオープンセンタ型の流量制御弁 6a はブリードオフ通路が全閉となり、メインポンプ 102 側はロードセンシング制御によってメインポンプ 102 の吐出流量が制御される。このため油圧ショックによる掘削後の積み込み動作など、ブーム操作レバーの操作量が大きい作業では、負荷圧に影響を受けにくい特性が得られ、力強い操作フィーリングを得ることができる。

#### 【0106】

一方、メインポンプ 102 が第 1 トルク制御部 (トルク制御ピストン 112d, 112

50

e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f)によるトルク制御の制限を受ける場合は、メインポンプ102の容量は、図3に示すPQ特性に従って制御される。すなわち、メインポンプ102の吐出圧(第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力の合計)が上昇し、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク(第1所定値)に達すると、最大トルク(第1所定値)を超えないようにメインポンプ102の容量は制御される。

【0107】

また、第3圧油供給路305の圧力P3は、メインポンプ102のレギュレータ112に設けられた減圧弁112gに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧(トルク制御開始圧力)P3c以下の場合は圧力P3がそのまま減トルク制御ピストン112fに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3がP3cより高い場合はP3cに制限された圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fは、前述したように、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3c以下の場合は、図3にトルク一定曲線504で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分(T3)だけメインポンプ102の最大トルクを減少させ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3cより高い場合は、図3にトルク一定曲線503で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分(最高トルクT3max)だけメインポンプ102の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。

【0108】

このように減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン112fに導いてメインポンプ102の最大トルクが減少させるため、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3maxで動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク $T_{erate}$ を有効利用することができる。

【0109】

(d)アーム操作レバーを入力した場合(微操作)

例えばアーム用の操作装置の操作レバー(アーム操作レバー)をアームシリンダ3bが伸長する向き、つまりアームクラウド方向に入力すると、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b, 6jが図1中で下方向に切り換わる。ここで、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b, 6jの開口面積特性は、図2Bを用いて説明したように流量制御弁6bがメイン駆動用であり、流量制御弁6jがアシスト駆動用である。流量制御弁6b, 6jは、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストロークする。

【0110】

アーム操作レバーが微操作で、流量制御弁6b, 6jのストロークが図2BのS2以下の場合、アーム操作レバーの操作量(操作パイロット圧)が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁6bのメータイン通路の開口面積はゼロからA1に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁6jのメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。

【0111】

流量制御弁6bが図1中で下方向に切り換わると、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧 $P_{I\max2}$ として検出され、アンロード弁215と差圧減圧弁211に導かれる。最高負荷圧 $P_{I\max2}$ がアンロード弁215に導かれることによって、アンロード弁215のセット圧は、最高負荷圧 $P_{I\max2}$ (アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧)にバネの設定圧力 $P_{uns\ p}$ を加算した圧力に上昇し、第2圧油供給路205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $P_{I\max2}$ が差圧減圧弁211に導かれることによって、差圧減圧弁211は第2圧油供給路205の圧力 $P_2$ と最高負荷圧 $P_{I\max2}$ との差圧(LS差圧)を絶対圧 $P_{Is2}$ として出力し、この $P_{Is2}$ はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。低圧選択弁112aは $P_{Is1}$ と $P_{Is2}$ の低圧側を選択する。

10

20

30

40

50

## 【 0 1 1 2 】

アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ 3 b の負荷圧が第 2 圧油供給路 2 0 5 に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧PIs2はほぼゼロに等しく、PIs2 < Pgr の関係となる。一方、このとき、PIs1は操作レバーの中立時と同様、Pgr よりも大きな値に保たれている ( $PIs1 = P1 - P1max1 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$ )。よって、低圧選択弁 1 1 2 a はPIs2を低圧側のLS差圧PIs12として選択し、PIs2がLS制御弁 1 1 2 b に導かれる。LS制御弁 1 1 2 b は、目標LS差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧PgrとPIs2を比較する。この場合、上記のようにPIs2 < Pgrであるので、LS制御弁 1 1 2 b は図 1 中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は増加してゆき、その流量増加はPIs2 = Pgrになるまで継続する。これによりメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b からアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がアームシリンダ 3 b のボトム側に供給され、アームシリンダ 3 b は伸長方向に駆動される。

10

## 【 0 1 1 3 】

このとき、第 1 圧油供給路 1 0 5 に、第 2 圧油供給路 2 0 5 に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給され、その圧油は余剰流量としてアンロード弁 1 1 5 を介してタンクに戻される。ここで、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧PImax1としてタンク圧を検出するため、アンロード弁 1 1 5 のセット圧はバネの設定圧力Punspに等しくなり、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力P1はPunspの低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁 1 1 5 の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

20

## 【 0 1 1 4 】

また、このときは、メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立である場合と同様、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧は極めて低く、この低い圧力が減圧弁 1 1 2 g によって減圧されることなく、減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、図 3 のメインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 の曲線 5 0 2 のT12maxに維持される。

## 【 0 1 1 5 】

( e ) アーム操作レバーを入力した場合 (フル操作)

例えばアーム操作レバーをアームシリンダ 3 b が伸長する向き、つまりアームクラウド方向にフルに操作した場合、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b , 6 j が図 1 中で下方向に切り換わり、図 2 B に示したように、流量制御弁 6 b , 6 j のスプールストロークはS 2 以上となり、流量制御弁 6 b のメータイン通路の開口面積はA 1 に保たれ、流量制御弁 6 j のメータイン通路の開口面積はA 2 となる。

30

## 【 0 1 1 6 】

上記 ( d ) で説明したように、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 b の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧PImax2として検出され、アンロード弁 2 1 5 が第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧PImax2が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、LS差圧PIs2が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

40

## 【 0 1 1 7 】

一方、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 j の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧PImax1 ( = PImax2 ) として検出され、アンロード弁 1 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1 に導かれる。最高負荷圧PImax1がアンロード弁 1 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 1 1 5 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧PImax1が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、LS差圧PIs1 ( = PIs2 ) がレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

## 【 0 1 1 8 】

アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ 3 b の負荷圧が第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧PI

50

s1, PIs2は、共に、ほぼゼロに等しく、 $PIs1, PIs2 < Pgr$ の関係となる。よって、低圧選択弁 1 1 2 a は、 $PIs1$ と $PIs2$ のいずれかを低圧側のLS差圧 $PIs12$ として選択し、 $PIs12$ がLS制御弁 1 1 2 b に導かれる。この場合、上記のように $PIs12$  ( $PIs1$ 又は $PIs2$ )  $< Pgr$ であるので、LS制御弁 1 1 2 b は図 1 中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は増加してゆき、その流量増加は $PIs12 = Pgr$ になるまで継続する。これによりメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からアームシリンダ 3 b のボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ 3 b は第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

#### 【0119】

また、このときも、メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立である場合と同様、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧は極めて低く、この低い圧力が減圧弁 1 1 2 g によって減圧されることなく、減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、図 3 のメインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 の曲線 5 0 2 の $T12max$ に維持される。

#### 【0120】

これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが最大トルク $T12max$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、アームシリンダ 3 b の負荷が増加した場合に原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができる。

#### 【0121】

(f) 水平均し動作及びほうき作業の場合

水平均し動作やほうき作業では、通常アーム操作レバーはアームクラウドのフル入力、ブーム操作レバーはブーム上げ微操作で行う。

#### 【0122】

ブーム上げは微操作なので、上記 (b) で説明したように、ブームシリンダ 3 a は、オープンセンタ型の流量制御弁 6 a を介してメインポンプ 2 0 2 からの圧油のみによって駆動される。また、流量制御弁 6 a のスプールストロークは $S1$ 以上 $S2$ 以下であり、ブリードオフ通路は全閉になっておらず、図 5 C の $S1 \sim S2$ の区間に示すように、ブームシリンダ 3 a の負荷圧と、ブリードオフ通路の開口面積の大きさとメインポンプ 2 0 2 から供給される流量とによって決まる第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力と、メータイン通路の開口面積の大きさとによって決まる流量がブームシリンダ 3 a に供給され、残りの流量はブリードオフ通路からタンクに排出される。

#### 【0123】

一方、アーム操作レバーはフル入力となるので、上記 (e) で説明したように、アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b とアシスト駆動用の流量制御弁 6 j はフルストロークで切り換わり、それぞれのメータイン通路の開口面積は $A1, A2$ となる。アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b , 6 j の負荷ポートを介して第 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 1 , 1 3 2 によって最高負荷圧 $PImax1, PImax2$  ( $PImax1 = PImax2$ ) として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 がそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $PImax1, PImax2$ がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 にフィードバックされ、メインポンプ 1 0 2 が第 1 トルク制御部 (トルク制御ピストン 1 1 2 d , 1 1 2 e、パネ 1 1 2 u、減圧弁 1 1 2 g 及び減トルク制御ピストン 1 1 2 f) によるトルク制御の制限を受けない場合は、メインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) が流量制御弁 6 b , 6 j の要求流量に応じて増加し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からアームシリンダ 3 b のボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ 3 b は第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

#### 【0124】

ここで、水平均し動作の場合、通常アームシリンダ 3 b の負荷圧は低く、ブームシリン

10

20

30

40

50

ダ3 aの負荷圧は高いことが多い。本実施の形態では、水平均し動作では、ブームシリンダ3 aを駆動する油圧ポンプはメインポンプ2 0 2、アームシリンダ3 bを駆動する油圧ポンプはメインポンプ1 0 2というように、負荷圧の異なるアクチュエータを駆動するポンプが別個になるので、1つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の1ポンプロードセンシングシステムのように、低負荷側の圧力補償弁7 bでの無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を発生させることはない。

【0 1 2 5】

また、ブームシリンダ3 aはオープンセンタ型の流量制御弁6 aによって制御されるため、その微操作領域においてはブリードオフ通路が開口しており、図5 CのS 1 ~ S 2の区間に示すように、ブームシリンダ3 aの負荷圧によってブームシリンダ3 aに供給される圧油の流量が柔軟に変化する。このため、ほうき作業のようにバケット爪先を地面に沿って動かすときにバケット爪先から受ける反力が微妙に変化した場合に、ブームシリンダ3 aに供給される圧油の流量がその反力の大きさに応じて変化するので、良好な操作性を得ることができる。

10

【0 1 2 6】

一方、メインポンプ1 0 2が第1トルク制御部(トルク制御ピストン1 1 2 d, 1 1 2 e、バネ1 1 2 u、減圧弁1 1 2 g及び減トルク制御ピストン1 1 2 f)によるトルク制御の制限を受ける場合は、メインポンプ1 0 2の容量は、図3に示すP Q特性に従って制御される。すなわち、メインポンプ1 0 2の吐出圧(第1及び第2圧油供給路1 0 5, 2 0 5の圧力の合計)が上昇し、メインポンプ1 0 2の吸収トルクが最大トルク(第1所定値)に達すると、最大トルク(第1所定値)を超えないようにメインポンプ1 0 2の容量は制御される。

20

【0 1 2 7】

また、上記(c)で説明したように、第3圧油供給路3 0 5の圧力P3は、メインポンプ1 0 2のレギュレータ1 1 2に設けられた減圧弁1 1 2 gに導かれ、第3圧油供給路3 0 5の圧力P3が減圧弁1 1 2 gのセット圧P3c(トルク制御開始圧力P3c)以下の場合は圧力P3がそのまま減トルク制御ピストン1 1 2 fに導かれ、第3圧油供給路3 0 5の圧力P3がP3cより高い場合はP3cに制限された圧力が減トルク制御ピストン1 1 2 fに導かれる。減トルク制御ピストン1 1 2 fは、前述したように、第3圧油供給路3 0 5の圧力P3が減圧弁1 1 2 gのセット圧P3c以下の場合は、図3にトルク一定曲線5 0 4で示すように、メインポンプ2 0 2の吸収トルク分(T3)だけメインポンプ1 0 2の最大トルクを減少させ、第3圧油供給路3 0 5の圧力P3が減圧弁1 1 2 gのセット圧P3cより高い場合は、図3にトルク一定曲線5 0 3で示すように、メインポンプ2 0 2の吸収トルク分(最高トルクT3max)だけメインポンプ1 0 2の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。

30

【0 1 2 8】

このように減圧弁1 1 2 gはメインポンプ2 0 2の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン1 1 2 fに導いてメインポンプ1 0 2の最大トルクが減少させるため、メインポンプ2 0 2が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3maxで動作するときだけでなく、メインポンプ2 0 2が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクTerateを有効利用することができる。

40

【0 1 2 9】

~効果~

本実施の形態によれば以下の効果が得られる。

【0 1 3 0】

1. ブームシリンダ3 aの負荷圧が高くアームシリンダ3 bの負荷圧が低い水平均し動作など、ブームシリンダ3 aとアームシリンダ3 bの負荷圧の差が大きい複合操作であっても、ブームシリンダ3 aとアームシリンダ3 bは別々のメインポンプ2 0 2, 1 0 2からの圧油で駆動されるため、1つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の1ポンプロードセンシングシステムのように、低負荷側の圧力補償弁での

50

無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を発生させることを防止することができ、高効率な油圧駆動装置を提供できる。

【0131】

2. メインポンプ202からブームシリンダ3aに供給される圧油の流れを制御する流量制御弁6aはオープンセンタ型であるため、ブームシリンダ3aの操作装置のレバー操作量が小さい微操作領域においてはブリードオフ通路が開口しており、ブームシリンダ3aの負荷圧によってブームシリンダ3aに供給される圧油の流量が柔軟に変化する。このため、ほうき作業のようにバケット爪先を地面に沿って動かすときにバケット爪先から受ける反力が微妙に変化した場合に、ブームシリンダ3aに供給される圧油の流量がその反力の大きさに応じて変化するので、良好な操作性を得ることができる。

10

【0132】

3. ブームシリンダ3aのレバー操作量を大きくすれば、メインポンプ202側のオープンセンタ型の流量制御弁6aはブリードオフ通路が全閉となり、メインポンプ102側はロードセンシング制御によってメインポンプ102の吐出流量が制御されるため、油圧ショベルによる掘削後の積込み動作など、ブーム操作レバーの操作量が大きい作業では、負荷圧に影響を受けにくい特性が得られ、力強い操作フィーリングを得ることができる。

【0133】

4. メインポンプ202のレギュレータ212はロードセンシング制御部を有さず、第2トルク制御部(トルク制御ピストン212dとバネ212e)のみを有する構成とした上で、減圧弁112gのセット圧(バネ112tのセット圧)を第2トルク制御部のトルク制御開始圧力(バネ212のセット圧)P3cに等しく設定したため、減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。これによりメインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3maxで動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクTeraを有効利用することができる。

20

【0134】

5. メインポンプ202のレギュレータ212はロードセンシング制御部を有しないため、レギュレータ212の機構を簡素化できるとともに、複雑な機構を用いなくても減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力することができるため、全トルク制御を行うためのレギュレータ112の構成を簡略化することができ、メインポンプ102, 202とレギュレータ112, 212を含めたポンプ全体の小型化が可能となり、かつコストの増大を抑えることができる。

30

【0135】

< 第2の実施の形態 >

~ 構成 ~

図6は、本発明の第2の実施の形態に係わる油圧ショベル(建設機械)の油圧駆動装置を示す図である。

【0136】

図1に示した第1の実施の形態との差異は、可変容量型のメインポンプ202に代えて固定容量型のメインポンプ202Aを備えること、それに伴ってメインポンプ202Aはメインポンプ202にあったレギュレータ212を備えておらず、メインポンプ102のレギュレータ112Aは減圧弁112gを備えていないことである。

40

【0137】

本実施の形態の動作は、メインポンプ202Aが固定容量型であることに関する違い以外は、基本的に第1の実施の形態と同じであり、第1の実施の形態と同様、上記1~3の効果が得られる。

【0138】

また、メインポンプ202Aの吐出圧が減トルク制御ピストン112fに導かれることで、メインポンプ102は、メインポンプ202Aの吸収トルクの分だけ自らのトルクを

50



減じるので、メインポンプ 102 とメインポンプ 202A の吸収トルクの合計が、予め設定された値（最大トルク T12max）を超えないように、全トルク制御を行う。

【0139】

更に、メインポンプ 202A は固定容量型で、レギュレータを備えていないので、メインポンプ 102、202A とレギュレータ 112A を含めたポンプ全体の一層の小型化と低コスト化が可能となる。

【0140】

<その他>

以上の実施の形態は一例であり、本発明の精神の範囲内で種々の変形が可能である。

【0141】

例えば、上記実施の形態では、第 1 ポンプ装置が第 1 及び第 2 吐出ポート 102a、102b を有するスプリットフロタイプ油圧ポンプ 102 である場合について説明したが、第 1 ポンプ装置は、単一の吐出ポートを有する可変容量型油圧ポンプであってもよい。

【0142】

また、建設機械が油圧ショベルであり、第 1 特定アクチュエータがブームシリンダ 3a であり、第 2 特定アクチュエータがアームシリンダ 3b である場合について説明したが、第 2 特定アクチュエータが第 1 特定アクチュエータと複合操作で使用される頻度の高いアクチュエータであれば、ブームシリンダとアームシリンダ以外であってもよい。

【0143】

更に、そのような第 1 及び第 2 特定アクチュエータの動作条件を満たすアクチュエータを備えた建設機械であれば、油圧走行クレーン等、油圧ショベル以外の建設機械に本発明を適用してもよい。

【0144】

更に、上記実施の形態のロードセンシングシステムは一例であり、ロードセンシングシステムは種々の変形が可能である。例えば、上記実施の形態では、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、その出力圧を圧力補償弁に導いて目標補償差圧を設定しかつ LS 制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁や LS 制御弁に導くようにしてもよい。

【符号の説明】

【0145】

- 1 原動機
- 102 可変容量型メインポンプ（第 1 ポンプ装置）
- 102a、102b 第 1 及び第 2 吐出ポート
- 112 レギュレータ（第 1 ポンプ制御装置）
- 112a 低圧選択弁
- 112b LS 制御弁
- 112c LS 制御ピストン
- 112d、112e トルク制御ピストン
- 112f 減トルク制御ピストン
- 112g 減圧弁
- 112t バネ
- 112u バネ
- 202 可変容量型メインポンプ（第 2 ポンプ装置）
- 202a 第 3 吐出ポート
- 212 レギュレータ（第 2 ポンプ制御装置）
- 212d トルク制御ピストン
- 212e バネ
- 115 アンロード弁

10

20

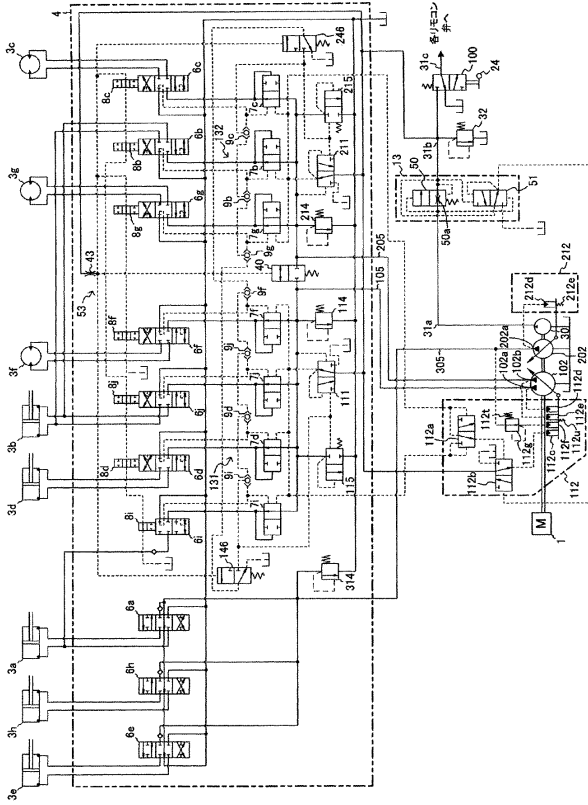
30

40

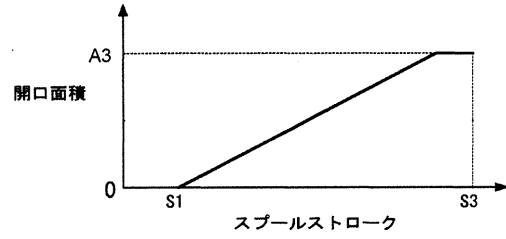
50

2 1 5	アンロード弁	
1 1 1 , 2 1 1	差圧減圧弁	
1 4 6 , 2 4 6	第 2 及び第 3 切換弁	
3 a ~ 3 h	複数のアクチュエータ	
3 a , 3 b , 3 c , 3 d , 3 f , 3 g	複数の第 1 アクチュエータ	
3 a , 3 e , 3 h	複数の第 2 アクチュエータ	
3 a	ブームシリンダ (第 1 特定アクチュエータ)	
3 b	アームシリンダ (第 2 特定アクチュエータ)	
4	コントロールバルブユニット	
6 a , 6 e , 6 h	オープンセンタ型の流量制御弁	10
6 a	ブームシリンダのメイン駆動用流量制御弁 (第 1 流量制御弁)	
6 b ~ 6 d , 6 f , 6 g , 6 i , 6 j	クローズドセンタ型の流量制御弁	
6 i	ブームシリンダのアシスト駆動用流量制御弁 (第 2 流量制御弁)	
7 b ~ 7 d , 7 f , 7 g , 7 i , 7 j	圧力補償弁	
8 b ~ 8 d , 8 f , 8 g , 8 i , 8 j	操作検出弁	
9 d , 9 f , 9 i , 9 j	シャトル弁	
9 b , 9 c , 9 g	シャトル弁	
1 3	原動機回転数検出弁	
2 4	ゲートロックレバー	
3 0	パイロットポンプ	20
3 1 a , 3 1 b , 3 1 c	パイロット圧油供給路	
3 2	パイロットリリーフバルブ	
4 0	第 1 切換弁	
5 3	走行複合操作検出油路	
1 0 0	ゲートロック弁	
1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b	操作装置	
1 3 1	第 1 負荷圧検出回路	
1 3 2	第 2 負荷圧検出回路	
1 0 5	第 1 圧油供給路	
2 0 5	第 2 圧油供給路	30
3 0 5	第 3 圧油供給路	

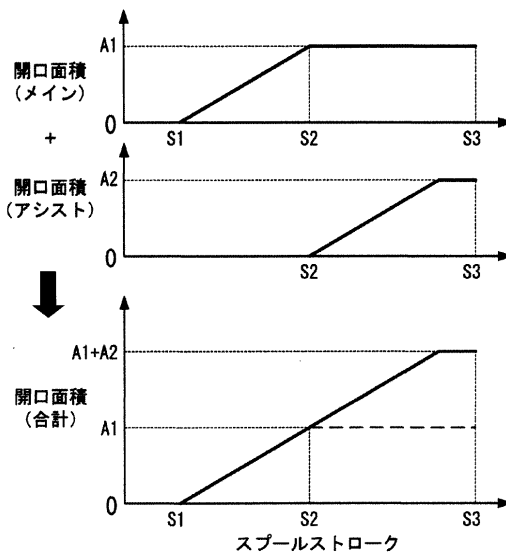
【図 1】



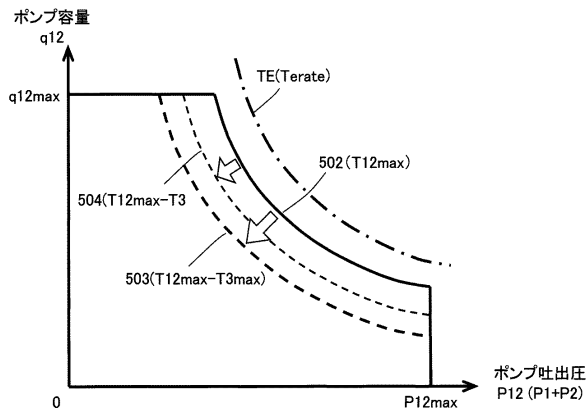
【図 2 A】



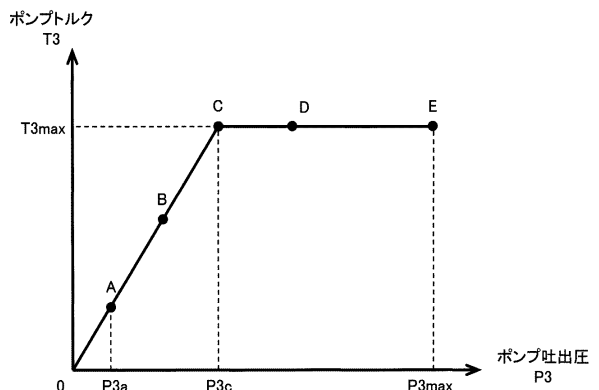
【図 2 B】



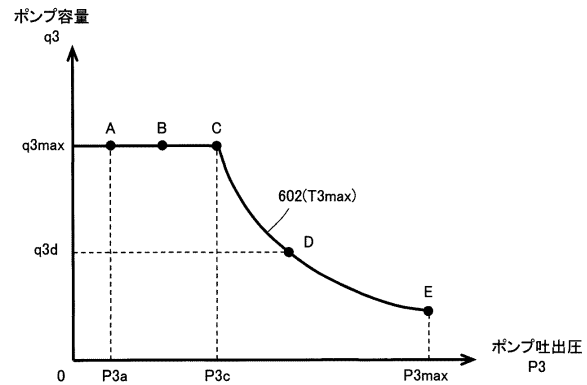
【図 3】



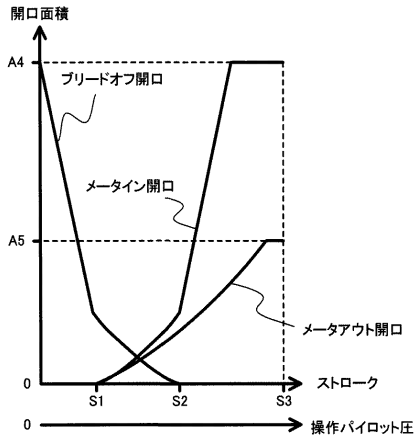
【図 4 B】



【図 4 A】

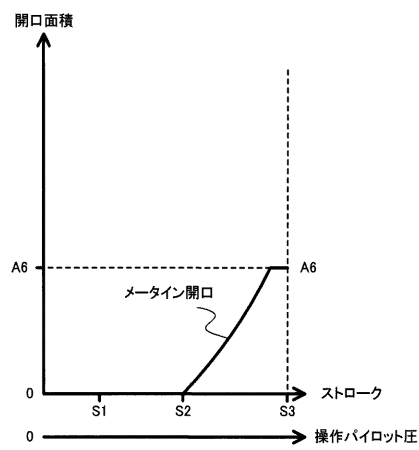


【図 5 A】



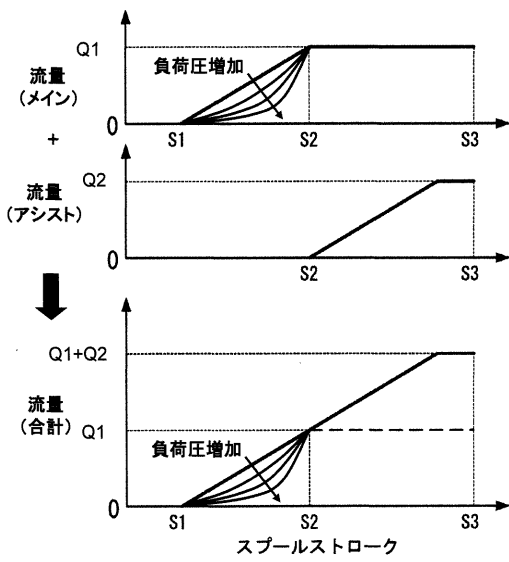
オープンセンタ型流量制御弁(メイン駆動用)

【図 5 B】

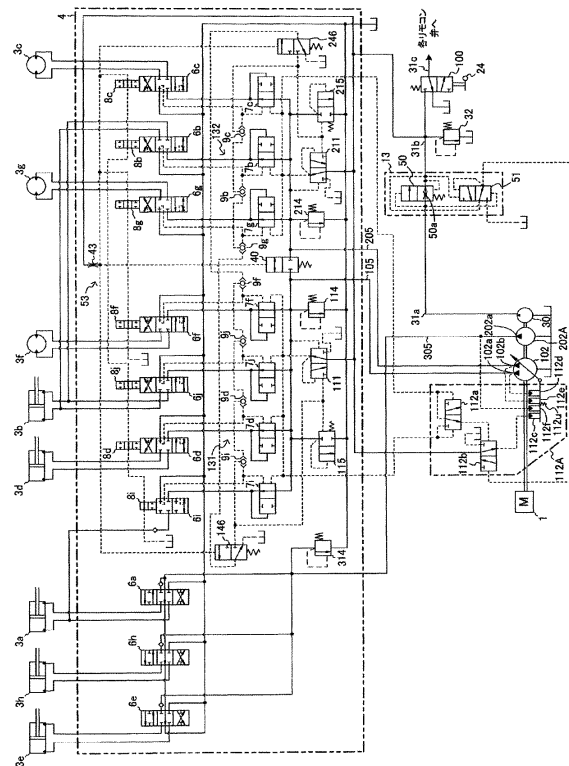


クローズドセンタ型流量制御弁(アシスト駆動用)

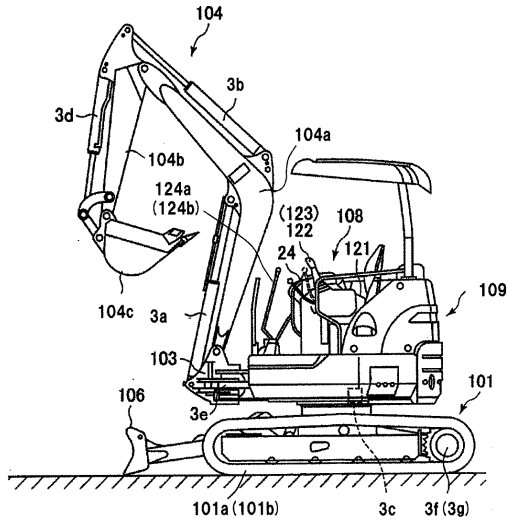
【図 5 C】



【図 6】



【 図 7 】



---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
E 0 2 F 9/22 K

(72)発明者 竹林 圭文  
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2 株式会社日立建機ティエラ 滋賀  
工場内

(72)発明者 中村 夏樹  
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2 株式会社日立建機ティエラ 滋賀  
工場内

審査官 北村 一

(56)参考文献 特開平 0 7 - 3 1 7 7 0 8 ( J P , A )  
特開平 1 0 - 0 3 7 9 0 7 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)  
F 1 5 B 1 1 / 0 0 - 1 1 / 2 2  
E 0 2 F 9 / 2 2