

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6226844号
(P6226844)

(45) 発行日 平成29年11月8日(2017.11.8)

(24) 登録日 平成29年10月20日(2017.10.20)

(51) Int.Cl.	F 1
F 15B 11/02	(2006.01)
F 15B 11/05	(2006.01)
F 15B 11/00	(2006.01)
F 15B 11/17	(2006.01)
EO2F 9/22	(2006.01)
F 15B	11/02
F 15B	11/05
F 15B	11/00
F 15B	11/00
F 15B	11/02

請求項の数 5 (全 46 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2014-190427 (P2014-190427)
(22) 出願日	平成26年9月18日 (2014.9.18)
(65) 公開番号	特開2016-61387 (P2016-61387A)
(43) 公開日	平成28年4月25日 (2016.4.25)
審査請求日	平成28年9月13日 (2016.9.13)

(73) 特許権者	398071668 株式会社日立建機ティエラ 滋賀県甲賀市水口町笛が丘1番2号
(74) 代理人	110001829 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笛が丘1-2 株式会社日立建機テ ィエラ 滋賀工場内
(72) 発明者	鈴賀 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

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】

下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備えた建設機械の油圧駆動装置であって、

原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、

前記第1メインポンプにより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、

前記第1メインポンプから前記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、

前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、

前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリングと、前記下部走行体を駆動するための左右の走行モータとを含み、

前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁と左走行駆動用の流量制御弁と右走行駆動用の流量制御弁とを含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁と左走行駆動用の圧力補償弁と右走行駆

10

20

動用の圧力補償弁とを含む建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、

前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないように制御するトルク制御部を更に有し、

前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、

前記旋回モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、

前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えられ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に供給する合流弁を設け、

前記左右の走行モータの一方は前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記左走行駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、

前記左右の走行モータの他方は前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記右走行駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、

前記スプリットフロー型の第1メインポンプの第1吐出ポートと第2吐出ポートの間に配置され、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記左右の走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をしたときに遮断位置から合流位置に切り換わる合流遮断弁と、

前記合流遮断弁が前記遮断位置にあるとき、前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第1アンロード弁と、

前記合流遮断弁が前記遮断位置にあるとき、前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第2アンロード弁とを更に備えることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項2】

請求項1に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記旋回駆動用の圧力補償弁は、前記旋回モータの負荷圧が高くなるにしたがって前記旋回モータに供給される圧油の流量が減少するよう前記旋回駆動用の流量制御弁の前後差圧を制御する負荷依存特性を有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項3】

請求項1又は2に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記合流弁は、前記第1メインポンプの前記第2吐出ポートから前記ブームシリンダに供給される圧油の流量を制御する流量制御弁と、この流量制御弁の前後差圧を制御する圧力補償弁とを備えることを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項4】

下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備

10

20

30

40

50

えた建設機械の油圧駆動装置であって、

原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、

前記第1メインポンプにより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

前記第1メインポンプから前記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、

前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、

10

前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリンダとを含み、

前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁を含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁を含む建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、

前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないように制御するトルク制御部を更に有し、

20

前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、

前記旋回モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、

前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えられ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に供給する合流弁を設け、

30

前記スプリットフロー型の第1メインポンプに加え、可変容量型でシングルフロー型の第2メインポンプを備え、

前記ブーム駆動用の流量制御弁はメインの流量制御弁とサブの流量制御弁を含み、

前記ブームシリンダは、前記シングルフロー型の第2メインポンプから吐出された圧油が前記ブームシリンダに供給されるよう前記第2メインポンプに前記メインの流量制御弁を介して接続されるとともに、前記スプリットフロー型の第1メインポンプの前記第1吐出ポートから吐出された圧油が前記ブームシリンダに供給されるよう前記第1メインポンプの前記第1吐出ポートに前記サブの流量制御弁を介して接続され、

40

前記メインの流量制御弁は、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、第1中間ストロークで最大開口面積となるように開口面積特性が設定され、

前記サブの流量制御弁は、スプールストロークが第2中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記第2中間ストローク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の直前で最大開口面積となるように開口面積特性が設定され、

前記合流弁は、スプールストロークが第3中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記第3中間ストロークを超えると開口するように開口面積特性が設定され、

前記第2中間ストロークは前記第1中間ストロークとほぼ同じに設定され、

50

前記第3中間ストロークは前記第2中間ストロークとほぼ同じか、それ以上に設定されていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項5】

下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備えた建設機械の油圧駆動装置であって、

原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、

前記第1メインポンプにより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、

前記第1メインポンプから前記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、 10

前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、

前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリンダとを含み、

前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁を含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁を含む建設機械の油圧駆動装置において、 20

前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、

前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないように制御するトルク制御部を更に有し、

前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、

前記旋回モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、 30

前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えられ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に供給する合流弁を設け、

前記合流弁は、前記第1メインポンプの前記第2吐出ポートから前記ブームシリンダに圧油を供給する油路に設けられ、前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたときに前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して閉位置から開位置に切り換えられる切換弁であり、 40

前記複数のアクチュエータは前記下部走行体を駆動するための左右の走行モータを更に含み、

前記左右の走行モータの一方は、前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出される圧油により駆動され、前記左右の走行モータの他方は、前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油により駆動されるように、前記第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートは前記左右の走行モータに接続され、

前記スプリットフロー型の第1メインポンプの第1吐出ポートと第2吐出ポートの間に合流遮断弁を配置し、 50

前記合流遮断弁は、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をしたときに遮断位置から合流位置に切り換わるよう構成され、

前記切換弁は、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をし、前記合流遮断弁が前記合流位置に切り換わったときは前記閉位置から前記開位置への切り換わりを禁止するよう構成されてい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】

10

本発明は、油圧式ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、2つの吐出ポートを有しあつ單一のレギュレータ（ポンプ制御装置）によって吐出流量が制御されるスプリットフロー型で可変容量型の油圧ポンプを備えるとともに、油圧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ロードセンシングシステムを備えた建設機械の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

20

油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置においては、油圧ポンプ（メインポンプ）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ロードセンシングシステムを備えたものが広く利用されている。

【0003】

特許文献1には、そのようなロードセンシングシステムを備えた建設機械の油圧駆動装置において、第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群に対応して第1及び第2の2つの油圧ポンプを設けた2ポンプロードセンシングシステムが記載されている。

【0004】

特許文献2には、2つの油圧ポンプを用いる代わりに、1つの容量可変部材と2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプを用い、第1の吐出ポート及び第2の吐出ポートの吐出流量を第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群の最大負荷圧に基づいて制御できるようにした2ポンプロードセンシングシステムが記載されている。

【0005】

30

一方、特許文献3には、圧力補償弁の各受圧面積に意図的に差を設けることで、アクチュエータ負荷圧が高くなるにしたがってアクチュエータに供給される圧油の流量を減少させる負荷依存特性を持たせた油圧駆動装置が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2011-196438号公報

【特許文献2】特開2012-67459号公報

【特許文献3】特許第3564911号公報

【発明の概要】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

油圧ショベル等の上部旋回体を有する建設機械においては、複数のアクチュエータを同時に操作する複合操作に、上部旋回体を旋回させながらブームを上昇させるいわゆる旋回ブーム上げがある。旋回ブーム上げは、ダンプトラック等への積み込み作業時等に繰り返し行われる複合操作であり、油圧ショベルで頻繁に行われる。昨今の油圧ショベルには、この旋回ブーム上げにおけるオペレーターの操作性を向上させるために、上部旋回体を旋回する旋回モータと、ブームを回動させるブームシリンダとをそれぞれ別のポンプで駆動しているものがある。

【0008】

50

特許文献 1 記載の油圧駆動装置はその一例であり、ブームシリンダは第 1 アクチュエータ群に含まれ、旋回モータは第 2 アクチュエータ群に含まれ、ブームシリンダを第 1 油圧ポンプで駆動し、旋回モータを第 2 油圧ポンプで駆動している。

【 0 0 0 9 】

特許文献 2 記載の油圧駆動装置においては、走行単独或いは走行とドーザ装置の複合操作では 2 つの吐出ポートの吐出流量を独立してアクチュエータに供給しているが、それ以外の複合操作では、分・合流切換弁を合流位置に切り換えてスプリットフロー型の油圧ポンプの 2 つの吐出ポートを 1 ポンプとして機能させ、2 つの吐出ポートの吐出油を合流してアクチュエータに供給している。このような油圧駆動装置で旋回ブーム上げを行った場合は、ブームシリンダと旋回モータに 2 つの吐出ポートからの吐出油が合流して供給されるため、旋回モータが高負荷・小流量のアクチュエータ、ブームシリンダが低負荷・大流量のアクチュエータとなる旋回ブーム上げの初期段階においてブーム上げ速度の低下が防止され、旋回ブーム上げにおける操作性を向上させることができる。

【 0 0 1 0 】

しかし、特許文献 2 記載の油圧駆動装置は、旋回ブーム上げを行うとき、2 つの吐出ポートの吐出油をそれぞれの圧力補償弁及び流量制御弁の上流側で合流させる構成であるため、合流した圧油がそれぞれの圧力補償弁と流量制御弁で分流してブームシリンダと旋回モータに供給されるとき、低負荷のアクチュエータであるブームシリンダ側の圧力補償弁が強く絞られ、ブームシリンダ側の圧力補償弁メータイン圧損が大きくなり、この圧力補償弁の圧損のために無駄なエネルギー消費が発生してしまう。

【 0 0 1 1 】

このような問題を解決する方策として、特許文献 2 記載の油圧駆動装置において、旋回ブーム上げの複合操作時にスプリットフロー型の油圧ポンプの 2 つの吐出ポート間の連通を遮断し、2 つの吐出ポートの吐出油を合流させずに、特許文献 1 のように、ブームシリンダと旋回モータに 2 つの吐出ポートの吐出油をそれぞれ独立して供給し、ブームシリンダと旋回モータを独立して駆動することが考えられる。しかし、その場合には次のような問題がある。

【 0 0 1 2 】

旋回ブーム上げの複合操作では、旋回モータが駆動する上部旋回体は極めて重い慣性体であるため、油圧ポンプが圧油を吐出し、旋回モータに圧油が流入しても旋回モータの回転速度はすぐには上昇しない。このため旋回ブーム上げの初期段階では、旋回モータの負荷圧は旋回モータに設けられている旋回リリーフ弁のセット圧まで急激に上昇し、その後、上部旋回体が回転し始め、回転速度が上昇してくると、旋回モータの負荷圧は徐々に低下する。一方、フロント作業機を持ち上げるブームシリンダの負荷圧は旋回モータの負荷圧ほど大きく変化せず、かつ旋回ブーム上げの初期段階では旋回モータの負荷圧ほど高くならない。その結果、旋回ブーム上げの初期段階では、ブームシリンダの負荷圧の方が旋回モータの負荷圧よりも低く、旋回モータの負荷圧が減少する旋回ブーム上げの後期の段階でブームシリンダの負荷圧の方が旋回モータの負荷圧よりも高くなる。

【 0 0 1 3 】

ここで、油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置においては、一般的に、油圧ポンプのレギュレータにトルク制御用のアクチュエータを設け、油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないようにするトルク制御を行っている。このようなトルク制御をスプリットフロー型の油圧ポンプで行う場合は、スプリットフロー型の油圧ポンプの 2 つの吐出ポートの吐出圧をトルク制御用のアクチュエータに導き、両者の平均圧力（又は合計圧力）でトルク制御を行うことになる。

【 0 0 1 4 】

また、スプリットフロー型の油圧ポンプは、2 つの吐出ポートを有しているが、容量可変部材は 1 つであるため、2 つの吐出ポートの吐出流量は常に同じとなる。

【 0 0 1 5 】

10

20

30

40

50

特許文献 2 記載の油圧駆動装置において、スプリットフロー型の油圧ポンプのレギュレータに上記のようにトルク制御用のアクチュエータを設けた場合、旋回ブーム上げの初期段階では、旋回モータの負荷圧が旋回リリーフ弁のセット圧まで上昇すると平均圧力（又は合計圧力）も高くなるため、トルク制御用のアクチュエータによって油圧ポンプの容量が減少し、旋回モータ側の吐出ポートの吐出流量だけでなく、ブームシリンダ側の吐出ポートの吐出流量も減少してしまう。この吐出流量の減少はブーム上げの速度低下を招き、ブームがオペレータの意図通りに上がらず、操作性を損なってしまう。

【 0 0 1 6 】

また、ブーム用の流量制御弁の要求流量が旋回用の流量制御弁の要求流量よりも大きい場合には旋回モータ側の吐出ポート側に余剰流量が発生し、この余剰流量は利用されることなくアンロード弁からタンクに排出される。このとき、アンロード弁によって動力が消費され、油圧ポンプを駆動する原動機が持つトルクを有効に利用することができない。

10

【 0 0 1 7 】

特許文献 3 に記載のように旋回駆動用の圧力補償弁として負荷依存特性を有する圧力補償弁を用いた場合は、旋回ブーム上げの初期段階で旋回モータの負荷圧が旋回リリーフ弁のセット圧まで上昇したときは、旋回駆動用の流量制御弁から旋回モータに供給される流量は更に減少し、余剰流量が増加するため、余剰流量が利用されることなくアンロード弁から無駄にタンクに排出される問題は、より顕著となる。

【 0 0 1 8 】

本発明の目的は、2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプを備え、かつ油圧ポンプをロードセンシング制御とトルク制御を行う構成とした建設機械の油圧駆動装置において、上部旋回体を旋回させながらブームを上昇させる旋回ブーム上げを行う場合に、旋回モータ側の吐出ポートの吐出油をブームシリンダの駆動に有効に利用し、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化を防止するとともに、圧力補償弁での圧損やアンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる建設機械の油圧駆動装置を提供することである。

20

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 9 】

(1) 上記目的を達成するため、本発明は、下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備えた建設機械の油圧駆動装置であって、原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、前記第1メインポンプにより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、前記第1メインポンプから前記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、前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリンダと、前記下部走行体を駆動するための左右の走行モータとを含み、前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁と左走行駆動用の流量制御弁と右走行駆動用の流量制御弁とを含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁と左走行駆動用の圧力補償弁と右走行駆動用の圧力補償弁とを含む建設機械の油圧駆動装置において、前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないように制御するトルク制御部を更に有し、前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、前記旋回

30

40

50

モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えられ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に供給する合流弁を設け、前記左右の走行モータの一方は前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記左走行駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、前記左右の走行モータの他方は前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記右走行駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、前記スプリットフロー型の第1メインポンプの第1吐出ポートと第2吐出ポートの間に配置され、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記左右の走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をしたときに遮断位置から合流位置に切り換わる合流遮断弁と、前記合流遮断弁が前記遮断位置にあるとき、前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第1アンロード弁と、前記合流遮断弁が前記遮断位置にあるとき、前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第2アンロード弁とを更に備える構成とする。

【0020】

このようにブームシリンダを第1メインポンプの第1吐出ポートに接続し、旋回モータを第1メインポンプの第2吐出ポートに接続した上で、第1メインポンプの第2吐出ポート側に合流弁を設け、第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部をブーム駆動用の流量制御弁の下流側で第1吐出ポートから吐出された圧油に合流してブームシリンダに供給できるようにすることで、旋回ブーム上げを行うときに旋回モータ側の吐出ポート（第2吐出ポート）の吐出油がブームシリンダの駆動に有効に利用され、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化が防止される。

【0021】

また、第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部をブーム駆動用の流量制御弁の下流側で第1吐出ポートから吐出された圧油に合流してブームシリンダに供給するため、旋回ブーム上げを行うときにブーム駆動用の圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費が抑えられ、かつ旋回モータ側のアンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

更に、左右の走行モータの少なくとも1つと走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作（走行複合操作）以外の複合操作では、合流遮断弁は遮断位置にあるため第1吐出ポートの吐出油と第2吐出ポートの吐出油はブーム駆動用の流量制御弁と旋回駆動用の流量制御弁に別々に供給されるため、旋回ブーム上げを行うときにブーム駆動用の圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を押さえることができる。一方、走行複合操作では合流遮断弁は合流位置に切り換わり、スプリットフロー型の油圧ポンプの2つの吐出ポートは1ポンプとして機能する。このため2つの吐出ポートの圧油が合流して左右の走行モータと走行モータ以外のアクチュエータに供給され、左右の走行モータの操作レバーと同じ入力量で操作した場合は、直進走行性を維持しつつ、所望の速度で走行モータ以外のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作性を得ることができる。

【0022】

10

20

30

40

50

(2) 上記(1)の油圧駆動装置において、好ましくは、前記旋回駆動用の圧力補償弁は、前記旋回モータの負荷圧が高くなるにしたがって前記旋回モータに供給される圧油の流量が減少するよう前記旋回駆動用の流量制御弁の前後差圧を制御する負荷依存特性を有するものとする。

【0023】

このように旋回駆動用の圧力補償弁として負荷依存特性を有する圧力補償弁を用いた場合は、旋回ブーム上げの初期段階で旋回モータの負荷圧がリリーフ弁の設定圧まで上昇したときは旋回モータに供給される流量は更に減少し、余剰流量は増加する。しかし、この場合においても、上記(1)で述べたように、第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部をブームシリンダに第1吐出ポートから吐出された圧油に合流して供給する構成としたため、余剰流量はブームシリンダの駆動に有効に利用され、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化が防止される。また、第2吐出ポート(旋回モータ側の吐出ポート)の吐出油が有効に利用され、アンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

【0024】

(3) 上記(1)又は(2)の油圧駆動装置において、好ましくは、前記合流弁は、前記第1メインポンプの前記第2吐出ポートから前記ブームシリンダに供給される圧油の流量を制御する流量制御弁と、この流量制御弁の前後差圧を制御する圧力補償弁とを備えるものとする。

【0025】

これにより旋回ブーム上げの複合操作において、ブームシリンダと旋回モータの負荷圧の差の大きさに係わらず、第1メインポンプの第2吐出ポートから合流弁を介してブームシリンダに供給される圧油の流量が変化せず、オペレータの意図通りのブーム上げ速度を得ることができる。

【0026】

(4) また、上記目的を達成するため、本発明は、下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備えた建設機械の油圧駆動装置であって、原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、前記第1メインポンプにより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、前記第1メインポンプから前記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、前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリンダとを含み、前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁を含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁を含む建設機械の油圧駆動装置において、前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超えないように制御するトルク制御部を更に有し、前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、前記旋回モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンドラ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えら

10

20

30

40

50

れ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンドラの前記ブームを上昇させる側のシリンドラ室に供給する合流弁を設け、前記スプリットフロー型の第1メインポンプに加え、可変容量型でシングルフロー型の第2メインポンプを備え、前記ブーム駆動用の流量制御弁はメインの流量制御弁とサブの流量制御弁を含み、前記ブームシリンドラは、前記シングルフロー型の第2メインポンプから吐出された圧油が前記ブームシリンドラに供給されるよう前記第2メインポンプに前記メインの流量制御弁を介して接続されるとともに、前記スプリットフロー型の第1メインポンプの前記第1吐出ポートから吐出された圧油が前記ブームシリンドラに供給されるよう前記第1メインポンプの前記第1吐出ポートに前記サブの流量制御弁を介して接続され、前記メインの流量制御弁は、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、第1中間ストロークで最大開口面積となるように開口面積特性が設定され、前記サブの流量制御弁は、スプールストロークが第2中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記第2中間ストローク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の直前で最大開口面積となるように開口面積特性が設定され、前記合流弁は、スプールストロークが第3中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記第3中間ストロークを超えると開口するように開口面積特性が設定され、前記第2中間ストロークは前記第1中間ストロークとほぼ同じに設定され、前記第3中間ストロークは前記第2中間ストロークとほぼ同じか、それ以上に設定されるものとする。

10

【0027】

これにより上記(1)の場合と同様、2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプを備え、かつ油圧ポンプをロードセンシング制御とトルク制御を行う構成とした建設機械の油圧駆動装置において、上部旋回体を旋回させながらブームを上昇させる旋回ブーム上げを行う場合に、旋回モータ側の吐出ポートの吐出油をブームシリンドラの駆動に有効に利用し、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化を防止するとともに、圧力補償弁での圧損やアンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

20

また、ブーム操作レバーをフル操作したときは、ブーム駆動用のメインの流量制御弁、サブの流量制御弁とともに最大開口面積となり、かつ合流弁も最大開口面積となるため、ブームシリンドラにはそれらの合計の開口面積に見合った流量の圧油が供給され、良好なブーム上げ速度を確保することができる。

30

【0032】

(5)また、上記目的を達成するため、本発明は、下部走行体と、この下部走行体に対して旋回可能に装架された上部旋回体と、この上部旋回体に対して上下方向に回動可能に取り付けられたブームを含むフロント作業機とを備えた建設機械の油圧駆動装置であって、原動機により駆動される少なくとも1つの可変容量型の第1メインポンプと、前記第1メインポンプにより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、前記第1メインポンプから前記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、前記複数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メインポンプの吐出圧が前記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前記第1メインポンプの容量を制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置とを備え、前記複数のアクチュエータは、前記上部旋回体を旋回させるための旋回モータと、前記ブームを上下方向に回動させるためのブームシリンドラとを含み、前記複数の流量制御弁は旋回駆動用の流量制御弁とブーム駆動用の流量制御弁を含み、前記複数の圧力補償弁は旋回駆動用の圧力補償弁とブーム駆動用の圧力補償弁を含む建設機械の油圧駆動装置において、前記第1メインポンプは、第1及び第2の2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプであり、前記ポンプ制御装置は、前記スプリットフロー型の油圧ポンプの前記第1及び第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって前記油圧ポンプの容量を減少させ、油圧ポンプの吸収トルクが制限トルクを超

40

50

えないように制御するトルク制御部を更に有し、前記ブームシリンダは前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記ブーム駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第1吐出ポートに接続され、前記旋回モータは前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油によって駆動されるよう、前記旋回駆動用の圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1メインポンプの第2吐出ポートに接続され、前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたとき前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して切り換えられ、前記ブーム駆動用の流量制御弁の下流側で前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油の一部を前記第1吐出ポートから吐出された圧油に合流させ前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に供給する合流弁を設け、前記合流弁は、前記第1メインポンプの前記第2吐出ポートから前記ブームシリンダに圧油を供給する油路に設けられ、前記ブームシリンダの前記ブームを上昇させる側のシリンダ室に前記第1吐出ポートから吐出された圧油が供給されるように前記ブーム駆動用の流量制御弁が操作されたときに前記ブーム駆動用の流量制御弁の操作に連動して閉位置から開位置に切り換えられる切換弁であり、前記複数のアクチュエータは前記下部走行体を駆動するための左右の走行モータを更に含み、前記左右の走行モータの一方は、前記第1メインポンプの第1吐出ポートから吐出される圧油により駆動され、前記左右の走行モータの他方は、前記第1メインポンプの第2吐出ポートから吐出された圧油により駆動されるように、前記第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートは前記左右の走行モータに接続され、

10

前記スプリットフロー型の第1メインポンプの第1吐出ポートと第2吐出ポートの間に合流遮断弁を配置し、前記合流遮断弁は、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をしたときに遮断位置から合流位置に切り換わるように構成され、前記切換弁は、前記左右の走行モータの少なくとも1つと前記走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作をし、前記合流遮断弁が前記合流位置に切り換わったときは前記閉位置から前記開位置への切り換わりを禁止するように構成されるものとする。

20

【0033】

これにより上記(1)の場合と同様、2つの吐出ポートを有するスプリットフロー型の油圧ポンプを備え、かつ油圧ポンプをロードセンシング制御とトルク制御を行う構成とした建設機械の油圧駆動装置において、上部旋回体を旋回させながらブームを上昇させる旋回ブーム上げを行う場合に、旋回モータ側の吐出ポートの吐出油をブームシリンダの駆動に効率的に利用し、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化を防止するとともに、圧力補償弁での圧損やアンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

30

また、合流弁を流量制御弁と圧力補償弁で構成した場合に比べてより構成が簡単となり、合流弁を設ける場合のコストアップを低減することができる。

更に、走行とブーム上げの複合操作でブーム操作レバーをフル操作した場合は、合流遮断弁は合流位置に切り換わり、スプリットフロー型の第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートは1ポンプとして機能するため、第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートからブームシリンダにサブの流量制御弁と圧力補償弁を介して流量制御された圧油が供給される。一方、合流弁としての切換弁は切り換わらないため、第1メインポンプの第2吐出ポートからブームシリンダに切換弁を介して圧油が供給されることではなく、ブームシリンダと走行モータの負荷圧の差の大きさが変化しても、第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートからブームシリンダに供給される圧油の流量は変化しない。これにより合流弁として構成が簡単で安価な切換弁を用いた場合でも、オペレータの意図通りのブーム上げ速度を得ることができる。

40

【発明の効果】

【0034】

上記(1)、(4)、(5)の本発明によれば、2つの吐出ポートを有するスプリット

50

フロー型の油圧ポンプを備え、かつ油圧ポンプをロードセンシング制御とトルク制御を行う構成とした建設機械の油圧駆動装置において、上部旋回体を旋回させながらブームを上昇させる旋回ブーム上げを行う場合に、旋回モータ側の吐出ポートの吐出油をブームシリンドラの駆動に有効に利用し、ブーム上げの速度低下による操作性の悪化を防止するとともに、圧力補償弁での圧損やアンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

また、上記(1)の本発明によれば、左右の走行モータの少なくとも1つと走行モータ以外のアクチュエータとを同時に駆動する複合操作(走行複合操作)以外の複合操作では、合流遮断弁は遮断位置にあるため第1吐出ポートの吐出油と第2吐出ポートの吐出油はブーム駆動用の流量制御弁と旋回駆動用の流量制御弁に別々に供給されるため、旋回ブーム上げを行うときにブーム駆動用の圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を押さえることができる。一方、走行複合操作では合流遮断弁は合流位置に切り換わり、スプリットフロー型の油圧ポンプの2つの吐出ポートは1ポンプとして機能する。このため2つの吐出ポートの圧油が合流して左右の走行モータと走行モータ以外のアクチュエータに供給され、左右の走行モータの操作レバーと同じ入力量で操作した場合は、直進走行性を維持しつつ、所望の速度で走行モータ以外のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作性を得ることができる。

また、上記(4)の本発明によれば、ブーム操作レバーをフル操作したときは、ブーム駆動用のメインの流量制御弁、サブの流量制御弁とともに最大開口面積となり、かつ合流弁も最大開口面積となるため、ブームシリンドラにはそれらの合計の開口面積に見合った流量の圧油が供給され、良好なブーム上げ速度を確保することができる。

また、上記(5)の本発明によれば、合流弁を流量制御弁と圧力補償弁で構成した場合に比べてより構成が簡単となり、合流弁を設ける場合のコストアップを低減することができる。

更に、走行とブーム上げの複合操作でブーム操作レバーをフル操作した場合は、合流遮断弁は合流位置に切り換わり、スプリットフロー型の第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートは1ポンプとして機能するため、第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートからブームシリンドラにサブの流量制御弁と圧力補償弁を介して流量制御された圧油が供給される。一方、合流弁としての切換弁は切り換わらないため、第1メインポンプの第2吐出ポートからブームシリンドラに切換弁を介して圧油が供給されることなく、ブームシリンドラと走行モータの負荷圧の差の大きさが変化しても、第1メインポンプの第1及び第2吐出ポートからブームシリンドラに供給される圧油の流量は変化しない。これにより合流弁として構成が簡単で安価な切換弁を用いた場合でも、オペレータの意図通りのブーム上げ速度を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0035】

【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】ブームシリンドラ及びアームシリンドラ以外のアクチュエータ(旋回モータを含む)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】アームシリンドラ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、アームシリンドラ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2C】ブームシリンドラのメイン流量制御弁と第1及び第2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、ブームシリンドラのメイン流量制御弁と第1及び第2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】旋回用の圧力補償弁7cの負荷依存特性を説明するための圧力補償弁7cの模式図である。

10

20

30

40

50

【図4】旋回用の圧力補償弁7cの負荷依存特性を示す図である。

【図5】第1トルク制御部により得られるトルク制御特性を示す図である。

【図6】第2トルク制御部により得られるトルク制御特性を示す図である。

【図7】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。

【図8】比較例を示す、図1と同様な図である。

【図9】図8に示す比較例において、旋回ブーム上げを行ったときの負荷圧と2つのメインポンプの吐出圧の時系列変化である圧力波形の一例を示す図である。

【図10】比較例と本実施の形態における時刻t1でのスプリットフロー型のメインポンプの挙動をPQ特性で見た図であり、上側がメインポンプの第1吐出ポート側のPQ特性を示し、下側がメインポンプの第2吐出ポート側のPQ特性を示している。

【図11】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12】切換弁の開口面積特性を示す図である。

【図13】第2の実施の形態で旋回ブーム上げを行ったときの負荷圧と2つのメインポンプの吐出圧の時系列変化である圧力波形の一例と、切換弁を通過する流量の時系列変化の一例を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0036】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

【0037】

<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。

【0038】

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型の可変容量型メインポンプ102（第1メインポンプ）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型の可変容量型メインポンプ202（第2メインポンプ）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吐出ポート102a, 102bの吐出流量を制御するためのレギュレータ112（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（ポンプ制御装置）とを備えている。

【0039】

コントロールバルブユニット4は、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、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量を制御する複数の流量制御弁6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h, 6i, 6j, 6kと、複数の流量制御弁6a～6k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6a～6kの前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f, 7g, 7h, 7i, 7j, 7k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、それら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,

10

20

30

40

50

8 i、8 j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205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、第3圧油供給路305に接続され、第3圧油供給路305の圧力が第3吐出ポート202a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3圧油供給路305の圧油をタンクに戻すアンロード弁315とを備えている。
10

【0040】

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に接続されるとともに、流量制御弁6a及び圧力補償弁7a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、かつ流量制御弁6k及び圧力補償弁7k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のメイン駆動用であり、流量制御弁6iはブームシリンダ3aの第1アシスト駆動用であり、流量制御弁6kはブームシリンダ3aのボトム側に接続され、流量制御弁6i, 6kとブームシリンダ3aのボトム側とを接続する油路には、それぞれ、逆流防止用のチェック弁71, 72が設けられている。流量制御弁6kと圧力補償弁7kは、第1吐出ポート102aの吐出油に合流して第2吐出ポート102の吐出油をブームシリンダ3aに供給するための合流弁を構成している。
20

【0041】

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、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。
30

【0042】

アクチュエータ3cは、流量制御弁6c及び圧力補償弁7c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3cは、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である。旋回モータ3cには旋回モータ3cの過負荷を防止するための旋回リリーフ弁73a, 73bが設けられている。
40

【0043】

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3gは流量制御弁6g及び圧力補償弁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3gは、例えば油圧ショベルの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及び圧力補償弁7e, 7h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
50

れている。アクチュエータ 3 e, 3 h 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。

【0044】

図 2 A は、旋回モータ 3 c を含むアクチュエータ 3 c ~ 3 h (ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b 以外のアクチュエータ) の流量制御弁 6 c ~ 6 h 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 - 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 3 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 A 3 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を持つ。

【0045】

図 2 B の上側は、アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j 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。

【0046】

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。

【0047】

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。

【0048】

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。

【0049】

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。

【0050】

図 2 C の上側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i, 6 k 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。

【0051】

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、中間ストローク S 2 で最大開口面積 A 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 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。

【0052】

ブームシリンダ 3 a の第 1 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 A 2 となるように開口面積特性が設定されている。図示の如く、A A 2 < A A 1 の関係にある。

【0053】

ブームシリンダ 3 a の第 2 アシスト駆動用の流量制御弁 6 k は、スプールストロークが中間ストローク S 5 になるまでは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 5 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 A 3 となるように開口面積特性が設定されている。図示の如く、A A 3 < A A 2 < A A 1 の関係にある。また、S 5 < S 2 の関係にあり、図示の例で

10

20

30

40

50

は $S_5 = S_2$ である。

【0054】

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

【0055】

ブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i, 6k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-S1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 $A_{A1} + A_{A2} + A_{A3}$ となるような合成開口面積特性となる。

【0056】

ここで、図2Aに示すアクチュエータ3c~3hの流量制御弁6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6hの最大開口面積 A_3 と、図2Bに示すアームシリンダ3bの流量制御弁6b, 6jの合成した最大開口面積 $A_1 + A_2$ と、図2Cに示すブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i, 6kの合成した最大開口面積 $A_{A1} + A_{A2} + A_{A3}$ は、

$$A_1 + A_2 > A_3$$

$$A_{A1} + A_{A2} + A_{A3} > A_3$$

$$A_{A1} + A_{A2} + A_{A3} = A_1 + A_2$$

の関係にある。すなわち、ブームシリンダ3a及びアームシリンダ3bは、旋回モータ3cを含む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。

【0057】

図1に戻り、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 PI_{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, 6kの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a, 3b, 3c, 3gの最高負荷圧 PI_{max2} を検出するシャトル弁9b, 9c, 9g, 9kを含む第2負荷圧検出回路132と、第3圧油供給路305に接続される流量制御弁6a, 6e, 6hの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a, 3e, 3hの最高負荷圧 PI_{max3} を検出するシャトル弁9e, 9hを含む第3負荷圧検出回路133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 PI_{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 PI_{s1} 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 PI_{max2} （第2圧油供給路205に接続されるアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3gの最高負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧 PI_{s2} として出力する差圧減圧弁211と、第3圧油供給路305の圧力（すなわちメインポンプ202の吐出圧或いは第3吐出ポート202aの圧力）P3と第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧 PI_{max3} （第3圧油供給路305に接続されるアクチュエータ3a, 3e, 3hの負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧 PI_{s3} として出力する差圧減圧弁311とを備えている。

【0058】

差圧減圧弁111が出力する絶対圧 PI_{s1} 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が出力する絶対圧 PI_{s2} は、第2圧油供給路205に接続された圧力補償弁7b, 7c, 7g, 7k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311が出力する絶対圧 PI_{s3} は、第3圧油供給路305に接続された圧力補償弁7a, 7e, 7hとメインポンプ202のレギュレータ212に導かれる。

【0059】

圧力補償弁7d, 7f, 7i, 7jにおいて、差圧減圧弁111から導かれたLS差圧 PI_{s1} は圧力補償弁7d, 7f, 7i, 7jの開方向作動側に印加され、圧力補償弁7b, 7

10

20

30

40

50

c, 7 g, 7 kにおいて、差圧減圧弁211から導かれたLS差圧PIs2は圧力補償弁7b, 7c, 7g, 7kの開方向作動側に印加され、圧力補償弁7a, 7e, 7hにおいて、差圧減圧弁311から導かれたLS差圧PIs3は圧力補償弁7a, 7e, 7hの開方向作動側に印加され、これらの圧力補償弁7a~7kは、開方向作動側に印加されたそれぞれのLS差圧PIs1, PIs2, PIs3に基づいてそれぞれの流量制御弁6a~6kの前後差圧の目標値、すなわち目標補償差圧を設定する。

【0060】

ここで、旋回用の圧力補償弁7c以外の圧力補償弁7a, 7b, 7d~7kは通常の圧力補償弁であり、それぞれ、流量制御弁6a, 6b, 6d~6kの前後差圧が開方向作動側に印加されるLS差圧PIs1, PIs2, PIs3に等しくなるように制御する。すなわち、圧力補償弁7a, 7b, 7d~7kは、それぞれ、開方向作動側に印加されるLS差圧PIs1, PIs2, PIs3を目標補償差圧として設定し、流量制御弁6a, 6b, 6d~6kの前後差圧を制御する。これにより複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、アクチュエータの負荷圧の大小に係わらず、メインポンプ102の第1及び第2の吐出ポート102a, 102bの吐出流量或いはメインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出流量が流量制御弁の開口面積比に応じて関連するアクチュエータに分配され、良好な複合操作性を確保することができる。また、第1~第3吐出ポート102a, 102b, 202aの吐出流量が要求流量に満たないサチュレーション状態になった場合は、その供給不足の程度に応じて差圧減圧弁111, 211, 311が outputするLS差圧PIs1, PIs2, PIs3(目標補償差圧)が低下し、流量制御弁6a, 6b, 6d~6kの前後差圧が低下することで、この場合も流量制御弁の開口面積比に応じて第1及び第2の吐出ポート102a, 102b或いは第3吐出ポート202aの吐出流量が分配され、良好な複合操作性を確保することができる。10

【0061】

旋回用の圧力補償弁7cは負荷依存特性を有し、旋回モータ3cの負荷圧が増加するにしたがってLS差圧PIs2に基づいて設定される目標補償差圧が小さくなり、流量制御弁6cの前後差圧を小さく制御する(すなわち、流量制御弁6cの通過流量(旋回モータ-3cの供給流量)が減少するように)ように構成されている。20

【0062】

図3は、旋回用の圧力補償弁7cの負荷依存特性を説明するための圧力補償弁7cの模式図であり、図4は、旋回用の圧力補償弁7cの負荷依存特性を示す図である。30

【0063】

図3において、旋回用の圧力補償弁7cは、閉方向作動側の受圧部7c1と開方向作動側の受圧部7c2, 7c3とを有し、受圧部7c1に流量制御弁6cの入側の圧力Pzが印加され、受圧部7c3に旋回モータ3cの負荷圧(流量制御弁6cの出側の圧力)P1が印加され、受圧部7c2にLS差圧PIs2が印加される。受圧部7c1, 7c2, 7c3の受圧面積をそれぞれAc1, Ac2, Ac3とすると、通常の圧力補償弁の場合はAc1=Ac2=Ac3であるのに対し、Ac1>Ac2=Ac3の関係となっている。これにより旋回モータ3cの負荷圧P1が増加し、後述するロードセンシング制御によりメインポンプ102の第2吐出ポート120bの吐出圧が増加するとき、流量制御弁6cの入側の圧力Pzが増加するにしたがって受圧面積Ac1と受圧面積Ac3の面積差に応じて圧力補償弁7cの閉方向の付勢力が増加することで、LS差圧PIs2に基づいて設定される目標補償差圧が小さくなるように補正され、流量制御弁6cの前後差圧が小さくなるように制御される。これにより図4に示すように、旋回モータ3cの負荷圧P1が増加するにしたがって流量制御弁6cの通過流量(旋回モータ-3cの供給流量)が減少するよう制御される。この負荷依存特性の原理は特許文献2(特許第3564911号公報)に詳しい。このように旋回モータ3c駆動用の圧力補償弁7cに負荷依存特性を持たせることにより、慣性の大きな上部旋回体を駆動する旋回モータにロードセンシング制御により圧油を供給する際に、旋回モータ3cに供給される圧油の流量と圧力が激しく周期的に増減する、いわゆるハンチングの発生が防止され、操作性が損なわれることを防止することができる40

。

【0064】

再び図1に戻り、アンロード弁115には、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がバネと同じ側に導かれ、第1圧油供給路105の圧力がアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fの最高負荷圧PImax1にバネの設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し、第1圧油供給路105の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くならないように制御する。

【0065】

アンロード弁215には、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がバネと同じ側に導かれ、第2圧油供給路205の圧力がアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3gの最高負荷圧PImax2にバネの設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し、第2圧油供給路205の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くならないように制御する。

10

【0066】

アンロード弁315には、第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧PImax3がバネと同じ側に導かれ、第3圧油供給路305の圧力がアクチュエータ3a, 3e, 3hの最高負荷圧PImax3にバネの設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3圧油供給路305の圧油をタンクに戻し、第3圧油供給路305の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くならないように制御する。

20

【0067】

コントロールバルブユニット4は、更に、上流側が絞り43を介してパイロット圧油供給路31b(後述)に接続され下流側が操作検出弁8a, 8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jを介してタンクに接続された走行複合操作検出油路53と、この走行複合操作検出油路53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40(合流遮断弁)、第2切換弁146及び第3切換弁246とを更に備えている。

【0068】

走行複合操作検出油路53は、左走行モータであるアクチュエータ3f(以下適宜左走行モータ3fという)及び/又は右走行モータであるアクチュエータ3g(以下適宜右走行モータ3gという)と、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205に接続される左右走行モータ以外のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d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8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jのいずれかを介してタンクに連通することで油路53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8f, 8gと、操作検出弁8b, 8c, 8d, 8i, 8j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53にパイロット圧油供給路31bのパイロット圧Ppilotと等しい圧力を操作検出圧(操作検出信号)として生成する。

30

【0069】

第1切換弁40(合流遮断弁)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105と第2圧油供給路205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53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105と第2圧油供給路205を連通させる。

40

【0070】

第2切換弁146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132の最下流のシャトル弁9gに導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路53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131によって検出された最高負荷圧PImax1(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)を第2負荷圧検出回路132の最下流のシャトル弁9gに導く。

50

【0071】

第3切換弁246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131の最上流のシャトル弁9fに導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路53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132によって検出された最高負荷圧PImax2(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)を第1負荷圧検出回路131の最下流のシャトル弁9fに導く。

【0072】

ここで、左走行モータ3f及び右走行モータ3gは、同時に駆動されかつそのとき供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータである。本実施の形態において、左走行モータ3fはスプリットフロー型のメインポンプ102の第1吐出ポート102aから吐出される圧油で駆動され、右走行モータ3gはスプリットフロー型のメインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出される圧油で駆動される。

10

【0073】

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弁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、一定のパイロット圧Ppilotに基づいて流量制御弁6a～6hを切り替え操作するための操作パイロット圧a1, a2; b1, b2; c1, c2; d1, d2; e1, e2; f1, f2; g1, g2; h1, h2を生成する1対のパイロットバルブ(減圧弁)をそれぞれ備えた複数のパイロットバルブユニット60a, 60b, 60c, 60d, 60e, 60f, 60g, 60hとを備えている。

20

【0074】

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。

30

【0075】

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油路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, 212に導かれる。

40

【0076】

パイロットバルブユニット60a, 60b, 60c, 60d, 60e, 60f, 60g, 60hは、それぞれ、ブーム用の操作装置123a、アーム用の操作装置122a、旋回用の操作装置122b、バケット用の操作装置123b、スイング用の操作装置125、左走行用の操作装置124a、右走行用の操作装置124b、ブレード用の操作装置126に備えられ、オペレータが操作レバーを操作することにより動作し、対応する操作パイロット圧a1, a2; b1, b2; c1, c2; d1, d2; e1, e2; f1, f2; g1, g2; h1, h2を生成するようになっている。

50

【0077】

メインポンプ102のレギュレータ112（ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁111が出力するLS差圧（絶対圧PIs1）と差圧減圧弁211が出力するLS差圧（絶対圧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差圧と原動機回転数検出弁13の出力圧（絶対圧）Pgrとの差圧により動作するLS制御弁112bであって、LS差圧>出力圧（絶対圧）Pgrのときは入力側をパイロット圧油供給路31bに連通させて出力圧を上昇させ、LS差圧<出力圧（絶対圧）Pgrのときは入力側をタンクに連通させて出力圧を減少させるLS制御弁112bと、LS制御弁112bの出力圧が導かれ、その出力圧の上昇によってメインポンプ102の傾転（容量）を減少させるLS制御ピストン112cと、メインポンプ102の第1及び第2圧油供給路105, 205のそれぞれの圧力が導かれ、それらの圧力の上昇によってメインポンプ102の傾転（容量）を減少させるトルク制御（馬力制御）ピストン112e, 112dと、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの圧力が減圧弁112gを介して導かれ、その圧力の上昇によってメインポンプ102の傾転（容量）を減少させる減トルクピストン112fとを備えている。10

【0078】

メインポンプ202のレギュレータ212（ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁311が出力するLS差圧（絶対圧PIs3）と原動機回転数検出弁13の出力圧（絶対圧）Pgrとの差圧により動作するLS制御弁212bであって、LS差圧>出力圧（絶対圧）Pgrのときは、入力側をパイロット圧油供給路31bに連通させて出力圧を上昇させ、LS差圧<出力圧（絶対圧）Pgrのときは、入力側をタンクに連通させて出力圧を減少させるLS制御弁212bと、LS制御弁212bの出力圧が導かれ、その出力圧の上昇によってメインポンプ202の傾転（容量）を減少させるLS制御ピストン212cと、メインポンプ202の第3圧油供給路305の圧力が導かれ、その圧力の上昇によってメインポンプ202の傾転（容量）を減少させるトルク制御（馬力制御）ピストン212dとを備えている。20

【0079】

レギュレータ112の低圧選択弁112a、LS制御弁112b, LS制御ピストン112cは、第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出圧が、第1及び第2吐出ポート102a, 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より目標差圧だけ高くなるようメインポンプ102（第1ポンプ装置）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。レギュレータ212（第2ポンプ制御装置）のLS制御弁212bとLS制御ピストン212cは、第3吐出ポート202aの吐出圧が、第3吐出ポート202a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より目標差圧だけ高くなるようメインポンプ202（第2ポンプ装置）の容量を制御する第2ロードセンシング制御部を構成する。30

【0080】

また、レギュレータ112のトルク制御ピストン112d, 112eは、第1吐出ポート102aの吐出圧と第2吐出ポート102bの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがってメインポンプ102（第1ポンプ装置）の容量を減少させ、メインポンプ102の吸収トルクが第1制限トルクを超えないように制御する第1トルク制御部を構成し、レギュレータ212のトルク制御ピストン212dは、第3吐出ポート202aの吐出圧が高くなるにしたがってメインポンプ202（第2ポンプ装置）の容量を減少させ、メインポンプ202の吸収トルクが第2制限トルクを超えないように制御する第2トルク制御部を構成する。40

【0081】

減トルクピストン112f及び減圧弁112gは、メインポンプ202の吸収トルクの分だけ第1トルク制御部の第1制限トルクを減らす減トルク制御部を構成する。

【0082】

図5は、第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d, 112e）により得られるトルク制御特性を示す図である。第1吐出ポート102aの吐出圧P1と第2吐出ポート102bの吐出圧P2の平均圧力P12（P1 + P2 / 2）が所定の圧力よりも高くなるにしたがつ50

てメインポンプ 102 の容量が減少し、メインポンプ 202 からの吐出油でアクチュエータが駆動されていないとき、メインポンプ 102 の吸収トルク T12 が曲線 502 で示される制限トルク T12max (第 1 制限トルク) を超えないように制御される。制限トルク T12max は、バネ 112u によって曲線 TE で示される原動機 1 の定格出力トルク Terate よりも小さい任意の値に設定されている。P12max はメインリリーフ弁 114, 214 の設定圧力によって定まるメインポンプ 102 の最大吐出圧である。

【 0083 】

図 6 は、第 2 トルク制御部 (トルク制御ピストン 212d) により得られるトルク制御特性を示す図である。第 3 吐出ポート 202a の吐出圧 P3 がトルク制御開始圧力である P3c よりも高くなるにしたがってメインポンプ 202 の容量が減少し、メインポンプ 202 の吸収トルクが曲線 602 で示される制限トルク T3max (第 2 制限トルク) を超えないように制御される。制限トルク T3max はバネ 212e によって任意の値に設定されている。P3max はメインリリーフ弁 314 の設定圧力によって定まるメインポンプ 202 の最大吐出圧力である。

【 0084 】

レギュレータ 112 の減圧弁 112g は、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が図 6 の P3c よりも高い場合に吐出圧を P3c に減圧してトルク制御ピストン 112f に導くためのものである。これによりメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が P3c 以下であるときは、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が高くなるにしたがって、図 5 の曲線 504 で示すように第 1 トルク制御部の第 1 制限トルクを T12max から T12max - T3 へと減少させる減トルク制御を行い、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曲線 502 の制限トルク T12max を超えないように制御する。また、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が P3c よりも高くなると、減圧弁 112g は P3c に減圧した圧力をトルク制御ピストン 112f に導き、図 5 の曲線 503 で示すように、第 1 トルク制御部の第 1 制限トルクを T12max から T12max - T3max へと減少させる減トルク制御を行い、この場合もメインポンプ 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曲線 502 の第 1 制限トルク T12max を超えないように制御する。これによりメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧の全範囲において、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曲線 502 の制限トルク T12max を超えないように制御する全トルク制御が行われ、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を生じさせることなく原動機 1 の定格出力トルクを有効利用することができる。

【 0085 】

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。

【 0086 】

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 104a 、アーム 104b 、バケット 104c 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 3c 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 はスイングシリンダ 3e の伸縮により上部旋回体 109 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 104 のブーム 104a 、アーム 104b 、バケット 104c はブームシリンダ 3a 、アームシリンダ 3b 、バケットシリンダ 3d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 102 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3h の伸縮により上下動作を行うブレード 106 が取り付けられている。下部走行体 101 は、走行モータ 3f, 3g の回転により左右の履帯 101a, 101b を駆動することによって走行を行う。

【 0087 】

上部旋回体 109 にはキャノピータイプの運転室 108 が設置され、運転室 108 内に

10

20

30

40

50

は、運転席 121、フロント / 旋回用の左右の操作装置 122, 123（図 7 では左側のみ図示）、走行用の操作装置 124a, 124b（図 7 では左側のみ図示）、スイング用の操作装置 125（図 1 参照）及びブレード用の操作装置 126（図 1 参照）、ゲートロッカーレバー 24 等が設けられている。操作装置 122, 123 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 122 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 122 は旋回用の操作装置 122b（図 1）として機能し、同操作装置 122 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 122 はアーム用の操作装置 122a（図 1）として機能し、右側の操作装置 123 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 123 はブーム用の操作装置 123a（図 1）として機能し、同操作装置 123 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 123 はバケット用の操作装置 123b（図 1）として機能する。10

【0088】

～動作～

次に、図 1 に示した本実施の形態の動作を説明する。

【0089】

まず、本実施の形態の基本動作について説明する。

【0090】

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 から吐出された圧油は、圧油供給路 31a に供給される。圧油供給路 31a には原動機回転数検出弁 13 が接続されており、原動機回転数検出弁 13 は流量検出弁 50 と差圧減圧弁 51 によりパイロットポンプ 30 の吐出流量に応じた流量検出弁 50 の前後差圧を絶対圧 Pgr（目標LS差圧）として出力する。原動機回転数検出弁 13 の下流にはパイロットトリリーフ弁 32 が接続されており、パイロット圧油供給路 31b に一定の圧力（パイロット一次圧）Ppiを生成している。20

【0091】

スプリットフロー型のメインポンプ 102 は、第 1 及び第 2 の 2 つの吐出ポート 102a, 102b を有しているが、容量可変部材（斜板）は 1 つであるため、2 つの吐出ポート 102a, 102b の吐出流量は常に同じである。

【0092】

また、走行複合操作以外の複合操作においては、第 1 切換弁 40（合流遮断弁）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 105 と第 2 圧油供給路 205 の連通を遮断する。第 2 切換弁 146 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 132 の最下流のシャトル弁 9g に導くことで、第 2 負荷圧検出回路 132 による負荷圧の検出対象をメインポンプ 102 の第 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 3a, 3b, 3c, 3g に限定し、第 3 切換弁 246 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 131 の最上流のシャトル弁 9f に導くことで、第 1 負荷圧検出回路 131 による負荷圧の検出対象をメインポンプ 102 の第 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 3a, 3b, 3d, 3f に限定する。これにより第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b の吐出油をそれぞれのアクチュエータに独立して供給することが可能となる（2 ポンプロードセンシングシステム）。30

【0093】

一方、走行複合操作においては、走行複合操作検出油路 53 の圧力はパイロット圧 Ppilot と等しくなり、第 1 切換弁 40（合流遮断弁）は圧力 Ppilot 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 105 と第 2 圧油供給路 205 を連通させる。第 2 及び第 3 切換弁 146, 246 も走行複合操作検出油路 53 の圧力 Ppilot によって図示上側の第 2 位置に切り替わり、第 2 切換弁 146 は第 1 負荷圧検出回路 131 によって検出された最高負荷圧 Pmax1（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）を第 2 負荷圧検出回路 132 の最下流のシャトル弁 9g に導き、第 3 切換弁 246 は、第 2 負荷圧検出回路 132 によって検出された最高4050

負荷圧PImax2(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)を第1負荷圧検出回路131の最下流のシャトル弁9fに導く。これにより第2負荷圧検出回路132による負荷圧の検出対象はメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動される全てのアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3gへと拡大され、第1負荷圧検出回路131による負荷圧の検出対象もメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動される全てのアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3gへと拡大される。これにより走行複合操作でメインポンプ102の第1吐出ポート102a側の油圧回路と第2吐出ポート12b側の油圧回路は統合し、第1及び第2吐出ポート102a, 102bは1ポンプとして機能することが可能となる(1ポンプロードセンシングシステム)。

【0094】

次に、幾つかの代表的な特定動作について説明する。

【0095】

(a) 全ての操作装置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、パイロットバルブユニット60a~60hが生成する全ての操作パイロット圧a1, a2~h1, h2はタンク圧であり、全ての流量制御弁6a~6kが中立位置となる。全ての流量制御弁6a~6kが中立位置なので、第1負荷圧検出回路131, 第2負荷圧検出回路132, 第3負荷圧検出回路133は、それぞれ、最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3は、それぞれ、アンロード弁115, 215, 315と差圧減圧弁111, 211, 311に導かれる。

【0096】

最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3がアンロード弁115, 215, 315に導かれることによって、第1、第2及び第3圧油供給路105, 205, 305の圧力P1, P2, P3は、最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3にアンロード弁115, 215, 315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)に保たれる。ここで、最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3は上述したようにそれぞれタンク圧であり、タンク圧が0MPaであると仮定すると、アンロード弁セット圧はバネの設定圧力に等しくなり、第1、第2及び第3圧油供給路105, 205, 305の圧力P1, P2, P3はバネの設定圧力に保たれる。通常、アンロード弁115, 215, 315のバネの設定圧力は原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrよりも若干高く設定されており、第1、第2及び第3圧油供給路105, 205, 305の圧力P1, P2, P3は原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrよりも若干高い圧力に保たれる(P1>Pgr, P2>Pgr, P3>Pgr)。

【0097】

差圧減圧弁111, 211, 311は、それぞれ、第1、第2及び第3圧油供給路105, 205, 305の圧力P1, P2, P3と最高負荷圧PImax1, PImax2, PImax3(タンク圧)との差圧(LS差圧)を絶対圧PIs1, PI_{s2}, PI_{s3}として出力する。最高負荷圧PImax1, PI_{max2}, PI_{max3}は上述したようにそれぞれタンク圧であり、タンク圧が0であると仮定すると、PIs1=P1-PImax1=P1>Pgr, PI_{s2}=P2-PImax2=P2>Pgr, PI_{s3}=P3-PImax3=P3>Pgrとなる。PIs1, PI_{s2}はレギュレータ112の低圧選択弁112aに、PI_{s3}はレギュレータ212のLS制御弁212bにそれぞれ導かれる。

【0098】

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PIs1, PI_{s2}はそれらの低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧PgrとフィードバックLS差圧であるPI_{s2}を比較する。この場合、PIs1, PI_{s2}のいずれが選択されても、PIs1又はPI_{s2}>Pgr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、パイロットリーフ弁32によって生成される一定のパイロット圧をLS制御ピストン112cに導く。LS制御ピストン112cに圧油が導かれるので、メインポンプ102の容量は最小に

保たれる。

【0099】

一方、レギュレータ212において、LS制御弁212bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧PgrとフィードバックLS差圧であるPIs3を比較する。この場合も、PIs3>Pgrであるので、LS制御弁212bは図1で右方向に押されて左側の位置に切り換わり、パイロットリリーフ弁32によって生成される一定のパイロット圧をLS制御ピストン212cに導く。LS制御ピストン212cに圧油が導かれるので、メインポンプ202の容量は最小に保たれる。

【0100】

(b) ブーム用の操作装置の操作レバーを入力した場合(微操作)

10

例えばブーム用の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微操作すると、ブーム用のパイロットバルブユニット60aはその操作量に応じた操作パイロット圧a1を生成し、ブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a, 6i, 6kが図1で上方向に途中のストロークまで切り換わる。

【0101】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁6a, 6iのストロークが図2CのS2以下の場合、ブ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6aのメータイン通路の開口面積は0からAA1に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁6i, 6kのメータイン通路の開口面積は0に維持される。

【0102】

このため流量制御弁6aが図1で上方向に切り換わると、ブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧が流量制御弁6aの負荷ポートを介して第3負荷圧検出回路133によって最高負荷圧PImax3として検出され、アンロード弁315と差圧減圧弁311に導かれる。最高負荷圧PImax3がアンロード弁315に導かれることによって、アンロード弁315はそのセット圧を、最高負荷圧PImax3(ブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧)にバネの設定圧力を加算した圧力に上昇させ、第3圧油供給路305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PImax3が差圧減圧弁311に導かれることによって、差圧減圧弁311は第3圧油供給路305の圧力P3と最高負荷圧PImax3との差圧を絶対圧PIs3として出力し、このPIs3はLS制御弁212bに導かれる。LS制御弁212bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧PgrとフィードバックLS差圧であるPIs3を比較する。

20

【0103】

ブーム操作レバーをブーム上げ方向に入力した直後は、第3圧油供給路305の圧力の方がブームシリンダ3aの負荷圧よりも低いので、差圧減圧弁311が出力する絶対圧PIs3はタンク圧に等しくなり、PIs3<Pgrの関係となるので、LS制御弁212bは図1で左方向に切り換わり、LS制御ピストン212cの圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ202の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加はPIs3=Pgrになるまで継続する。これによりブーム操作レバーの入力量(流量制御弁6aの開口面積AA1)に応じた流量の圧油がブームシリンダ3aのボトム側に供給され、ブームシリンダ3aは伸長方向に駆動される。このようにメインポンプ202は、流量制御弁6aの開口面積AA1(要求流量)に応じて、必要な流量を必要な分だけ吐出するいわゆるロードセンシング制御を行う。

30

【0104】

一方、流量制御弁6i, 6kの負荷ポートに接続され第1及び第2負荷圧検出回路131, 132は最高負荷圧PImax1, PImax2としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ202の吐出流量は全ての操作レバーが中立の場合と同様に最小に保たれる。

40

【0105】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合(フル操作)

例えば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フルに操作した場合、ブーム用のパイロットバルブユニット60aはその操作量に応じ

50

て操作パイロット圧 a 1を生成し、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i , 6 k が図 1 で上方にフルストロークで切り換わる。このとき、図 2 C において、流量制御弁 6 a , 6 i , 6 k のスプールストロークは S 2 , S 5 以上となり、メイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A A 1 に保たれ、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積は A A 2 となり、アシスト駆動用の流量制御弁 6 k のメータイン通路の開口面積は A A 3 となる。

【 0 1 0 6 】

前述したように、メインポンプ 2 0 2 の流量は、流量制御弁 6 a を介して検出されるブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧に応じて PIs3 が Pgr に等しくなるようにロードセンシング制御され、メインポンプ 2 0 2 からブームシリンダ 3 a のボトム側に流量制御弁 6 a の開口面積 A A 1 (要求流量) に応じた流量が供給される。

【 0 1 0 7 】

一方、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 i , 6 k 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 PI_{max1} , PI_{max2} として検出され、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。最高負荷圧 PI_{max1} 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 はそのセット圧を上昇させ、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。同様に、最高負荷圧 PI_{max2} がアンロード弁 2 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 2 1 5 は、そのセット圧を最高負荷圧 PI_{max2} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力を加算した圧力に上昇させ、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。

【 0 1 0 8 】

また、最高負荷圧 PI_{max1} が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 1 1 1 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P1 と最高負荷圧 PI_{max1} との差圧を絶対圧 PIs1 として出力し、最高負荷圧 PI_{max2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 2 1 1 は第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 P2 と最高負荷圧 PI_{max2} との差圧を絶対圧 PIs2 として出力する。 PIs1 と PIs2 はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれ、 PIs1 と PIs2 のいずれかが低圧側として選択され、 L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。 L S 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 とフィードバック LS 差圧である PIs1 又は PIs2 を比較する。

【 0 1 0 9 】

ブーム操作レバーをブーム上げ方向に入力した直後は、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧力の方がブームシリンダ 3 a の負荷圧よりも低いので、差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 が output する絶対圧 PIs1 , PIs2 はタンク圧に等しくなり、 PIs1 , PIs2 < Pgr の関係となる。よって、 L S 制御弁 1 1 2 b は図 1 で右方向に切り換わり、 L S 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 PIs1 又は PIs2 = Pgr になるまで継続する。これによりブームシリンダ 3 a のボトム側に、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 から流量制御弁 6 i , 6 k の合計の開口面積 A A 2 + A A 3 (要求流量) に応じた流量の圧油が合流して供給される。

【 0 1 1 0 】

このようにブーム操作レバーをブーム上げ方向にフルに操作した場合には、流量制御弁 6 a , 6 i , 6 k の合計の開口面積は A A 1 + A A 2 + A A 3 となり、ブームシリンダ 3 a のボトム側には、メインポンプ 2 0 2 とメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b から流量制御弁 6 a , 6 i , 6 k の合計の開口面積 A A 1 + A A 2 + A A 3 (要求流量) に見合った流量の圧油が供給され、ブームシリンダ 3 a はこれらの圧油により伸長方向に駆動される。これにより良好なブーム上げ速度を確保することができる。

【 0 1 1 1 】

また、このとき、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が上昇し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐

10

20

30

40

50

出ポート202aの吐出圧が増加するとき、メインポンプ202の吸収トルクが図6の曲線602で示される制限トルクT3max以上になろうとする場合は、第2トルク制御部(トルク制御ピストン212d)がメインポンプ202の容量を減少させ、メインポンプ202の吸収トルクが制限トルクT3maxを超えないように制御される。

【0112】

メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧は減圧弁112gを介して減トルクピストン112fに導かれ、第1トルク制御部(トルク制御ピストン112d, 112e)の制限トルクはバネ112uで設定された図5の曲線502で示される制限トルクT12maxから図5の曲線503或いは504で示される制限トルクT12max - T3max或いはT12max - T3へと減少するよう減トルク制御される。

10

【0113】

これによりブームシリンダ3aの負荷圧が上昇し、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出圧が増加するとき、メインポンプ102の吸収トルクが図5の曲線503或いは504で示される制限トルクT12max - T3max或いはT12max - T3以上になろうとする場合は、第1トルク制御部(トルク制御ピストン112d, 112e)がメインポンプ102の容量を減少させ、メインポンプ102の吸収トルクが制限トルクT12max - T3max或いはT12max - T3を超えないように制御する。

【0114】

このようにメインポンプ202は、図6の曲線602で示される制限トルクT3maxの範囲内で、流量制御弁6aの開口面積AA1(要求流量)に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行い、メインポンプ102は、図5の曲線503或いは504で示される制限トルクT12max - T3max或いはT12max - T3の範囲内で、流量制御弁6i, 6kの開口面積AA2 + AA3(要求流量)に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行う。これによりメインポンプ102とメインポンプ202の合計の吸収トルク制限トルクT12maxを超えないように制御され(全トルク制御)、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。

20

【0115】

(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微操作すると、アーム用のパイロットバルブユニット60bはその操作量に応じて操作パイロット圧b1を生成し、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b, 6jが図1で上方向に途中のストロークまで切り換わる。

30

【0116】

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。

【0117】

流量制御弁6bが図1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P1max2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P1max2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はそのセット圧を、最高負荷圧P1max2(アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧)にバネの設定圧力を加算した圧力に上昇させ、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P1max2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P2と最高負荷圧P1max2との差圧を絶対圧P1s2として出力し、このP1s2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P1s1とP1s2の低圧側を選択する。

40

【0118】

アーム操作レバーをアームクラウド方向に入力した直後は、第2圧油供給路205の圧

50

力の方がアームシリンダ3 b の負荷圧よりも低いので、差圧減圧弁2 1 1 が出力する絶対圧Pls2はタンク圧に等しくなり、Pls2 < Pgrの関係となる。一方、このとき、Pls1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 (Pls1 > Pgr)。よって、低圧選択弁1 1 2 a はPls2を低圧側として選択し、Pls2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とフィードバックLS差圧であるPls2を比較する。この場合、上記のようにPls2 < Pgrであるので、LS制御弁1 1 2 b は図1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Pls2 = 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 から流量制御弁6 b の開口面積A 1 (要求流量)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。このようにメインポンプ1 0 2 は、流量制御弁6 b の開口面積A 1 (要求流量)に応じて、必要な流量を必要な分だけ吐出するいわゆるロードセンシング制御を行う。 10

【0 1 1 9】

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Plmax1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に等しくなり、第1圧油供給路1 0 5 の圧力P1はバネの設定圧力の低圧に保たれる。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 2 0】

(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、アーム用のパイロットバルブユニット6 0 b はその操作量に応じて操作パイロット圧b 1 を生成し、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で上方向にフルストロークで切り換わる。このとき、図2Bにおいて、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。 20

【0 1 2 1】

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Plmax2として検出され、アンロード弁2 1 5 はそのセット圧を上昇させ、アンロード弁2 1 5 は第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Plmax2が差圧減圧弁2 1 1 に導かれることによって絶対圧Pls2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。 30

【0 1 2 2】

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Plmax1 (=Plmax2) 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Plmax1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 はそのセット圧を上昇させ、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Plmax1が差圧減圧弁1 1 1 に導かれることによって絶対圧Pls1 (=Pls2) 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。低圧選択弁1 1 2 a ではPls1とPls2のいずれかが低圧側として選択され、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とフィードバックLS差圧であるPls2を比較する。 40

【0 1 2 3】

アーム操作レバーをアームクラウド方向に入力した直後は、第1及び第2圧油供給路1 0 5 , 2 0 5 の圧力の方がアームシリンダ3 b の負荷圧よりも低いので、差圧減圧弁1 1 1 , 2 1 1 が出力するLS差圧であるPls1 , Pls2はタンク圧に等しくなり、Pls1 , Pls2 < Pg 50

rの関係となる。よって、LS制御弁112bは図1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。このためメインポンプ102の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加はPIs1又はPIs2=Pgrになるまで継続する。これによりメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからアームシリンダ3bのボトム側に流量制御弁6b, 6jの合計の開口面積A1+A2(要求流量)に応じた流量の圧油が合流して供給され、アームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【0124】

また、このとき、メインポンプ202に係わるアクチュエータは駆動されていないので、第1トルク制御部(トルク制御ピストン112d, 112e)の制限トルクは図5の曲線502で示される制限トルクT12maxにある。この状態でアームシリンダ3bの負荷圧が上昇し、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出圧が増加するとき、メインポンプ102の吸収トルクが図5の曲線502で示される制限トルクT12max以上にならうとする場合は、第1トルク制御部(トルク制御ピストン112d, 112e)がメインポンプ102の容量を減少させ、メインポンプ102の吸収トルクが図5の曲線502で示される制限トルクT12maxを超えないように制御する。これによりメインポンプ102とメインポンプ202の合計の吸収トルク制限トルクT12maxを超えないように制御され、原動機1の停止を防止することができる。

【0125】

このようにメインポンプ102は、図5の曲線502で示される制限トルクT12maxの範囲内で、流量制御弁6b, 6jの開口面積A1+A2(要求流量)に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行う。

【0126】

(f) 左右走行操作レバーを入力した場合(直進走行)

直進走行を行うため、左右の走行操作レバーを前進方向に同じ量だけ操作すると、走行用のパイロットバルブユニット60f, 60gはその操作量に応じて操作パイロット圧f1, g1を生成し、左走行モータ3f駆動用の流量制御弁6fと右走行モータ3g駆動用の流量制御弁6gがそれぞれ図中で上方向に切り換わり、左右の走行操作レバーをフル操作したときは、図2Aに示したように、流量制御弁6f, 6gのメータイン通路の開口面積(要求流量)はそれぞれ同じA3となる。

【0127】

また、上記(e)のアーム操作レバーをフル操作した場合と同様、走行モータ3fの負荷圧が流量制御弁6f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PImax1として検出され、走行モータ3gの負荷圧が流量制御弁6g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PImax2として検出され、アンロード弁115, 215はセット圧を上昇させ、それぞれ第1及び第2圧油供給路105, 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PImax1, PImax2がそれぞれ差圧減圧弁111, 211に導かれることによって絶対圧PIs1, PI_{s2}が出力され、レギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

【0128】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたPIs1, PI_{s2}はその低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bはPIs1とPI_{s2}の低圧側が目標LS差圧Pgrと等しくなるようにメインポンプ102の容量(流量)を制御する。

【0129】

ここで、前述のように、左走行モータ3fの要求流量と右走行モータ3gの要求流量は等しく、メインポンプ102はその要求流量に見合った流量となるまで容量(流量)を増加させる。これによりメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから左走行モータ3fと右走行モータ3gに走行操作レバーの入力に応じた流量が供給され、走行モータ3f, 3gは前進方向に駆動される。このとき、メインポンプ102はスプリットフロータイプであり、第1圧油供給路105に供給される流量と第2圧油供給路

10

20

30

40

50

205に供給される流量は等しいため、左右の走行モータには常に等量の圧油が供給され、確実に直進走行を行わせることができる。

【0130】

また、メインポンプ102の第1及び第2圧油供給路105, 205のそれぞれの圧力P1, P2がトルク制御（馬力制御）ピストン112d, 112eに導かれているため、走行モータ3f, 3gの負荷圧が上昇した場合は、圧力P1, P2の平均圧力で馬力制御が行われる。そしてこの場合も、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから等量の圧油が左右の走行モータに供給されるため、第1及び第2圧油供給油路105, 205のいずれにも余剰流量を発生させずに、直進走行を行うことができる。

【0131】

（g）水平均し動作をした場合

水平均し動作はブーム上げ微操作とアームクラウドのフル操作との組み合わせとなる。アクチュエータとしては、アームシリンダ3bが伸長し、ブームシリンダ3aが伸長する動作である。

【0132】

水平均し動作では、ブーム上げ微操作なので、上記（b）で説明したように、ブームシリンダ3aのメイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積はAA1となり、アシスト駆動用の流量制御弁6i, 6kのメータイン通路の開口面積は0に維持される。ブームシリンダ3aの負荷圧は流制御弁6aの負荷ポートを介して第3負荷圧検出回路133によって最高負荷圧PImax3として検出され、アンロード弁315のセット圧が上昇して、アンロード弁315は第3圧油供給路305の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、メインポンプ202は、流量制御弁6aを介して検出されるブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧に応じてPIs3がPgrに等しくなるようにロードセンシング制御され、メインポンプ202からブームシリンダ3aのボトム側に流量制御弁6aの開口面積AA1（要求流量）に応じた流量が供給され、これによりブームシリンダ3aはメインポンプ202からの圧油により伸長方向に駆動される。

【0133】

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3bのメイン駆動用の流量制御弁6bとアシスト駆動用の流量制御弁6jの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3bの負荷圧は、流量制御弁6b, 6jの負荷ポートを介して第1及び第2負荷圧検出回路131, 132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115, 215はそのセット圧を上昇させ、それぞれ第1及び第2圧油供給路105, 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PImax1, PImax2がメインポンプ102のレギュレータ112にフィードバックされ、メインポンプ102は流量制御弁6b, 6jの開口面積A1 + A2（要求流量）に応じて流量が増加するようロードセンシング制御され、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからアームシリンダ3bのボトム側にアーム操作レバーの入力量（開口面積A1 + A2）に応じた流量の圧油が供給され、これによりアームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【0134】

また、このときは、上記（c）の場合と同様、メインポンプ202は、図6の曲線602で示される制限トルクT3maxの範囲内で、流量制御弁6aの開口面積AA1（要求流量）に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行い、メインポンプ102は、図5の曲線503或いは504で示される制限トルクT12max - T3max或いはT12max - T3の範囲内で、流量制御弁6i, 6kの開口面積AA2 + AA3（要求流量）に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行う。これによりメインポンプ102とメインポンプ202の合計の吸収トルク制限トルクT12maxを超えないように制御され、原動機1の停止を防止することができる。

【0135】

10

20

30

40

50

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、ブームシリンダ3 aの負荷圧は高いことが多い。しかし、水平均し動作では、上記のようにブームシリンダ3 aを駆動する油圧ポンプはメインポンプ202、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102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（特許文献1）の1ポンプロードセンシングシステム、或いは走行単独或いは走行とドーザ装置の複合操作以外の複合操作で分・合流切換弁を合流位置に切り換えてスプリットフロー型の油圧ポンプの2つの吐出ポートを1ポンプとして機能させる従来技術（特許文献2）の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でのメータイン圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはない。

10

【0136】

（h）旋回ブーム上げをした場合

旋回用の操作装置の操作レバー（旋回操作レバー）のフル操作とブーム操作レバーのブーム上げ方向のフル操作を同時に行った場合を考える。

【0137】

まず、ブーム上げがフル操作なので、上記（c）で説明したように、メイン駆動用の流量制御弁6 aのメータイン通路の開口面積はAA1に保たれ、アシスト駆動用の流量制御弁6 iのメータイン通路の開口面積はAA2となり、アシスト駆動用の流量制御弁6 kのメータイン通路の開口面積はAA3となる。

【0138】

また、旋回もフル操作なので、旋回用の流量制御弁6 cが図1で上方向にフルストロークで切り換わり、図2Aに示したように、流量制御弁6 cのスプールストロークはS3付近となり、流量制御弁6 cのメータイン通路の開口面積はA3となる。

20

【0139】

上記（b）及び（c）で説明したように、ブームシリンダ3 aのボトム側の負荷圧は流量制御弁6 aの負荷ポートを介して第3負荷圧検出回路133によって最高負荷圧PImax3として検出され、アンロード弁315と差圧減圧弁311に導かれる。アンロード弁315はそのセット圧を上昇させ、第3圧油供給路305の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。差圧減圧弁311は第3圧油供給路305の圧力P3と最高負荷圧PImax3との差圧を絶対圧PIs3として出力する。絶対圧PIs3はメインポンプ202のレギュレータ212に導かれる。メインポンプ202は、PIs3がPgrに等しくなるようにロードセンシング制御され、メインポンプ202からブームシリンダ3 aのボトム側に流量制御弁6 aの開口面積AA1（要求流量）に応じた流量が供給される。

30

【0140】

また、上記（c）で説明したように、ブームシリンダ3 aのボトム側の負荷圧は流量制御弁6 i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PImax1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。アンロード弁115はそのセット圧を上昇させ、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。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PImax1との差圧を絶対圧PIs1として出力し、絶対圧PIs1はメインポンプ202のレギュレータ112に導かれる。

40

【0141】

更に、ブームシリンダ3 aボトム側の負荷圧は、流量制御弁6 kの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132のシャトル弁9 kに導かれ、旋回モータ3 cの負荷圧が、流量制御弁6 cの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132のシャトル弁9 cに導かれ、更にシャトル弁9 kに導かれる。シャトル弁9 kではブームシリンダ3 aの負荷圧と旋回モータ3 cの負荷圧の高圧側が選択され、最高負荷圧PImax2としてアンロード弁215と差圧減圧弁211に導かれる。アンロード弁215はそのセット圧を上昇させ、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。差圧減圧弁211は第2圧油供給路205の圧力P2と最高負荷圧PImax2との差圧を絶対圧PIs2として出力し、絶対圧PIs2

50

はメインポンプ 102 のレギュレータ 112 に導かれる。

【0142】

ここで、旋回ブーム上げが平地での操作であると仮定すると、旋回とブーム上げの操作レバーを入力する前は、旋回モータ 3c の負荷圧はほぼタンク圧に等しい。一方、ブームシリンダ 3a はフロント作業機 104 を支持しているため、ブームシリンダ 3a のボトム側には保持圧が発生している。このためブームシリンダ 3a の負荷圧を P_{la} とし、旋回モータ 3c の負荷圧を P_{lc} とすると、旋回とブーム上げの操作レバーを入力した直後の最初の時点では $P_{la} > P_{lc}$ である。したがって、シャトル弁 9k ではブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} が選択される。

【0143】

その後、流量制御弁 6c, 6k が開弁し、メインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102b の吐出油がブームシリンダ 3a と旋回モータ 3c に供給されると、旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} は旋回リリーフ弁 73a, 73b のセット圧 P_{sc} まで急激に上昇する（後述）。このため旋回ブーム上げの初期動作では $P_{la} < P_{lc}$ となり、シャトル弁 9k では旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} が最高負荷圧 P_{lmax2} として選択される。

【0144】

レギュレータ 112 においては、差圧減圧弁 111, 211 が output する絶対圧 P_{ls1}, P_{ls2} が低圧選択弁 112a に導かれ、そのうちの低い方が選択され、LS 制御弁 112b の図 1 で右端に作用する。

【0145】

旋回とブーム上げの操作レバーを入力した直後は、第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 の圧力の方がブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} 或いは旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} よりも低いので、差圧減圧弁 111, 211 が output する LS 差圧である P_{ls1}, P_{ls2} はタンク圧に等しくなる。よって、低圧選択弁 112a では P_{ls1} と P_{ls2} のいずれかが低圧側として選択され、LS 制御弁 112b に導かれる。LS 制御弁 112b は、目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 P_{gr} とフィードバック LS 差圧である P_{ls2} を比較する。この場合、上記のように P_{ls1}, P_{ls2} はタンク圧に等しく、 $P_{ls1}, P_{ls2} < P_{gr}$ であるので、LS 制御弁 112b は図 1 で右方向に切り換わり、LS 制御ピストン 112c の圧油をタンクに排出する。このためメインポンプ 102 の容量（流量）は増加してゆき、その流量増加は P_{ls1} 又は $P_{ls2} = P_{gr}$ になるまで継続する。これによりメインポンプ 102 の第 1 吐出ポート 102a からブームシリンダ 3a のボトム側に流量制御弁 6i の開口面積 A_{A2} （要求流量）に応じた流量の圧油がチェック弁 71 を介して供給される。また、メインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102b から旋回モータ 3c に流量制御弁 6c の開口面積 A_{A3} （要求流量）に応じた流量の圧油が供給されるとともに、ブームシリンダ 3a のボトム側にも流量制御弁 6k の開口面積 A_{A3} （要求流量）に応じた流量の圧油がチェック弁 72 を介して供給される。

【0146】

このようにブームシリンダ 3a のボトム側には、メインポンプ 202 とメインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b から流量制御弁 6a, 6i, 6k の合計の開口面積 $A_{A1} + A_{A2} + A_{A3}$ （要求流量）に見合った流量の圧油が供給され、ブームシリンダ 3a はこれらの圧油により伸長方向に駆動される。旋回モータ 3c には、メインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102b から吐出された流量制御弁 6c の開口面積 A_{A3} （要求流量）に応じた流量の圧油が供給される。

【0147】

また、このときは、上記（c）の場合と同様、メインポンプ 202 は、図 6 の曲線 602 で示される制限トルク T_{3max} の範囲内で、流量制御弁 6a の開口面積 A_{A1} （要求流量）に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行い、メインポンプ 102 は、図 5 の曲線 503 或いは 504 で示される制限トルク $T_{12max} - T_{3max}$ 或いは $T_{12max} - T_3$ の範囲内で、流量制御弁 6c, 6i, 6k の開口面積 $A_{A3} + A_{A2} + A_{A3}$ （要求流量）に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行う。これによりメインポンプ 102 とメイ

10

20

30

40

50

ンポンプ202の合計の吸収トルク制限トルクT12maxを超えないように制御され、原動機1の停止を防止することができる。

【0148】

ここで、メインポンプ102の第2吐出ポート102bから第2圧油供給路205を介して流量制御弁6c, 6kに供給される圧油は、圧力補償弁7c, 7kの働きにより、流量制御弁6c, 6kのそれぞれのメータイン通路の開口面積の比と図4に示した旋回用圧力補償弁7cの負荷依存特性により分流され、それぞれ旋回モータ3cとブームシリンダ3aに供給される。

【0149】

また、このとき、 $P_{Is1} < P_{Is2}$ で P_{Is1} が P_{Gr} に等しくなるようにメインポンプ102がロードセンシング制御され、第2圧油供給路205に余剰流量が発生する場合は、余剰の圧油はアンロード弁215から排出される。

【0150】

更に、旋回ブーム上げは走行複合操作以外の複合操作であるので、第1切換弁40は遮断位置にあり、第2吐出ポート102bの吐出油の一部は流量制御弁6iの下流側で第1吐出ポート102aからの圧油に合流してブームシリンダ3aに供給される。これによりブームシリンダ3aに圧油を供給する第1吐出ポート102aの吐出圧はアンロード弁115によってブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧をベースとした低めの圧力（アンロード弁115のセット圧、すなわちブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧にバネの設定圧力（ P_{Gr} よりも若干高い圧力）を加算した圧力）に保たれ、従来技術（特許文献1及び2）のように低負荷側の圧力補償弁7iでのメータイン圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはない。

【0151】

（i）走行とブーム上げを同時操作した場合

例えば左右の走行操作レバーとブーム操作レバーのブーム上げ操作を同時に行った場合、走行モータ3f, 3g駆動用の流量制御弁6f, 6gとブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a, 6iが図中で上方向に切り換わる。

【0152】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁6a, 6iのストロークが図2CのS2以下の場合、ブ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6aのメータイン通路の開口面積は0からAA1に増加していくが、アシスト駆動用の流量制御弁6i, 6kのメータイン通路の開口面積は0に維持される。

【0153】

また、このときは走行複合操作であるため走行複合操作検出油路53のパイロット圧 P_{pilot} と等しい圧力によって第1～第3切換弁40, 146, 246は図示の位置から切り換わり、スプリットフロー型のメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート120a, 102bは1ポンプとして機能する。このとき走行モータ3f, 3gの高圧側の負荷圧が第1負荷圧検出回路131及び第2負荷圧検出回路132のそれぞれで最高負荷圧 P_{Imax1} , P_{Imax2} として検出され、アンロード弁115, 215はそれぞれ第1及び第2圧油供給路105, 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_{Imax1} , P_{Imax2} が差圧減圧弁111, 211に導かれることによって、絶対圧 P_{Is1} , P_{Is2} が出力され、レギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

【0154】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれた P_{Is1} と P_{Is2} はその低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは P_{Is1} と P_{Is2} の低圧側が目標LS差圧 P_{Gr} と等しくなるようにメインポンプ102の容量（流量）を制御し、その制御された流量の圧油がメインポンプ102から第1及び第2圧油供給路105, 205に吐出される。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、その合流した圧油が圧力補償弁7f, 7g及び流量制御弁6f, 6gを介して左走行モータ3fと右走行モータ3gに供給される。

10

20

30

40

50

【0155】

一方、このとき、ブーム操作レバーが微操作なので、上記(b)で説明したように、ブームシリンダ3aのメイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積はA1となり、アシスト駆動用の流量制御弁6iのメータイン通路の開口面積は0に維持される。ブームシリンダ3aの負荷圧は流量制御弁6aの負荷ポートを介して第3負荷圧検出回路133によって最高負荷圧PImax3として検出され、アンロード弁315は第3圧油供給路305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PImax3がメインポンプ202のレギュレータ212にフィードバックされ、メインポンプ202の容量(流量)が流量制御弁6aの要求流量(開口面積)に応じて増加し、メインポンプ202の第3吐出ポート202aからブーム操作レバーの入力に応じた流量がブームシリンダ3aボトム側に供給される。 10

【0156】

また、走行とブームの複合操作でブーム操作レバーをフル操作した場合は、ブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a, 6i, 6kが図1で上方向にフルストロークで切り換わり、メイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積は図2CのAA1に保たれ、アシスト駆動用の流量制御弁6iのメータイン通路の開口面積は図2CのAA2となり、アシスト駆動用の流量制御弁6kのメータイン通路の開口面積は図2CのAA3となる。このためメインポンプ202側においては、上述したブーム微操作の場合と同様、メインポンプ202の吐出油がブームシリンダ3aに供給される。一方、メインポンプ102側においてはスプリットフロー型のメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bは1ポンプとして機能し、ブームシリンダ3aと走行モータ3f, 3gの高圧側の負荷圧が第1負荷圧検出回路131及び第2負荷圧検出回路132のそれぞれで最高負荷圧PImax1, PImax2として検出され、アンロード弁115, 215はそれぞれ第1及び第2圧油供給路105, 205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、差圧減圧弁111, 211はそれぞれ絶対圧PIs1, PI_{s2}をレギュレータ112に出力し、低圧選択弁112aによってPIs1とPI_{s2}の低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。 20

【0157】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたPIs1とPI_{s2}はその低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bはPIs1とPI_{s2}の低圧側が目標LS差圧Pgrと等しくなるようにメインポンプ102の容量(流量)を制御し、その流量の圧油がメインポンプ102から第1及び第2圧油供給路105, 205に吐出される。 30

【0158】

また、このときも、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、圧力補償弁7f, 7g及び流量制御弁6f, 6gを介して左走行モータ3fと右走行モータ3gに供給されるとともに、その合流した圧油の一部は圧力補償弁7i, 7k及び流量制御弁6i, 6kを介してブームシリンダ3aのボトム側にも供給される。一方、メインポンプ202のレギュレータ212は、ブーム操作レバーが微操作であるときと同様に動作し、メインポンプ202からも圧油がブームシリンダ3aのボトム側に供給される。 40

【0159】

このように走行とブームを同時に駆動する複合動作では、スプリットフロー型のメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bは1ポンプとして機能し、2つの吐出ポート102a, 102bの圧油が合流して左右の走行モータ3f, 3gに供給され、かつブーム操作レバーを微操作したときは、メインポンプ202の圧油のみがブームシリンダ3aボトム側に供給され、ブーム操作レバーをフル操作したときは、メインポンプ202の圧油とメインポンプ102の合流した圧油の一部とがブームシリンダ3aボトム側に供給される。これにより、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作した場合は、直進走行性を維持しつつ、所望の速度でブームシリンダを駆動することが可能 50

となり、良好な走行複合操作性を得ることができる。

【0160】

～効果～

次に、本実施の形態の効果について説明する。

(1) 従来のロードセンシングシステムとの比較

本実施の形態においては、走行複合操作以外の複合操作では、第1～第3切換弁40, 146, 246によって第1圧油供給路105と第2圧油供給路205の連通が遮断され、第1及び第2負荷圧検出回路131, 132による負荷圧の検出対象がそれぞれアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3g及びアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fと限定されるため、第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出油をそれぞれのアクチュエータに独立して供給することが可能となる(2ポンプロードセンシングシステム)。これにより旋回ブーム上げ(走行複合操作以外の複合操作)を行ったときに、第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出油をブームシリンダ3aと旋回モータ3cに独立して供給することが可能となる。

【0161】

本実施の形態では、このような油圧駆動装置において、ブーム駆動用の流量制御弁6iの下流側でメインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出される圧油の流量の一部を第1吐出ポート102aから吐出された圧油に合流させる構成としている。これにより走行複合操作以外の複合操作である旋回ブーム上げでは、ブームシリンダ3aに圧油を供給する第1吐出ポート102aの吐出圧は、アンロード弁115によってブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧をベースとした低めの圧力に保たれ、従来技術(特許文献1及び2)のように低負荷側の圧力補償弁7iでのメータイン圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはなく、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

【0162】

また、本実施の形態においては、スプリットフロー型の油圧ポンプであるメインポンプ102とは別にメインポンプ202を設け、要求流量の大きいアクチュエータであるブームシリンダ3aのボトム側に対してメインポンプ102の2つの吐出ポート102a, 102bとメインポンプ202の吐出ポート202aを設け、ブーム上げの微操作ではメインポンプ202の吐出ポート202aから圧油を供給するように構成している。これによりブーム上げが微操作である水平均し動作では、ブームシリンダ3aを駆動する油圧ポンプはメインポンプ202、アームシリンダ3bを駆動する油圧ポンプはメインポンプ102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、この点でも従来技術(特許文献1及び2)のように、低負荷側の圧力補償弁7bでのメータイン圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはなく、水平均し動作を効率良く行うことができる。

(2) 従来のスプリットフロー型の油圧ポンプで2つの吐出ポートの油圧回路を単純に独立させた場合との比較

【0163】

図8は、比較例を示す、図1と同様な図である。この比較例は、図1に示す本実施の形態に係わる油圧駆動装置から流量制御弁6kと圧力補償弁7kを除去し、それに伴って流量制御弁6kと圧力補償弁7kに係わる油圧部品である第2負荷圧検出回路132のシャトル弁9kとチェック弁72を除去したものである。

【0164】

ブーム用の流量制御弁6a, 6iは、アーム用の流量制御弁6b, 6jと同様の図2Bに示したメータイン通路の開口面積特性を有している。それ以外は、旋回用の圧力補償弁7cが図3及び図4に示したような負荷依存特性を有している点も含め、図1に示す本実施の形態に係わる油圧駆動装置と実質的に同じである。

【0165】

図8に示す比較例において、フル操作で旋回ブーム上げを行った場合の動作を本実施の形態との相違点を中心に説明する。

10

20

30

40

50

【0166】

まず、比較例では、フル操作で旋回ブーム上げを行うと、図2Bに示したように、ブーム側においてはメイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積はA1に保たれ、アシスト駆動用の流量制御弁6iのメータイン通路の開口面積はA2となる。旋回側については、本実施の形態の場合と同様、旋回のフル操作により流量制御弁6cのメータイン通路の開口面積は図2Aに示したようにA3となる。

【0167】

また、メインポンプ202のレギュレータ212においては、上記(b)及び(c)で説明したように、ブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧Plaに基づいてPls3=Pgrになるようにロードセンシング制御が行われ、メインポンプ202の容量(流量)が増加する。
10
メインポンプ102側においては、ブームシリンダ3aの負荷圧が第1負荷圧検出回路131によって最高負荷圧Plmax1として検出され、旋回モータ3cの負荷圧Plcが第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧Plmax2として検出され、レギュレータ112において、低圧選択弁112aによってPls1とPls2の低圧側が選択され、Pls1又はPls2=Pgrになるようにロードセンシング制御が行われ、メインポンプ102の容量(流量)が増加する。

【0168】

ブームシリンダ3aのボトム側には、メインポンプ202から吐出された流量制御弁6aの開口面積A1に応じた流量の圧油とメインポンプ102の第1吐出ポート102aから吐出された流量制御弁6iの開口面積A2に応じた流量の圧油が合流して供給される。旋回モータ3cには、メインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出された流量制御弁6cの開口面積A3に応じた流量の圧油が供給される。
20

【0169】

図9は、図8に示す比較例及び本実施の形態において、旋回ブーム上げを行ったときの負荷圧とメインポンプ102, 202の吐出圧の時系列変化である圧力波形の一例を示す図である。

【0170】

図8に示す比較例において、旋回ブーム上げとして、時刻t0でブーム操作レバーをブーム上げ方向にフル操作し、同時に旋回操作レバーをフル操作した場合を考える。図9の一番下のグラフは、このとき流量制御弁6a, 6i, 6cに作用するブーム上げの操作バイロット圧a1と旋回の操作バイロット圧c1の変化を示す。図9の中央のグラフは、ブームシリンダ3aの負荷圧Plaと旋回モータ3cの負荷圧Plcの変化を示し、図9の一番上のグラフは、メインポンプ102の圧油供給路105の圧力P1及び圧油供給路205の圧力P2と、メインポンプ202の圧油供給路305の圧力P3の変化を示す。
30

【0171】

図7に示したように、ブームシリンダ3aは、ブーム104a、アーム104b、バケット104c、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3dなどの重量物を含むフロント作業機104を支持しており、フロント作業機104を自重逆らって持ち上げることがブームシリンダ3aの負荷となっている。

【0172】

ブームシリンダ3aの負荷圧Plaは、時刻t0での保持圧Pla0からブームシリンダ3aが伸長することによるフロント作業機104の慣性力や、ブームシリンダ3aからの戻り油が流量制御弁6aのメータアウト通路の開口などの抵抗によって絞られることなどにより、図9の中央のグラフの破線の曲線のように変化する。
40

【0173】

一方、旋回モータ3cの負荷圧Plcは、時刻t0ではほぼタンク圧である。その後、旋回モータ3cには流量制御弁6cから圧油が一気に流入するが、油圧ショベルの旋回体102は大きな慣性モーメントを持つため、旋回体102の回転速度は直ぐには上昇しない。このため旋回モータ3cの負荷圧Plcは、旋回リリーフ弁73a, 73bのセット圧Pscまで急激に上昇する。

【0174】

10

20

30

40

50

油圧ショベルの旋回体102の速度が上昇してくると、旋回モータ3cの負荷圧Plcは徐々に低下してくる。

【0175】

ここで、図9の時刻t1でのブームシリンダ3aの負荷圧の平均値をPla1、旋回モータ3cの負荷圧の平均値をPlc1とすると、前述のようにPlc1=Pscである。

【0176】

一方、メインポンプ102の第1吐出ポート102aの吐出圧（圧油供給路105の圧力）P1、第2吐出ポート102bの吐出圧（圧油供給路205の圧力）P2、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧（圧油供給路305の圧力）P3はそれぞれ図9の一番上のグラフのように変化する。

10

【0177】

つまり、時刻t1において、ブームシリンダ3aを駆動する圧力P1と圧力P3は同じ値となり、かつこれらの圧力P1, P3はブームシリンダ3aの負荷圧PlaよりもLS差圧Pls1, Pls3の分だけ高い値となる。また、圧力P2は旋回モータ3cの負荷圧PlcよりもLS差圧Pls2の分だけ高い値となる。

【0178】

ここで、時刻t1での吐出圧P1, P2をそれぞれP11, P21とすると、P11=Pla1+Pls1, P21=Plc1+Pls2=Psc+Pls2となる。

【0179】

旋回ブーム上げの後期の段階では、旋回モータ3cの負荷圧Plcが次第に減少し、ブームシリンダ3aの負荷圧Plaよりも小さくなる。図9で時刻t2以降がその状態を示している。

20

【0180】

図1に示す本実施の形態の場合は、旋回ブーム上げの初期段階である時刻t0~t2の間ににおいては、旋回モータ3cの負荷圧Plcがブームシリンダ3aの負荷圧Plaよりも高く（Plc>Pla）、シャトル弁9kで旋回モータ3cの負荷圧Plcが最高負荷圧Plmax2として選択されるため、メインポンプ102の圧油供給路105の圧力P1及び圧油供給路205の圧力P2と、メインポンプ202の圧油供給路305の圧力P3は比較例と同じように変化する。

【0181】

30

一方、旋回ブーム上げの時刻t2以降の後期の段階では、ブームシリンダ3aの負荷圧Plaが最高負荷圧Plmax2として検出されるため、メインポンプ102の第2吐出ポート102bの吐出圧P2はブームシリンダ3aの負荷圧Plaに基づいてロードセンシング制御された圧力となる。

【0182】

図10は、比較例と本実施の形態における時刻t1でのメインポンプ102の挙動をPQ特性で見た図である。図10の上側がメインポンプ102の第1吐出ポート102a側（吐出圧P1）のPQ特性を示し、下側がメインポンプ102の第2吐出ポート102b側（吐出圧P2）のPQ特性を示している。ここで油圧ポンプのPQ特性とは、油圧ポンプの吐出圧と吐出流量の関係を示すものであり、メインポンプ102のPQ特性は、図5に示したトルク制御特性の縦軸のパラメータを容量から流量に置き換えた特性に相当する。

40

【0183】

図10中、点Aは時刻t1でのメインポンプ102の第1吐出ポート102aにおけるPQ（吐出圧と流量、以下同）を示し、点Cは時刻t1でのメインポンプ102の第2吐出ポート102bにおけるPQを示している。

【0184】

前述のように、時刻t1での吐出圧P1, P2をそれぞれP11, P21とすると、メインポンプ102はスプリットフロー型で、第1及び第2吐出ポート102a, 102bは同じ吐出流量となり、トルク制御ピストン112d, 112eがそれぞれP1, P2をフィードバックするように構成されているので、メインポンプ102全体の馬力制御としては、P1とP2の負

50

荷圧は平均化されて印加されるのと等価と考えることができる。

【0185】

つまり、図10の上側に示すように、第1吐出ポート102a側では、ブーム上げ時の吐出圧P11が作用したときの最大流量Q1max1(点A)が吐出されるのではなく、トルク制御ピストン112d, 112eによって制御されることによって、その時の最大流量はP1とP2の負荷圧の平均、つまり $(P11+P21)/2$ が作用した時の最大流量Q1max12(点B)となる。

【0186】

第2吐出ポート102b側も第1吐出ポート102a側と同様に、旋回時のポンプ負荷圧P21が作用したときの最大流量Q2max1(点C)が吐出されるのではなく、トルク制御ピストン112d, 112eによって制御されることによって、そのときの最大流量はP1とP2の平均、つまり $(P11+P21)/2$ が作用したときの最大流量Q2max12(点B)となる。このとき、前述のようにメインポンプ102はスプリットフロー型で、第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量は同じ値となるので、 $Q2max12 = Q1max12$ である。

10

【0187】

一方、旋回用の圧力補償弁7cには、前述のように図4で示したような負荷依存特性があるので、旋回時の吐出圧P21が作用したときに旋回モータ3cに供給される流量はQ21(点E)となる。

【0188】

つまり、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205に対して、独立した別々の油圧ポンプの吐出ポートを接続する一般的な油圧回路では、ブームシリンダ側の油圧ポンプは点Aで動作し、ブームシリンダにQ1max1の流量の圧油を供給することができる。しかし、メインポンプ102のようにスプリットフロー型の油圧ポンプを用い、その2つの吐出ポートを第1圧油供給路105と第2圧油供給路205に接続した場合は、トルク制御によりメインポンプ102の第1吐出ポート102a側は点Bで動作し、ブームシリンダに供給される圧油の流量はQ1max1からQ1max12に減少してしまう。その結果、旋回ブーム上げ時のブーム上げの速度が低下し、ブームがオペレータの意図通りに上がらず、操作性を損なうという問題があった。

20

【0189】

また、メインポンプ102はスプリットフロー型であって、第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量は常に同じとなるため、比較例においては、第1吐出ポート102a側のブーム用の流量制御弁の要求流量が第2吐出ポート102b側の旋回用の流量制御弁の要求流量よりも大きい場合には第2吐出ポート側に余剰流量が発生し、この余剰流量は利用されることなくアンロード弁215からタンクに排出される。このとき、アンロード弁215によって動力が消費され、メインポンプ102を駆動する原動機1が持つトルクを有效地に利用することができない。

30

【0190】

特に、比較例においては、旋回駆動用の圧力補償弁7cとして負荷依存特性を有する圧力補償弁を用いているため、旋回ブーム上げの初期段階で旋回モータ3cの負荷圧が旋回リリーフ弁73a, 73bのセット圧まで上昇したときは、旋回駆動用の流量制御弁6cから旋回モータ3cに供給される流量は更に減少し、余剰流量が増加する。このため余剰流量が利用されることなくアンロード弁215から無駄にタンクに排出される問題は、より顕著となる。

40

【0191】

図10において、Lは圧力補償弁7cの負荷依存特性を示している。比較例においては、図10に示すように、メインポンプ102の第2吐出ポート102側の最大流量はQ2max12(点B)であるにも係わらず、実際に旋回モータ3cに供給される流量は、旋回用の圧力補償弁7cの特性によってQ21(点E)に制限されてしまう。メインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出される圧油の余剰流量Q2max12 - Q21は、第2圧油供給路205に設けられたアンロード弁215からタンクに排出される。このとき、アンロード

50

弁_{2 1 5}での動力消費は $P_{21} \cdot (Q_{2max12} - Q_{21})$ で表される。つまり、比較例においては、旋回ブーム上げを行う場合に、アンロード弁_{2 1 5}によって $P_{21} \cdot (Q_{2max12} - Q_{21})$ に相当するエネルギーが無駄に消費されてしまうことになる。

【0192】

本実施の形態においても、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205に対してスプリットフロー型の油圧ポンプを用いているため、比較例と同様、第1吐出ポート102a側のPQ点が独立した別々の油圧ポンプを用いる場合の点Aから点Bに遷移しており、第1吐出ポート102aからブームシリンダに供給される圧油の流量が Q_{1max1} から Q_{1max12} に減少する。しかし、本実施の形態においては、流量制御弁6kと圧力補償弁7kを設け、第2吐出ポート102bからの圧油も流量制御弁6iの下流側で第1吐出ポート102aからの圧油に合流してブームシリンダ3aのボトム側に圧油を供給できる構成としている。これにより比較例では旋回ブーム上げの際にアンロード弁_{2 1 5}から無駄にタンクに放出され消費されていた $Q_{2max12} - Q_{21}$ の少なくとも一部の圧油を、圧力補償弁7k、流量制御弁6k、チェック弁72を経由してブームシリンダ3aに供給することができる。これにより比較例に比べ、ブーム上げ速度を低下させずに旋回ブーム上げを行うことができ、良好な操作性を確保することができる。

【0193】

また、本実施の形態では、第2吐出ポート102bから吐出される圧油の流量をブームシリンダ3aの駆動に利用し、比較例に比べてアンロード弁_{2 1 5}から無駄にタンクに排出される流量が減少するため、アンロード弁_{2 1 5}による無駄なエネルギー消費を低減し、原動機1が持つトルクを有效地に利用し、この点でも旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

【0194】

<第2の実施の形態>

~構成~

図11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。

【0195】

本実施の形態の第1の実施の形態との相違点は、ブームシリンダ用の合流弁を流量制御弁6kと圧力補償弁7kとで構成する代わりに切換弁90で構成した点と、ブーム駆動用の流量制御弁6a, 6iの開口面積特性の点にある。

【0196】

すなわち、本実施の形態においては、旋回用の流量制御弁6cが接続されている第2圧油供給路205はブームシリンダ3aのボトム側と切換弁90とチェック弁72を介して接続されている。切換弁90は開方向作動側に受圧部90aを有し、閉方向作動側にバネ90bと受圧部90cを有している。受圧部90aには、ブーム用のパイロットバルブユニット60aが生成する図1左側の操作パイロット圧a1が導かれ、受圧部90cには、絞り43の下流側における走行複合操作検出油路53の操作検出圧が導かれている。操作パイロット圧a1と操作検出圧が共にタンク圧であるとき、切換弁90は図示の閉位置にあり、ブーム上げの操作が行われ、操作パイロット圧a1が上昇すると、切換弁90は開弁方向に切り換わる。また、操作パイロット圧a1が、元圧であるパイロット圧油供給路31bのパイロット圧Ppilotと等しい圧力まで上昇したとしても、走行複合操作により走行複合操作検出油路53に操作検出圧（パイロット圧油供給路31bのパイロット圧Ppilotと等しい圧力）が生成された場合は、切換弁は図示の閉位置に保持される。

【0197】

また、本実施の形態では、ブーム用の流量制御弁6a, 6iは、アーム用の流量制御弁6b, 6jと同様の図2Bに示したメータイン通路の開口面積特性を有している。

【0198】

一方、切換弁90は、図12に示すような開口面積特性を有している。切換弁90は、スプールストロークが中間ストロークS4になるまでは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 4 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 A 4 となるように開口面積特性が設定されている。切換弁 9 0 が開き始める中間ストローク S 4 は、流量制御弁 6 i が開き始める中間ストローク S 2 と同じか、それよりも大きく設定してある。

【 0 1 9 9 】

～動作～

次に、第 2 の実施の形態の動作として、第 1 の実施の形態との相違部分を中心に説明する。

【 0 2 0 0 】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合(フル操作)

10

メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 は第 1 の実施の形態と同様に動作する。ただし、ブーム用の流量制御弁 6 a, 6 i が図 2 B に示したメータイン通路の開口面積特性を有し、切換弁 9 0 が図 1 2 に示すような開口面積特性を有しているため、メインポンプ 2 0 2 は、図 6 の曲線 6 0 2 で示される制限トルク T3max の範囲内で、流量制御弁 6 a の開口面積 A 1 (要求流量) に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行い、メインポンプ 1 0 2 は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク分だけトルクを減じられた図 5 の曲線 5 0 3 或いは 5 0 4 で示される制限トルク T12max の範囲内で、流量制御弁 6 i と切換弁 9 0 の開口面積 A 2 + A A 4 (要求流量) に応じて流量を増加させるロードセンシング制御を行う。

【 0 2 0 1 】

20

(h) 旋回ブーム上げをした場合

メインポンプ 2 0 2 は第 1 の実施の形態と同様に動作する。また、メインポンプ 1 0 2 も実質的に第 1 の実施の形態と同様に動作する。

【 0 2 0 2 】

図 1 3 は、第 2 の実施の形態で旋回ブーム上げを行ったときの負荷圧とメインポンプ 1 0 2, 2 0 2 の吐出圧の時系列変化である圧力波形の一例と、切換弁 9 0 を通過する流量 Qcb の時系列変化の一例を示す図である。

【 0 2 0 3 】

旋回ブーム上げの初期段階(図 1 3 で時刻 t0 ~ t2 の間)は、旋回モータ 3 c の負荷圧 P1 c 及び第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 P2 の方がブームシリンダ 3 a の負荷圧 P1 a 及び第 1 及び第 3 圧油供給路 1 0 5, 3 0 5 の圧力 P1, P2 よりも高くなっている。

30

【 0 2 0 4 】

ブーム上げがフル操作だった場合には、切換弁 9 0 の開口面積は図 1 2 に示したように A A 4 であり、例えば時刻 t1 での P2 が P21、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が P1a1 だとすると、第 2 圧油供給路 2 0 5 からブームシリンダ 3 a に供給される圧油の流量 Qcb を Qcb1 と置くと、 $Qcb1 = C \cdot A A 4 \cdot (2 / \cdot (P21 - P1a1))$ で表される。ここで、C は縮流係数で $0 < C < 1$ で表され、C は流体の密度であり、両者とも定数である。

【 0 2 0 5 】

つまり、Qcb は第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 P2 と、ブームシリンダ 3 a の負荷圧 P1a の大きさによって一意に決まる値となる。

40

【 0 2 0 6 】

旋回ブーム上げの後期段階(図 1 2 で時刻 t2 以降)では、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 P2 がブームシリンダ 3 a の負荷圧 P1a よりも小さくなるので、チェック弁 7 2 によって流れが規制され、切換弁 9 0 からブームシリンダ 3 a に供給される Qcb は 0 となる。

【 0 2 0 7 】

(i) 走行とブーム上げを同時操作した場合

走行とブーム上げのフル操作を同時にを行うと、流量制御弁 6 a, 6 i, 6 f, 6 g が切り換わり、メインポンプ 2 0 2 側においては、第 1 の実施の形態と同様、メインポンプ 2 0 2 からブームシリンダ 3 a に圧油が供給される。一方、メインポンプ 1 0 2 側においても、第 1 の実施の形態と同様、スプリットフロー型のメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2

50

吐出ポート102a, 102bは1ポンプとして機能し、2つの吐出ポート102a, 102bの吐出油が合流して左右の走行モータ3f, 3gとブームシリンダ3aに供給される。

【0208】

また、このとき、切換弁90のバネ90bと同じ側の受圧部90cにも走行複合操作検出油路53に生成された一定のパイロット圧Ppilotと等しい操作検出圧が作用するので、仮にブーム上げのパイロット操作圧a1の最大値Ppilotが切換弁90の受圧部90aに作用しても、バネ90bの力によって切換弁90が切り換わることはない。

【0209】

このように走行モータ3f, 3gと、ブームシリンダ3aやアームシリンダ3bなどメインポンプ102の吐出油によって駆動されるアクチュエータを同時に操作する走行複合操作では、切換弁90の切り換わりが禁止される。これによりメインポンプ102の第2吐出ポート102bからブームシリンダ3aに切換弁90を介して圧油が供給されることはなく、ブームシリンダ3aと走行モータ3f, 3gの負荷圧の差の大きさが変化しても、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからブームシリンダ3aに供給される圧油の流量は変化しない。これにより合流弁として構成が簡単で安価な切換弁90を用いた場合でも、オペレータの意図通りのブーム上げ速度を得ることができる。

【0210】

～効果～

本実施の形態によれば、第1の実施の形態と同様の効果が得られる。

【0211】

また、本実施の形態によれば、合流弁として構成が簡単で安価な切換弁90を用いた場合でも、オペレータの意図通りのブーム上げ速度を得ることができる。

【0212】

＜その他の実施の形態＞

以上の実施の形態は本発明の精神の範囲内で種々の変更が可能である。以下に幾つかの変形例を説明する。

【0213】

(1) 上記実施の形態では、スプリットフロー型のメインポンプ102とシングルフロー型のメインポンプ202の2つのメインポンプを有する構成としたが、スプリットフロー型のメインポンプ102を備えるのであれば、メインポンプは1つであってもよい。この場合でも、スプリットフロー型のメインポンプ102の第2吐出ポート102b側に合流弁(流量制御弁6k及び圧力補償弁7k又は切換弁90)を設け、メインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出された圧油の一部をブームシリンダ3aに第1吐出ポート102aから吐出された圧油に合流して供給する構成とすることにより、旋回ブーム上げの複合操作においてブーム上げの速度低下による操作性の悪化を防止し、かつ第2吐出ポート102b側のアンロード弁215からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

【0214】

(2) 上記実施の形態では、旋回駆動用の圧力補償弁7cは負荷依存特性を有する構成としたが、負荷依存特性を有しない圧力補償弁であってもよい。旋回駆動用の圧力補償弁7cが負荷依存特性を有していない場合であっても、メインポンプがスプリットフロー型である限り、2つの吐出ポートの吐出流量は常に同じとなるため、ブーム用の流量制御弁の要求流量が旋回用の流量制御弁の要求流量よりも大きい場合には旋回モータ側の吐出ポート側に余剰流量が発生し、この余剰流量は利用されることなくアンロード弁からタンクに排出される、という課題は発生する。この課題に対し、メインポンプ102の第2吐出ポート102b側に合流弁(流量制御弁6k及び圧力補償弁7k又は切換弁90)を設け、メインポンプ102の第2吐出ポート102bから吐出された圧油の一部をブームシリンダ3aに第1吐出ポート102aから吐出された圧油に合流して供給する構成とするこ

10

20

30

40

50

とにより、第2吐出ポート102bの吐出油がブームシリンダ3aの駆動に有効に利用され、旋回ブーム上げの複合操作においてブーム上げの速度低下による操作性の悪化が防止される。また、アンロード弁からの無駄な圧油の排出を減らし、旋回ブーム上げを効率良く行うことができる。

【0215】

(3) 上記実施の形態では、メインポンプ202の吐出圧を減圧弁112gを介して減トルクピストン112fに導き、メインポンプ202の吸収トルクの分だけメインポンプ102側の第1トルク制御部の第1制限トルクを減らす減トルク制御を行う構成としたが、減圧弁112gに代え、特願2013-246800号に記載されているトルクフィードバック回路を設けてもよい。すなわち、特願2013-246800号に記載のトルクフィードバック回路では、メインポンプ202の吐出圧だけでなく、メインポンプ202の容量の制御に直接か係わるLS駆動圧(LS制御弁212bとLS制御ピストン212cの間の油路の圧力)を検出してメインポンプ102のレギュレータ112側に導き、メインポンプ202の吸収トルクをより正確に推定して、メインポンプ102の減トルク制御している。より詳しくは、減圧弁112gの設定圧を可変とし、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって可変減圧弁の設定圧が低くなるよう動作させることで、メインポンプ202の吸収トルクを模擬するようメインポンプ202の吐出圧を補正して減トルクピストン112fに出力している。これによりメインポンプ102とメインポンプ202の全トルク制御が精度良く行われ、原動機の定格出力トルクを更に有効利用することができる。

10

20

【0216】

(4) 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に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111, 211, 311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フィードバックLS差圧としたが、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。また、上記実施の形態では、目標LS差圧を原動機回転数検出弁13から出力される絶対圧Pgrによって、原動機1の回転数に応じて変化する値として設定したが、原動機の回転数に応じて目標LS差圧を変化させる必要がない場合は、目標LS差圧は固定値であってもよい。

30

【符号の説明】

【0217】

1 原動機

102 可変容量型メインポンプ(第1メインポンプ)

102a, 102b 第1及び第2吐出ポート

112 レギュレータ(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

40

112f 減トルクピストン

112g 減圧弁

202 可変容量型メインポンプ(第2メインポンプ)

202a 第3吐出ポート

212 レギュレータ(ポンプ制御装置)

212b LS制御弁

212c LS制御ピストン

212d トルク制御ピストン

115, 215, 315 アンロード弁

111, 211, 311 差圧減圧弁

50

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 ブームシリンダ

3 c 旋回モータ

4 コントロールバルブユニット

6 a ~ 6 k 流量制御弁

7 a ~ 7 k 圧力補償弁

8 a ~ 8 j 操作検出弁

9 b ~ 9 k シャトル弁

6 k , 7 k 合流弁

10

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

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弁

4 0 第1切換弁(合流遮断弁)

5 3 走行複合操作検出油路

4 3 紋り

7 1 , 7 2 チェック弁

7 3 a , 7 3 b 旋回リリーフ弁

20

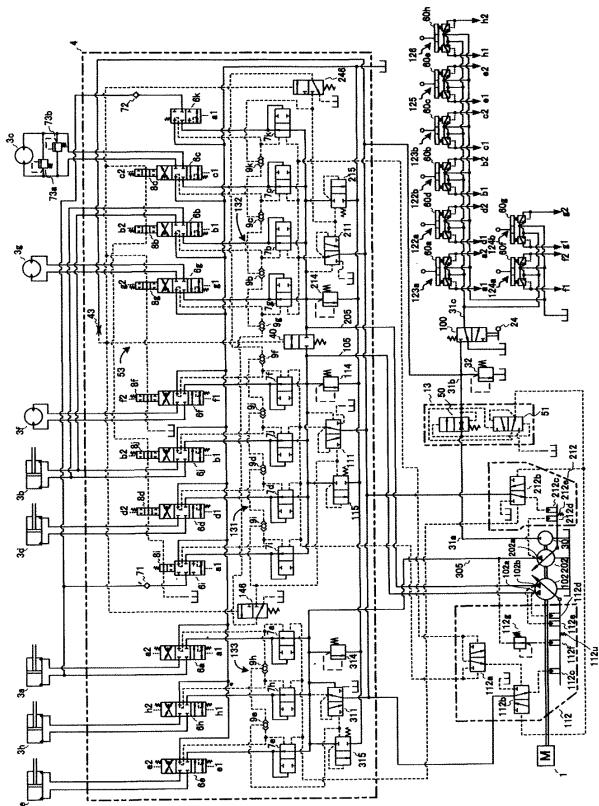
9 0 切換弁(合流弁)

1 0 0 ゲートロック弁

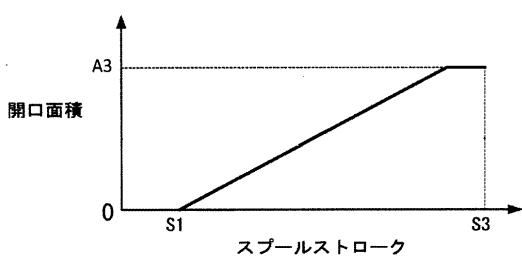
1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b 操作装置

1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 第1, 第2, 第3負荷圧検出回路

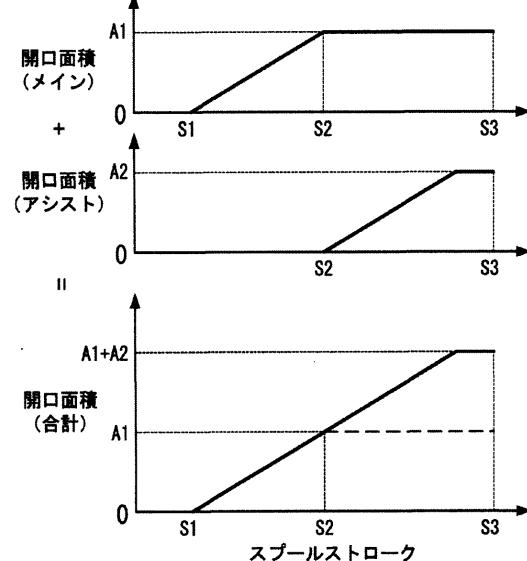
【図1】



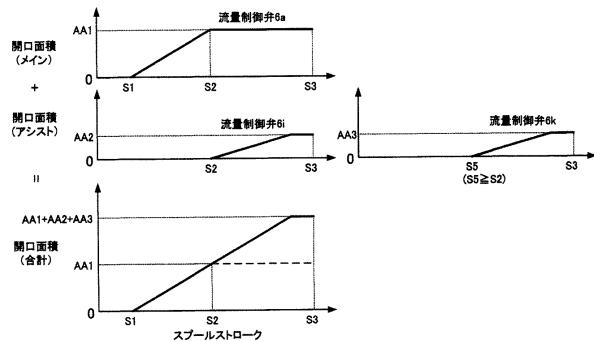
【図2 A】



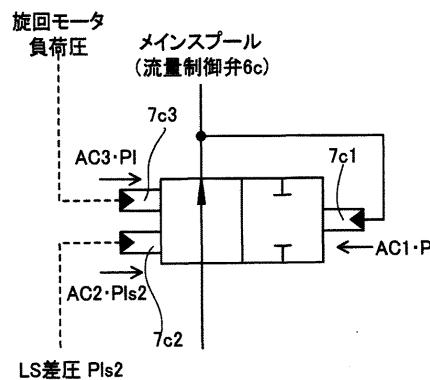
【図2 B】



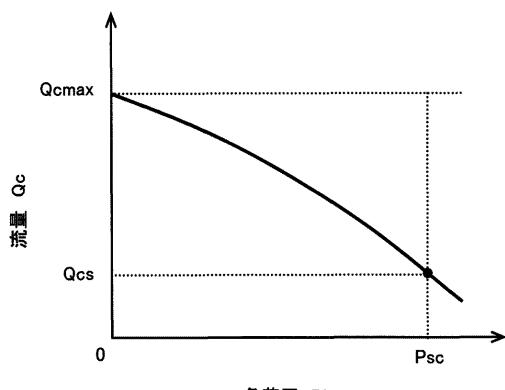
【図2C】



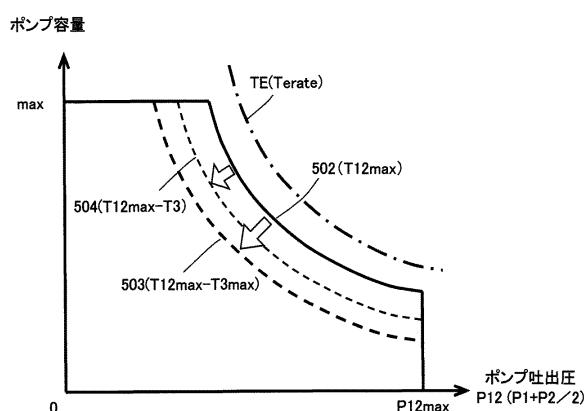
【図3】



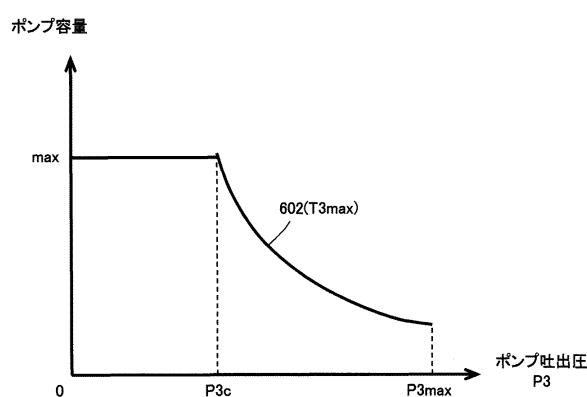
【図4】



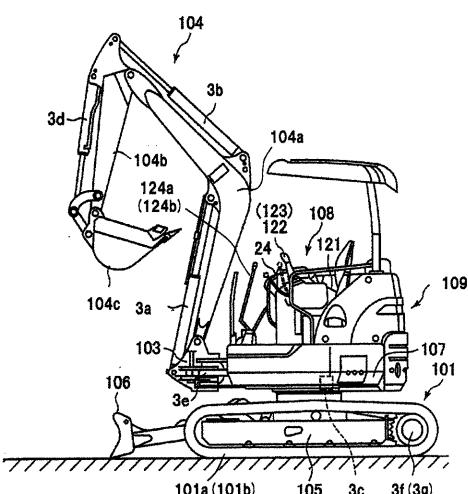
【図5】



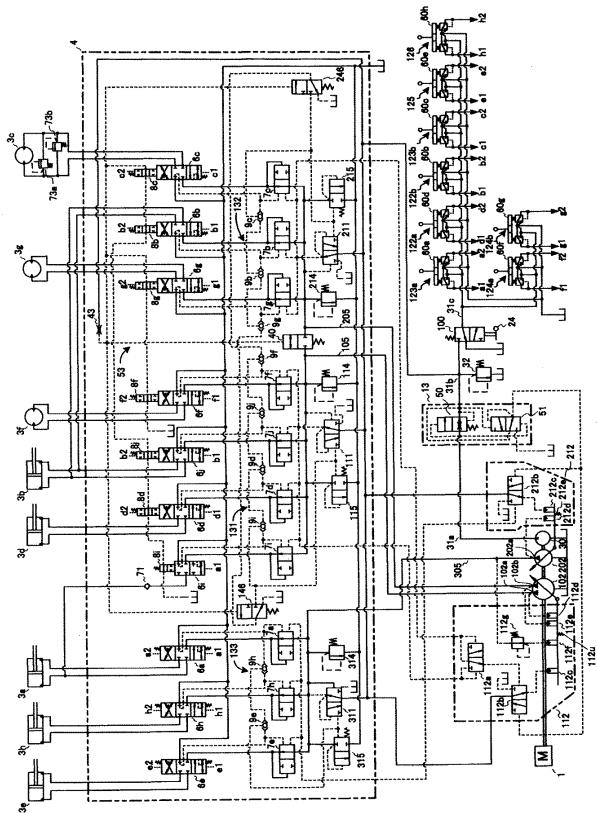
【図6】



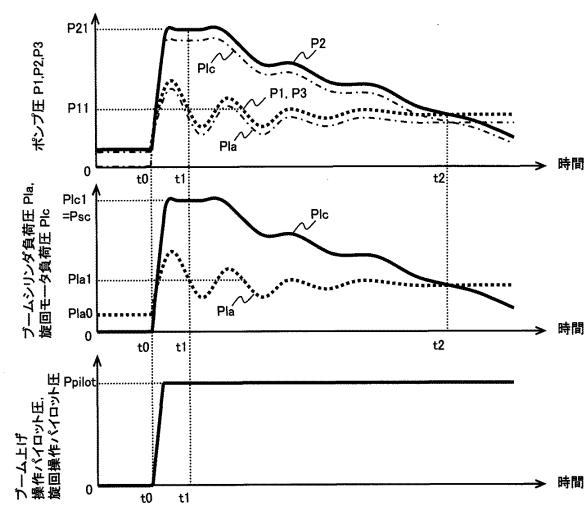
【図7】



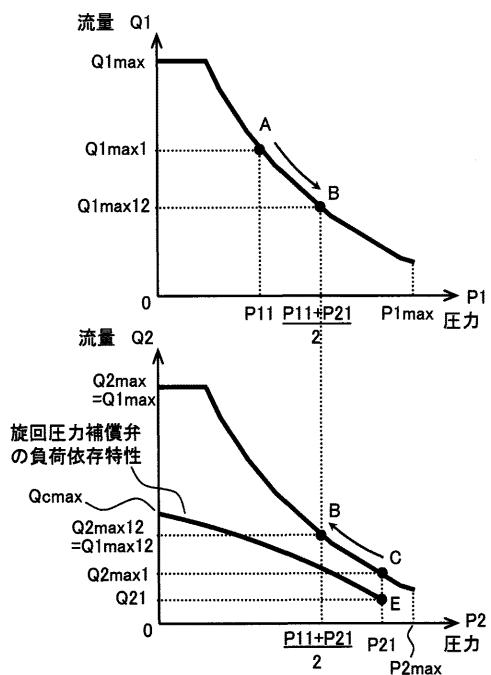
【図8】



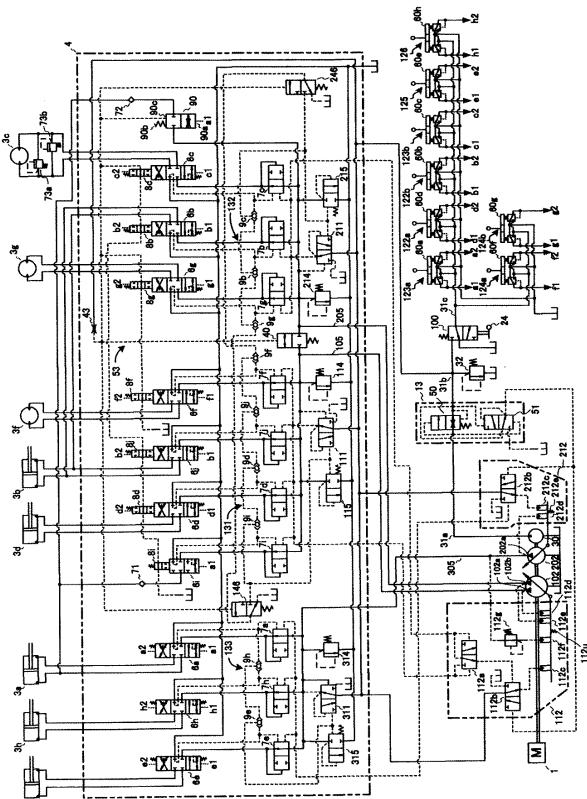
【図9】



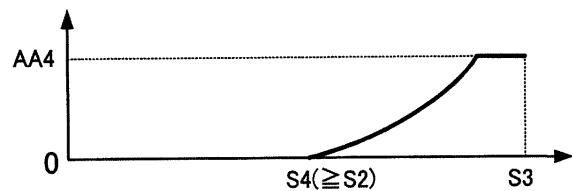
【図10】



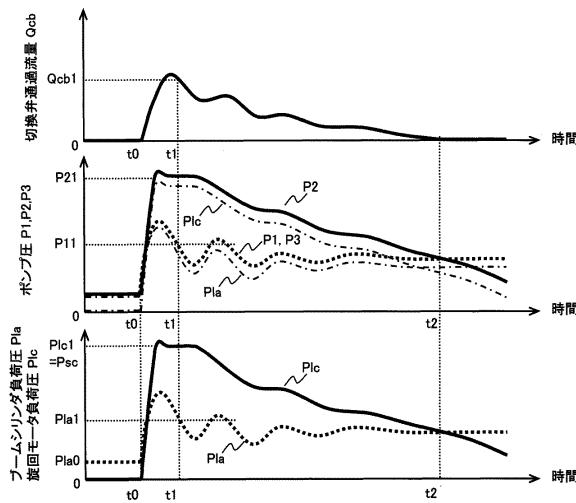
【図11】



【図 1 2】



【図 1 3】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 15 B	11/16	A
E 02 F	9/22	L
E 02 F	9/22	K

(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ィエラ 滋賀

工場内

(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 伊東 勝道

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 正木 裕也

(56)参考文献 特開2012-067459 (JP, A)

特開2011-196438 (JP, A)

特許第3564911 (JP, B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 15 B 11/00 - 11/22, 21/14

E 02 F 9/22