

(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 1 5 B 11/02 (2006. 01)
F 1 5 B 11/05 (2006. 01)
F 1 5 B 11/00 (2006. 01)
F 1 5 B 11/17 (2006. 01)
E 0 2 F 9/22 (2006. 01)

F 1 5 B 11/02 M
 F 1 5 B 11/05 A
 F 1 5 B 11/00 M
 F 1 5 B 11/00 N
 F 1 5 B 11/02 C

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笹が丘 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 鈞賀 靖貴
 茨城県土浦市神立町 6 5 0 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

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転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、

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、

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、

10

20

30

40

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かつ単一のレギュレータ（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たとともに、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】

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。

20

【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さ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。

10

【 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。

20

【 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。

30

【 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。

40

【 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 】

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。

【 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。

【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

10

20

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】

(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ス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

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、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

20

【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。

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、ブームシリンダ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

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、

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。

【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、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。

【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

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。

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。

10

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、ブームシリンダ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。

20

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。

30

【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】ブームシリンダ及びアームシリンダ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。

40

【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２Ｃ】ブームシリンダ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、ブームシリンダ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。

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 t_1 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。

10

【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】

20

< 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。

30

40

【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、

50

8 i、8 j と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 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 1 1 4 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 2 0 5 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 2 1 4 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、第 3 圧油供給路 3 0 5 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 3 1 4 と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力が第 1 吐出ポート 1 0 2 a 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 1 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 1 1 5 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力が第 2 吐出ポート 1 0 2 b 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 2 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 2 1 5 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が第 3 吐出ポート 2 0 2 a 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 3 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 3 1 5 とを備えている。

10

【 0 0 4 0 】

ここで、アクチュエータ 3 a は、流量制御弁 6 i 及び圧力補償弁 7 i と第 1 圧油供給路 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 a に接続されるとともに、流量制御弁 6 a 及び圧力補償弁 7 a と第 3 圧油供給路 3 0 5 を介して第 3 吐出ポート 2 0 2 a に接続され、かつ流量制御弁 6 k 及び圧力補償弁 7 k と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 a 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 6 a はブームシリンダ 3 a のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 i はブームシリンダ 3 a の第 1 アシスト駆動用であり、流量制御弁 6 k はブームシリンダ 3 a の第 2 アシスト駆動用である。流量制御弁 6 i、6 k はブームシリンダ 3 a のボトム側に接続され、流量制御弁 6 i、6 k とブームシリンダ 3 a 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 7 1、7 2 が設けられている。流量制御弁 6 k と圧力補償弁 7 k は、第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油に合流して第 2 吐出ポート 1 0 2 の吐出油をブームシリンダ 3 a に供給するための合流弁を構成している。

20

【 0 0 4 1 】

アクチュエータ 3 b は、流量制御弁 6 j 及び圧力補償弁 7 j と第 1 圧油供給路 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 a に接続され、流量制御弁 6 b 及び圧力補償弁 7 b と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 b 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 6 b はアームシリンダ 3 b のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 j はアームシリンダ 3 b のアシスト駆動用である。

30

【 0 0 4 2 】

アクチュエータ 3 c は、流量制御弁 6 c 及び圧力補償弁 7 c と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 c 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 3 c には旋回モータ 3 c の過負荷を防止するための旋回リリーフ弁 7 3 a、7 3 b が設けられている。

40

【 0 0 4 3 】

アクチュエータ 3 d、3 f はそれぞれ流量制御弁 6 d、6 f 及び圧力補償弁 7 d、7 f と第 1 圧油供給路 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 a に接続され、アクチュエータ 3 g は流量制御弁 6 g 及び圧力補償弁 7 g と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 d、3 f は、それぞれ、例えば油圧ショベルのパケットを駆動するパケットシリンダ、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 3 g 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 3 e、3 h はそれぞれ流量制御弁 6 e、6 h 及び圧力補償弁 7 e、7 h と第 3 圧油供給路 3 0 5 を介して第 3 吐出ポート 2 0 2 a 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。

【 0 0 4 4 】

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。

【 0 0 4 5 】

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。

【 0 0 4 6 】

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。

【 0 0 4 7 】

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。

【 0 0 4 8 】

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 4 9 】

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。

【 0 0 5 0 】

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。

【 0 0 5 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、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。

【 0 0 5 2 】

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。

【 0 0 5 3 】

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、 $A A 3 \leq A A 2 < A A 1$ 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 $S5 = S2$ 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S3の直前で最大開口面積 $AA1 + AA2 + AA3$ 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A3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 $A1 + A2$ 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 $AA1 + AA2 + AA3$ は、

$$A1 + A2 > A3$$

$$AA1 + AA2 + AA3 > A3$$

$$AA1 + AA2 + AA3 \quad A1 + A2$$

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 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, 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 Pl_{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 Pl_{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 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3a, 3b, 3c, 3gの最高負荷圧) との差(LS差圧)を絶対圧 $Pls2$ 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 Pl_{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 $Pls3$ 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 $Pls1$ 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 $Pls2$ 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 $Pls3$ 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 $Pls1$ 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, 7g, 7k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が出力する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。

【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。

【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。

【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 P_z 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) P_l 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 A_{c1} , A_{c2} , A_{c3} とすると、通常の圧力補償弁の場合は $A_{c1} = A_{c2} = A_{c3}$ であるのに対し、 $A_{c1} > A_{c2} = A_{c3}$ の関係となっている。これにより旋回モータ3cの負荷圧 P_l 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 P_z が増加するにしたがって受圧面積 A_{c1} と受圧面積 A_{c3} 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 P_l 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。

。

【 0 0 6 4 】

再び図 1 に戻り、アンロード弁 1 1 5 には、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 PI_{max1} がバネと同じ側に導かれ、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力がアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 d , 3 f の最高負荷圧 PI_{max1} 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 1 0 5 の圧油をタンクに戻し、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くないように制御する。

【 0 0 6 5 】

アンロード弁 2 1 5 には、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 PI_{max2} がバネと同じ側に導かれ、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力がアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 c , 3 g の最高負荷圧 PI_{max2} 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 2 0 5 の圧油をタンクに戻し、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くないように制御する。

【 0 0 6 6 】

アンロード弁 3 1 5 には、第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって検出された最高負荷圧 PI_{max3} がバネと同じ側に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の最高負荷圧 PI_{max3} 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 3 0 5 の圧油をタンクに戻し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がアンロード弁セット圧よりも高くないように制御する。

【 0 0 6 7 】

コントロールバルブユニット 4 は、更に、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 a , 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（合流遮断弁）、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。

【 0 0 6 8 】

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 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 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 にパイロット圧油供給路 3 1 b のパイロット圧 P_{pilot} 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。

【 0 0 6 9 】

第 1 切換弁 4 0（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 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。

【 0 0 7 0 】

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 PI_{max1} （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 7 1 】

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 P_{lmax2} （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。

【 0 0 7 2 】

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。

【 0 0 7 3 】

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 P_{gr} 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 P_{pilot} 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 P_{pilot} に基づいて流量制御弁6a～6hを切り換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。

【 0 0 7 4 】

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 P_{gr} として出力する差圧減圧弁51とを有している。

【 0 0 7 5 】

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 P_{gr} 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 P_{gr} は目標LS差圧としてレギュレータ112, 212に導かれる。

【 0 0 7 6 】

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。

【 0 0 7 7 】

メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 (ポンプ制御装置) は、差圧減圧弁 1 1 1 が出力する LS 差圧 (絶対圧 PIs_1) と差圧減圧弁 2 1 1 が出力する LS 差圧 (絶対圧 PIs_2) の低圧側を選択する低圧選択弁 1 1 2 a と、低圧選択された LS 差圧と原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 (絶対圧) P_{gr} との差圧により動作する L S 制御弁 1 1 2 b であって、LS 差圧 > 出力圧 (絶対圧) P_{gr} のときは入力側をパイロット圧油供給路 3 1 b に連通させて出力圧を上昇させ、LS 差圧 < 出力圧 (絶対圧) P_{gr} 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 L S 制御弁 1 1 2 b と、L S 制御弁 1 1 2 b 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 1 0 2 の傾転 (容量) を減少させる L S 制御ピストン 1 1 2 c と、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 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 1 0 2 の傾転 (容量) を減少させるトルク制御 (馬力制御) ピストン 1 1 2 e , 1 1 2 d と、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の圧力が減圧弁 1 1 2 g を介して導かれ、その圧力の上昇によってメインポンプ 1 0 2 の傾転 (容量) を減少させる減トルクピストン 1 1 2 f とを備えている。

10

【 0 0 7 8 】

メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 (ポンプ制御装置) は、差圧減圧弁 3 1 1 が出力する LS 差圧 (絶対圧 PIs_3) と原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 (絶対圧) P_{gr} との差圧により動作する L S 制御弁 2 1 2 b であって、LS 差圧 > 出力圧 (絶対圧) P_{gr} のときは、入力側をパイロット圧油供給路 3 1 b に連通させて出力圧を上昇させ、LS 差圧 < 出力圧 (絶対圧) P_{gr} 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 L S 制御弁 2 1 2 b と、L S 制御弁 2 1 2 b 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 2 0 2 の傾転 (容量) を減少させる L S 制御ピストン 2 1 2 c と、メインポンプ 2 0 2 の第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が導かれ、その圧力の上昇によってメインポンプ 2 0 2 の傾転 (容量) を減少させるトルク制御 (馬力制御) ピストン 2 1 2 d とを備えている。

20

【 0 0 7 9 】

レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a、L S 制御弁 1 1 2 b、L S 制御ピストン 1 1 2 c は、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b の吐出圧が、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b 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 1 0 2 (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 2 1 2 (第 2 ポンプ制御装置) の L S 制御弁 2 1 2 b と L S 制御ピストン 2 1 2 c は、第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が、第 3 吐出ポート 2 0 2 a 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 2 0 2 (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

【 0 0 8 0 】

また、レギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 d , 1 1 2 e は、第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出圧と第 2 吐出ポート 1 0 2 b 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 1 0 2 (第 1 ポンプ装置) の容量を減少させ、メインポンプ 1 0 2 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 2 1 2 のトルク制御ピストン 2 1 2 d は、第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が高くなるにしたがってメインポンプ 2 0 2 (第 2 ポンプ装置) の容量を減少させ、メインポンプ 2 0 2 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

【 0 0 8 1 】

減トルクピストン 1 1 2 f 及び減圧弁 1 1 2 g は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクのみだけ第 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。

【 0 0 8 2 】

図 5 は、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) 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 1 0 2 a の吐出圧 P_1 と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出圧 P_2 の平均圧力 P_{12} ($P_1 + P_2 / 2$) が所定の圧力よりも高くなるにしたがっ

50

てメインポンプ 1 0 2 の容量が減少し、メインポンプ 2 0 2 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 1 0 2 の吸収トルク T_{12} が曲線 5 0 2 で示される制限トルク T_{12max} (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 T_{12max} は、バネ 1 1 2 u によって曲線 TE で示される原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} よりも小さい任意の値に設定されている。 P_{12max} はメインリリーフ弁 1 1 4 , 2 1 4 の設定圧力によって定まるメインポンプ 1 0 2 の最大吐出圧である。

【 0 0 8 3 】

図 6 は、第 2 トルク制御部 (トルク制御ピストン 2 1 2 d) 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 2 0 2 a の吐出圧 P_3 がトルク制御開始圧力である P_{3c} よりも高くなるにしたがってメインポンプ 2 0 2 の容量が減少し、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが曲線 6 0 2 で示される制限トルク T_{3max} (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 T_{3max} はバネ 2 1 2 e によって任意の値に設定されている。 P_{3max} はメインリリーフ弁 3 1 4 の設定圧力によって定まるメインポンプ 2 0 2 の最大吐出圧力である。

【 0 0 8 4 】

レギュレータ 1 1 2 の減圧弁 1 1 2 g は、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が図 6 の P_{3c} よりも高い場合に吐出圧を P_{3c} に減圧してトルク制御ピストン 1 1 2 f に導くためのものである。これによりメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が P_{3c} 以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が高くなるにしたがって、図 5 の曲線 5 0 4 で示すように第 1 トルク制御部の第 1 制限トルクを T_{12max} から $T_{12max} - T_3$ へと減少させる減トルク制御を行い、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクとメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクの合計が曲線 5 0 2 の制限トルク T_{12max} を超えないように制御する。また、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が P_{3c} よりも高くなると、減圧弁 1 1 2 g は P_{3c} に減圧した圧力をトルク制御ピストン 1 1 2 f に導き、図 5 の曲線 5 0 3 で示すように、第 1 トルク制御部の第 1 制限トルクを T_{12max} から $T_{12max} - T_{3max}$ 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 1 0 2 の吸収トルクとメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクの合計が曲線 5 0 2 の第 1 制限トルク T_{12max} を超えないように制御する。これによりメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧の全範囲において、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクとメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクの合計が曲線 5 0 2 の制限トルク T_{12max} 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。

【 0 0 8 5 】

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。

【 0 0 8 6 】

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 1 0 1 と、上部旋回体 1 0 9 と、スイング式のフロント作業機 1 0 4 を備え、フロント作業機 1 0 4 は、ブーム 1 0 4 a、アーム 1 0 4 b、バケット 1 0 4 c から構成されている。上部旋回体 1 0 9 は下部走行体 1 0 1 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 1 0 9 の前部にはスイングポスト 1 0 3 が取り付けられ、このスイングポスト 1 0 3 にフロント作業機 1 0 4 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 1 0 3 はスイングシリンダ 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 2 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h 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 を駆動することによって走行を行う。

【 0 0 8 7 】

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)、スイング用の操作装置 1 2 5 (図 1 参照) 及びブレード用の操作装置 1 2 6 (図 1 参照)、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 1 2 2 b (図 1) 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 1 2 2 a (図 1) 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 1 2 3 a (図 1) 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 1 2 3 b (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 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弁 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_{pi} 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 1 0 2 は、第 1 及び第 2 の 2 つの吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b 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 1 0 2 a, 1 0 2 b 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 4 0 (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 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 の連通を遮断する。第 2 切換弁 1 4 6 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 に導くことで、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 による負荷圧の検出対象をメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 g に限定し、第 3 切換弁 2 4 6 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 の最上流のシャトル弁 9 f に導くことで、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 による負荷圧の検出対象をメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 d, 3 f に限定する。これにより第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b 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

40

【0093】

一方、走行複合操作においては、走行複合操作検出油路 5 3 の圧力はパイロット圧 P_{pilot} と等しくなり、第 1 切換弁 4 0 (合流遮断弁) は圧力 P_{pilot} 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。第 2 及び第 3 切換弁 1 4 6, 2 4 6 も走行複合操作検出油路 5 3 の圧力 P_{pilot} によって図示上側の第 2 位置に切り替わり、第 2 切換弁 1 4 6 は第 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 Pl_{max1} (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 に導き、第 3 切換弁 2 4 6 は、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高

50

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）。

10

【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 $a1, a2 \sim h1, h2$ 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 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ 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。

20

【0096】

最高負荷圧 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ 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 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ 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 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ 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 P_{gr} 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 P_{gr} よりも若干高い圧力に保たれる（ $P1 > P_{gr}, P2 > P_{gr}, P3 > P_{gr}$ ）。

30

【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 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ （タンク圧）との差圧（LS差圧）を絶対圧 $PIs1, IIs2, IIs3$ として出力する。最高負荷圧 $PI_{max1}, PI_{max2}, PI_{max3}$ 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、 $PIs1 = P1 - PI_{max1} = P1 > P_{gr}, IIs2 = P2 - PI_{max2} = P2 > P_{gr}, IIs3 = P3 - PI_{max3} = P3 > P_{gr}$ となる。 $PIs1, IIs2$ はレギュレータ112の低圧選択弁112aに、 $IIs3$ はレギュレータ212のLS制御弁212bにそれぞれ導かれる。

40

【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 $PIs1, IIs2$ 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 P_{gr} とフィードバックLS差圧である $PIs2$ を比較する。この場合、 $PIs1, IIs2$ のいずれが選択されても、 $PIs1$ 又は $IIs2 > P_{gr}$ 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、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

50

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Pls3を比較する。この場合も、Pls3>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】

20

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Plmax3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Plmax3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Plmax3(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Plmax3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Plmax3との差圧を絶対圧Pls3として出力し、このPls3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Pls3を

30

【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Pls3はタンク圧に等しくなり、Pls3<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Pls3=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。

40

【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Plmax1, Plmax2としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ102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。

【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 で上方向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 AA_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 AA_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 AA_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 Pls_3 が P_{gr} 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 AA_1 (要求流量) に応じた流量が供給される。

10

【 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 Pl_{max1} , Pl_{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 Pl_{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 Pl_{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 Pl_{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。

20

【 0 1 0 8 】

また、最高負荷圧 Pl_{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 P_1 と最高負荷圧 Pl_{max1} との差圧を絶対圧 Pls_1 として出力し、最高負荷圧 Pl_{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 P_2 と最高負荷圧 Pl_{max2} との差圧を絶対圧 Pls_2 として出力する。 Pls_1 と Pls_2 はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれ、 Pls_1 と Pls_2 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 P_{gr} とフィードバック LS 差圧である Pls_1 又は Pls_2 を比較する。

30

【 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 が出力する絶対圧 Pls_1 , Pls_2 はタンク圧に等しくなり、 Pls_1 , $Pls_2 < P_{gr}$ の関係となる。よって、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 Pls_1 又は $Pls_2 = P_{gr}$ 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 $AA_2 + AA_3$ (要求流量) に応じた流量の圧油が合流して供給される。

40

【 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 $AA_1 + AA_2 + AA_3$ 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 $AA_1 + AA_2 + AA_3$ (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

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 $T3_{max}$ 以上になるとうとする場合は、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 $T3_{max}$ 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 $T12_{max}$ から図 5 の曲線 503 或いは 504 で示される制限トルク $T12_{max} - T3_{max}$ 或いは $T12_{max} - T3$ 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 $T12_{max} - T3_{max}$ 或いは $T12_{max} - T3$ 以上になるとうとする場合は、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 $T12_{max} - T3_{max}$ 或いは $T12_{max} - T3$ 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 $T3_{max}$ 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 $T12_{max} - T3_{max}$ 或いは $T12_{max} - T3$ 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 $T12_{max}$ 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 PI_{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 PI_{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 はそのセット圧を、最高負荷圧 PI_{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 PI_{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 $P2$ と最高負荷圧 PI_{max2} との差圧を絶対圧 $PIs2$ として出力し、この $PIs2$ 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 $PIs1$ と $PIs2$ 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 P_{Is2} はタンク圧に等しくなり、 $P_{Is2} < P_{gr}$ の関係となる。一方、このとき、 P_{Is1} 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 ($P_{Is1} > P_{gr}$)。よって、低压選択弁 1 1 2 a は P_{Is2} を低压側として選択し、 P_{Is2} が 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 P_{gr} とフィードバック LS 差圧である P_{Is2} を比較する。この場合、上記のように $P_{Is2} < P_{gr}$ であるので、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 $P_{Is2} = P_{gr}$ 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

【0119】

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 P_{Imax1} 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 P_1 はバネの設定圧力の低压に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻る時のアンロード弁 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

【0120】

(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 2 B 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。

【0121】

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 P_{Imax2} 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 P_{Imax2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって絶対圧 P_{Is2} が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低压選択弁 1 1 2 a に導かれる。

30

【0122】

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 P_{Imax1} ($= P_{Imax2}$) 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 P_{Imax1} 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 P_{Imax1} が差圧減圧弁 1 1 1 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 1 1 2 の低压選択弁 1 1 2 a に導かれる。低压選択弁 1 1 2 a では P_{Is1} と P_{Is2} のいずれかが低压側として選択され、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 P_{gr} とフィードバック LS 差圧である P_{Is2} を比較する。

40

【0123】

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 P_{Is1} , P_{Is2} はタンク圧に等しくなり、 P_{Is1} , $P_{Is2} < P_g$

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 $T12max$ 以上になるとうとする場合は、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 PI_{max1} 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 PI_{max2} 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 PI_{max1} , PI_{max2} 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 $PIs1$, $PIs2$ が出力され、レギュレータ112の低压選択弁112aに導かれる。

【0128】

レギュレータ112において、低压選択弁112aに導かれた $PIs1$, $PIs2$ はその低压側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは $PIs1$ と $PIs2$ の低压側が目標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Plmax3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Pls3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Plmax1, Plmax2(Plmax1=Plmax2)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Plmax1, Plmax2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 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（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

【 0 1 3 6 】

（ 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。

【 0 1 3 7 】

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 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 3 8 】

20

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 2 A 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 S 3 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 A 3 となる。

【 0 1 3 9 】

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 1 3 3 によって最高負荷圧 PI_{max3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。アンロード弁 3 1 5 はそのセット圧を上昇させ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。差圧減圧弁 3 1 1 は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 $P3$ と最高負荷圧 PI_{max3} 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 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 に導かれる。メインポンプ 2 0 2 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 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。

30

【 0 1 4 0 】

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 1 3 1 によって最高負荷圧 PI_{max1} 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。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。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、絶対圧 $PIs1$ はメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に導かれる。

40

【 0 1 4 1 】

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 1 3 2 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 1 3 2 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 PI_{max2} としてアンロード弁 2 1 5 と差圧減圧弁 2 1 1 に導かれる。アンロード弁 2 1 5 はそのセット圧を上昇させ、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。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 $PIs2$ として出力し、絶対圧 $PIs2$

50

はメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に導かれる。

【 0 1 4 2 】

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 3 c の負荷圧はほぼタンク圧に等しい。一方、ブームシリンダ 3 a はフロント作業機 1 0 4 を支持しているため、ブームシリンダ 3 a 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 3 a の負荷圧を P_{1a} とし、旋回モータ 3 c の負荷圧を P_{1c} 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 $P_{1a} > P_{1c}$ である。したがって、シャトル弁 9 k ではブームシリンダ 3 a の負荷圧 P_{1a} が選択される。

【 0 1 4 3 】

その後、流量制御弁 6 c , 6 k が開弁し、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油がブームシリンダ 3 a と旋回モータ 3 c に供給されると、旋回モータ 3 c の負荷圧 P_{1c} は旋回リリーフ弁 7 3 a , 7 3 b 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 $P_{1a} < P_{1c}$ となり、シャトル弁 9 k では旋回モータ 3 c の負荷圧 P_{1c} が最高負荷圧 P_{1max2} として選択される。

【 0 1 4 4 】

レギュレータ 1 1 2 においては、差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 が出力する絶対圧 P_{1s1} , P_{1s2} が低压選択弁 1 1 2 a に導かれ、そのうちの低い方が選択され、LS 制御弁 1 1 2 b の図 1 で右端に作用する。

【 0 1 4 5 】

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 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 P_{1a} 或いは旋回モータ 3 c の負荷圧 P_{1c} 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 P_{1s1} , P_{1s2} はタンク圧に等しくなる。よって、低压選択弁 1 1 2 a では P_{1s1} と P_{1s2} のいずれかが低压側として選択され、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 P_{gr} とフィードバック LS 差圧である P_{1s2} を比較する。この場合、上記のように P_{1s1} , P_{1s2} はタンク圧に等しく、 P_{1s1} , $P_{1s2} < P_{gr}$ 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 の圧油をタンクに排出する。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 P_{1s1} 又は $P_{1s2} = P_{gr}$ 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 吐出ポート 1 0 2 a からブームシリンダ 3 a のボトム側に流量制御弁 6 i 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 7 1 を介して供給される。また、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から旋回モータ 3 c に流量制御弁 6 c の開口面積 A_3 （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 3 a のボトム側にも流量制御弁 6 k 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 7 2 を介して供給される。

【 0 1 4 6 】

このようにブームシリンダ 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 $A_{A1} + A_{A2} + A_{A3}$ （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 3 a 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 3 c には、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された流量制御弁 6 c の開口面積 A_3 （要求流量）に応じた流量の圧油が供給される。

【 0 1 4 7 】

また、このときは、上記（c）の場合と同様、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 T_{3max} の範囲内で、流量制御弁 6 a 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 1 0 2 は、図 5 の曲線 5 0 3 或いは 5 0 4 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 6 c , 6 i , 6 k の開口面積 $A_3 + A_{A2} + A_{A3}$ （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 1 0 2 とメイ

10

20

30

40

50

ンポンプ 2 0 2 の合計の吸収トルク制限トルク T_{12max} 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。

【 0 1 4 8 】

ここで、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して流量制御弁 6 c , 6 k に供給される圧油は、圧力補償弁 7 c , 7 k の働きにより、流量制御弁 6 c , 6 k 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 7 c の負荷依存特性により分流され、それぞれ旋回モータ 3 c とブームシリンダ 3 a に供給される。

【 0 1 4 9 】

また、このとき、 $Pls1 < Pls2$ で $Pls1$ が Pgr に等しくなるようにメインポンプ 1 0 2 がロードセンシング制御され、第 2 圧油供給路 2 0 5 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 2 1 5 から排出される。

【 0 1 5 0 】

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 4 0 は遮断位置にあり、第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油の一部は流量制御弁 6 i の下流側で第 1 吐出ポート 1 0 2 a からの圧油に合流してブームシリンダ 3 a に供給される。これによりブームシリンダ 3 a に圧油を供給する第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出圧はアンロード弁 1 1 5 によってブームシリンダ 3 a 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 1 1 5 のセット圧、すなわちブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧にバネの設定圧力（ Pgr 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 7 i 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。

【 0 1 5 1 】

（ 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 3 f , 3 g 駆動用の流量制御弁 6 f , 6 g とブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図中で上方向に切り換わる。

【 0 1 5 2 】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 a , 6 i のストロークが図 2 C の S_2 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 6 a のメータイン通路の開口面積は 0 から AA_1 に増加していくが、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i , 6 k のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。

【 0 1 5 3 】

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 5 3 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 4 0 , 1 4 6 , 2 4 6 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 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 2 0 a , 1 0 2 b は 1 ポンプとして機能する。このとき走行モータ 3 f , 3 g の高圧側の負荷圧が第 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 のそれぞれで最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 はそれぞれ第 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 Pl_{max1} , Pl_{max2} が差圧減圧弁 1 1 1 , 2 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。

【 0 1 5 4 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた $Pls1$ と $Pls2$ はその低圧側が選択され、LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。LS 制御弁 1 1 2 b は $Pls1$ と $Pls2$ 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 1 0 2 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 1 0 2 から第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に吐出される。メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油は合流し、その合流した圧油が圧力補償弁 7 f , 7 g 及び流量制御弁 6 f , 6 g を介して左走行モータ 3 f と右走行モータ 3 g に供給される。

【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 PI_{max3} 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 PI_{max3} 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120a, 120b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 PI_{max1} , PI_{max2} 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 PI_{s1} , PI_{s2} をレギュレータ112に出力し、低圧選択弁112aによって PI_{s1} 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 PI_{s1} 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 PI_{s1} と PI_{s2} 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。

10

【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。

20

【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。

30

(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。

40

【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。

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。旋回例については、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。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。

10

【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パイロット圧a1と旋回の操作パイロット圧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、油圧シヨベルの旋回体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】

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 P_{lc} は徐々に低下してくる。

【0175】

ここで、図 9 の時刻 t_1 でのブームシリンダ 3a の負荷圧の平均値を P_{la1} 、旋回モータ 3c の負荷圧の平均値を P_{lc1} とすると、前述のように $P_{lc1} = P_{sc}$ 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） P_1 、第 2 吐出ポート 102b の吐出圧（圧油供給路 205 の圧力） P_2 、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） P_3 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 t_1 において、ブームシリンダ 3a を駆動する圧力 P_1 と圧力 P_3 は同じ値となり、かつこれらの圧力 P_1 、 P_3 はブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} よりも LS 差圧 P_{ls1} 、 P_{ls3} の分だけ高い値となる。また、圧力 P_2 は旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} よりも LS 差圧 P_{ls2} の分だけ高い値となる。

【0178】

ここで、時刻 t_1 での吐出圧 P_1 、 P_2 をそれぞれ P_{11} 、 P_{21} とすると、 $P_{11} = P_{la1} + P_{ls1}$ 、 $P_{21} = P_{lc1} + P_{ls2} = P_{sc} + P_{ls2}$ 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 P_{lc} が次第に減少し、ブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} よりも小さくなる。図 9 で時刻 t_2 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 $t_0 \sim t_2$ の間においては、旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} がブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} よりも高く（ $P_{lc} > P_{la}$ ）、シャトル弁 9k で旋回モータ 3c の負荷圧 P_{lc} が最高負荷圧 P_{lmax2} として選択されるため、メインポンプ 102 の圧油供給路 105 の圧力 P_1 及び圧油供給路 205 の圧力 P_2 と、メインポンプ 202 の圧油供給路 305 の圧力 P_3 は比較例と同じように変化する。

【0181】

一方、旋回ブーム上げの時刻 t_2 以降の後期の段階では、ブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} が最高負荷圧 P_{lmax2} 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 P_2 はブームシリンダ 3a の負荷圧 P_{la} に基づいてロードセンシング制御された圧力となる。

30

【0182】

図 10 は、比較例と本実施の形態における時刻 t_1 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 P_1 ）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 P_2 ）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 t_1 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 t_1 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 t_1 での吐出圧 P_1 、 P_2 をそれぞれ P_{11} 、 P_{21} 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 P_1 、 P_2 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、 P_1 と P_2 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。

【 0 1 8 5 】

つまり、図 1 0 の上側に示すように、第 1 吐出ポート 1 0 2 a 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 1 1 2 d , 1 1 2 e 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。

【 0 1 8 6 】

第 2 吐出ポート 1 0 2 b 側も第 1 吐出ポート 1 0 2 a 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
10
ストン 1 1 2 d , 1 1 2 e 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 1 0 2 はスプリットフロー型で、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b の吐出流量は同じ値となるので、 $Q2max12 = Q1max12$ である。

【 0 1 8 7 】

一方、旋回用の圧力補償弁 7 c 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 3 c に供給される流量は Q21 (点 E) となる。

【 0 1 8 8 】

つまり、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 に対して、独立した別々の油圧
20
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 1 0 2 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 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続した場合は、トルク制御によりメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a 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。

【 0 1 8 9 】

また、メインポンプ 1 0 2 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 1
30
0 2 a , 1 0 2 b 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 1 0 2 a 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 1 0 b 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 2 1 5 からタンクに排出される。このとき、アンロード弁 2 1 5 によって動力が消費され、メインポンプ 1 0 2 を駆動する原動機 1 が持つトルクを有効に利用することができない。

【 0 1 9 0 】

特に、比較例においては、旋回駆動用の圧力補償弁 7 c として負荷依存特性を有する圧
40
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 3 c の負荷圧が旋回リリーフ弁 7 3 a , 7 3 b 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 6 c から旋回モータ 3 c 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 2 1 5 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 1 9 1 】

図 1 0 において、L は圧力補償弁 7 c の負荷依存特性を示している。比較例においては、図 1 0 に示すように、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 側の最大流量は Q2ma
x12 (点 B) であるにも係わらず、実際に旋回モータ 3 c に供給される流量は、旋回用の
50
圧力補償弁 7 c 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 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油の余剰流量 $Q2max12 - Q21$ は、第 2 圧油供給路 2 0 5 に設けられたアンロード弁 2 1 5 からタンクに排出される。このとき、アンロード

弁 2 1 5 での動力消費は $P 2 1 \cdot (Q2_{max12} - Q21)$ 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 $P21 \cdot (Q2_{max12} - Q21)$ 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。

【 0 1 9 2 】

本実施の形態においても、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 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 1 0 2 a 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 1 0 2 a からブームシリンダに供給される圧油の流量が $Q1_{max1}$ から $Q1_{max12}$ に減少する。しかし、本実施の形態においては、流量制御弁 6 k と圧力補償弁 7 k を設け、第 2 吐出ポート 1 0 2 b からの圧油も流量制御弁 6 i の下流側で第 1 吐出ポート 1 0 2 a からの圧油に合流してブームシリンダ 3 a 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 $Q2_{max12} - Q21$ の少なくとも一部の圧油を、圧力補償弁 7 k、流量制御弁 6 k、チェック弁 7 2 を経由してブームシリンダ 3 a 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。

10

【 0 1 9 3 】

また、本実施の形態では、第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油の流量をブームシリンダ 3 a 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 が持つトルクを有効に利用し、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。

20

【 0 1 9 4 】

< 第 2 の実施の形態 >

～ 構成 ～

図 1 1 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。

【 0 1 9 5 】

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 6 k と圧力補償弁 7 k とで構成する代わりに切換弁 9 0 で構成した点と、ブーム駆動用の流量制御弁 6 a、6 i の開口面積特性の点にある。

30

【 0 1 9 6 】

すなわち、本実施の形態においては、旋回用の流量制御弁 6 c が接続されている第 2 圧油供給路 2 0 5 はブームシリンダ 3 a のボトム側と切換弁 9 0 とチェック弁 7 2 を介して接続されている。切換弁 9 0 は開方向作動側に受圧部 9 0 a を有し、閉方向作動側にバネ 9 0 b と受圧部 9 0 c を有している。受圧部 9 0 a には、ブーム用のパイロットバルブユニット 6 0 a が生成する図 1 左側の操作パイロット圧 a 1 が導かれ、受圧部 9 0 c には、絞り 4 3 の下流側における走行複合操作検出油路 5 3 の操作検出圧が導かれている。操作パイロット圧 a 1 と操作検出圧が共にタンク圧であるとき、切換弁 9 0 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 a 1 が上昇すると、切換弁 9 0 は開弁方向に切り換わる。また、操作パイロット圧 a 1 が、元圧であるパイロット圧油供給路 3 1 b のパイロット圧 P_{pilot} 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 5 3 に操作検出圧（パイロット圧油供給路 3 1 b のパイロット圧 P_{pilot} 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。

40

【 0 1 9 7 】

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

【 0 1 9 8 】

一方、切換弁 9 0 は、図 1 2 に示すような開口面積特性を有している。切換弁 9 0 は、スプールストロークが中間ストローク $S 4$ になるまでは開口面積はゼロであり、スプール

50

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 P1c 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 P1a 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、 $Qcb1 = C \cdot A A 4 \cdot \sqrt{2 / \rho \cdot (P21 - P1a1)}$ で表される。ここで、C は縮流係数で $0 < C < 1$ で表され、 ρ 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 P_{pilot} 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 P_{pilot} 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

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。

【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。

【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

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

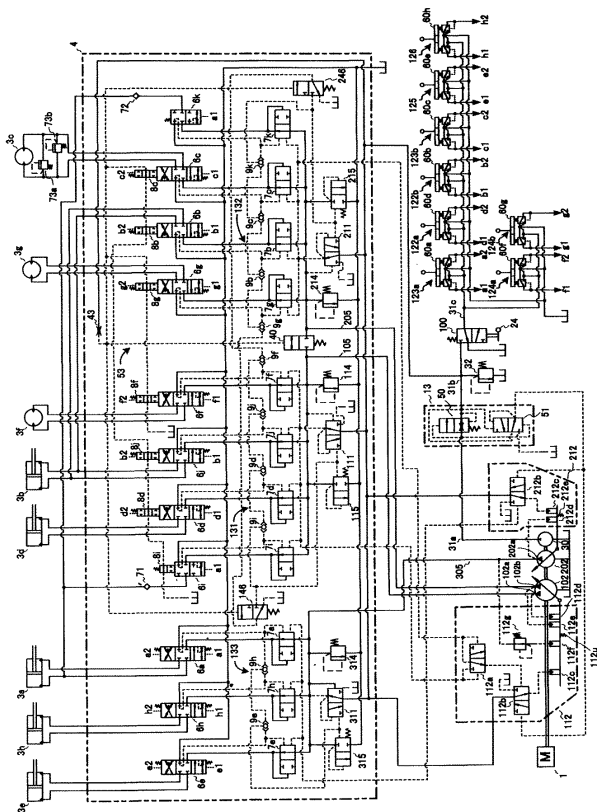
111, 211, 311 差圧減圧弁

- 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
 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 絞り
 7 1 , 7 2 チェック弁
 7 3 a , 7 3 b 旋回リリーフ弁
 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

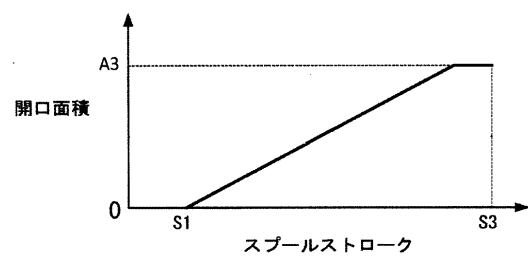
10

20

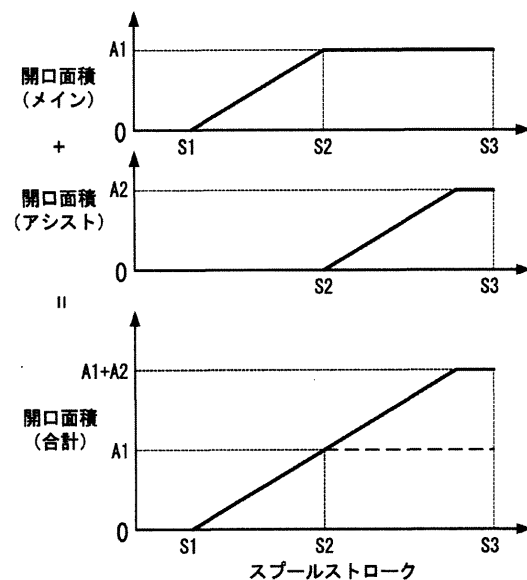
【図 1】



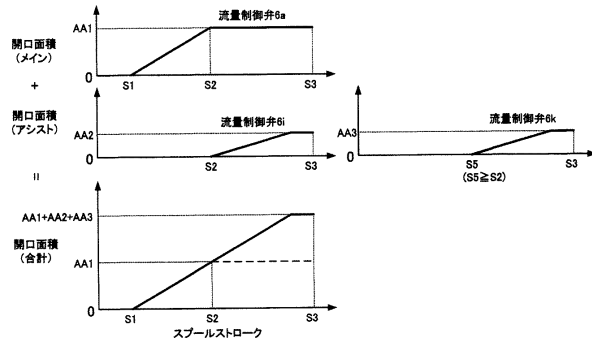
【図 2 A】



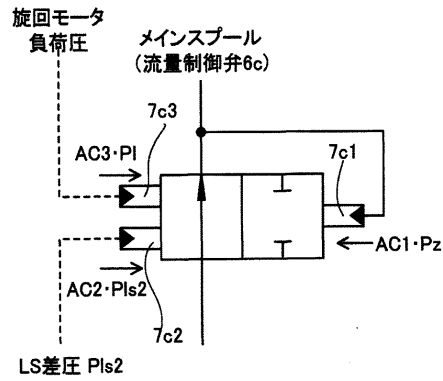
【図 2 B】



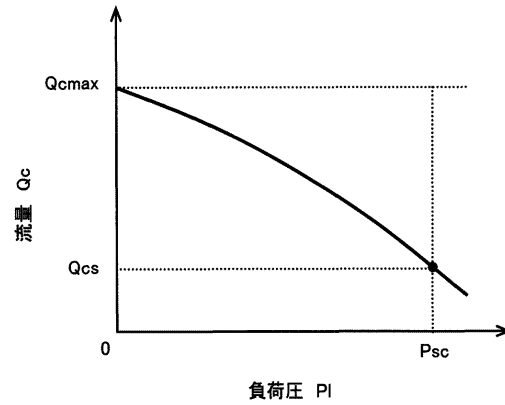
【図 2 C】



【図 3】

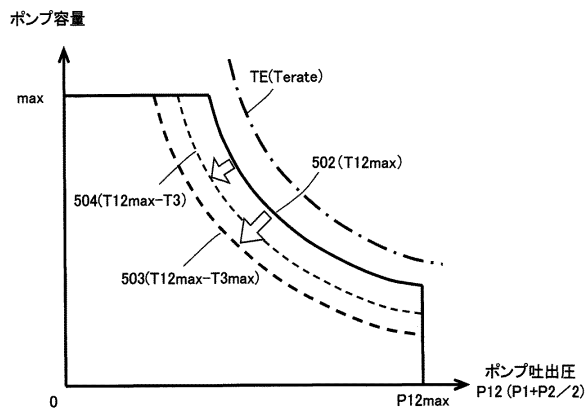


【図 4】

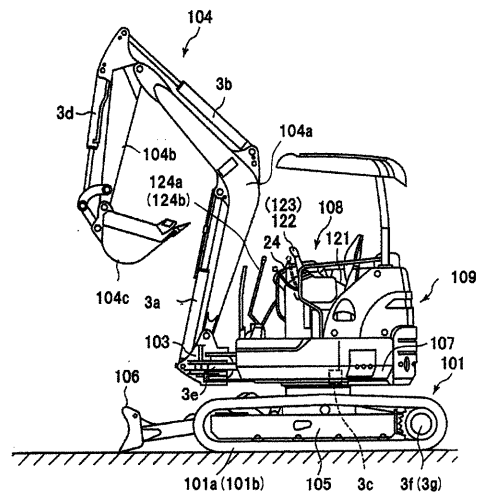


旋回用圧力補償弁負荷依存特性

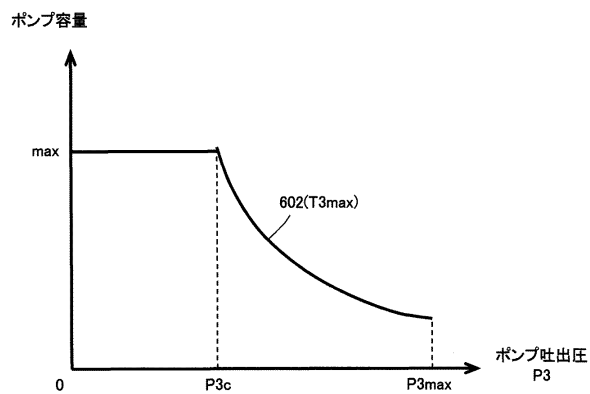
【図 5】



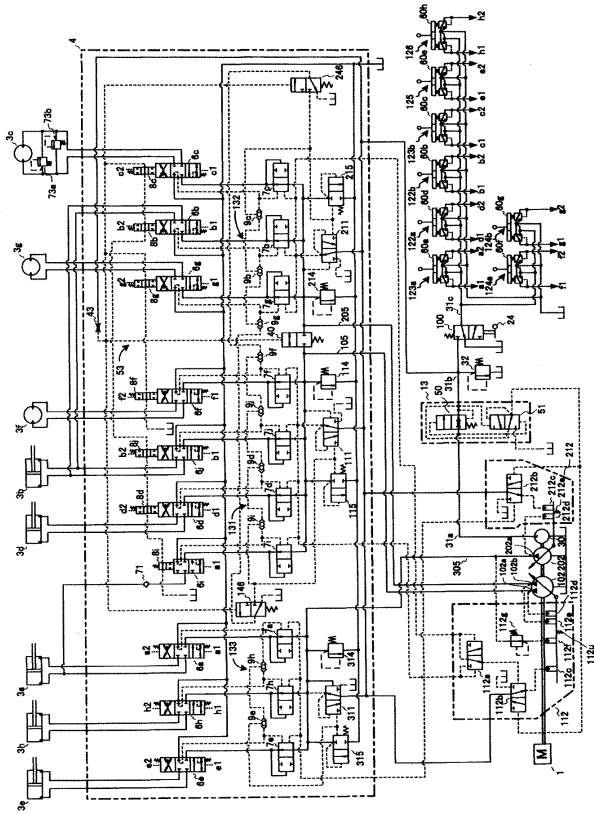
【図 7】



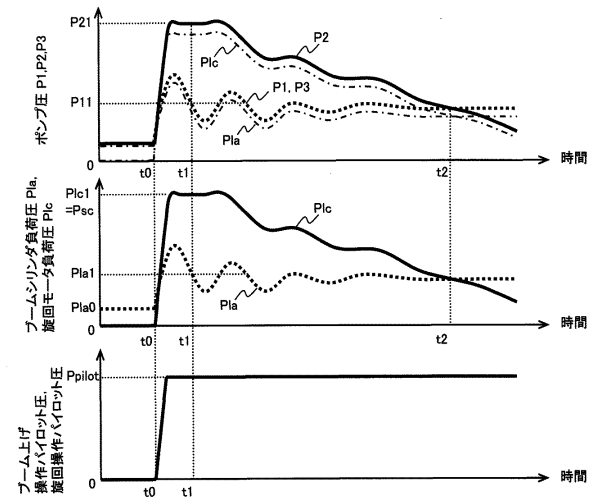
【図 6】



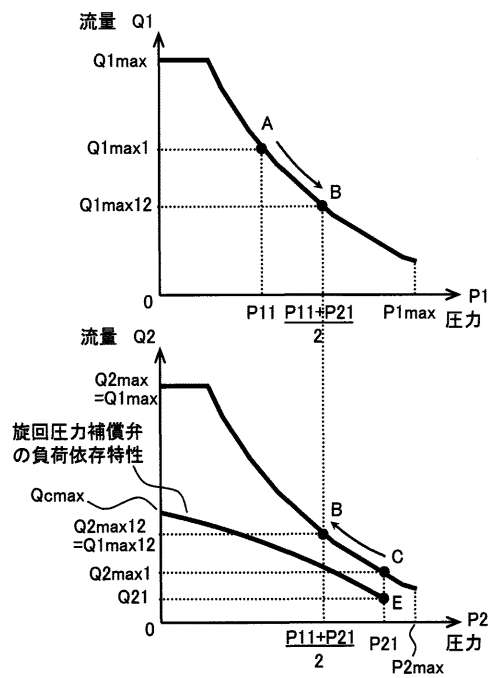
【図 8】



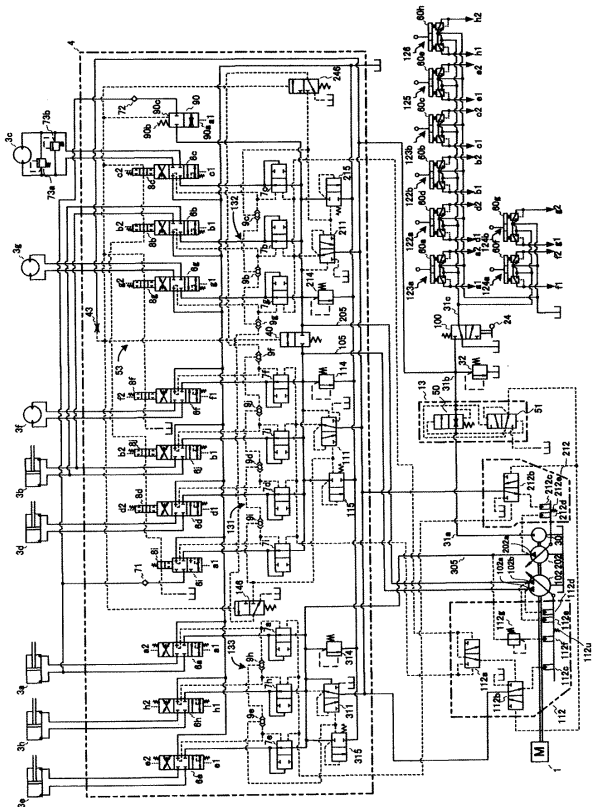
【図 9】



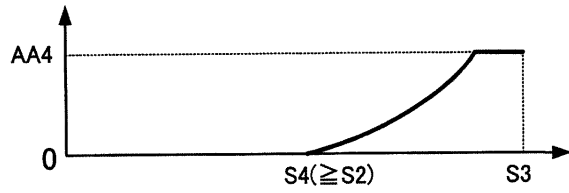
【図 10】



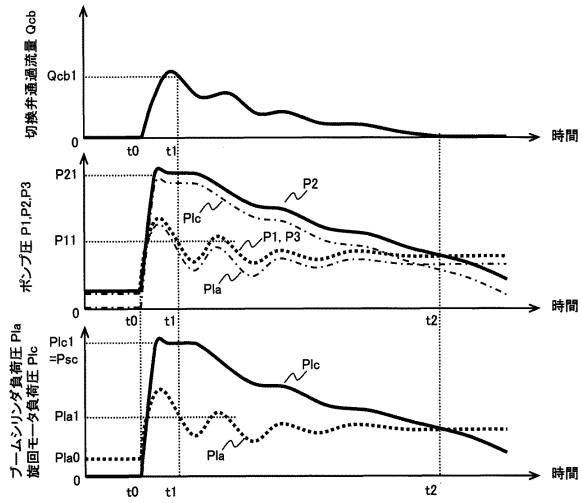
【図 11】



【図 1 2】



【図 1 3】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 1 5 B 11/16

A

E 0 2 F 9/22

L

E 0 2 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 2 0 1 2 - 0 6 7 4 5 9 (J P , A)

特開 2 0 1 1 - 1 9 6 4 3 8 (J P , A)

特許第 3 5 6 4 9 1 1 (J P , B 2)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 1 5 B 1 1 / 0 0 - 1 1 / 2 2、2 1 / 1 4

E 0 2 F 9 / 2 2