

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6262676号
(P6262676)

(45) 発行日 平成30年1月17日 (2018. 1. 17)

(24) 登録日 平成29年12月22日 (2017. 12. 22)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 5 B 11/00 (2006. 01)

F 1 5 B 11/00 N

F 1 5 B 11/17 (2006. 01)

F 1 5 B 11/00 M

E O 2 F 9/22 (2006. 01)

F 1 5 B 11/17

E O 2 F 9/22 R

請求項の数 6 (全 29 頁)

(21) 出願番号 特願2015-22564 (P2015-22564)
 (22) 出願日 平成27年2月6日 (2015. 2. 6)
 (65) 公開番号 特開2016-145604 (P2016-145604A)
 (43) 公開日 平成28年8月12日 (2016. 8. 12)
 審査請求日 平成28年11月7日 (2016. 11. 7)

(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 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
 イエラ 滋賀工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 及び第 2 吐出ポートを有する可変容量型の第 1 ポンプ装置と、
 第 3 吐出ポートを有する可変容量型の第 2 ポンプ装置と、
 前記第 1 及び第 2 ポンプ装置の前記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートから吐出された圧油
 により駆動される複数のアクチュエータと、
 前記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートと前記複数のアクチュエータとの間に配置され、前
 記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れ
 を制御する第 1 及び第 2 弁装置と、
 前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートから吐出される圧油の流量を制御する第 10
 1 ポンプ制御装置と、
 前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートから吐出される圧油の流量を制御する第 2 ポンプ
 制御装置とを備えた建設機械の油圧駆動装置において、
 前記第 1 弁装置は前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートに接続され、オープン
 センタ回路を形成する複数のオープンセンタ型の流量制御弁を含み、
 前記第 2 弁装置は前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートに接続され、クローズドセンタ
 回路を形成する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁を含み、
 前記第 2 ポンプ制御装置は、前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートから吐出された圧油
 の圧力が、この圧油による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
 なるよう前記第 2 ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有し、

前記複数のアクチュエータはある複合操作において同時に駆動される第1及び第2アクチュエータを含み、

前記第1弁装置は、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートの少なくとも一方から前記第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の第1流量制御弁を含み、

前記第2弁装置は、前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートから前記第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するクローズドセンタ型の第2流量制御弁を含む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、

10

前記第1弁装置は、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートのいずれか一方から前記第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の第3流量制御弁を更に含み、

前記第2弁装置のクローズドセンタ型の第2流量制御弁は中間ストロークに達する前に開いて前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートから吐出される圧油が前記第2アクチュエータに供給され、前記第1弁装置のオープンセンタ型の第3流量制御弁は中間ストローク以上になると開いて、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートのいずれか一方から吐出される圧油が前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートから吐出される圧油に合流して前記第2アクチュエータに供給されることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項3】

20

請求項1に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1弁装置は、前記オープンセンタ型の第1流量制御弁として、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートから前記第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する流量制御弁と、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートから前記第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する流量制御弁の2つの流量制御弁を含み、

前記2つの流量制御弁はそれぞれのストロークが不感帯を超えたときに開いて、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートから吐出される圧油と前記第1ポンプ装置の前記第2吐出ポートから吐出される圧油とが合流して前記第1アクチュエータに供給されることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項4】

30

請求項1に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

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

【請求項5】

請求項4に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記複数のアクチュエータは前記油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダと、前記油圧ショベルの左右の走行体を駆動する左右走行モータとを含み、

前記第1弁装置は、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートのいずれか一方から前記バケットシリンダに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の流量制御弁と、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートの一方から前記左走行モータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の流量制御弁と、前記第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートの他方から前記右走行モータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の流量制御弁とを含むことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

40

【請求項6】

請求項4に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記油圧ショベルの上部旋回体を駆動する旋回油圧モータと、

第4吐出ポートを有する第3ポンプ装置と、

前記第3ポンプ装置の第4吐出ポートから吐出される圧油の流量を制御する第3ポンプ制御装置とを更に備え、

50

前記第 1 弁装置は、

前記第 3 ポンプ装置の第 4 吐出ポートに接続され、前記第 3 ポンプ装置の第 4 吐出ポートから前記旋回油圧モータに供給される圧油の流れを制御する旋回用のオープンセンタ型の流量制御弁と、

前記旋回用のオープンセンタ型の流量制御弁の下流側に配置され、前記旋回油圧モータの操作装置が操作されていないときに前記第 3 ポンプ装置の第 4 吐出ポートから吐出された圧油を前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートの少なくとも一方から吐出された圧油に合流して前記アームシリンダに供給するアーム合流弁とを更に含む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】

10

【技術分野】

【0001】

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ポンプレギュレータ（ポンプ制御装置）によって吐出流量が制御されるポンプ装置を含む2つ以上の可変容量型のポンプ装置を備え、これら複数のポンプ装置により複数のアクチュエータを駆動する建設機械の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献 1 には、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と、シングルフロー型の油圧ポンプとを備え、これら2つの油圧ポンプにより複数のアクチュエータを駆動するとともに、それぞれの油圧ポンプがロードセンシング制御を行う油圧ショベルの油圧駆動装置が提案されている。ロードセンシング制御とは、複数のアクチュエータの最高負荷圧を検出し、油圧ポンプ（メインポンプ）の吐出圧がそ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ポンプ制御方式である。この特許文献 1 に記載の油圧駆動装置において、複数のアクチュエータはアームシリンダとブームシリンダを含み、アームシリンダはスプリットフロー型の油圧ポンプからの吐出油により駆動され、ブームシリンダは、要求流量が少ないときはシングルフロー型の油圧ポンプからの吐出油により駆動され、要求流量が増大したときはスプリットフロー型とシングルフロー型の両方の油圧ポンプからの吐出油が合流して駆動される。

20

【先行技術文献】

30

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】 WO 2014 / 192458 A 1

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

通常の 1 ポンプロードセンシング制御を行う油圧駆動装置においては、油圧ポンプの吐出圧は常に複数のアクチュエータの最高負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御されるため、負荷圧の高いアクチュエータと負荷圧の低いアクチュエータを複合して駆動する場合（例えば、ブーム上げ（負荷圧：高）とアームクラウド（負荷圧：低）操作を同時に行う、所謂水平均し動作を行った場合など）には、油圧ポンプの吐出圧はブームシリンダの高い負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御される。このとき、負荷圧の低いアームシリンダに流量が流れすぎるのを防ぐために設けられたアーム用の圧力補償弁が絞られるため、この絞りの圧力損失のために無駄な動力を消費していた。

40

【0005】

特許文献 1 記載の油圧駆動装置によれば、ブームシリンダは要求流量が少ないときはシングルフロー型の油圧ポンプからの吐出油により駆動されるため、アーム用の油圧ポンプとブーム用の油圧ポンプとを分離した状態でロードセンシング制御が行われる。これにより水平均し動作を行った場合、ブームシリンダの負荷圧が高く、アームシリンダの負荷圧が低くても、負荷圧の低いアーム用の圧力補償弁による絞りの圧力損失を低減し、無駄な

50

動力損失を低減することができる。

【 0 0 0 6 】

また、水平均し動作はブーム上げのハーフ操作（ブームシリンダ小流量）とアームクラウドのフル操作（アームシリンダ大流量）との組み合わせで行う。このためオープンセンタ回路を形成するオープンセンタ型の流量制御弁を用いる油圧駆動装置と比べた場合においても、ブーム上げハーフ操作によるブーム用の制御弁（オープンセンタ型の流量制御弁）からのブリードオフ損失や、分流のために設けたパラレル絞りの圧力損失を著しく低減し、無駄な動力損失を低減することができる。

【 0 0 0 7 】

しかしながら、特許文献 1 記載の従来技術においても、下記の問題があった。

10

【 0 0 0 8 】

特許文献 1 記載の油圧駆動装置においては、走行複合操作以外の操作では、スプリットフロー型油圧ポンプの一方の吐出ポートに接続された圧油供給路と他方の吐出ポートに接続された圧油供給路は切換弁によって遮断されており、それぞれの吐出油が独立してアクチュエータに供給される。また、2つの吐出ポートの一方の吐出油が供給されるアクチュエータにはバケットシリンダや2つの走行モータの一方などが含まれ、2つの吐出ポートの他方の吐出油が供給されるアクチュエータには2つの走行モータの他方などが含まれている。

【 0 0 0 9 】

このような回路構成において、例えばバケット単独動作を行うべく操作装置を操作した場合、スプリットフロー型油圧ポンプの一方の吐出ポートから要求流量に見合う流量の圧油を吐出すべく、スプリットフロー型油圧ポンプはその吐出ポートの吐出流量を増加させる。このとき、一方の吐出ポートから吐出される圧油の流量増加に伴い、もう一方の吐出ポートから吐出される圧油の流量も増加するが、この圧油は圧油供給路に設けられたアンロード弁によってタンクに排出される。しかし、アンロード弁は排出流量が増加するにしたがって圧油供給路の圧力を上昇させるオーバーライド特性を有しているため、吐出ポートから吐出される圧油の流量が増加し排出流量が増加すると、それにしたがって圧油供給路の圧力を上昇させ、その圧力と排出流量（吐出ポートから吐出される圧油の流量）を乗じた値に比例した動力が無駄になってしまう。バケット単独動作においては、スプリットフロー型油圧ポンプの一方の吐出ポートからバケットシリンダに供給される流量は比較的大きいため、もう一方の吐出ポートから供給される圧油がアンロード弁によって排出されることで無視できない無駄な動力損失が発生する。

20

30

【 0 0 1 0 】

また、走行ピボットターン動作（一方の走行がフル動作、他方が非操作）を行う場合においても、上記バケット単独動作の場合と同様に、非操作側の吐出ポートから吐出された圧油が圧油供給路に接続されたアンロード弁を介してタンクに排出される際に、オーバーライド特性によって圧力が上昇してしまい、同様に無駄な動力損失が発生する。

【 0 0 1 1 】

本発明の目的は、第 1 及び第 2 吐出ポートを有する可変容量型の第 1 ポンプ装置と第 3 吐出ポートを有する可変容量型の第 2 ポンプ装置を備えた油圧駆動装置において、オープンセンタ型の流量制御弁のブリードオフ損失や分流のために設けたパラレル絞りの圧力損失、或いは非操作側アンロード弁からの圧油排出時の圧力上昇などによる無駄な動力損失を発生させずに、水平均し動作などの複合操作やバケット単独動作や走行ピボットターン動作などのアクチュエータの単独駆動を行うことができ、エネルギー効率の高い建設機械の油圧駆動装置を提供することである。

40

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 2 】

上記の目的を達成するために、本発明は、第 1 及び第 2 吐出ポートを有する可変容量型の第 1 ポンプ装置と、第 3 吐出ポートを有する可変容量型の第 2 ポンプ装置と、前記第 1 及び第 2 ポンプ装置の前記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートから吐出された圧油により駆動

50

される複数のアクチュエータと、前記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートと前記複数のアクチュエータとの間に配置され、前記第 1、第 2 及び第 3 吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第 1 及び第 2 弁装置と、前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートから吐出される圧油の流量を制御する第 1 ポンプ制御装置と、前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートから吐出される圧油の流量を制御する第 2 ポンプ制御装置とを備えた建設機械の油圧駆動装置において、前記第 1 弁装置は前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートに接続され、オープンセンタ回路を形成する複数のオープンセンタ型の流量制御弁を含み、前記第 2 弁装置は前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートに接続され、クローズドセンタ回路を形成する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁を含み、前記第 2 ポンプ制御装置は、前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートから吐出された圧油の圧力が、この圧油による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前記第 2 ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有し、前記複数のアクチュエータはある複合操作において同時に駆動される第 1 及び第 2 アクチュエータを含み、前記第 1 弁装置は、前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートの少なくとも一方から前記第 1 アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の第 1 流量制御弁を含み、前記第 2 弁装置は、前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートから前記第 2 アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するクローズドセンタ型の第 2 流量制御弁を含むものとする。

10

【0013】

このように第 1 弁装置に第 1 アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するオープンセンタ型の第 1 流量制御弁を設け、第 2 弁装置に第 2 アクチュエータに供給される圧油の流れを制御するクローズドセンタ型の第 2 流量制御弁を設けることにより、第 1 アクチュエータをアームシリンダとして用い、第 2 アクチュエータをブームシリンダとして用いて水平均し動作を行った場合、ブームシリンダはロードセンシング制御を行う第 2 ポンプ装置により駆動され、アームシリンダは別の第 1 ポンプ装置により駆動されるため、負荷圧の低いアームシリンダ側での圧力補償弁の絞りの圧力損失、小流量のブームシリンダ側でのオープンセンタ型の流量制御弁のブリードオフ損失及び分流のために設けたパラレル絞りの圧力損失などによる無駄な動力損失を発生させずに水平均し動作を行うことができる。

20

【0014】

また、第 1 及び第 2 の 2 つの吐出ポートを有する第 1 ポンプ装置側の第 1 弁装置にオープンセンタ回路を形成する複数のオープンセンタ型の流量制御弁を設けることにより、第 1 ポンプ装置の一方の吐出ポートから吐出される圧油の流量増加に伴い、他方の吐出ポートから吐出される圧油の流量が増加しても、その圧油は中立位置にあるオープンセンタ型の流量制御弁のセンタバイパス油路を介してタンクに排出されるため、他方の吐出ポートの吐出油がアンロード弁からタンクに排出されるときに圧力上昇による無駄な動力損失を発生させずにバケット単独動作や走行ピボットターン動作などのアクチュエータの単独駆動を行うことができる。

30

【発明の効果】

【0015】

本発明によれば、第 1 及び第 2 吐出ポートを有する可変容量型の第 1 ポンプ装置と第 3 吐出ポートを有する可変容量型の第 2 ポンプ装置を備えた油圧駆動装置において、オープンセンタ型の流量制御弁のブリードオフ損失や分流のために設けたパラレル絞りの圧力損失、或いは非操作側アンロード弁からの圧油排出時の圧力上昇などによる無駄な動力損失を発生させずに、水平均し動作などの複合操作やバケット単独動作や走行ピボットターン動作などのアクチュエータの単独駆動を行うことができ、エネルギー効率の高い建設機械の油圧駆動装置を提供することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0016】

【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

50

示す図である。

【図 2 A】ブームメイン駆動用の流量制御弁（クローズドセンタ型）の開口面積特性を示す図である。

【図 2 B】ブームアシスト駆動用の流量制御弁（オープンセンタ型）の開口面積特性を示す図である。

【図 3】本発明の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 4】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 5】第 2 の実施の形態のトルク制御による旋回起動時のメインポンプ（第 3 ポンプ装置）の吐出圧と容量との関係を示す図である。

【図 6】第 1 の実施の形態のトルク制御による旋回起動時のメインポンプ（第 1 ポンプ装置）の平均吐出圧と容量との関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0017】

< 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。

【0018】

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 ポンプ装置）と、原動機 1 によって駆動され、第 3 圧油供給路 305 に圧油を吐出する第 3 吐出ポート 202a を有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ 202（第 2 ポンプ装置）と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a、102b 及びメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a から吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータ 3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3h と、第 1 及び第 2 圧油供給路 105、205 に接続され、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a、102b から複数のアクチュエータ 3a～3h のうちのアクチュエータ 3a、3b、3c、3d、3f、3g に供給される圧油の流れ（流量と方向）を制御する第 1 コントロールバルブユニット 4（第 1 弁装置）と、第 3 圧油供給路 305 に接続され、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a から複数のアクチュエータ 3a～3h のうちのアクチュエータ 3a、3e、3f に供給される圧油の流れ（流量と方向）を制御する第 2 コントロールバルブユニット 5（第 2 弁装置）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（第 1 ポンプ制御装置）と、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出流量を制御するためのレギュレータ 212（第 2 ポンプ制御装置）とを備えている。

【0019】

コントロールバルブユニット 4 は、第 1 圧油供給路 105 に接続され、オープンセンタ型回路を形成する、メインポンプ 102 の第 1 吐出ポート 102a からアクチュエータ 3b、3c、3d、3f に供給される圧油の流れ（流量と方向）を制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁 16i、16c、16d、16f と、第 2 圧油供給路 205 に接続され、オープンセンタ型回路を形成する、メインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102b からアクチュエータ 3a、3b、3g に供給される圧油の流れ（流量と方向）を制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁 16a、16b、16g 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 とを備えている。

【0020】

10

20

30

40

50

コントロールバルブユニット5は、第3圧油供給路305に接続され、クローズドセンタ回路を形成する、メインポンプ202の第3吐出ポート202aからアクチュエータ3a, 3e, 3hに供給される圧油の流れ(流量と方向)を制御する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁6a, 6e, 6hと、複数の流量制御弁6a, 6e, 6h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, 6e, 6hの前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁7a, 7e, 7hと、流量制御弁6a, 6e, 6hと圧力補償弁7a, 7e, 7hとの間の油路に配置された逆流防止用のチェックバルブ8a, 8e, 8h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3a, 3e, 3fの最高負荷圧にバネの設定圧力(所定圧力)を加算した圧力(アンロード弁セット圧)よりも高くなると開状態になって第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

【0021】

コントロールバルブユニット5は、また、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, 3fの最高負荷圧 P_{lmax} を検出するシャトル弁9a, 9eを含む負荷圧検出回路131と、第3圧油供給路305の圧力(すなわち第3吐出ポート202aの圧力) P_3 と負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 P_{lmax} (第3圧油供給路305に接続されるアクチュエータ3a, 3e, 3fの最高負荷圧)との差圧であるLS差圧を絶対圧 P_{ls} として出力する差圧減圧弁311とを備えている。

20

【0022】

負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 P_{lmax} はアンロード弁315に導かれ、差圧減圧弁311が出力するLS差圧 P_{ls} 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。

【0023】

アクチュエータ3aは、例えば油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダ(第2アクチュエータ)であり、アクチュエータ3bは、例えば油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダ(第1アクチュエータ)である。ブームシリンダ3a及びアームシリンダ3bは、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きいアクチュエータであり、かつブームシリンダ3aとアームシリンダ3bはある複合操作において同時に駆動されるアクチュエータである。また、複合操作の一例にブーム上げ(負荷圧:高)とアームクラウド(負荷圧:低)操作を同時に行う水平均し動作があり、この水平均し動作においてブームシリンダ3aはアームシリンダ3bよりも要求流量の少ないアクチュエータである。

30

【0024】

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り、アクチュエータ3dは、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であり、アクチュエータ3eは、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であり、アクチュエータ3f, 3gは、それぞれ、例えば油圧ショベルの下部走行体の左右の履帯を駆動する左走行モータ及び右走行モータであり、アクチュエータ3hは、例えば油圧ショベルのブレードを駆動するブレードシリンダである。

40

【0025】

コントロールバルブユニット4において、流量制御弁16a(第3流量制御弁)はブームシリンダ3aを増速するためのアシスト駆動用(以下ブームアシスト駆動用という)であり、流量制御弁16b, 16i(第1流量制御弁)はアームシリンダ3b用(以下アーム用という)であり、流量制御弁16cは旋回モータ3c用(以下旋回用という)であり、流量制御弁16dはバケットシリンダ3d用(以下バケット用という)であり、流量制御弁16f, 16gは左右の走行モータ3f, 3g用(以下左右走行用という)である。

【0026】

コントロールバルブユニット5において、流量制御弁6a(第2流量制御弁)はブーム

50

シリンダ 3 a のメイン駆動用（以下ブームメイン駆動用という）であり、流量制御弁 6 e はスイングシリンダ 3 e 用（以下スイング用という）であり、流量制御弁 6 h はブレードシリンダ 3 h 用（以下ブレード用という）である。

【 0 0 2 7 】

コントロールバルブユニット 4 において、左走行用の流量制御弁 1 6 f、旋回用の流量制御弁 1 6 c、バケット用の流量制御弁 1 6 d、アーム用の流量制御弁 1 6 i は、上流側からその記載順序で、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されたセンタバイパスライン 1 0 6 上にタンデム回路を形成するように接続され、アーム用の流量制御弁 1 6 b、ブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a、右走行用の流量制御弁 1 6 g は、上流側からその記載順序で、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されたセンタバイパスライン 2 0 6 上にタンデム回路を形成するように接続されている。また、旋回用の流量制御弁 1 6 c とバケット用の流量制御弁 1 6 d とはタンデム回路と並行に平行回路を形成するように油路 1 7 a を介して接続され、アーム用の流量制御弁 1 6 b とブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a とはタンデム回路と並行に平行回路を形成するように油路 1 7 b を介して接続されている。流量制御弁 1 6 c、1 6 d、1 6 i 及び流量制御弁 1 6 b、1 6 a、1 6 g のメータイン回路に逆流防止用のチェックバルブ 1 8 b、1 8 c、1 8 d、1 8 f、1 8 h、1 8 i が設けられ、平行回路の油路 1 7 a に逆流防止用のチェックバルブ 1 8 e が設けられている。

【 0 0 2 8 】

また、アーム用の流量制御弁 1 6 b には再生回路 1 9 A が設けられている。再生回路 1 9 A はアームクラウド動作をさせるためにアームシリンダ 3 b を伸び方向に駆動する際に、アームシリンダ 3 b のロッド側からの戻り油の一部をアームシリンダ 3 b のボトム側に供給（再生）し、アームシリンダ 3 b を増速するためのものであり、アームシリンダ 3 b のロッド側からの戻り油をタンクに導く再生用の戻り油路 1 0 a と、この油路 1 0 a に配置された絞り 1 0 b と、油路 1 0 a の絞り 1 0 b の上流側を流量制御弁 1 6 b のメータイン回路に接続する油路 1 0 c と、この油路 1 0 c に配置された逆流防止用のチェックバルブ 1 0 d とを有している。アームシリンダ 3 b を伸び方向動作によりアームシリンダ 3 b のロッド側からの戻り油が絞り 1 0 b を介してタンクに戻るとき、絞り 1 0 b の上流側の圧力が上昇し、この圧力によりアームシリンダ 3 b のロッド側からの戻り油の一部が油路 1 0 c 及びチェックバルブ 1 0 d を介して流量制御弁 1 6 b のメータイン回路に再生される。

【 0 0 2 9 】

第 1 圧油供給路 1 0 5 と右走行用流量制御弁 1 6 g のメータイン回路との間には走行連通回路 1 9 B が設けられている。走行連通回路 1 9 B は第 1 圧油供給路 1 0 5 と右走行用流量制御弁 1 6 g のメータイン回路とを接続する油路 2 0 a と、この油路 2 0 a に配置された連通弁 2 0 b と、連通弁 2 0 b と流量制御弁 1 6 g の間に配置された逆流防止用のチェックバルブ 2 0 c とを有している。左右走行用の油圧モータ 3 f、3 g とその他のアクチュエータ 3 a、3 b、3 c、3 d のいずれか 1 つ以上を同時操作する走行複合操作時に走行複合操作の信号圧 s t が連通弁 2 0 b に導かれると、連通弁 2 0 b は図示の閉位置から開位置に切り換わり、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油が右走行用の流量制御弁 1 6 g へチェックバルブ 2 0 c を介して供給される。これにより走行複合操作時に流量制御弁 1 6 g の上流側の流量制御弁が中立位置から切り換わることで第 2 圧油供給路 2 0 5 から流量制御弁 1 6 g に圧油が供給されなくなっても、流量制御弁 1 6 g には第 1 圧油供給路 1 0 5 から圧油が供給され、走行性能を維持することができる。

【 0 0 3 0 】

アーム用の流量制御弁 1 6 b の 2 つの出力ポートとアーム用の流量制御弁 1 6 i の 2 つの出力ポートはそれぞれアームシリンダ 3 b（第 1 アクチュエータ）のボトム側とロッド側に接続され、流量制御弁 1 6 i、1 6 b が図示の中立位置から切り換えられたとき、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a からの吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b からの吐出油とが合流してアームシリンダ 3 b（第 1 アクチュエータ）のボトム側或いはロッド側に供給される。

【 0 0 3 1 】

コントロールバルブユニット 5 におけるブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a の 2 つの出力ポートはブームシリンダ 3 a のボトム側とロッド側にそれぞれ接続され、コントロールバルブユニット 4 におけるブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a のブーム上げ側の出力ポートはブームシリンダ 3 a のボトム側に接続されている。

【 0 0 3 2 】

図 2 A は、ブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a (クローズドセンタ型) の開口面積特性を示す図であり、図 2 B は、ブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a (オープンセンタ型) の開口面積特性を示す図である。

【 0 0 3 3 】

図 2 A において、ブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a (第 2 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メータインの開口面積が増加し、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するとメータインの開口面積が最大 A 1 となるようメータイン開口面積特性が設定されている。また、ブーム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メータアウトの開口面積が増加し、スプールストロークが最大ストローク S 3 の直前でメータアウトの開口面積が最大 A 2 となるようメータアウト開口面積特性が設定されている。ここで、 $A 1 > A 2$ である。

【 0 0 3 4 】

図 2 B において、ブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a (第 3 流量制御弁) は、スプールストロークが 0 であるときにブリードオフの開口面積が最大 A 3 であり、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ブリードオフの開口面積が減少し、最大ストローク S 3 の直前でブリードオフの開口面積がゼロになるようブリードオフ開口面積特性が設定されている。また、ブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a は、中間ストローク S 2 になるまではメータインの開口面積はゼロであり、中間ストローク S 2 でメータイン開口部が開き始め、その後スプールストロークが増加するにしたがってメータインの開口面積が増加し、スプールストロークが最大 S 3 に達するとメータインに開口が最大 A 4 となるようにメータイン開口面積特性が設定されている。

【 0 0 3 5 】

ここで、図 2 A 及び図 2 B の下側に示すように、流量制御弁 6 a , 1 6 a のスプールストロークはブーム用の操作装置 5 2 3 a (後述 - 図 3 参照) の操作量に応じて生成される操作パイロット圧が上昇するに従って増加し、スプールストロークと操作パイロット圧は 1 対 1 の対応関係にある。

【 0 0 3 6 】

このようにブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a とブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a の開口面積特性を設定することにより、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達する前は流量制御弁 6 a のみが開弁してメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出された圧油がブームシリンダ 3 a (第 2 アクチュエータ) に供給され、スプールストロークが中間ストローク S 2 以上になると流量制御弁 6 a , 1 6 a の両方が開弁してメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された圧油とメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出された圧油とが合流してブームシリンダ 3 a (第 2 アクチュエータ) に供給される。

【 0 0 3 7 】

図 1 に戻り、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 3 0 と、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a に接続され、パイロットポンプ 3 0 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 1 3 と、原動機回転数検出弁 1 3 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定のパイロット一次圧 P_{ip} を生成するパイロットリリーフバルブ 3 2 と、パイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、ゲートロックレバー 2 4 により下流側のパイロット圧油供給路 3 1 c をパイロット圧油供給路 3 1 b に接続するかタンクに接

10

20

30

40

50

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、一定のパイロット一次圧Pipに基づいて流量制御弁16a, 16b, 16c, 16d, 16f, 16g, 16i及び流量制御弁6a, 6e, 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リモコン弁60a, 60b, 60c, 60d, 60e, 60f, 60g, 60hとを更に備えている。

【0038】

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。

10

【0039】

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212に導かれる。

20

【0040】

レギュレータ112(第1ポンプ制御装置)は、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bのそれぞれの圧力が導かれ、それらの圧力の上昇時にメインポンプ102の斜板の傾転角(容量)を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ102の傾転角を制御するトルク制御(馬力制御)ピストン112d, 112eと、メインポンプ102とメインポンプ202に割り当てられた最大トルクT12maxを設定するバネ112uと、メインポンプ202の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力を生成する第1及び第2可変減圧弁112g, 112qと、このトルクフィードバック圧力(第1可変減圧弁112gの出力圧)が導かれ、この圧力が高くなるにしたがってメインポンプ102の斜板の傾転角を減少させ、バネ112uによって設定された最大トルクT12maxが減少するようメインポンプ102の傾転角を制御する減トルク制御ピストン112fとを備えている。

30

【0041】

レギュレータ212(第2ポンプ制御装置)は、差圧減圧弁311が出力する絶対圧PIs3(以下LS差圧PIsという)と原動機回転数検出弁13が出力する絶対圧Pgr(以下目標LS差圧Pgrという)とが導かれ、LS差圧PIsが目標LS差圧Pgrよりも小さくなるにしたがって低くなるようLS駆動圧力Pxを生成するLS制御弁212bと、LS駆動圧力Pxが導かれ、LS駆動圧力Pxが低くなるにしたがってメインポンプ202の傾転角(容量)を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ202の傾転角を制御するLS制御ピストン212cと、メインポンプ202の吐出圧P3が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ202の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ202の傾転角を制御するトルク制御(馬力制御)ピストン212dと、メインポンプ202に割り当てられた最大トルクT3maxを設定するバネ212eとを備えている。

40

【0042】

レギュレータ112の第1可変減圧弁112gは、メインポンプ202の吐出圧P3が導かれ、その圧力がバネ112tと受圧部112hによって設定される第1セット圧以下であるときは、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧をそのまま出力し、メインポンプ202の吐出圧P3が第1セット圧よりも高いときは、メインポンプ202の吐出圧P3を第1セット圧に減圧して出力する。第2可変減圧弁112qは、レギュレータ

50

2 1 2 のLS駆動圧力Pxが導かれ、LS駆動圧力Pxがバネ 1 1 2 s と受圧部 1 1 2 i によって設定される第2セット圧以下であるときは、LS駆動圧力Pxをそのまま出力し、LS駆動圧力Pxが第2セット圧よりも高いときは、LS駆動圧力Pxを第2セット圧に減圧して出力する。第2可変減圧弁 1 1 2 q の受圧部 1 1 2 i にはメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3が導かれ、第1可変減圧弁 1 1 2 g の受圧部 1 1 2 h には第2可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧が導かれる。第1可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧はトルクフィードバック圧力として減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。

【0043】

このように第1及び第2可変減圧弁 1 1 2 g、1 1 2 q を構成することにより、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御ピストン 2 1 2 d によるトルク制御の制限を受けてトルク制御の最大トルクT3maxで動作するときと、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御ピストン 2 1 2 d によるトルク制御の制限を受けずに動作するときのいずれの場合にもメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3を補正し、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力を生成する。この原理は特願 2 0 1 4 - 0 1 9 7 9 0 に詳しい。

【0044】

また、このように生成されたトルクフィードバック圧力を減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導くことにより、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御ピストン 2 1 2 d によるトルク制御の制限を受けトルク制御の最大トルクT3maxで動作するときと、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御ピストン 2 1 2 d によるトルク制御の制限を受けずに動作するときのいずれの場合にも、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク分、バネ 1 1 2 u によって設定された最大トルクT12maxを減少させ、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の吸収トルクが最大トルクT12maxを超えないように制御される。

【0045】

以上において、レギュレータ 1 1 2 におけるトルク制御ピストン 1 1 2 d、1 1 2 e とバネ 1 1 2 u と第1及び第2可変減圧弁 1 1 2 g、1 1 2 q と減トルク制御ピストン 1 1 2 f は、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の吸収トルクがバネ 1 1 2 u で設定された最大トルクT12maxを超えないようにメインポンプ 1 0 2 の容量を制御するトルク制御部を構成する。

【0046】

レギュレータ 2 1 2 におけるトルク制御ピストン 2 1 2 d とバネ 2 1 2 e は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが最大トルクT3maxを超えないようにメインポンプ 2 0 2 の容量を制御するトルク制御部を構成する。

【0047】

レギュレータ 2 1 2 において、LS制御弁 2 1 2 b とLS制御ピストン 2 1 2 c は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3が、メインポンプ 2 0 2 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Plmaxより目標LS差圧Pgrだけ高くなるようメインポンプ 2 0 2 の容量を制御するロードセンシング制御部を構成する。

【0048】

なお、レギュレータ 1 1 2 において、トルク制御部の構成として第1及び第2可変減圧弁 1 1 2 g、1 1 2 q を設けることは好ましいが、第1及び第2可変減圧弁 1 1 2 g、1 1 2 q に代えて後述する第2の実施の形態の減圧弁 1 1 2 x のように1つの減圧弁を設けてもよい。この場合もメインポンプ 2 0 2 の吐出圧はトルク制御ピストン 2 1 2 d によるトルク制御開始圧力以上にならないように減圧され、この圧力を減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導くことでメインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の吸収トルクが最大トルクT12maxを超えないように制御される。

【0049】

～油圧ショベル～

図3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。

【0050】

図3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 5 0 1 と

、上部旋回体 5 0 2 と、スイング式のフロント作業機 5 0 4 を備え、フロント作業機 5 0 4 は、ブーム 5 1 1、アーム 5 1 2、バケット 5 1 3 から構成されている。上部旋回体 5 0 2 は下部走行体 5 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 5 0 2 の前部にはスイングポスト 5 0 3 が取り付けられ、このスイングポスト 5 0 3 にフロント作業機 5 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 5 0 3 はスイングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 5 0 2 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 5 0 4 のブーム 5 1 1、アーム 5 1 2、バケット 5 1 3 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 5 0 1 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 5 0 6 が取り付けられている。下部走行体 5 0 1 は、走行モータ 3 f、3 g の回転により左右の履帯 5 0 1 a、5 0 1 b を駆動することによって走行を行う。

10

【0051】

上部旋回体 5 0 2 にはキャノピータイプの運転室 5 0 8 が設置され、運転室 5 0 8 内には、運転席 5 2 1、フロント/旋回用の左右の操作装置 5 2 2、5 2 3 (図 3 では左側のみ図示)、左右走行用の操作装置 5 2 4 a、5 2 4 b (図 3 では左側のみ図示)、スイング用の操作装置 5 2 5 (図 1) 及びブレード用の操作装置 5 2 6 (図 1)、ゲートロックレバー 2 4 等が設けられている。

【0052】

操作装置 5 2 2、5 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 5 2 2 の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置 5 2 2 は旋回用の操作装置 5 2 2 b (図 1) として機能して旋回用のリモコン弁 6 0 c が動作し、同操作装置 5 2 2 の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置 5 2 2 はアーム用の操作装置 5 2 2 a (図 1) として機能してアーム用のリモコン弁 6 0 b が動作し、右側の操作装置 5 2 3 の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置 5 2 3 はブーム用の操作装置 5 2 3 a (図 1) として機能してブーム用のリモコン弁 6 0 a が動作し、同操作装置 5 2 3 の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置 5 2 3 はバケット用の操作装置 5 2 3 b (図 1) として機能してバケット用のリモコン弁 6 0 d が動作する。

20

【0053】

また、左走行用の操作装置 5 2 4 a の操作レバーを操作すると左走行用のリモコン弁 6 0 f (図 1) が動作し、右走行用の操作装置 5 2 4 b の操作レバーを操作すると右走行用のリモコン弁 6 0 g (図 1) が動作し、スイング用の操作装置 5 2 5 (図 1) を操作するとスイング用のリモコン弁 6 0 e を動作させ、ブレード用の操作装置 5 2 6 (図 1) を操作するとブレード用のリモコン弁 6 0 h が動作する。

30

【0054】

～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【0055】

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

40

【0056】

(a) 全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作装置の操作レバーが中立なので、全ての流量制御弁 6 a、6 e、6 h 及び 1 6 a、1 6 b、1 6 c、1 6 d、1 6 f、1 6 g、1 6 i がバネによって中立位置に保持される。全ての流量制御弁が中立位置にあるので、コントロールバルブユニット 5 の負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 P_{lmax} としてタンク圧を検出する。このため第 3 圧油供給

50

路 3 0 5 の圧力（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3）はアンロード弁 3 1 5 によってアンロード弁 3 1 5 のバネの設定圧力にタンク圧を加算した最小圧に保たれる。ここで、アンロード弁 3 1 5 のバネの設定圧力は原動機回転数検出弁 1 3 が目標 LS 差圧として出力する絶対圧 Pgr よりも若干高く設定されている。その結果、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3）は目標 LS 差圧 Pgr よりも若干高く保持される。

【 0 0 5 7 】

差圧減圧弁 3 1 1 はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 と最高負荷圧 Plmax（タンク圧）との差圧（LS 差圧）を絶対圧 Pls として出力する。このとき、全ての操作レバーが中立であり、最高負荷圧 Plmax はタンク圧と等しいため、タンク圧を Ptank、アンロード弁 3 1 5 のバネの設定圧力を Punsp と表すと、

$$Pls = P3 - Plmax = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$$

となる。

【 0 0 5 8 】

LS 差圧 Pls はレギュレータ 2 1 2 の L S 制御弁 2 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 2 1 2 b は、Pls と Pgr を比較し、Pls < Pgr の場合には図示左方向に押されて L S 制御ピストン 2 1 2 c の圧油をタンクに排出し、Pls > Pgr の場合には図示右方向に押されてパイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 Pip を L S 制御ピストン 2 1 2 c に導くようになっている。前述したように、このときは Pls > Pgr であるので、L S 制御弁 2 1 2 b は図 1 で右方向に押されてパイロット一次圧 Pip を L S 制御ピストン 2 1 2 c に導き、LS 駆動圧力 Px はパイロット一次圧 Pip まで上昇し、メインポンプ 2 0 2 の容量（流量）は最小に保たれる。

【 0 0 5 9 】

一方、前述のように、オープン回路型のコントロールバルブユニット 4 において全ての流量制御弁 1 6 a, 1 6 b, 1 6 c, 1 6 d, 1 6 f, 1 6 g, 1 6 i は中立であるので、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 からそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 に供給された圧油はセンタバイパスライン 1 0 6, 2 0 6 及び流量制御弁 1 6 a, 1 6 b, 1 6 c, 1 6 d, 1 6 f, 1 6 g, 1 6 i のセンタバイパス油路を介してタンクに排出される。

【 0 0 6 0 】

また、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 の圧力はレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 e, 1 1 2 d に導かれる。このときメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b の圧力は上記のようにタンク圧より若干高い程度の低圧である。一方、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 内の第 1 及び第 2 可変減圧弁 1 1 2 g, 1 1 2 q によりメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力がトルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。このとき上記のようにメインポンプ 2 0 2 の傾転角及び吐出圧ともに最小であるので、減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる圧力も最小に保たれる。その結果、メインポンプ 1 0 2 の容量（流量）は最大となるよう制御されるが、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 の圧力はタンク圧より若干高い程度の低圧であるため、メインポンプ 1 0 2 の消費トルクは低く抑えられる。

【 0 0 6 1 】

（b）ブーム操作レバーを入力した場合（ブーム上げ微操作）

ブーム用の操作装置 5 2 3 a の操作レバー（ブーム操作レバー）をブームシリンダ 3 a が伸長するブーム上げ方向に微操作した場合、ブーム用のリモコン弁 6 0 a によって生成されたブーム上げの操作パイロット圧 a 1 がブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a の図 1 右端とアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a の図 1 左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁 6 a は図示左方向に、流量制御弁 1 6 a は図示右方向にそれぞれ操作パイロット圧 a 1 に応じて途中のストロークまで切り換わる。

【 0 0 6 2 】

ここで、図 2 A 及び図 2 B を用いて説明したように、ブーム上げ微操作でスプールスト

10

20

30

40

50

ロークがS2以下の場合、メイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン開口部とメータアウト開口部は開くが、アシスト駆動用の流量制御弁16aのメータイン開口部は開かない。流量制御弁6aが切り換わることにより、流量制御弁6aを介してブームシリンダ3aのボトム側に圧油が供給されると同時に、負荷圧検出回路131によってブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧が P_{lmax} として検出され、この負荷圧 P_{lmax} がアンロード弁315と差圧減圧弁311に導かれる。

【0063】

アンロード弁315に負荷圧 P_{lmax} が導かれることにより、アンロード弁315のセット圧はバネの設定圧力にブームシリンダ3aの負荷圧 P_{lmax} を加算した圧力に上昇し、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。

10

【0064】

また、差圧減圧弁311に負荷圧 P_{lmax} が導かれることにより、差圧減圧弁311はメインポンプ202の吐出圧 P_3 と負荷圧 P_{lmax} の差圧をLS差圧 P_{ls} として出力する。このとき、ブームを上げ方向に起動した瞬間には吐出圧 P_3 はアンロード弁315のバネによって予め定められた低圧に保持されているため、LS差圧 P_{ls} はほぼタンク圧に等しくなる。このLS差圧 P_{ls} はメインポンプ202のレギュレータ212内のLS制御弁212bに導かれる。

【0065】

前述したように、ブーム上げ起動時は $P_{ls} = \text{タンク圧} < P_{gr}$ であるので、LS制御弁212bは図示左方向に切り換わり、LS制御ピストン212cの圧油をタンクに排出する。このためメインポンプ202の吐出流量は増加していき、その流量増加はLS差圧 P_{ls} が目標LS差圧 P_{gr} に等しくなるまで継続する。

20

【0066】

このようにメインポンプ202は、流量制御弁6aの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。また、メインポンプ202の吐出圧 P_3 はレギュレータ212のトルク制御ピストン212dに導かれるため、メインポンプ202はバネ212eによって設定された最大トルク T_{3max} の範囲内でロードセンシング制御を行う。

【0067】

一方、前述のように、ブーム上げ微操作の場合にはブームアシスト駆動用の流量制御弁16aのメータイン開口部が閉じているので、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102bから吐出される圧油は、それぞれの第1及び第2圧油供給路105、205に接続されたそれぞれのセンタバイパスライン106、206及び流量制御弁16a、16b、16c、16d、16f、16g、16iを介してタンクに排出される。

30

【0068】

このとき、第1及び第2可変減圧弁112g、112qにより生成されたメインポンプ202の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力がトルク制御ピストン112fに導かれるが、レギュレータ112のトルク制御ピストン112e、112dに導かれるメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102bの圧力はタンク圧より若干高い程度の低圧であり、このため上述した(a)の全ての操作レバーが中立の場合と同様、メインポンプ102の容量(流量)は最大となるよう制御され、その消費トルクは小さく抑えられる。

40

【0069】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合(フル操作)

ブーム操作レバーをブームシリンダ3aが伸長するブーム上げ方向にフルに操作した場合、ブーム用のリモコン弁60aによって生成されたブーム上げの操作パイロット圧a1がブームメイン駆動用の流量制御弁6aの図1中右端とアシスト駆動用の流量制御弁16aの図1中左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁6aは図示左方向に、流量制御弁16aは図示右方向にそれぞれフルストロークで切り換わる。

50

【 0 0 7 0 】

図 2 A 及び図 2 B に示すように、ブーム上げフル操作時のスプールストロークが S 3 の場合、メイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン開口部とメータアウト開口部が開くとともに、アシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a のブリードオフ開口部が閉じ、メータイン開口部が開く。流量制御弁 6 a が切り換わることにより、メインポンプ 2 0 2 から流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a のボトム側に圧油が供給されると同時に、負荷圧検出回路 1 3 1 によってブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧が $P_{I\max}$ として検出され、この負荷圧 $P_{I\max}$ がアンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。更に、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧はレギュレータ 2 1 2 のトルク制御ピストン 2 1 2 d に導かれる。

【 0 0 7 1 】

これにより上記 (b) で説明したのと同様に、アンロード弁 3 1 5 は第 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し、かつメインポンプ 2 0 2 は、バネ 2 1 2 e によって設定された最大トルク $T_{3\max}$ の範囲内で流量制御弁 6 a の要求流量に応じて流量を吐出するロードセンシング制御を行う。

【 0 0 7 2 】

一方、前述のように、ブーム上げフル操作の場合にはブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a のブリードオフ開口部が閉じ、メータイン開口部が開くので、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 に供給される圧油は、チェックバルブ 1 8 h と流量制御弁 1 6 a を介してブームシリンダ 3 a のボトム側に流量制御弁 6 a からの圧油と合流して供給される。

【 0 0 7 3 】

また、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から第 1 圧油供給路 1 0 5 に供給される圧油は、その圧油供給路 1 0 5 に接続される流量制御弁 1 6 f、1 6 c、1 6 d、1 6 i が全て中立位置にあるので、センタバイパスライン 1 0 6 及び流量制御弁 1 6 f、1 6 c、1 6 d、1 6 i を介してタンクに排出される。

【 0 0 7 4 】

このとき、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 の圧力はレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 e、1 1 2 d に導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 の第 1 及び第 2 可変減圧弁 1 1 2 g、1 1 2 q を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。これによりメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (消費トルク) に応じてアームシリンダ 3 b を駆動するメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクを減少させ、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の吸収トルクが最大トルク $T_{12\max}$ を超えないように全トルク制御が行われる。

【 0 0 7 5 】

(d) アーム操作レバーを入力した場合

例えばアーム用の操作装置 5 2 2 a の操作レバー (アーム操作レバー) をアームシリンダ 3 b が伸長するアームクラウド方向に操作した場合、アーム用のリモコン弁 6 0 b によって生成されたアームクラウドの操作パイロット圧 b_1 がアーム用の流量制御弁 1 6 b の図 1 右端とアーム用の流量制御弁 1 6 j の図 1 左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁 1 6 b は図示左方向に、流量制御弁 1 6 i は図示右方向にそれぞれ操作パイロット圧 b_1 に応じて切り換わる。このときのメインポンプ 1 0 2 の動作と圧油の流れは、次に説明する水平均し動作をした場合におけるアームシリンダ 3 b に係わる説明と同じである。

【 0 0 7 6 】

(e) 水平均し動作をした場合

水平均し動作では、通常、アーム用の操作装置 5 2 2 a の操作レバー (アーム操作レバー) をアームシリンダ 3 b が伸長するアームクラウド方向にフルに操作し、ブーム操作レバーをブームシリンダ 3 a が伸長するブーム上げ方向に微操作する。

【 0 0 7 7 】

ブーム上げは微操作なので、メイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン開口部とメー

10

20

30

40

50

タアウト開口部のみが開き、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は流量制御弁 6 a を介して負荷圧検出回路 1 3 1 により最高負荷圧 $P_{I\max}$ として検出され、更に差圧減圧弁 3 1 1 を介してメインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 にフィードバックされ、上記 (b) で前述したようにロードセンシング制御によりレバー入力に応じた流量がブームシリンダ 3 a のボトム側に供給される。

【 0 0 7 8 】

一方、アーム操作レバーがフル操作となるので、アーム用のリモコン弁 6 0 b によって生成されたアームクラウドの操作パイロット圧 b 1 がアーム用の流量制御弁 1 6 b の図 1 右端とアーム用の流量制御弁 1 6 i の図 1 左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁 1 6 b は図示左方向に、流量制御弁 1 6 i は図示右方向にそれぞれフルストロークで切り換わる。

10

【 0 0 7 9 】

メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された圧油は、パラレル回路の油路 1 7 b を介してアーム用の流量制御弁 1 6 b とブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a の両方に供給されるが、上述した (b) のブーム上げ微操作の場合と同様、ブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a のメータイン開口部が閉じているため、第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された圧油の全流量がアーム用の流量制御弁 1 6 b を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に供給される。

【 0 0 8 0 】

一方、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出された圧油は、アーム用の流量制御弁 1 6 i を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に供給される。

20

【 0 0 8 1 】

ここで、水平均し動作を行う場合は、例えば図 3 に示す姿勢のように、アーム 5 1 2 の自重によりアームシリンダ 3 b のロッド側に保持圧が発生していることが多い。このような姿勢でアームクラウド動作を行うと、アームシリンダ 3 b のロッド側から戻ってくる圧油は流量制御弁 1 6 b のアーム再生回路 1 9 A の戻り通路 1 0 a と絞り 1 0 b を介してタンクに排出される際に、圧油が絞り 1 0 b により絞られることで絞り 1 0 b の上流側の圧油の一部は、チェックバルブ 1 0 d を介して流量制御弁 1 6 b のメータイン回路に再生される。

【 0 0 8 2 】

以上のようにメインポンプ 2 0 2 から吐出される圧油はブームシリンダ 3 a のボトム側へ供給され、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 から吐出される圧油は合流して、アームシリンダ 3 b のロッド側からの再生油とともにアームシリンダ 3 b のボトム側へ供給される。

30

【 0 0 8 3 】

ここで、オープンセンタ回路を形成するオープンセンタ型の流量制御弁を用いる従来の油圧駆動装置として、日本特許 3 8 6 5 5 9 0 号に記載のものが知られている。この油圧駆動装置は、単一の吐出ポートを有する 2 つの可変容量型の油圧ポンプの組み合わせによって 2 つの吐出ポートを有する可変容量型のポンプ装置を構成し、かつその 2 つの油圧ポンプの可変容量部材 (斜板) を駆動する単一のレギュレータを設け、2 つの吐出ポートの一方をオープンセンタ型の流量制御弁を介してブームシリンダに接続し、他方の吐出ポートをオープンセンタ型の流量制御弁を介してアームシリンダに接続した構成となっている。このような油圧駆動装置において水平均し動作を行った場合、2 つの吐出ポートからの吐出流量は等しいため、ブーム上げハーフ操作によりブーム用のオープンセンタ型の流量制御弁のセンタバイパス油路が絞られ、ブリードオフ損失が発生する。

40

【 0 0 8 4 】

また、オープンセンタ回路を形成するオープンセンタ型の流量制御弁を用いる従来の油圧駆動装置として、ブーム用の流量制御弁とアーム用の流量制御弁とをパラレルに接続する油路のアーム用の流量制御弁側に分流のための絞り (パラレル絞り) を設けた油圧回路が一般に知られている。この油圧回路によれば、パラレル絞りによってブーム用の流量制御弁側への分流が確保されるため、水平均し動作を円滑に行うことができる。しかし、こ

50

の場合は、パラレル絞りによって圧油が絞られ、圧力損失が発生する。

【 0 0 8 5 】

これに対し本実施の形態では、ブームシリンダ 3 a はロードセンシング制御を行うメインポンプ 2 0 2 からの吐出油により駆動され、アームシリンダ 3 b は別のメインポンプ 1 0 2 の吐出油によって駆動されるため、日本特許 3 8 6 5 5 9 0 号の油圧駆動装置のようなブリードオフ損失や分流のために設けたパラレル絞りの圧力損失を発生させずに、効率良く水平均し動作を行うことができる。

【 0 0 8 6 】

また、ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b が別々のポンプの吐出油で駆動される
とき、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧はレギュレータ 2 1 2 のトルク制御ピストン 2 1 2 d
に導かれ、メインポンプ 2 0 2 はバネ 2 1 2 e によって設定された最大トルク T3max の範
10 囲内でロードセンシング制御を行う。一方、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 の圧力はレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 e , 1 1
2 d に導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬した
トルクフィードバック圧力がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 内の第 1 及び第 2
可変減圧弁 1 1 2 g , 1 1 2 q を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。これ
によりメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク（消費トルク）に応じてアームシリンダ 3 b を駆
動するメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクを減少させ、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ
2 0 2 の合計の吸収トルクが最大トルク T12max を超えないように全トルク制御が行われる
。 20

【 0 0 8 7 】

以上のように水平均し動作において、ブームシリンダ 3 a をブーム上げ方向に駆動する
メインポンプ 2 0 2 がトルク制御の制限の範囲内でロードセンシング制御を行うことによ
り、従来のオープン型の回路で発生していたブリードオフ損失やパラレル絞りの圧力損失
をなくしながら、主体的に必要なトルクを消費することができる。

【 0 0 8 8 】

また、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクに応じてアームシリンダ 3 b を駆動するメイン
ポンプ 1 0 2 の吸収トルクを減じることにより、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の全体で消
費されるトルクをバネ 1 1 2 u によって設定された最大トルク T12max を超えない範囲に制
限しながら、ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b を別々のポンプで駆動し、良好な
30 水平均しの操作性を実現することができる。

【 0 0 8 9 】

更に、一つのポンプでブームシリンダとアームシリンダをロードセンシング制御により
駆動する従来の油圧駆動装置における低負荷側の圧力補償弁での圧力損失（エネルギー損
失）の発生をなくすることができる。

【 0 0 9 0 】

（ f ）バケットクラウド動作をした場合（フル操作）

バケット用の操作装置 5 2 3 b の操作レバー（バケット操作レバー）を単独でバケット
シリンダ 3 d が伸長するバケットクラウド方向にフルに操作した場合、バケット用のリモ
コン弁 6 0 d によって出力されたバケットクラウドの操作パイロット圧 d 1 がバケット用
40 の流量制御弁 1 6 d の図 1 右端に導かれ、流量制御弁 1 6 d は図示左方向にフルストロ
ークで切り換わる。

【 0 0 9 1 】

メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出された圧油は、第 1 圧油供給路
1 0 5、バケット用の流量制御弁 1 6 d を介してバケットシリンダ 3 d のボトム側に供給
される。

【 0 0 9 2 】

また、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された圧油は、第 2 圧油
供給路 2 0 5 に接続された流量制御弁 1 6 b , 1 6 a , 1 6 g が全て中立位置にあるので
、それらのセンタバイパス油路を介してタンクに排出される。 50

【0093】

一方、バケット単独操作の場合には、リモコン弁60a, 60e, 60hは操作されず、流量制御弁6a, 6e, 6hはバネによって中立位置に保持されるので、負荷圧検出回路131は最高負荷圧 PI_{max} としてタンク圧を検出し、上述した(a)の全ての操作レバー中立の場合と同様、アンロード弁315の働きで第3圧油供給路305の圧力(メインポンプ202の吐出圧 P_3)は原動機回転数検出弁13が生成する目標LS差圧 P_{gr} よりも若干高く保持され、 $PI_s = P_3 - PI_{max} = P_3 > P_{gr}$ となる。LS制御弁212bは図1で右方向に押されてパイロット一次圧 P_{ip} をLS制御ピストン212cに導き、LS駆動圧力 P_x はパイロット一次圧 P_{ip} まで上昇し、メインポンプ202の容量(流量)は最小に保たれる。

【0094】

以上のようにバケット単独動作では、メインポンプ202の容量は最小に保たれ、その吸収トルク(消費トルク)が低く抑えられる。

【0095】

また、メインポンプ102のレギュレータ112内の第1及び第2可変減圧弁112g, 112qの働きによってメインポンプ202の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。このとき、上記のようにメインポンプ202の吐出圧は目標LS差圧 P_{gr} よりも若干高い程度の低圧である。一方、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は上記のように中立位置にある流量制御弁16b, 16a, 16gのセンタバイパス油路を介してタンクに排出されるため、トルク制御ピストン112e導かれる圧力も低い。このためメインポンプ102はバネ112uによって設定された最大トルク T_{12max} を大きく損なうことなくトルクを消費し、バケットシリンダ3dを高推力で駆動することができる。

【0096】

更に、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に供給される圧油は、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁16b, 16a, 16gのセンタバイパス油路を介してタンクに排出されるので、特許文献1のように非操作側の圧油供給路に接続されたアンロード弁によって無駄な動力が消費されることがない。

【0097】

(g) 走行ピボットターン動作をした場合

走行ピボットターン動作は、左右走行用の操作措置524a, 524bの操作レバーの一方をフルに操作し、他方を非操作とすることで行う。走行ピボットターン動作として、例えば左走行用の操作措置524aの操作レバーを前進方向にフル操作し、走行モータ3fを前進方向にフルに駆動する場合を考える。

【0098】

この場合、左走行用のリモコン弁60fによって生成された左走行用の操作パイロット圧 f_1 が左走行用の流量制御弁16fの図1左端に導かれ、流量制御弁16fが図示右方向にフルストロークで切り換わる。

【0099】

メインポンプ102の第1吐出ポート102aから吐出された圧油は、第1圧油供給路105, 左走行用の流量制御弁16fを介して左走行モータ3fに供給される。

【0100】

また、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は、第2圧油供給路205に接続された流量制御弁16b, 16a, 16gが全て中立位置にあるので、それらのセンタバイパス油路を介してタンクに排出される。

【0101】

一方、走行ピボットターン動作の場合には、リモコン弁60a, 60e, 60hは操作されず、流量制御弁6a, 6e, 6hはバネによって中立位置に保持されるので、負荷圧検出回路131は最高負荷圧 PI_{max} としてタンク圧を検出し、上述した(a)の全ての操作レバー中立の場合或いは上述した(b)のバケットクラウド動作をした場合と同様、アンロード弁315の働きで第3圧油供給路305の圧力(メインポンプ202の吐出圧 P_3)

10

20

30

40

50

)は原動機回転数検出弁13が生成する目標LS差圧Pgrよりも若干高く保持され、 $Pls = P3 - Plmax = P3 > Pgr$ となる。LS制御弁212bは図1で右方向に押されてパイロット一次圧PipをLS制御ピストン212cに導き、LS駆動圧力Pxはパイロット一次圧Pipまで上昇し、メインポンプ202の容量(流量)は最小に保たれる。

【0102】

以上のように走行ピボットターン動作においても、メインポンプ202の容量は最小に保たれ、その吸収トルクが低く抑えられる。

【0103】

また、メインポンプ102のレギュレータ112内の第1及び第2可変減圧弁112g, 112qの働きによってメインポンプ202の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。このとき、上記のようにメインポンプ202の吐出圧は目標LS差圧Pgrよりも若干高い程度の低圧である。一方、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は上記のように中立位置にある流量制御弁16b, 16a, 16gのセンタバイパス油路を介してタンクに排出されるため、トルク制御ピストン112eに導かれる圧力も低い。このためメインポンプ102はバネ112uによって設定された最大トルクT12maxを大きく損なうことなくトルクを消費し、左走行モータ3fを高トルクで駆動することができる。

【0104】

更に、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に供給される圧油は、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁16b, 16a, 16gのセンタバイパス油路を介してタンクに排出されるので、この場合も特許文献1のように、非操作側の圧油供給路に接続されたアンロード弁によって無駄な動力が消費されることがない。

【0105】

～効果～

本実施の形態によれば、第1及び第2吐出ポート102a, 102bを有するメインポンプ102がスプリットフロー型の可変容量ポンプであり、第3吐出ポートを有するメインポンプ202がシングルフロー型の可変容量ポンプである油圧駆動装置において、水平均し動作を行った場合に、ブームシリンダ3aはロードセンシング制御を行うメインポンプ202によって駆動され、アームシリンダ3bは別のメインポンプ102によって駆動されるため、負荷圧の低いアームシリンダ3b側での圧力補償弁の絞りの圧力損失や小流量のブームシリンダ側でのオープンセンタ型の流量制御弁のブリードオフ損失及び分流のために設けた平行絞りの圧力損失などによる無駄な動力損失を発生させずに水平均し動作を行うことができる。

【0106】

以上により高効率で良好な水平均し動作の操作性を実現することができる。

【0107】

また、2つの吐出ポート102a, 102bを有するメインポンプ102のコントロールバルブユニット4に複数のオープンセンタ型の流量制御弁を配置し、コントロールバルブユニット4をオープンセンタ回路として構成したため、特許文献1記載のように、スプリットフロー型の油圧ポンプをロードセンシング制御する場合に比べ、バケット単独操作や走行ピボットターン動作などにおいて、非操作側に設けられたアンロード弁からタンクに排出されるとききの圧力上昇による無駄な動力損失を発生させることがない。

【0108】

更に、バケットクラウド動作や走行ピボットターン動作のようにコントロールバルブユニット4に係わるアクチュエータを単独駆動した場合は、メインポンプ102の2つの吐出ポートの一方の吐出圧やメインポンプ202の吐出圧は低く抑えられるので、メインポンプ102はバネ112uによって設定された最大トルクT12maxを大きく損なうことなくトルクを消費し、バケットシリンダ3d、走行モータ3f等のアクチュエータを高推力或いは高トルクで駆動することができる。

【 0 1 0 9 】

更に、ロードセンシング制御を行うメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク（消費トルク）を 2 つの吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b を有するメインポンプ 1 0 2 にフィードバックするので、ポンプ全体の吸収トルクが予め決められた最大トルク T_{12max} を超えない範囲で、原動機 1 のトルクを有効に活用することができる。

【 0 1 1 0 】

また、ブームシリンダ 3 a に対して、ブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a（クローズドセンタ型）とブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a（オープンセンタ型）を設け、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達する前はメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出油によってブームシリンダ 3 a を駆動し、スプールストロークが中間ストローク S 2 以上になるとメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b とメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の両方の吐出油を合流してブームシリンダ 3 a を駆動するようにしたため、中間ストローク S 2 以上になったときにも単一の油圧ポンプで駆動する場合に比べて、メインポンプ 2 0 2 の容量を小さめに抑え、コンパクトな回路構成を実現することができる。

10

【 0 1 1 1 】

更に、アームシリンダ 3 b に対して 2 つの流量制御弁 1 6 b , 1 6 i を設け、スプリットフロー型であるメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの吐出油を合流してアームシリンダ 3 b を駆動するようにしたので、独立した 2 つの油圧ポンプを用いてアームシリンダ 3 b を駆動する場合に比べてポンプの数を減らし、コンパクトな回路構成を実現することができる。

20

【 0 1 1 2 】

< 第 2 の実施の形態 >

次に、本発明の第 2 の実施の形態を第 1 の実施の形態と異なる部分を中心に説明する。

【 0 1 1 3 】

～ 構成 ～

図 4 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 1 4 】

図 4 において、本実施の形態の油圧駆動装置は、第 1 の実施の形態におけるメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 に加え、第 4 圧油供給路 4 0 5 に圧油を吐出する第 4 吐出ポート 3 0 2 a を有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ 3 0 2（第 3 ポンプ装置）を備え、かつメインポンプ 3 0 2 の第 4 吐出ポート 3 0 2 a の吐出流量を制御するためのレギュレータ 3 1 2（第 3 ポンプ制御装置）を備えている。また、本実施の形態の油圧駆動装置は、第 1 の実施の形態におけるメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に代えてレギュレータ 1 1 2 A を備え、かつ第 1 コントロールバルブユニット 4 に代えて第 1 コントロールバルブユニット 4 A を備えている。

30

【 0 1 1 5 】

メインポンプ 3 0 2 のレギュレータ 3 1 2 は、メインポンプ 3 0 2 の吐出圧 P_4 が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ 3 0 2 の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ 3 0 2 の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン 3 1 2 d と、メインポンプ 3 0 2 に割り当てられた最大トルク T_{4max} を設定するバネ 3 1 2 e とを備えている。一方、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 A は、図 1 の構成に加え、減圧弁 1 1 2 x と減トルク制御ピストン 1 1 2 y を有し、メインポンプ 3 0 2 の吐出圧が減圧弁 1 1 2 x を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 y に導かれるように接続する。減圧弁 1 1 2 x のバネ 1 1 2 z の設定圧は、日本特許 3 8 6 5 5 9 0 号に示されているのと同様に、トルク制御ピストン 3 1 2 d によってトルク制御を行うメインポンプ 3 0 2 の P-Q 特性の折れ点の圧力（トルク制御開始圧力）に一致するように設定してある。

40

【 0 1 1 6 】

第 1 コントロールバルブユニット 4 A は、図 1 の第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されたオ

50

オープンセンタ型の流量制御弁 16 c に代え、第 4 圧油供給路 405 に接続され、メインポンプ 302 の第 4 吐出ポート 302 a から旋回モータ 3 c に供給される圧油の流れ（流量と方向）を制御するオープンセンタ型の流量制御弁 16 c を備え、更に流量制御弁 16 c のセンタバイパス油路を通過するセンタバイパスライン 306 の流量制御弁 16 c の下流側に配置されたアーム合流弁 21 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 414 を備えている。

【0117】

アーム操作レバーをアームシリンダ 3 b が伸長するアームクラウド方向に操作した場合、アームクラウドの操作パイロット圧 b1 がアーム合流弁 21 の図 4 左端に作用し、アーム合流弁 21 は図示の中立位置から合流位置に切り換わる。アーム合流弁 21 が図示の中立位置にあるとき、メインポンプ 302 から吐出された圧油は旋回用の流量制御弁 16 c とアーム合流弁 21 を経由してタンクに排出される。アーム合流弁 21 が図示の中立位置から合流位置に切り換わると、メインポンプ 302 から吐出された圧油は旋回用の流量制御弁 16 c とアーム合流弁 21 を経由し、アーム合流弁 21 下流側の合流油路を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に供給される。流量制御弁 16 c のメータイン回路及びアーム合流弁 21 下流側の合流油路には逆流防止用のチェックバルブ 18 n, 18 p が設けられている。

10

【0118】

旋回用の流量制御弁 16 c と旋回モータ 3 c との間のアクチュエータ回路には図 1 では図示を省略した旋回用のオーバロードリリーフ弁 73 a, 73 b が設けられている。その他の構成は第 1 の実施の形態と同じである。

20

【0119】

～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【0120】

本実施の形態の動作は、旋回モータ 3 c の駆動をメインポンプ 302 から吐出された圧油によって行うこと、アームシリンダ 3 b を伸長方向に駆動するアームクラウド操作時にメインポンプ 302 からの吐出油を、アーム合流弁 21 を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に合流させること以外は、第 1 の実施の形態と同じである。

30

【0121】

(a) 全ての操作レバーが中立の場合

メインポンプ 102, 202 の動作と圧油の流れは第 1 の実施の形態の場合と同じである。

【0122】

また、全ての操作レバーが中立であるので、アーム合流弁 21 も図示の中立位置にあり、メインポンプ 302 から吐出された圧油は第 4 圧油供給路 405 を介して流量制御弁 16 c とアーム合流弁 21 を経由してタンクに排出される。

【0123】

(b) 及び (c) ブーム上げ操作(微操作/フル)の場合

メインポンプ 102, 202 及びメイン駆動用の流量制御弁 6 a、アシスト駆動用の流量制御弁 16 a の動作と圧油の流れは第 1 の実施の形態と同様である。

40

【0124】

また、ブーム以外のアクチュエータの操作レバーは全て中立であるので、アーム合流弁 21 も図示の中立位置にあり、メインポンプ 302 から吐出された圧油は第 4 圧油供給路 405 を介して流量制御弁 16 c とアーム合流弁 21 を経由してタンクに排出される。

【0125】

(d) アーム操作レバーを入力した場合

メインポンプ 102, 302 の動作と圧油の流れは、次に説明する水平均し動作をした場合におけるメインポンプ 102, 302 の動作と圧油の流れと同じである。

50

【 0 1 2 6 】

(e) 水平均し動作をした場合

ブーム上げ(微操作)に係わるメインポンプ 2 0 2 及びメイン駆動用の流量制御弁 6 a の動作は第 1 の実施の形態と同様であり、第 1 の実施の形態の(b)で説明したように、ロードセンシング制御によりレバー入力に応じた流量がブームシリンダ 3 a のボトム側に供給される。

【 0 1 2 7 】

一方、アーム操作レバーがフル操作となるので、アーム用のリモコン弁 6 0 b によって生成されたアームクラウドの操作パイロット圧 b 1 がアーム用の流量制御弁 1 6 b の図 1 右端とアーム用の流量制御弁 1 6 i の図 1 左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁 1 6 b , 1 6 i は共にフルストロークで切り換わる。

10

【 0 1 2 8 】

メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出された圧油は、アーム用の流量制御弁 1 6 b を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に供給される。メインポンプ 1 0 2 の吐出ポート 1 0 2 a から吐出された圧油は、アーム用の流量制御弁 1 6 i を介してアームシリンダ 3 b のボトム側に供給される。第 2 の実施の形態では、アーム用の流量制御弁 1 6 b にアーム再生回路が設けられていないため、アームシリンダ 3 b のロッド側から戻ってきた圧油は、流量制御弁 1 6 b のメータアウト回路を介してタンクに排出される。

【 0 1 2 9 】

また、アームクラウドの操作パイロット圧 b 1 がアーム合流弁 2 1 の図 4 左端に導かれているので、アーム合流弁 2 1 は図示右方向にストロークする。このためメインポンプ 3 0 2 から吐出された圧油は、第 4 圧油供給路 4 0 6、流量制御弁 1 6 c のセンタバイパス油路を介しアーム合流弁 2 1 及びチェックバルブ 1 8 p を経由してアームシリンダ 3 b のボトム側の配管に供給される。

20

【 0 1 3 0 】

以上のようにメインポンプ 2 0 2 から吐出される圧油はブームシリンダ 3 a へ供給され、メインポンプ 1 0 2 から吐出される圧油はメインポンプ 3 0 2 から吐出される圧油と合流してアームシリンダ 3 b へ供給される。

【 0 1 3 1 】

また、このとき、メインポンプ 3 0 2 のレギュレータ 3 1 2 はトルク制御ピストン 3 1 2 d を備えているので、メインポンプ 3 0 2 はバネ 3 1 2 e によって設定された最大トルク T_{4max} の範囲内でトルク制御され、かつメインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 はトルク制御ピストン 2 1 2 d を備えているので、メインポンプ 2 0 2 はバネ 2 1 2 e によって設定された最大トルク T_{3max} の範囲内でロードセンシング制御を行う。また、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 の圧力はレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 e , 1 1 2 d に導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬したトルクフィードバック圧力がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 の第 1 及び第 2 可変減圧弁 1 1 2 g , 1 1 2 q を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、メインポンプ 3 0 2 の吐出圧がレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 y に導かれる。これによりメインポンプ 2 0 2 とメインポンプ 3 0 2 の吸収トルク(消費トルク)に応じてアームシリンダ 3 b を駆動するメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクを減少させ、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 とメインポンプ 3 0 2 の合計の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないように全トルク制御が行われる。

30

40

【 0 1 3 2 】

以上のように水平均し動作において、ブームシリンダ 3 a をブーム上げ方向に駆動するメインポンプ 2 0 2 がトルク制御の制限の範囲内でロードセンシング制御を行うことにより、従来のオープン型の回路で発生していたブリードオフ損失をなくしながら、主体的に必要なトルクを消費することができる。

【 0 1 3 3 】

また、メインポンプ 2 0 2 , 3 0 2 の吸収トルクに応じてアームシリンダ 3 b を駆動す

50

るメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクを減じることにより、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 , 3 0 2 の全体で消費されるトルクをバネ 1 1 2 u によって設定された最大トルク T_{12max} を超えない範囲に制限しながら、ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b を別々のポンプで駆動し、良好な水平均しの操作性を実現することができる。

【 0 1 3 4 】

更に、一つのポンプでブームシリンダとアームシリンダをロードセンシング制御により駆動する従来の油圧駆動装置における低負荷側の圧力補償弁での圧力損失（エネルギー損失）の発生をなくすることができる。

【 0 1 3 5 】

（ f ）及び（ g ）バケットクラウド動作或いは走行ピボットターン動作をした場合
メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の動作と圧油の流れは第 1 の実施の形態と同様である。

10

【 0 1 3 6 】

また、バケット又は走行のアクチュエータの操作レバーは全て中立であるので、アーム合流弁 2 1 も図示の中立位置にあり、メインポンプ 3 0 2 から吐出された圧油は第 4 圧油供給路 4 0 5 を介して流量制御弁 1 6 c とアーム合流弁 2 1 を経由してタンクに排出される。

【 0 1 3 7 】

（ h ）旋回単独動作をした場合

旋回用の操作装置 5 2 2 b の操作レバー（旋回操作レバー）を単独で旋回モータ 3 c が例えば左回りに回転する方向にフルに操作した場合、旋回用のリモコン弁 6 0 c によって出力された旋回左回りの操作パイロット圧 c_1 が旋回用の流量制御弁 1 6 c の図 1 左端に導かれ、流量制御弁 1 6 c は図示右方向にフルストロークで切り換わる。

20

【 0 1 3 8 】

メインポンプ 3 0 2 の第 4 吐出ポート 3 0 2 a から吐出された圧油は、第 4 圧油供給路 4 0 5 、旋回用の流量制御弁 1 6 c を介して旋回モータ 3 c に供給される。

【 0 1 3 9 】

また、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の第 1 、第 2 、第 3 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b , 2 0 2 a から吐出された圧油は、第 1 、第 2 、第 3 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 , 3 0 5 に接続された流量制御弁が全て中立位置にあるので、それらのセンタバイパス油路を介してタンクに排出される。

30

【 0 1 4 0 】

また、このとき、メインポンプ 3 0 2 のレギュレータ 3 1 2 はトルク制御ピストン 3 1 2 d を備えているので、メインポンプ 3 0 2 の第 4 吐出ポート 3 0 2 a から吐出された圧油の圧力はトルク制御ピストン 3 1 2 d に導かれ、メインポンプ 3 0 2 はバネ 3 1 2 e によって設定された最大トルク T_{4max} の範囲内でトルク制御される。

【 0 1 4 1 】

ここで、旋回モータ 3 c の被駆動体である上部旋回体 5 0 2 （図 3 参照）は慣性体であるため、旋回起動時は、旋回用の流量制御弁 1 6 c から旋回モータ 3 c に供給された圧油の駆動圧はオーバロードリリーフ弁 7 3 b のリリーフ圧まで瞬時に上昇し、この圧力がメインポンプ 3 0 2 の吐出圧としてトルク制御ピストン 3 1 2 d にフィードバックされ、トルク制御によりメインポンプ 3 0 2 の吐出流量は大幅に減少する。

40

【 0 1 4 2 】

図 5 は、トルク制御が行われるときのメインポンプ 3 0 2 の吐出圧と容量との関係を示す図である。図 5 の横軸はメインポンプ 3 0 2 の吐出圧 P_4 、縦軸はメインポンプ 3 0 2 の斜板の傾転角（容量） q_3 である。メインポンプ 3 0 2 の吐出流量は容量 q_3 に比例する。 P_{4max} はメインリリーフ弁 4 1 4 のリリーフ圧、 q_{3max} はメインポンプ 3 0 2 の最大容量である。

【 0 1 4 3 】

図 5 において、メインポンプ 3 0 2 の吐出圧 P_4 が P_{4x} （トルク制御開始圧力）を超えるとトルク制御ピストン 3 1 2 d によるトルク制御が始まり、メインポンプ 3 0 2 の容量 q_3

50

は最大トルク T_{4max} のトルク制限曲線 T_3 に沿って減少する。

【0144】

旋回起動時に旋回モータ3cの駆動圧がオーバロードリリーフ弁73bのリリーフ圧に達すると、メインポンプ302の吐出圧は P_{4a} へと上昇し、メインポンプ302の容量はトルク制御ピストン312dのトルク制御により q_{3a} に減少し、これに応じてメインポンプ302の吐出流量も減少する。このため旋回用の流量制御弁16cのセンタバイパス油路からタンクに流出する流量が減少し、少ないブリードオフ損失で旋回モータ3cを起動することができる。

【0145】

これに対し、図1に示した第1の実施の形態の場合、旋回モータ3cはメインポンプ102の第1吐出ポート102aから吐出された圧油により駆動され、第2吐出ポート102bから吐出された圧油は中立位置にある流量制御弁16b, 16a, 16gのセンタバイパス油路を経由してタンクに戻される。メインポンプ102のレギュレータ112はトルク制御ピストン112e, 112dを備え、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから吐出された圧油の圧力がそれぞれレギュレータ112のトルク制御ピストン112e, 112dに導かれ、メインポンプ102はバネ112uによって設定された最大トルク T_{12max} の範囲内でトルク制御を行う。

【0146】

ここで、トルク制御ピストン112e, 112dによりトルク制御されるときメインポンプ102の吐出圧は第1及び第2吐出ポート102a, 102bの圧力 P_1, P_2 の平均圧 $P_1 + P_2 / 2$ となる。このため、旋回起動時、トルク制御ピストン112e, 112dによりトルク制御されるときメインポンプ102の吐出圧は旋回モータ駆動圧の約半分となる。その結果、本実施の形態におけるメインポンプ302の場合に比べてトルク制御によるメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量の減少量が減り、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量は多くなる。

【0147】

図6は、そのときのメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの平均吐出圧とメインポンプ102の容量との関係を示す図である。図6の横軸はメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの平均吐出圧 $(P_1 + P_2) / 2$ 、縦軸はメインポンプ102の斜板の傾転角(容量) q_{12max} である。メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量は容量に比例する。 P_{12max} はメインリリーフ弁114, 214のリリーフ圧、 q_{12max} はメインポンプ102の最大容量である。

【0148】

図6において、メインポンプ102の平均吐出圧が P_{12x} (トルク制御開始圧力)を超えるとトルク制御ピストン112e, 112dによるトルク制御が始まり、メインポンプ102の容量は最大トルク T_{12max} のトルク制限曲線 T_1 に沿って減少する。

【0149】

旋回起動時に旋回モータ3cの駆動圧がオーバロードリリーフ弁73のリリーフ圧に達すると、メインポンプ102の第1吐出ポート102aの吐出圧は P_{12a} へと上昇する。しかし、このときの第2吐出ポート102bの吐出圧はタンク圧であるため、メインポンプ102の平均吐出圧 P_{12b} は第1吐出ポート102aの吐出圧 P_{12a} (旋回モータ駆動圧)の約半分であり、メインポンプ102の容量はトルク制御ピストン112e, 112dのトルク制御により q_{12b} に減少し、これに応じてメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量も減少する。しかし、このときのメインポンプ102の平均吐出圧 P_{12b} は第1吐出ポート102aの吐出圧 P_{12a} の約半分であるため、本実施の形態におけるメインポンプ302の場合に比べてトルク制御によるメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量の減少量が減り、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの吐出流量は多くなる。

【 0 1 5 0 】

このため旋回用の流量制御弁 1 6 c のセンタバイパス油路からタンクに流出する流量が増加し、旋回用の流量制御弁 1 6 c によるブリードオフ損失が多くなる。

【 0 1 5 1 】

このように本実施の形態によれば、旋回モータ 3 c を独立したポンプで駆動するため、第 1 の実施の形態よりも高効率な旋回動作を実現することができる。

【 0 1 5 2 】

(i) 旋回複合動作をした場合

旋回複合動作として旋回動作と水平均し動作を同時に行った場合は、上述した (h) の旋回単独動作と (e) の水平均し動作との組み合わせとなる。

10

【 0 1 5 3 】

このような旋回複合動作において、旋回モータ 3 c は独立したメインポンプ 3 0 2 の吐出油によって駆動されるため、上述した (h) の旋回単独動作と同様、高効率な旋回動作を実現することができる。また、旋回モータ 3 c は他のアクチュエータ (ブームシリンダ及びアームシリンダ) の負荷圧や要求流量の影響を受けることなく駆動されるため、第 1 の実施の形態と比較してより良好な旋回の操作性が得られる。

【 0 1 5 4 】

～ 効果 ～

本実施の形態によっても第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

【 0 1 5 5 】

20

また、本実施の形態によれば、旋回モータ 3 c を独立したポンプで駆動するため、旋回単独操作及び旋回複合動作において高効率な旋回動作を実現できるとともに、旋回複合動作において、旋回モータ 3 c は他のアクチュエータの負荷圧や要求流量の影響を受けることなく駆動されるため、第 1 の実施の形態と比較してより良好な旋回の操作性が得られる。

【 0 1 5 6 】

< その他 >

以上の実施の形態は本発明の精神の範囲内で種々の変形が可能である。

【 0 1 5 7 】

例えば、上記実施の形態では、第 1 ポンプ装置が第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b を有するスプリットフロータイプの油圧ポンプ 1 0 2 である場合について説明したが、第 1 ポンプ装置は、単一の吐出ポートを有する 2 つの可変容量型の油圧ポンプと、この 2 つ油圧ポンプの斜板を同時に駆動する単一のレギュレータとの組み合わせであってもよい。

30

【 0 1 5 8 】

また、ブームシリンダ 3 a に対して、ブームメイン駆動用の流量制御弁 6 a (クローズドセンタ型) とブームアシスト駆動用の流量制御弁 1 6 a (オープンセンタ型) の 2 つの流量制御弁を設け、要求流量が多い場合はメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b とメインポンプ 2 0 2 の両方の吐出油を合流してブームシリンダ 3 a を駆動するようにしたが、メインポンプ 2 0 2 として容量の大きなポンプを使用できる場合は、ブーム用の流量制御弁として流量制御弁 6 a (クローズドセンタ型) だけを設け、要求流量が多い場合もメインポンプ 2 0 2 からの吐出油のみによってブームシリンダ 3 a を駆動するようにしてもよい。

40

【 0 1 5 9 】

また、建設機械が油圧ショベルであり、第 1 アクチュエータがアームシリンダであり、第 2 アクチュエータがブームシリンダである場合について説明したが、ある複合操作で同時に駆動される 2 つのアクチュエータであれば、アームシリンダとブームシリンダ以外であってもよい。

【 0 1 6 0 】

更に、そのような第 1 及び第 2 アクチュエータを備えた建設機械であれば、油圧走行ク

50

レーン等、油圧ショベル以外の建設機械に本発明を適用してもよい。

【 0 1 6 1 】

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

【 0 1 6 2 】

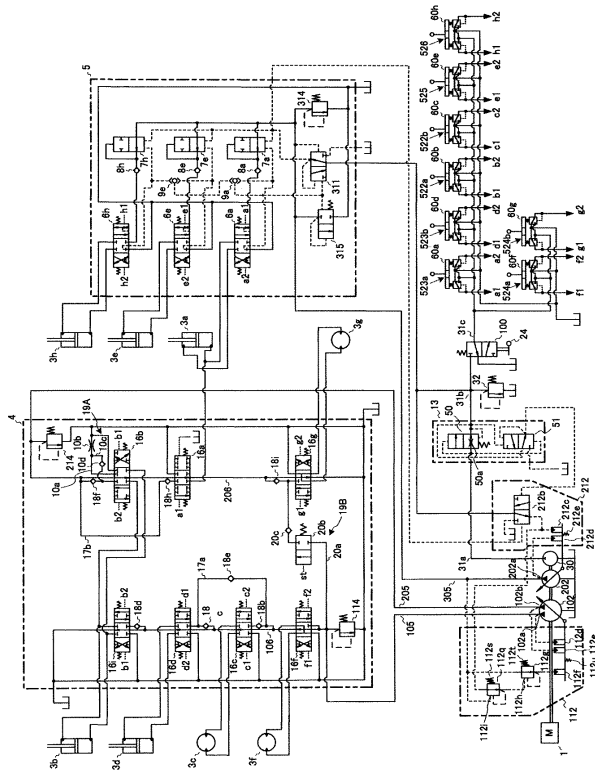
更に、上記実施の形態では、メインポンプ 1 0 2 , 3 0 2 のレギュレータ 1 1 2 , 3 1 2 はトルク制御のみを行う構成としたが、関連するアクチュエータの操作装置の操作量を検出し、この操作量に応じてメインポンプ 1 0 2 , 3 0 2 の流量が増加するよう容量を制御するポジコン制御を行う構成としてもよい。

【 符号の説明 】

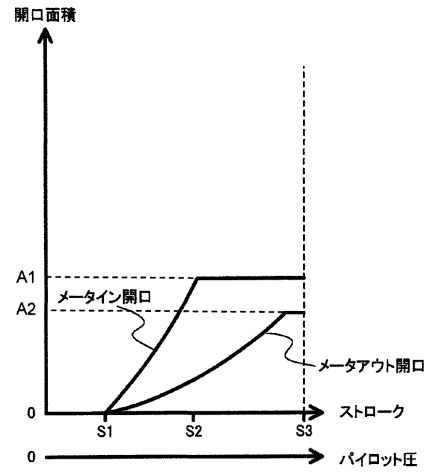
【 0 1 6 3 】

- | | | |
|---|---|----|
| 1 | 原動機 | |
| 1 0 2 | メインポンプ (可変容量型の第 1 ポンプ装置) | |
| 1 0 2 a , 1 0 2 b | 第 1 及び第 2 吐出ポート | |
| 1 1 2 | レギュレータ (第 1 ポンプ制御装置) | |
| 2 0 2 | メインポンプ (可変容量型の第 2 ポンプ装置) | 20 |
| 2 0 2 a | 第 3 吐出ポート | |
| 2 1 2 | レギュレータ (第 2 ポンプ制御装置) | |
| 2 1 2 b | L S 制御弁 (ロードセンシング制御部) | |
| 2 1 2 c | L S 制御ピストン (ロードセンシング制御部) | |
| 3 0 2 | メインポンプ (可変容量型の第 3 ポンプ装置) | |
| 3 0 2 a | 第 4 吐出ポート | |
| 3 1 2 | レギュレータ (第 3 ポンプ制御装置) | |
| 3 a ~ 3 h | 複数のアクチュエータ | |
| 3 a | ブームシリンダ (第 2 アクチュエータ) | |
| 3 b | アームシリンダ (第 1 アクチュエータ) | 30 |
| 3 c | 旋回モータ | |
| 4 | コントロールバルブユニット (第 1 弁装置) | |
| 5 | コントロールバルブユニット (第 2 弁装置) | |
| 6 a , 6 e , 6 h | クローズドセンタ型の流量制御弁 | |
| 6 a | ブームメイン駆動用のクローズドセンタ型の流量制御弁 (第 2 流量制御弁) | |
| 1 6 i , 1 6 c , 1 6 d , 1 6 f , 1 6 a , 1 6 b , 1 6 g | オープンセンタ型の流量制御弁 | |
| 1 6 a | ブームアシスト駆動用のオープンセンタ型の流量制御弁 (第 3 流量制御弁) | |
| 1 6 b , 1 6 i | アーム用の流量制御弁 (第 1 流量制御弁) | |
| 1 6 f | 旋回用のオープンセンタ型の流量制御弁 | 40 |
| 2 1 | アーム合流弁 | |

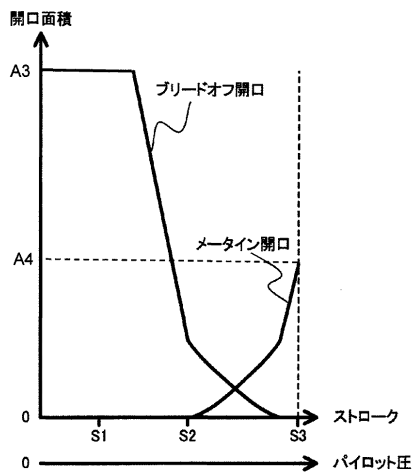
【図 1】



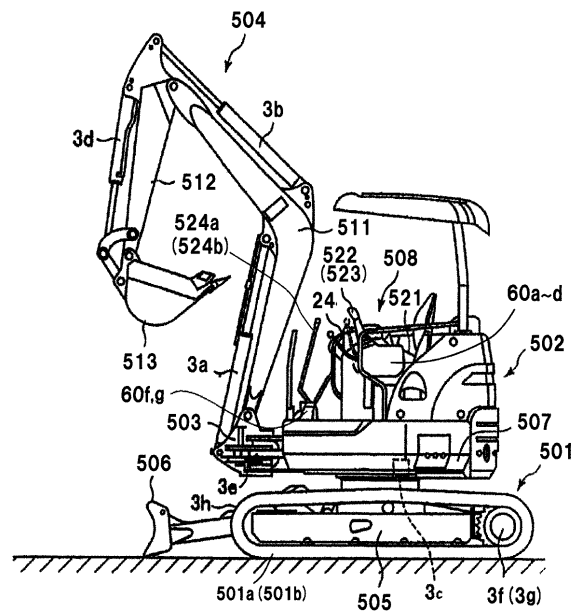
【図 2 A】

クローズドセンタ型流量制御弁6a
(ブームメイン駆動)

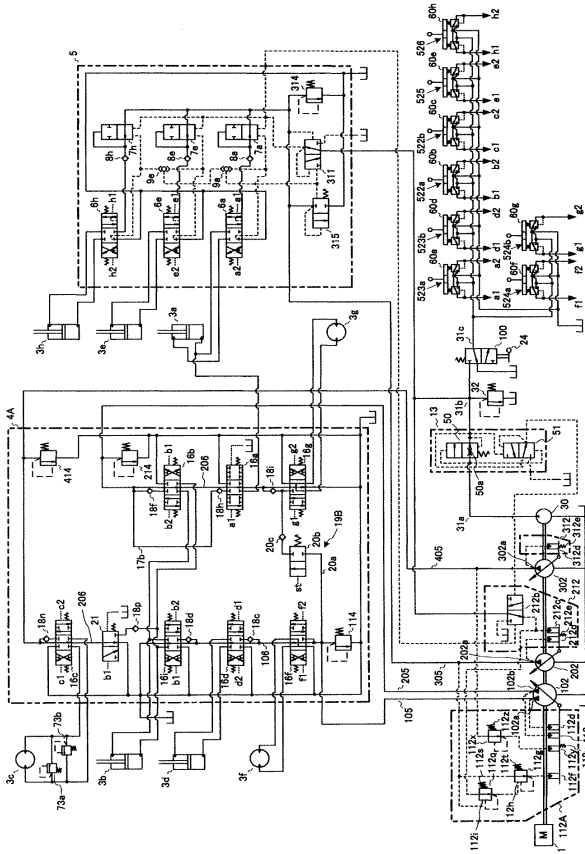
【図 2 B】

オープンセンタ型流量制御弁16a
(ブームアシスト駆動)

【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

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

審査官 加藤 昌人

- (56)参考文献 特開平 0 5 - 1 2 6 1 0 4 (J P , A)
特開昭 5 9 - 0 8 5 0 4 6 (J P , A)
特開 2 0 1 4 - 0 3 1 8 2 7 (J P , A)
国際公開第 2 0 1 4 / 1 9 2 4 5 8 (W O , A 1)
特開 2 0 0 5 - 3 3 7 3 8 8 (J P , A)
特開 2 0 0 2 - 3 5 7 2 0 3 (J P , A)
特開 2 0 1 3 - 0 0 2 2 4 1 (J P , A)
特開平 0 4 - 0 1 9 4 0 6 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 1 5 B 1 1 / 0 0 - 1 1 / 2 2
E 0 2 F 9 / 2 2