

(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 15B 11/00	(2006.01)	F 15B 11/00	N
F 15B 11/17	(2006.01)	F 15B 11/00	M
E02F 9/22	(2006.01)	F 15B 11/17 E 02 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笛が丘1番2号
(74) 代理人	110001829 特許業務法人開知国際特許事務所
(72) 発明者	高橋 究 滋賀県甲賀市水口町笛が丘1-2 株式会社日立建機ティエラ 滋賀工場内
(72) 発明者	伊東 勝道 滋賀県甲賀市水口町笛が丘1-2 株式会社日立建機ティエラ 滋賀工場内

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  
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、

10

20

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。

【先行技術文献】

20

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】WO 2014 / 192458 A1

【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）操作を同時に使う、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。

【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

40

50

動力損失を低減することができる。

【0006】

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。

【0007】

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

【0008】

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。

【0009】

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ふ。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

【0010】

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。

30

【0011】

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】

【0012】

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。

#### 【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。

#### 【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の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。

#### 【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。

#### 【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

10

20

30

40

50

示す図である。

【図2A】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2B】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可変容量型メインポンプ102（第1ポンプ装置）と、原動機1によって駆動され、第3圧油供給路305に圧油を吐出する第3吐出ポート202aを有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ202（第2ポンプ装置）と、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102b及びメインポンプ202の第3吐出ポート202aから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hと、第1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

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PImax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)P3と負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧PImax(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PIs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PImax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PIs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を增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

シリンドラ3a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6eはスイングシリンドラ3e用（以下スイング用という）であり、流量制御弁6hはブレードシリンドラ3h用（以下ブレード用という）である。

【0027】

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16f、旋回用の流量制御弁16c、バケット用の流量制御弁16d、アーム用の流量制御弁16iは、上流側からその記載順序で、第1圧油供給路105に接続されたセンタバイパスライン106上にタンデム回路を形成するよう接続され、アーム用の流量制御弁16b、ブームアシスト駆動用の流量制御弁16a、右走行用の流量制御弁16gは、上流側からその記載順序で、第2圧油供給路205に接続されたセンタバイパスライン206上にタンデム回路を形成するよう接続されている。また、旋回用の流量制御弁16cとバケット用の流量制御弁16dとはタンデム回路と並行にパラレル回路を形成するよう油路17aを介して接続され、アーム用の流量制御弁16bとブームアシスト駆動用の流量制御弁16aとはタンデム回路と並行にパラレル回路を形成するよう油路17bを介して接続されている。流量制御弁16c, 16d, 16i及び流量制御弁16b, 16a, 16gのメータイン回路に逆流防止用のチェックバルブ18b, 18c, 18d, 18f, 18h, 18iが設けられ、パラレル回路の油路17aに逆流防止用のチェックバルブ18eが設けられている。

【0028】

また、アーム用の流量制御弁16bには再生回路19Aが設けられている。再生回路19Aはアームクラウド動作をさせるためにアームシリンドラ3bを伸び方向に駆動する際に、アームシリンドラ3bのロッド側からの戻り油の一部をアームシリンドラ3bのボトム側に供給（再生）し、アームシリンドラ3bを增速するためのものであり、アームシリンドラ3b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10aと、この油路10aに配置された絞り10bと、油路10aの絞り10bの上流側を流量制御弁16bのメータイン回路に接続する油路10cと、この油路10cに配置された逆流防止用のチェックバルブ10dとを有している。アームシリンドラ3bを伸び方向動作によりアームシリンドラ3bのロッド側からの戻り油が絞り10bを介してタンクに戻るとき、絞り10bの上流側の圧力が上昇し、この圧力によりアームシリンドラ3bのロッド側からの戻り油の一部が油路10c及びチェックバルブ10dを介して流量制御弁16bのメータイン回路に再生される。

【0029】

第1圧油供給路105と右走行用流量制御弁16gのメータイン回路との間には走行連通回路19Bが設けられている。走行連通回路19Bは第1圧油供給路105と右走行用流量制御弁16gのメータイン回路とを接続する油路20aと、この油路20aに配置された連通弁20bと、連通弁20bと流量制御弁16gの間に配置された逆流防止用のチェックバルブ20cとを有している。左右走行用の油圧モータ3f, 3gとその他のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d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<sub>t</sub>が連通弁20bに導かれると、連通弁20b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105の圧油が右走行用の流量制御弁16gへチェックバルブ20c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16g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205から流量制御弁16gに圧油が供給されなくなったとしても、流量制御弁16gには第1圧油供給路105から圧油が供給され、走行性能を維持することができる。

【0030】

アーム用の流量制御弁16bの2つの出力ポートとアーム用の流量制御弁16iの2つの出力ポートはそれぞれアームシリンドラ3b（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16i, 16b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102の第1吐出ポート102aからの吐出油と第2吐出ポート102bからの吐出油とが合流してアームシリンドラ3b（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。

10

20

30

40

50

## 【0031】

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6aの2つの出力ポートはブームシリンダ3a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16aのブーム上げ側の出力ポートはブームシリンダ3aのボトム側に接続されている。

## 【0032】

図2Aは、ブームメイン駆動用の流量制御弁6a（クローズドセンタ型）の開口面積特性を示す図であり、図2Bは、ブームアシスト駆動用の流量制御弁16a（オープンセンタ型）の開口面積特性を示す図である。

## 【0033】

図2Aにおいて、ブームメイン駆動用の流量制御弁6a（第2流量制御弁）は、スプールストロークが不感帯0-S1を超えて増加するにしたがってメータイン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S2に達するとメータインの開口面積が最大A1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6aは、スプールストロークが不感帯0-S1を超えて増加するにしたがってメータ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S3の直前でメータアウトの開口面積が最大A2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、A1 > A2である。

## 【0034】

図2Bにおいて、ブームアシスト駆動用の流量制御弁16a（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A3であり、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ブリードオフの開口面積が減少し、最大ストロークS3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16aは、中間ストロークS2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S2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S3に達するとメータインに開口が最大A4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。

## 【0035】

ここで、図2A及び図2Bの下側に示すように、流量制御弁6a, 16aのスプールストロークはブーム用の操作装置523a（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。

## 【0036】

このようにブームメイン駆動用の流量制御弁6aとブームアシスト駆動用の流量制御弁16a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S2に達する前は流量制御弁6aのみが開弁してメインポンプ202の第3吐出ポート202aから吐出された圧油がブームシリンダ3a（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S2以上になると流量制御弁6a, 16aの両方が開弁してメインポンプ202の第2吐出ポート102bから吐出された圧油とメインポンプ202の第3吐出ポート202aから吐出された圧油とが合流してブームシリンダ3a（第2アクチュエータ）に供給される。

## 【0037】

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30と、パイロットポンプ30の圧油供給路31aに接続され、パイロットポンプ30の吐出流量を絶対圧Pgrとして検出する原動機回転数検出弁13と、原動機回転数検出弁13の下流側のパイロット圧油供給路31bに接続され、パイロット圧油供給路31bに一定のパイロット一次圧Pipを生成するパイロットリリーフバルブ32と、パイロット圧油供給路31bに接続され、ゲートロックレバー24により下流側のパイロット圧油供給路31cをパイロット圧油供給路31bに接続するタンクに接続される。

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 を切り換える操作の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 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

212のLS駆動圧力Pxが導かれ、LS駆動圧力Pxがバネ112sと受圧部112i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112qの受圧部112iにはメインポンプ202の吐出圧P3が導かれ、第1可変減圧弁112gの受圧部112hには第2可変減圧弁112qの出力圧が導かれる。第1可変減圧弁112g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112fに導かれる。

#### 【0043】

このように第1及び第2可変減圧弁112g、112qを構成することにより、メインポンプ202がトルク制御ピストン212d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202がトルク制御ピストン212d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202の吐出圧P3を補正し、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。この原理は特願2014-019790に詳しい。

10

#### 【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112fに導くことにより、メインポンプ202がトルク制御ピストン212d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202がトルク制御ピストン212d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202の吸収トルク分、バネ112u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102とメインポンプ202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。

20

#### 【0045】

以上において、レギュレータ112におけるトルク制御ピストン112d、112eとバネ112uと第1及び第2可変減圧弁112g、112qと減トルク制御ピストン112fは、メインポンプ102とメインポンプ202の合計の吸収トルクがバネ112u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102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212におけるトルク制御ピストン212dとバネ212eは、メインポンプ202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202の容量を制御するトルク制御部を構成する。

30

#### 【0047】

レギュレータ212において、LS制御弁212bとLS制御ピストン212cは、メインポンプ202の吐出圧P3が、メインポンプ202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PImaxより目標LS差圧Pgrだけ高くなるようメインポンプ202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112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112g、112qを設けることは好みだが、第1及び第2可変減圧弁112g、112qに代えて後述する第2の実施の形態の減圧弁112x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202の吐出圧はトルク制御ピストン212d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112fに導くことでメインポンプ102とメインポンプ202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。

40

#### 【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501と

50

、上部旋回体 502 と、スイング式のフロント作業機 504 を備え、フロント作業機 504 は、ブーム 511、アーム 512、バケット 513 から構成されている。上部旋回体 502 は下部走行体 501 に対して旋回モータ 3c によって旋回可能である。上部旋回体 502 の前部にはスイングポスト 503 が取り付けられ、このスイングポスト 503 にフロント作業機 504 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 503 はスイングシリンダ 3e の伸縮により上部旋回体 502 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 504 のブーム 511、アーム 512、バケット 513 はブームシリンダ 3a、アームシリンダ 3b、バケットシリンダ 3d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 501 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3h の伸縮により上下動作を行うブレード 506 が取り付けられている。下部走行体 501 は、走行モータ 3f、3g の回転により左右の履帯 501a、501b を駆動することによって走行を行う。10

#### 【0051】

上部旋回体 502 にはキャノピータイプの運転室 508 が設置され、運転室 508 内には、運転席 521、フロント / 旋回用の左右の操作装置 522、523（図 3 では左側のみ図示）、左右走行用の操作装置 524a、524b（図 3 では左側のみ図示）、スイング用の操作装置 525（図 1）及びブレード用の操作装置 526（図 1）、ゲートロックレバー 24 等が設けられている。

#### 【0052】

操作装置 522、523 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 522 の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置 522 は旋回用の操作装置 522b（図 1）として機能して旋回用のリモコン弁 60c が動作し、同操作装置 522 の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置 522 はアーム用の操作装置 522a（図 1）として機能してアーム用のリモコン弁 60b が動作し、右側の操作装置 523 の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置 523 はブーム用の操作装置 523a（図 1）として機能してブーム用のリモコン弁 60a が動作し、同操作装置 523 の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置 523 はバケット用の操作装置 523b（図 1）として機能してバケット用のリモコン弁 60d が動作する。20

#### 【0053】

また、左走行用の操作装置 524a の操作レバーを操作すると左走行用のリモコン弁 60f（図 1）が動作し、右走行用の操作装置 524b の操作レバーを操作すると右走行用のリモコン弁 60g（図 1）が動作し、スイング用の操作装置 525（図 1）を操作するとスイング用のリモコン弁 60e を動作させ、ブレード用の操作装置 526（図 1）を操作するとブレード用のリモコン弁 60h 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 30 から吐出された圧油は、圧油供給路 31a に供給される。圧油供給路 31a には原動機回転数検出弁 13 が接続されており、原動機回転数検出弁 13 は流量検出弁 50 と差圧減圧弁 51 によりパイロットポンプ 30 の吐出流量に応じた流量検出弁 50 の前後差圧を絶対圧 Pgr（目標 LS 差圧）として出力する。原動機回転数検出弁 13 の下流にはパイロットリリーフバルブ 32 が接続されており、パイロット圧油供給路 31b に一定の圧力（パイロット一次圧 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 6a、6e、6h 及び 16a、16b、16c、16d、16f、16g、16i 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 131 は最高負荷圧 PI<sub>max</sub> 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P1max（タンク圧）との差圧（LS差圧）を絶対圧P1s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P1max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、

$$P1s = P3 - P1max = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$$

となる。

#### 【 0 0 5 8 】

LS差圧P1sはレギュレータ 2 1 2 のLS制御弁 2 1 2 b に導かれる。LS制御弁 2 1 2 b は、P1sとPgrを比較し、P1s < Pgrの場合には図示左方向に押されてLS制御ピストン 2 1 2 c の圧油をタンクに排出し、P1s > Pgrの場合には図示右方向に押されてパイロットリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧PipをLS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P1s > Pgrであるので、LS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LS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も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も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S 2以下の場合、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は開くが、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は開かない。流量制御弁6 aが切り換わることにより、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PImaxとして検出され、この負荷圧PImaxがアンロード弁3 1 5と差圧減圧弁3 1 1に導かれる。

【0 0 6 3】

アンロード弁3 1 5に負荷圧PImaxが導かれることにより、アンロード弁3 1 5のセット圧はバネの設定圧力にブームシリンダ3 aの負荷圧PImaxを加算した圧力に上昇し、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する。

10

【0 0 6 4】

また、差圧減圧弁3 1 1に負荷圧PImaxが導かれることにより、差圧減圧弁3 1 1はメインポンプ2 0 2の吐出圧P3と負荷圧PImaxの差圧をLS差圧PIs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P3はアンロード弁3 1 5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PIsはほぼタンク圧に等しくなる。このLS差圧PIsはメインポンプ2 0 2のレギュレータ2 1 2内のLS制御弁2 1 2 bに導かれる。

【0 0 6 5】

前述したように、ブーム上げ起動時はPIs=タンク圧<Pgrであるので、LS制御弁2 1 2 bは図示左方向に切り換わり、LS制御ピストン2 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2 0 2の吐出流量は増加していき、その流量増加はLS差圧PIsが目標LS差圧Pgrに等しくなるまで継続する。

20

【0 0 6 6】

このようにメインポンプ2 0 2は、流量制御弁6 a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2 0 2の吐出圧P3はレギュレータ2 1 2のトルク制御ピストン2 1 2 dに導かれるため、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の範囲内でロードセンシング制御を行う。

【0 0 6 7】

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1 6 aのメータイン開口部が閉じているので、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から吐出される圧油は、それぞれの第1及び第2圧油供給路1 0 5, 2 0 5に接続されたそれぞれの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を介してタンクに排出される。

30

【0 0 6 8】

このとき、第1及び第2可変減圧弁1 1 2 g, 1 1 2 qにより生成されたメインポンプ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に導かれるが、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も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1 0 2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

【0 0 6 9】

(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3 a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中右端とアシスト駆動用の流量制御弁1 6 aの図1中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フルストロークで切り換わる。

50

## 【0070】

図2A及び図2B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S3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が開くとともに、アシスト駆動用の流量制御弁16a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6aが切り換わることにより、メインポンプ202から流量制御弁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PImaxとして検出され、この負荷圧PImaxがアンロード弁315と差圧減圧弁311に導かれる。更に、メインポンプ202の吐出圧はレギュレータ212のトルク制御ピストン212dに導かれる。

## 【0071】

これにより上記(b)で説明したのと同様に、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し、かつメインポンプ202は、バネ212eによって設定された最大トルクT3maxの範囲内で流量制御弁6a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。

## 【0072】

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16a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、チェックバルブ18hと流量制御弁16aを介してブームシリンダ3aのボトム側に流量制御弁6aからの圧油と合流して供給される。

## 【0073】

また、メインポンプ102の第1吐出ポート102aから第1圧油供給路105に供給される圧油は、その圧油供給路105に接続される流量制御弁16f、16c、16d、16iが全て中立位置にあるので、センタバイパスライン106及び流量制御弁16f、16c、16d、16iを介してタンクに排出される。

## 【0074】

このとき、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102bの圧力はレギュレータ112のトルク制御ピストン112e、112dに導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ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メインポンプ102のレギュレータ112の第1及び第2可変減圧弁112g、112qを介して減トルク制御ピストン112fに導かれる。これによりメインポンプ202の吸収トルク(消費トルク)に応じてアームシリンダ3bを駆動するメインポンプ102の吸収トルクを減少させ、メインポンプ102とメインポンプ202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。

## 【0075】

## (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522a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60b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b1がアーム用の流量制御弁16bの図1右端とアーム用の流量制御弁16jの図1左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁16bは図示左方向に、流量制御弁16iは図示右方向にそれぞれ操作パイロット圧b1に応じて切り換わる。このときのメインポンプ102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3bに係わる説明と同じである。

## 【0076】

## (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522a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3aが伸長するブーム上げ方向に微操作する。

## 【0077】

ブーム上げは微操作なので、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

10

20

30

40

50

タアウト開口部のみが開き、ブームシリンダ3aの負荷圧は流量制御弁6aを介して負荷圧検出回路131により最高負荷圧PImaxとして検出され、更に差圧減圧弁311を介してメインポンプ202のレギュレータ212にフィードバックされ、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3aのボトム側に供給される。

【0078】

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60b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b1がアーム用の流量制御弁16bの図1右端とアーム用の流量制御弁16iの図1左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁16bは図示左方向に、流量制御弁16i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

【0079】

メインポンプ202の第2吐出ポート102bから吐出された圧油は、パラレル回路の油路17bを介してアーム用の流量制御弁16bとブームアシスト駆動用の流量制御弁16a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16aのメータイン開口部が閉じているため、第2吐出ポート102bから吐出された圧油の全流量がアーム用の流量制御弁16bを介してアームシリンダ3bのボトム側に供給される。

【0080】

一方、メインポンプ202の第1吐出ポート102aから吐出された圧油は、アーム用の流量制御弁16iを介してアームシリンダ3bのボトム側に供給される。

20

【0081】

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512の自重によりアームシリンダ3b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3bのロッド側から戻ってくる圧油は流量制御弁16bのアーム再生回路19Aの戻り通路10aと絞り10bを介してタンクに排出される際に、圧油が絞り10bにより絞られることで絞り10bの上流側の圧油の一部は、チェックバルブ10dを介して流量制御弁16bのメータイン回路に再生される。

【0082】

以上のようにメインポンプ202から吐出される圧油はブームシリンダ3aのボトム側へ供給され、メインポンプ202の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから吐出される圧油は合流して、アームシリンダ3bのロッド側からの再生油とともにアームシリンダ3bのボトム側へ供給される。

30

【0083】

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3865590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

【0084】

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。

【0085】

これに対し本実施の形態では、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からの吐出油により駆動され、アームシリンダ3bは別のメインポンプ102の吐出油によって駆動されるため、日本特許3865590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。

【0086】

また、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3b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202の吐出圧はレギュレータ212のトルク制御ピストン212dに導かれ、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T3maxの範囲内でロードセンシング制御を行う。一方、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの圧力はレギュレータ112のトルク制御ピストン112e, 112dに導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ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を介して減トルク制御ピストン112fに導かれる。これによりメインポンプ202の吸収トルク(消費トルク)に応じてアームシリンダ3bを駆動するメインポンプ102の吸収トルクを減少させ、メインポンプ102とメインポンプ202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。

10

【0087】

以上のように水平均し動作において、ブームシリンダ3aをブーム上げ方向に駆動するメインポンプ202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。

【0088】

また、メインポンプ202の吸収トルクに応じてアームシリンダ3bを駆動するメインポンプ102の吸収トルクを減じることにより、メインポンプ102, 202の全体で消費されるトルクをバネ112u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3aとアームシリンダ3b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。

20

【0089】

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)の発生をなくすことができる。

【0090】

(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523b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3d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60d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d1がバケット用の流量制御弁16dの図1右端に導かれ、流量制御弁16dは図示左方向にフルストロークで切り換わる。

30

【0091】

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、バケット用の流量制御弁16dを介してバケットシリンダ3dのボトム側に供給される。

【0092】

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。

40

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  $P_{lmax}$  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、 $P_{ls} = P_3 - P_{lmax} = P_3 > P_{gr}$  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 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  $T_{12max}$  を大きく損なうことなくトルクを消費し、バケットシリング 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  $P_{lmax}$  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 1 3 が生成する目標LS差圧Pgrよりも若干高く保持され、P1s = P3 - P1max = P3 > Pgr となる。LS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LS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。

#### 【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 2 0 2 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 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 の働きによってメインポンプ 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減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 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上記のように中立位置にある流量制御弁 1 6 b, 1 6 a, 1 6 g 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 1 1 2 e に導かれる圧力も低い。このためメインポンプ 1 0 2 はバネ 1 1 2 u 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 3 f 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 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、第2圧油供給路 2 0 5 に接続される流量制御弁 1 6 b, 1 6 a, 1 6 g 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 1 0 2 a, 1 0 2 b を有するメインポンプ 1 0 2 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 2 0 2 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 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 によって駆動され、アームシリンダ 3 b は別のメインポンプ 1 0 2 によって駆動されるため、負荷圧の低いアームシリンダ 3 b 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。

#### 【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 1 0 2 a, 1 0 2 b を有するメインポンプ 1 0 2 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 1 0 2 の2つの吐出ポートの一方の吐出圧やメインポンプ 2 0 2 の吐出圧は低く抑えられるので、メインポンプ 1 0 2 はバネ 1 1 2 u 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 3 d、走行モータ 3 f 等のアクチュエータを高推力あるいは高トルクで駆動することができる。

10

20

30

40

50

## 【0109】

更に、ロードセンシング制御を行うメインポンプ202の吸収トルク（消費トルク）を2つの吐出ポート102a, 102bを有するメインポンプ102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T12maxを超えない範囲で、原動機1のトルクを有效地に活用することができる。

## 【0110】

また、ブームシリンダ3aに対して、ブームメイン駆動用の流量制御弁6a（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16a（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S2に達する前はメインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出油によってブームシリンダ3aを駆動し、スプールストロークが中間ストロークS2以上になるとメインポンプ102の第2吐出ポート102bとメインポンプ202の第3吐出ポート202aの両方の吐出油を合流してブームシリンダ3aを駆動するようにしたため、中間ストロークS2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202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

## 【0111】

更に、アームシリンダ3bに対して2つの流量制御弁16b, 16iを設け、スプリットフロー型であるメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの吐出油を合流してアームシリンダ3b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3b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

## 【0112】

## &lt;第2の実施の形態&gt;

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。

## 【0113】

## ～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。

## 【0114】

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102, 202に加え、第4圧油供給路405に圧油を吐出する第4吐出ポート302a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302（第3ポンプ装置）を備え、かつメインポンプ302の第4吐出ポート302aの吐出流量を制御するためのレギュレータ312（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102のレギュレータ112に代えてレギュレータ112A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4Aを備えている。

30

## 【0115】

メインポンプ302のレギュレータ312は、メインポンプ302の吐出圧P4が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ302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302の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン312dと、メインポンプ302に割り当てられた最大トルクT4maxを設定するバネ312eとを備えている。一方、メインポンプ102のレギュレータ112Aは、図1の構成に加え、減圧弁112xと減トルク制御ピストン112yを有し、メインポンプ302の吐出圧が減圧弁112xを介して減トルク制御ピストン112yに導かれるように接続する。減圧弁112xのバネ112zの設定圧は、日本特許3865590号に示されているのと同様に、トルク制御ピストン312dによってトルク制御を行うメインポンプ302のPQ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

## 【0116】

第1コントロールバルブユニット4Aは、図1の第1圧油供給路105に接続された才

50

－ポンセンタ型の流量制御弁 16c 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 302a から旋回モータ 3c 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 16c を備え、更に流量制御弁 16c 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 16c 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グダ 3b 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 16c 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 16c 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グダ 3b のボトム側に供給される。流量制御弁 16c 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 18n, 18p が設けられている。

【0118】

旋回用の流量制御弁 16c と旋回モータ 3c 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 73a, 73b 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。

【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 3c 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、アームシリングダ 3b 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グダ 3b 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。

【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 16c 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 6a、アシスト駆動用の流量制御弁 16a の動作と圧油の流れは第1の実施の形態と同様である。

【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 16c 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。

10

20

30

40

50

## 【0126】

(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202及びメイン駆動用の流量制御弁6a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3aのボトム側に供給される。

## 【0127】

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60b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b1がアーム用の流量制御弁16bの図1右端とアーム用の流量制御弁16iの図1左端にそれぞれ導かれ、流量制御弁16b, 16iは共にフルストロークで切り換わる。

10

## 【0128】

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、アーム用の流量制御弁16bを介してアームシリンダ3bのボトム側に供給される。メインポンプ102の吐出ポート102aから吐出された圧油は、アーム用の流量制御弁16iを介してアームシリンダ3b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16b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3bのロッド側から戻ってきた圧油は、流量制御弁16bのメータアウト回路を介してタンクに排出される。

## 【0129】

また、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左端に導かれているので、アーム合流弁21は図示右方向にストロークする。このためメインポンプ302から吐出された圧油は、第4圧油供給路406、流量制御弁16cのセンタバイパス油路を介しアーム合流弁21及びチェックバルブ18pを経由してアームシリンダ3bのボトム側の配管に供給される。

20

## 【0130】

以上のようにメインポンプ202から吐出される圧油はブームシリンダ3aへ供給され、メインポンプ102から吐出される圧油はメインポンプ302から吐出される圧油と合流してアームシリンダ3bへ供給される。

## 【0131】

また、このとき、メインポンプ302のレギュレータ312はトルク制御ピストン312dを備えているので、メインポンプ302はバネ312eによって設定された最大トルクT4maxの範囲内でトルク制御され、かつメインポンプ202のレギュレータ212はトルク制御ピストン212dを備えているので、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T3max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102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの圧力はレギュレータ112のトルク制御ピストン112e, 112dに導かれ、ロードセンシング制御を行うメインポンプ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メインポンプ102のレギュレータ112の第1及び第2可変減圧弁112g, 112qを介して減トルク制御ピストン112fに導かれ、メインポンプ302の吐出圧がレギュレータ112のトルク制御ピストン112yに導かれる。これによりメインポンプ202とメインポンプ302の吸収トルク(消費トルク)に応じてアームシリンダ3bを駆動するメインポンプ102の吸収トルクを減少させ、メインポンプ102とメインポンプ202とメインポンプ302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。

30

## 【0132】

以上のように水平均し動作において、ブームシリンダ3aをブーム上げ方向に駆動するメインポンプ202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。

40

## 【0133】

また、メインポンプ202, 302の吸収トルクに応じてアームシリンダ3bを駆動す

50

るメインポンプ102の吸収トルクを減じることにより、メインポンプ102, 202, 302の全体で消費されるトルクをバネ112u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3aとアームシリンダ3b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。

#### 【0134】

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）の発生をなくすことができる。

#### 【0135】

（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 10  
メインポンプ102, 202の動作と圧油の流れは第1の実施の形態と同様である。

#### 【0136】

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16cとアーム合流弁21を経由してタンクに排出される。

#### 【0137】

（h）旋回単独動作をした場合

旋回用の操作装置522bの操作レバー（旋回操作レバー）を単独で旋回モータ3cが 20  
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60cによって出力された旋回左回りの操作パイロット圧c1が旋回用の流量制御弁16cの図1左端に導かれ、流量制御弁16cは図示右方向にフルストロークで切り換わる。

#### 【0138】

メインポンプ302の第4吐出ポート302aから吐出された圧油は、第4圧油供給路405、旋回用の流量制御弁16cを介して旋回モータ3cに供給される。

#### 【0139】

また、メインポンプ102, 202の第1、第2、第3吐出ポート102a, 102b, 202aから吐出された圧油は、第1、第2、第3圧油供給路105, 205, 305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

#### 【0140】

また、このとき、メインポンプ302のレギュレータ312はトルク制御ピストン312dを備えているので、メインポンプ302の第4吐出ポート302aから吐出された圧油の圧力はトルク制御ピストン312dに導かれ、メインポンプ302はバネ312eによって設定された最大トルクT4maxの範囲内でトルク制御される。

#### 【0141】

ここで、旋回モータ3cの被駆動体である上部旋回体502（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16cから旋回モータ3cに供給された圧油の駆動圧はオーバロードリリーフ弁73b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302の吐出圧としてトルク制御ピストン312dにフィードバックされ、トルク制御によりメインポンプ302の吐出流量は大幅に減少する。 40

#### 【0142】

図5は、トルク制御が行われるときのメインポンプ302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302の吐出圧P4、縦軸はメインポンプ302の斜板の傾転角（容量）q3である。メインポンプ302の吐出流量は容量q3に比例する。P4maxはメインリリーフ弁414のリリーフ圧、q3maxはメインポンプ302の最大容量である。

#### 【0143】

図5において、メインポンプ302の吐出圧P4がP4x（トルク制御開始圧力）を超えるとトルク制御ピストン312dによるトルク制御が始まり、メインポンプ302の容量q3 50

は最大トルクT4maxのトルク制限曲線T3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P4a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q3a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T12max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のメインポンプ102の吐出圧は第1及び第2吐出ポート102a, 102bの圧力P1, P2の平均圧 $P1 + P2 / 2$ 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のメインポンプ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 $(P1 + P2) / 2$ 、縦軸はメインポンプ102の斜板の傾転角(容量)q12max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。P12maxはメインリリーフ弁114, 214のリリーフ圧、q12max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P12x(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T12maxのトルク制限曲線T1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P12a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P12bは第1吐出ポート102aの吐出圧P12a(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q12b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P12bは第1吐出ポート102aの吐出圧P12a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。

10

20

30

40

50

## 【0150】

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増加し、旋回用の流量制御弁 16c によるブリードオフ損失が多くなる。

## 【0151】

このように本実施の形態によれば、旋回モータ 3c 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。

## 【0152】

## (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

## 【0153】

このような旋回複合動作において、旋回モータ 3c は独立したメインポンプ 302 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 3c 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。

## 【0154】

## ~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。

## 【0155】

また、本実施の形態によれば、旋回モータ 3c 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することができるとともに、旋回複合動作において、旋回モータ 3c 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。

20

## 【0156】

## &lt;その他&gt;

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。

## 【0157】

例えば、上記実施の形態では、第 1 ポンプ装置が第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b を有するスプリットフロータイプの油圧ポンプ 102 である場合について説明したが、第 1 ポンプ装置は、単一の吐出ポートを有する 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よい。

30

## 【0158】

また、ブームシリンダ 3a に対して、ブームメイン駆動用の流量制御弁 6a（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 16a（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 102 の第 2 吐出ポート 102b とメインポンプ 202 の両方の吐出油を合流してブームシリンダ 3a を駆動するようにしたが、メインポンプ 202 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 6a（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 202 からの吐出油のみによってブームシリンダ 3a を駆動するようにしてもよい。

40

## 【0159】

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よい。

## 【0160】

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。

【0161】

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つつLS制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁やLS制御弁に導くようにしてもよい。

【0162】

更に、上記実施の形態では、メインポンプ102, 302のレギュレータ112, 312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102, 302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】

【0163】

1 原動機

102 メインポンプ(可変容量型の第1ポンプ装置)

102a, 102b 第1及び第2吐出ポート

112 レギュレータ(第1ポンプ制御装置)

202 メインポンプ(可変容量型の第2ポンプ装置)

202a 第3吐出ポート

212 レギュレータ(第2ポンプ制御装置)

212b LS制御弁(ロードセンシング制御部)

212c LS制御ピストン(ロードセンシング制御部)

302 メインポンプ(可変容量型の第3ポンプ装置)

302a 第4吐出ポート

312 レギュレータ(第3ポンプ制御装置)

3a~3h 複数のアクチュエータ

3a ブームシリンダ(第2アクチュエータ)

3b アームシリンダ(第1アクチュエータ)

3c 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)

6a, 6e, 6h クローズドセンタ型の流量制御弁

6a 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)

16i, 16c, 16d, 16f, 16a, 16b, 16g オープンセンタ型の流量制御弁

16a 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)

16b, 16i アーム用の流量制御弁(第1流量制御弁)

16f 旋回用のオープンセンタ型の流量制御弁

21 アーム合流弁

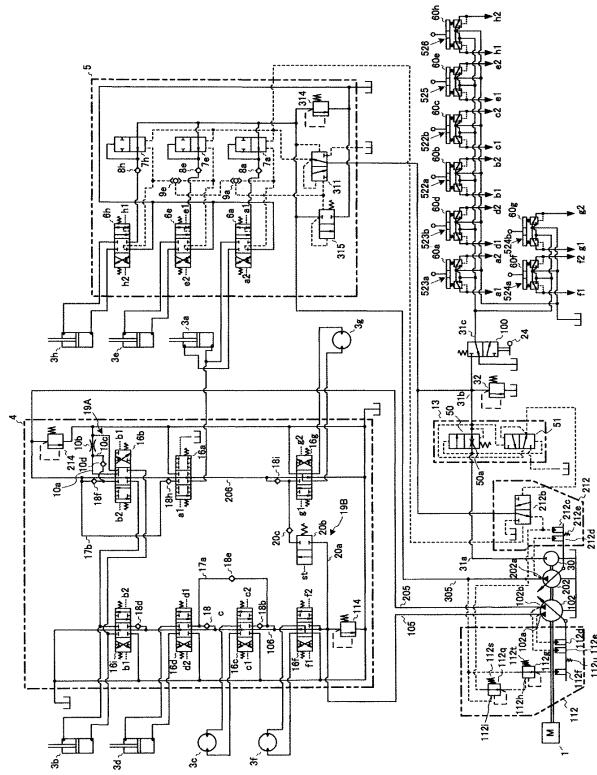
10

20

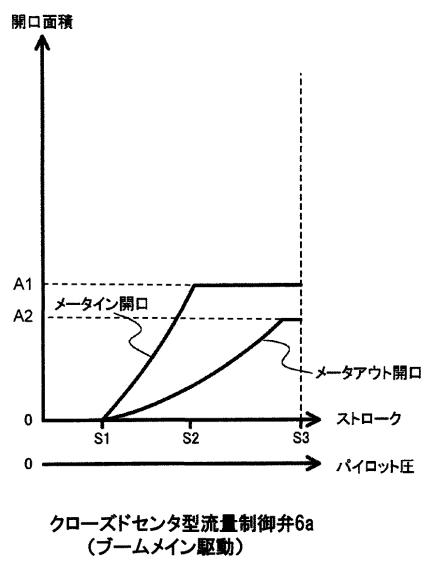
30

40

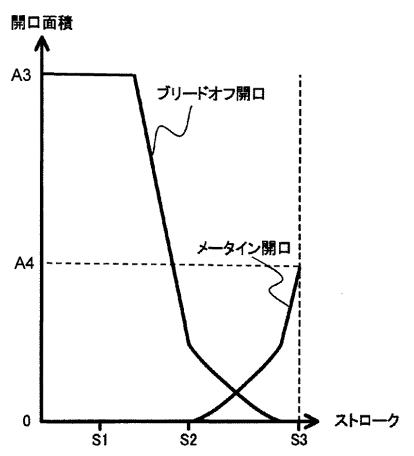
【図1】



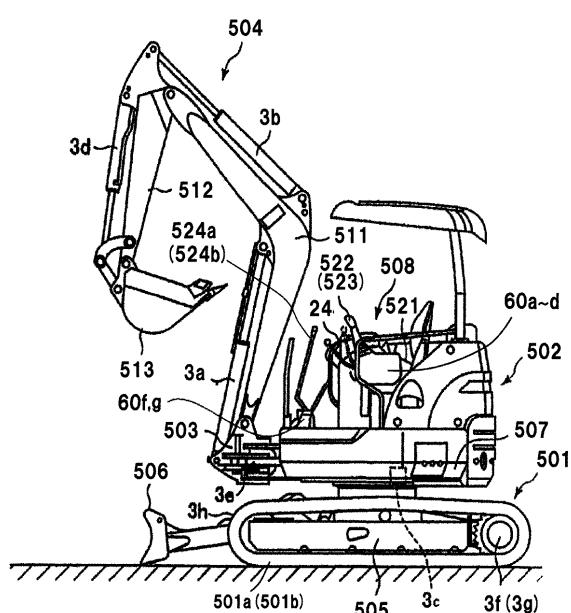
【図2A】



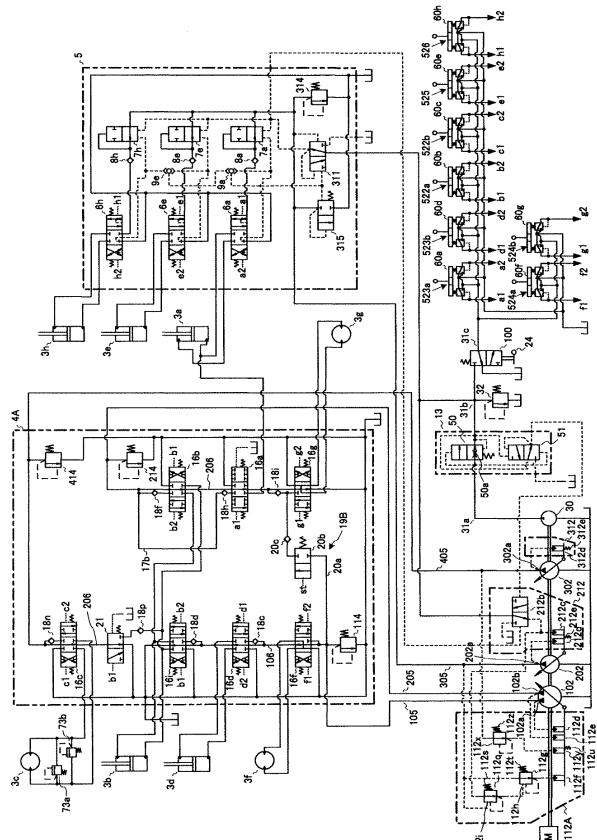
【図2B】



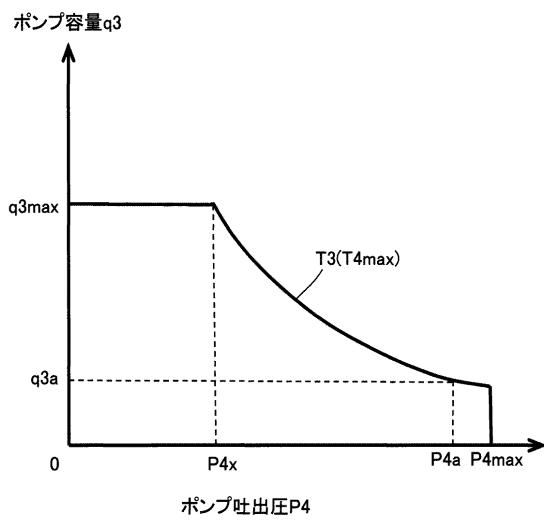
【図3】



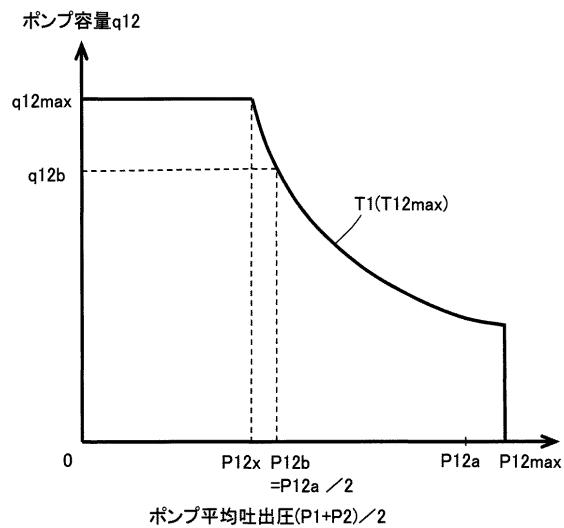
【図4】



【図5】



【図6】



---

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 05 - 126104 (JP, A)

特開昭 59 - 085046 (JP, A)

特開 2014 - 031827 (JP, A)

国際公開第 2014 / 192458 (WO, A1)

特開 2005 - 337388 (JP, A)

特開 2002 - 357203 (JP, A)

特開 2013 - 002241 (JP, A)

特開平 04 - 019406 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 15 B 11 / 00 - 11 / 22

E 02 F 9 / 22