

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014 年 3 月 27 日(27.03.2014)



(10) 国際公開番号

WO 2014/045672 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) *F15B 11/17* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/068267
- (22) 国際出願日: 2013 年 7 月 3 日(03.07.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-207142 2012 年 9 月 20 日(20.09.2012) JP
- (71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1128563 東京都文京区後楽二丁目 5 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 清水 自由理(SHIMIZU Juri); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 平工 賢二(HIRAKU Kenji); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 齋藤 哲平(SAITOH Teppei); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 水落 麻里子(MIZUOCHI Mariko); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP).

石井 啓範(ISHII Akinori); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP).

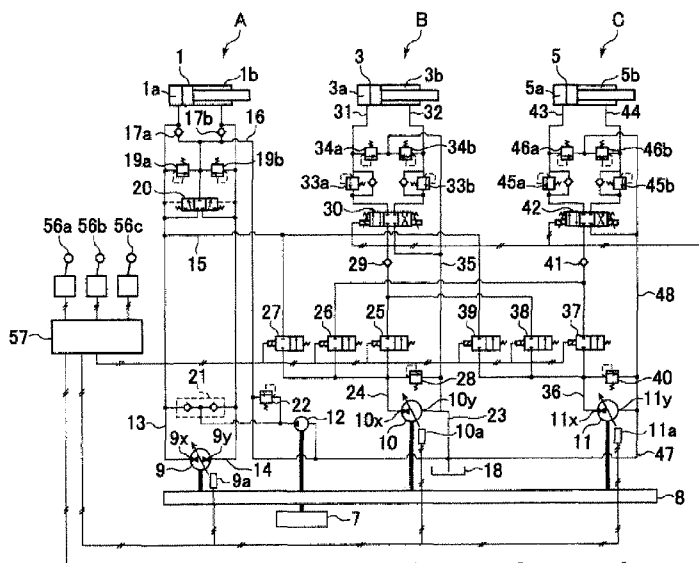
- (74) 代理人: 春日 譲(KASUGA Yuzuru); 〒1030023 東京都中央区日本橋本町三丁目 4 番 1 号 トリイ日本橋ビル Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: DRIVE DEVICE FOR WORKING MACHINE AND WORKING MACHINE PROVIDED WITH SAME

(54) 発明の名称: 作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械

[図2]



(57) Abstract: Provided is a drive device that is for a working machine, is provided by a hydraulic closed circuit system that drives a cylinder by means of a hydraulic pump, and causes the movement speed in both the extending and contracting directions of a piston rod to be equivalent. The present invention is provided with: a first hydraulic pump having a flow rate adjustment means that controls the direction and flow rate of a discharged hydraulic oil; a single-rod hydraulic cylinder that is driven by hydraulic oil and that drives one working member of a working device of the working machine; a hydraulic closed circuit resulting from the first hydraulic pump and the single-rod hydraulic cylinder being connected in a closed loop by means of a duct through which the hydraulic oil flows; a branch path that branches from the duct between the first hydraulic pump and the single-rod hydraulic cylinder; a first duct of which one end side is connected to the branch path; a tank connected to the other end side of the first duct; and a hydraulic-oil-flow-rate adjustment device that is provided to the first duct and that can control the flow rate of the hydraulic oil flowing to the branch path from the tank or the flow rate of the hydraulic oil flowing from to the tank from the branch path.

branch path from the tank or the flow rate of the hydraulic oil flowing from to the tank from the branch path.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2014/045672 A1



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, —
MR, NE, SN, TD, TG).

補正された請求の範囲及び説明書（条約第 19
条(1)）

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

液圧ポンプによりシリンダを駆動する油圧閉回路システムを備え、ピストンロッドの伸縮両方向の作動速度を同等とする作業機械の駆動装置を提供する。吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する第 1 液圧ポンプと、作動油により駆動され、作業機械における作業装置の 1 つの作業部材を駆動する片ロッド液圧シリンダと、第 1 液圧ポンプと片ロッド液圧シリンダとを作動油が流れる流路で閉回路状に接続した液圧閉回路と、第 1 液圧ポンプと片ロッド液圧シリンダとの間の流路から分岐する分岐路と、分岐路に一端側を接続した第 1 流路と、第 1 流路の他端側に接続されたタンクと、第 1 流路に設けられ、分岐路からタンクへ流れる作動油の流量、又は、タンクから分岐路へ流れる作動油の流量を制御可能とする作動油流量調整装置とを備えた。

明 細 書

発明の名称：作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械

技術分野

[0001] 本発明は、油圧ショベルなどの作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械に関するものである。

背景技術

[0002] 近年、油圧ショベルなどの作業機械において、燃料消費率を低減するために、油圧アクチュエータを駆動させる油圧回路内の絞り要素を減らして、油圧ポンプなどの油圧駆動源から作動油を油圧アクチュエータへ送り、仕事を終えた作動油をタンクに戻さずに油圧駆動源へ戻すように接続した油圧回路（閉回路と定義する）の開発が進められている。

[0003] 作業機械は片ロッド式シリンダが、油圧アクチュエータとして用いられることが多い。片ロッド式シリンダは、シリンダ内ピストンのヘッド側とロッド側とで受圧面積が異なるので、閉回路接続した状態で、ピストンが駆動すると回路内で作動油流量の過不足が生じる。このような作動油流量の過不足を調整するフラッシング弁を設けた油圧閉回路がある（例えば、特許文献1参照）。

[0004] また、負荷に応じて最適な動力を供給できる作業機械の駆動装置として、容量可変手段により流量調整される流体圧ポンプの容量可変制御でこの流体圧ポンプに接続された流体圧アクチュエータの作動速度を制御する閉回路と、この閉回路の流体圧ポンプを流量調整する上記容量可変手段とは異なる容量可変手段により流量調整される流体圧ポンプの容量可変制御とこの流体圧ポンプから供給された作動流体を制御するコントロールバルブおよびこのコントロールバルブと並列に設けられたバイパスバルブによる流量制御とでコントロールバルブに接続された流体圧アクチュエータの作動速度を制御する開回路と、この開回路の流体圧ポンプの作動流体を閉回路の流体圧アクチュエータに配分する配分回路とを具備したことを特徴とする作業機械の駆動装

置がある（例えば、特許文献 2 参照）。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開昭 5 8－5 7 5 5 9 号公報

特許文献2：特開 2 0 0 5－7 6 7 8 1 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 上述した特許文献 1 に記載の油圧閉回路は、シリンダ内ピストンのヘッド側回路の圧力とロッド側回路の圧力とをパイロット圧力として作動するフラッシング弁を用いて余剰作動流体をタンクへ排出することで、流路内を流通する作動流体の流量を調整し、安定したピストンロッド作動速度を得ている。

[0007] しかし、作業機械では、シリンダに作用する負荷（回路内圧力）が、外力や自重により頻繁に変化するので、タンクへ排出する余剰作動流体の流量も回路内圧力により変化する。このように、シリンダに作用する負荷が変化する場合には、シリンダに流入する作動流体の流量を一定に保つことができないため、操作者が意図するピストンロッド作動速度を保持できず、作業機械の操作性が低下する。

[0008] また、上述した特許文献 2 に記載の作業機械の駆動装置は、特許文献 1 に記載のフラッシング弁を備えた閉回路と開回路と配分回路とを併設している。ピストンロッドが縮小方向に駆動した場合における余剰作動流体は、フラッシング弁によりタンクへ排出され、ピストンロッドが伸長方向に駆動した場合における不足作動流体は、シリンダ内ピストンのヘッド側に接続した開回路から追加供給される。このように、流路内を流通する作動流体の流量を調整し、安定したピストンロッド作動速度を得ることができる。

[0009] しかし、閉回路内の液体圧ポンプを通過する作動流体の流量が、ピストンロッドの伸長方向と縮小方向とで同じ場合、ピストンロッドの伸長時のピス

トンロッド作動速度より縮小時のピストンロッド作動速度が遅くなる。この結果、作業機械の操作性を低下させるという問題がある。

[0010] 本発明は、上述の事柄に基づいてなされたもので、その目的は、油圧ポンプによりシリンダを駆動する油圧閉回路システムを備え、シリンダに作用する負荷によらず、ピストンロッドの伸縮両方向の作動速度を同等とする作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械を提供するものである。

課題を解決するための手段

[0011] 上記課題を解決するために、例えば特許請求の範囲に記載の構成を採用する。本願は、上記課題を解決する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する第1液圧ポンプと、前記作動油により駆動され、作業機械における作業装置の1つの作業部材を駆動する片ロッド液圧シリンダと、前記第1液圧ポンプと前記片ロッド液圧シリンダとを前記作動油が流れる流路で閉回路状に接続した液圧閉回路と、前記第1液圧ポンプと前記片ロッド液圧シリンダとの間の前記流路から分岐する分岐路と、前記分岐路に一端側を接続した第1流路と、前記第1流路の他端側に接続されたタンクと、前記第1流路に設けられ、前記分岐路から前記タンクへ流れる作動油の流量、又は、前記タンクから前記分岐路へ流れる作動油の流量を制御可能とする作動油流量調整装置とを備えた、ことを特徴とする。

発明の効果

[0012] 本発明によれば、油圧閉回路から分岐しタンクへ接続される流路上に、前記流路を流れる作動流体の流量と方向を制御する手段を設けたので、油圧閉回路により作動されるシリンダにおけるピストンロッドの伸縮両方向の作動速度を作業機械の負荷に拠らず同等とすることができる。この結果、作業機械の良好な操作性を確保できる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態を備えた油圧ショベルを示す側面図である。

[図2]本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態を示す油圧回路図である。

[図3]本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1及び第2の実施の形態における各運転モード時の電磁切換弁と液圧ポンプとの動作例を示す表図である。

[図4]本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1及び第2の実施の形態における切換弁の状態と第1液圧ポンプ流量と第2液圧ポンプ流量とブーム速度との関係の一例を示す特性図である。

[図5]本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第2の実施の形態を示す油圧回路図である。

発明を実施するための形態

[0014] 以下、本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の実施の形態を図面を用いて説明する。

<実施例1>

図1は本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態を備えた油圧ショベルを示す側面図である。この図1において、油圧ショベル100は、走行体101と、走行体101の上に旋回装置104を介して旋回可能に設けた旋回体102と、旋回体102上に配置された運転室103と旋回体102上の前方部に上下方向に回動可能に取り付けられた多関節型のフロント装置105とを備えている。

[0015] 旋回体102には、詳細後述する油圧閉回路と油圧開回路とを備えた駆動装置が搭載されている。

[0016] フロント装置105は、基端部が旋回体102に回動可能に軸支されたブーム2と、このブーム2の先端部に回動可能に軸支されたアーム4と、このアーム4の先端に回動可能に軸支されたバケット6とを備えており、ブーム2、アーム4、及びバケット6は、それぞれブームシリンダ1、アームシリンダ3、及びバケットシリンダ5により動作する。

[0017] 次に、本実施の形態における駆動装置の構成について図2を用いて説明す

る。図2は本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態を示す油圧回路図である。本実施の形態においては、油圧ショベル100を構成するブーム2、アーム4、及びバケット6を駆動するアクチュエータの駆動部のみを示し、その他の走行体101の走行系アクチュエータ等の駆動部は省略している。図2において、図1に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0018] 本実施の形態においては、ブーム2を駆動するブームシリンダ1と第1液圧ポンプ9とを連結する油圧閉回路Aと、アーム4を駆動するアームシリンダ3と第2液圧ポンプ10とを連結する油圧開回路Bと、バケット6を駆動するバケットシリンダ5と第3液圧ポンプ11とを連結する油圧開回路Cとを備えている。また、油圧開回路B、Cを構成する第2、第3液圧ポンプ10、11は、吐出方向が変更可能な両傾転斜板機構10a、11aを有している。また、油圧開回路B、Cには、油圧閉回路Aと自他の油圧開回路B、Cとの何れかに圧油の吐出先を切換え可能な電磁切換弁25～27、37～39が設けられている。そして、コントローラ57は、ブーム2、アーム4、及びバケット6を操作する操作レバー56a～56cの操作量を取込み、各液圧ポンプ9～11の吐出流量や電磁切換弁25～27、37～39の開閉、及び比例切換弁30、42を制御する。

[0019] この結果、油圧閉回路Aにおけるブームシリンダ1のピストンロッドの伸長時と縮小時とにおける作動油の過不足を、作動油流量調整装置としての油圧開回路B、Cの液圧ポンプ10、11で補うことができる。この結果、ブームシリンダ1のピストンロッドの伸長時と縮小時とにおけるピストンロッド作動速度の差異の発生を抑え、作動速度を同等これにより、作業機械の操作性を良好にすることができる。この、構成作用の詳細については後述する。

[0020] 図2において、動力源であるエンジン7には、エンジン7の動力を配分する動力伝達装置8が接続され、この動力伝達装置8には、ブームシリンダ1を駆動するための第1液圧ポンプ9と、アームシリンダ3を駆動するための

第2 液圧ポンプ10と、バケットシリンダ5を駆動するための第3 液圧ポンプ11と、後述する油圧閉回路Aの低圧ラインに作動油を補充するためのチャージポンプ12とが、それぞれ駆動軸を介して装着されている。

[0021] 第1 液圧ポンプ9、第2 液圧ポンプ10、及び第3 液圧ポンプ11は、一対の入出力ポートを持つ両傾転斜板機構と、両傾転斜板の傾斜角を調整するレギュレータ9a、10a、11aとをそれぞれ有している。レギュレータ9a、10a、11aは、コントローラ57からの指令信号で制御される。このことにより、これら第1乃至第3 液圧ポンプ9～11における圧油の吸吐出流量とその方向を制御する。また、第1乃至第3 液圧ポンプ9～11は、圧油の供給を受けると液圧モータとしても機能する。

[0022] まず、油圧閉回路Aについて説明する。油圧閉回路Aを構成するブームシリンダ1は、シリンダ本体と、シリンダ本体内に移動可能に設けたピストンと、ピストンの一方側に設けたピストンロッドとを備え、ロッド側油室1bとヘッド側油室1aとを有する片ロッド式液圧シリンダである。

[0023] ブーム用操作レバー56aは、運転室103に設けられている。ブーム用操作レバー56aの操作量信号は、コントローラ57に入力され、コントローラ57は、この操作量信号に応じたピストンロッド動作速度を実現するように、各液圧ポンプ9、10、11、及び切換弁25～27、37～39等を制御する。

[0024] 第1 液圧ポンプ9は、2つの作動油吐出／吸入口9x、9yを有している。一方の作動油の吐出／吸入口9xには、第1 管路13の一端側が接続されていて、第1 管路13の他端側は、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの接続ポートに接続されている。他方の作動油の吐出／吸入口9yには、第2 管路14の一端側が接続されていて、第2 管路14の他端側は、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの接続ポートに接続されている。

[0025] 第1 管路13には、吸込みのみを許可するチェック弁17aの出口側とリリーフ弁19aの入口側とフラッシング弁20の一方の入口ポートとチャージ用チェック弁21の吸込みのみを許可する一方の出口側とがそれぞれ接続

されている。チェック弁 17 a の入口側とリリーフ弁 19 a の出口側とは、フラッシング弁 20 の出口ポートと接続されていて、管路 16 を介して、タンク 18 と連通している。また、第 1 管路 13 には、第 2 液圧ポンプ 10 及び第 3 液圧ポンプ 11 と後述する電磁切換弁を介して連通可能とするための連絡管路 15 の一端側が接続されている。

[0026] 第 2 管路 14 には、吸込みのみを許可するチェック弁 17 b の出口側とリリーフ弁 19 b の入口側とフラッシング弁 20 の他方の入口ポートとチャージ用チェック弁 21 の吸込みのみを許可する他方の出口側とがそれぞれ接続されている。チェック弁 17 b の入口側とリリーフ弁 19 b の出口側とは、フラッシング弁 20 の出口ポートと接続されていて、管路 16 を介して、タンク 18 と連通している。

[0027] チャージ用チェック弁 21 の入口側は、チャージポンプ 12 の吐出配管と接続されていて、チャージポンプ 12 から吐出する作動油は、チャージ用チェック弁 21 により、第 1 管路 13 または第 2 管路 14 のうち、圧力の低い方に供給される。また、チャージポンプ 12 の吐出配管には、チャージポンプ 12 の吐出圧力を制限する為のチャージ用リリーフ弁 22 が設けられていて、チャージ用リリーフ弁 22 の出口側はタンク 18 と連通している。更に、チャージポンプ 12 の吸込み口は、吸込み配管を介してタンク 18 と連通している。

[0028] 第 1 及び第 2 管路 13, 14 に設けられたチェック弁 17 a, 17 b は、各管路内が負圧になった場合や、ブームシリンダ 1 の作動により、ロッド側油室 1 b またはヘッド側油室 1 a の作動油の流量不足が生じた場合に、タンク 18 から管路 16 を介して作動油を供給し、キャビテーションの発生を防止するものである。

[0029] 第 1 及び第 2 管路 13, 14 に設けられたリリーフ弁 19 a, 19 b は、各管路内の圧力が所定の圧力以上になった場合に、管路 16 を介して作動油をタンク 18 へ排出し、ポンプや配管の破損を防止するものである。

[0030] フラッシング弁 20 は、第 1 管路 13 と第 2 管路 14 の圧力差が所定値以

上のときに切り換え、それによって、低圧側となる管路と管路１６とを連通させる。このことにより、低圧側管路の余剰作動油をタンク１８へ排出するものである。

[0031] 次に、油圧開回路Ｂについて説明する。アームシリンダ３は、ブームシリンダ１と同様にロッド側油室３ｂとヘッド側油室３ａとを有する片ロッド式液圧シリンダである。

[0032] アーム用操作レバー５６ｂは、運転室１０３に設けられている。アーム用操作レバー５６ｂの操作量信号は、コントローラ５７に入力され、コントローラ５７は、この操作量信号に応じたピストンロッド動作速度を実現するように、各液圧ポンプ９，１０，１１、各電磁切換弁２５，２６，２７及びアームシリンダ用比例切換弁３０等を制御する。

[0033] 作動油流量調整装置としての第２液圧ポンプ１０は２つの吸排口１０ｘ，１０ｙを有している。一方の吸排口１０ｙには、管路２３の一端側が接続されていて、管路２３の他端側はタンク１８に接続されている。他方の吸排口１０ｘには、管路２４の一端側が接続されている。管路２４の他端側は３方に分岐されていて、各分岐に第１～第３電磁切換弁２５～２７の入力ポートがそれぞれ接続されている。また、管路２４には、第２液圧ポンプ１０の吐出圧力を制限する為のリリーフ弁２８が設けられていて、リリーフ弁２８の出口側は管路２３を介してタンク１８と連通している。

[0034] 第１～第３電磁切換弁２５～２７は、２ポート２位置型の電磁切換弁であって、コントローラ５７からの指令信号を受ける電磁操作部を一端側に、ばね部を他端側に備えている。コントローラ５７からの指令信号の有無で第２液圧ポンプ１０からの作動油の供給先を切換える。第１電磁切換弁２５の出力ポートは、吐出のみを許可するチェック弁２９の入口側と管路で接続され、チェック弁２９の出口側は、アームシリンダ３に供給する作動油の流量と方向を制御するアームシリンダ用比例切換弁３０のポンプポートと接続されている。

[0035] また、第２電磁切換弁２６の出力ポートは、後述する油圧開回路Ｃのバケ

ットシリンダ用比例電磁弁 4 2 のポンプポートに、チェック弁 4 1 を介して接続されている。更に、第 3 電磁切換弁 2 7 の出力ポートは、連絡管路 1 5 を介して油圧閉回路 A の第 1 管路 1 3 と接続されている。

[0036] アームシリンダ用比例切換弁 3 0 は、4 ポート 3 位置型の電磁比例切換弁であって、コントローラ 5 7 からの指令信号を受ける電磁操作部とばね部とを両端に備えている。アームシリンダ用比例切換弁 3 0 のタンクポートは、管路 2 3 と連通する管路 3 5 を介してタンク 1 8 に接続されている。アームシリンダ用比例切換弁 3 0 の出力ポートの一方側には、第 1 管路 3 1 の一端側が接続されていて、第 1 管路 3 1 の他端側は、アームシリンダ 3 のヘッド側油室 3 a の接続ポートに接続されている。アームシリンダ用比例切換弁 3 0 の出力ポートの他方側には、第 2 管路 3 2 の一端側が接続されていて、第 2 管路 3 2 の他端側は、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3 b の接続ポートに接続されている。

[0037] アームシリンダ用比例切換弁 3 0 は、コントローラ 5 7 からの指令信号に応じて、チェック弁 2 9 からの作動油の流れ方向を第 1 管路 3 1 または第 2 管路 3 2 に切換えると共に、弁の開度を調整することで、アームシリンダ 3 へ供給する作動油の流量を調整する。

[0038] 第 1 管路 3 1 には、カウンタバランス弁 3 3 a が入力側をアームシリンダ 3 側へ、出力側をアームシリンダ用比例切換弁 3 0 側となるように直列に配置されていると共に、リリーフ弁 3 4 a の入口側が接続されている。リリーフ弁 3 4 a の出口側は、管路 2 3 と連通する管路 3 5 を介して、タンク 1 8 と連通している。

[0039] 第 2 管路 3 2 には、カウンタバランス弁 3 3 b が入力側をアームシリンダ 3 側へ、出力側をアームシリンダ用比例切換弁 3 0 側となるように直列に配置されていると共に、リリーフ弁 3 4 b の入口側が接続されている。リリーフ弁 3 4 b の出口側は、管路 2 3 と連通する管路 3 5 を介して、タンク 1 8 と連通している。

[0040] 第 1 及び第 2 管路 3 1, 3 2 に設けられたカウンタバランス弁 3 3 a, 3

3 b は、アームシリンダ 3 の自重落下を抑制するものである。同様に、リリーフ弁 3 4 a, 3 4 b は、各管路内の圧力が所定の圧力以上になった場合に、管路 3 5 を介して作動油をタンク 1 8 へ排出し、ポンプや配管の破損を防止するものである。

[0041] 次に、油圧開回路 C について説明する。バケットシリンダ 5 は、ブームシリンダ 1 と同様にロッド側油室 5 b とヘッド側油室 5 a とを有する片ロッド式液圧シリンダである。

[0042] バケット用操作レバー 5 6 c は、運転室 1 0 3 に設けられている。バケット用操作レバー 5 6 c の操作量信号は、コントローラ 5 7 に入力され、コントローラ 5 7 は、この操作量信号に応じたピストンロッド動作速度を実現するように、各液圧ポンプ 9, 1 0, 1 1、各電磁切換弁 3 7, 3 8, 3 9 及びバケットシリンダ用比例切換弁 4 2 等を制御する。

[0043] 作動油流量調整装置としての第 3 液圧ポンプ 1 1 は 2 つの吸排口 1 1 x, 1 1 y を有している。一方の吸排口 1 1 y には、管路 4 7 の一端側が接続されていて、管路 4 7 の他端側はタンク 1 8 に接続されている。他方の吸排口 1 1 x には、管路 3 6 の一端側が接続されている。管路 3 6 の他端側は 3 方に分岐されていて、各分岐に第 1 ～第 3 電磁切換弁 3 7 ～3 9 の入力ポートがそれぞれ接続されている。また、管路 3 6 には、第 3 液圧ポンプ 1 1 の吐出圧力を制限する為のリリーフ弁 4 0 が設けられていて、リリーフ弁 4 0 の出口側は管路 4 7 を介してタンク 1 8 と連通している。

[0044] 第 1 ～第 3 電磁切換弁 3 7 ～3 9 は、2 ポート 2 位置型の電磁切換弁であって、コントローラ 5 7 からの指令信号を受ける電磁操作部を一端側に、ばね部を他端側に備えている。コントローラ 5 7 からの指令信号の有無で第 3 液圧ポンプ 1 1 からの作動油の供給先を切換える。第 1 電磁切換弁 3 7 の出力ポートは、吐出のみを許可するチェック弁 4 1 の入口側と管路で接続され、チェック弁 4 1 の出口側は、バケットシリンダ 5 に供給する作動油の流量と方向を制御するバケットシリンダ用比例切換弁 4 2 のポンプポートと接続されている。

- [0045] また、第2電磁切換弁38の出力ポートは、油圧開回路Bのアームシリンダ用比例切換弁30のポンプポートに、チェック弁29を介して接続されている。更に、第3電磁切換弁39の出力ポートは、連絡管路15を介して油圧閉回路Aの第1管路13と接続されている。
- [0046] バケットシリンダ用比例切換弁42は、4ポート3位置型の電磁比例切換弁であって、コントローラ57からの指令信号を受ける電磁操作部とばね部とを両端に備えている。バケットシリンダ用比例切換弁42のタンクポートは、管路47と連通する管路48を介してタンク18に接続されている。バケットシリンダ用比例切換弁42の出力ポートの一方側には、第1管路43の一端側が接続されていて、第1管路43の他端側は、バケットシリンダ5のヘッド側油室5aの接続ポートに接続されている。バケットシリンダ用比例切換弁42の出力ポートの他方側には、第2管路44の一端側が接続されていて、第2管路44の他端側は、バケットシリンダ5のロッド側油室5bの接続ポートに接続されている。
- [0047] バケットシリンダ用比例切換弁42は、コントローラ57からの指令信号に応じて、チェック弁41からの作動油の流れ方向を第1管路43または第2管路44に切換えると共に、弁の開度を調整することで、バケットシリンダ5へ供給する作動油の流量を調整する。
- [0048] 第1管路43には、カウンタバランス弁45aが入力側をバケットシリンダ5側へ、出力側をバケットシリンダ用比例切換弁42側となるように直列に配置されていると共に、リリーフ弁46aの入口側が接続されている。リリーフ弁46aの出口側は、管路47と連通する管路48を介して、タンク18と連通している。
- [0049] 第2管路44には、カウンタバランス弁45bが入力側をバケットシリンダ5側へ、出力側をバケットシリンダ用比例切換弁42側となるように直列に配置されていると共に、リリーフ弁46bの入口側が接続されている。リリーフ弁46bの出口側は、管路47と連通する管路48を介して、タンク18と連通している。

[0050] 第1及び第2管路43、44に設けられたカウンタバランス弁45a、45bは、バケットシリンダ5の自重落下を抑制するものである。同様に、リリース弁46a、46bは、各管路内の圧力が所定の圧力以上になった場合に、管路48を介して作動油をタンク18へ排出し、ポンプや配管の破損を防止するものである。

[0051] 次に、本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態の動作について図3及び図4を用いて説明する。図3は本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1及び第2の実施の形態における各運転モード時の電磁切換弁と液圧ポンプとの動作例を示す表図、図4は本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1及び第2の実施の形態における切換弁の状態と第1液圧ポンプ流量と第2液圧ポンプ流量とブーム速度との関係の一例を示す特性図である。図3及び図4において、図1及び図2に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0052] 図3は、本実施の形態において、コントローラ57が制御する各運転モード時の電磁切換弁、比例切換弁、及び液圧ポンプの動作例を示している。まず、図3に示す非動作状態（停止状態）とは、ブーム用操作レバー56a、アーム用操作レバー56b、バケット用操作レバー56cのいずれも操作されていない場合であって、コントローラ57へのこれらの入力信号がない状態をいう。この場合コントローラ57は、図2に示す第1液圧ポンプ9、第2液圧ポンプ10、及び第3液圧ポンプ11の各レギュレータ9a、10a、11aに、最小傾転角制御指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第1乃至第3電磁切換弁25～27と、油圧開回路Cの第1乃至第3電磁切換弁37～39とに遮断閉指令信号を出力する。また、アームシリンダ用比例切換弁30とバケットシリンダ用比例切換弁42とには、遮断指令信号を出力する。この結果、ブームシリンダ1、アームシリンダ3、及びバケットシリンダ5は、非動作状態に保持される。また、図3において、ポンプのOFFは、最小傾転状態を示し、ポンプのONは、最小傾転より大の状態である

ことを示す。

[0053] 次に、ブーム2の単独動作について説明する。図4において、横軸は時間を示していて、縦軸の(a)～(e)は上から順にブームレバー操作量 L_b 、切換弁27状態 C_s 、第1液圧ポンプ流量 Q_{cp} 、第2液圧ポンプ流量 Q_{op} 、ブームシリンダ1のピストンロッド速度 V_b を示している。また、時刻 t_1 から時刻 t_3 までは、ブームシリンダ1におけるピストンロッドの伸長動作（ブーム上げ）時の各特性を示し、時刻 t_4 から時刻 t_6 までは、ブームシリンダ1におけるピストンロッドの縮小動作（ブーム下げ）時の各特性を示している。

[0054] まず、ブーム2の上げ動作について説明する。図2に戻り、オペレータがブーム用操作レバー56aをピストンロッドの伸長方向に操作開始すると、コントローラ57は、第1液圧ポンプ9のレギュレータ9aに、斜板の傾転角度が立ち上がるような指令信号を出力する。ここで、図4の時刻 t_1 に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が X_1 と少ない場合には、第1液圧ポンプ9の吐出流量は Q_{cp1} となり、ブームシリンダ1のピストンロッドは、速度 V_1 （低速）で伸長動作する。

[0055] このとき、図2において、第1液圧ポンプ9からの圧油は一方の作動油の吐出／吸入口9xと第1管路13とを介して、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aに供給される。一方、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの作動油は第2管路14を介して第1液圧ポンプ9の他方の作動油の吐出／吸入口9yに戻される。このとき、ブームシリンダ1のロッド側油室1bから第1液圧ポンプ9へ戻る作動油の流量は、第1液圧ポンプ9からブームシリンダ1のヘッド側油室1aに供給される圧油流量よりも少ない。そこで、この不足する圧油流量分をチャージポンプ12が、チャージ用チェック弁21と第2管路14とを介して第1液圧ポンプ9の他方の作動油の吐出／吸入口9yに供給する。

[0056] オペレータがブームシリンダ1のピストンロッドの伸長速度をさらに上げるために、ブーム用操作レバー56aの操作量を増加すると、コントローラ

57は、第2液圧ポンプ10のレギュレータ10aに、斜板の傾転角度が立ち上がるような指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第3電磁切換弁27に連通指令信号を出力する。このことにより、第2液圧ポンプ10の圧油が第3電磁切換弁27を通過してブームシリンダ1のヘッド側油室1aに補充供給される。ここで、図4の時刻 t_2 に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が X_1 を超え X_2 となると、第3電磁切換弁27が連通状態になると共に、第2液圧ポンプ10の吐出流量は Q_{op1} 、第1液圧ポンプ9の吐出流量は Q_{cp2} となる。この結果、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aには、 $Q_{op1} + Q_{cp2}$ の圧油流量が流入し、ピストンロッドは、速度 V_2 （高速）で伸長動作する。

[0057] なお、このようなブームシリンダ1のピストンロッドの伸長速度を増加させる操作がなされた場合、コントローラ57は、第2液圧ポンプ10と油圧開回路Bの第3電磁切換弁27とへの指令信号に代えて、第3液圧ポンプ11と油圧開回路Cの第3電磁切換弁39とへ指令信号を出力して、これらによって、高速動作させても良い。

[0058] 次に、ブーム2の下げ動作について説明する。図2に戻り、オペレータがブーム用操作レバー56aをピストンロッドの縮小方向に操作開始すると、コントローラ57は、第1液圧ポンプ9のレギュレータ9aに、斜板の傾転角度が減少するような指令信号を出力する。ここで、図4の時刻 t_4 に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が $-X_1$ と少ない場合には、第1液圧ポンプ9の吐出流量は $-Q_{cp1}$ となり、ブームシリンダ1のピストンロッドは、速度 $-V_1$ （低速）で縮小動作する。

[0059] このとき、図2において、第1液圧ポンプ9からの圧油は他方の作動油の吐出／吸入口9yと第2管路14とを介して、ブームシリンダ1のロッド側油室1bに供給される。一方、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの作動油は第1管路13を介して第1液圧ポンプ9の一方の作動油の吐出／吸入口9xに戻される。このとき、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第1液圧ポンプ9へ戻る作動油の流量は、第1液圧ポンプ9からロッド側油室1

bに供給される圧油流量よりも多くなる。そこで、余剰分は、第1管路13からフラッシング弁20と管路16とを介してタンク18へ戻される。

[0060] また、このとき、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第1液压ポンプ9へ戻る作動油の圧力は、フロント装置105の自重により高圧になり、この圧油の供給を受けて、第1液压ポンプ9は液压モータとして駆動する。この圧油による第1液压ポンプ9の動力は、動力伝達装置8を介して、エンジン7及び他の液压ポンプへ伝達吸収される。図示しないが、動力伝達装置8に電動／発電機と蓄電装置とを接続して、吸収しきれない動力を蓄えて再利用してもよい。

[0061] オペレータがブームシリンダ1のピストンロッドの縮小速度をさらに上げるために、ブーム用操作レバー56aの操作量を増加すると、コントローラ57は、第2液压ポンプ10のレギュレータ10aに、斜板の傾転角度が減少するような指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第3電磁切換弁27に連通指令信号を出力する。このことにより、第2液压ポンプ10は他方の吸排口10xから作動油を吸入するように動作する。この結果、連絡管路15と第3電磁切換弁27とを介してブームシリンダ1のヘッド側油室1aの作動油のタンク18への排出が促進される。

[0062] ここで、図4の時刻 t_5 に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が $-X_1$ を超え $-X_2$ となると、第3電磁切換弁27が連通状態になると共に、第2液压ポンプ10の吐出流量は $-Q_{op1}$ 、第1液压ポンプ9の吐出流量は $-Q_{cp2}$ となる。この結果、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aからは、 $-(Q_{op1} + Q_{cp2})$ の圧油流量が流出し、ピストンロッドは、速度 $-V_2$ （高速）で縮小動作する。このとき、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第2液压ポンプ10へ戻る作動油の圧力は高圧になり、この圧油の供給を受けて、第2液压ポンプ10は液压モータとして駆動する。この圧油による第2液压ポンプ10の動力は、動力伝達装置8を介して、エンジン7及び他の液压ポンプへ伝達吸収される。

[0063] なお、このようなブームシリンダ1のピストンロッドの縮小速度を増加さ

せる操作がなされた場合、コントローラ 57 は、第 2 液圧ポンプ 10 と油圧開回路 B の第 3 電磁切換弁 27 とへの動作指令信号に代えて、第 3 液圧ポンプ 11 と油圧開回路 C の第 3 電磁切換弁 39 とへ動作指令信号を出力して、これらによって、高速動作させても良い。

[0064] 本実施の形態においては、ブームシリンダ 1 のピストンロッドの縮小速度を増加させる操作がなされた場合において、第 2 液圧ポンプ 10 と第 1 液圧ポンプ 9 とを併用して、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1a から流出する作動油を受け入れるので、ブームシリンダ 1 のピストンロッド動作速度を増加できる。

[0065] 次に、アーム 4 の単独動作について説明する。図 2 において、オペレータがアーム用操作レバー 56b をピストンロッドの伸長方向に操作開始すると、コントローラ 57 は、第 2 液圧ポンプ 10 のレギュレータ 10a に、斜板の傾転角度が立ち上がるような指令信号を出力すると共に、油圧開回路 B の第 1 電磁切換弁 25 に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁 30 に正開口指令信号をそれぞれ出力する。このことにより、第 2 液圧ポンプ 10 の斜板の傾転角度が立ち上がると共に、アームシリンダ用比例切換弁 30 がチェック弁 29 と第 1 管路 31 とを接続する方向に開口する。

[0066] このことにより、第 2 液圧ポンプ 10 からの圧油は、他方の吸排口 10x と管路 24 と第 1 管路 31 とを介して、アームシリンダ 3 のヘッド側油室 3a に供給される。一方、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3b の作動油は、第 2 管路 32 とアームシリンダ用比例切換弁 30 と管路 35 とを介してタンク 18 に戻される。この結果、アームシリンダ 3 のピストンロッドが伸長動作する。

[0067] 次に、アームダンプ動作について説明する。オペレータがアーム用操作レバー 56b をピストンロッドの縮小方向に操作開始すると、コントローラ 57 は、第 2 液圧ポンプ 10 のレギュレータ 10a に、斜板の傾転角度が立ち上がるような指令信号を出力すると共に、油圧開回路 B の第 1 電磁切換弁 25 に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁 30 に逆開口指令信号を

それぞれ出力する。このことにより、第2液圧ポンプ10の斜板の傾転角度が立ち上がると共に、アームシリンダ用比例切換弁30がチェック弁29と第2管路32とを接続する方向に開口する。

[0068] 第2液圧ポンプ10からの圧油は、他方の吸排口10xと管路24と第2管路32とを介して、アームシリンダ3のロッド側油室3bに供給される。一方、アームシリンダ3のヘッド側油室3aの作動油は、第1管路31とアームシリンダ用比例切換弁30と管路35とを介してタンク18に戻される。この結果、アームシリンダ3のピストンロッドが縮小動作する。

[0069] バケット6の単独動作は、アーム4の単独動作と同様に行われるので、説明は省略する。

[0070] 次に、アクチュエータの複合動作について図2及び図3を用いて説明する。図3に示すように、ブーム2、アーム4、バケット6を複合動作する場合、ブーム2が低速動作であれば、ブームシリンダ1には、第1液圧ポンプ9が、アームシリンダ3には第2液圧ポンプ10が、バケットシリンダ5には第3液圧ポンプ11が、それぞれ圧油を供給し、各ピストンロッドを駆動する。具体的には、コントローラ57は、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁30に開口指令信号を、油圧開回路Cの第1電磁切換弁37に連通指令信号を、バケットシリンダ用比例切換弁42に開口指令信号をそれぞれ出力する。

[0071] 一方、ブーム2を高速動作する場合、例えば、ブームシリンダ1のピストンロッドを予め定めた閾値を超える速度で伸長動作させる場合は、コントローラ57は、第2液圧ポンプ10のレギュレータ10aに、ブーム用操作レバー56aの操作量に応じた斜板の傾転角度の指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25に遮断指令信号を、第3電磁切換弁27に連通指令信号をそれぞれ出力する。

[0072] このことにより、第2液圧ポンプ10の圧油がブームシリンダ1のヘッド側油室1aに補充供給され、ブームシリンダ1のピストンロッドは、ブーム用操作レバー56aの操作量に応じた速度で伸長制御される。

- [0073] 一方、コントローラ57は、第3液圧ポンプ11のレギュレータ11aに、アーム用操作レバー56bの操作量に応じた斜板の傾転角度の指令信号を出力すると共に、油圧開回路Cの第2電磁切換弁38に連通指令信号を出力する。このことにより、第3液圧ポンプ11の圧油がアームシリンダ用比例切換弁30を介してアームシリンダ3に供給され、アームシリンダ3のピストンロッドが駆動制御される。
- [0074] なお、このような操作がなされた場合、コントローラ57は、第2液圧ポンプ10に代えて第3液圧ポンプ11の斜板を制御すると共に、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25の遮断指令信号と第3電磁切換弁27の連通指令信号に代えて、油圧開回路Cの第1電磁切換弁37の遮断指令信号と第3電磁切換弁39の連通指令信号を出力して、第3液圧ポンプ11からの圧油をブームシリンダ1のヘッド側油室1aに補充供給しても良い。
- [0075] ブーム2、アーム4、バケット6を複合動作する場合であって、ブームシリンダ1のピストンロッドを低速で縮小動作させる場合、上述したように、第1液圧ポンプ9は液圧モータとして駆動するので、圧油による第1液圧ポンプ9の動力は、動力伝達装置8を介して、エンジン7及び他の液圧ポンプへ伝達吸収される。
- [0076] 一方、ブームシリンダ1のピストンロッドを予め定めた閾値を超える速度で縮小動作させる場合は、コントローラ57は、第2液圧ポンプ10のレギュレータ10aに、上述した高速伸長時と逆方向であって、ブーム用操作レバー56aの操作量に応じた指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25に遮断指令信号を、第3電磁切換弁27に連通指令信号をそれぞれ出力する。
- [0077] このことにより、第2液圧ポンプ10はブームシリンダ1のヘッド側油室1aの作動油を吸入するように動作し、ブームシリンダ1のピストンロッドは、ブーム用操作レバー56aの操作量に応じた速度で縮小制御される。このとき、第2液圧ポンプ10へ戻る作動油の圧力は高圧になり、この作動油の供給を受けて、第2液圧ポンプ10は液圧モータとして駆動する。この作

動油による第2液圧ポンプ10の動力は、動力伝達装置8を介して、エンジン7及び他の液圧ポンプへ伝達吸収される。

[0078] 一方、コントローラ57は、第3液圧ポンプ11のレギュレータ11aに、アーム用操作レバー56bの操作量に応じた斜板の傾転角度の指令信号を出力すると共に、油圧開回路Cの第2電磁切換弁38に連通指令信号を出力する。このことにより、第3液圧ポンプ11の圧油がアームシリンダ用比例切換弁30を介してアームシリンダ3に供給され、アームシリンダ3のピストンロッドが駆動制御される。

[0079] なお、このような操作がなされた場合、コントローラ57は、第2液圧ポンプ10に代えて第3液圧ポンプ11の斜板を制御すると共に、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25の遮断指令信号と第3電磁切換弁27の連通指令信号に代えて、油圧開回路Cの第1電磁切換弁37の遮断指令信号と第3電磁切換弁39の連通指令信号を出力して、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの作動油を第3液圧ポンプ11に供給しても良い。

[0080] 上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態によれば、油圧閉回路から分岐しタンク18へ接続される連絡管路15上に、前記連絡管路15を流れる作動流体である作動油の流量と方向を制御する手段として第2液圧ポンプ10と第3液圧ポンプ11とを設けたので、油圧閉回路により作動されるブームシリンダ1におけるピストンロッドの伸縮両方向の作動速度を作業機械の負荷に拠らず同等とすることができる。この結果、作業機械の良好な操作性を確保できる。

[0081] また、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第1の実施の形態によれば、第2液圧ポンプ10に吐出方向が制御できる両傾転斜板機構のポンプを用いるので、第2液圧ポンプ10により、ブームシリンダ1のピストンロッドを高速で伸長動作する際のブームシリンダ1のヘッド側油室1aに補充供給する作動油流量と、ブームシリンダ1のピストンロッドを高速で縮小動作する際のブームシリンダ1のヘッド側油室1aから流出する作動油流量とを略等しくすることができる。この結果、ブームシリ

ンダ１のピストンロッドの縮小時の速度と伸長時の速度を同等にでき、良好な操作性を得られる。

[0082] さらに、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第１の実施の形態によれば、ブームシリンダ１のピストンロッドを低速で動作する場合は、チャージポンプ１２とフラッシング弁２０により、ブームシリンダ１のヘッド側油室１ａとロッド側油室１ｂの体積差により生じる流量収支の過不足分を補償して、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で動作する場合は、第２液圧ポンプ１０により、上述したブームシリンダ１の流量収支の過不足分を補償する。このように、ブームシリンダ１のピストンロッドの動作速度に応じて、油圧閉回路Ａにおける第２液圧ポンプ１０の使用の有無を切換えているので、チャージポンプ１２の小型化が可能となる。また、高速動作で流路内の圧力が変動する場合でも、第２液圧ポンプ１０で流量制御が可能となるため、安定した動作が可能となる。

[0083] また、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第１の実施の形態によれば、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で縮小動作する際のブームシリンダ１のヘッド側油室１ａから流出する作動油を第１液圧ポンプ９と第２液圧ポンプ１０とに流出させるので、第１液圧ポンプ９の容量を従来機と比べて小さくすることができる。

[0084] さらに、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第１の実施の形態によれば、油圧開回路の液圧ポンプとして、第２液圧ポンプ１０と第３液圧ポンプ１１とを設けたので、例えば、第２液圧ポンプ１０がブームシリンダ１におけるピストンロッドの駆動に使用されている場合であっても、第３液圧ポンプ１１によって、アームシリンダ３のピストンロッドとバケットシリンダ５のピストンロッドとを駆動させることができる。

<実施例２>

以下、本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の実施の形態を図面を用いて説明する。図５は本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の実施の形態を示す油圧回路図である。図５に

において、図 1 乃至図 4 に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0085] 図 5 に示す本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第 2 の実施の形態は、大略第 1 の実施の形態と同様の機器で構成されるが、以下の構成が異なる。

第 1 の実施の形態において、第 1 ～第 3 液圧ポンプ 9 ～11 とチャージポンプ 12 とは、それぞれの駆動軸を介してエンジン 7 の動力を配分する動力伝達装置 8 により駆動されていたが、本実施の形態においては、第 1 ～第 3 液圧ポンプ 60 ～62 とチャージポンプ 61 とは、各駆動軸で接続された第 1 ～第 3 電動／発電機 50 ～52 とチャージ電動／発電機 53 とにより駆動されている点異なる。また、第 1 の実施の形態において、第 1 ～第 3 液圧ポンプ 9 ～11 は、それぞれ、一对の入出力ポートを持つ両傾転斜板機構の液圧ポンプとしていたが、本実施の形態において、第 1 ～第 3 液圧ポンプ 60 ～62 は、それぞれ正転／逆転可能な液圧ポンプとした点異なる。

[0086] 図 5 において、電源である電源ユニット 54 には、ブームシリンダ 1 に圧油を供給する第 1 液圧ポンプ 60 を駆動する第 1 電動／発電機 50 と、アームシリンダ 3 に圧油を供給する第 2 液圧ポンプ 61 を駆動する第 2 電動／発電機 51 と、バケットシリンダ 5 に圧油を供給する第 3 液圧ポンプ 62 を駆動する第 3 電動／発電機 52 と、油圧閉回路 A の低圧ラインに作動油を補充するためのチャージポンプ 63 を駆動するチャージ電動／発電機 53 とが、これらの電動／発電機 50 ～53 を制御するためのパワーコントロールユニット 50a ～53a と電気配線とを介して電氣的に接続されている。なお、電源ユニット 54 とパワーコントロールユニット 50a ～53a との間では、電力の授受がなされ、電源ユニット 54 は、パワーコントロールユニット 50a ～53a からの電力を蓄電することができる。

[0087] 第 1 ～第 3 電動／発電機 50 ～52 及びチャージ電動／発電機 53 の各回転数は、コントローラ 57 からの指令信号に応じたパワーコントロールユニット 50a ～53a の出力により制御され、このことにより、これら第 1 乃

至第3 液圧ポンプ60～62における圧油の吸吐出流量とその方向とを制御する。また、第1乃至第3 液圧ポンプ60～62は、圧油の供給を受けると液圧モータとしても機能する。

[0088] 第1 液圧ポンプ60、第2 液圧ポンプ61、第3 液圧ポンプ62、及びチャージポンプ63に接続される配管等は、第1の実施の形態と同じであり、その説明は省略する。

[0089] 次に、本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第2の実施の形態の動作について図3乃至図5を用いて説明する。

まず、図3に示す非動作状態（停止状態）のブーム用操作レバー56a、アーム用操作レバー56b、バケット用操作レバー56cのいずれも操作されていない場合、コントローラ57は、図5に示す第1 液圧ポンプ60を駆動する第1 電動／発電機50、第2 液圧ポンプ61を駆動する第2 電動／発電機51、第3 液圧ポンプ62を駆動する第3 電動／発電機52、及びチャージポンプ63を駆動するチャージ電動／発電機53の各パワーコントロールユニット50a、51a、52a、53aに、停止制御指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第1乃至第3 電磁切換弁25～27と、油圧開回路Cの第1乃至第3 電磁切換弁37～39とに遮断閉指令信号を出力する。また、アームシリンダ用比例切換弁30とバケットシリンダ用比例切換弁42とには、遮断指令信号を出力する。この結果、ブームシリンダ1、アームシリンダ3、及びバケットシリンダ5は、非動作状態に保持される。

[0090] 次に、ブーム2の単独動作について説明する。まず、ブーム2の上げ動作について説明する。図5において、オペレータがブーム用操作レバー56aをピストンロッドの伸長方向に操作開始すると、コントローラ57は、第1 電動／発電機50のパワーコントロールユニット50aに正回転増トルク指令信号を、チャージ電動／発電機53のパワーコントロールユニット53aに増トルク指令信号を、それぞれ出力する。この結果、第1 液圧ポンプ60とチャージポンプ63とが駆動される。ここで、図4の時刻t1に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量がX1と少ない場合には、第1 液圧ポ

ンプ60の吐出流量は Q_{cp1} となり、ブームシリンダ1のピストンロッドは、速度 V_1 （低速）で伸長動作する。

[0091] このとき、図5において、第1液压ポンプ60からの圧油は第1管路13を介して、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aに供給される。一方、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの作動油は第2管路14を介して第1液压ポンプ60に戻される。このとき、ブームシリンダ1のロッド側油室1bから第1液压ポンプ60へ戻る作動油の流量は、第1液压ポンプ60からブームシリンダ1のヘッド側油室1aに供給される圧油流量よりも少ない。そこで、この不足する圧油流量分を、チャージポンプ63が、チャージ用チェック弁21と第2管路14とを介して第1液压ポンプ60に供給する。

[0092] オペレータがブームシリンダ1のピストンロッドの伸長速度をさらに上げるために、ブーム用操作レバー56aの操作量を増加すると、コントローラ57は、第2電動／発電機51のパワーコントロールユニット51aに正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第3電磁切換弁27に連通指令信号を出力する。このことにより、タンク18から吸引した作動油を第2液压ポンプ61が、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aへ補充供給する。ここで、図4の時刻 t_2 に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が X_1 を超え X_2 となると、第3電磁切換弁27が連通状態になると共に、第2液压ポンプ61の吐出流量は Q_{op1} 、第1液压ポンプ60の吐出流量は Q_{cp2} となる。この結果、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aには、 $Q_{op1} + Q_{cp2}$ の圧油流量が流入し、ピストンロッドは、速度 V_2 （高速）で伸長動作する。

[0093] なお、このようなブームシリンダ1のピストンロッドの伸長速度を増加させる操作がなされた場合、コントローラ57は、第2液压ポンプ61を駆動する第2電動／発電機51のパワーコントロールユニット51aと油圧開回路Bの第3電磁切換弁27とへの指令信号に代えて、第3液压ポンプ62を駆動する第3電動／発電機52のパワーコントロールユニット52aと油圧開回路Cの第3電磁切換弁39とへ指令信号を出力して、これらによって、

高速動作させても良い。

[0094] 次に、ブーム2の下げ動作について説明する。図5に戻り、オペレータがブーム用操作レバー56aをピストンロッドの縮小方向に操作開始すると、コントローラ57は、第1電動／発電機50のパワーコントロールユニット50aに逆回転増トルク指令信号増トルク指令信号を出力する。ここで、図4の時刻t4に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が $-X1$ と少ない場合には、第1液压ポンプ60の吐出流量は $-Q_{cp1}$ となり、ブームシリンダ1のピストンロッドは、速度 $-V1$ （低速）で縮小動作する。

[0095] このとき、図5において、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第1液压ポンプ60へ戻る作動油の流量は、第1液压ポンプ60からロッド側油室1bに供給される圧油流量よりも多くなる。そこで、余剰分は、第1管路13からフラッシング弁20と管路16とを介してタンク18へ戻される。

[0096] また、このとき、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第1液压ポンプ60へ戻る作動油の圧力は、フロント装置105の自重により高圧になり、この圧油の供給を受けて、第1液压ポンプ60は液压モータとして第1電動／発電機50を駆動する。このことにより、第1電動／発電機50が発生した電力は、パワーコントロールユニット50aを介して電源ユニット54に蓄電される。

[0097] オペレータがブームシリンダ1のピストンロッドの縮小速度をさらに上げるために、ブーム用操作レバー56aの操作量を増加すると、コントローラ57は、第2電動／発電機51のパワーコントロールユニット51aに逆回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第3電磁切換弁27に連通指令信号を出力する。このことにより、第2液压ポンプ61は作動油を吸入するように動作する。この結果、連絡管路15と第3電磁切換弁27とを介してブームシリンダ1のヘッド側油室1aの作動油のタンク18への排出が促進される。

[0098] ここで、図4の時刻t5に示すようにブーム用操作レバー56aの操作量が $-X1$ を超え $-X2$ となると、第3電磁切換弁27が連通状態になると共

に、第2液圧ポンプ61の吐出流量は $-Q_{op1}$ 、第1液圧ポンプ60の吐出流量は $-Q_{cp2}$ となる。この結果、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aからは、 $-(Q_{op1} + Q_{cp2})$ の圧油流量が流出し、ピストンロッドは、速度 $-V_2$ （高速）で縮小動作する。このとき、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから第2液圧ポンプ61へ戻る作動油の圧力は高圧になり、この圧油の供給を受けて、第2液圧ポンプ61は液圧モータとして第2電動／発電機51を駆動する。このことにより、第2電動／発電機51が発生した電力は、パワーコントロールユニット51aを介して電源ユニット54に蓄電される。

[0099] なお、このようなブームシリンダ1のピストンロッドの縮小速度を増加させる操作がなされた場合、コントローラ57は、第2電動／発電機51のパワーコントロールユニット51aと油圧開回路Bの第3電磁切換弁27とへの動作指令信号に代えて、第3電動／発電機52のパワーコントロールユニット52aと油圧開回路Cの第3電磁切換弁39とへ動作指令信号を出力して、これらによって、高速動作させても良い。

[0100] 本実施の形態においては、ブームシリンダ1のピストンロッドの縮小速度を増加させる操作がなされた場合において、第2液圧ポンプ61と第1液圧ポンプ60とを併用して、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aから流出する作動油を受け入れるので、ブームシリンダ1のピストンロッド動作速度を増加できる。

[0101] 次に、アーム4の単独動作について説明する。図5において、オペレータがアーム用操作レバー56bをピストンロッドの伸長方向に操作開始すると、コントローラ57は、第2電動／発電機51のパワーコントロールユニット51aに正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路Bの第1電磁切換弁25に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁30に正開口指令信号をそれぞれ出力する。このことにより、第2液圧ポンプ61がタンク18から吸引した作動油を吐出すると共に、アームシリンダ用比例切換弁30がチェック弁29と第1管路31とを接続する方向に開口する。

- [0102] 第2 液圧ポンプ6 1 からの圧油は、管路2 4 と第1 管路3 1 とを介して、アームシリンダ3 のヘッド側油室3 a に供給される。一方、アームシリンダ3 のロッド側油室3 b の作動油は、第2 管路3 2 とアームシリンダ用比例切換弁3 0 と管路3 5 とを介してタンク1 8 に戻される。この結果、アームシリンダ3 のピストンロッドが伸長動作する。
- [0103] 次に、アームダンプ動作について説明する。オペレータがアーム用操作レバー5 6 b をピストンロッドの縮小方向に操作開始すると、コントローラ5 7 は、第2 電動／発電機5 1 のパワーコントロールユニット5 1 a に正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路B の第1 電磁切換弁2 5 に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁3 0 に逆開口指令信号をそれぞれ出力する。このことにより、第2 液圧ポンプ6 1 がタンク1 8 から吸引した作動油を吐出すると共に、アームシリンダ用比例切換弁3 0 がチェック弁2 9 と第2 管路3 2 とを接続する方向に開口する。
- [0104] 第2 液圧ポンプ6 1 からの圧油は、管路2 4 と第2 管路3 2 とを介して、アームシリンダ3 のロッド側油室3 b に供給される。一方、アームシリンダ3 のヘッド側油室3 a の作動油は、第1 管路3 1 とアームシリンダ用比例切換弁3 0 と管路3 5 とを介してタンク1 8 に戻される。この結果、アームシリンダ3 のピストンロッドが縮小動作する。
- [0105] バケット6 の単独動作は、アーム4 の単独動作と同様に行われるので、説明は省略する。
- [0106] 次に、アクチュエータの複合動作について図3 及び図5 を用いて説明する。図3 に示すように、ブーム2、アーム4、バケット6 を複合動作する場合、ブーム2 が低速動作であれば、ブームシリンダ1 には、第1 液圧ポンプ6 0 が、アームシリンダ3 には第2 液圧ポンプ6 1 が、バケットシリンダ5 には第3 液圧ポンプ6 2 が、それぞれ圧油を供給し、各ピストンロッドを駆動する。具体的には、コントローラ5 7 は、油圧開回路B の第1 電磁切換弁2 5 に連通指令信号を、アームシリンダ用比例切換弁3 0 に開口指令信号を、油圧開回路C の第1 電磁切換弁3 7 に連通指令信号を、バケットシリンダ用

比例切換弁 4 2 に開口指令信号をそれぞれ出力する。

[0107] 一方、ブーム 2 を高速動作する場合、例えば、ブームシリンダ 1 のピストンロッドを予め定めた閾値を超える速度で伸長動作させる場合は、コントローラ 5 7 は、第 2 電動／発電機 5 1 のパワーコントロールユニット 5 1 a にブーム用操作レバー 5 6 a の操作量に応じた正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路 B の第 1 電磁切換弁 2 5 に遮断指令信号を、第 3 電磁切換弁 2 7 に連通指令信号をそれぞれ出力する。

[0108] このことにより、第 2 液圧ポンプ 6 1 の圧油がブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a に補充供給され、ブームシリンダ 1 のピストンロッドは、ブーム用操作レバー 5 6 a の操作量に応じた速度で伸長制御される。

[0109] 一方、コントローラ 5 7 は、第 3 電動／発電機 5 2 のパワーコントロールユニット 5 2 a に、アーム用操作レバー 5 6 b の操作量に応じた正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路 C の第 2 電磁切換弁 3 8 に連通指令信号を出力する。このことにより、第 3 液圧ポンプ 6 2 の圧油がアームシリンダ用比例切換弁 3 0 を介してアームシリンダ 3 に供給され、アームシリンダ 3 のピストンロッドが駆動制御される。

[0110] なお、このような操作がなされた場合、コントローラ 5 7 は、第 2 電動／発電機 5 1 のパワーコントロールユニット 5 1 a に代えて、第 3 電動／発電機 5 2 のパワーコントロールユニット 5 2 a の出力を制御すると共に、油圧開回路 B の第 1 電磁切換弁 2 5 の遮断指令信号と第 3 電磁切換弁 2 7 の連通指令信号に代えて、油圧開回路 C の第 1 電磁切換弁 3 7 の遮断指令信号と第 3 電磁切換弁 3 9 の連通指令信号を出力して、第 3 液圧ポンプ 6 2 からの圧油をブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a に補充供給しても良い。

[0111] ブーム 2、アーム 4、バケット 6 を複合動作する場合であって、ブームシリンダ 1 のピストンロッドを低速で縮小動作させる場合、上述したように、第 1 液圧ポンプ 6 0 は液圧モータとして第 1 電動／発電機 5 0 を駆動するので、第 1 電動／発電機 5 0 が発生した電力は、パワーコントロールユニット 5 0 a を介して電源ユニット 5 4 に蓄電される。

[0112] 一方、ブームシリンダ１のピストンロッドを予め定めた閾値を超える速度で縮小動作させる場合、コントローラ５７は、第２電動／発電機５１のパワーコントロールユニット５１ａにブーム用操作レバー５６ａの操作量に応じた逆回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路Ｂの第１電磁切換弁２５に遮断指令信号を、第３電磁切換弁２７に連通指令信号をそれぞれ出力する。

[0113] このことにより、第２液圧ポンプ６１はブームシリンダ１のヘッド側油室１ａの作動油を吸入するように動作し、ブームシリンダ１のピストンロッドは、ブーム用操作レバー５６ａの操作量に応じた速度で縮小制御される。このとき、第２液圧ポンプ６１へ戻る作動油の圧力は高圧になり、この作動油の供給を受けて、第２液圧ポンプ６１は液圧モータとして第２電動／発電機５１を駆動する。このことにより、第２電動／発電機５１が発生した電力は、パワーコントロールユニット５１ａを介して電源ユニット５４に蓄電される。

[0114] 一方、コントローラ５７は、第３電動／発電機５２のパワーコントロールユニット５２ａにブーム用操作レバー５６ａの操作量に応じた正回転増トルク指令信号を出力すると共に、油圧開回路Ｃの第２電磁切換弁３８に連通指令信号を出力する。このことにより、第３液圧ポンプ６２の圧油がアームシリンダ用比例切換弁３０を介してアームシリンダ３に供給され、アームシリンダ３のピストンロッドが駆動制御される。

[0115] なお、このような操作がなされた場合、コントローラ５７は、第２電動／発電機５１のパワーコントロールユニット５１ａに代えて、第３電動／発電機５２のパワーコントロールユニット５２ａの出力を制御すると共に、油圧開回路Ｂの第１電磁切換弁２５の遮断指令信号と第３電磁切換弁２７の連通指令信号に代えて、油圧開回路Ｃの第１電磁切換弁３７の遮断指令信号と第３電磁切換弁３９の連通指令信号を出力して、ブームシリンダ１のヘッド側油室１ａの作動油を第３液圧ポンプ６２に供給しても良い。

[0116] 上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の

実施の形態によれば、上述した第１の実施の形態と同様の効果を得ることができる。

[0117] また、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の実施の形態によれば、第２液圧ポンプ６１に正逆回転可能な液圧ポンプを用いるので、第２液圧ポンプ６１により、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で伸長動作する際のブームシリンダ１のヘッド側油室１ａに補充供給する作動油流量と、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で縮小動作する際のブームシリンダ１のヘッド側油室１ａから流出する作動油流量とを略等しくすることができる。この結果、ブームシリンダ１のピストンロッドの縮小時の速度と伸長時の速度を同等にでき、第１の実施の形態と同様に良好な操作性を得ることができる。

[0118] さらに、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の実施の形態によれば、ブームシリンダ１のピストンロッドを低速で動作する場合は、チャージポンプ６３とフラッシング弁２０により、ブームシリンダ１のヘッド側油室１ａとロッド側油室１ｂの体積差により生じる流量収支の過不足分を補償して、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で動作する場合は、第２液圧ポンプ６１により、上述したブームシリンダ１の流量収支の過不足分を補償する。このように、ブームシリンダ１のピストンロッドの動作速度に応じて、油圧閉回路Ａにおける第２液圧ポンプ６１の使用の有無を切換えているので、チャージポンプ６３の小型化が可能となる。また、高速動作で流路内の圧力が変動する場合でも、第２液圧ポンプ６１で流量制御が可能となるため、安定した動作が可能となる。

[0119] また、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械の第２の実施の形態によれば、ブームシリンダ１のピストンロッドを高速で縮小動作する際のブームシリンダ１のヘッド側油室１ａから流出する作動油を第１液圧ポンプ６０と第２液圧ポンプ６１とに流出させるので、第１液圧ポンプ６０の容量を従来機と比べて小さくすることができる。

[0120] さらに、上述した本発明の作業機械の駆動装置及びこれを備えた作業機械

の第2の実施の形態によれば、各液圧ポンプを駆動する電動／発電機と、各液圧ポンプとをそれぞれ直接接続しているので、各液圧ポンプの駆動時と回生時とにおいて生じる伝達損失が、第1の実施の形態に比べて小さくなる。

[0121] なお、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。

符号の説明

[0122]	1	ブームシリンダ
	1 a	ヘッド側油室
	1 b	ロッド側油室
	2	ブーム
	3	アームシリンダ
	4	アーム
	5	バケットシリンダ
	6	バケット
	7	エンジン
	8	動力伝達装置
	9	第1液圧ポンプ
	10	第2液圧ポンプ
	11	第3液圧ポンプ
	12	チャージポンプ
	13	第1管路
	14	第2管路
	15	連絡管路
	18	タンク
	20	フラッシング弁
	21	チャージ用チェック弁

2 5	第 1 電磁切換弁
2 6	第 2 電磁切換弁
2 7	第 3 電磁切換弁
3 0	アームシリンダ用比例切換弁
4 2	バケットシリンダ用比例切換弁
5 6 a	ブーム用操作レバー
5 6 b	アーム用操作レバー
5 6 c	バケット用操作レバー
5 7	コントローラ
A	油圧閉回路
B	油圧開回路
C	油圧開回路

請求の範囲

- [請求項1] 吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する第1 液圧ポンプと、
- 前記作動油により駆動され、作業機械における作業装置の1つの作業部材を駆動する片ロッド液圧シリンダと、
- 前記第1 液圧ポンプと前記片ロッド液圧シリンダとを前記作動油が流れる流路で閉回路状に接続した液圧閉回路と、
- 前記第1 液圧ポンプと前記片ロッド液圧シリンダとの間の前記流路から分岐する分岐路と、
- 前記分岐路に一端側を接続した第1 流路と、前記第1 流路の他端側に接続されたタンクと、
- 前記第1 流路に設けられ、前記分岐路から前記タンクへ流れる作動油の流量、又は、前記タンクから前記分岐路へ流れる作動油の流量を制御可能とする作動油流量調整装置とを備えた、
- ことを特徴とする作業機械の駆動装置。
- [請求項2] 請求項1 に記載の作業機械の駆動装置において、
- 前記作動油流量調整装置は、第2 液圧ポンプである
- ことを特徴とする作業機械の駆動装置。
- [請求項3] 請求項2 に記載の作業機械の駆動装置において、
- 前記第1 片ロッド液圧シリンダが駆動する作業部材と異なる作業部材を駆動する第2 片ロッド液圧シリンダと、
- 前記第2 液圧ポンプが吐出する作動油の流量と方向を切換え前記第2 片ロッド液圧シリンダに供給する流量調整制御弁と、
- 前記タンクと前記第2 液圧ポンプの一方のポートとを接続する第2 流路と、前記第2 液圧ポンプの他方のポートと前記流量調整制御弁の入力ポートとを接続する第3 流路と、前記流量調整制御弁の接続ポートと前記第2 片ロッド液圧シリンダとを接続する第4 流路と、前記流量調整制御弁の出力ポートと前記タンクとを接続する第5 流路とを有

する液圧開回路と、

前記第 2 液圧ポンプと前記分岐路とを接続している流路に設けられ、前記流路内の作動油の連通と遮断とを切換える切換弁とを備えたことを特徴とする作業機械の駆動装置。

[請求項4]

請求項 3 に記載の作業機械の駆動装置において、

複数の前記液圧開回路と、

一方の液圧開回路における前記第 2 液圧ポンプと他方の液圧開回路における前記流量調整制御弁とを流路で接続した分配回路と、

前記分配回路の流路に設けられ、前記流路内の作動油の連通と遮断とを切換える切換弁とを備えた

ことを特徴とする作業機械の駆動装置。

[請求項5]

請求項 1 に記載の作業機械の駆動装置において、

前記第 1 流路に設けられ、前記分岐路から前記タンクへ流れる作動油の流量又は、前記タンクから前記分岐路へ流れる作動油の流量を制御可能とする機構として、作動油の流量と吐出方向とを変更可能な容量可変手段を有する液圧ポンプを備えた

ことを特徴とする作業機械の駆動装置。

補正された請求の範囲
[2013年10月04日(04.10.2013)国際事務局受理]

[請求項1] (削除)

[請求項2] (削除)

[請求項3] (補正後)

吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する第1
液压ポンプと、

前記作動油により駆動され、作業機械における作業装置の1つの作
業部材を駆動する片ロッド液压シリンダと、

前記第1 液压ポンプと前記片ロッド液压シリンダとを前記作動油が
流れる流路で閉回路状に接続した液压閉回路と、

前記第1 液压ポンプと前記片ロッド液压シリンダとの間の前記流路
から分岐する分岐路と、

前記分岐路に一端側を接続した第1 流路と、前記第1 流路の他端側
に接続されたタンクと、

前記第1 流路に設けられ、前記分岐路から前記タンクへ流れる作動
油の流量、又は、前記タンクから前記分岐路へ流れる作動油の流量を
制御可能とする第2 液压ポンプと、

前記第1 片ロッド液压シリンダが駆動する作業部材と異なる作業部
材を駆動する第2 片ロッド液压シリンダと、

前記第2 液压ポンプが吐出する作動油の流量と方向を切換え前記第
2 片ロッド液压シリンダに供給する流量調整制御弁と、

前記タンクと前記第2 液压ポンプの一方のポートとを接続する第2
流路と、前記第2 液压ポンプの他方のポートと前記流量調整制御弁の
入力ポートとを接続する第3 流路と、前記流量調整制御弁の接続ポ
ートと前記第2 片ロッド液压シリンダとを接続する第4 流路と、前記流
量調整制御弁の出力ポートと前記タンクとを接続する第5 流路とを有
する液压開回路と、

前記第2 液压ポンプと前記分岐路とを接続している流路に設けられ

補正された用紙 (条約第19条)

、前記流路内の作動油の連通と遮断とを切換える切換弁とを備えたことを特徴とする作業機械の駆動装置。

[請求項4]

請求項3に記載の作業機械の駆動装置において、

複数の前記液圧開回路と、

一方の液圧開回路における前記第2液圧ポンプと他方の液圧開回路における前記流量調整制御弁とを流路で接続した分配回路と、

前記分配回路の流路に設けられ、前記流路内の作動油の連通と遮断とを切換える切換弁とを備えた

ことを特徴とする作業機械の駆動装置。

[請求項5]

(補正後)

請求項3に記載の作業機械の駆動装置において、

前記第2液圧ポンプは、作動油の流量と吐出方向とを変更可能な容量可変手段を有する

ことを特徴とする作業機械の駆動装置。

条約第 19 条 (1) に基づく説明書

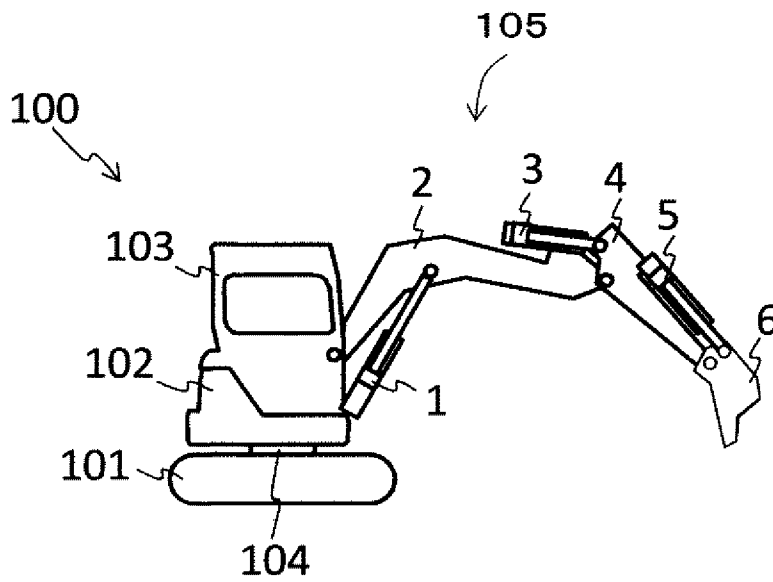
(1) 請求項 1, 2 を削除した。

(2) 請求項 1, 2 を削除したことによって、請求項 3 を独立形式に書き換える形式的な補正を行った。

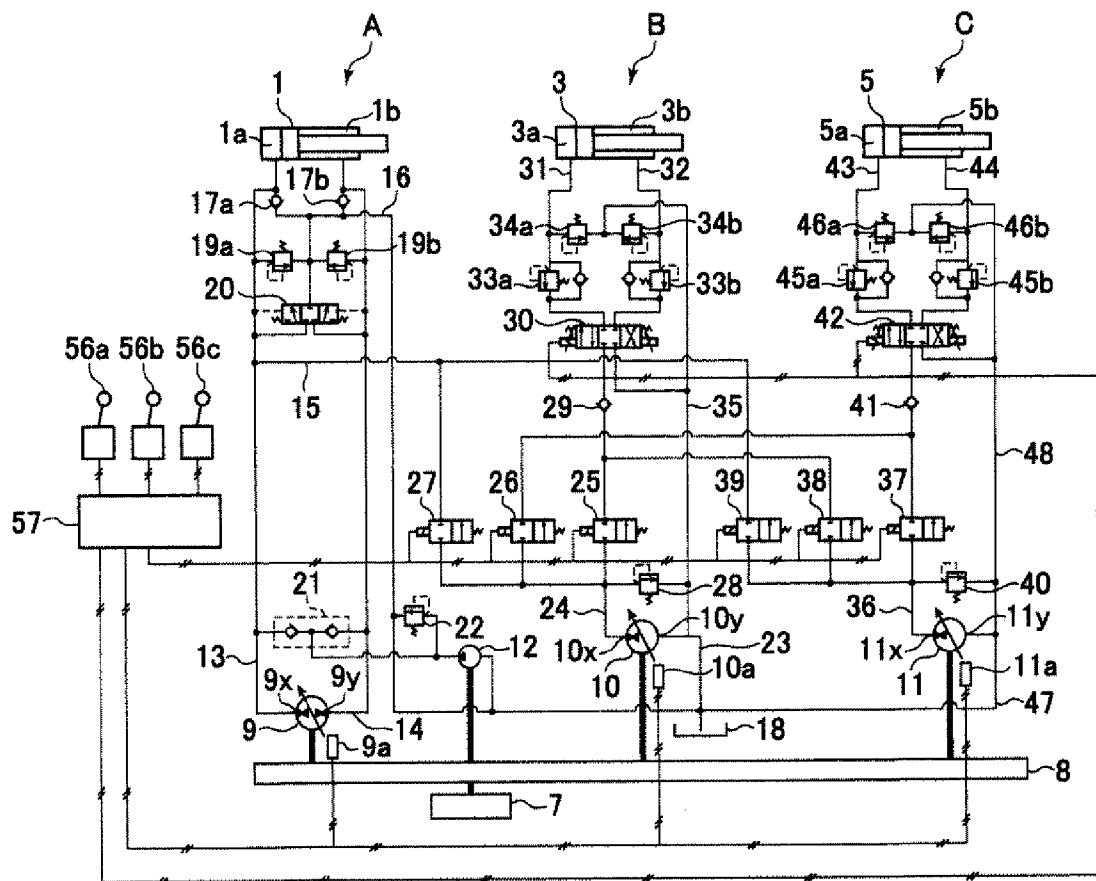
(3) 請求項 5 において、「前記第 1 流路に設けられ、前記分岐路から前記タンクへ流れる作動油の流量又は、前記タンクから前記分岐路へ流れる作動油の流量を制御可能とする機構として、作動油の流量と吐出方向とを変更可能な容量可変手段を有する液圧ポンプを備えた」を「前記第 2 液圧ポンプは、作動油の流量と吐出方向とを変更可能な容量可変手段を有する」と補正した。補正の根拠は段落 [0018]、[0020]、[0021]、図 2 の記載である。

(4) 請求項 4 については補正を行っていない。

[図1]



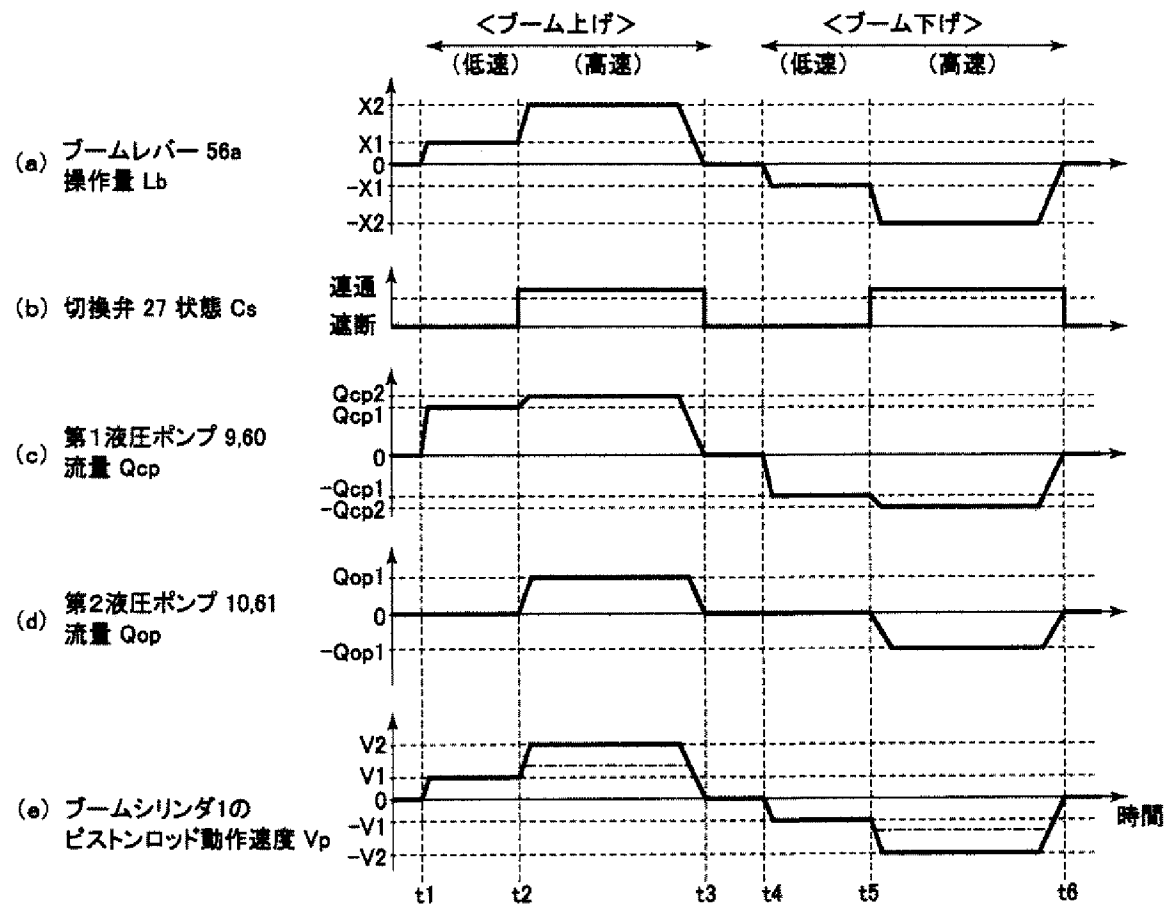
[図2]



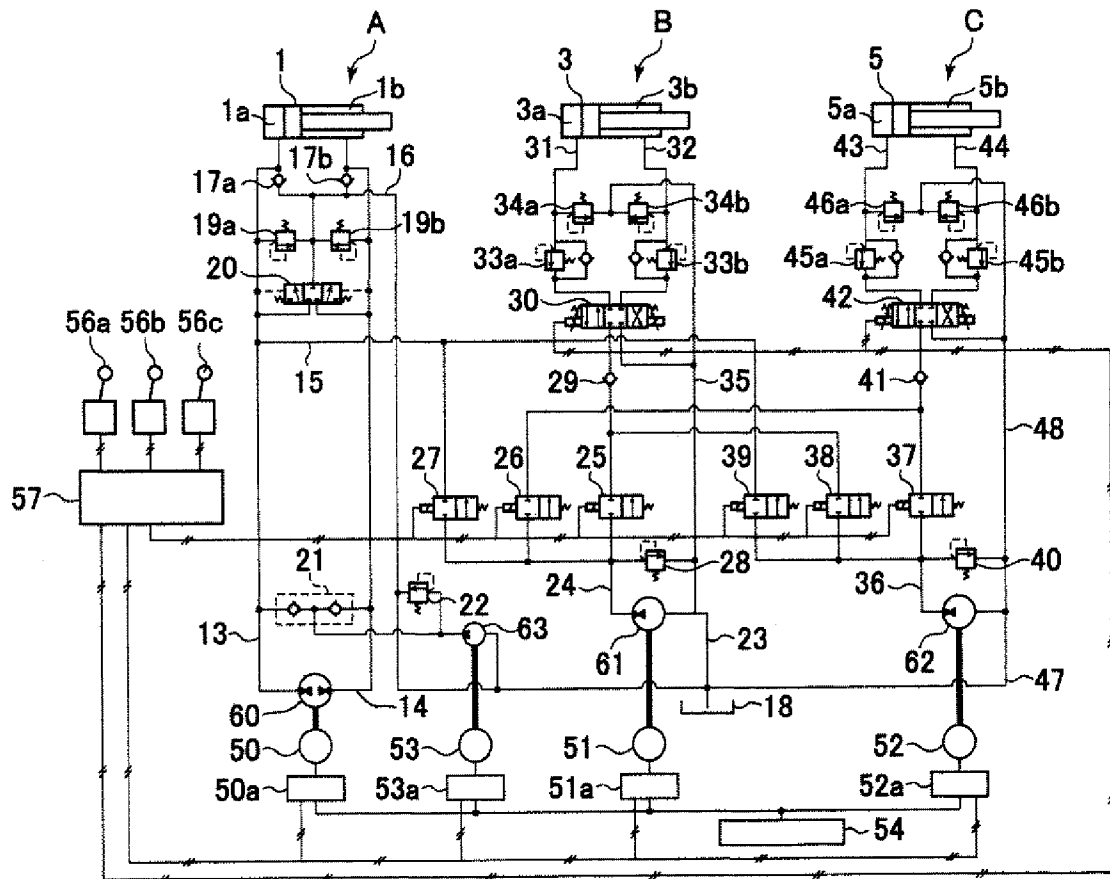
[図3]

		ポンプ			弁										
					切換弁								比例切換弁		
					9, 60	10, 61	11, 62	25	26	27	37	38			39
非動作	0 停止状態				OFF	OFF	OFF	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
	1 ブーム(低速)				ON	OFF	OFF	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
	2 ブーム(高速)				ON	ON	OFF	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
	3 アームクラウド				OFF	ON	OFF	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
複合動作	4 バケットダンプ				OFF	OFF	ON	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
	5 ブーム(低速)/アーム/バケット複合				ON	ON	ON	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断
複合動作	6 ブーム(高速)/アーム/バケット複合				ON	ON	ON	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断	遮断

[図4]



[図5]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/068267

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/17(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F15B11/02, E02F9/22, F15B11/17

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2002-54602 A (Sumitomo Construction Machinery Manufacturing Co., Ltd.), 20 February 2002 (20.02.2002), paragraphs [0037] to [0073]; fig. 1 (Family: none)	1-2, 5 3-4
X A	JP 58-102806 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 18 June 1983 (18.06.1983), page 2, lower right column, line 1 to page 4, upper left column, line 14; fig. 2 (Family: none)	1-2 3-4
A	JP 57-133941 A (Komatsu Ltd.), 18 August 1982 (18.08.1982), entire text; all drawings (Family: none)	1-3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
05 September, 2013 (05.09.13)

Date of mailing of the international search report
17 September, 2013 (17.09.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/068267

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2005-76781 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 24 March 2005 (24.03.2005), paragraphs [0024] to [0051]; fig. 1 & WO 2005/024246 A1	1-3
A	JP 11-141504 A (Daikin Industries, Ltd.), 25 May 1999 (25.05.1999), paragraphs [0035] to [0043]; fig. 1 (Family: none)	1-3
A	JP 2004-190845 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 08 July 2004 (08.07.2004), entire text; all drawings & WO 2004/055386 A1	1-4

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F15B11/02 (2006.01)i, E02F9/22 (2006.01)i, F15B11/17 (2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F15B11/02, E02F9/22, F15B11/17

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	JP 2002-54602 A（住友建機製造株式会社）2002.02.20, [0037]-[0073], 図1（ファミリーなし）	1-2, 5 3-4
X A	JP 58-102806 A（日立建機株式会社）1983.06.18, 第2頁右下欄第1 行-第4頁左上欄第14行, 図2（ファミリーなし）	1-2 3-4
A	JP 57-133941 A（株式会社小松製作所）1982.08.18, 全文, 全図（フ ァミリーなし）	1-3

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 5 . 0 9 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 7 . 0 9 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

吉田 昌弘

30

4646

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2005-76781 A (新キャタピラー三菱株式会社) 2005. 03. 24, [0024]-[0051], 図 1 & WO 2005/024246 A1	1-3
A	JP 11-141504 A (ダイキン工業株式会社) 1999. 05. 25, [0035]-[0043], 図 1 (ファミリーなし)	1-3
A	JP 2004-190845 A (新キャタピラー三菱株式会社) 2004. 07. 08, 全 文, 全図 & WO 2004/055386 A1	1-4