

(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
2016年12月8日(08.12.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/194417 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/08 (2006.01) F16K 11/07 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/055723
- (22) 国際出願日: 2016年2月25日(25.02.2016)
- (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 2015-112851 2015年6月3日(03.06.2015) 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); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 齋藤 哲平(SAITOH Teppei); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 平工 賢二(HIRAKU Kenji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 秋山 悠基(AKIYAMA Yuki); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 高橋宏政(TAKAHASHI Hiromasa); 〒3000013 茨城県土

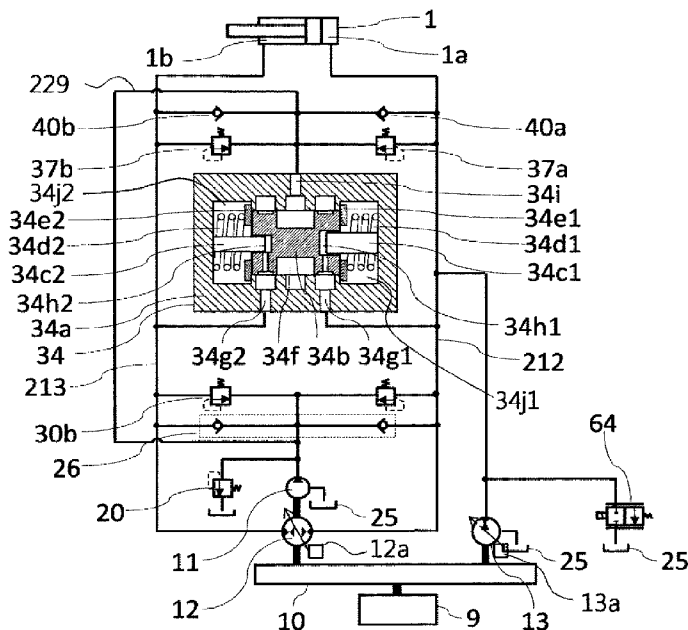
浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).

- (74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所(KAICHI IP); 〒1030022 東京都中央区日本橋室町四丁目3番16号 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, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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, SA, 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, ST, 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 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: WORKING MACHINE

(54) 発明の名称: 作業機械



(57) Abstract: Provided is a working machine having a closed circuit system provided with a flushing valve which provides good operational characteristics even when the direction of a load on a single-rod cylinder is reversed, which is compact, and which accommodates a high flow rate. A flushing valve is provided with: a valve body; a spool making it possible to select, depending on the position of the spool within the valve body, whether to connect a first flow passage and a third flow passage, to connect a second flow passage and the third flow passage, or to block the connection between the first flow passage, the second flow passage, and the third flow passage; a first liquid chamber provided within the valve body and allowing hydraulic oil from the first flow passage to flow therein; a first piston for pressurizing the hydraulic oil, which has flowed into the first liquid chamber, and moving, by means of hydraulic pressure within the first liquid chamber, the spool to the position where the second flow passage and the third flow passage are connected; a second liquid chamber provided within the valve body and allowing hydraulic oil from the second flow passage to flow therein; and a second piston for pressurizing the hydraulic oil, which has flowed into the second liquid chamber, and moving, by means of hydraulic pressure within the second liquid chamber, the spool to the position where the first flow

passage and the third flow passage are connected.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/194417 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

閉回路システムにおいて、片ロッドシリンダにかかる負荷が反転する時でも良好な操作性を実現し、小型で大流量に対応したフラッシング弁を備えた作業機械を提供する。フラッシング弁は、弁本体と、弁本体の内部の配置された位置によって、第 1 流路と第 3 流路を接続するか、第 2 流路と第 3 流路を接続するか、第 1 流路と第 2 流路と第 3 流路の間を遮断するかを選択可能とするスプールと、弁本体の内部に設けられ第 1 流路からの作動油が流入する第 1 液室と、第 1 液室に流入した作動油を押圧し、第 1 液室の油圧によりスプールを第 2 流路と第 3 流路が接続する位置に移動させる第 1 ピストンと、弁本体内部に設けられ第 2 流路からの作動油が流入する第 2 液室と、第 2 液室に流入した作動油を押圧し、第 2 液室の油圧によりスプールを第 1 流路と第 3 流路が接続する位置に移動させる第 2 ピストンとを備えた。

明 細 書

発明の名称： 作業機械

技術分野

[0001] 本発明は、作業機械に係り、更に詳しくは油圧ショベルなどの油圧駆動制御装置を備えた作業機械に関する。

背景技術

[0002] 近年、油圧ショベルなどの作業機械において、油圧シリンダなどの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燃料消費率を低減する為に、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、油圧アクチュエータで仕事を行った作動油をタンクに戻さず油圧ポンプへ戻すように接続した油圧回路（以下、閉回路という）の開発が進められている。

[0003] 本技術分野の背景技術として、特開昭59-208205号公報(特許文献1)がある。この公報には、油圧閉回路内の余剰流量を排出するフラッシング弁において、接続先を選択するスプールを駆動させる力を発生させるための、片ロッドシリンダのロッド側の流路に接続された第1受圧部とヘッド側の流路に接続された第2受圧部を備え、第2受圧部の受圧面積を第1受圧部の面積より大きく設定したものが記載されている。

[0004] このようなフラッシング弁を備えることにより、片ロッドシリンダ内の圧力バランスが瞬間的に変動する場合でもフラッシング弁の切り換わりが安定化し、片ロッドシリンダを滑らかに駆動させることができる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開昭59-208205号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 一般に、フラッシング弁は、油圧閉回路の応答性を上げるため、アクチュ

エータの負荷方向が反転する時、特に無負荷状態になると、全てのポートの接続を遮断する。片ロッドシリンダが無負荷状態では、ヘッド室受圧部の面積がロッド室受圧部の面積より大きいため、ヘッド室圧よりロッド室圧が高くなる。

[0007] 特許文献1には、フラッシング弁の第1受圧部と第2受圧部の面積比を、片ロッドシリンダのヘッド室受圧部とロッド室受圧部の面積比と同じになるように形成したフラッシング弁が示されている。この場合、片ロッドシリンダのロッド室圧とヘッド室圧が釣り合っている状態において、フラッシング弁のスプールに第1受圧部からかかる力と第2受圧部からかかる力とが釣り合う。また、このときに、全てのポートの接続を遮断する位置にスプールを維持するためのばねが備えられている。

[0008] なお、フラッシング弁の第1受圧部と第2受圧部の面積比と、片ロッドシリンダのヘッド室受圧部とロッド室受圧部の面積比に誤差がある場合には、片ロッドシリンダが無負荷状態において、フラッシング弁のスプールを駆動させる力が発生する。このとき、フラッシング弁の全ポートを遮断する位置にスプールを保つためには、面積比の誤差により生じる力を、ばねをセットする際に与えるプリロードで抑制する必要がある。

[0009] ところで、作業機械である油圧ショベルは、ロッド室とヘッド室の受圧面積比が異なる複数種類の片ロッドシリンダを搭載している。このため、特許文献1に記載されたフラッシング弁を油圧ショベルに適用すると、複数種類の片ロッドシリンダ毎にフラッシング弁を用意する必要があるので、部品が共通化できずコストが上昇するという問題がある。

[0010] また、フラッシング弁を通過する圧油流量を増加するためには、スプールの直径を大きくする必要があるが、これに伴い第1受圧部と第2受圧部の面積も拡大する。第1受圧部と第2受圧部の面積が拡大すると、片ロッドシリンダの無負荷状態における面積比の誤差により生じる力も大きくなるので、上述したばねのプリロードも大きくする必要があるが生じる。

[0011] フラッシング弁の応答性を上げるために、フラッシング弁のばねのばね定

数は低くする必要がある。このため、所定のばね定数を維持して、プリロードを増大するには、ばねの大型化が必要になり、これに伴いフラッシング弁全体が大型化してしまうという問題がある。

[0012] 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、油圧ポンプにより油圧アクチュエータを駆動する閉回路システムにおいて、片ロッドシリンダにかかる負荷が反転する時でも良好な操作性を実現し、小型で大流量に対応したフラッシング弁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

[0013] 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一の油圧ポンプと、前記作動油により駆動され、作業装置を駆動する片ロッド油圧シリンダと、前記一の油圧ポンプと前記片ロッド油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油圧閉回路と、前記作動油を吐出する他の油圧ポンプと、前記他の油圧ポンプの吐出流路に接続されるリリーフ弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室に接続される第1流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第1流路に前記作動油を供給可能に接続された第1チェック弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのロッド側油室に接続される第2流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第2流路に前記作動油を供給可能に接続された第2チェック弁と、前記リリーフ弁を介してタンクに接続される第3流路と、フラッシング弁とを備えた作業機械において、前記フラッシング弁は、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路とに接続された弁本体と、前記弁本体の内部の配置された位置によって、前記第1流路と前記第3流路を接続するか、前記第2流路と前記第3流路を接続するか、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路の間を遮断するかを選択可能とするスプールと、前記弁本体の内部に設けられ前記第1流路からの前記作動油が流入する第1液室と、前記第1液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第1液室の

油圧により前記スプールを前記第 2 流路と前記第 3 流路が接続する位置に移動させる第 1 ピストンと、前記弁本体の内部に設けられ前記第 2 流路からの前記作動油が流入する第 2 液室と、前記第 2 液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第 2 液室の油圧により前記スプールを前記第 1 流路と前記第 3 流路が接続する位置に移動させる第 2 ピストンとを備えたことを特徴とする。

発明の効果

[0014] 本発明によれば、フラッシング弁の接続状態と流量を制御するスプールと、スプールを押圧する 2 本のピストンとを設けたので、小型で大流量に対応可能なフラッシング弁を備えた作業機械を提供できる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態である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第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

[図3A]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的特性を説明する特性図である。

[図3B]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的な領域を説明する特性図である。

[図3C]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

[図3D]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の他の例を説明する特性図である。

[図3E]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

[図3F]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

[図4A]本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の一例を説明する断面図である。

[図4B]本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の他の例を説明する断面図である。

[図5]本発明の作業機械の第2の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

発明を実施するための形態

[0016] 以下本発明の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

[0017] 図1は本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルを示す側面図、図2は本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

[0018] 本実施の形態は、油圧ショベル100の持つ油圧駆動制御装置内において、各油圧片ロッドシリンダに対して、第1のポンプを閉回路状に接続し、第2のポンプを吐出側が閉回路の流路に、吸入側がタンクになるよう開回路状に接続する。1つの油圧片ロッドシリンダで、閉回路の第1のポンプと開回路の第2のポンプを専有する構成にすることで、他のアクチュエータの圧力の変動に影響を受けず油圧片ロッドシリンダへ流入する流量を適切に制御することが可能となる。この結果、良好な操作性を確保した作業機械が得られる。

[0019] 図1において、油圧ショベル100は、クローラ式の走行装置8を備えた下部走行体101と、下部走行体101の上に旋回装置7を介して旋回可能に設けた上部旋回体102とを備えている。上部旋回体102にはオペレータが搭乗するキャブ103が配置されている。また、上部旋回体102の前側には、フロント作業装置104の基端部が回動可能に取付けられている。

[0020] フロント作業装置104は、ブーム2、アーム4、バケット6を有する多関節構造であり、ブーム2は油圧片ロッドシリンダからなるブームシリンダ1の伸縮により上部旋回体102に対して上下方向に回動し、アーム4は油圧片ロッドシリンダからなるアームシリンダ3の伸縮によりブーム2に対して上下及び前後方向に回動し、バケット6は油圧片ロッドシリンダからなる

バケットシリンダ５の伸縮によりアーム４に対して上下及び前後方向に回転する。

[0021] 本実施の形態においては、１つの油圧片ロッドシリンダに対して、閉回路ポンプ１台と開回路ポンプ１台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際には、閉回路ポンプと開回路ポンプ、および比例弁を組み合わせることで流量制御を行うことを特徴とする。

[0022] 次に、図２に示す油圧回路における油圧駆動制御装置のシステム構成を説明する。

図２において、動力源であるエンジン９の駆動軸は、動力を配分する動力伝達装置１０に接続されている。動力伝達装置１０には、一の油圧ポンプである第１の油圧ポンプ１２と第２の油圧ポンプ１３と他の油圧ポンプであるチャージポンプ１１とが接続されている。

[0023] 第１の油圧ポンプ１２と第２の油圧ポンプ１３は、流量調整手段である一対の入出力ポートを持つ両傾転斜板機構と、両傾転斜板の傾転角を調整するレギュレータとを各々備えている。第１の油圧ポンプ１２と第２の油圧ポンプ１３とは、両傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる。また、圧油の供給を受けると油圧モータとしても機能する。チャージポンプ１１は、タンク２５から油圧回路に圧油を補充する。

[0024] 第１の油圧ポンプ１２の一対の入出力ポートには、第１流路である流路２１２と、第２流路である流路２１３が接続されている。第１の油圧ポンプ１２は、流路２１２、２１３をそれぞれ介してブームシリンダ１に接続されることにより閉回路を構成する。

[0025] 第２の油圧ポンプ１３の一対の入出力ポートの一方側は、流路２１２に接続されている。第２の油圧ポンプ１３の一対の入出力ポートの他方側は、タンク２５と連通する流路に接続されている。

[0026] チャージポンプ１１の吐出口に接続された第３流路である流路２２９には、チャージ用リリーフ弁２０とチャージ用チェック弁２６、４０ａ、４０ｂ

が設けられている。チャージポンプ 11 の吸込口は、タンク 25 と連通する流路に接続されている。

[0027] チャージ用リリーフ弁 20 は、チャージ用チェック弁 26、40 a、40 b のチャージ圧力を調整する。チャージ用チェック弁 26 は、流路 212、213 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力下回った場合、流路 212、213 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 40 a、40 b は、流路 212、213 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 212、213 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

[0028] 流路 212 と流路 213 とに設けられたリリーフ弁 30 a、30 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をチャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がして油圧回路を保護する。また、流路 212 と流路 213 とに設けられたリリーフ弁 37 a、37 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をチャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がして油圧回路を保護する。

[0029] 第 1 流路である流路 212 は、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a に接続されている。第 2 流路である流路 213 は、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b に接続されている。ブームシリンダ 1 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ 1 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。また、流路 212 と 213 の間に設けられたフラッシング弁 34 は、流路内の余剰油をチャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に排出する。

[0030] 次にフラッシング弁 34 の構造を説明する。

フラッシング弁 34 は、第 1 流路である流路 212 からの圧油が供給される第 1 のポート 34 g 1 と、第 2 流路である流路 213 からの圧油が供給される第 2 のポート 34 g 2 と、タンク 25 と連通する第 3 流路である流路 229 に接続される第 3 のポート 34 i と、これらのポートを形成した弁本体 34 a とを備えている。

[0031] また、弁本体 34 a には、スプール穴 34 f が形成され、このスプール穴 34 f にスプール 34 b が挿入されている。スプール穴 34 f の周囲には、流路 229 につながる第 3 のポート 34 i が形成されると共に、これを中央に挟んで図示右側に、流路 212 につながる第 1 のポート 34 g 1 が形成され、図示左側に、流路 213 につながる第 2 のポート 34 g 2 が形成されている。スプール穴 34 f の両側にはスプール穴 34 f より径大の第 1 ばね室 34 j 1、第 2 ばね室 34 j 2 が設けられていて、第 1 及び第 2 ばね室 34 j 1、34 j 2 には、スプール 34 b を押圧する第 1 ばね 34 d 1、第 2 ばね 34 d 2 と第 1 ばね座 34 e 1、第 2 ばね座 34 e 2 と、第 1 のピストン 34 c 1 と、第 2 のピストン 34 c 2 とが配置されている。

[0032] スプール 34 b は、左右の第 1 及び第 2 のポート 34 g 1、34 g 2 の部分に大径部を有し、第 3 のポート 34 i の部分は小径になっている。スプール 34 b の右端面には、第 1 のピストン 34 c 1 が摺動自在に嵌合する第 1 凹部が形成され、スプール 34 b の左端面には、第 2 のピストン 34 c 2 が摺動自在に嵌合する第 2 凹部が形成されている。第 1 のピストン 34 c 1 と第 1 凹部との間に第 1 の油室 34 h 1 が形成され、第 2 のピストン 34 c 2 と第 2 凹部との間に第 2 の油室 34 h 2 が形成されている。第 1 の油室 34 h 1 は第 1 のポート 34 g 1 と連通していて、流路 212 からの圧油が流入する。第 2 の油室 34 h 2 は第 2 のポート 34 g 2 と連通していて、流路 213 からの圧油が流入する。

[0033] フラッシング弁 34 b の第 1 ばね 34 d 1、第 2 ばね 34 d 2 と第 1 ばね座 34 e 1、第 2 ばね座 34 e 2 は、図 2 に示すように、スプール 34 b を左右から押圧し、第 1 のポート 34 g 1 と第 2 のポート 34 g 2 と第 3 のポート 34 i とが遮断した状態となる中間位置に保つ機能を有する。

[0034] また、フラッシング弁 34 b の第 1 ピストン 34 c 1 は、第 1 のポート 34 g 1 に連通した第 1 の油室 34 h 1 の油圧により第 2 のポート 34 g 2 と第 3 のポート 34 i が連通するようにスプール 34 b を押圧するものである。同様に、第 2 のピストン 34 c 2 は、第 2 のポート 34 g 2 に連通した第

2の油室34h2の油圧により第1のポート34g1と第3のポート34iが連通するようにスプール34bを押圧するものである。

[0035] フラッシング弁34は、第1のポート34g1と第2のポート34g2のうち、圧力が低い側を第3のポート34iに接続する低圧選択弁の機能を持たせる必要がある。ここで、図2に示す1つの油圧片ロッドシリンダに対して、閉回路ポンプ1台と開回路ポンプ1台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際に、閉回路ポンプと開回路ポンプ、および比例弁を組み合わせる流量制御を行う油圧システムにおける、フラッシング弁の理想的な特性について図3Aを用いて説明する。

[0036] 図3Aは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的特性を説明する特性図である。図3Aは、横軸にブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力であるヘッド圧 P_h を示し、縦軸にロッド側油室1bの圧力であるロッド圧 P_r を示し、各圧力の組合せにおけるフラッシング弁34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iの接続状態を示すものである。

[0037] 図2に示す油圧回路においては、図3Aに示すように、ヘッド圧 P_h とロッド圧 P_r のうち、低圧側の圧力は、チャージ用リリーフ弁20で調整されたチャージ圧力 P_{ch} と等しくなるため、理想的には領域A、B、Cで示す線上の圧力組合せ条件のみを検討すればよい。図3Aにおいて、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力 P_h とロッド側油室1bの圧力 P_r がいずれもチャージ圧力 P_{ch} と等しくなる点を点bとする。また、ブームシリンダ1が釣合状態となる点を点aとする。点aよりロッド圧 P_r が大きくなる範囲を領域Aとし、点aと点bの間の範囲を領域Bとする。また、点bよりヘッド圧 P_h が大きくなる範囲を領域Cとする。点aでは、ブームシリンダ1に働く外力が0となるため、ロッド側油室1bから働く力 F_r とヘッド側油室1aから働く力 F_h とが釣り合う。この時、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの受圧面積 A_r と、ヘッド側油室1aの受圧面積 A_h の関係から、ロッド圧 P_r とヘッド圧 P_h の関係は、次の式(1)～(3)で算出でき

る。

$$F_r = F_h \quad \dots \dots (1)$$

$$P_r \times A_r = P_h \times A_h \quad \dots \dots (2)$$

$$P_r = A_h / A_r \times P_h \quad \dots \dots (3)$$

[0038] ロッド側油室1bの受圧面積 A_r より、ヘッド側油室1aの受圧面積 A_h のほうが大きいため、上記の関係から、ブームシリンダ1が釣合状態になる場合は、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h より高くなることが分かる。また、低圧側は、常にチャージ圧 P_{ch} になるため、点aにおけるヘッド圧 P_h と、ロッド圧 P_r は、次の式(4)、(5)で算出できる。

$$P_h = P_{ch} \quad \dots \dots (4)$$

$$P_r = A_h / A_r \times P_{ch} \quad \dots \dots (5)$$

[0039] 図3Aに示す領域Bにおいては、スプール34bを中立位置に配置して、第1のポート34g1と、第2のポート34g2、および第3のポート34iを遮断した状態にする必要がある。

[0040] 領域Bは、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h よりも高いため、図2に示す油圧回路において、フラッシング弁34に通常の低圧選択弁の機能のみを持たせると、第1のポート34g1と第3のポート34iとが連通する。この状態からブームシリンダ1を伸長させようとする、閉回路ポンプ12と、開回路ポンプ13から吐出した圧油が流路212、第1のポート34g1、第3のポート34iを介してチャージ用リリーフ弁20からタンク25へ流出してしまうので、ブームシリンダ1が駆動しなくなる。しかし、領域Bにおいて、フラッシング弁34の第1のポート34g1と第2のポート34g2と第3のポート34iを遮断した状態に保てば、ブームシリンダ1の釣合状態から、ブームシリンダ1を伸長させようとするときに、閉回路ポンプ12と開回路ポンプ13から吐出した圧油が流路212を介してブームシリンダ1のヘッド側油室1aに流入するので、ブームシリンダ1は伸長駆動する。

[0041] 図3Aの点aよりロッド圧 P_r が大きくなる領域Aにおいて、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h より高くなるため、フラッシング弁34は、図2に示す第

2液室34h2の油圧によりスプール34bを右側に移動させて、第1のポート34g1と第3のポート34iを連通させなければならない。また、点bよりヘッド圧 P_h が大きくなる領域Cにおいて、ヘッド圧 P_h がロッド圧 P_r より高くなるため、図2に示す第1液室34h1の油圧によりスプール34bを左側に移動させて、フラッシング弁34は、第2のポート34g2と第3のポート34iを連通させなければならない。

[0042] 実際のフラッシング弁34では、チャージポンプ11の流量不足や、チャージ用リリーフ弁20の応答遅れにより、低圧側の圧力がチャージ圧 P_{ch} から変動する場合がある。このため、領域A、B、Cは、線上のみならず、図3Bに示す通り全領域で検討する必要がある。図3Bは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的な領域を説明する特性図である。

[0043] 次に、図3Bに示す理想的な領域A、B、Cを実現するための第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の直径の比率と、第1のばね34d1、第2のばね34d2のセット荷重の決定方法について図3Cと図3Dを用いて説明する。図3Cは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図、図3Dは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の他の例を説明する特性図である。

[0044] まず、第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の受圧面積が同一の場合について説明する。第1のばね34d1と第2のばね34d2のセット荷重が0の場合、図3Cに示すように、フラッシング弁34の第3のポート34iが、第1のポート34g1に接続されるか、第2のポート34g2に接続されるかの境界特性線は、点bを通る一点鎖線で示す直線cになる。ここで、第1のばね34d1と第2のばね34d2のセット荷重 F_{pre} を以下の式(6)で算出した値に設定する。

$$F_{pre} = (A_h / A_r - 1) \times P_{ch} \times A_p \quad \dots \dots (6)$$

[0045] A_p は第1のピストン34c1および第2のピストン34c2の断面積で

ある。これは、換言すると、ばねの設定荷重 F_{pre} を、片ロッドシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h をロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r で除算した値から 1 を減算した値に、第 1 液室 34 h 1 にリリーフ弁 20 のリリーフ設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 1 のピストン 34 c 1 に発生する荷重 ($P_{ch} \times A_p$) を乗算して算出した値としている。

[0046] 第 1 のばね 34 d 1 と第 2 のばね 34 d 2 にセット荷重 F_{pre} を与えることにより、直線 c' および直線 c'' で囲われた領域 B' が形成出来る。

[0047] 点 a を通過する直線 c' の特性は式 (7) で設定され、直線 c'' の特性は式 (8) で設定される。

$$P_r = P_h + F_{pre} / A_p \quad \dots \dots (7)$$

$$P_r = P_h - F_{pre} / A_p \quad \dots \dots (8)$$

[0048] この様に荷重 F_{pre} を決定することにより、直線 c' が点 a を通過することになり、点 a と点 b の間を、フラッシング弁 34 の第 1 のポート 34 g 1 と、第 2 のポート 34 g 2、および第 3 のポート 34 i が遮断した領域 B' とすることができる。また、直線 c' よりロッド圧 P_r が高い領域 A' において、フラッシング弁 34 は、図 2 に示す第 2 液室 34 h 2 の油圧によりスプール 34 b を右側に移動させて、第 1 のポート 34 g 1 と第 3 のポート 34 i を連通させる。また、直線 c'' よりヘッド圧 P_h が高い領域 C' において、フラッシング弁 34 は、図 2 に示す第 1 液室 34 h 1 の油圧によりスプール 34 b を左側に移動させて、第 2 のポート 34 g 2 と第 3 のポート 34 i を連通させる。

[0049] また、図 3 D に示すように、第 1 のばね 34 d 1 と第 2 のばね 34 d 2 のセット荷重を独立して設定できる場合には、第 1 のばね 34 d 1 にのみセット荷重 F_{pre} を与えても、直線 c' が点 a を通過することができる。このことにより、点 a と点 b の間を、フラッシング弁 34 の第 1 のポート 34 g 1、第 2 のポート 34 g 2、および第 3 のポート 34 i が遮断した領域 B' とすることができる。

[0050] 次に、第 1 のピストン 34 c 1 と第 2 のピストン 34 c 2 の面積比が、ブ

ームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h と、ロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r の面積比と等しい場合について図 3 E と図 3 F を用いて説明する。図 3 E は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図、図 3 F は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

[0051] 第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重が 0 の場合、図 3 E に示すように、フラッシング弁 3 4 の第 3 のポート 3 4 i が、第 1 のポート 3 4 g 1 に接続されるか、第 2 のポート 3 4 g 2 に接続されるかの境界特性線は、点 a を通る二点鎖線で示す直線 d になる。直線 d の特性は式 (9) で設定される。

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h \quad \dots \dots (9)$$

[0052] A_{ph} は第 1 のピストン 3 4 c 1 の断面積であり、 A_{pr} は第 2 のピストン 3 4 c 2 の断面積である。ここで、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重 F_{pre} を以下の式 (10) で算出した値に設定する。

$$F_{pre} = (A_{ph} / A_{pr} - 1) \times P_{ch} \times A_{pr}$$

$$\therefore F_{pre} = (A_{ph} - A_{pr}) \times P_{ch} \quad \dots \dots (10)$$

[0053] これは、換言すると、ばねの設定荷重 F_{pre} を、第 1 液室 3 4 h 1 にリリーフ弁 2 0 のリリーフ設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 1 ピストン 3 4 c 1 に発生する第 1 の荷重 ($A_{ph} \times P_{ch}$) から、第 2 液室 3 4 h 2 にリリーフ弁 2 0 のリリーフ設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 2 ピストン 3 4 c 2 に発生する第 2 の荷重 ($A_{pr} \times P_{ch}$) を減算して算出した値としている。

[0054] このように、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 にセット荷重 F_{pre} を付与することにより、図 3 E に示す直線 d' と直線 d' ' で囲われた領域 B' ' が形成出来る。

[0055] 直線 d' の特性は式 (11) で設定され、点 b を通過する直線 d' ' の特性は式 (12) で設定される。

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h + F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots (11)$$

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h - F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots (12)$$

[0056] 図3Fに示すように、第1のばね34d1と第2のばね34d2のセット荷重を独立して設定できる場合には、第2のばね34d2にのみセット荷重 F_{pre} を与えても、直線 d'' が点bを通過することができる。このことにより、点aと点bの間を、フラッシング弁34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iが遮断した領域 B'' とすることができる。

[0057] 図3Cに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の受圧面積が同一の場合は、図3Eに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の面積比が、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積 A_h と、ロッド側油室1bの受圧面積 A_r の面積比と等しい場合と比較して、領域 B' が広く形成される。領域 B' は、フラッシング弁34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iが遮断した状態となる領域であるため、ヘッド圧 P_h とロッド圧 P_r の高低関係が反転する際に、圧力が高い側のポートが第3のポート34iに接続するリスクが低くなり、動作が安定しやすいというメリットがある。

[0058] 逆に、図3Eに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の面積比が、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積 A_h と、ロッド側油室1bの受圧面積 A_r の面積比と等しい場合は、図3Cに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の受圧面積が同一の場合と比較して、領域 C'' が広く形成される。領域 C'' は、図2に示す第1液室34h1の油圧によりスプール34bを左側に移動させて、フラッシング弁34の第2のポート34g2と第3のポート34iを連通させる領域である。

[0059] 特に油圧ショベル100が仕事を行う時のシリンダ伸長動作時において、ヘッド圧 P_h が高くなると、領域 C'' が広く形成されているため、ロッド圧 P_r が第3のポート34iと連通し、ロッド圧 P_r を下げる。このことにより、必要以上にヘッド圧 P_h が上がらなくなり、閉回路ポンプ12と開回

路ポンプ 13 にかかる負荷が抑制され、燃費が向上しやすいというメリットがある。

[0060] 次に、本発明の作業機械の第 1 の実施の形態の動作について図 4 A と図 4 B を用いて説明する。図 4 A は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の一例を説明する断面図、図 4 B は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の他の例を説明する断面図である。図 4 A 及び図 4 B において、図 1 乃至図 3 F 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。

[0061] 図 2 に示す油圧回路において、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の圧力 P_h は、流路 212 とフラッシング弁 34 の第 1 のポート 34 g1 を介して、第 1 の油室 34 h1 に印加する。第 1 の油室 34 h1 に働く圧力 P_h が、第 1 のピストン 34 c1 の受圧面積 A_{ph} に作用することでスプール 34 b を左側に押す力 F_n が発生する。また、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b の圧力 P_r は、流路 213 とフラッシング弁 34 の第 2 のポート 34 g2 を介して、第 2 の油室 34 h2 に印加する。第 2 の油室 34 h2 に働く圧力 P_r が、第 2 のピストン 34 c2 の受圧面積 A_{pr} に作用することでスプール 34 b を右側に押す力 F_m が発生する。

[0062] 図 4 A は、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の圧力であるヘッド圧 P_h とロッド側油室 1 b の圧力であるロッド圧 P_r を比較したときに、ロッド圧 P_r が十分に高く、スプール 34 b が右方向に移動し、フラッシング弁 34 が流路 212 とチャージ用リリーフ弁 20 を連通させた状態を示す。ヘッド圧 P_h よりロッド圧 P_r が高い場合に、第 1 のピストン 34 c1 が発生させる力 F_n と第 2 のピストン 34 c2 が発生させる力 F_m との関係は、以下の式 (13) ~ (15) のようになる。

$$P_h \ll P_r \quad \dots \dots (13)$$

$$P_h \times A_{ph} < P_r \times A_{pr} \quad \dots \dots (14)$$

$$F_n < F_m \quad \dots \dots (15)$$

[0063] 第 1 のピストン 34 c1 が発生させる力 F_n より、第 2 のピストン 34 c

2が発生させる力 F_m の方が大きいため、スプール34bは右側に押圧される。このことにより、図4Aに示すように、第1のポート34g1と第3のポート34iが連通する。

[0064] 図4Bは、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力であるヘッド圧 P_h とロッド側油室1bの圧力であるロッド圧 P_r を比較したときに、ヘッド圧 P_h が十分に高く、スプール34bが左方向に移動し、フラッシング弁34が流路213とチャージ用リリーフ弁20を連通させた状態を示す。ヘッド圧 P_h がロッド圧 P_r より高い場合に、第1のピストン34c1が発生させる力 F_n と第2のピストン34c2が発生させる力 F_m との関係は、以下の式(16)～(18)のようになる。

$$P_h \gg P_r \quad \dots\dots (16)$$

$$P_h \times A_{ph} > P_r \times A_{pr} \quad \dots\dots (17)$$

$$F_n > F_m \quad \dots\dots (18)$$

[0065] 第1のピストン34c1が発生させる力 F_n が、第2のピストン34c2が発生させる力 F_m より大きいため、スプール34bは左側に押圧される。このことにより、図4Bに示すように、第2のポート34g2と第3のポート34iが連通する。

[0066] 本実施の形態においては、フラッシング弁34を通過する圧油の流量を制御するスプール34bの位置を、スプール34bの左右の両端から第1のピストン34c1と第2のピストン34c2で制御する構造としている。このため、例えば、フラッシング弁34の通過流量を大流量化する場合には、スプール34bの大きさを相似形を保ったまま大型化すればよく、第1のピストン34c1、第2のピストン34c2を変更する必要がない。

[0067] 特にプリロードを設定する場合には、従来構造では、大流量化に伴って受圧部が大型化するため、プリロードを大きくする必要が生じ、第1のばね34d1と第2のばね34d2を大型化しなければならなかった。本実施の形態においては、流量に拠らず第1のピストン34c1、第2のピストン34c2が一定であるため、プリロードも一定でよいので、第1のばね34d1

と第2のばね34d2を大型化する必要がない。このことにより、従来構造のフラッシング弁34よりバルブ本体を小型化できる。

[0068] 上述した本発明の作業機械の第1の実施の形態によれば、フラッシング弁34の接続状態と流量を制御するスプール34bと、スプール34bを押圧する2本のピストン34c1, 34c2とを設けたので、小型で大流量に対応可能なフラッシング弁34を備えた作業機械を提供できる。

[0069] なお、本実施の形態においては、第1のばね34d1と第2のばね34d2の2本のばねを設けた場合を例に説明したが、これに限るものではない。ばねを1本、もしくは2本以上使用する構造としても良い。また、ばねの中立位置を保つことができる限りにおいて、設定荷重は式(6)で表される値以上でもよい。

実施例 2

[0070] 以下、本発明の作業機械の第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第2の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。図5において、図1乃至図4B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。本実施の形態においては、3種類の油圧片ロッドシリンダと、3種類の油圧モータに対して、閉回路ポンプ4台と開回路ポンプ4台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際には、1台の閉回路ポンプと1台の開回路ポンプを組み合わせる流量制御を行う。また、各ポンプに切換弁を設けることにより、1つの油圧片ロッドシリンダに対して、複数の閉回路ポンプと複数の開回路ポンプが合流出来る構成となっている。1つの油圧片ロッドシリンダへの合流時は、1台の閉回路ポンプと1台の開回路ポンプを組み合わせる合流するように切換弁を制御するコントローラを備えている。

[0071] 図5に示す油圧回路における油圧駆動制御装置のシステム構成を説明する。

図5において、動力源であるエンジン9の駆動軸は、動力を配分する動力伝達装置10に接続されている。動力伝達装置10には、第1の油圧ポンプ

１２と第２の油圧ポンプ１３と第３の油圧ポンプ１４と第４の油圧ポンプ１５と第５の油圧ポンプ１６と第６の油圧ポンプ１７と第７の油圧ポンプ１８と第８の油圧ポンプ１９とチャージポンプ１１とが接続されている。

[0072] 第１の油圧ポンプ１２と第３の油圧ポンプ１４は、動力伝達装置１０と駆動軸６９を介して接続され、第５の油圧ポンプ１６と第７の油圧ポンプ１８は、動力伝達装置１０と駆動軸６８を介して接続されている。

[0073] また、第２の油圧ポンプ１３と第４の油圧ポンプ１５は、動力伝達装置１０と駆動軸７１を介して接続され、第６の油圧ポンプ１７と第８の油圧ポンプ１９は、動力伝達装置１０と駆動軸７２を介して接続され、チャージポンプ１１は、動力伝達装置１０と駆動軸７０を介して接続されている。

[0074] 第１の油圧ポンプ１２、第２の油圧ポンプ１３、第３の油圧ポンプ１４、第４の油圧ポンプ１５、第５の油圧ポンプ１６、第６の油圧ポンプ１７、第７の油圧ポンプ１８、および第８の油圧ポンプ１９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１２ａ、１３ａ、１４ａ、１５ａ、１６ａ、１７ａ、１８ａ、および１９ａを備えている。

[0075] レギュレータ１２ａ乃至１９ａは、コントローラ５７からの信号により、第１乃至８油圧ポンプ１２～１９の両傾転斜板の傾転角を調整する。第１乃至８油圧ポンプ１２～１９は、各両傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる構成となっている。

[0076] チャージポンプ１１は、流路２２９に圧油を補充する。第１乃至８油圧ポンプ１２～１９は、圧油の供給を受けることにより、油圧モータとしても機能できる。

[0077] 第１の油圧ポンプ１２は、一対の入出力ポートに流路２００、２０１が接続され、流路２００、２０１には、切換弁４３ａ、４３ｂ、４３ｃ、および４３ｄが接続されている。切換弁４３ａ、４３ｂ、４３ｃ、および４３ｄは、コントローラ５７からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換

弁43a、43b、43c、および43dは、コントローラ57からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁43a、43b、43c、および43dが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0078] 切換弁43aは、流路212、213をそれぞれ介してブームシリンダ1に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁43aが導通状態になると、第1の油圧ポンプ12は、流路200、201、切換弁43a、および流路212、213を介して、ブームシリンダ1と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁43bは、流路214、215をそれぞれ介してアームシリンダ3に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁43bが導通状態になると、第1の油圧ポンプ12は、流路200、201、切換弁43b、および流路214、215を介して、アームシリンダ3と接続されることにより閉回路を構成する。

[0079] 切換弁43cは、流路216、217をそれぞれ介してバケットシリンダ5に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁43cが導通状態になると、第1の油圧ポンプ12は、流路200、201、切換弁43c、および流路216、217を介して、バケットシリンダ5と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁43dは、流路218、219をそれぞれ介して旋回装置7に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁43dが導通状態になると、第1の油圧ポンプ12は、流路200、201、切換弁43d、および流路218、219を介して、旋回装置7と接続されることにより閉回路を構成する。

[0080] 第3の油圧ポンプ14は、一对の入出力ポートに流路203、204が接続され、流路203、204には、切換弁45a、45b、45c、および45dが接続されている。切換弁45a、45b、45c、および45dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁45a、45b、45c、および45dは、コントローラ57からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁45a

、４５ｂ、４５ｃ、および４５ｄが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0081] 切換弁４５ａは、流路２１２、２１３をそれぞれ介してブームシリンダ１に接続されている。コントローラ５７からの信号により、切換弁４５ａが導通状態になると、第３の油圧ポンプ１４は、流路２０３、２０４、切換弁４５ａ、および流路２１２、２１３を介して、ブームシリンダ１と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁４５ｂは、流路２１４、２１５をそれぞれ介してアームシリンダ３に接続されている。コントローラ５７からの信号により、切換弁４５ｂが導通状態になると、第３の油圧ポンプ１４は、流路２０３、２０４、切換弁４５ｂ、および流路２１４、２１５を介して、アームシリンダ３と接続されることにより閉回路を構成する。

[0082] 切換弁４５ｃは、流路２１６、２１７をそれぞれ介してバケットシリンダ５に接続されている。コントローラ５７からの信号により、切換弁４５ｃが導通状態になると、第３の油圧ポンプ１４は、流路２０３、２０４、切換弁４５ｃ、および流路２１６、２１７を介して、バケットシリンダ５と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁４５ｄは、流路２１８、２１９をそれぞれ介して旋回装置７に接続されている。コントローラ５７からの信号により、切換弁４５ｄが導通状態になると、第３の油圧ポンプ１４は、流路２０３、２０４、切換弁４５ｄ、および流路２１８、２１９を介して、旋回装置７と接続されることにより閉回路を構成する。

[0083] 第５の油圧ポンプ１６は、一対の入出力ポートに流路２０６、２０７が接続され、流路２０６、２０７には、切換弁４７ａ、４７ｂ、４７ｃ、および４７ｄが接続されている。切換弁４７ａ、４７ｂ、４７ｃ、および４７ｄは、コントローラ５７からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁４７ａ、４７ｂ、４７ｃ、および４７ｄは、コントローラ５７からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ５７は、切換弁４７ａ、４７ｂ、４７ｃ、および４７ｄが、同時に導通状態にならないように制御する。

- [0084] 切換弁47aは、流路212、213をそれぞれ介してboomシリンダ1に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁47aが導通状態になると、第5の油圧ポンプ16は、流路206、207、切換弁47a、および流路212、213を介して、boomシリンダ1と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁47bは、流路214、215をそれぞれ介してarmシリンダ3に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁47bが導通状態になると、第5の油圧ポンプ16は、流路206、207、切換弁47b、および流路214、215を介して、armシリンダ3と接続されることにより閉回路を構成する。
- [0085] 切換弁47cは、流路216、217をそれぞれ介してbucketシリンダ5に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁47cが導通状態になると、第5の油圧ポンプ16は、流路206、207、切換弁47c、および流路216、217を介して、bucketシリンダ5と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁47dは、流路218、219をそれぞれ介してrotation装置7に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁47dが導通状態になると、第5の油圧ポンプ16は、流路206、207、切換弁47d、および流路218、219を介して、rotation装置7と接続されることにより閉回路を構成する。
- [0086] 第7の油圧ポンプ18は、一対の入出力ポートに流路209、210が接続され、流路209、210には、切換弁49a、49b、49c、および49dが接続されている。切換弁49a、49b、49c、および49dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁49a、49b、49c、および49dは、コントローラ57からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁49a、49b、49c、および49dが、同時に導通状態にならないように制御する。
- [0087] 切換弁49aは、流路212、213をそれぞれ介してboomシリンダ1に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁49aが導

通状態になると、第7の油圧ポンプ18は、流路209、210、切換弁49a、および流路212、213を介して、ブームシリンダ1と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁49bは、流路214、215をそれぞれ介してアームシリンダ3に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁49bが導通状態になると、第7の油圧ポンプ18は、流路209、210、切換弁49b、および流路214、215を介して、アームシリンダ3と接続されることにより閉回路を構成する。

[0088] 切換弁49cは、流路216、217をそれぞれ介してバケットシリンダ5に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁49cが導通状態になると、第7の油圧ポンプ18は、流路209、210、切換弁49c、および流路216、217を介して、バケットシリンダ5と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁49dは、流路218、219をそれぞれ介して旋回装置7に接続されている。コントローラ57からの信号により、切換弁49dが導通状態になると、第7の油圧ポンプ18は、流路209、210、切換弁49d、および流路218、219を介して、旋回装置7と接続されることにより閉回路を構成する。

[0089] 第2の油圧ポンプ13は、一对の入出力ポートの一方側に流路202が接続され、流路202には、切換弁44a、44b、44c、44d、およびリリーフ弁21が接続されている。第2の油圧ポンプ13の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25cと連通する流路に接続されている。リリーフ弁21は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25cに逃がし回路を保護する。切換弁44a、44b、44c、および44dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁44a、44b、44c、および44dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁44a、44b、44c、および44dが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0090] 切換弁44aは、流路212を介してブームシリンダ1に接続されている

。切換弁44bは、流路214を介してアームシリンダ3に接続されている。切換弁44cは、流路216を介してバケットシリンダ5に接続されている。切換弁44dは、流路220を介して、比例切換弁54、55に接続されている。

[0091] 第4の油圧ポンプ15は、一对の入出力ポートの一方側に流路205が接続され、流路205には、切換弁46a、46b、46c、46d、およびリリーフ弁22が接続されている。第4の油圧ポンプ15の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25dと連通する流路に接続されている。リリーフ弁22は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25dに逃がし回路を保護する。切換弁46a、46b、46c、および46dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁46a、46b、46c、および46dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁46a、46b、46c、および46dが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0092] 切換弁46aは、流路212を介してブームシリンダ1に接続されている。切換弁46bは、流路214を介してアームシリンダ3に接続されている。切換弁46cは、流路216を介してバケットシリンダ5に接続されている。切換弁46dは、流路220を介して、比例切換弁54、55に接続されている。

[0093] 第6の油圧ポンプ17は、一对の入出力ポートの一方側に流路208が接続され、流路208には、切換弁48a、48b、48c、48d、およびリリーフ弁23が接続されている。第6の油圧ポンプ17の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25eと連通する流路に接続されている。リリーフ弁23は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25eに逃がし回路を保護する。切換弁48a、48b、48c、および48dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁48a、48b、48c、お

よび４８ｄは、遮断状態となる。また、コントローラ５７は、切換弁４８ａ、４８ｂ、４８ｃ、および４８ｄが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0094] 切換弁４８ａは、流路２１２を介してブームシリンダ１に接続されている。切換弁４８ｂは、流路２１４を介してアームシリンダ３に接続されている。切換弁４８ｃは、流路２１６を介してバケットシリンダ５に接続されている。切換弁４８ｄは、流路２２０を介して、比例切換弁５４、５５に接続されている。

[0095] 第８の油圧ポンプ１９は、一对の入出力ポートの一方側に流路２１１が接続され、流路２１１には、切換弁５０ａ、５０ｂ、５０ｃ、５０ｄ、およびリリーフ弁２４が接続されている。第８の油圧ポンプ１９の一对の入出力ポートの他方側は、タンク２５ｆと連通する流路に接続されている。リリーフ弁２４は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク２５ｆに逃がし回路を保護する。切換弁５０ａ、５０ｂ、５０ｃ、および５０ｄは、コントローラ５７からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ５７からの信号が無い場合は、切換弁５０ａ、５０ｂ、５０ｃ、および５０ｄは、遮断状態となる。また、コントローラ５７は、切換弁５０ａ、５０ｂ、５０ｃ、および５０ｄが、同時に導通状態にならないように制御する。

[0096] 切換弁５０ａは、流路２１２を介してブームシリンダ１に接続されている。切換弁５０ｂは、流路２１４を介してアームシリンダ３に接続されている。切換弁５０ｃは、流路２１６を介してバケットシリンダ５に接続されている。切換弁５０ｄは、流路２２０を介して、比例切換弁５４、５５に接続されている。

[0097] チャージポンプ１１の吐出口は、流路２２９を介して、チャージ用リリーフ弁２０、チャージ用チェック弁２６、２７、２８、２９、４０ａ、４０ｂ、４１ａ、４１ｂ、４２ａ、および４２ｂに接続されている。チャージポンプ１１の吸込口は、タンク２５ｂと連通する流路に接続されている。チャー

ジ用リリーフ弁20は、チャージ用チェック弁26、27、28、29、40a、40b、41a、41b、42a、および42bのチャージ圧力を調整する。

[0098] チャージ用チェック弁26は、流路200、201の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路200、201にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁27は、流路203、204の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路203、204にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁28は、流路206、207の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路206、207にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁29は、流路209、210の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路209、210にチャージポンプ11の圧油を供給する。

[0099] チャージ用チェック弁40a、40bは、流路212、213の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路212、213にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁41a、41bは、流路214、215の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路214、215にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁42a、42bは、流路216、217の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路216、217にチャージポンプ11の圧油を供給する。

[0100] 流路200と201に設けられたリリーフ弁30a、30bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25bに逃がし回路を保護する。流路203と204に設けられたリリーフ弁31a、31bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25bに逃がし回路を保護する。

[0101] 流路206と207に設けられたリリーフ弁32a、32bは、流路圧が

所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。流路 209 と 210 に設けられたリリーフ弁 33 a、33 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。

[0102] 流路 212 は、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a に接続されている。流路 213 は、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b に接続されている。ブームシリンダ 1 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ 1 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

[0103] 流路 212 と流路 213 に設けられたリリーフ弁 37 a、37 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。流路 212 と流路 213 に設けられたフラッシング弁 34 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に排出する。流路 212 に接続された圧力センサ 64 a は、流路 212 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。流路 213 に接続された圧力センサ 64 b は、流路 213 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。

[0104] 流路 214 は、アームシリンダ 3 のヘッド側油室 3 a に接続されている。流路 215 は、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3 b に接続されている。アームシリンダ 3 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。アームシリンダ 3 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

[0105] 流路 214 と流路 215 に設けられたリリーフ弁 38 a、38 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。流路 214 と流路 215 に設けられたフラッシング弁 35 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に排出する。流路 214 に接続された圧力センサ 65 a は、流路 214 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。流路 215 に接続された圧力センサ 65 b は、流路 215 の圧力を計測し

てコントローラ 57 に入力する。

[0106] 流路 216 は、バケットシリンダ 5 のヘッド側油室 5a に接続されている。流路 217 は、バケットシリンダ 5 のロッド側油室 5b に接続されている。バケットシリンダ 5 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。バケットシリンダ 5 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

[0107] 流路 216 と流路 217 に設けられたリリーフ弁 39a、39b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25b に逃がし回路を保護する。流路 216 と流路 217 に設けられたフラッシング弁 36 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25b に排出する。流路 216 に接続された圧力センサ 66a は、流路 216 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。流路 217 に接続された圧力センサ 66b は、流路 217 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。

[0108] 流路 218 と流路 219 は、旋回装置 7 に接続されている。旋回装置 7 は作動油の供給を受け回転する油圧モータである。流路 218 と流路 219 に設けられたリリーフ弁 51a、51b は、流路 218 と 219 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。流路 218 に接続された圧力センサ 67a は、流路 218 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。流路 219 に接続された圧力センサ 67b は、流路 219 の圧力を計測してコントローラ 57 に入力する。

[0109] 流路 221 と流路 222 は、比例切換弁 54 と走行装置 8a を接続している。

流路 221 と流路 222 に設けられたリリーフ弁 52a、52b は、流路 221 と流路 222 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。比例切換弁 54 は、コントローラ 57 からの信号により、流路 220 とタンク 25a の接

続先を、流路 2 2 1 か流路 2 2 2 に切換可能とするものであり、さらに流量調整も可能である。走行装置 8 a は、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。

[0110] 流路 2 2 3 と流路 2 2 4 は、比例切換弁 5 5 と走行装置 8 b を接続している。

流路 2 2 3 と流路 2 2 4 に設けられたリリーフ弁 5 3 a、5 3 b は、流路 2 2 3 と流路 2 2 4 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。比例切換弁 5 5 は、コントローラ 5 7 からの信号により、流路 2 2 0 とタンク 2 5 a の接続先を、流路 2 2 3 か流路 2 2 4 に切換可能とするものであり、さらに流量調整も可能である。走行装置 8 b は、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。

[0111] 操作レバー 5 6 a は、ブームシリンダ 1 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 b は、アームシリンダ 3 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 c は、バケットシリンダ 5 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 d は、旋回装置 7 の回転方向と回転速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。また、図示しないが、走行装置 8 a、8 b の回転方向と回転速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える操作レバーも備えている。

[0112] コントローラ 5 7 は、各操作レバー 5 6 a～5 6 d からのブームシリンダ 1、アームシリンダ 3、およびバケットシリンダ 5 の伸縮方向と速度の指令値と、旋回装置 7 と走行装置 8 a、8 b の回転方向と回転速度の指令値と、油圧回路内のセンサ情報に基づいて、第 1 油圧ポンプ 1 2 のレギュレータ 1 2 a～第 8 油圧ポンプ 1 9 のレギュレータ 1 9 a、切換弁 4 3 a～4 3 d、4 4 a～4 4 d、4 5 a～4 5 d、4 6 a～4 6 d、4 7 a～4 7 d、4 8 a～4 8 d、4 9 a～4 9 d、5 0 a～5 0 d、及び、比例切換弁 5 4、5 5 を制御する。

[0113] 次に、本実施の形態におけるフラッシング弁 3 4、3 5、3 6 の設定につ

いて説明する。

図5に示すブームシリンダ1のロッド側油室1bとヘッド側油室1aの受圧面積比率と、アームシリンダ3のロッド側油室3bとヘッド側油室3aの受圧面積比率と、バケットシリンダ5のロッド側油室5bとヘッド側油室5aの受圧面積比率はそれぞれ異なっている。本実施の形態においては、同一仕様のフラッシング弁を使用し、フラッシング弁毎に異なるばねのセット荷重 F_{pre} を設定する。また、これらのフラッシング弁は、第1のピストンの受圧面積と、第2のピストンの受圧面積とが等しい場合を例にして説明する。

- [0114] ブームシリンダ1用閉回路に設けられたフラッシング弁34における、ばねのセット荷重 F_{pre1} は、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの受圧面積 A_{r1} と、ヘッド側油室1aの受圧面積 A_{h1} に対して、以下の式(19)で算出した値に設定する。

$$F_{pre1} = (A_{h1} / A_{r1} - 1) \times P_{ch} \times A_p \quad \dots \dots (19)$$

A_p は、フラッシング弁34を構成する第1のピストンおよび第2のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁20で設定したチャージ圧力である。

- [0115] アームシリンダ3用閉回路に設けられたフラッシング弁35における、ばねのセット荷重 F_{pre2} は、アームシリンダ3のロッド側油室3bの受圧面積 A_{r2} と、ヘッド側油室3aの受圧面積 A_{h2} に対して、以下の式(20)で算出した値に設定する。

$$F_{pre2} = (A_{h2} / A_{r2} - 1) \times P_{ch} \times A_p \quad \dots \dots (20)$$

A_p は、フラッシング弁35を構成する第1のピストンおよび第2のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁20で設定したチャージ圧力である。

- [0116] バケットシリンダ5用閉回路に設けられたフラッシング弁36における、

ばねのセット荷重 F_{pre3} は、バケットシリンダ 5 のロッド側油室 5 b の受圧面積 A_{r3} と、ヘッド側油室 5 a の受圧面積 A_{h3} に対して、以下の式 (21) で算出した値に設定する。

$$F_{pre3} = (A_{h3} / A_{r3} - 1) \times P_{ch} \times A_p \quad \dots \dots (21)$$

A_p は、フラッシング弁 36 を構成する第 1 のピストンおよび第 2 のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁 20 で設定したチャージ圧力である。

[0117] 上述したように、フラッシング弁のプリロードを、ばねのセット荷重を調整することで設定できるので、作業機械に搭載された片ロッドシリンダ毎に、ロッド側油室とヘッド側油室の受圧面積比が異なる場合であっても、同一仕様のフラッシング弁が使用できる。このことにより、部品の共通化が図れる。

[0118] 上述した本発明の作業機械の第 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。

[0119] また、上述した本発明の作業機械の第 2 の実施の形態によれば、作業機械に搭載された片ロッドシリンダ毎に、ロッド側油室とヘッド側油室の受圧面積比が異なる場合であっても、同一仕様のフラッシング弁が使用できる。この結果、部品の共通化が図れ、生産性が向上する。

[0120] なお、本発明は、上述の各実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲内の様々な変形例が含まれる。例えば、上述した実施の形態では、本発明を油圧ショベルに適用した場合について説明したが、これに限るものではなく、油圧アクチュエータを備える作業機械であれば、油圧クレーン、ホイールローダ等、その他の作業機械にも適用することができる。

符号の説明

[0121] 1 : ブームシリンダ (油圧シリンダ)、1 a : ヘッド側油室、1 b : ロッド側油室、3 : アームシリンダ (油圧シリンダ)、5 : バケットシリンダ (油

圧シリンダ)、9:エンジン、10:動力伝達装置、11:チャージポンプ
(他の油圧ポンプ)、12:第1油圧ポンプ(一の油圧ポンプ)、12a:
レギュレータ(流量調整手段)、13:第2油圧ポンプ、13a:レギュレ
ータ、20:チャージ用リリーフ弁、25:作動油タンク、26:チェック
弁、34:フラッシング弁、34a:弁本体、34b:スプール、34c1
:第1ピストン、34c2:第2ピストン、34d1:第1ばね、34d2
:第2ばね、34g1:第1のポート、34g2:第2のポート、34h1
:第1の油室(第1液室)、34h2:第2の油室(第2液室)、34i:
第3のポート、40a:チェック弁。40b:チェック弁、212:流路(
第1流路)、213:流路(第2流路)、229:流路(第3流路)

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一の油圧ポンプと、前記作動油により駆動され、作業装置を駆動する片ロッド油圧シリンダと、前記一の油圧ポンプと前記片ロッド油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油圧閉回路と、

前記作動油を吐出する他の油圧ポンプと、前記他の油圧ポンプの吐出流路に接続されるリリーフ弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室に接続される第1流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第1流路に前記作動油を供給可能に接続された第1チェック弁と、前記油圧閉回路のうち前記片ロッド油圧シリンダのロッド側油室に接続される第2流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第2流路に前記作動油を供給可能に接続された第2チェック弁と、前記リリーフ弁を介してタンクに接続される第3流路と、フラッシング弁とを備えた作業機械において、

前記フラッシング弁は、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路とに接続された弁本体と、前記弁本体の内部の配置された位置によって、前記第1流路と前記第3流路を接続するか、前記第2流路と前記第3流路を接続するか、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路の間を遮断するかを選択可能とするスプールと、

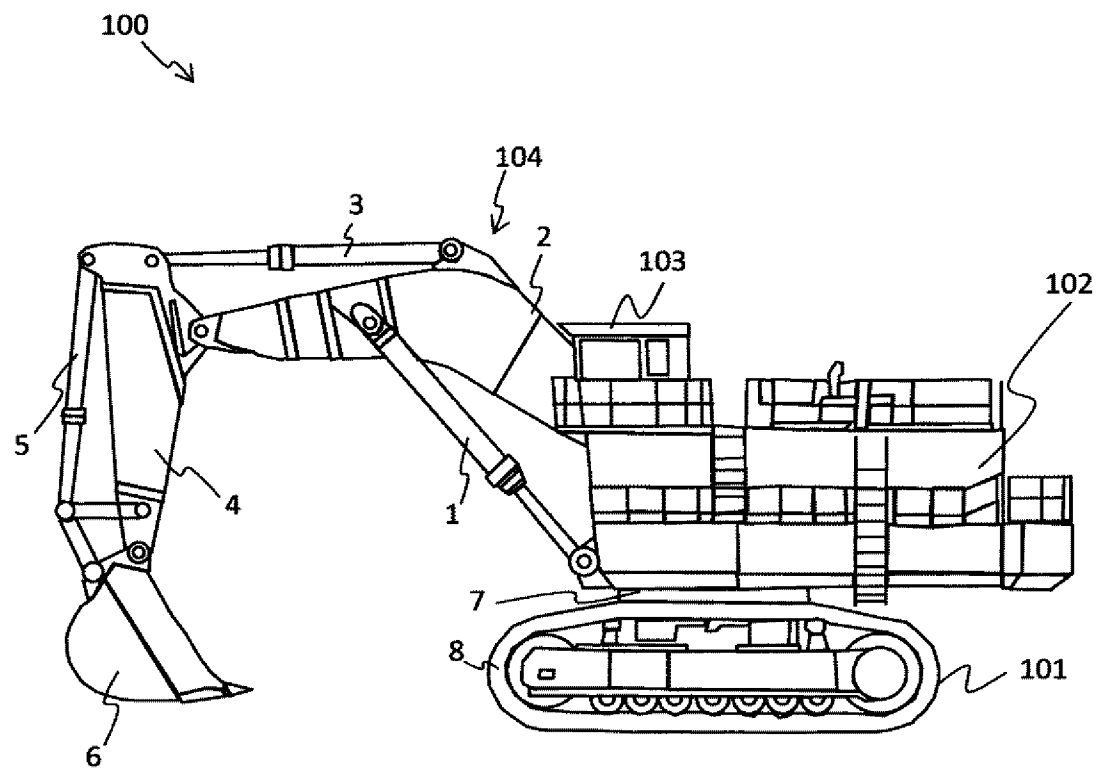
前記弁本体の内部に設けられ前記第1流路からの前記作動油が流入する第1液室と、前記第1液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第1液室の油圧により前記スプールを前記第2流路と前記第3流路が接続する位置に移動させる第1ピストンと、

前記弁本体の内部に設けられ前記第2流路からの前記作動油が流入する第2液室と、前記第2液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第2液室の油圧により前記スプールを前記第1流路と前記第3流路が接続する位置に移動させる第2ピストンとを備えた

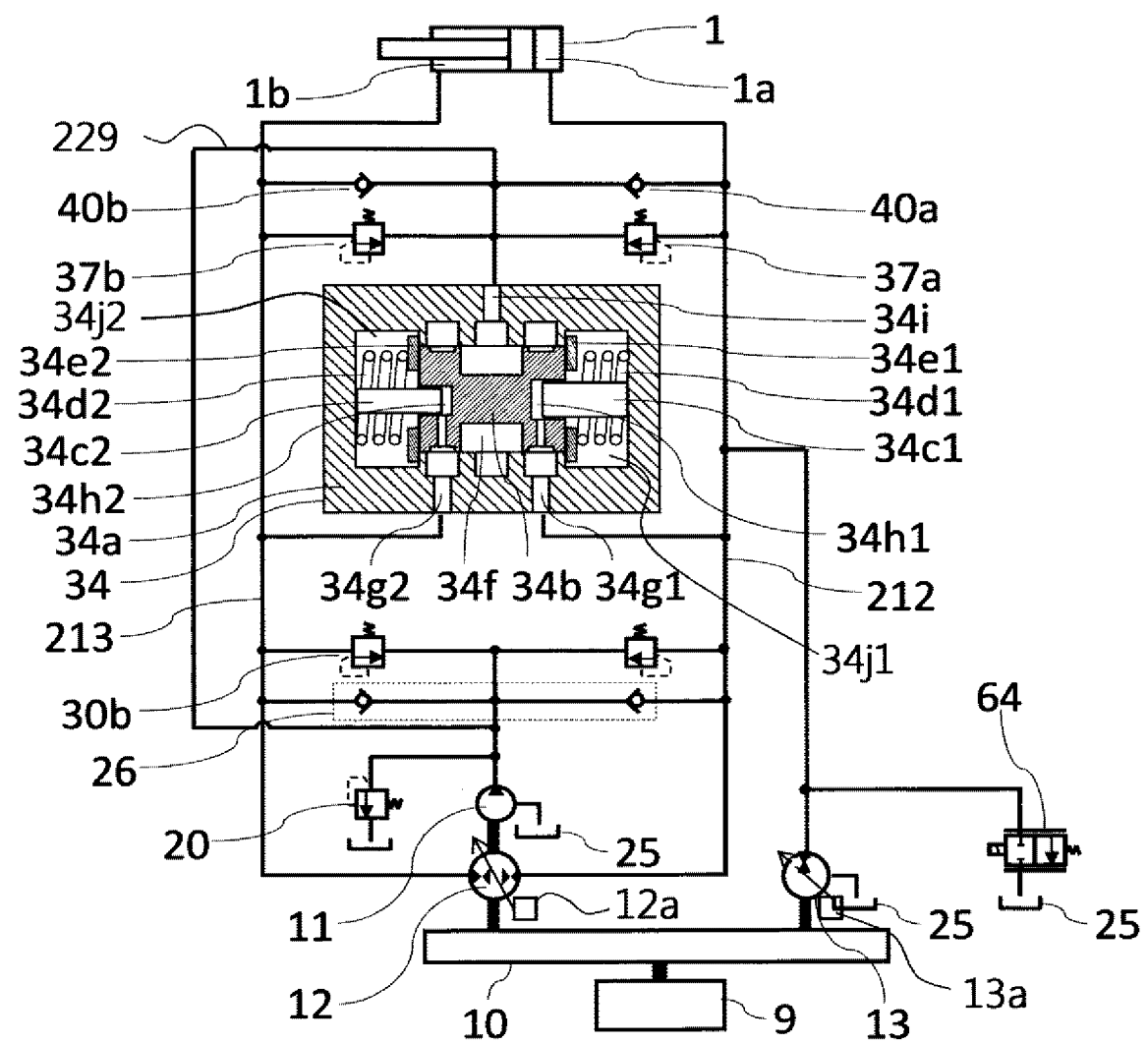
ことを特徴とする作業機械。

- [請求項2] 請求項1に記載の作業機械において、
前記第1ピストンの受圧部の面積が前記第2ピストンの受圧部の面積より大きい
ことを特徴とする作業機械。
- [請求項3] 請求項2に記載の作業機械において、
前記第1ピストンの受圧部の面積と前記第2ピストンの受圧部の面積の比率を、前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室の受圧部の面積とロッド側油室の受圧部の面積の比率と等しくなるように設定した
ことを特徴とする作業機械。
- [請求項4] 請求項3に記載の作業機械において、
前記フラッシング弁は、前記スプールを前記第1流路と第2流路と第3流路が遮断する位置に維持する力を発生させるばねを備え、
前記ばねの設定荷重を、前記第1液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第1ピストンに発生する第1の荷重から
前記第2液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第2ピストンに発生する第2の荷重を減算して算出した値以上とした
ことを特徴とする作業機械。
- [請求項5] 請求項1に記載の作業機械において、
前記フラッシング弁は、それぞれの受圧部の面積が同一である第1ピストンと第2ピストンと、前記スプールを前記第1流路と第2流路と第3流路が遮断する位置に維持する力を発生させるばねとを備え、
前記ばねの設定荷重を、前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室の受圧面積をロッド側油室の受圧面積で除算した値から1を減算した値に、
前記第1液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第1ピストンに発生する荷重を乗算して算出した値以上とした
ことを特徴とする作業機械。

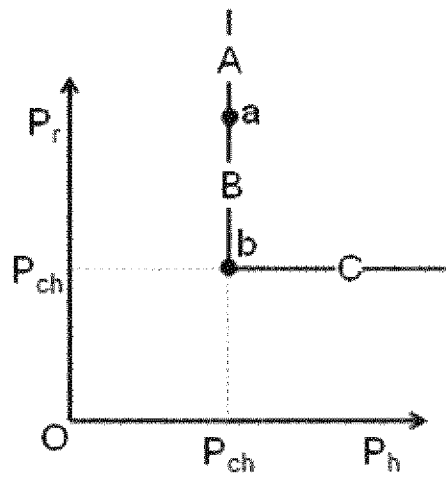
[図1]



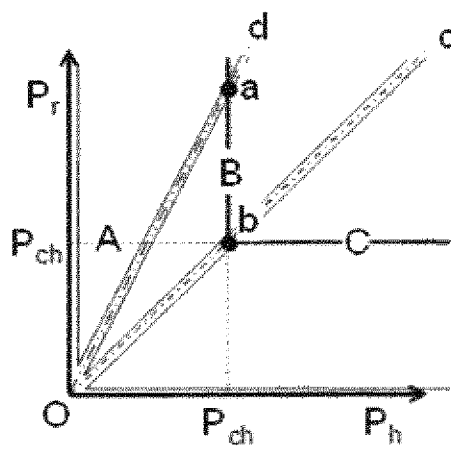
[図2]



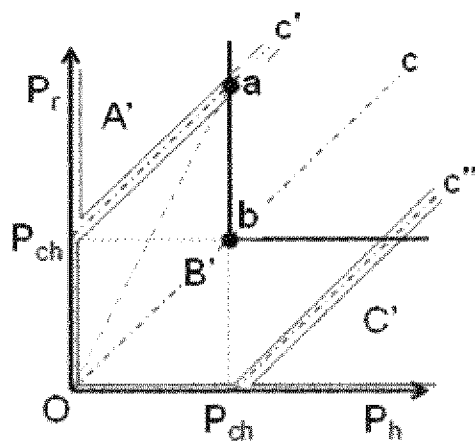
[図3A]



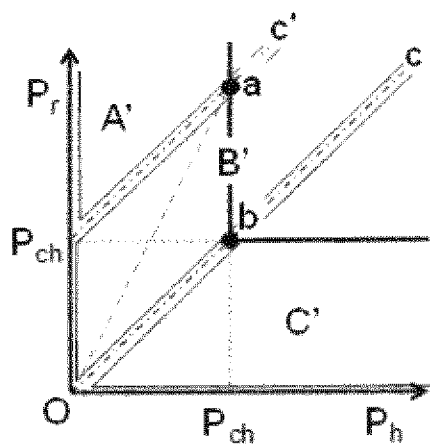
[図3B]



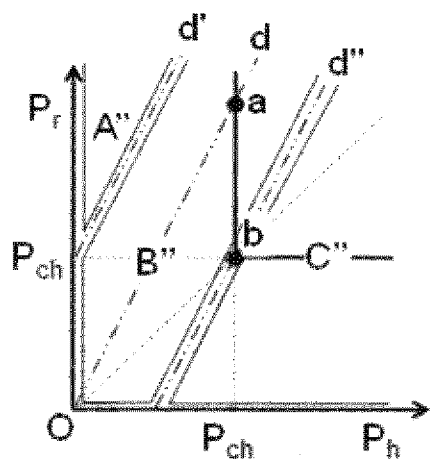
[図3C]



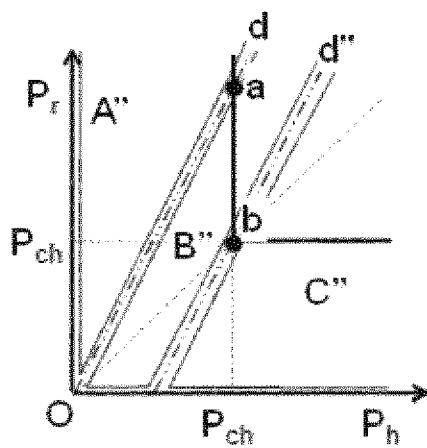
[図3D]



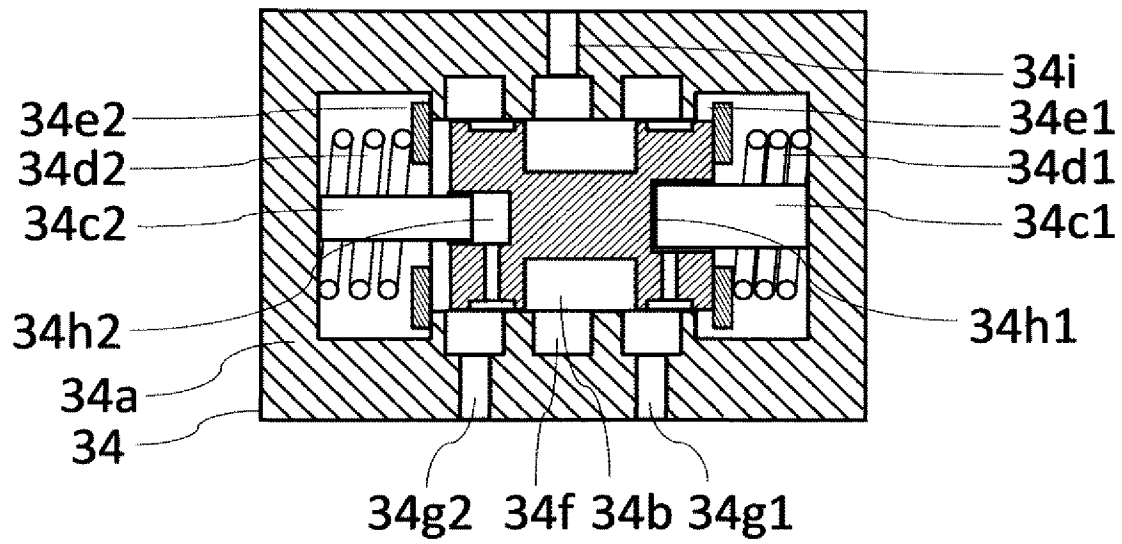
[図3E]



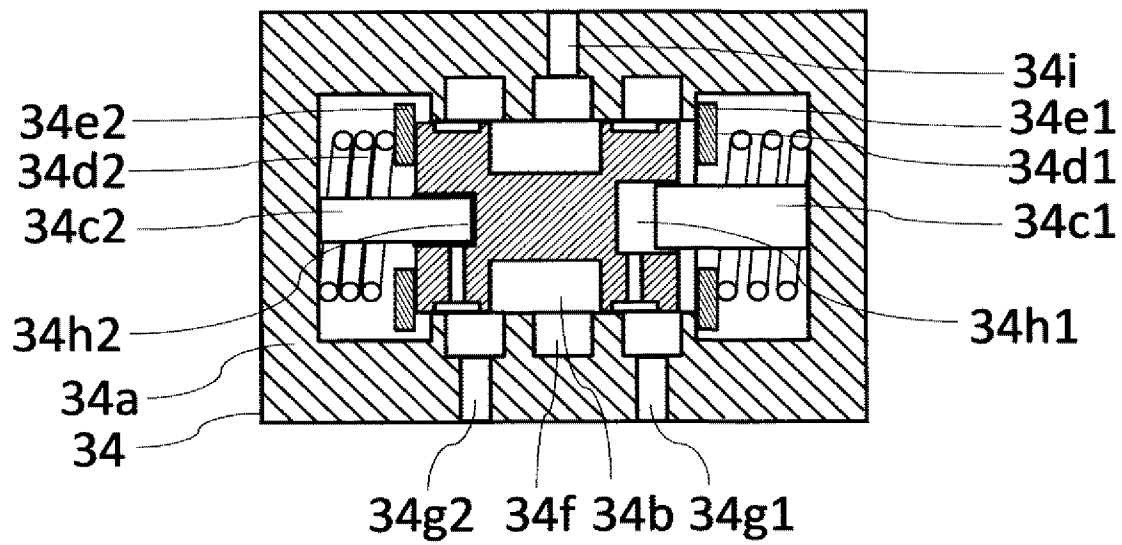
[図3F]



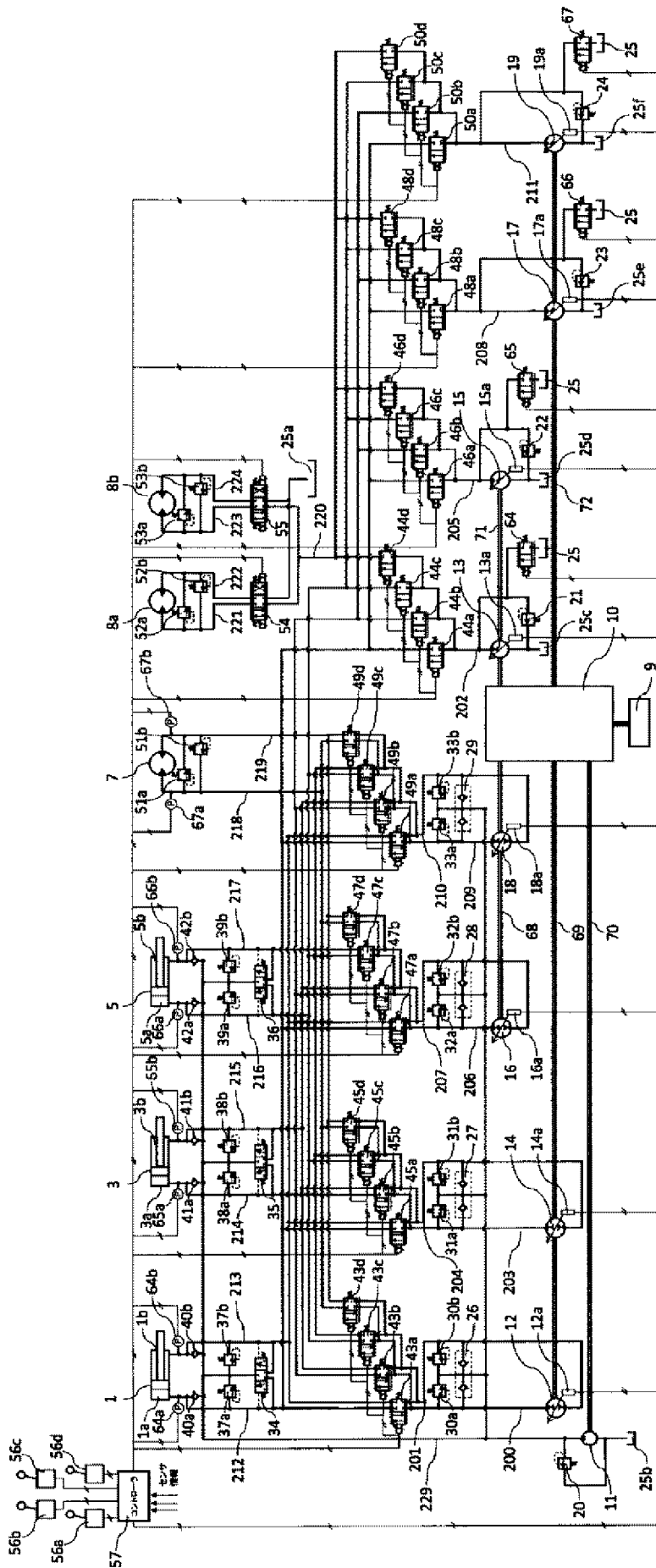
[図4A]



[図4B]



[図5]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/055723

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER <i>F15B11/08(2006.01) i, F16K11/07(2006.01) i</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) <i>F15B11/00-11/22; 21/14, F16K11/00-11/24</i>				
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched <i>Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2016</i> <i>Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2016 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2016</i>				
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.		
A	JP 59-208205 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 26 November 1984 (26.11.1984), page 2, upper left column, 8th line from the bottom to page 4, lower right column, 2nd line from the bottom; fig. 3 to 4 (Family: none)	1-5		
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 56816/1986 (Laid-open No. 170402/1987) (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), 29 October 1987 (29.10.1987), page 2, line 6 to page 5, line 5; fig. 3 to 5 (Family: none)	1-5		
☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.				
<table border="0"> <tr> <td> * 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 </td> <td> "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 </td> </tr> </table>			* 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
* 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 13 May 2016 (13.05.16)		Date of mailing of the international search report 24 May 2016 (24.05.16)		
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan		Authorized officer Telephone No.		

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F15B11/08(2006.01)i, F16K11/07(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. F15B11/00-11/22;21/14, F16K11/00-11/24

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	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で利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
A	JP 59-208205 A（日立建機株式会社）1984. 11. 26, 第2ページ左上欄下から8行目-第4ページ右下欄下から2行目, 第3-4図（ファミリーなし）	1-5
A	日本国実用新案登録出願 61-56816 号（日本国実用新案登録出願公開 62-170402 号）の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（株式会社豊田自動織機製作所）1987. 10. 29, 第2ページ第6行-第5ページ第5行, 第3-5図（ファミリーなし）	1-5

☐ 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

13. 05. 2016

国際調査報告の発送日

24. 05. 2016

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）

北村 一

30

3734

電話番号 03-3581-1101 内線 3358