

(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
2015 年 9 月 24 日(24.09.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/141073 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) *F15B 11/05* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01) *F15B 11/17* (2006.01)
F15B 11/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/081912
- (22) 国際出願日: 2014 年 12 月 2 日(02.12.2014)
- (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 2014-054196 2014 年 3 月 17 日(17.03.2014) 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: 高橋 究(TAKAHASHI Kiwamu); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 森 和繁(MORI Kazushige); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 竹林 圭文(TAKEBAYASHI Yoshifumi); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 中村

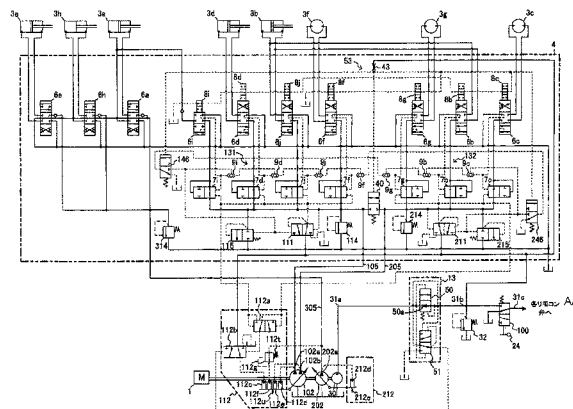
夏樹(NAKAMURA Natsuki); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).

- (74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所(KAICHI IP); 〒1030023 東京都中央区日本橋本町三丁目 4 番 1 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, 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,

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE APPARATUS FOR CONSTRUCTION MACHINERY

(54) 発明の名称: 建設機械の油圧駆動装置



AA To various remote control valves

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to obtain favorable usability in combined operation of specified actuators, when the difference in load pressure is large and the operating devices of specified actuators are being finely controlled, by limiting energy consumption due to wasted throttled pressure loss of pressure compensation valves while flexibly varying the flow rates for pressure oil supplied to the specified actuators according to load pressure. For said purpose, an opened center flow rate control valve (6a) for controlling discharge oil from a main pump (202) and a closed center flow rate control valve (6i) for controlling discharge oil from a main pump (102) are provided with respect to a boom cylinder (3a) and load-sensing control of the main pump (102) is performed. Up to the middle of the operating region of the operating device (123) for the boom cylinder (3a), supply flow rate is controlled by opening the flow rate control valve (6a) and after the middle region, supply flow rate is controlled by opening both of the flow rate control valves (6a, 6i).

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2015/141073 A1



MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 添付公開書類:
TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

特定のアクチュエータを含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得る。このため、ブームシリンダ (3 a) に対し、メインポンプ (202) からの吐出油を制御するオープンドセンタ型の流量制御弁 (6 a) とメインポンプ (102) からの吐出油を制御するクローズドセンタ型の流量制御弁 (6 i) とを設け、メインポンプ (102) をロードセンシング制御する。ブームシリンダ (3 a) 用の操作装置 (123) の操作領域の中間領域までは流量制御弁 (6 a) を開いて供給流量を制御し、中間領域以降は流量制御弁 (6 a), (6 i) の両方を開いて供給流量を制御する。

明 細 書

発明の名称：建設機械の油圧駆動装置

技術分野

[0001] 本発明は、油圧シヨベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う油圧駆動装置に関する。

背景技術

[0002] 油圧シヨベル等の建設機械の油圧駆動装置には、油圧ポンプ（１ポンプ）の吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの吐出流量を制御するものがあり、この制御はロードセンシング制御と呼ばれている。このロードセンシング制御を行う油圧駆動装置では、特許文献１に記載のように、複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ圧力補償弁により所定差圧に保持し、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時にそれぞれのアクチュエータの負荷圧の大小に係わらず各流量制御弁の開口面積に応じた比率で圧油を複数のアクチュエータに供給できるようにしている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開２００９－１４１２２号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献１に記載の油圧駆動装置においては、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作では、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目標差圧分だけ高くなるように制御されるため、負荷圧の差が大きい例えば、ブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）を同時に行う水平均し動作などの複合操作を行った場合

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とともに、負荷圧の低いアクチュエータ（水平均し動作ではアームシリンダ）に圧油が流れすぎるのを防ぐために負荷圧の低いアクチュエータ用の圧力補償弁が絞られ、この無駄な絞り圧損のために動力（エネルギー）を消費していた。

[0005] また、油圧ショベルは、バケット爪先を地面に接触させた状態で地面に沿って動かして石片、コンクリート片、木片等の破片ごみを蒐集して、地面を清掃するほうき作業と呼ばれる作業を行う場合がある。このほうき作業は、水平均し動作と同様、ブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）の複合操作で行う。ただし、ほうき作業においては、地面の形状は維持する必要があるため、地面に多少の凹凸がある場合でも、その地面の凹凸に沿ってバケット爪先の上下位置が柔軟に調整される必要がある。

[0006] ここで、バケット爪先の上下位置を地面に沿って柔軟に調整するためには、バケット爪先が地面の凹凸に接触する力の大きさによって変化するブームシリンダの負荷圧に応じて、ブームシリンダの伸縮速度が柔軟に変化することが望ましい。

[0007] しかしながら、特許文献 1 に記載の油圧駆動装置では、ブーム操作が微操作であってもアクチュエータ（ブームシリンダ）に圧油を供給する油圧ポンプはロードセンシング制御によって吐出流量が制御され、かつ流量制御弁の前後差圧は圧力補償弁により所定差圧に保持される。このためブームシリンダに供給される圧油の流量はブームシリンダの負荷圧の影響を受けにくく、操作装置のレバー入力にのみによって決まるので、地面に凹凸があった場合に、バケット爪先を地面に接触させたまま地面の凹凸に沿って動かすことが難しい、という問題があった。

[0008] 本発明の目的は、特定のアクチュエータを含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチ

ュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる建設機械の油圧駆動装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0009] (1) 上記目的を達成するために、本発明は、可変容量型の第1ポンプ装置と、第2ポンプ装置と、前記第1ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第1アクチュエータと、前記第2ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第2アクチュエータと、前記第1ポンプ装置から前記複数の第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁と、前記第2ポンプ装置から前記複数の第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁と、前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記第1ポンプ装置の吐出圧が前記複数の第1油圧アクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第1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する第1ポンプ制御装置とを備え、前記複数の第1及び第2アクチュエータは、共通のアクチュエータである少なくとも1つの第1特定アクチュエータを含み、前記複数の第1アクチュエータは、前記第1特定アクチュエータと複合操作で使用される頻度の高い第2特定アクチュエータを含み、前記複数のオープンセンタ型の流量制御弁は、前記第2ポンプ装置から前記第1特定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流量制御弁を含み、前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁は、前記第1ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第2流量制御弁を含み、前記第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで操作したときは前記第1流量制御弁のみが開弁して前記第2ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに圧油が供給され、前記操作装置を前記中間領域から更に操作したときは前記第1及び第2流量制御弁の両方が開弁して前記第1及び第2ポンプ装置からの圧油が前記第1特定アクチュエータに合流して供給されるように前記第1及び第2流量制御弁の開口面積特性を設定したも

のとする。

[0010] このように構成した本発明においては、第1特定アクチュエータ（発明の目的で言う「特定のアクチュエータ」に相当、例えばブームシリンダ）と第2特定アクチュエータ（例えばアームシリンダ）の複合操作（例えば水平均し動作やほうき作業）で第1特定アクチュエータと第2特定アクチュエータの負荷圧の差が大きい場合であっても、第1及び第2特定アクチュエータはそれぞれ別々のポンプ装置からの圧油で駆動される（第1特定アクチュエータは第2ポンプ装置から吐出される圧油により駆動され、第2特定アクチュエータは第1ポンプ装置から吐出される圧油により駆動される）ため、圧力補償弁での絞り圧損が発生せず、圧力補償弁での無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えることができる。

[0011] また、第2ポンプ装置から第1特定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流量制御弁はオープンセンタ型であるため、第1特定アクチュエータをブームシリンダとして用いることで、ほうき作業のようにブームシリンダの操作装置の操作量が小さい場合には、ブームシリンダの負荷圧によってブームシリンダに供給される圧油の流量が柔軟に変化するので、良好な操作性を得ることができる。

[0012] 以上により特定のアクチュエータを含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

[0013] （2）上記（1）において、好ましくは、前記第1流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定され、前記第2流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、前記中間ストロークで開口し、その後、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールス

トロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定される。

[0014] これにより第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで操作したときは第1流量制御弁のみが開弁して第2ポンプ装置から第1特定アクチュエータに圧油が供給され、操作装置を中間領域から更に操作したときは第1及び第2流量制御弁の両方が開弁して第1及び第2ポンプ装置からの圧油が第1特定アクチュエータに合流して供給されるようになる。

[0015] (3) 上記(1)において、また好ましくは、前記第2ポンプ装置の容量を制御する第2ポンプ制御装置を更に備え、前記第1ポンプ装置は、前記ロードセンシング制御部と、前記第1ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第1油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、前記第1ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが第1所定値を超えないように前記第1油圧ポンプの容量を制限制御する第1トルク制御部とを有し、前記第2ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2油圧ポンプの吐出圧が増加して、前記第2ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値以下であるときは、前記第2ポンプ装置の容量を最大に維持し、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが前記第2所定値まで上昇すると、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値を超えないように前記第2油圧ポンプの容量を制限制御する第2トルク制御部を有し、前記第1ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力以下であるときは、前記第2ポンプ装置の吐出圧をそのまま出力し、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力よりも上昇すると、前記第2ポンプ装置の吐出圧を前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力に減圧して出力する減圧弁と、前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第1所定値が減少するよう前記第1ポンプ装置の容量を減少させる減トルク制御アクチュエータとを更に有する。

[0016] これにより第2ポンプ装置の吸収トルクが第2所定値まで上昇し、第2トルク制御部の制御により第2所定値に制限されて動作するときだけでなく、第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値以下で、第2所定値に制限されないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

[0017] (4) 上記(1)～3のいずれかにおいて、好ましくは、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ブームシリンダであり、前記第2特定アクチュエータは、油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダである。

[0018] これにより負荷圧の差が大きいブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）を同時に行う水平均し動作を行った場合に、低負荷側であるアームシリンダ側の圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、ブーム上げ微操作（負荷圧：高）とアームクラウド操作（負荷圧：低）でほうき作業を行った場合に、ブームシリンダに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

発明の効果

[0019] 本発明によれば、特定のアクチュエータ（第1特定アクチュエータ）を含む複合操作で、負荷圧の差が大きく、特定のアクチュエータの操作装置の操作が微操作である場合に、圧力補償弁の無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を抑えつつ、特定のアクチュエータに供給される圧油の流量を負荷圧によって柔軟に変化させ、良好な操作性を得ることができる。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]本発明の第1の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

[図2A]ブームシリンダ及びアームシリンダ以外のアクチュエータの流量制御弁のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

[図2B]アームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のそれぞれのメータ

イン通路の開口面積特性（上側）と、アームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のメータイン通路の合成開口面積特性（下側）を示す図である。

[図3]第1トルク制御部により得られるトルク制御特性（P Q特性）と減トルク制御ピストンによる減トルク制御の効果を示す図である。

[図4A]第2トルク制御部により得られるトルク制御特性をP Q特性で示す図である。

[図4B]第2トルク制御部により得られるトルク制御特性を、縦軸をポンプトルクに置き換えて示す図である。

[図5A]ブームシリンダのメイン駆動用の流量制御弁（オープンセンタ型－第1流量制御弁）のメータイン通路、メータアウト通路及びブリードオフ通路（センタバイパス通路）の開口面積特性を示す図である。

[図5B]ブームシリンダのアシスト駆動用の流量制御弁（クローズドセンタ型－第2流量制御弁）のメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

[図5C]ブームシリンダの第1及び第2流量制御弁のそれぞれのメータインの流量特性（上側）と、ブームシリンダの第1及び第2流量制御弁のメータインの合成流量特性（下側）を示す図である。

[図6]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7]本発明の油圧駆動装置が搭載される建設機械である油圧ショベルの外観を示す図である。

発明を実施するための形態

[0021] 以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

[0022] <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。

[0023] 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 102 a, 102 b を有するスプリットフロータイプの変容量型メインポンプ 102 (第 1 ポンプ装置) と、原動機 1 によって駆動され、第 3 圧油供給路 305 に圧油を吐出する第 3 吐出ポート 202 a を有するシングルフロータイプの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 102 a, 102 b 及びメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a 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 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 e, 3 f, 3 g, 3 h と、第 1 ~ 第 3 圧油供給路 105, 205, 305 に接続され、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b 及びメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a から複数のアクチュエータ 3 a ~ 3 h に供給される圧油の流れを制御するコントロールバルブユニット 4 と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b 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 202 a 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。

[0024] 複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 e, 3 f, 3 g, 3 h のうちアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 f, 3 g はメインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b から吐出された圧油により駆動される複数の第 1 アクチュエータであり、アクチュエータ 3 a, 3 e, 3 h はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a から吐出された圧油により駆動される複数の第 2 アクチュエータであり、アクチュエータ 3 a は、複数の第 1 及び第 2 アクチュエータの両方に含まれる共通のアクチュエータである。

[0025] コントロールバルブユニット 4 は、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 102 a, 102 b から複数の第 1 アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 f, 3 g に供給される圧油の流量を制御するクローズドセンタ型の複数の流量制御弁

6 b, 6 c, 6 d, 6 f, 6 g, 6 i, 6 j と、複数の流量制御弁 6 b, 6 c, 6 d, 6 f, 6 g, 6 i, 6 j 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 6 b, 6 c, 6 d, 6 f, 6 g, 6 i, 6 j の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁 7 b, 7 c, 7 d, 7 f, 7 g, 7 i, 7 j と、複数の流量制御弁 6 b, 6 c, 6 d, 6 f, 6 g, 6 i, 6 j のスプールと一緒にストロークし、各流量制御弁の切り換わりを検出するための複数の操作検出弁 8 b, 8 c, 8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から複数の第 2 アクチュエータ 3 a, 3 e, 3 h に供給される圧油の流量を制御するオープンセンタ型の複数の流量制御弁 6 a, 6 e, 6 h と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 1 1 4 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 1 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 2 1 4 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 3 1 4 と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力が第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力（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 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 1 1 5 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力が第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力（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 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 2 1 5 とを備えている。

[0026] コントロールバルブユニット 4 は、また、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続される流量制御弁 6 d, 6 f, 6 i, 6 j の負荷ポートに接続され、アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 d, 3 f の最高負荷圧 Pl_{max1} を検出するシャトル弁 9

d, 9 f, 9 i, 9 j を含む第1 負荷圧検出回路1 3 1 と、第2 圧油供給路2 0 5 に接続される流量制御弁6 b, 6 c, 6 g の負荷ポートに接続され、アクチュエータ3 b, 3 c, 3 g の最高負荷圧 Pl_{max2} を検出するシャトル弁9 b, 9 c, 9 g を含む第2 負荷圧検出回路1 3 2 と、第1 圧油供給路1 0 5 の圧力（すなわち第1 吐出ポート1 0 2 a の圧力） $P1$ と第1 負荷圧検出回路1 3 1 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max1} （第1 圧油供給路1 0 5 に接続されるアクチュエータ3 a, 3 b, 3 d, 3 f の最高負荷圧）との差（LS 差圧）を絶対圧 $Pls1$ として出力する差圧減圧弁1 1 1 と、第2 圧油供給路2 0 5 の圧力（すなわち第2 吐出ポート1 0 2 b の圧力） $P2$ と第2 負荷圧検出回路1 3 2 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max2} （第2 圧油供給路2 0 5 に接続されるアクチュエータ3 b, 3 c, 3 g の最高負荷圧）との差（LS 差圧）を絶対圧 $Pls2$ として出力する差圧減圧弁2 1 1 とを備えている。以下において、差圧減圧弁1 1 1, 2 1 1 が出力する絶対圧 $Pls1$, $Pls2$ を、適宜、LS 差圧 $Pls1$, $Pls2$ という。

[0027] 前述したアンロード弁1 1 5 には、第1 吐出ポート1 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第1 負荷圧検出回路1 3 1 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max1} が導かれ、前述したアンロード弁2 1 5 には、第2 吐出ポート1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第2 負荷圧検出回路1 3 2 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max2} が導かれる。

[0028] また、差圧減圧弁1 1 1 が出力するLS 差圧 $Pls1$ は、第1 圧油供給路1 0 5 に接続された圧力補償弁7 d, 7 f, 7 i, 7 j とメインポンプ1 0 2 のレギュレータ1 1 2 に導かれ、差圧減圧弁2 1 1 が出力するLS 差圧 $Pls2$ は、第2 圧油供給路2 0 5 に接続された圧力補償弁7 b, 7 c, 7 g とメインポンプ1 0 2 のレギュレータ1 1 2 に導かれる。

[0029] ここで、アクチュエータ3 a は、流量制御弁6 i 及び圧力補償弁7 i と第1 圧油供給路1 0 5 を介して第1 吐出ポート1 0 2 a に接続され、かつ流量制御弁6 a と第3 圧油供給路3 0 5 を介して第3 吐出ポート2 0 2 a に接続

されている。アクチュエータ 3 a は、例えば油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダ（第 1 特定アクチュエータ）であり、流量制御弁 6 a はブームシリンダ 3 a のメイン駆動用（第 1 流量制御弁）であり、流量制御弁 6 i はブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用（第 2 流量制御弁）である。アクチュエータ 3 b は、流量制御弁 6 j 及び圧力補償弁 7 j と第 1 圧油供給路 105 を介して第 1 吐出ポート 102 a に接続され、かつ流量制御弁 6 b 及び圧力補償弁 7 b と第 2 圧油供給路 205 を介して第 2 吐出ポート 102 b に接続されている。アクチュエータ 3 b は、例えば油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダ（第 2 特定アクチュエータ）であり、流量制御弁 6 b はアームシリンダ 3 b のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 j はアームシリンダ 3 b のアシスト駆動用である。

[0030] アクチュエータ 3 d, 3 f はそれぞれ流量制御弁 6 d, 6 f 及び圧力補償弁 7 d, 7 f と第 1 圧油供給路 105 を介して第 1 吐出ポート 102 a に接続され、アクチュエータ 3 c, 3 g はそれぞれ流量制御弁 6 c, 6 g 及び圧力補償弁 7 c, 7 g と第 2 圧油供給路 205 を介して第 2 吐出ポート 102 b に接続されている。アクチュエータ 3 d, 3 f は、それぞれ、例えば油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダ、下部走行体の左側履帯を駆動する左走行モータである。アクチュエータ 3 c, 3 g は、それぞれ、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、下部走行体の右側履帯を駆動する右走行モータである。アクチュエータ 3 e, 3 h はそれぞれ流量制御弁 6 e, 6 h と第 3 圧油供給路 305 を介して第 3 吐出ポート 202 a に接続されている。アクチュエータ 3 e, 3 h は、それぞれ、例えば油圧ショベルのスイングポストを駆動するスイングシリンダ、ブレードを駆動するブレードシリンダである。

[0031] ブームシリンダ 3 a 及びアームシリンダ 3 b 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る。また、アームシリンダ 3 b（第 2 特定アクチュエータ）はブームシリンダ 3 a（第 1 アクチュエータ）と複合操作で使用される頻度の高いアクチュエータである。

[0032] 図2Aは、アクチュエータ3c～3h（ブームシリンダ3a及びアームシリンダ3b以外のアクチュエータ）の流量制御弁6c～6h（クローズドセンタ型）のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。これらの流量制御弁は、スプールストロークが不感帯0～S1を超えて増加するにしたがってメータイン通路の開口面積が増加し、最大スプールストロークS3の直前で最大開口面積A3となるように開口面積特性が設定されている。最大開口面積A3は、アクチュエータの種類に応じてそれぞれ固有の大きさを持つ。

[0033] 図2Bは、アームシリンダ3b（第2特定アクチュエータ）の流量制御弁6b、6j（クローズドセンタ型）のメータイン通路の開口面積特性を示す図であり、図2Bの上側は、流量制御弁6b、6jの開口面積特性を個別に示している。

[0034] アームシリンダ3bのメイン駆動用の流量制御弁6b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通路の開口面積が増加し、中間ストロークS2で最大開口面積A1となり、その後、最大スプールストロークS3まで最大開口面積A1が維持されるように開口面積特性が設定されている。

[0035] アームシリンダ3bのアシスト駆動用の流量制御弁6jは、スプールストロークが中間ストロークS2になるまではメータイン通路の開口面積はゼロであり、スプールストロークが中間ストロークS2を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大スプールストロークS3の直前で最大開口面積A2となるように開口面積特性が設定されている。

[0036] 図2Bの下側は、アームシリンダ3bの流量制御弁6b、6jのメータイン通路の合成開口面積特性を示す図である。

[0037] アームシリンダ3bの流量制御弁6b、6jのメータイン通路は、それぞれが上記のような開口面積特性を有する結果、スプールストロークが不感帯0～S1を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大スプールストロークS3の直前で最大開口面積A1+A2となるような合成開口面積

特性となる。

[0038] ここで、図 2 A に示すアクチュエータ 3 c ～ 3 h の流量制御弁 6 c, 6 d, 6 e, 6 f, 6 g, 6 h の最大開口面積 A_3 とアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j の合成した最大開口面積 $A_1 + A_2$ は、 $A_1 + A_2 > A_3$ の関係にある。

[0039] 流量制御弁 6 c ～ 6 h 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j は、それぞれ、圧力補償弁 7 c ～ 7 h 及び圧力補償弁 7 b, 7 j によって前後差圧が制御されている。このため流量制御弁 6 c ～ 6 h 及び 6 b, 6 j の通過流量はそれぞれのメータイン通路の開口面積に比例して増加し、流量制御弁 6 c ～ 6 h 及び 6 b, 6 j の流量特性は図 2 A 及び図 2 B と同様な特性となる。

[0040] 図 5 A は、ブームシリンダ 3 a (第 1 特定アクチュエータ) のメイン駆動用の流量制御弁 6 a (オープンセンタ型ー第 1 流量制御弁) のメータイン通路、メータアウト通路及びブリードオフ通路 (センタバイパス通路) の開口面積特性を示す図である。

[0041] ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a は、スプールストロークが不感帯 $0 - S_1$ を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S_3 に達する前にそれぞれ最大開口面積 A_4 , A_5 となるようにメータイン通路及びメータアウト通路の開口面積特性が設定されている。ただし、メータイン通路の開口面積特性は最大開口面積 A_4 がメータアウト通路の開口面積特性の最大開口面積 A_5 よりも大きくなるように設定され、かつスプールストロークが中間ストローク S_2 を超えて増加するときは、それまでよりも開口面積の増加割合が大きくなるように設定されている。また、ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a は、スプールストロークが 0 であるとき最大開口面積 A_4 であり、スプールストロークがゼロから増加するにしたがって開口面積が減少し、中間ストローク S_2 で開口面積がゼロになるようにブリードオフ通路の開口面積特性が設定されている。ただし、ブリードオフ通路の開口面積特性はスプールストロークが

不感帯 0-S1 を超えて増加するときは、それまでよりも開口面積の減少割合が小さくなるように設定されている。

[0042] 図 5 B は、ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i (クローズセンタ型-第 2 流量制御弁) のメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

[0043] ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i は、スプールストロークが中間ストローク S2 になるまではメータイン通路の開口面積はゼロであり、中間ストローク S2 でメータイン通路が開口し、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通路の開口面積が増加し、最大のスプールストローク S3 の直前で最大開口面積 A6 となるように開口面積特性が設定されている。

[0044] ここで、図 5 A、図 5 B の下側に示すように、流量制御弁 6 a, 6 i のスプールストロークはブーム用の操作装置 1 2 3 (後述-図 7 参照) が生成する操作パイロット圧が上昇するに従って増加する。中間ストローク S2 はブーム用の操作装置 1 2 3 の操作範囲の中間領域で生成される操作パイロット圧に対応する。

[0045] このようにブーム用の操作装置 1 2 3 を操作範囲の中間領域まで操作したときは流量制御弁 6 a (第 1 流量制御弁) のみが開弁してメインポンプ 2 0 2 (第 2 ポンプ装置) からブームシリンダ 3 a (第 1 特定アクチュエータ) に圧油が供給され、操作装置 1 2 3 を前記中間領域から更に操作したときは流量制御弁 6 a, 6 i (第 1 及び第 2 流量制御弁) の両方が開弁してメインポンプ 1 0 2, 2 0 2 (第 1 及び第 2 ポンプ装置) からの圧油がブームシリンダ 3 a (第 1 特定アクチュエータ) に合流して供給されるように流量制御弁 6 a, 6 i (第 1 及び第 2 流量制御弁) の開口面積特性が設定されている。

[0046] ここで、図 5 A 及び図 5 B では、流量制御弁 6 a のブリードオフ通路が閉じるスプールストロークと流量制御弁 6 i のメータイン通路が開くスプールストロークを同じ中間ストローク S2 としたが、僅かであれば両者の中間ス

トロークは異なってもよい。例えば流量制御弁 6 a のブリードオフ通路が閉じる直前に流量制御弁 6 i のメータイン通路が開くようにしてもよく、これによりスムーズな流量増加が可能となる。

[0047] 図 5 C はブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i のメータインの流量特性を示す図であり、図 5 C の上側は、流量制御弁 6 a, 6 i のメータインの流量特性を個別に示している。

[0048] メイン駆動用の流量制御弁 6 a (第 1 流量制御弁) は、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するまではメータイン通路とブリードオフ通路の両方が開いており、その間は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって供給流量が増加しかつ負荷圧が増加するに従って供給流量は減少する。スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するとブリードオフ通路の開口面積がゼロになり、メインポンプ 2 0 2 の吐出油の全量 Q 1 がブームシリンダ 3 a に供給される。

[0049] アシスト駆動用の流量制御弁 6 i (第 2 流量制御弁) は圧力補償弁 7 b によって前後差圧が制御されている。このため流量制御弁 6 i の通過流量はメータイン通路の開口面積に比例して増加し、流量制御弁 6 i の流量特性は、図 5 B と同様な特性となる。すなわち、中間ストローク S 2 でブームシリンダ 3 a に圧油が供給され始め、その後スプールストロークが増加するにしたがって供給流量が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大供給流量 Q 2 となる。

[0050] 図 5 C の下側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i のメータインの合成流量特性を示す図である。

[0051] ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i の流量特性が、それぞれ上記のように設定されている結果、スプールストロークが中間ストローク S 2 に達するまでは、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって供給流量が増加しかつ負荷圧が増加するに従って供給流量は減少する。スプールストロークが中間ストローク S 2 に達した後は、スプールストロークが増加するにしたがって供給流量が増加し、最大のスプールストローク

ク S 3 の直前で最大供給流量 $Q_1 + Q_2$ となる。

[0052] 図 1 に戻り、コントロールバルブ 4 は、上流側が絞り 4 3 を介してパイロット圧油供給路 3 1 b (後述) に接続され下流側が操作検出弁 8 b, 8 c, 8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j を介してタンクに接続された走行複合操作検出油路 5 3 と、この走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて切り換わる第 1 切換弁 4 0, 第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 とを更に備えている。

[0053] 走行複合操作検出油路 5 3 は、左走行モータであるアクチュエータ 3 f (以下適宜左走行モータ 3 f という) 及び／又は右走行モータであるアクチュエータ 3 g (以下適宜右走行モータ 3 g という) と、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続される左右走行モータ以外のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d の少なくとも 1 つとを同時に駆動する走行複合操作でないときは、少なくとも操作検出弁 8 a, 8 b, 8 c, 8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j のいずれかを介してタンクに連通することで油路 5 3 の圧力がタンク圧となり、当該走行複合操作時は、操作検出弁 8 f, 8 g と、操作検出弁 8 a, 8 b, 8 c, 8 d, 8 i, 8 j のいずれかがそれぞれ対応する流量制御弁と一緒にストロークしてタンクとの連通が遮断されることで、油路 5 3 に操作検出圧 (操作検出信号) を生成する。

[0054] 第 1 切換弁 4 0 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置 (遮断位置) にあって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 の連通を遮断し、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置 (連通位置) に切り替わって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 を連通させる。

[0055] 第 2 切換弁 1 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} (第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され

るアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 d, 3 f の最高負荷圧) を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導く。

[0056] 第 3 切換弁 2 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧 P_{lmax2} (第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b, 3 c, 3 g の最高負荷圧) を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導く。

[0057] 第 1 切換弁 4 0、第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 を走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて上記のように切り換えることで、走行複合操作でないとき (走行単独操作時) は、左走行モータ 3 f はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油で駆動され、右走行モータ 3 g はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油で駆動される。走行複合操作時は、第 1 切換弁 4 0 が第 2 位置に切り換わって第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 が連通し、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b は 1 つのポンプとして機能し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油は合流し、その合流した圧油で左走行モータ 3 f と右走行モータ 3 g が駆動される。

[0058] また、図 1 において、本実施の形態における油圧駆動装置は、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 と、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a に接続され、パイロットポンプ 3 0 の吐出流量を絶対圧 P_{gr} として検出する原動機回転数検出弁 1 3 と、原動機回転数検出弁 1 3 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定のパイロット一次圧 P_{pilot} を生成するパイロットリリーフバルブ 3 2 と、パイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、ゲートロックレバー 2

4により下流側のパイロット圧油供給路31cをパイロット圧油供給路31bに接続するかタンクに接続するかを切り替えるゲートロック弁100と、ゲートロック弁100の下流側のパイロット圧油供給路31cに接続され、後述する複数の流量制御弁6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6hを制御するための操作パイロット圧を生成する複数のリモコン弁（減圧弁）を有する複数の操作装置122, 123, 124a, 124b（図7）とを備えている。

[0059] 原動機回転数検出弁13は、パイロットポンプ30の圧油供給路31aとパイロット圧油供給路31bとの間に接続された流量検出弁50と、その流量検出弁50の前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する差圧減圧弁51とを有している。

[0060] 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112に導かれる。以下において、差圧減圧弁51が出力する絶対圧Pgrを、適宜、出力圧Pgr或いは目標LS差圧Pgrという。

[0061] レギュレータ112（第1ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁111が出力するLS差圧Pls1と差圧減圧弁211が出力するLS差圧Pls2の低圧側を選択する低圧選択弁112aと、低圧選択されたLS差圧Pls12と目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrとが導かれ、LS差圧Pls12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ロードセンシング駆動圧力（以

下LS駆動圧力という)を変化させるLS制御弁112bと、LS駆動圧力が導かれ、LS駆動圧力が低くなるにしたがってメインポンプ102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102の傾転角を制御するLS制御ピストン112cと、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112e, 112d(第1トルク制御アクチュエータ)と、最大トルク T_{12max} (図3A参照)を設定する第1付勢手段であるバネ112uとを備えている。

[0062] また、レギュレータ112(第1ポンプ制御装置)は、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧(第3圧油供給路305の圧力)が導かれ、その圧力がバネ112tのセット圧(容量制限制御の開始圧力)以下である場合は、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の第3吐出ポート202aの吐出圧がバネ112tのセット圧(容量制限制御の開始圧力)よりも上昇すると、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧をバネ112tのセット圧(容量制限制御の開始圧力)に減圧して出力する減圧弁112gと、減圧弁112gの出力圧が導かれ、減圧弁112gの出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ102の最大トルク(第1所定値)が減少するようメインポンプ2の容量を減少させる減トルク制御ピストン112fとを備えている。

[0063] 低圧選択弁112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112cは、メインポンプ102の吐出圧(第1及び第2吐出ポート102a, 102bの高圧側の吐出圧)が、メインポンプ102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(最高負荷圧 P_{lmax1} と最高負荷圧 P_{lmax2} の高圧側の圧力)より目標差圧(目標LS差圧 P_{gr})だけ高くなるようメインポンプ102の容量を制御する第1ロードセンシング制御部を構成する

- 。
- [0064] トルク制御ピストン 112 d, 112 e 及びバネ 112 u と減圧弁 112 g 及び減トルク制御ピストン 112 f は、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b のそれぞれの吐出圧（メインポンプ 102 の吐出圧）とメインポンプ 102 の容量の少なくとも一方が増加して、メインポンプ 102 の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ 102 の吸収トルクが最大トルク（第 1 所定値）を超えないようにメインポンプ 102 の容量を制限制御する第 1 トルク制御部を構成する。ここで、メインポンプ 102 の最大トルク（第 1 所定値）は可変であり、 $T12_{max} \sim T12_{max} - T3_{max}$ の範囲で変化する（後述）。
- [0065] 第 1 ロードセンシング制御部（低圧選択弁 112 a、LS 制御弁 112 b 及び LS 制御ピストン 112 c）は、メインポンプ 102 が第 1 トルク制御部によるトルク制御の制限を受けていないときに機能し、ロードセンシング制御によりメインポンプ 102 の容量を制御する。
- [0066] レギュレータ 212（第 2 ポンプ制御装置）は、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 212 d（第 2 トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク $T3_{max}$ （図 3 B 参照）を設定する第 2 付勢手段であるバネ 212 e とを備えている。
- [0067] トルク制御ピストン 212 d とバネ 212 e は、メインポンプ 202 の吐出圧 $P3$ が増加して、メインポンプ 202 の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ 202 の吸収トルクが最大トルク $T3_{max}$ （第 2 所定値）以下であるときは、メインポンプ 202 の容量を最大 $q3_{max}$ に維持し、メインポンプ 202 の吸収トルクが $T3_{max}$ （第 2 所定値）まで上昇すると、メインポンプ 202 の吸収トルクが $T3_{max}$ （第 2 所定値）を超えないようにメインポンプ 202 の容量を制限制御する第 2 トルク制御部を構成する。
- [0068] 減圧弁 112 g のバネ 112 t のセット圧は、メインポンプ 202 の吸収

トルクが最大トルク T_{3max} （第2所定値）に達すると、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧を T_{3max} （第2所定値）に対応する圧力に減圧して出力するよう、バネ212のセット圧である容量制限制御の開始圧力（以下トルク制御開始圧力という） P_{3c} （図4A及び図4B）に等しく設定されている。以下、適宜、減圧弁112gのバネ112tのセット圧を減圧弁112gのセット圧という。

[0069] 図3は、第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d, 112e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f）により得られるトルク制御特性（PQ特性）と減トルク制御ピストン112fによる減トルク制御の効果を示す図である。図3中、横軸の P_{12} は、第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力 P_1 , P_2 の合計 P_1+P_2 （メインポンプ102の吐出圧）であり、縦軸の q_{12} はメインポンプ102の斜板の傾転角（容量）であり、 q_{12max} はメインポンプ102の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ102の吸収トルクは、メインポンプ102の吐出圧 P_{12} （ P_1+P_2 ）と傾転角 q_{12} との積で表される。また、横軸の P_{12max} はメインリリーフ弁114, 214の設定圧力によって得られるメインポンプ102の最大吐出圧力である。

[0070] 図3において、502は、バネ112uによって設定されたメインポンプ102の最大吸収トルク T_{12max} を示すトルク一定曲線である。メインポンプ202に係わるアクチュエータが動作しておらず、減トルク制御ピストン112fに導かれるメインポンプ202の吐出圧がタンク圧であるとき、メインポンプ102の吐出圧或いは傾転角が増加してメインポンプ102の吸収トルクが増加し最大トルク T_{12max} に達すると、メインポンプ102の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ102の傾転角はレギュレータ112のトルク制御ピストン112d, 112eによって制限制御される。例えば、メインポンプ102が最大傾転角 q_{12max} にある状態で、メインポンプ102の吐出圧がトルク制御開始圧力を超えて上昇すると、メインポンプ102の傾転角 q_{12} はトルク一定曲線502に沿って減少する。また、メイン

ポンプ 102 の傾転角がトルク一定曲線 502 上のいずれかにある状態でメインポンプ 102 の傾転角 q_{12} が増加するよう制御される場合は、メインポンプ 102 の傾転角 q_{12} はトルク一定曲線 502 上の傾転角に保持されるよう制限制御される。図 3 中、TE は原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} を示すトルク一定曲線であり、最大トルク T_{12max} は T_{erate} よりも小さい値に設定されている。このように最大トルク T_{12max} を設定し、メインポンプ 102 の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないように制限することで、原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} を最大限有効に利用しつつ、メインポンプ 102 がアクチュエータを駆動するときの原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。

[0071] 図 4 A は、第 2 トルク制御部（トルク制御ピストン 212 d とバネ 212 e）により得られるトルク制御特性を P Q 特性で示す図であり、図 4 B は同トルク制御特性を、縦軸をポンプトルクに置き換えて示す図である。図 4 A 及び図 4 B 中、横軸の P_3 はメインポンプ 202 の吐出圧であり、縦軸の q_3 、 T_3 はそれぞれメインポンプ 202 の斜板の傾転角（容量）及び吸収トルクであり、 q_{3max} はメインポンプ 202 の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ 202 の吸収トルクは、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 と傾転角 q_3 との積で表される。また、横軸の P_{3max} はメインリリーフ弁 314 の設定圧力によって得られるメインポンプ 202 の最大吐出圧力である。

[0072] 図 4 A において、602 は、バネ 212 e によって設定されたメインポンプ 202 の最大吸収トルク T_{3max} を示すトルク一定曲線である。メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がバネ 112 u のセット圧であるトルク制御開始圧力 P_{3c} （図 4 A 及び図 4 B）以下であるときは、メインポンプ 202 の容量は最大 q_{3max} で一定であり、図 4 B に示すように、メインポンプ 202 の吸収トルクは吐出圧が上昇するに従って直線比例的に増加する。メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がトルク制御開始圧力 P_{3c} まで上昇すると、メインポンプ 202 の吸収トルクが最大トルク T_{3max} に達し、図 3 のレギュレータ 112 の場合と同様、メインポンプ 202 の吸

収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ 202 の傾転角はレギュレータ 212 のトルク制御ピストン 212 d によって制限制御される。

[0073] また、メインポンプ 202 の吸収トルク（傾転角）が上記のように制御されるときメインポンプ 202 の吐出圧（第 3 吐出ポート 202 a の圧力）は減圧弁 112 g を介して減トルク制御ピストン 112 f に導かれ、バネ 212 e のセット圧である最大トルク T_{12max} （第 1 所定値）を減少させる減トルク制御を行う。

[0074] すなわち、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がトルク制御開始圧力 P_{3c} （図 4 A 及び図 4 B）以下であるとき、減圧弁 112 g の出力圧は、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 202 の吸収トルクと同じように増加し、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧がトルク制御開始圧力 P_{3c} に達すると、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 202 の吸収トルクと同様に一定となる。また、その一定の圧力はメインポンプ 202 の最大トルク T_{3max} （第 2 所定値）に対応している。このように減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力が減トルク制御ピストン 112 f に導かれてメインポンプ 102 の最大トルク（第 1 所定値）が減少するよう制御される。

[0075] 図 3 において、矢印は、減圧弁 112 g 及び減トルク制御ピストン 112 f の減トルク制御の効果を示している。メインポンプ 202 の吐出圧が上昇するとき、メインポンプ 202 の吸収トルクが T_{3max} （第 2 所定値）以下であるときは、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧をそのまま出力し、減トルク制御ピストン 112 f は、図 3 のトルク一定曲線 504 に示すように、メインポンプ 102 の最大トルクをトルク一定曲線 502 の T_{12max} からメインポンプ 202 の吸収トルク分（ T_3 ）だけ減少させる。また、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇し、メインポンプ 202 の吸収トルクが T_{3max} （第 2 所定値）に達すると、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧を T_{3max} （第 2 所定値）に

対応する圧力（トルク制御開始圧力 P_{3c} ）に減圧して出力し、減トルク制御ピストン 112 f は、図 3 のトルク一定曲線 503 に示すように、メインポンプ 102 の最大トルク（第 1 所定値）を図 3 のトルク一定曲線 502 の T_{12max} からメインポンプ 202 の吸収トルク（最大トルク） T_{3max} 分だけ減少させる。

[0076] これによりメインポンプ 102 に係わるアクチュエータとメインポンプ 202 に係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作時或いはメインポンプ 102 とメインポンプ 202 の両方に係わるアクチュエータ（ブームシリンダ 3 a）を駆動する操作時においても、メインポンプ 102 の吸収トルクとメインポンプ 202 の吸収トルクの合計が最大トルク T_{12max} を超えないように制御され（全トルク制御或いは全馬力制御ー以下全トルク制御という）、原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。また、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン 112 f に導いてメインポンプ 102 の最大トルクを減少させるため、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受け最大トルク T_{3max} で動作するときだけでなく、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

[0077] ～油圧ショベル～

図 7 は、上述した油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。

[0078] 図 7 において、作業機械としてよく知られている油圧ショベルは、下部走行体 101 と、上部旋回体 109 と、スイング式のフロント作業機 104 を備え、フロント作業機 104 は、ブーム 104 a、アーム 104 b、バケット 104 c から構成されている。上部旋回体 109 は下部走行体 101 に対して旋回モータ 3 c によって旋回可能である。上部旋回体 109 の前部にはスイングポスト 103 が取り付けられ、このスイングポスト 103 にフロント作業機 104 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 103

はスイングシリンダ3 eの伸縮により上部旋回体109に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機104のブーム104 a、アーム104 b、バケット104 cはブームシリンダ3 a, アームシリンダ3 b, バケットシリンダ3 dの伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体102の中央フレームには、ブレードシリンダ3 h (図1参照)の伸縮により上下動作を行うブレード106が取り付けられている。下部走行体101は、走行モータ3 f, 3 gの回転により左右の履帯101 a, 101 b (図7では左側のみ図示)を駆動することによって走行を行う。

[0079] 上部旋回体109にはキャノピータイプの運転室108が設置され、運転室108内には、運転席121、フロント／旋回用の左右の操作装置122, 123 (図7では左側のみ図示)、走行用の操作装置124 a, 124 b (図7では左側のみ図示)、図示しないスイング用の操作装置及びブレード用の操作装置、ゲートロックレバー24等が設けられている。操作装置122, 123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122の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置122は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置122の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置122はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置123の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置123はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置123の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置123はバケット用の操作装置として機能する。

[0080] ～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

[0081] 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31 aに供給される。圧油供給路31 a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 1 3 の下流にはパイロットリリーフバルブ 3 2 が接続されており、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定の圧力（パイロット一次圧 P_{pilot} ）を生成している。

[0082] (a) 全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作装置の操作レバーが中立なので、全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置となる。全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置なので、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 に接続された流量制御弁 8 b ~ 8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j に係わる第 1 負荷圧検出回路 1 3 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 は、それぞれ、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} は、それぞれ、アンロード弁 1 1 5, 2 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1, 2 1 1 に導かれる。

[0083] 最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} がアンロード弁 1 1 5, 2 1 5 に導かれることによって、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b の圧力 P_1 , P_2 は、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} にアンロード弁 1 1 5, 2 1 5 のそれぞれのバネの設定圧力を加算した圧力（アンロード弁セット圧）である最小圧に保たれる。ここで、アンロード弁 1 1 5, 2 1 5 のバネの設定圧力を P_{unsp} とすると、通常、 P_{unsp} は目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} よりも若干高く設定される（ $P_{unsp} > P_{gr}$ ）。

[0084] 差圧減圧弁 1 1 1, 2 1 1 は、それぞれ、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 の圧力 P_1 , P_2 と最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} （タンク圧）との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls1} , P_{ls2} として出力する。最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} は上述したようにそれぞれタンク圧であり、このタンク圧を P_{tank} とすると、

$$P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$$

$$P_{ls2} = P_2 - P_{lmax2} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$$

となる。LS 差圧 P_{ls1} , P_{ls2} はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

[0085] レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた LS 差圧 P_{ls1} , P_{ls2} はそれらの低圧側が選択され、LS 差圧 P_{ls12} として LS 制御弁 1 1 2 b

に導かれる。このとき、Pls1、Pls2のいずれが選択されても、 $Pls12 > Pgr$ であるので、LS制御弁122bは図1で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、LS駆動圧力はパイロットリリーフバルブ32によって生成される一定のパイロット一次圧Ppilotまで上昇し、このパイロット一次圧PpilotがLS制御ピストン112cに導かれる。LS制御ピストン112cにパイロット一次圧Ppilotが導かれるので、メインポンプ102の容量（流量）は最小に保たれる。

[0086] 一方、メインポンプ202から吐出された圧油は第3圧油供給路305に導かれ、オープンセンタ型の流量制御弁6a、6e、6hの中立位置で開口しているブリードオフ通路を経由してタンクに排出される。このため第3圧油供給路305の圧力は、メインポンプ202から吐出された圧油が流量制御弁6a、6e、6hのブリードオフ通路を通過する際に生じる極めて小さな抵抗分だけタンク圧よりも上昇しただけの極めて低い圧力となっている。

[0087] 第3圧油供給路305の圧力（メインポンプ202の吐出圧）は、メインポンプ202のレギュレータ212に設けられたトルク制御（馬力制御）ピストン212dに導かれる。しかしその圧力が低いため、メインポンプ202の容量（流量）は最大に保たれる。

[0088] 図4A及び図5Bにおいて、このときのメインポンプ202の状態を点Aで示す。メインポンプ202の吐出圧P3はP3aであり、容量は最大 q_{3max} となり、吐出流量も最大となる。

[0089] また、メインポンプ202の吐出圧は減圧弁112gを介して減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fにおいては、メインポンプ202の吐出圧と減トルク制御ピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。しかし、前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。

[0090] （b）ブーム操作レバーを入力した場合（微操作）

ブーム上げ方向の操作レバー入力小さく、オープンセンタ型の流量制御弁 6 a のみでブームシリンダ 3 a を駆動する場合を考える。

[0091] ブーム用操作装置の操作レバー（ブーム操作レバー）をブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向に入力すると、ブーム用操作装置のリモコン弁からブーム上げのパイロット圧が出力され、その圧力に応じてブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a, 6 i がそれぞれ図 1 中で上方向に切り換わる。

[0092] ブーム操作レバーが微操作の場合には、図 5 A 及び図 5 B において、流量制御弁 6 a, 6 i のスプールストロークが S 1 以上 S 2 以下となる。このとき、流量制御弁 6 i のメータイン通路は閉じたままであり、メインポンプ 2 0 2 から流量制御弁 6 a を介してのみブームシリンダ 3 a のボトム側に圧油が供給される。

[0093] また、流量制御弁 6 a はスプールストロークが S 1 以上 S 2 以下であるので、ブリードオフ通路は全閉になっておらず、図 5 C の S 1 ~ S 2 の区間に示すように、ブームシリンダ 3 a の負荷圧と、ブリードオフ通路の開口面積の大きさとメインポンプ 2 0 2 から供給される流量とによって決まる第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力と、メータイン通路の開口面積の大きさとによって決まる流量がブームシリンダ 3 a に供給され、残りの流量はブリードオフ通路からタンクに排出される。

[0094] このとき、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）は、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 に設けられたトルク制御（馬力制御）ピストン 2 1 2 d に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がバネ 2 1 2 e によって設定されたトルク一定曲線 6 0 2 のトルク制御開始圧力 P3c に達しない場合は、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大 qmax に保たれる。第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力がトルク制御開始圧力 P3c 以上となった場合は、ピストン 2 1 2 d の力とバネ 2 1 2 e の力とがバランスする傾転位置までメインポンプ 2 0 2 の容量は小さくなる。

[0095] 例えばメインポンプ 2 0 2 が図 4 A 及び図 5 B の点 B 上で動作していると

きは、メインポンプ202の容量は最大 q_{3max} に維持される。ブームシリンダ3aの負荷圧が高くなり、第3圧油供給路305の圧力が図4Aのトルク制御開始圧力 P_{3c} （点C）以上の点D上で動作するときは、容量はトルク一定曲線602上の q_{3d} になり、吐出流量は q_{3d} に原動機1の回転数を掛けた値に減少する。メインポンプ202がトルク一定曲線602上で動作するときの吸収トルクは一定である。このように第3圧油供給路305の圧力（メインポンプ202の吐出圧）が P_{3c} を超えて上昇した場合は、メインポンプ202の吸収トルクが一定となるよう、メインポンプ202はトルク制御（馬力制御）を行う。

[0096] また、第3圧油供給路305の圧力（メインポンプ202の吐出圧）は、メインポンプ102のレギュレータ112に設けられた減圧弁112gに導かれ、第3圧油供給路305の圧力が減圧弁112gのセット圧（トルク制御開始圧力） P_{3c} 以下の場合は第3圧油供給路305の圧力がそのまま減トルク制御ピストン112fに導かれ、第3圧油供給路305の圧力が P_{3c} より高い場合は P_{3c} に制限された圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fにおいては、メインポンプ202の吐出圧と減トルク制御ピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。しかし、今はブーム操作レバーが微操作であり、前述したようにメインポンプ102の容量は既に最小に保たれているため、その状態が維持される。

[0097] （c）ブーム操作レバーを入力した場合（フル操作）

ブーム上げ方向の操作レバー入力が大きく、オープンセンタ型の流量制御弁6aとクローズドセンタ型の流量制御弁6iの両方でブームシリンダ3aを駆動する場合を考える。

[0098] ブーム操作レバーをブームシリンダ3aが伸長する向き、つまりブーム上げ方向にフルに操作した場合、ブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a、6iが図1中で上方向に切り換わり、図5A及び図5Bに示したように、流量制御弁6a、6iのスプールストロークはS3となり、流量制御弁6a

のブリードオフ通路は全閉状態となり、メータイン通路の開口面積は最大の A_4 （全開）に保たれ、流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積も最大の A_6 （全開）となる。

[0099] このため流量制御弁 6 a においては、(b) の微操作の場合と同様、メインポンプ 202 から流量制御弁 6 a のメータイン通路を介してブームシリンダ 3 a に圧油が供給される。ただしこのときは、ブリードオフ通路は全閉状態となるため、図 5 C の上側の S 3 に示すように、メインポンプ 202 の吐出油の全量 Q_1 がブームシリンダ 3 a に導かれる。

[0100] また、メインポンプ 202 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御され、メインポンプ 202 は、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P_3 の大きさに応じて流量を吐出する。すなわち、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P_3 が P_{3c} 未満の場合は、メインポンプ 202 の容量は最大容量 q_{3max} であり、メインポンプ 202 は最大流量を吐出し、第 3 圧油供給路 305 の圧力 P_3 が P_{3c} 以上となる場合は、メインポンプ 202 の容量は点 C から点 E の範囲内でトルク一定曲線 602 に沿って制御される。

[0101] 一方、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 i の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 131 によって最高負荷圧 P_{lmax1} として検出され、アンロード弁 115 と差圧減圧弁 111 に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax1} がアンロード弁 115 に導かれることによって、アンロード弁 115 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax1} （ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 P_{unsp} を加算した圧力に上昇し、第 1 圧油供給路 105 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax1} が差圧減圧弁 111 に導かれることによって、差圧減圧弁 111 は第 1 圧油供給路 105 の圧力 P_1 と最高負荷圧 P_{lmax1} との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls1} として出力する。この P_{ls1} はレギュレータ 112 の低圧選択弁 112 a に導かれ、低圧選択弁 112 a によって P_{ls1} と P_{ls2} の低圧側が選択される。

[0102] ここで、ブーム上げをフル操作するような場合、 P_{ls2} は操作レバーの中立時と同様、 P_{gr} よりも大きな値に保たれている（ $P_{ls2} = P_2 - P_{lmax2} = (P_{tank}$

+Punsp) -Ptank=Punsp>Pgr)。一方、ブーム上げの動き出しの場合には、LS差圧Pls1はほぼゼロに等しく、 $Pls1 < Pgr$ の関係となる。よって、低压選択弁112aではPls1が低压側のLS差圧Pls12として選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは、目標LS差圧PgrとLS差圧Pls1を比較する。この場合、 $Pls1 < Pgr$ なので、LS制御弁112bは図1中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン112cの圧油をタンクに放出する。このためLS駆動圧力が低下し、メインポンプ102が第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d, 112e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f）によるトルク制御の制限を受けない場合は、メインポンプ102の容量（流量）は増加してゆき、メインポンプ102の流量はPls1がPgrに等しくなるように制御される。

[0103] これによりブームシリンダ3aには、図5Cの下側のS3に示すように、メインポンプ202から流量制御弁6aを介して供給される圧油とメインポンプ102の第1吐出ポート102aから流量制御弁6iを介して供給される圧油が合流して供給され、ブームシリンダ3aはその合流した圧油により伸長方向に駆動される。

[0104] このとき、第2圧油供給路205には、第1圧油供給路105に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給されるが、その圧油は余剰流量としてアンロード弁215を介してタンクに戻される。ここで、第2負荷圧検出回路132は最高負荷圧Plmax2としてタンク圧を検出しているため、アンロード弁215のセット圧はバネの設定圧力Punspに等しくなり、第2圧油供給路205の圧力P2はPunspの低压に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときアンロード弁215の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

[0105] また、メインポンプ202の吐出油とメインポンプ102の吐出油とが合流してブームシリンダに供給されるとき、メインポンプ202側のオープンセンタ型の流量制御弁6aはブリードオフ通路が全閉となり、メインポンプ102側はロードセンシング制御によってメインポンプ102の吐出流量が

制御される。このため油圧ショベルによる掘削後の積込み動作など、ブーム操作レバーの操作量が大きい作業では、負荷圧に影響を受けにくい特性が得られ、力強い操作フィーリングを得ることができる。

[0106] 一方、メインポンプ102が第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d、112e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f）によるトルク制御の制限を受ける場合は、メインポンプ102の容量は、図3に示すPQ特性に従って制御される。すなわち、メインポンプ102の吐出圧（第1及び第2圧油供給路105、205の圧力の合計）が上昇し、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク（第1所定値）に達すると、最大トルク（第1所定値）を超えないようにメインポンプ102の容量は制御される。

[0107] また、第3圧油供給路305の圧力P3は、メインポンプ102のレギュレータ112に設けられた減圧弁112gに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧（トルク制御開始圧力）P3c以下の場合は圧力P3がそのまま減トルク制御ピストン112fに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3がP3cより高い場合はP3cに制限された圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fは、前述したように、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3c以下の場合は、図3にトルク一定曲線504で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分（T3）だけメインポンプ102の最大トルクを減少させ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3cより高い場合は、図3にトルク一定曲線503で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分（最高トルクT3max）だけメインポンプ102の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。

[0108] このように減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン112fに導いてメインポンプ102の最大トルクが減少させるため、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3maxで動作するときだけでなく、メインポ

ンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

[0109] (d) アーム操作レバーを入力した場合（微操作）

例えばアーム用の操作装置の操作レバー（アーム操作レバー）をアームシリンダ3bが伸長する向き、つまりアームクラウド方向に入力すると、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b、6jが図1中で下方向に切り換わる。ここで、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b、6jの開口面積特性は、図2Bを用いて説明したように流量制御弁6bがメイン駆動用であり、流量制御弁6jがアシスト駆動用である。流量制御弁6b、6jは、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストロークする。

[0110] アーム操作レバーが微操作で、流量制御弁6b、6jのストロークが図2BのS2以下の場合、アーム操作レバーの操作量（操作パイロット圧）が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁6bのメータイン通路の開口面積はゼロからA1に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁6jのメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。

[0111] 流量切換弁6bが図1中で下方向に切り換わると、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧 P_{lmax2} として検出され、アンロード弁215と差圧減圧弁211に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax2} がアンロード弁215に導かれることによって、アンロード弁215のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax2} （アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 P_{unsp} を加算した圧力に上昇し、第2圧油供給路205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax2} が差圧減圧弁211に導かれることによって、差圧減圧弁211は第2圧油供給路205の圧力 P_2 と最高負荷圧 P_{lmax2} との差圧（LS差圧）を絶対圧 P_{ls2} として出力し、この P_{ls2} はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。低圧選択弁112aは P_{ls1} と P_{ls2} の

低圧側を選択する。

[0112] アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ3 bの負荷圧が第2圧油供給路2 0 5に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧Pls2はほぼゼロに等しく、 $Pls2 < Pgr$ の関係となる。一方、このとき、Pls1は操作レバーの中立時と同様、Pgrよりも大きな値に保たれている ($Pls1 = P1 - Plmax1 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$)。よって、低圧選択弁1 1 2 aはPls2を低圧側のLS差圧Pls12として選択し、Pls2がLS制御弁1 1 2 bに導かれる。LS制御弁1 1 2 bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁1 3の出力圧PgrとPls2を比較する。この場合、上記のように $Pls2 < Pgr$ であるので、LS制御弁1 1 2 bは図1中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン1 1 2 cの圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ1 0 2の容量（流量）は増加してゆき、その流量増加は $Pls2 = Pgr$ になるまで継続する。これによりメインポンプ1 0 2の第2吐出ポート1 0 2 bからアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がアームシリンダ3 bのボトム側に供給され、アームシリンダ3 bは伸長方向に駆動される。

[0113] このとき、第1圧油供給路1 0 5に、第2圧油供給路2 0 5に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給され、その圧油は余剰流量としてアンロード弁1 1 5を介してタンクに戻される。ここで、第1負荷圧検出回路1 3 1は最高負荷圧Plmax1としてタンク圧を検出するため、アンロード弁1 1 5のセット圧はバネの設定圧力Punspに等しくなり、第1圧油供給路1 0 5の圧力P1はPunspの低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁1 1 5の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

[0114] また、このときは、メインポンプ2 0 2に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立である場合と同様、メインポンプ2 0 2の吐出圧は極めて低く、この低い圧力が減圧弁1 1 2 gによって減圧されることなく、トルクフィードバックピストン1 1 2 fに導かれ、図3のメインポンプ1 0 2の最大トルクは図3の曲線5 0 2のT12maxに維持される。

[0115] (e) アーム操作レバーを入力した場合（フル操作）

例えばアーム操作レバーをアームシリンダ3 bが伸長する向き、つまりアームクラウド方向にフルに操作した場合、アームシリンダ3 b駆動用の流量制御弁6 b, 6 jが図1中で下方向に切り換わり、図2 Bに示したように、流量制御弁6 b, 6 jのスプールストロークはS 2以上となり、流量制御弁6 bのメータイン通路の開口面積はA 1に保たれ、流量制御弁6 jのメータイン通路の開口面積はA 2となる。

[0116] 上記(d)で説明したように、アームシリンダ3 bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6 bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路1 3 2によって最高負荷圧 Pl_{max2} として検出され、アンロード弁2 1 5が第2圧油供給路2 0 5の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 Pl_{max2} が差圧減圧弁2 1 1に導かれることによって、LS差圧 $Pls2$ が出力され、レギュレータ1 1 2の低圧選択弁1 1 2 aに導かれる。

[0117] 一方、アームシリンダ3 bのボトム側の負荷圧は、流量制御弁6 jの負荷ポートを介して第1負荷圧検出回路1 3 1によって最高負荷圧 Pl_{max1} （= Pl_{max2} ）として検出され、アンロード弁1 1 5と差圧減圧弁1 1 1に導かれる。最高負荷圧 Pl_{max1} がアンロード弁1 1 5に導かれることによって、アンロード弁1 1 5は第1圧油供給路1 0 5の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 Pl_{max1} が差圧減圧弁1 1 1に導かれることによって、LS差圧 $Pls1$ （= $Pls2$ ）がレギュレータ1 1 2の低圧選択弁1 1 2 aに導かれる。

[0118] アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ3 bの負荷圧が第1及び第2圧油供給路1 0 5, 2 0 5に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧 $Pls1$, $Pls2$ は、共に、ほぼゼロに等しく、 $Pls1$, $Pls2 < P_{gr}$ の関係となる。よって、低圧選択弁1 1 2 aは、 $Pls1$ と $Pls2$ のいずれかを低圧側のLS差圧 $Pls12$ として選択し、 $Pls12$ がLS制御弁1 1 2 bに導かれる。この場合、上記のように $Pls12$ （ $Pls1$ 又は $Pls2$ ） $< P_{gr}$ であるので、LS制御弁1 1 2 bは図1中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン1 1 2

cの圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ102の容量（流量）は増加してゆき、その流量増加は $P_{ls12}=P_{gr}$ になるまで継続する。これによりメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからアームシリンダ3bのボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

[0119] また、このときも、メインポンプ202に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立である場合と同様、メインポンプ202の吐出圧は極めて低く、この低い圧力が減圧弁112gによって減圧されることなく、トルクフィードバックピストン112fに導かれ、図3のメインポンプ102の最大トルクは図3の曲線502の T_{12max} に維持される。

[0120] これにより第1トルク制御部は、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないようにメインポンプ102の傾転角を制御し、アームシリンダ3bの負荷が増加した場合に原動機1の停止（エンジンストール）を防止することができる。

[0121] （f）水平均し動作及びほうき作業の場合

水平均し動作やほうき作業では、通常アーム操作レバーはアームクラウドのフル入力、ブーム操作レバーはブーム上げ微操作で行う。

[0122] ブーム上げは微操作なので、上記（b）で説明したように、ブームシリンダ3aは、オープンセンタ型の流量制御弁6aを介してメインポンプ202からの圧油のみによって駆動される。また、流量制御弁6aのスプールストロークはS1以上S2以下であり、ブリードオフ通路は全閉になっておらず、図5CのS1～S2の区間に示すように、ブームシリンダ3aの負荷圧と、ブリードオフ通路の開口面積の大きさとメインポンプ202から供給される流量とによって決まる第3圧油供給路305の圧力と、メータイン通路の開口面積の大きさとによって決まる流量がブームシリンダ3aに供給され、残りの流量はブリードオフ通路からタンクに排出される。

[0123] 一方、アーム操作レバーはフル入力となるので、上記（e）で説明したように、アームシリンダ3bのメイン駆動用の流量制御弁6bとアシスト駆動用の流量制御弁6jはフルストロークで切り換わり、それぞれのメータイン通路の開口面積はA1、A2となる。アームシリンダ3bの負荷圧は、流量制御弁6b、6jの負荷ポートを介して第1及び第2負荷圧検出回路131、132によって最高負荷圧 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} （ $P_{lmax1}=P_{lmax2}$ ）として検出され、アンロード弁115、215がそれぞれ第1及び第2圧油供給路105、205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} がメインポンプ102のレギュレータ112にフィードバックされ、メインポンプ102が第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d、112e、バネ112u、減圧弁112g及び減トルク制御ピストン112f）によるトルク制御の制限を受けない場合は、メインポンプ102の容量（流量）が流量制御弁6b、6jの要求流量に応じて増加し、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102bからアームシリンダ3bのボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a、102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

[0124] ここで、水平均し動作の場合、通常アームシリンダ3bの負荷圧は低く、ブームシリンダ3aの負荷圧は高いことが多い。本実施の形態では、水平均し動作では、ブームシリンダ3aを駆動する油圧ポンプはメインポンプ202、アームシリンダ3bを駆動する油圧ポンプはメインポンプ102というように、負荷圧の異なるアクチュエータを駆動するポンプが別個になるので、1つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の1ポンプロードセンシングシステムのように、低負荷側の圧力補償弁7bでの無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を発生させることはない。

[0125] また、ブームシリンダ3aはオープンセンタ型の流量制御弁6aによって制御されるため、その微操作領域においてはブリードオフ通路が開口しており、図5CのS1～S2の区間に示すように、ブームシリンダ3aの負荷圧

によってブームシリンダ 3 a に供給される圧油の流量が柔軟に変化する。このため、ほうき作業のようにバケット爪先を地面に沿って動かすときにバケット爪先から受ける反力が微妙に変化した場合に、ブームシリンダ 3 a に供給される圧油の流量がその反力の大きさに応じて変化するので、良好な操作性を得ることができる。

[0126] 一方、メインポンプ 1 0 2 が第 1 トルク制御部（トルク制御ピストン 1 1 2 d, 1 1 2 e、バネ 1 1 2 u、減圧弁 1 1 2 g 及び減トルク制御ピストン 1 1 2 f）によるトルク制御の制限を受ける場合は、メインポンプ 1 0 2 の容量は、図 3 に示す P Q 特性に従って制御される。すなわち、メインポンプ 1 0 2 の吐出圧（第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 の圧力の合計）が上昇し、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが最大トルク（第 1 所定値）に達すると、最大トルク（第 1 所定値）を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の容量は制御される。

[0127] また、上記（c）で説明したように、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 が減圧弁 1 1 2 g のセット圧 P3c（トルク制御開始圧力 P3c）以下の場合は圧力 P3 がそのまま減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 が P3c より高い場合は P3c に制限された圧力が減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。減トルク制御ピストン 1 1 2 f は、前述したように、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 が減圧弁 1 1 2 g のセット圧 P3c 以下の場合は、図 3 にトルク一定曲線 5 0 4 で示すように、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク分（T3）だけメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを減少させ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 が減圧弁 1 1 2 g のセット圧 P3c より高い場合は、図 3 にトルク一定曲線 5 0 3 で示すように、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク分（最高トルク T3max）だけメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。

[0128] このように減圧弁 1 1 2 g はメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬した圧力を出し、この圧力を減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導いてメインポ

ンプ102の最大トルクが減少させるため、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルク T_{3max} で動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

[0129] ～効果～

本実施の形態によれば以下の効果が得られる。

[0130] 1. ブームシリンダ3aの負荷圧が高くアームシリンダ3bの負荷圧が低い水平平均し動作など、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3bの負荷圧の差が大きい複合操作であっても、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3bは別々のメインポンプ202, 102からの圧油で駆動されるため、1つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の1ポンプロードセンシングシステムのように、低負荷側の圧力補償弁での無駄な絞り圧損によるエネルギー消費を発生させることを防止することができ、高効率な油圧駆動装置を提供できる。

[0131] 2. メインポンプ202からブームシリンダ3aに供給される圧油の流れを制御する流量制御弁6aはオープンセンタ型であるため、ブームシリンダ3aの操作装置のレバー操作量が小さい微操作領域においてはブリードオフ通路が開口しており、ブームシリンダ3aの負荷圧によってブームシリンダ3aに供給される圧油の流量が柔軟に変化する。このため、ほうき作業のようにバケット爪先を地面に沿って動かすときにバケット爪先から受ける反力が微妙に変化した場合に、ブームシリンダ3aに供給される圧油の流量がその反力の大きさに応じて変化するので、良好な操作性を得ることができる。

[0132] 3. ブームシリンダ3aのレバー操作量を大きくすれば、メインポンプ202側のオープンセンタ型の流量制御弁6aはブリードオフ通路が全閉となり、メインポンプ102側はロードセンシング制御によってメインポンプ102の吐出流量が制御されるため、油圧ショベルによる掘削後の積込み動作など、ブーム操作レバーの操作量が大きい作業では、負荷圧に影響を受けに

くい特性が得られ、力強い操作フィーリングを得ることができる。

[0133] 4. メインポンプ202のレギュレータ212はロードセンシング制御部を有さず、第2トルク制御部（トルク制御ピストン212dとバネ212e）のみを有する構成とした上で、減圧弁112gのセット圧（バネ112tのセット圧）を第2トルク制御部のトルク制御開始圧力（バネ212のセット圧）P3cに等しく設定したため、減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力が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が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3maxで動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクTerateを有効利用することができる。

[0134] 5. メインポンプ202のレギュレータ212はロードセンシング制御部を有しないため、レギュレータ212の機構を簡素化できるとともに、複雑な機構を用いなくても減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力することができるため、全トルク制御を行うためのレギュレータ112の構成を簡略化することができ、メインポンプ102, 202とレギュレータ112, 212を含めたポンプ全体の小型化が可能となり、かつコストの増大を抑えることができる。

[0135] <第2の実施の形態>

～構成～

図6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。

[0136] 図1に示した第1の実施の形態との差異は、可変容量型のメインポンプ202に代えて固定容量型のメインポンプ202Aを備えること、それに伴ってメインポンプ202Aはメインポンプ202にあったレギュレータ212を備えておらず、メインポンプ101のレギュレータ112Aは減圧弁112gを備えていないことである。

[0137] 本実施の形態の動作は、メインポンプ202Aが固定容量型であることに

関する違い以外は、基本的に第１の実施の形態と同じであり、第１の実施の形態と同様、上記１～３の効果が得られる。

[0138] また、メインポンプ２０２Ａの吐出圧が減トルク制御ピストン１１２ｆに導かれることで、メインポンプ１０２は、メインポンプ２０２Ａの吸収トルクの分だけ自らのトルクを減じるので、メインポンプ１０２とメインポンプ２０２Ａの吸収トルクの合計が、予め設定された値（最大トルク T_{12max} ）を超えないように、全トルク制御を行う。

[0139] 更に、メインポンプ２０２Ａは固定容量型で、レギュレータを備えていないので、メインポンプ１０２、２０２Ａとレギュレータ１１２Ａを含めたポンプ全体の一層の小型化と低コスト化が可能となる。

[0140] <その他>

以上の実施の形態は一例であり、本発明の精神の範囲内で種々の変形が可能である。

[0141] 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可変容量型の油圧ポンプであってもよい。

[0142] また、建設機械が油圧ショベルであり、第１特定アクチュエータがブームシリンダ３ａであり、第２特定アクチュエータがアームシリンダ３ｂである場合について説明したが、

第２特定アクチュエータが第１特定アクチュエータと複合操作で 사용되는頻度の高いアクチュエータであれば、ブームシリンダとアームシリンダ以外であってもよい。

[0143] 更に、そのような第１及び第２特定アクチュエータの動作条件を満たすアクチュエータを備えた建設機械であれば、油圧走行クレーン等、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。

[0144] 更に、上記実施の形態のロードセンシングシステムは一例であり、ロードセンシングシステムは種々の変形が可能である。例えば、上記実施の形態で

は、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、その出力圧を圧力補償弁に導いて目標補償差圧を設定しかつL S制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁やL S制御弁に導くようにしてもよい。

符号の説明

[0145] 1 原動機

1 0 2 可変容量型メインポンプ（第1ポンプ装置）

1 0 2 a, 1 0 2 b 第1及び第2吐出ポート

1 1 2 レギュレータ（第1ポンプ制御装置）

1 1 2 a 低圧選択弁

1 1 2 b L S制御弁

1 1 2 c L S制御ピストン

1 1 2 d, 1 1 2 e トルク制御ピストン

1 1 2 f 減トルク制御ピストン

1 1 2 g 減圧弁

1 1 2 t バネ

1 1 2 u バネ

2 0 2 可変容量型メインポンプ（第2ポンプ装置）

2 0 2 a 第3吐出ポート

2 1 2 レギュレータ（第2ポンプ制御装置）

2 1 2 d トルク制御ピストン

2 1 2 e バネ

1 1 5 アンロード弁

2 1 5 アンロード弁

1 1 1, 2 1 1 差圧減圧弁

1 4 6, 2 4 6 第2及び第3切換弁

3 a～3 h 複数のアクチュエータ

3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 f, 3 g 複数の第1アクチュエータ

- 3 a, 3 e, 3 h 複数の第2アクチュエータ
- 3 a ブームシリンダ (第1特定アクチュエータ)
- 3 b アームシリンダ (第2特定アクチュエータ)
- 4 コントロールバルブユニット
- 6 a, 6 e, 6 h オープンセンタ型の流量制御弁
- 6 a ブームシリンダのメイン駆動用流量制御弁 (第1流量制御弁)
- 6 b~6 d, 6 f, 6 g, 6 i, 6 j クローズドセンタ型の流量制御弁
- 6 i ブームシリンダのアシスト駆動用流量制御弁 (第2流量制御弁)
- 7 b~7 d, 7 f, 7 g, 7 i, 7 j 圧力補償弁
- 8 b~8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j 操作検出弁
- 9 d, 9 f, 9 i, 9 j シャトル弁
- 9 b, 9 c, 9 g シャトル弁
- 1 3 原動機回転数検出弁
- 2 4 ゲートロックレバー
- 3 0 パイロットポンプ
- 3 1 a, 3 1 b, 3 1 c パイロット圧油供給路
- 3 2 パイロットリリーフバルブ
- 4 0 第3切換弁
- 5 3 走行複合操作検出油路
- 1 0 0 ゲートロック弁
- 1 2 2, 1 2 3, 1 2 4 a, 1 2 4 b 操作装置
- 1 3 1 第1負荷圧検出回路
- 1 3 2 第2負荷圧検出回路
- 1 0 5 第1圧油供給路
- 2 0 5 第2圧油供給路
- 3 0 5 第3圧油供給路

請求の範囲

[請求項1]

可変容量型の第1ポンプ装置と、
第2ポンプ装置と、
前記第1ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第1アクチュエータと、
前記第2ポンプ装置から吐出された圧油により駆動される複数の第2アクチュエータと、
前記第1ポンプ装置から前記複数の第1アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のクローズドセンタ型の流量制御弁と、
前記第2ポンプ装置から前記複数の第2アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数のオープンセンタ型の流量制御弁と、
前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、
前記第1ポンプ装置の吐出圧が前記複数の第1油圧アクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第1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する第1ポンプ制御装置とを備え、
前記複数の第1及び第2アクチュエータは、共通のアクチュエータである少なくとも1つの第1特定アクチュエータを含み、
前記複数の第1アクチュエータは、前記第1特定アクチュエータと複合操作で利用される頻度の高い第2特定アクチュエータを含み、
前記複数のオープンセンタ型の流量制御弁は、前記第2ポンプ装置から前記第1特定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流量制御弁を含み、
前記複数のクローズドセンタ型の流量制御弁は、前記第1ポンプ装置から前記第1特定アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する第2流量制御弁を含み、
前記第1特定アクチュエータの操作装置を操作範囲の中間領域まで

操作したときは前記第 1 流量制御弁のみが開弁して前記第 2 ポンプ装置から前記第 1 特定アクチュエータに圧油が供給され、前記操作装置を前記中間領域から更に操作したときは前記第 1 及び第 2 流量制御弁の両方が開弁して前記第 1 及び第 2 ポンプ装置からの圧油が前記第 1 特定アクチュエータに合流して供給されるように前記第 1 及び第 2 流量制御弁の開口面積特性を設定した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 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定され、

前記第 2 流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、前記中間ストロークで開口し、その後、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークに達する前に最大開口面積となるように前記開口面積特性が設定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]

請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 2 ポンプ装置の容量を制御する第 2 ポンプ制御装置を更に備え、

前記第 1 ポンプ装置は、前記ロードセンシング制御部と、前記第 1 ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが増加するとき、前記第 1 油圧ポンプの吸収トルクが第 1 所定値を超えないように前記第 1 油圧ポンプの容量を制限制御する第 1 トルク制御部とを有し、

前記第 2 ポンプ制御装置は、前記第 2 ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が増加して、前記第 2 ポンプ装置の吸

収トルクが増加するとき、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値以下であるときは、前記第2ポンプ装置の容量を最大に維持し、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが前記第2所定値まで上昇すると、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2所定値を超えないように前記第2油圧ポンプの容量を制限制御する第2トルク制御部を有し、

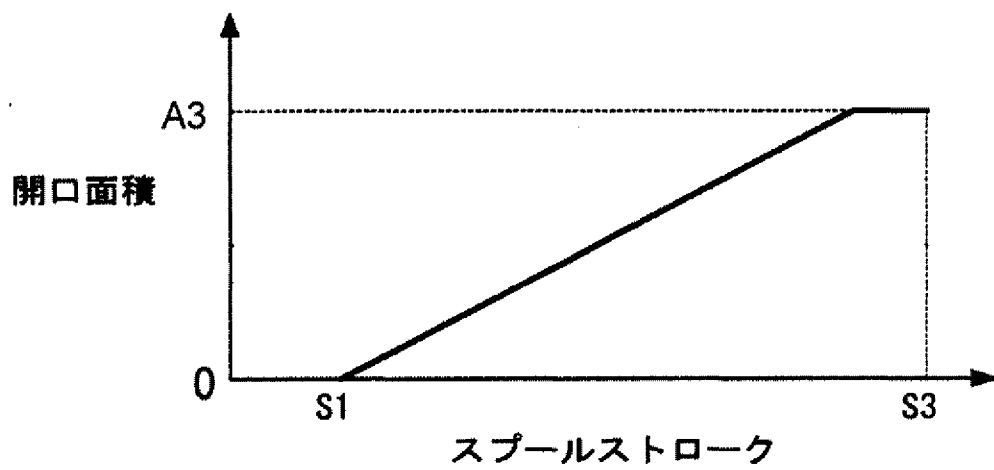
前記第1ポンプ制御装置は、前記第2ポンプ装置の吐出圧が導かれ、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力以下であるときは、前記第2ポンプ装置の吐出圧をそのまま出力し、前記第2ポンプ装置の吐出圧が前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力よりも上昇すると、前記第2ポンプ装置の吐出圧を前記第2トルク制御部の容量制限制御の開始圧力に減圧して出力する減圧弁と、前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第1所定値が減少するよう前記第1ポンプ装置の容量を減少させる減トルク制御アクチュエータとを更に有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

[請求項4]

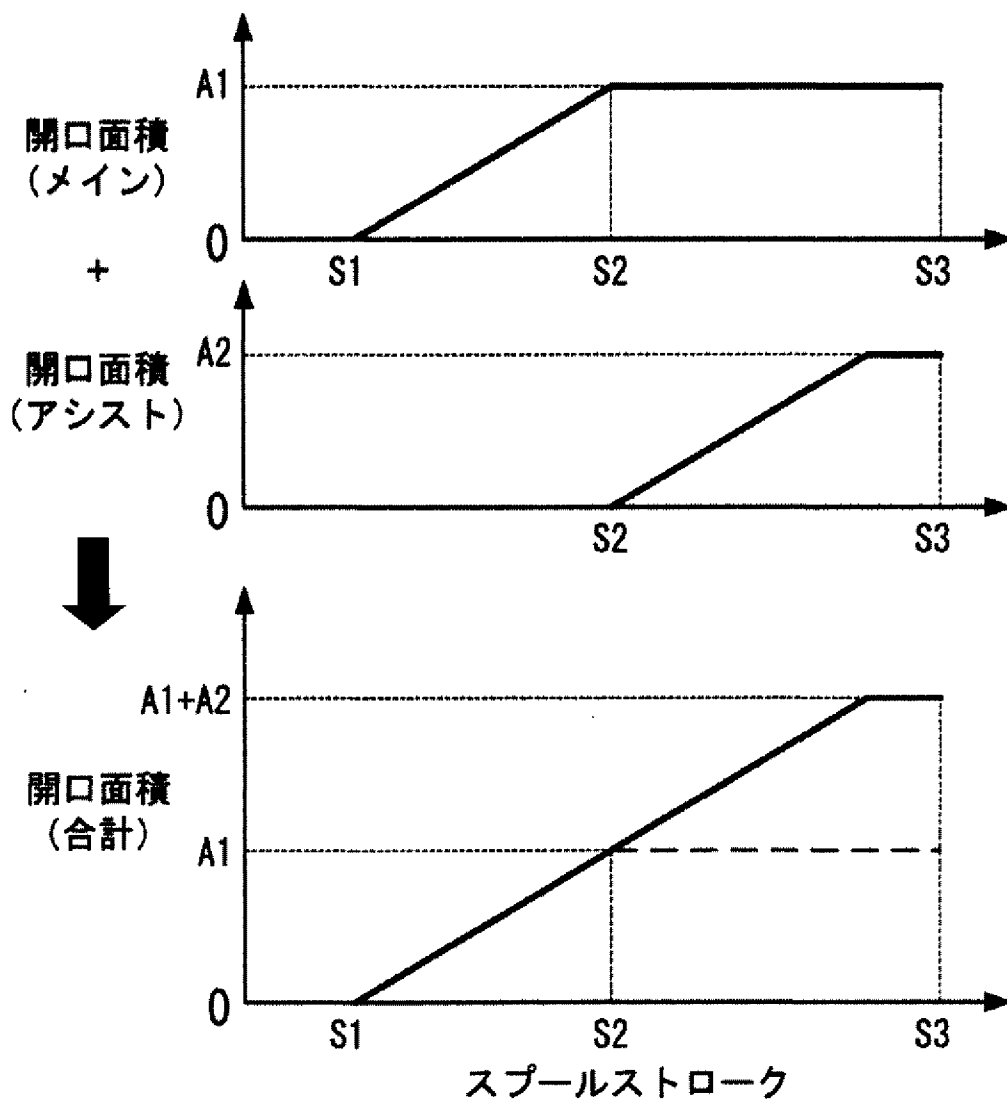
請求項1～3のいずれか1項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1特定アクチュエータは、油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダであり、前記第2特定アクチュエータは、油圧ショベルのアームを駆動するア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。

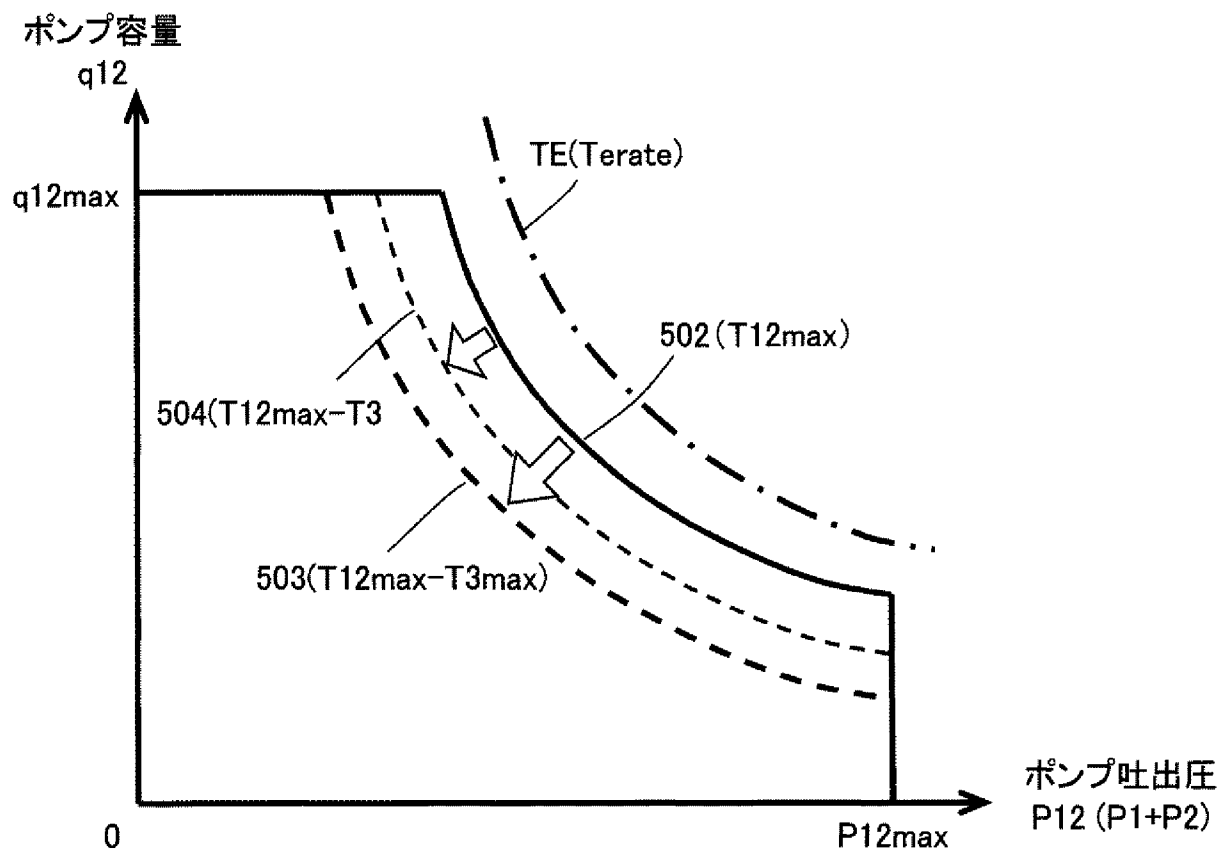
[図2A]



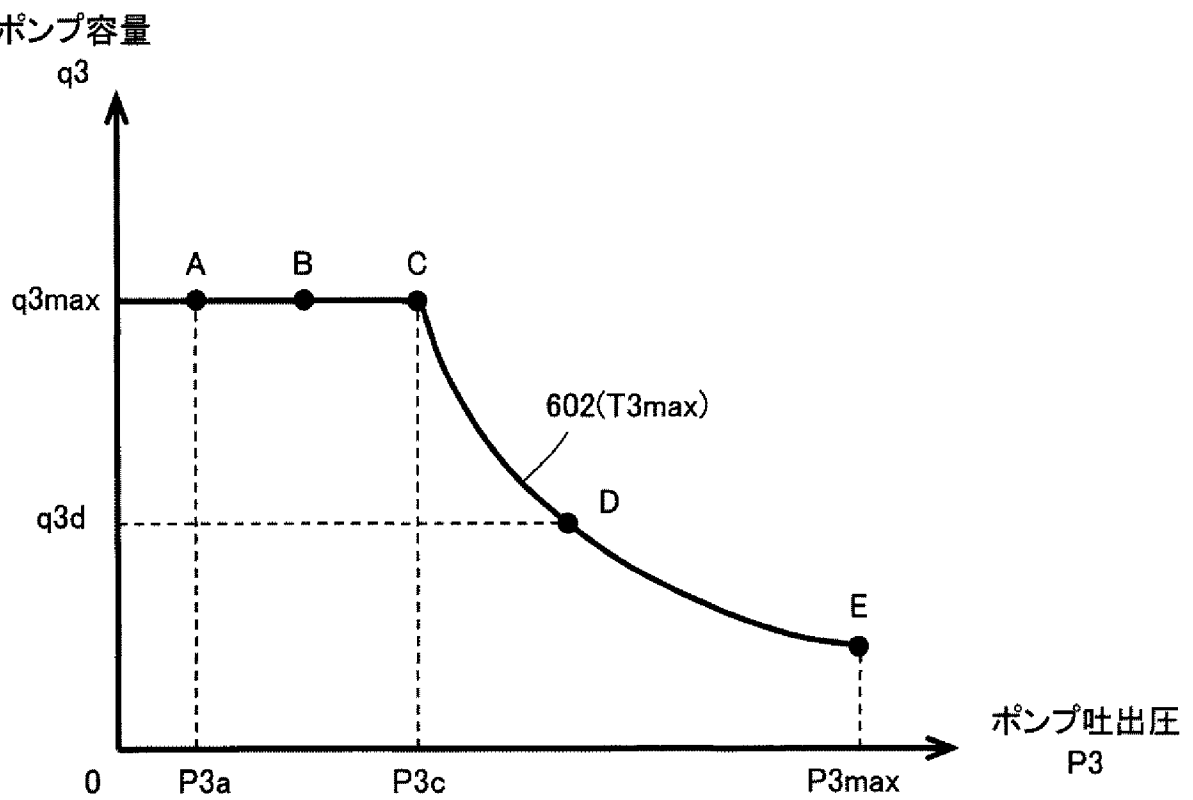
[図2B]



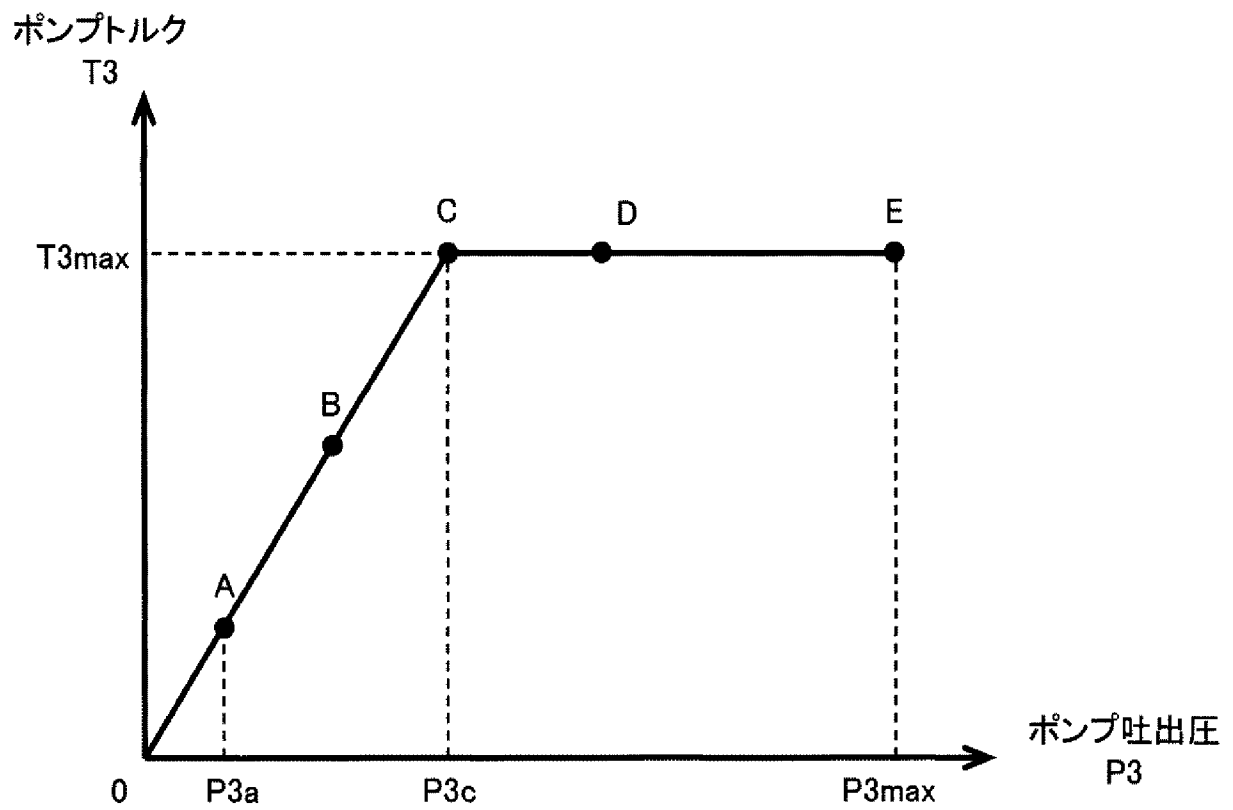
[図3]



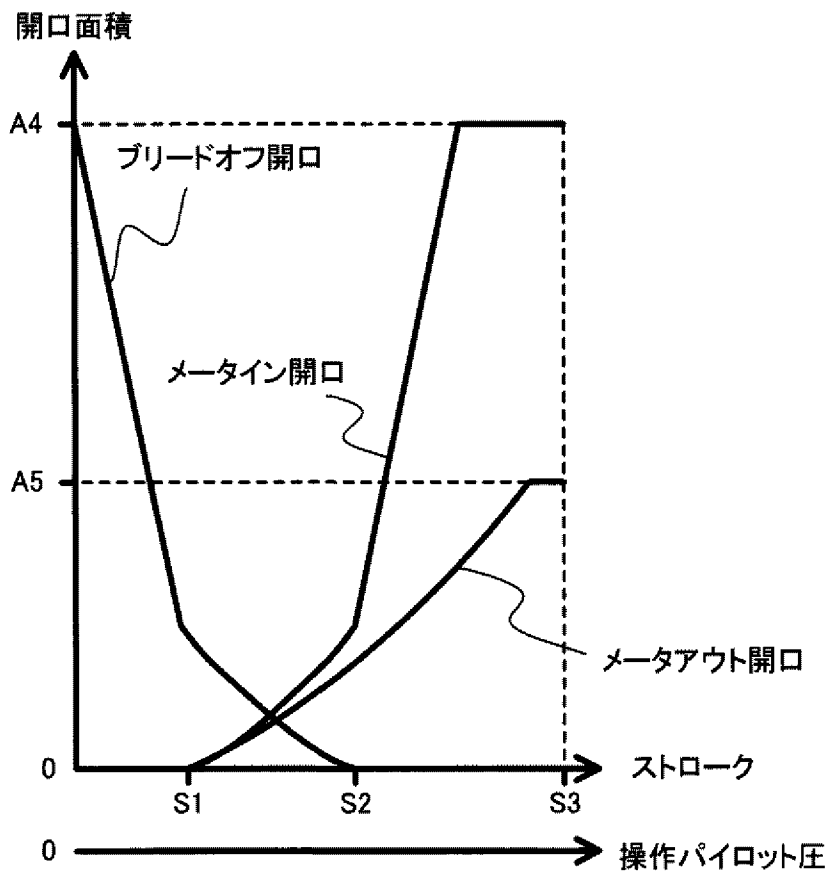
[図4A]



[図4B]

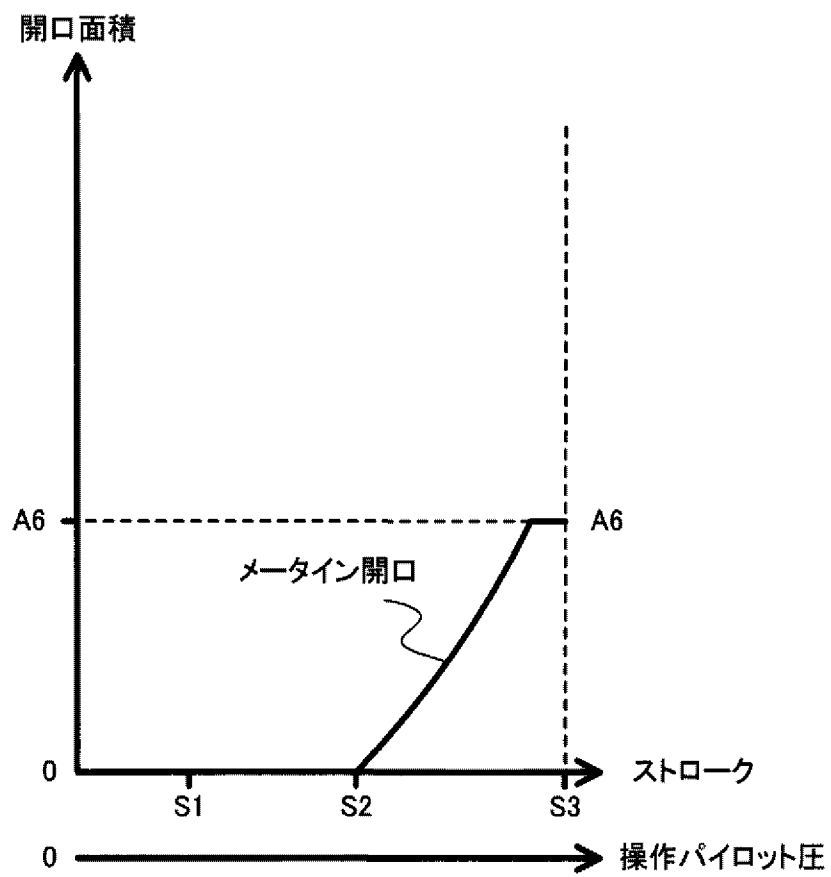


[図5A]



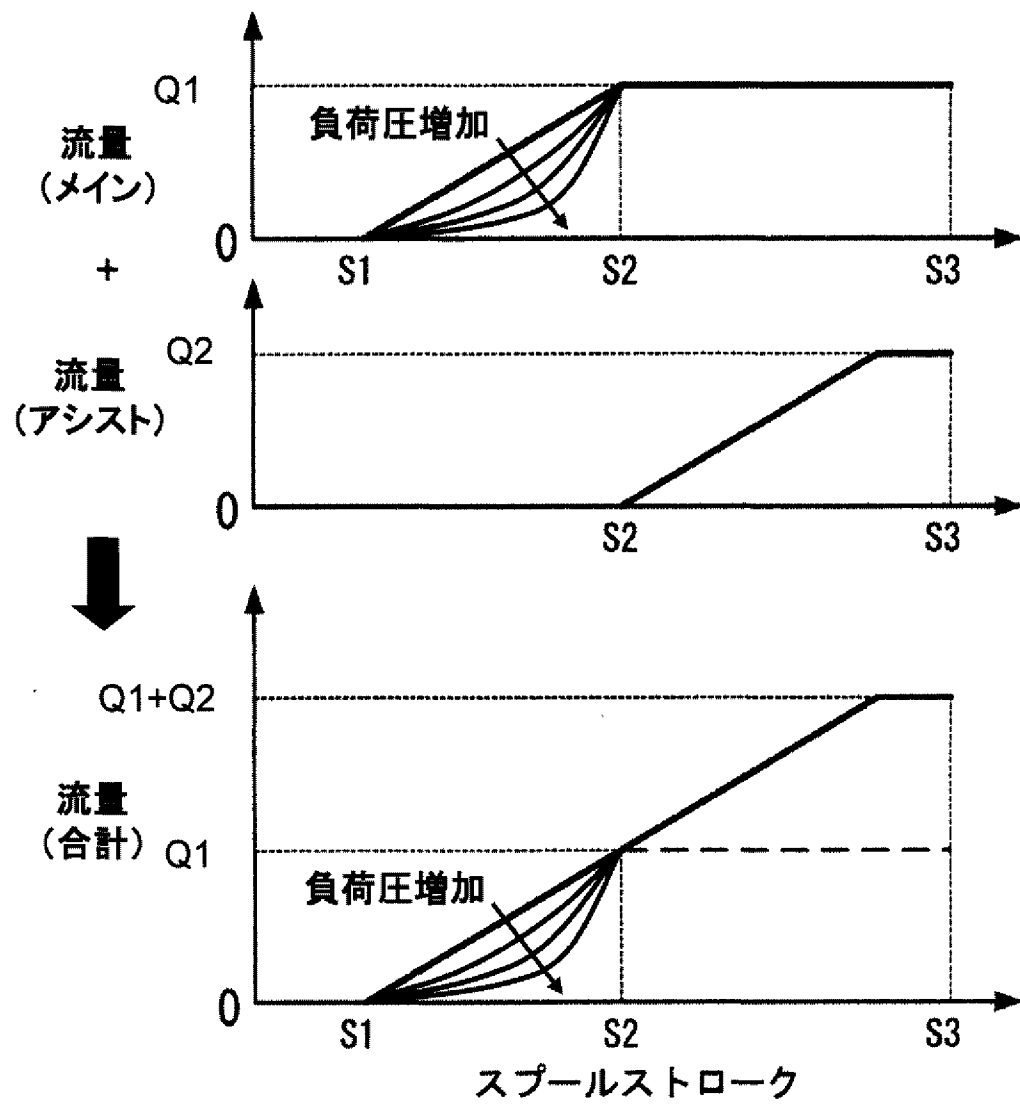
オープンセンタ型流量制御弁(メイン駆動用)

[図5B]

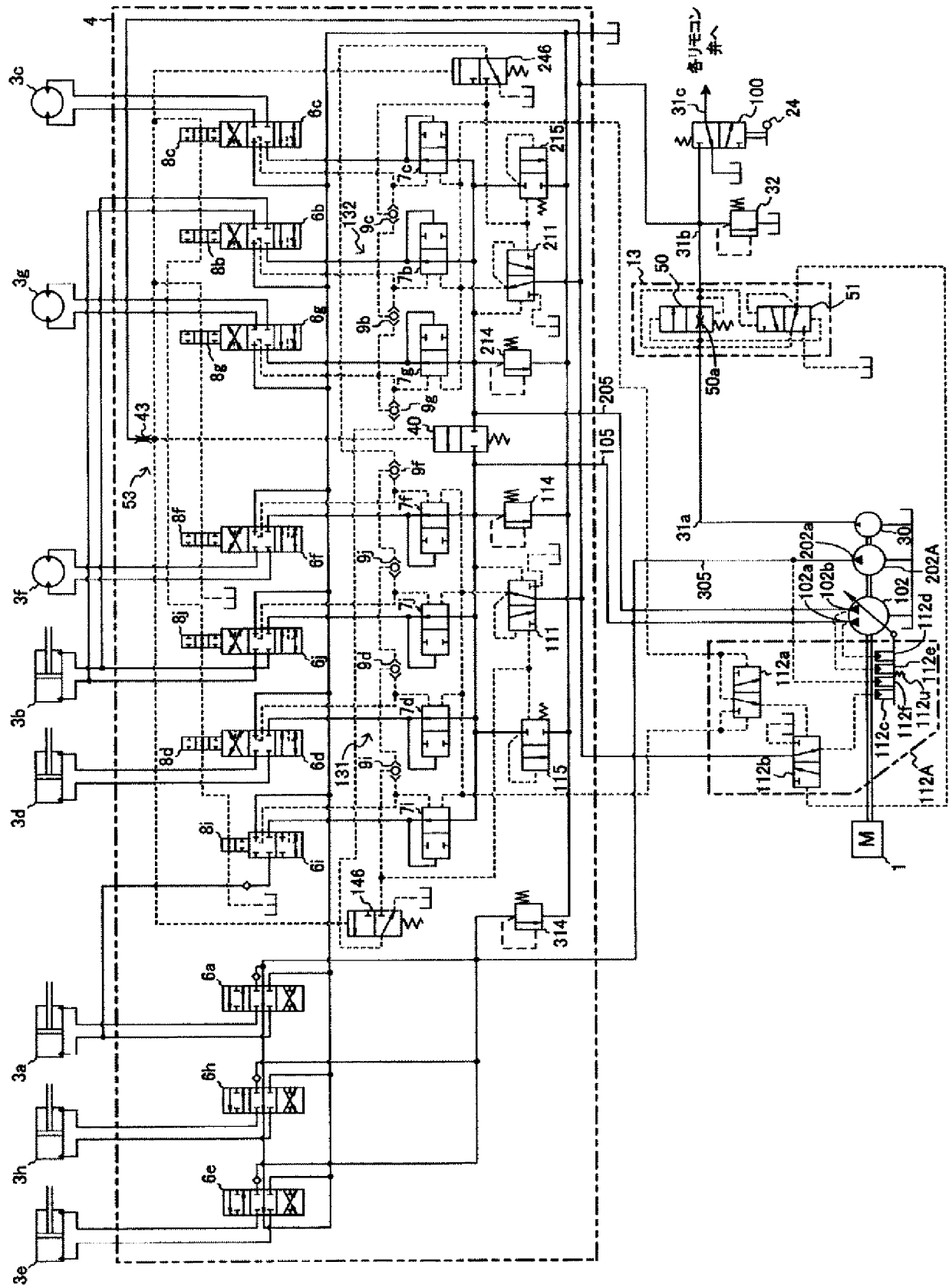


クローズドセンタ型流量制御弁(アシスト駆動用)

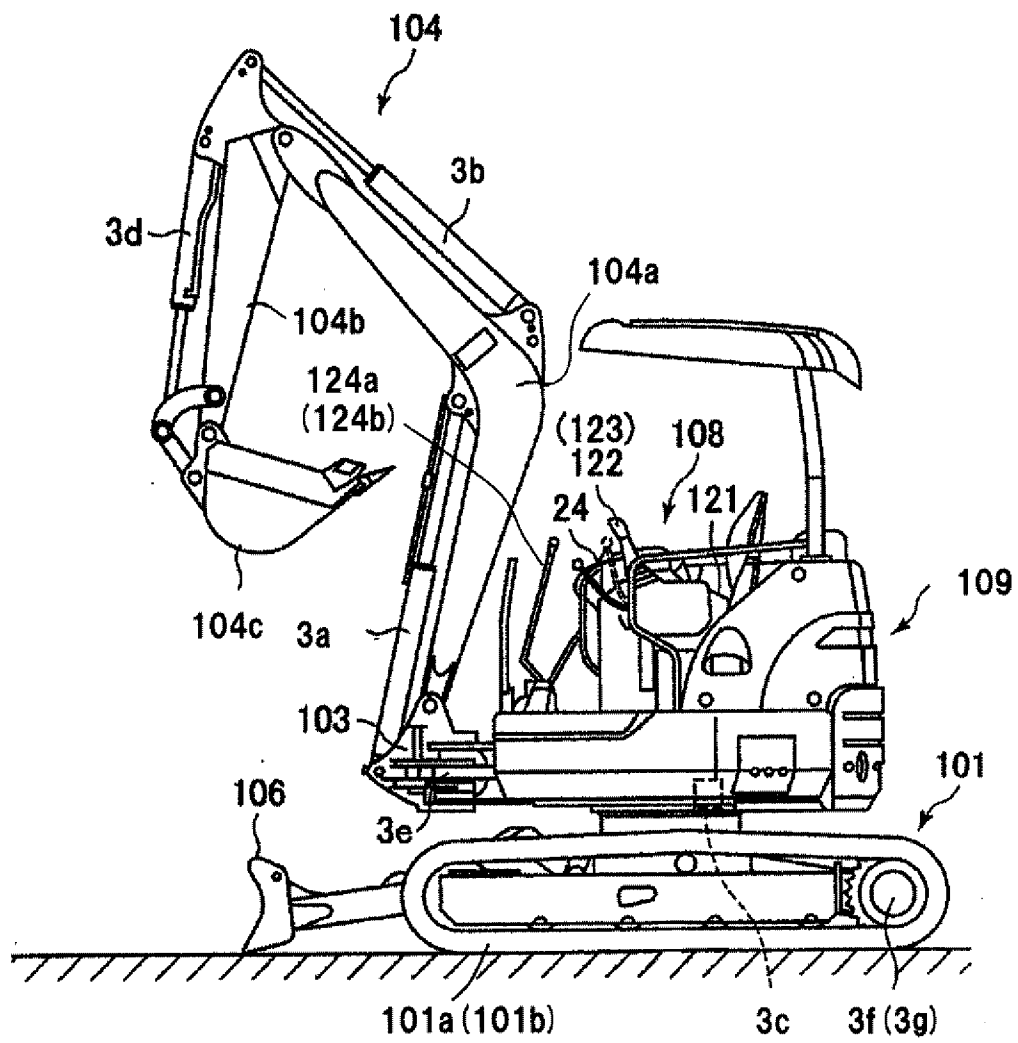
[図5C]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081912

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(2006.01)i, F15B11/05(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, F15B11/00, F15B11/05, 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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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 10-37907 A (Komatsu Ltd.), 13 February 1998 (13.02.1998), paragraphs [0043] to [0047]; fig. 1, 2 & EP 913586 A1 & WO 1998/004838 A1	1-4
A	JP 7-317708 A (Toshiba Machine Co., Ltd.), 08 December 1995 (08.12.1995), abstract; paragraphs [0010] to [0022]; fig. 1, 2 (Family: none)	1-4

☐ 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
26 January 2015 (26.01.15)

Date of mailing of the international search report
03 February 2015 (03.02.15)

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. F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(2006.01)i, F15B11/05(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, F15B11/00, F15B11/05, 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 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 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
A	JP 10-37907 A (株式会社小松製作所) 1998.02.13, 段落【0043】 - 【0047】, 図1, 2 & EP 913586 A1 & WO 1998/004838 A1	1 - 4
A	JP 7-317708 A (東芝機械株式会社) 1995.12.08, 要約, 段落【0010】 - 【0022】, 図1, 2 (ファミリーなし)	1 - 4

☐ 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

2 6 . 0 1 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 2 . 2 0 1 5

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 1 0 0 - 8 9 1 5
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

3 0

3 7 3 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 8