

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014 年 9 月 25 日(25.09.2014)



(10) 国際公開番号
WO 2014/148449 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/JP2014/057207
- (22) 国際出願日: 2014 年 3 月 17 日(17.03.2014)
- (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 2013-060962 2013 年 3 月 22 日(22.03.2013) 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 知的財産部内 Ibaraki (JP). 釣賀 靖貴(TSURUGA Yasutaka); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 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 知的財産部内 Ibaraki (JP). 森 和繁

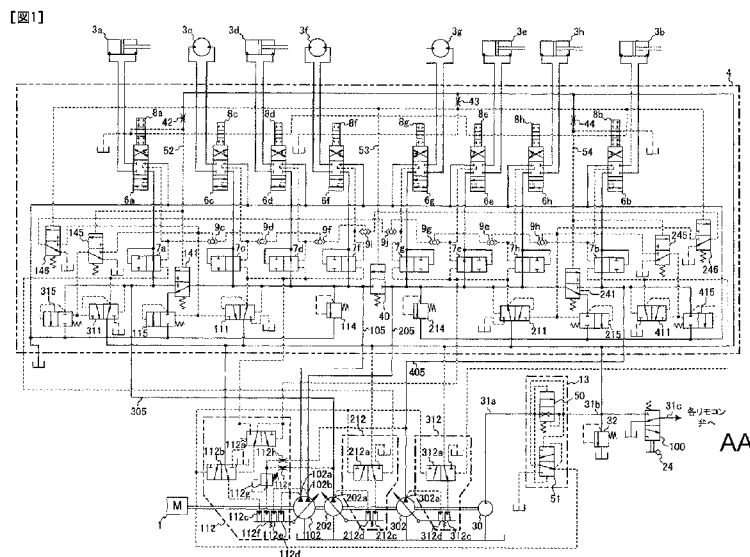
(MORI Kazushige); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 中村 夏樹(NAKAMURA Natsuki); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP).

- (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, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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, 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,

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE DEVICE OF CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称: 建設機械の油圧駆動装置





GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, 添付公開書類:

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).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

2つの吐出ポート102a, 102bを備えたロードセンシング制御をするメインポンプ102に加え、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3bをそれぞれアシスト駆動するための2つのロードセンシング制御をするサブポンプ202, 302を設け、ブームシリンダ3a又はアームシリンダ3b駆動時は切換弁141又は241を切り換えて圧油を合流して供給し、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3b以外のアクチュエータ駆動時はメインポンプの圧油のみを供給するように構成する。すなわち、要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧が大きく異なる場合が多い2つの特定のアクチュエータを別々の吐出ポートの圧油で駆動できるようにすることで、圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を抑え、かつ要求流量が小さいアクチュエータを駆動する場合には油圧ポンプを容積効率の良いポイントで利用できるようにする。

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、油圧式ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、2つの吐出ポートを有しかつ単一のポンプレギュレータ（ポンプ制御装置）によって吐出流量が制御されるポンプ装置を備えるとともに、ポンプ装置の吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より高くなるよう制御されるロードセンシングシステムを備えた建設機械の油圧駆動装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献1に記載のように、油圧ポンプ（メインポンプ）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システムを備えたものが、油圧ショベルのような建設機械の油圧駆動装置として広く利用されている。

[0003] また、ロードセンシングシステムとして、特許文献2及び特許文献3に記載のように、第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群に対応して第1及び第2の2つの油圧ポンプを設けた2ポンプロードセンシングシステムも知られている。

[0004] 特許文献2に記載の2ポンプロードセンシングシステムでは、2つの油圧ポンプの吐出油路間に分・合流切換弁を設け、第1アクチュエータ群と第2アクチュエータ群に含まれる複数のアクチュエータの負荷圧の差が小さい場合は、第1及び第2アクチュエータ群の最大負荷圧に基づいて第1の油圧ポンプ及び第2の油圧ポンプの吐出流量を制御しかつ2つの油圧ポンプの吐出流量を合流して複数のアクチュエータに供給するようにしている。

[0005] 特許文献3に記載の2ポンプロードセンシングシステムでは、2つの油圧ポンプのうち、片方の油圧ポンプの最大容量を他方の油圧ポンプの最大容量よりも大きくし、片方の油圧ポンプの最大容量を要求流量が最大のアクチュエータ（アームシリンダを想定）を駆動可能な容量に設定するとともに、他

方の油圧ポンプの吐出流量により特定のアクチュエータ（ブームシリンダを想定）を駆動し、更に上記片方の油圧ポンプ側に合流弁を設け、この合流弁により他方の油圧ポンプの吐出流量を片方の油圧ポンプの吐出流量に合流して特定のアクチュエータ（ブームシリンダを想定）に供給可能としている。

[0006] 更に、特許文献4においては、2つの油圧ポンプを用いる代わりに、2つの吐出ポートを有するスプリットフロータイプの油圧ポンプを用い、第1の吐出ポート及び第2の吐出ポートの吐出流量を第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群のそれぞれの最大負荷圧に基づいてそれぞれ独立して制御できるようにした2ポンプロードセンシングシステムも知られている。このシステムにおいても、2つの吐出ポートの吐出油路間に分・合流切換弁（走行独立弁）を設け、走行のみする場合或いは走行しながらドーザ装置を使用する場合などには、分・合流切換弁を分流位置に切り換えて2つの吐出ポートの吐出流量を独立してアクチュエータに供給し、ブームシリンダ、アームシリンダ等の走行やドーザ以外のアクチュエータを駆動するときは、分・合流切換弁を合流位置に切り換えて2つの吐出ポートの吐出流量を合流して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

[0007] 特許文献1：特開2001-193705号公報

特許文献2：実用新案登録第2581858号公報

特許文献3：特開2011-196438号公報

特許文献4：特開2012-67459号公報特開2011-196438号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 特許文献1に記載のような通常のロードセンシングシステムを備えた油圧駆動装置では、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

圧よりもある設定圧分高くなるように制御されるため、負荷圧の高いアクチュエータと負荷圧の低いアクチュエータを複合して駆動する場合（例えば、ブーム上げ（負荷圧：高）とアームクラウド（負荷圧：低）操作を同時に行う、所謂水平引きなどの動作をした場合など）には、油圧ポンプの吐出圧はブームシリンダの高い負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御される。このとき、負荷圧の低いアームシリンダに流量が流れすぎるのを防ぐために設けられたアームシリンダ駆動用の圧力補償弁が絞られるため、この圧力補償弁の圧損のために無駄なエネルギーを消費していた。

[0009] 特許文献 2 に記載の 2 ポンプロードセンシングシステムを備えた油圧駆動装置では、第 1 及び第 2 の 2 つの油圧ポンプを設け、第 1 の油圧ポンプ及び第 2 の油圧ポンプの吐出流量を第 1 アクチュエータ群及び第 2 アクチュエータ群のそれぞれの最大負荷圧に基づいてそれぞれ独立して制御できるようにしたため、特許文献 1 にあったような無駄なエネルギー消費を抑えることができる。

[0010] しかし、特許文献 2 に記載の 2 ポンプロードセンシングシステムには別の問題がある。

[0011] すなわち、油圧ショベルなどの建設機械では、各アクチュエータの必要流量はアクチュエータの種類や作業状況によって大きく異なる場合がある。例えば、油圧ショベルの場合、アームシリンダとブームシリンダは、走行モータやバケットシリンダなどのその他のアクチュエータに比べて必要な流量が大きいことが多い。

[0012] このような場合においては、第 1 及び第 2 の油圧ポンプの容量（最大容量）をアームシリンダとブームシリンダの要求流量に合わせて設定すると、各ポンプの容量が非常に大きくなるため、小要求流量のアクチュエータ（例えばバケットシリンダ）の駆動時には、第 1 又は第 2 油圧ポンプが可変容量範囲の小さい容量で駆動されるので、油圧ポンプの容積効率が悪化するという問題があった。

[0013] なお、特許文献 2 に記載の 2 ポンプロードセンシングシステムにおいて、

ブームシリンダとアームシリンダを、2つの油圧ポンプの吐出流量を合流させて駆動させるように構成した場合は、ブームシリンダとアームシリンダを複合動作させた場合の無駄なエネルギー消費が増大してしまい、特許文献1の1ポンプロードセンシングシステムの場合と同じような問題がある。

[0014] 特許文献3に記載の2ポンプロードセンシングシステムにおいては、ブームシリンダやアームシリンダに必要な流量と、その他のアクチュエータ（例えば走行モータやバケットシリンダなど）に必要な流量との差異が大きい場合、2つの油圧ポンプ容量は、それらブームシリンダやアームシリンダの必要流量から設定されるので、例えば小流量アクチュエータ駆動時には油圧ポンプが全体の容量に対して小さい容量で駆動されることになり、油圧ポンプの容積効率が悪化してしまうという、特許文献2と同じ問題があった。

[0015] 特許文献4に記載のロードセンシングシステムにおいては、走行及び／又はドーザ装置を使用する場合以外は、2つの吐出ポートの吐出流量を合流させ、1つのポンプとして機能させるため、特許文献1に記載の場合と同様の問題（ブーム上げ（負荷圧：高）とアームクラウド（負荷圧：低）操作を同時に行うような複合操作時に、圧力補償弁の圧損のために無駄なエネルギー消費が発生する）がある。また、2つの吐出ポートの吐出油を合流してアクチュエータに供給するため、例えば小流量アクチュエータ駆動時には油圧ポンプが全体の容量に対して小さい容量で駆動されることになり、油圧ポンプの容積効率が悪化してしまうという、特許文献2と同じ問題がある。

[0016] 本発明の目的は、要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧が大きく異なる場合が多い2つの特定のアクチュエータを別々の吐出ポートの圧油で駆動できるようにすることで、圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を抑え、かつ前記2つの特定のアクチュエータ以外の要求流量が小さいアクチュエータを駆動する場合には、油圧ポンプを容積効率の良いポイントで利用す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

[0017] （1）上記目的を達成するために、本発明は、第1及び第2吐出ポートを

有する第1ポンプ装置と、前記第1吐出ポート、前記第2吐出ポート、前記第3吐出ポート及び前記第4吐出ポート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と、前記第1吐出ポート及び前記第2吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、前記複数の流量制御弁の前後差圧が目標差圧に等しくなるよう前記複数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及び第2吐出ポートの吐出圧が、前記第1及び第2吐出ポート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第1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た建設機械の油圧駆動装置において、前記複数のアクチュエータは、第1の特定アクチュエータを含む第1アクチュエータ群と、第2の特定アクチュエータを含む第2アクチュエータ群とを含み、前記第1及び第2の特定アクチュエータは他のアクチュエータよりも要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧の差が大きくなる場合が多いアクチュエータであり、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータ及び前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、前記第1及び第2の特定アクチュエータに比べて要求流量が小さいアクチュエータであり、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1ポンプ装置の前記第1吐出ポートに接続され、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1ポンプ装置の前記第2吐出ポートに接続され、前記第1アクチュエータ群の前記第1の特定アクチュエータが対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して接続される第3吐出ポートを有する第2ポンプ装置と、前記第2アクチュエータ群の前記第2の特定アクチュエータが対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して接続される第4吐出ポ

ートを有する第3ポンプ装置と、前記第3吐出ポートの吐出圧が、前記第1の特定アクチュエータの負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第2ポンプ装置の容量を制御する第2ロードセンシング制御部を有する第2ポンプ制御装置と、前記第4吐出ポートの吐出圧が、前記第2の特定アクチュエータの負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第3ポンプ装置の容量を制御する第3ロードセンシング制御部を有する第3ポンプ制御装置と、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1吐出ポートと前記第3吐出ポートの連通を遮断し、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第1の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1吐出ポートと前記第3吐出ポートを連通させる第1切換弁と、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第2吐出ポートと前記第4吐出ポートの連通を遮断し、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第2吐出ポートと前記第4吐出ポートを連通させる第2切換弁とを更に備えるものとする。

[0018] このように第1及び第2の特定のアクチュエータを駆動するために、それぞれ専用のアシストポンプとして第2及び第3ポンプ装置を設けることにより、要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧が大きく異なる場合が多い第1の特定アクチュエータと第2の特定アクチュエータを、別々の吐出ポートの圧油で駆動することが可能となる。

[0019] このため、ブームとアームを同時に操作する、いわゆる水平引き動作などの場合のように、負荷圧の高いアクチュエータ（第1の特定アクチュエータ）と負荷圧の低いアクチュエータ（第2の特定アクチュエータ）を複合して駆動する場合に、低負荷圧アクチュエータ側の吐出ポートの吐出圧を独立して制御することが可能となり、低負荷圧アクチュエータの圧力補償弁で無駄なエネルギーを消費することなく、高効率な運転が可能となる。

[0020] また、第1アクチュエータ群の第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第1ポンプ装置の第1吐出ポートからの圧油で駆動され、第2アクチュエータ群の第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第1ポンプ装置の第2吐出ポートからの圧油で駆動されるため、要求流量が小さいアクチュエータを駆動する場合は、第1ポンプ装置をより効率の良いポイントで利用することができる。

[0021] (2) 上記(1)において、好ましくは、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第3の特定アクチュエータを含み、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第4の特定アクチュエータを含み、前記第3及び第4の特定アクチュエータは、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータであり、前記第3及び第4の特定アクチュエータと、その他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するとき以外は、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートと第2吐出ポートの連通を遮断し、前記第3及び第4の特定アクチュエータと、その他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートと第2吐出ポートを連通させる第3切換弁を更に備えるものとする。

[0022] これにより第3及び第4の特定アクチュエータと、第1及び第2の特定のアクチュエータの一方のアクチュエータの3つのアクチュエータを同時に駆動するときは、第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートと第2及び第3ポンプ装置の第3及び第4吐出ポートの一方の吐出ポートの3つの吐出ポートの圧油が合流して3つのアクチュエータに供給され、第3及び第4の特定アクチュエータと、第1アクチュエータ群の第1及び第3の特定アクチュエータ以外のアクチュエータ或いは第2アクチュエータ群の第2及び第4の特定アクチュエータ以外のアクチュエータを同時に駆動するときは、第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートの2つの吐出ポートの圧油が合流してアクチュエータに供給される。このため、第3及び第4の特定アクチュエータとそ

の他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するときに、第3及び第4の特定アクチュエータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、第3及び第4の特定アクチュエータに等量の圧油を供給することができ、良好な複合操作性を実現することができる。

[0023] (3) 上記(1)又(2)において、具体的には、前記複数の圧力補償弁、前記第1ポンプ制御装置、前記第2ポンプ制御装置、前記第3ポンプ制御装置を含む油圧機器を制御するための圧力を生成する制御圧力生成回路を更に備え、前記制御圧力生成回路は、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートの吐出圧と前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置と前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータに係わる圧力補償弁に導き、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第1の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧と前記第1アクチュエータ群の最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置及び前記第2ポンプ装置と前記第1アクチュエータ群に係わる圧力補償弁に導き、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートの吐出圧と前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置と前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータに係わる圧力補償弁に導き、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第3ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧と前記第2アクチュエータ群の最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置及び前記第3ポンプ装置と前記第2アクチュエータ群に係わる圧力補償弁に導くものとする。

[0024] これにより、現在駆動しているアクチュエータの負荷圧に応じてロードセンシング制御と圧力補償弁の制御を適切に行うことが可能となる。

[0025] (4) 上記(1)～(3)のいずれかにおいて、また具体的には、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートの吐出圧が前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上に高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第1アンロード弁と、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第1の特定アクチュエータを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧が前記第1アクチュエータ群の最高負荷圧よりも所定圧力以上に高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第2アンロード弁と、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートの吐出圧が前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上に高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第3アンロード弁と、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第3ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧が前記第2アクチュエータ群の最高負荷圧よりも所定圧力以上に高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第4吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第4アンロード弁とを更に備えるものとする。

[0026] これにより、複数のアクチュエータを単独或いは複合で駆動するあらゆる場合に、現在駆動しているアクチュエータの負荷圧に応じて、第1ポンプ装置の第1及び第2吐出ポートと第2及び第3ポンプ装置の第3及び第4吐出

ポートの圧力をそれぞれ独立して適切に制御することが可能となる。

[0027] また、その結果、ブームとアームを同時に操作する、いわゆる水平引き動作などの場合のように、負荷圧の高いアクチュエータ（第1の特定アクチュエータ）と負荷圧の低いアクチュエータ（第2の特定アクチュエータ）を複合して駆動する場合に、低負荷圧アクチュエータ側の圧力補償弁で無駄なエネルギーを消費することなく、高効率な運転が可能となる。

[0028] （5）上記（1）又（2）において、好ましくは、前記第1ポンプ制御装置は、前記第1吐出ポートの吐出圧が導かれる第1トルク制御用のアクチュエータと、前記第2吐出ポートの吐出圧が導かれる第2トルク制御用のアクチュエータと、前記第3吐出ポートの吐出圧と前記第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力が導かれる第3トルク制御用のアクチュエータとを有し、前記第1及び第2トルク制御用のアクチュエータによって、前記第1吐出ポートの吐出圧と前記第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第1ポンプ装置の容量を減少させ、かつ前記第3トルク制御用のアクチュエータによって、前記第3吐出ポートの吐出圧と前記第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第1ポンプ装置の容量を減少させるトルク制御部を更に有するものとする。

[0029] これにより第1アクチュエータ群のアクチュエータと第2アクチュエータ群のアクチュエータの例えば2つのアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、一方のアクチュエータの負荷圧が大きく増大した場合でも、第1ポンプ装置の容量は、第1吐出ポートの吐出圧と第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力と第3吐出ポートの吐出圧と第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力とでトルク制御されるため、第1ポンプ装置の容量が大きく減少してアクチュエータの駆動速度が低下することが防止され、良好な複合操作性を確保することができる。

[0030] （6）上記（1）～（5）のいずれかにおいて、例えば、前記第1及び第2の特定アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルのブーム及びアームを駆動するブームシリンダ及びアームシリンダであり、前記第1及び第2アク

チュエータ群のアクチュエータの一方が油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダである。

[0031] これによりブームとアームを同時に操作する、いわゆる水平引き動作の場合に、圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を抑え、かつブームシリンダ及びアームシリンダよりも要求流量が小さなバケットシリンダを駆動する場合には、第1ポンプ装置を容積効率の良いポイントで利用することができる。

[0032] (7) 上記(2)～(6)のいずれかにおいて、例えば、前記第3及び第4の特定アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルの走行体を駆動する左右の走行モータである。

[0033] これにより左右の走行モータとその他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動する場合は、2つの吐出ポート或いは3つの吐出ポートの圧油が合流してアクチュエータに供給されるため、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、左右の走行モータに等量の圧油を供給することができる。これにより直進走行性を維持しつつ他のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作を得ることができる。

発明の効果

[0034] 本発明によれば、要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧が大きく異なる場合が多い2つの特定のアクチュエータを別々の吐出ポートの圧油で駆動できるようになるため、低負荷圧アクチュエータ側の吐出ポートの吐出圧を独立して制御することが可能となり、低負荷圧アクチュエータの圧力補償弁で無駄なエネルギーを消費することなく、高効率な運転が可能となる。また、要求流量が小さいアクチュエータを駆動する場合は、第1ポンプ装置をより効率の良いポイントで利用することができる。

[0035] また、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータとその他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するときは、第1及び第2吐出ポートと第3及び第4吐出ポートの一方の吐出ポートの3つの吐出ポート、或いは第1及び第2吐出ポートの2つの

吐出ポートの圧油が合流してアクチュエータに供給されるため、第3及び第4の特定アクチュエータとその他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するときに、第3及び第4の特定アクチュエータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、第3及び第4の特定アクチュエータに等量の圧油を供給することができ、良好な複合操作性を実現することができる。

[0036] また、第1ポンプ装置の容量を、第1吐出ポートの吐出圧と第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力と第3吐出ポートの吐出圧と第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力とでトルク制御するようにしたため、複合操作時に一方のアクチュエータの負荷圧が大きく増大した場合でも、第1ポンプ装置の容量が大きく減少してアクチュエータの駆動速度が低下することが防止され、良好な複合操作性を確保することができる。

[0037] また、ブームとアームを同時に操作する、いわゆる水平引き動作の場合に、圧力補償弁の圧損による無駄なエネルギー消費を抑え、かつブームシリンダ及びアームシリンダよりも要求流量が小さなバケットシリンダを駆動する場合には、第1ポンプ装置を容積効率の良いポイントで利用することができる。

[0038] 更に、左右の走行モータとその他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動する場合は、2つの吐出ポート或いは3つの吐出ポートの圧油が合流してアクチュエータに供給されるため、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、左右の走行モータに等量の圧油を供給することができる。これにより直進走行性を維持しつつ他のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作性を得ることができる。

図面の簡単な説明

[0039] [図1]本発明の一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2]本発明が適用され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

[0040] 以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

[0041] ～構成～

図1は本発明の一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。

[0042] 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によって駆動される第1及び第2吐出ポート102a, 102bを有するスプリットフロータイプの可変容量型メインポンプ102（第1ポンプ装置）と、原動機1によって駆動される第3吐出ポート202aを有する可変容量型サブポンプ202（第2ポンプ装置）と、原動機1によって駆動される第4吐出ポート302aを有する可変容量型サブポンプ302（第3ポンプ装置）と、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102b、サブポンプ202の第3吐出ポート202a及びサブポンプ302の第4吐出ポート302aから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hと、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102b、サブポンプ202の第3吐出ポート202a及びサブポンプ302の第4吐出ポート302aから複数のアクチュエータ3a～3h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102a, 102bの吐出流量を制御するためのレギュレータ112（第1ポンプ制御装置）、サブポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出流量を制御するためのレギュレータ212（第2ポンプ制御装置）、及びサブポンプ302の第4吐出ポート302aの吐出流量を制御するためのレギュレータ312（第3ポンプ制御装置）とを備えている。

[0043] また、油圧駆動装置は、原動機1によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ30と、パイロットポンプ30の圧油供給路31aに接続され、パイロットポンプ30の吐出流量を絶対圧 P_{gr} として検出する原動機回転数検出弁13と、原動機回転数検出弁13の下流側のパイロット圧油供給路31bに接続され、パイロット圧油供給路31bに一定のパイロット圧を生成す

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 により下流側の圧油供給路 3 1 c を圧油供給路 3 1 b 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 1 0 0 と、ゲートロック弁 1 0 0 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 c に接続され、後述する複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c, 6 d, 6 e, 6 f, 6 g, 6 h を制御するための操作パイロット圧を生成する複数のパイロットバルブ（減圧弁）を有する複数の操作レバー装置 1 2 2, 1 2 3, 1 2 4 a, 1 2 4 b（図 2）とを備えている。

[0044] 複数のアクチュエータ 3 a ～ 3 h は、第 1 の特定アクチュエータ 3 a を含む第 1 アクチュエータ群のアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f と、第 2 の特定アクチュエータ 3 b を含む第 2 アクチュエータ群のアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h とを含み、第 1 及び第 2 の特定アクチュエータ 3 a, 3 b は、他のアクチュエータよりも要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧の差が大きくなる場合が多いアクチュエータであり、第 1 アクチュエータ群のアクチュエータのうち第 1 の特定アクチュエータ 3 a 以外のアクチュエータ 3 c, 3 d, 3 f 及び第 2 アクチュエータ群のアクチュエータのうち第 2 の特定アクチュエータ 3 b 以外のアクチュエータ 3 e, 3 g, 3 h は、第 1 及び第 2 の特定アクチュエータ 3 a, 3 b に比べて要求流量が小さいアクチュエータである。また、第 1 アクチュエータ群のアクチュエータのうち第 1 の特定アクチュエータ以外のアクチュエータ 3 c, 3 d, 3 f は第 3 の特定アクチュエータ 3 f を含み、第 2 アクチュエータ群のアクチュエータのうち第 2 の特定アクチュエータ 3 b 以外のアクチュエータ 3 e, 3 g, 3 h は第 4 の特定アクチュエータ 3 g を含み、第 3 及び第 4 の特定アクチュエータ 3 f, 3 g は、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータである。

[0045] 具体的には、第 1 及び第 2 の特定アクチュエータ 3 a, 3 b 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及びアームを駆動するアームシリンダであり、第 1 及び第 2 の特定アクチュエータ 3 a, 3 b に比べて要

求流量が小さいアクチュエータである第1アクチュエータ群のアクチュエータ3c, 3d, 3fは、それぞれ、油圧ショベルの旋回体を駆動する旋回モータ、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り、同じく第1及び第2の特定アクチュエータ3a, 3bに比べて要求流量が小さいアクチュエータである第2アクチュエータ群のアクチュエータ3e, 3g, 3hは、それぞれ、スイングポストを駆動するスイングシリンダ、下部走行体の右側履帯を駆動する右走行モータ、ブレードを駆動するブレードシリンダである。また、第3及び第4の特定アクチュエータ3f, 3gは、上記左右走行モータである。

[0046] コントロールバルブユニット4は、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102b、サブポンプ202の第3吐出ポート202a及びサブポンプ302の第4吐出ポート302aから複数のアクチュエータ3a～3hに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6hと、複数の流量制御弁6a～6hの前後差圧が目標差圧に等しくなるよう複数の流量制御弁6a～6hの前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f, 7g, 7hと、複数の流量制御弁6a～6h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操作検出弁8a, 8b, 8c, 8d, 8e, 8f, 8g, 8hとを備えている。

[0047] 流量制御弁6a, 6c, 6d, 6fは第1アクチュエータ群のアクチュエータ3a, 3c, 3d, 3fに供給される圧油の流量を制御するバルブであり、そのうち第1の特定アクチュエータ3a以外のアクチュエータ3c, 3d, 3fに対応する流量制御弁6c, 6d, 6fはメインポンプ102の第1吐出ポート102aに接続された第1圧油供給路105に圧力補償弁7c, 7d, 7fを介して接続され、第1の特定アクチュエータ3aに対応する流量制御弁6aはサブポンプ202の第3吐出ポート202aに接続された第3圧油供給路305に圧力補償弁7aを介して接続されている。

[0048] 流量制御弁6b, 6e, 6g, 6hは第2アクチュエータ群のアクチュエ

ータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h に供給される圧油の流量を制御するバルブであり、そのうち第 2 の特定アクチュエータ 3 b 以外のアクチュエータ 3 e, 3 g, 3 h に対応する流量制御弁 6 e, 6 g, 6 h はメインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102 b に接続された第 2 圧油供給路 205 に圧力補償弁 7 e, 7 g, 7 h を介して接続され、第 2 の特定アクチュエータ 3 b に対応する流量制御弁 6 b はサブポンプ 302 の第 4 吐出ポート 302 a に接続された第 4 圧油供給路 405 に圧力補償弁 7 b を介して接続されている。

[0049] コントロールバルブユニット 4 は、また、メインポンプ 102 の第 1 圧油供給路 105 に接続され、第 1 圧油供給路 105 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 114 と、メインポンプ 102 の第 2 圧油供給路 205 に接続され、第 2 圧油供給路 205 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 214 と、ブームシリンダ 3 a の非駆動時に、後述する切換弁 141 を介して第 1 圧油供給路 105 に接続され、第 1 圧油供給路 105 の圧力が第 1 アクチュエータ群のブームシリンダ 3 a 以外のアクチュエータ 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧よりバネで設定した所定圧力以上に高くなると開状態になって第 1 圧油供給路 105 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 115（第 1 アンロード弁）と、アームシリンダ 3 b の非駆動時に、後述する切換弁 241 を介して第 2 圧油供給路 205 に接続され、第 2 圧油供給路 205 の圧力が第 2 アクチュエータ群のアームシリンダ 3 b 以外のアクチュエータ 3 e, 3 g, 3 h の最高負荷圧よりバネで設定した所定圧力以上に高くなると開状態になって第 2 圧油供給路 205 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 215（第 3 アンロード弁）と、第 3 圧油供給路 305 に接続され、ブームシリンダ 3 a の駆動時に、第 3 圧油供給路 305 の圧力が第 1 アクチュエータ群のアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧より所定圧力以上に高くなると開状態になって第 3 圧油供給路 305 の圧油をタンクに戻し、ブームシリンダ 3 a の非駆動時に、第 1 アクチュエータ群のブームシリンダ 3 a 以外のアクチュエータ 3 c, 3 d, 3 f が駆動された場合でも、第 3 圧油供給路 305 の圧力がタンク圧よ

リバネで設定した所定圧力以上に高くなると開状態になって第3圧油供給路305の圧油をタンクに戻すアンロード弁315（第2アンロード弁）と、第4圧油供給路405に接続され、アームシリンダ3bの駆動時に、第4圧油供給路405の圧力が第2アクチュエータ群のアクチュエータ3b, 3g, 3e, 3hの最高負荷圧より所定圧力以上に高くなると開状態になって第4圧油供給路305の圧油をタンクに戻し、アームシリンダ3bの非駆動時に、第2アクチュエータ群のアームシリンダ3b以外のアクチュエータ3e, 3g, 3hが駆動された場合でも、第4圧油供給路405の圧力がタンク圧よりバネで設定した所定圧力以上に高くなると開状態になって第4圧油供給路405の圧油をタンクに戻すアンロード弁415（第4アンロード弁）と、ブームシリンダ3aの非駆動時に、図示下側の第1位置にあって、メインポンプ102の第1圧油供給路105とサブポンプ202の第3圧油供給路305との接続を断ちかつメインポンプ102の第1圧油供給路105をアンロード弁115と接続し、ブームシリンダ3aの駆動時には、図示上側の第2位置に切り替わって、メインポンプ102の第1圧油供給路105とサブポンプ202の第3圧油供給路305とを接続しかつメインポンプ102の第1圧油供給路105とアンロード弁115との接続を断つ切換弁141（第1切換弁）と、アームシリンダ3bの非駆動時に、図示下側の第1位置にあって、メインポンプ102の第2圧油供給路205とサブポンプ302の第4圧油供給路405との接続を断ちかつメインポンプ102の第2圧油供給路205をアンロード弁215と接続し、アームシリンダ3bの駆動時には、図示上側の第2位置に切り替わって、メインポンプ102の第2圧油供給路205とサブポンプ302の第4圧油供給路405とを接続しかつメインポンプ102の第2圧油供給路205とアンロード弁215との接続を断つ切換弁241（第2切換弁）と、左走行モータ3f及び／又は右走行モータ3gとその他のアクチュエータの少なくとも1つとを同時に駆動する走行複合操作でないときは、第1位置（遮断位置）にあって、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205との接続を断ち、走行複合操作時に第2位

置（連通位置）に切り替わって、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205とを接続する切換弁40（第3切換弁）とを備えている。

[0050] コントロールバルブユニット4は、更に、第1及び第3圧油供給路105，305に接続される複数のアクチュエータ3a，3c，3d，3fに対応する流量制御弁6a，6c，6d，6fの負荷検出ポートに接続され、アクチュエータ3a，3c，3d，3fの最高負荷圧 Pl_{max1} を検出するシャトル弁9c，9d，9fと、第2及び第4圧油供給路205，405に接続される複数のアクチュエータ3b，3e，3g，3hに対応する流量制御弁6b，6e，6g，6hの負荷検出ポートに接続され、アクチュエータ3b，3e，3g，3hの最高負荷圧 Pl_{max2} を検出するシャトル弁9e，9g，9hと、ブームシリンダ3aの非駆動時に、図示下側の第1位置にあって、タンク圧を第3圧油供給路305に接続されたアンロード弁315と後述する差圧減圧弁311に導き、ブームシリンダ3aの駆動時には、図示上側の第2位置に切り替わって、複数のアクチュエータ3a，3c，3d，3fの最高負荷圧 Pl_{max1} をアンロード弁315と差圧減圧弁311に導く切換弁145と、アームシリンダ3bの非駆動時に、図示下側の第1位置にあって、タンク圧を第4圧油供給路405に接続されたアンロード弁415と後述する差圧減圧弁411に導き、アームシリンダ3bの駆動時には、図示上側の第2位置に切り替わって、複数のアクチュエータ3b，3e，3g，3hの最高負荷圧 Pl_{max2} をアンロード弁415と差圧減圧弁411に導く切換弁245と、左走行モータ3f及び／又は右走行モータ3gとその他のアクチュエータの少なくとも1つとを同時に駆動する走行複合操作以外のときに、図示下側の第1位置にあって、タンク圧を出力し、走行複合操作時に、図示上側の第2位置に切り替わって、第1及び第3圧油供給路105，305に接続される複数のアクチュエータ3a，3c，3d，3fの最高負荷圧 Pl_{max1} を出力する切換弁146と、切換弁146の出力圧と右走行モータ3gの負荷圧の高圧側を検出してシャトル弁9gへと導くシャトル弁9jと、同じく走行複合操作以外のときに、図示下側の第1位置にあって、タンク圧を出力し、

走行複合操作時に、図示上側の第2位置に切り替わって、圧油供給路205, 405に接続される複数のアクチュエータ3b, 3e, 3g, 3hの最高負荷圧 P_{lmax2} を出力する切換弁246と、切換弁246の出力圧と左走行モータ3fの負荷圧の高圧側を検出してシャトル弁9fへと導くシャトル弁9iとを備えている。

[0051] コントロールバルブユニット4は、更に、上流側が絞り42を介してパイロット圧油供給路31bに接続され、下流側が操作検出弁8aを介してタンクに接続されたブーム操作検出油路52であって、ブームシリンダ3aの駆動時は、操作検出弁8aが流量制御弁6a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、パイロットリリーフバルブ32で生成された圧力を操作検出圧として切換弁141, 145, 146に導き、これら切換弁141, 145, 146を図示下方に押し下げて、第2位置へと切り換え、ブームシリンダ3aの非駆動時は、操作検出弁8aを介してタンクに連通することで操作検出圧はタンク圧となり、切換弁141, 145, 146を図示下側の第1位置へと切り換えるブーム操作検出油路52と、上流側が絞り44を介してパイロット圧油供給路31bに接続されたアーム操作検出油路54であって、下流側が操作検出弁8bを介してタンクに接続され、アームシリンダ3bの駆動時は、操作検出弁8bが流量制御弁6b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、パイロットリリーフバルブ32で生成された圧力を操作検出圧として切換弁241, 245, 246に導き、これら切換弁241, 245, 246を図示下方に押し下げて、第2位置へと切り換え、アームシリンダ3bの非駆動時は、操作検出弁8bを介してタンクに連通することで操作検出圧はタンク圧となり、切換弁241, 245, 246を図示下側の第1位置へと切り換えるアーム操作検出油路54と、上流側が絞り43を介してパイロット圧油供給路31bに接続された走行複合操作検出油路53であって、下流側が操作検出弁8a, 8b, 8c, 8d, 8e, 8f, 8g, 8hを介してタンクに接続され、左走行モータ3f及び／又は右走行モータ3gとその他のアクチュエータの少なくとも1つ

とを同時に駆動する走行複合操作時は、操作検出弁 8 f 及び／又は 8 g と操作検出弁 8 a, 8 b, 8 c, 8 d, 8 e, 8 h の少なくとも 1 つが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、パイロットリリーフバルブ 3 2 で生成された圧力を操作検出圧として切換弁 4 0 に導き、切換弁 4 0 を図示下方に押し下げて、第 2 位置（連通位置）へと切り換え、走行複合操作でないときは、操作検出弁 8 f 及び／又は 8 g と操作検出弁 8 a, 8 b, 8 c, 8 d, 8 e, 8 h を介してタンクに連通することで操作検出圧はタンク圧となり、切換弁 4 0 を図示下側の第 1 位置（遮断位置）へと切り換える走行複合操作検出油路 5 3 と、メインポンプ 1 0 2 の第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧 P_1 と第 1 及び第 3 圧油供給路 1 0 5, 3 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧 P_{lmax1} との差（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls1} として出力する差圧減圧弁 1 1 1 と、メインポンプ 1 0 2 の第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧 P_2 と第 2 及び第 4 圧油供給路 2 0 5, 4 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h の最高負荷圧 P_{lmax2} との差（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls2} として出力する差圧減圧弁 2 1 1 と、ブームシリンダ 3 a の駆動時には、サブポンプ 2 0 2 の第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧 P_3 （＝ポンプ圧 P_1 ）と複数のアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧 P_{lmax3} との差（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls3} として、またブームシリンダ 3 a の非駆動時には第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力（＝アンロード弁 3 1 5 のバネで設定された所定圧力相当の圧力）を絶対圧 P_{ls3} として出力する差圧減圧弁 3 1 1 と、アームシリンダ 3 b の駆動時には、サブポンプ 3 0 2 の第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧 P_4 （＝ポンプ圧 P_2 ）と複数のアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h の最高負荷圧 P_{lmax4} との差（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls4} として、またアームシリンダ 3 b の非駆動時には第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力（＝アンロード弁 4 1 5 のバネで設定された所定圧力相当の圧力）を絶対圧 P_{ls3} として出力する差圧減圧弁 4 1 1 とを備えている。

[0052] 原動機回転数検出弁 1 3 は、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a 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 P_{gr} として出力する差圧減圧弁 51 とを有している。

[0053] 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 P_{gr} として出力する。パイロットポンプ 30 の吐出流量はエンジン 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、エンジン 1 の回転数を検出することができる。

[0054] メインポンプ 102 のレギュレータ 112 は、差圧減圧弁 111 が出力する LS 差圧（絶対圧 P_{ls1} ）と差圧減圧弁 211 が出力する LS 差圧（絶対圧 P_{ls2} ）の低圧側を選択する低圧選択弁 112a と、低圧選択された LS 差圧と原動機回転数検出弁 13 の出力圧（絶対圧） P_{gr} との差圧により動作する LS 制御弁 112b であって、LS 差圧 > 出力圧（絶対圧） P_g のときは入力側をパイロット圧油供給路 31b に連通させて出力圧を上昇させ、LS 差圧 < 出力圧（絶対圧） P_g のときは入力側をタンクに連通させて出力圧を減少させる LS 制御弁 112b と、LS 制御弁 112b の出力圧が導かれ、その出力圧の上昇によりメインポンプ 102 の傾転（容量）を減少させる方向に作用する LS 制御用の傾転制御ピストン 112c と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 のそれぞれの圧力によってメインポンプ 102 の傾転（容量）を減少させる方向に作用するトルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン 112e, 112d と、サブポンプ 202 の第 3 吐出ポート 305 の圧力とサブポンプ 302 の第 4 吐出ポート 405 の圧力をそれぞれ絞り 112h, 112i を介して減圧弁 112g に導き、減圧弁 112g の出力圧によってメインポンプ 102 の傾転（容量）を減少させる方向に

作用する全トルク制御（全馬力制御）用の傾転制御ピストン 1 1 2 f とを備えている。

[0055] サブポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 は、差圧減圧弁 3 1 1 が出力する L S 差圧（絶対圧 P_{ls2}）と原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧（絶対圧）P_{gr}との差圧により動作する L S 制御弁 2 1 2 a であって、L S 差圧 > 出力圧（絶対圧）P_gのときは、入力側をパイロット圧油供給路 3 1 b に連通させて出力圧を上昇させ、L S 差圧 < 出力圧（絶対圧）P_gのときは、入力側をタンクに連通させて出力圧を減少させる L S 制御弁 2 1 2 a と、L S 制御弁 2 1 2 a の出力圧が導かれ、その出力圧の上昇によりサブポンプ 2 0 2 の傾転（容量）を減少させる方向に作用する L S 制御用の傾転制御ピストン 2 1 2 c と、サブポンプ 2 0 2 の第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力によってサブポンプ 2 0 2 の傾転（容量）を減少させる方向に作用するトルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン 2 1 2 d とを備えている。

[0056] サブポンプ 3 0 2 のレギュレータ 3 1 2 は、差圧減圧弁 4 1 1 が出力する L S 差圧（絶対圧 P_{ls2}）と原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧（絶対圧）P_{gr}との差圧により動作する L S 制御弁 3 1 2 a であって、L S 差圧 > 出力圧（絶対圧）P_gのときは、入力側をパイロット圧油供給路 3 1 b に連通させて出力圧を上昇させ、L S 差圧 < 出力圧（絶対圧）P_gのときは、入力側をタンクに連通させて出力圧を減少させる L S 制御弁 3 1 2 a と、L S 制御弁 3 1 2 a の出力圧が導かれ、その出力圧の上昇によりサブポンプ 3 0 2 の傾転（容量）を減少させる方向に作用する L S 制御用の傾転制御ピストン 3 1 2 c と、サブポンプ 3 0 2 の第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力によってサブポンプ 3 0 2 の傾転（容量）を減少させる方向に作用するトルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン 3 1 2 d とを備えている。

[0057] レギュレータ 1 1 2（第 1 ポンプ制御装置）の低圧選択弁 1 1 2 a、L S 制御弁 1 1 2 b、傾転制御ピストン 1 1 2 c は、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a、1 0 2 b の吐出圧が、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a、1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目

標差圧だけ高くなるようメインポンプ１０２（第１ポンプ装置）の容量を制御する第１ロードセンシング制御部を構成し、レギュレータ２１２（第２ポンプ制御装置）のＬＳ制御弁２１２ａと傾転制御ピストン２１２ｃは、第３吐出ポート２０２ａの吐出圧が、第３吐出ポート２０２ａから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるようサブポンプ２０２（第２ポンプ装置）の容量を制御する第２ロードセンシング制御部を構成し、レギュレータ３１２（第３ポンプ制御装置）のＬＳ制御弁３１２ａと傾転制御ピストン３１２ｃは、第４吐出ポート３０２ａの吐出圧が、第４吐出ポート３０２ａ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より目標差圧だけ高くなるようサブポンプ３０２（第３ポンプ装置）の容量を制御する第３ロードセンシング制御部を構成する。

[0058] また、レギュレータ１１２（第１ポンプ制御装置）の傾転制御ピストン１１２ｄ、１１２ｅと絞り１１２ｈ、１１２ｉ、減圧弁１１２ｇ及び傾転制御ピストン１１２ｆは、第１吐出ポート１０２ａの吐出圧と第２吐出ポート１０２ｂの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがってメインポンプ１０２（第１ポンプ装置）の容量を減少させ、かつ第３吐出ポート２０２ａの吐出圧と第４吐出ポート３０２ａの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがってメインポンプ１０２（第１ポンプ装置）の容量を減少させるトルク制御部を構成し、レギュレータ２１２（第２ポンプ制御装置）の傾転制御ピストン２１２ｄは、第３吐出ポート２０２ａの吐出圧が高くなるにしたがってサブポンプ２０２（第２ポンプ装置）の容量を減少させるトルク制御部を構成し、レギュレータ３１２（第３ポンプ制御装置）の傾転制御ピストン３１２ｄは、第４吐出ポート３０２ａの吐出圧が高くなるにしたがってサブポンプ３０２（第３ポンプ装置）の容量を減少させるトルク制御部を構成する。

[0059] パイロットポンプ３０、原動機回転数検出弁１３、パイロットリリーフバルブ３２、操作検出弁８ａ～８ｈ、シャトル弁９ｃ～９ｊ、切換弁１４５、１４６、２４５、２４６、ブーム操作検出油路５２、アーム操作検出油路５

4、走行複合操作検出油路53、差圧減圧弁111, 211, 311, 411は、複数の圧力補償弁7a~7h、アンロード弁115, 215, 315, 415、切換弁141, 241, 40、レギュレータ112（第1ポンプ制御装置）、レギュレータ212（第2ポンプ制御装置）、レギュレータ312（第3ポンプ制御装置）を含む油圧要素を制御するための圧力を生成する制御圧力生成回路を構成する。

[0060] 図2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。

[0061] 図2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104a、アーム104b、バケット104c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3c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3e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104a、アーム104b、バケット104cはブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3dの伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体102の中央フレームには、ブレードシリンダ3h（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3f, 3gの回転により左右の履帯101a, 101bを駆動することによって走行を行う。

[0062] 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レバー装置122, 123（図2では左側のみ図示）、走行用の操作レバー装置124a, 124b、図示しないスイング用の操作レバー装置及びブレード用の操作レバー装置、ゲートロックレバー24等が設けられている。操作レバー装

置 1 2 2, 1 2 3 の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作レバー装置 1 2 2 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作レバー装置 1 2 2 は旋回用の操作レバー装置として機能し、同操作レバー装置 1 2 2 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作レバー装置 1 2 2 はアーム用の操作レバー装置として機能し、右側の操作レバー装置 1 2 3 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作レバー装置 1 2 3 はブーム用の操作レバー装置として機能し、同操作レバー装置 1 2 3 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作レバー装置 1 2 3 はバケット用の操作レバー装置として機能する。

[0063] ～動作～

本実施の形態の動作を図 1 を用いて説明する。

[0064] まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油は、圧油供給路 3 1 a に供給される。圧油供給路 3 1 a には原動機回転数検出弁 1 3 が接続されており、前記原動機回転数検出弁 1 3 は流量検出弁 5 0 と差圧減圧弁 5 1 によりパイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じた流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧 P_{gr} 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 に一定の圧力を生成している。

[0065] （a）全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作レバーが中立なので、全ての流量制御弁 6 a ～ 6 h が中立位置となる。流量制御弁 6 a, 6 b が中立位置なので、操作検出弁 8 a, 8 b も中立位置となる。

[0066] パイロット圧油供給路 3 1 b のパイロット圧油が、絞り 4 2, 4 4 を介して操作検出弁 8 a, 8 b の中立位置を経由してタンクに排出される。このため、絞り 4 2, 4 4 の下流側に位置するブーム操作検出油路 5 2 及びアーム操作検出油路 5 4 の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁 1 4 1, 2 4 1, 1 4 5, 2 4 5 に導かれる圧力もタンク圧と等しくなる。切換弁 1 4 1, 2 4 1, 1 4 5, 2 4 5 はそれぞれバネによって図中で上方向に押されて第 1

位置に保持される。メインポンプ102の第1吐出ポート102aから第1圧油供給路105に供給された圧油と、第2吐出ポート102bから第2圧油供給路205に供給された圧油は、それぞれ切換弁141, 241を經由してアンロード弁115, 215に導かれる。

[0067] パイロット圧油供給路31bのパイロット圧油が、絞り43を介して操作検出弁8f, 8g及び8b, 8h, 8e, 8d, 8c, 8aの中立位置を經由してタンクに排出される。このため、絞り43の下流側に位置する走行複合操作検出油路53の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁40, 146, 246に導かれる圧力もタンク圧と等しくなる。切換弁40, 146, 246はそれぞれバネの働きによって図中で上方向に押されて第1位置に保持される。

[0068] 切換弁146, 246によってシャトル弁9i, 9jを介してシャトル弁9f, 9gの下流にはタンク圧が導かれる。

[0069] アンロード弁115, 215には、それぞれ、シャトル弁9c, 9d, 9f及びシャトル弁9e, 9g, 9hを介してアクチュエータ3a, 3c, 3d, 3fの最高負荷圧 P_{lmax1} と、アクチュエータ3b, 3h, 3e, 3gの最高負荷圧 P_{lmax2} が導かれる。

[0070] 全ての流量制御弁6a～6hが中立位置にあるとき、それぞれの負荷検出ポートはタンクに連通し、シャトル弁9c, 9d, 9f及びシャトル弁9e, 9g, 9hはそのタンク圧を最高負荷圧 P_{lmax1} と P_{lmax2} として検出するため、 P_{lmax1} と P_{lmax2} は共にタンク圧に等しい。このため、アンロード弁115, 215によって、第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力 P_1 , P_2 は、アンロード弁115, 215のそれぞれのバネによって設定された所定の圧力（バネの設定圧力） P_{un0} に保たれる（ $P_1=P_{un0}$ 、 $P_2=P_{un0}$ ）。通常、バネの設定圧力 P_{un0} は原動機回転数検出弁13の出力圧 P_{gr} よりも若干高く設定される（ $P_{un0}>P_{gr}$ ）。

[0071] 差圧減圧弁111, 211は、それぞれ第1圧油供給路105の圧力 P_1 とアクチュエータ3a, 3c, 3d, 3fの最高負荷圧 P_{lmax1} との差圧（LS

差圧)、第2圧油供給路205の圧力 P_2 とアクチュエータ3b, 3h, 3e, 3gの最高負荷圧 P_{lmax2} の差圧(LS差圧)を絶対圧 P_{ls1} , P_{ls2} として出力する。全ての操作レバーが中立の場合には、上述したように P_{lmax1} と P_{lmax2} がそれぞれタンク圧に等しいので、タンク圧を0とすると、 $P_{ls1}=P_1-P_{lmax1}=P_1=P_{un0}>P_{gr}$, $P_{ls2}=P_2-P_{lmax2}=P_2=P_{un0}>P_{gr}$ となる。LS差圧である P_{ls1} と P_{ls2} は、低圧選択弁112aによって低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。

[0072] 全ての操作レバーが中立の場合には、 P_{ls1} または $P_{ls2}=P_{un0}>P_{gr}$ であるので、LS制御弁112bは図中で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、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圧をロードセンシング制御用ピストン112cに導く。ロードセンシング制御用ピストン112cに圧油が導かれるので、メインポンプ102の容量は最小に保たれる。

[0073] 一方、サブポンプ202, 302により吐出された圧油は、第3及び第4圧油供給路305, 405に導かれる。前述のように、ブーム及びアームの流量制御弁6a, 6bが中立位置にあり、操作検出弁8a, 8bも中立位置にあるので、切換弁145, 245がバネによって図中で上方向に押されて第1位置に保持される。第3及び第4圧油供給路305, 405に接続されたアンロード弁315, 415には負荷圧としてタンク圧が導かれる。前述のように全ての操作レバーが中立の場合には、アンロード弁315, 415によって、第3及び第4圧油供給路305, 405の圧力 P_3 , P_4 は、アンロード弁315, 415のそれぞれバネによって設定された所定圧力 P_{un0} に保たれる($P_3=P_{un0}$, $P_4=P_{un0}$)。通常、 P_{un0} は原動機回転数検出弁の出力圧 P_{gr} よりも若干高く設定される($P_{un0}>P_{gr}$)。

[0074] 差圧減圧弁311, 411は、それぞれ、第3圧油供給路305の圧力 P_3 とタンク圧との差圧(LS差圧)、第4圧油供給路405の圧力 P_4 とタンク圧との差圧(LS差圧)を絶対圧 P_{ls3} と P_{ls4} として出力する。全ての操作レバーが中立の場合には、 $P_{ls3}=P_3-0=P_3=P_{un0}>P_{gr}$, $P_{ls4}=P_4-0=P_4=P_{un0}>P_{gr}$ となる。

$n0 > Pgr$ となる。LS 差圧である $Pls3$ と $Pls4$ は LS 制御弁 212a, 312a に導かれる。

[0075] 全ての操作レバーが中立の場合には、 $Pls3$ または $Pls4 > Pgr$ であるので、LS 制御弁 212a, 312a はそれぞれ図中で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、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圧をロードセンシング制御用ピストン 212c, 312c に導く。ロードセンシング制御用ピストン 212c, 312c に圧油が導かれるので、サブポンプ 202, 302 の容量は最小に保たれる。

[0076] (b) ブーム操作レバーを入力した場合

例えば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入力すると、ブームシリンダ 3a 駆動用の流量制御弁 6a が図中で上方向に切り換わる。流量制御弁 6a が切り換わると、操作検出弁 8a も切り換わり、絞り 42 と操作検出弁 8a を経由してパイロット圧油供給路 31b の圧油をタンクに導く油路が遮断され、ブーム操作検出油路 52 の圧力がパイロット圧油供給路 31b の圧力まで上昇する。それにより切換弁 141, 145 が図中で下方向に押されて第 2 位置に切り換わる。切換弁 141 が第 2 位置に切り換わると、第 1 圧油供給路 105 の圧油は切換弁 141 を介して第 3 圧油供給路 305 の圧油と合流する。

[0077] 切換弁 145 が第 2 位置に切り換わると、アンロード弁 315 と差圧減圧弁 311 に複数のアクチュエータ 3a, 3c, 3d, 3f の最高負荷圧 Pl_{max} 1 が導かれる。ブームシリンダ 3a の単独操作の場合、ブームシリンダ 3a の負荷圧は、流量制御弁 6a の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9c、切換弁 145 を介してアンロード弁 315 を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁 315 のセット圧は、ブームシリンダ 3a の負荷圧 + バネ力に上昇し、第 3 圧油供給路 305 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。これにより第 1 圧油供給路 105 と第 3 圧油供給路 305 の合流した圧油は圧力補償弁 7a 及び流量制御弁 6a を介してブームシリンダ 3a に供給される。

- [0078] 一方、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、流量制御弁 6 a の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 c を介して差圧減圧弁 1 1 1 へ、流量制御弁 6 a の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 c、切換弁 1 4 5 を経由して差圧減圧弁 3 1 1 にも導かれる。
- [0079] 差圧減圧弁 1 1 1 は、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力とブームシリンダ 3 a の負荷圧との差圧（L S 差圧）を絶対圧 P_{ls1} として出力する。メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 内の低圧選択弁 1 1 2 a の図中左側の端面にその P_{ls1} が導かれる。
- [0080] ブームシリンダ 3 a の起動時の操作レバー入力直後は、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力とブームシリンダ 3 a の負荷圧の差は殆どなくなるから、 $P_{ls1} \div 0$ となる。
- [0081] 低圧選択弁 1 1 2 a の図中右側端面には、第 2 圧油供給路 2 0 5 によって駆動される各アクチュエータの L S 差圧、つまり P_{ls2} が作用するが、（a）で説明した通り、 $P_{ls2} = P_2 = P_{un0} > P_{gr}$ なので、低圧選択弁 1 1 2 a は低圧である $P_{ls1} \div 0$ を L S 制御弁 1 1 2 b に出力する。L S 制御弁 1 1 2 b は、目標 L S 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} と上記 P_{ls1} を比較する。ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $P_{ls1} \div 0 < P_{gr}$ の関係となるので、L S 制御弁 1 1 2 b はロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油がタンクに排出されると、メインポンプ 1 0 2 は容量を増加させる。この容量増加は、 $P_{ls1} = P_{gr}$ になるまで継続する。
- [0082] 一方、差圧減圧弁 3 1 1 は、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 とブームシリンダ 3 a の負荷圧との差圧（L S 差圧）を絶対圧 P_{ls3} として出力する。この P_{ls3} は L S 制御弁 2 1 2 a に導かれる。L S 制御弁 2 1 2 a は、目標 L S 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} と上記 P_{ls3} を比較する。ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $P_{ls3} \div 0 < P_{gr}$ の関係となるので、L S 制御弁 2 1 2 a は、ロードセンシング制御用ピストン 2 1 2 c の圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン 2 1

2 c の圧油がタンクに排出されると、サブポンプ 2 0 2 は容量を増加させる。この容量増加は、 $P_{ls3}=P_{gr}$ になるまで継続する。

[0083] 以上のようにメインポンプ 1 0 2 とサブポンプ 2 0 2 のレギュレータ 1 1 2, 2 1 2 の働きにより、ブームレバー操作時には、流量制御弁 6 a の要求流量にメインポンプ 1 0 2 及びサブポンプ 2 0 2 から合流した流量が等しくなるよう、メインポンプ 1 0 2 及びサブポンプ 2 0 2 の容量が適切に制御される。

[0084] (c) アーム操作レバーを入力した場合

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入力すると、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b が、図中で上方向に切り換わる。流量制御弁 6 b が切り換わると、操作検出弁 8 b も切り換わり、絞り 4 4 と操作検出弁 8 b を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b の圧油をタンクに導く油路が遮断され、アーム操作検出油路 5 4 の圧力がパイロット圧油供給路 3 1 b の圧力まで上昇する。それにより切換弁 2 4 1, 2 4 5 が図中で下方向に押されて第 2 位置に切り換わる。切換弁 2 4 1 が第 2 位置に切り換わると、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油は切換弁 2 4 1 を介して第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧油と合流する。

[0085] 切換弁 2 4 5 が第 2 位置に切り換わると、アンロード弁 4 1 5 と差圧減圧弁 4 1 1 に複数のアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h の最高負荷圧 P_{lmax} 2 が導かれる。アームシリンダ 3 b の単独操作の場合、アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 h、切換弁 2 4 5 を介してアンロード弁 4 1 5 を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁 4 1 5 のセット圧は、アームシリンダ 3 b の負荷圧 + バネ力に上昇し、第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。これにより第 2 圧油供給路 2 0 5 と第 4 圧油供給路 4 0 5 の合流した圧油は圧力補償弁 7 b 及び流量制御弁 6 b を介してアームシリンダ 3 b に供給される。

[0086] 一方、アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b の内部通路及び負

荷検出ポート、シャトル弁 9 h を介して差圧減圧弁 2 1 1 へ、流量制御弁 6 b の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 h、切換弁 2 4 5 を経由して差圧減圧弁 4 1 1 にも導かれる。

[0087] 差圧減圧弁 2 1 1 は、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力とアームシリンダ 3 b の負荷圧との差圧（L S 差圧）を絶対圧 P_{ls2} として出力する。メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 内の低圧選択弁 1 1 2 a の図中右側の端面にその P_{ls2} が導かれる。

[0088] アームシリンダ 3 b の起動時の操作レバー入力直後は、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力とアームシリンダ 3 b の負荷圧の差は殆どなくなるから、 $P_{ls2} \div 0$ となる。

[0089] 低圧選択弁 1 1 2 a の図中左側端面には、第 1 圧油供給路 1 0 5 によって駆動される各アクチュエータの L S 差圧、つまり P_{ls1} が作用するが、（a）で説明した通り、 $P_{ls1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$ なので、低圧選択弁 1 1 2 a は低圧である $P_{ls2} \div 0$ を L S 制御弁 1 1 2 b に出力する。L S 制御弁 1 1 2 b は、目標 L S 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} と上記 P_{ls2} を比較する。アームクラウド起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $P_{ls2} \div 0 < P_{gr}$ の関係となるので、L S 制御弁 1 1 2 b はロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに排出するように切り換わる。ロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油がタンクに排出されると、メインポンプ 1 0 2 は容量を増加させる。この容量増加は、 $P_{ls2} = P_{gr}$ になるまで継続する。

[0090] 一方、差圧減圧弁 4 1 1 は、第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力 P_4 とアームシリンダ 3 b の負荷圧との差圧（L S 差圧）を絶対圧 P_{ls4} として出力する。この P_{ls4} は L S 制御弁 3 1 2 a に導かれる。L S 制御弁 3 1 2 a は、目標 L S 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} と上記 P_{ls4} を比較する。アームクラウド起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $P_{ls4} \div 0 < P_{gr}$ の関係となるので、L S 制御弁 3 1 2 a は、ロードセンシング制御用ピストン 3 1 2 c の圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン 3 1 2 c の圧油がタンクに排出されると、サブポンプ 3 0 2 は容量を増加さ

せる。この容量増加は、 $Pls4=Pgr$ になるまで継続する。

[0091] 以上のようにメインポンプ102とサブポンプ302のレギュレータ112, 312の働きにより、アームレバー操作時には、流量制御弁6bの要求流量にメインポンプ102及びサブポンプ302から合流した流量が等しくなるよう、メインポンプ102及びサブポンプ302の容量が適切に制御される。

[0092] (d) バケット操作レバーを入力した場合

例えばバケット操作レバーをバケットシリンダ3dが伸長する向き、つまりバケットクラウド方向に入力すると、バケットシリンダ3d駆動用の流量制御弁6dが、図中で上方向に切り換わる。流量制御弁6dが切り換わると、操作検出弁8dも切り換わるが、走行モータ駆動用の流量制御弁6f, 6gの操作検出弁8f, 8gが中立位置にあるため、絞り43を経由してパイロット圧油供給路31bから供給される圧油は、タンクに排出される。このため、走行複合操作検出油路53の圧力はタンク圧に等しくなるので、切換弁40はバネの働きによって図中上方向に押されて第1位置に保持され、第1及び第3圧油供給路105, 205は遮断された状態で保持される。

[0093] ブーム操作レバーは入力されず、操作検出弁8aは中立位置にあって、絞り42と操作検出弁8aを経由してパイロット圧油供給路31bから供給される圧油は、操作検出弁8aを経由してタンクに排出されるので、ブーム操作検出油路52の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁141, 145はバネの働きで図中上方向に押されて第1位置に保持される。そのため、第1圧油供給路105はアンロード弁115に接続され、アンロード弁315と差圧減圧弁311には負荷圧としてタンク圧が導かれる。

[0094] 同様にアーム操作レバーは入力されず、操作検出弁8bは中立位置にあって、絞り44と操作検出弁8bを経由してパイロット圧油供給路31bから供給される圧油は、操作検出弁8bを経由してタンクに排出されるので、アーム操作検出油路54の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁241, 245はバネの働きで図中上方向に押されて第1位置に保持される。そのため、

第2圧油供給路205はアンロード弁215に接続され、アンロード弁415と差圧減圧弁411には負荷圧としてタンク圧が導かれる。

[0095] バケットシリンダ3dの負荷圧は、流量制御弁6dの内部通路及び検出ポート、シャトル弁9f, 9d, 9cを介して、アンロード弁115を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁115のセット圧は、バケットシリンダ3dの負荷圧+バネ力に上昇し、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。これにより第1圧油供給路105の圧油は圧力補償弁7d及び流量制御弁6dを介してバケットシリンダ3dに供給される。

[0096] また、バケットシリンダ3dの負荷圧は差圧減圧弁111にも導かれる。差圧減圧弁111は、第1圧油供給路105の圧力とバケットシリンダ3dの負荷圧との差圧(LS差圧)を絶対圧Pls1として出力する。

[0097] メインポンプ102のレギュレータ112内の低圧選択弁112aの図中左側の端面にそのPls1が導かれる。

[0098] バケットシリンダ3dの起動時の操作レバー入力直後は、第1圧油供給路105の圧力とバケットシリンダ3dの負荷圧の差は殆どなくなるから、 $Pls1 \div 0$ となる。

[0099] 低圧選択弁112aの図中右側端面には、第2圧油供給路205によって駆動される各アクチュエータのLS差圧、つまりPls2が作用するが、(a)で説明した通り、 $Pls2 = P2 = P_{un0} > P_{gr}$ なので、低圧選択弁112aは低圧である $Pls1 \div 0$ をLS制御弁112bに出力する。LS制御弁112bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧 P_{gr} と上記Pls1を比較する。バケットシリンダ3d起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $Pls1 \div 0 < P_{gr}$ の関係となるので、LS制御弁112bはロードセンシング制御用ピストン112cの圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン112cの圧油がタンクに排出されると、メインポンプ102は容量を増加させる。この容量増加は、 $Pls1 = P_{gr}$ になるまで継続する。

[0100] 以上のようにメインポンプ102のレギュレータ112の働きにより、バ

ケットレバー操作時には、流量制御弁 6 d の要求流量にメインポンプ 102 から吐出される流量が等しくなるよう、メインポンプ 102 の容量が適切に制御される。

[0101] 一方、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b は切り換わらないので、アンロード弁 315, 415 及び差圧減圧弁 311, 411 には各アクチュエータの負荷圧としてタンク圧が導かれる。そのため、第 3 及び第 4 圧油供給路 305, 405 の圧油はアンロード弁 315, 415 によってタンクに排出される。このとき、第 3 及び第 4 圧油供給路 305, 405 の各圧力 P_3 , P_4 は、アンロード弁 315, 415 に設けられたバネの働きにより、目標 L S 差圧である P_{gr} よりも高めの圧力 P_{un0} に保持される。

[0102] また、差圧減圧弁 311, 411 の出力 P_{ls3} , P_{ls4} は、 $P_{ls3} = P_3 = P_{un0} > P_{gr}$, $P_{ls4} = P_4 = P_{un0} > P_{gr}$ となり、この P_{ls3} , P_{ls4} は、それぞれ、 L S 制御弁 212 a, 312 a の図中右側端面に導かれる。 L S 制御弁 212 a, 312 a の図中左側端面には原動機回転数検出弁 13 の出力圧 P_{gr} が導かれるが、上記の関係が成り立つため、 L S 制御弁 212 a, 312 a は図中左方向に押されて右側位置に切り換わり、パイロット圧油供給路 31 b の圧力をロードセンシング制御用ピストン 212 c, 312 c に導く。ロードセンシング制御用ピストン 212 c, 312 c に圧油が導かれると、サブポンプ 202, 302 は容量を減少させる方向に制御され、最小の容量に保持される。

[0103] 以上のように、要求流量が小さいバケットシリンダ 3 d を駆動する場合には、メインポンプ 102 のみで駆動できるので、メインポンプ 102 をより効率の良いポイントで利用することができる。

[0104] (e) ブームとアームの操作レバーを同時に入力した場合

水平均し動作（ブームシリンダ高負荷・小流量＋アームシリンダ低負荷・大流量の複合操作を行った場合について説明する。

[0105] 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し、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入力すると、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a が図中で上方向に切り換わり、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b も図中で上方向に切り換わる。

[0106] 流量制御弁 6 a, 6 b が切り換わると、操作検出弁 8 a, 8 b も切り換わり、絞り 4 2, 4 4 と操作切換弁 8 a, 8 b を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b の圧油をタンクに導く油路が遮断され、ブーム操作検出油路 5 2 及びアーム操作検出流路 5 4 の圧力がパイロット圧油供給路 3 1 b の圧力まで上昇する。それにより切換弁 1 4 1, 1 4 5, 2 4 1, 2 4 5 が図中で下方向に押されて第 2 位置に切り換わる。切換弁 1 4 1, 2 4 1 が第 2 位置に切り換わると、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油は切換弁 1 4 1 を介して第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油と合流し、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油は切換弁 2 4 1 を介して第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧油と合流する。切換弁 1 4 5 が第 2 位置に切り換わると、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に複数のアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧 P_{lmax1} が導かれ、切換弁 2 4 5 が第 2 位置に切り換わると、アンロード弁 4 1 5 と差圧減圧弁 4 1 1 に複数のアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h の最高負荷圧 P_{lmax2} が導かれる。

[0107] ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b の複合操作の場合、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、流量制御弁 6 a の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 c、切換弁 1 4 5 を介してアンロード弁 3 1 5 を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁 3 1 5 のセット圧は、ブームシリンダ 3 a の負荷圧 + バネ力に上昇し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9 h、切換弁 2 4 5 を介してアンロード弁 4 1 5 を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁 4 1 5 のセット圧は、アームシリンダ 3 b の負荷圧 + バネ力に上昇し、第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。これにより第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 3 圧油供給路 3 0 5 の合流した圧油は圧力補償弁 7 a 及び流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に供給され、第 2 圧

油供給路 205 と第 4 圧油供給路 405 の合流した圧油は圧力補償弁 7b 及び流量制御弁 6b を介してアームシリンダ 3b に供給される。

[0108] ブームシリンダ 3a の負荷圧は、流量制御弁 6a の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9c を介して差圧減圧弁 111 へ、また、切換弁 145 を経由して差圧減圧弁 311 にも導かれる。アームシリンダ 3b の負荷圧は、流量制御弁 6b の内部通路及び負荷検出ポート、シャトル弁 9h を介して差圧減圧弁 211 へ、また、切換弁 245 を経由して差圧減圧弁 411 にも導かれる。

[0109] 差圧減圧弁 111 は、第 1 圧油供給路 105 の圧力とブームシリンダ 3a の負荷圧との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P1s1 として出力する。メインポンプ 102 のレギュレータ 112 内の低圧選択弁 112a の図中左側の端面にその P1s1 が導かれる。差圧減圧弁 211 は、第 2 圧油供給路 205 の圧力とアームシリンダ 3b の負荷圧との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P1s2 として出力する。メインポンプ 102 のレギュレータ 112 内の低圧選択弁 112a の図中右側の端面にその P1s2 が導かれる。

[0110] 低圧選択弁 112a は P1s1 と P1s2 の低圧側を LS 制御弁 112b に出力する。LS 制御弁 112b は、目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 Pgr と P1s1 又は P1s2 を比較する。ブーム上げ及びアームクラウド起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $P1s1 = P1s2 \div 0 < Pgr$ の関係となるので、LS 制御弁 112b はロードセンシング制御用ピストン 112c の圧油をタンクに排出するように切り換わる。ロードセンシング制御用ピストン 112c の圧油がタンクに排出されると、メインポンプ 102 は容量を増加させ、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b の吐出流量が増加する。

[0111] 水平均し動作の場合、通常前述のようにアームシリンダに大流量が必要なので、 $P1s1 > P1s2$ となる。したがって、第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b の吐出流量が増加し、 $P1s1 > P1s2$ となると、低圧選択弁 112a は低圧である P1s2 を LS 制御弁 112b に出力し、 $P1s2 = Pgr$ になるまでメイン

ポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b の吐出流量を増加させる。

[0112] 差圧減圧弁 311 は、第 3 圧油供給路 305 の圧力とブームシリンダ 3 a の負荷圧との差圧 (LS 差圧) を絶対圧 Pls3 として出力する。この Pls3 は LS 制御弁 212 a に導かれる。ここで、水平均し動作の場合、ブームシリンダは小流量で済むので、メインポンプ 102 から第 1 圧油供給路 105 にブームシリンダが必要とする以上の流量が流入する。このため、Pls3 は目標 LS 差圧 Pgr よりも増大する。Pls3 が Pgr よりも大きくなるので、LS 制御弁 212 a は図中左方向に押されて右側位置に切り換わり、ロードセンシング制御用ピストン 212 c, 312 c にパイロット圧油供給路 31 b から圧油が導かれ、サブポンプ 202 は容量を減少させる方向に制御され、サブポンプ 202 の吐出流量は小さく保持される。

[0113] アンロード弁 315 からは、第 1 及び第 3 圧油供給路 105, 305 にメインポンプ 102 及びサブポンプ 202 から供給される流量から、ブームシリンダへ供給される流量を減じた残りの不要な油が排出される。

[0114] 一方、差圧減圧弁 411 は、第 4 圧油供給路 405 の圧力とアームシリンダ 3 b の負荷圧との差圧 (LS 差圧) を絶対圧 Pls4 として出力する。この Pls4 は LS 制御弁 312 a に導かれる。LS 制御弁 312 a は、目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 Pgr と上記 Pls4 を比較する。前述したようにロードセンシング制御用ピストン 112 c の圧油をタンクに排出するように制御し、Pls4 = Pgr になるまでサブポンプ 302 の容量を増加させる。

[0115] メインポンプ 102 の第 1 圧油供給路 105 の圧力 P1 とサブポンプ 202 の第 3 圧油供給路 305 の圧力 P3 (= P1) は、ブームシリンダ 3 a の負荷圧よりもアンロード弁 315 のバネによって設定される圧力 Pun0 だけ高い圧力にアンロード弁 315 によって保たれ、メインポンプ 102 の第 2 圧油供給路 205 の圧力 P2 とサブポンプ 302 の第 4 圧油供給路 405 の圧力 P4 (= P2) は、アームシリンダ 3 b の負荷圧よりもアンロード弁 415 のバネによって設定される圧力 Pun0 だけ高い圧力にアンロード弁 415 によって保たれる

- 。
- [0116] 水平引き動作では、前述のように、ブームシリンダ 3 a が高負荷・小流量、アームシリンダ 3 b が低負荷・大流量であるため、 $P1=P3>P2=P4$ である。
- 。
- [0117] このようにブームとアームの操作レバーを同時に操作する水平引き動作などの場合に、高負荷圧のブームシリンダと低負荷圧のアームシリンダが別々の吐出ポート 1 0 2 a, 2 0 2 a 及び 1 0 2 b, 3 0 2 a からの圧油で駆動されるため、低負荷圧アクチュエータであるアームシリンダ 3 b 側の吐出ポート 1 0 2 b, 3 0 2 a の吐出圧を独立して制御することができ、低負荷圧アクチュエータであるアームシリンダの圧力補償弁 7 b の圧損による無駄なエネルギー消費を抑えることができる。
- [0118] また、要求流量の少ないブームシリンダ 3 a 専用のサブポンプ 2 0 2 の吐出流量は少なく保持され、ブームシリンダ 3 a 側のアンロード弁 3 1 5 からタンクに排出される流量が少ないため、アンロード弁 3 1 5 のブリードオフ損失を低減することが可能となり、更に高効率な運転が可能となる。
- [0119] メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 のそれぞれの圧力 $P1$, $P2$ はトルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン 1 1 2 e, 1 1 2 d に導かれ、圧力 $P1$, $P2$ の平均圧力で馬力制御が行われる。また、サブポンプ 2 0 2 の第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 $P3$ とサブポンプ 3 0 2 の第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力 $P4$ はそれぞれ絞り 1 1 2 h, 1 1 2 i を介して減圧弁 1 1 2 g に導かれ、減圧弁 1 1 2 g の出力圧が全トルク制御（全馬力制御）用の傾転制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。ここで、絞り 1 1 2 h, 1 1 2 i を介して減圧弁 1 1 2 g に導かれる圧力は $P3$, $P4$ の平均圧力（中間圧力）であり、 $P3$, $P4$ の平均圧力で馬力制御が行われる。このようにスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 に対して、圧力 $P1$, $P2$ の平均圧力だけでなく、 $P3$, $P4$ の平均圧力でトルク制御されることにより、水平成らし動作でメインポンプ 1 0 2 のブームシリンダ側の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出圧が上昇し、メインポンプ 1 0 2 とサブポンプ 2 0 2, 3 0 2 の合計の消費トル

クが所定値を超えようとする、ロードセンシング制御よりも傾転制御ピストン 112 d, 112 e, 112 f が優先的に機能してメインポンプ 102 の容量の増加を制限し、メインポンプ 102 とサブポンプ 202, 302 の合計の消費トルクが所定値を超えないように制御する。これによりブームシリンダ 3 a の負荷圧が高くても、インポンプ 102 の容量が大きく減少してアームシリンダ 3 b の駆動速度が低下することが防止され、良好な複合操作性を確保することができる。

[0120] なお、以上は、ブームシリンダ 3 a とアームシリンダ 3 b を駆動する水平均し動作の場合について説明したが、第 1 アクチュエータ群のアクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f と第 2 アクチュエータ群のアクチュエータ 3 b, 3 e, 3 g, 3 h の任意の 2 つ以上のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、一方のアクチュエータの負荷圧が大きく増大した場合でも、メインポンプ 102 の容量は、圧力 P1, P2 の平均圧力だけでなく、P3, P4 の平均圧力でトルク制御されるため、メインポンプ 102 の容量が大きく減少してアクチュエータの駆動速度が低下することが防止され、良好な複合操作性を確保することができる。

[0121] (f) 左右走行操作レバーを入力した場合

例えば左右の走行操作レバーを入力すると、走行モータ 3 f, 3 g 駆動用の流量制御弁 6 f, 6 g が図中で上方向に切り換わる。

[0122] 流量制御弁 6 f, 6 g が切り換わると、操作検出弁 8 f, 8 g も切り換わるが、絞り 43 を経由してパイロット圧油供給路 31 b から供給される圧油は、その他アクチュエータ 3 b, 3 h, 3 e, 3 d, 3 c, 3 a 駆動用の流量制御弁 6 b, 6 h, 6 e, 6 d, 6 c, 6 a 用の操作検出弁 8 b, 8 h, 8 e, 8 d, 8 c, 8 a が中立位置にあるため、操作検出弁 8 b, 8 h, 8 e, 8 d, 8 c, 8 a を経由してタンクに排出される。このため、走行複合操作検出油路 53 の圧力はタンク圧に等しくなり、切換弁 40, 146, 246 は、バネの働きによって図中上方向に押されて第 1 位置に保持され、第 1 圧油供給路 105 と第 2 圧油供給路 205 は遮断され、かつシャトル弁 9

jには切換弁146を介してタンク圧が導かれ、シャトル弁9iには切換弁246を介してタンク圧が導かれる。

[0123] また、絞り42と操作検出弁8aを経由してパイロット圧油供給路31bから供給される圧油は、操作検出弁8aを経由してタンクに排出されるので、ブーム操作検出油路52の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁141, 145はバネの働きで図中上方向に押されて第1位置に保持される。そのため、第1圧油供給路105はアンロード弁115に接続され、アンロード弁315と差圧減圧弁311の負荷圧としてタンク圧が導かれる。

[0124] 絞り44と操作検出弁8bを経由してパイロット圧油供給路31bから供給される圧油は、操作検出弁8bを経由してタンクに排出されるので、アーム操作検出油路54の圧力はタンク圧と等しくなり、切換弁241, 245はバネの働きで図中上方向に押されて第1位置に保持される。そのため、第2圧油供給路205はアンロード弁215に接続され、アンロード弁415と差圧減圧弁411の負荷圧としてタンク圧が導かれる。

[0125] 走行モータ3f, 3gの負荷圧は、流量制御弁6f, 6gの内部通路及び検出ポート、シャトル弁9f, 9d, 9c, シャトル弁9g, 9e, 9hをそれぞれ介して、アンロード弁115, 215を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁115, 215のセット圧は、走行モータ3f, 3gの負荷圧+バネ力に上昇し、第1圧油供給路105及び第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。これにより第1圧油供給路105と第3圧油供給路305の圧油は、それぞれ、圧力補償弁7f及び流量制御弁6f及び圧力補償弁7g及び流量制御弁6gを介して走行モータ3f, 3gに供給される。

[0126] また、走行モータ3f, 3gの負荷圧は、流量制御弁6f, 6gの内部通路及び検出ポート、シャトル弁9f, 9d, 9c、シャトル弁9g, 9e, 9hを介して差圧減圧弁111, 211にも導かれる。差圧減圧弁111, 211は、それぞれ、第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力と走行モータ3f, 3gの負荷圧との差圧(LS差圧)を絶対圧Pls1, Pls2として

出力する。メインポンプ 102 のレギュレータ 112 内の低圧選択弁 112 a の図中左側の端面にその $Pls1$ が、図中右側の端面に $Pls2$ がそれぞれ導かれる。

[0127] 仮に左右走行モータ 3 f, 3 g の起動時の操作レバー入力直後の場合には、両者の負荷圧が同じと仮定すると、第 1 圧油供給路 105 又は第 2 圧油供給路 205 の圧力と、左右走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧の差は殆どなくなるから、 $Pls1 = Pls2 \div 0$ となる。低圧選択弁 112 a は、 $Pls1 = Pls2 \div 0$ を LS 制御弁 112 b に出力する。LS 制御弁 112 b は、目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 Pgr と上記 $Pls1$ 又は $Pls2$ を比較する。走行モータ 3 f, 3 g 起動時の操作レバー入力直後の場合では、 $Pls1 = Pls2 \div 0 < Pgr$ であるので、LS 制御弁 112 b はロードセンシング制御用ピストン 112 c の圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン 112 c の圧油がタンクに排出されると、メインポンプ 102 は容量を増加させる。この容量増加は、 $Pls1$ または $Pls2$ が Pgr と一致するまで継続する。

[0128] このようにメインポンプ 102 のレギュレータ 112 の働きにより、走行レバー操作時には、流量制御弁 6 f, 6 g の要求流量にメインポンプ 102 から吐出される流量が等しくなるよう、メインポンプ 102 の容量が適切に制御される。

[0129] 一方、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b は切り換わらないので、アンロード弁 315, 415 及び差圧減圧弁 311, 411 には各アクチュエータの負荷圧としてタンク圧が導かれる。そのため、第 3 及び第 4 圧油供給路 305, 405 の圧油はアンロード弁 315, 415 によってタンクに排出される。このとき、第 3 及び第 4 圧油供給路 305, 405 の各圧力 $P3, P4$ は、アンロード弁 315, 415 に設けられたバネの働きにより、目標 LS 差圧である Pgr よりも高めの圧力 $Pun0$ に保持される。

[0130] また、差圧減圧弁 311, 411 の出力 $Pls3, Pls4$ は、 $Pls3 = P3 = Pun0 > P$

gr, $P_{ls4} = P_4 = P_{un0} > P_{gr}$ となり、この P_{ls3} , P_{ls4} は、それぞれ、LS制御弁212a, 312aの図中右側端面に導かれる。LS制御弁212a, 312aの図中左側端面には原動機回転数検出弁13の出力圧 P_{gr} が導かれるが、上記の関係が成り立つため、LS制御弁212a, 312aは図中左方向に押されて右側位置に切り換わり、パイロット圧油供給路31bの圧力をロードセンシング制御用ピストン212c, 312cに導く。ロードセンシング制御用ピストン212c, 312cに圧油が導かれると、サブポンプ202, 302は容量を減少させる方向に制御され、最小の容量に保持される。

[0131] 以上のように、走行レバー操作時には、流量制御弁6f, 6gの要求流量にメインポンプ102から吐出される流量が等しくなるよう、メインポンプ102の容量が適切に制御されるため、直進走行を意図して左右の走行レバーを同じ操作量で操作した場合は、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから等量の圧油が左右の走行モータに供給され、直進走行性を確保することができる。

[0132] また、メインポンプ102はスプリットフロータイプであり、かつメインポンプ102の第1及び第2圧油供給路105, 205のそれぞれの圧力 P_1 , P_2 がトルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン112e, 112dに導かれ、圧力 P_1 , P_2 の平均圧力で馬力制御が行われるため、走行ステアリング動作時に一方の走行モータの負荷圧が大きく増大した場合で、メインポンプ102の容量が大きく減少してステアリング速度が低減することが防止され、良好なステアリングフィーリングを確保することができる。

[0133] （f）走行操作レバーとブーム操作レバーを同時入力した場合

例えば左右の走行操作レバーとブーム操作レバーのブーム上げ操作を同時に入力した場合、走行モータ3f, 3g駆動用の流量制御弁6f, 6gとブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6aが図中で上方向に切り換わる。流量制御弁6f, 6gが切り換わると、操作検出弁8f, 8gも切り換わり、流量制御弁6aが切り換わると、操作検出弁8aも切り換わる。操作検出弁8f, 8gが切り換わると、絞り43と操作検出弁8f, 8gを経由してパ

パイロット圧油供給路 3 1 b の圧油をタンクに導く油路が遮断され、かつ絞り 4 3 と操作検出弁 8 a を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b の圧油をタンクに導く油路も遮断されるので、走行複合操作検出油路 5 3 の圧力はパイロット圧油供給路 3 1 b の圧力に等しくなり、切換弁 4 0, 1 4 6, 2 4 6 が図中下方向に押されて第 2 位置に切り換わり、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 を連通し、アクチュエータ 3 a, 3 c, 3 d, 3 f の最高負荷圧 P_{lmax1} がシャトル弁 9 j を介してシャトル弁 9 g の下流に導かれ、アクチュエータ 3 g, 3 e, 3 h の最高負荷圧 P_{lmax2} がシャトル弁 9 i を介してシャトル弁 9 f の下流に導かれる。

[0134] また、操作検出弁 8 a が切り換わると、絞り 4 2 と操作検出弁 8 a を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b の圧油をタンクに導く油路が遮断されるので、ブーム操作検出油路 5 2 の圧力がパイロット圧油供給路 3 1 b の圧力と等しくなり、切換弁 1 4 1, 1 4 5 が図中下方向に押されて第 2 位置に切り換わる。そのため、第 1 圧油供給路 1 0 5 は第 3 圧油供給路 3 0 5 と連通し、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 にはアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 f, 3 g, 3 e, 3 h の最高負荷圧が導かれる。

[0135] 一方、絞り 4 4 と操作検出弁 8 b を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b から供給される圧油は、操作検出弁 8 b を介してタンクに排出されるので、アーム操作検出油路 5 4 の圧力がタンク圧に等しくなり、切換弁 2 4 1, 2 4 5 はバネの働きで図中上方向に押された第 1 位置に保持される。そのため、第 2 圧油供給路 2 0 5 と第 4 圧油供給路 4 0 5 は遮断され、第 2 圧油供給路 2 0 5 はアンロード弁 2 1 5 に接続され、アンロード弁 2 1 5 と差圧減圧弁 2 1 1 にはアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 f, 3 g, 3 e, 3 h の最高負荷圧が導かれる。

[0136] また、第 4 圧油供給路 4 0 5 に接続されるアンロード弁 4 1 5、差圧減圧弁 4 1 1 にはタンク圧が導かれるので、第 3 圧油供給路 4 0 5 の圧油はアンロード弁 4 1 5 によってタンクに排出される。このとき、第 4 圧油供給路 4 0 5 の圧力 P_4 は、アンロード弁 4 1 5 に設けられたバネの働きにより、目標

L S 差圧である P_{gr} よりも高めの圧力 P_{un0} に保持される。よって、差圧減圧弁 4 1 1 の出力 P_{ls4} は、 $P_{ls4} = P_4 = P_{un0} > P_{gr}$ となる。

[0137] 仮に、左右走行＋ブーム上げ操作を行った場合に、走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧がブームシリンダ 3 a の負荷圧よりも大きい場合、例えば、走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧が 10MPa、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が 5MPa の場合、走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧 10MPa が最高負荷圧としてアンロード弁 3 1 5, 2 1 5 を閉じ側になる方向に導かれる。それによりアンロード弁 3 1 5, 2 1 5 のセット圧は、走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧＋バネ力に上昇し、圧油供給路 1 0 5, 2 0 5, 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。これにより第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 と第 3 圧油供給路 3 0 5 の合流した圧油は圧力補償弁 7 f 及び流量制御弁 6 f 及び圧力補償弁 7 g 及び流量制御弁 6 g を介して走行モータ 3 f, 3 g に供給されるとともに、圧力補償弁 7 a 及び流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に供給される。

[0138] 一方、差圧減圧減 1 1 1, 3 1 1, 2 1 1 は、第 1～第 3 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5, 3 0 5 の圧力 $P_1 = P_2 = P_3$ と最高負荷圧 10MPa との差を絶対圧 $P_{ls1} = P_{ls2} = P_{ls3}$ として出力する。メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 内の低圧選択弁 1 1 2 a の図中左側の端面に P_{ls1} が、図中右側端面に P_{ls2} がそれぞれ導かれる。走行モータ 3 f, 3 g 及びブームシリンダ 3 a 起動時の操作レバー入力直後は、第 1～第 3 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5, 3 0 5 の圧力と、走行モータ 3 f, 3 g の負荷圧の差は殆どなくなるから、 $P_{ls1} = P_{ls2} = P_{ls3} \div 0$ となる。低圧選択弁 1 1 2 a は、 $P_{ls1} = P_{ls2} \div 0$ を L S 制御弁 1 1 2 b に出力する。L S 制御弁 1 1 2 b は、目標 L S 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} と上記 P_{ls1} 又は P_{ls2} を比較する。走行モータ 3 f, 3 g 及びブームシリンダ 3 a 起動時の操作レバー入力直後は、 $P_{ls1} = P_{ls2} \div 0 < P_{gr}$ であるので、L S 制御弁 1 1 2 b はロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン 1 1 2 c の圧油がタンクに排出されると、メインポンプ 1 0 2 は容量を

増加させる。この容量増加は、Pls1またはPls2がPgrと一致するまで継続する。

[0139] Pgrが例えば2MPaとした場合、Pls1=Pls2=2MPaとなると、第1～第3圧油供給路105, 205, 305の各圧力P1, P2, P3は、走行モータ3f, 3gの負荷圧10MPa+2MPa=12MPaとなるように制御される。ブームシリンダ3aに接続された圧力補償弁7aは、第3圧油供給路305の圧力12MPaと、ブームシリンダ3aの負荷圧5MPaの差(=12MPa-5MPa=7MPa)を、自らの開口を制御して圧力補償する。

[0140] 一方、サブポンプ202のレギュレータ212は、LS制御弁212bの図中右側の端面に前述のPls3=0が導かれる。LS制御弁212bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力Pgrと上記Pls3を比較する。Pls3=0<Pgrの関係となるので、LS制御弁212bは、ロードセンシング制御用ピストン212cの圧油をタンクに排出するように制御する。ロードセンシング制御用ピストン212cの圧油がタンクに排出されると、サブポンプ202は容量を増加させる。この容量増加は、Pls3=Pgrになるまで継続する。

[0141] 以上のように、メインポンプ102のレギュレータ112とサブポンプ202のレギュレータ212の働きにより、流量制御弁6a, 6f, 6gの要求流量の合計にメインポンプ102及びサブポンプ202から吐出される流量が等しくなるよう、メインポンプ201及びサブポンプ202の容量が適切に制御される。

[0142] このように走行とブームを複合操作する場合には、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bとサブポンプ202の第3吐出ポート202aの3つの吐出ポートが一つの吐出ポートとして機能し、3つの吐出ポートの圧油が合流して左右の走行モータとブームシリンダに供給されるため、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、左右の走行モータに等量の圧油を供給することができる。これにより直進走行性を維持しつつブームシリンダを駆動することが可能となり、良好な走行

複合操作を得ることができる。

[0143] なお、上記は走行とブームを複合操作する場合について説明したが、走行とアームの複合操作においても、同様に、良好な走行複合操作を得ることができる。また、走行と、ブーム、アーム以外のアクチュエータを駆動する複合操作では、メインポンプ102の2つの吐出ポート102a, 102bが1つの吐出ポートとして機能し、2つの吐出ポートの圧油が合流して左右の走行モータと他のアクチュエータに供給され、この場合も、直進走行性を維持しつつ他のアクチュエータを駆動し、良好な走行複合操作を得ることができる。

[0144] ～効果～

以上説明したように本実施の形態によれば、次の効果が得られる。

[0145] (1) ブームとアームの操作レバーを同時に操作する水平引き動作などの場合に、高負荷圧のブームシリンダと低負荷圧のアームシリンダが別々の吐出ポート102a, 202a及び102b, 302aからの圧油で駆動されるため、低負荷圧アクチュエータであるアームシリンダ3b側の吐出ポート102b, 302aの吐出圧を独立して制御することが可能となり、低負荷圧アクチュエータであるアームシリンダの圧力補償弁7bの圧損による無駄なエネルギー消費を抑えることができる。また、要求流量の少ないブームシリンダ3a専用のサブポンプ202の吐出流量は少なく抑えられ、ブームシリンダ3a側のアンロード弁315からタンクに排出される流量が少なくなるため、アンロード弁315のブリードオフ損失を低減し、更に高効率な運転が可能となる。

[0146] (2) 要求流量が小さいバケットシリンダ3dを駆動する場合には、サブポンプ202, 302に負荷を掛けずにメインポンプ102のみで駆動できるので、メインポンプ102をより効率の良いポイントで利用することができる。

[0147] (3) 走行とブームを複合操作する場合には、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bとサブポンプ202の第3吐出ポー

ト 2 0 2 a の 3 つの吐出ポートの圧油が合流して左右の走行モータとブームシリンダなどの他のアクチュエータに供給されるため、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作することで、左右の走行モータに等量の圧油を供給することができる。これにより直進走行性を維持しつつブームシリンダなどの他のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作を得ることができる。

[0148] (4) メインポンプ 1 0 2 の容量を、第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出圧と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出圧の平均圧力と第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧と第 4 吐出ポート 3 0 2 a の吐出圧の平均圧力とでトルク制御するようにしたため、一方のアクチュエータの負荷圧が大きく増大する複合操作を行った場合でも、メインポンプ 1 0 2 の容量が大きく減少してアクチュエータの駆動速度が低下することが防止され、良好な複合操作性を確保することができる。特に、走行ステアリング動作時に一方の走行モータの負荷圧が大きく増大した場合でも、メインポンプ 1 0 2 の容量が大きく減少してステアリング速度が低減することが防止され、良好なステアリングフィーリングを確保することができる。

[0149] ～その他～

以上の実施の形態では、建設機械が油圧ショベルであり、第 1 の特定アクチュエータがブームシリンダ 3 a であり、第 2 の特定アクチュエータがアームシリンダ 3 b である場合について説明したが、他のアクチュエータよりも要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧の差が大きくなる場合が多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。

[0150] また、上記実施の形態では、左右の走行モータ 3 f, 3 g が第 3 及び第 4 の特定アクチュエータである場合について説明したが、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たす第 3 及び第 4 アクチュエータであれば、走行モータ以外であってもよい。

[0151] 更に、そのような第 1 及び第 2 アクチュエータ或いは第 3 及び第 4 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、油圧シヨベル以外の建設機械に本発明を適用してもよい。

[0152] また、上記実施の形態では、第1及び第2吐出ポートを有する第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を2台組み合わせ、2台の油圧ポンプの2つの容量制御機構（斜板）を同じレギュレータ（ポンプ制御装置）で駆動するようにしたものであってもよい。

[0153] 更に、上記実施の形態のロードセンシングシステムも一例であり、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LS制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁やLS制御弁に導くようにしてもよい。

符号の説明

[0154] 1 原動機

102 可変容量型メインポンプ（第1ポンプ装置）

102a, 102b 第1及び第2吐出ポート

112 レギュレータ（第1ポンプ制御装置）

112a 低圧選択弁

112b LS制御弁

112c LS制御用の傾転制御ピストン

112d, 112e トルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン

112g 減圧弁

112h, 112i 絞り

112f 全トルク制御（全馬力制御）用の傾転制御ピストン

202 可変容量型サブポンプ（第2ポンプ装置）

202a 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 a L S 制御弁
 - 2 1 2 c L S 制御用の傾転制御ピストン
 - 2 1 2 d トルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン
- 3 0 2 可変容量型サブポンプ（第 3 ポンプ装置）
 - 3 0 2 a 第 4 吐出ポート
- 3 1 2 レギュレータ（第 3 ポンプ制御装置）
 - 3 1 2 a L S 制御弁
 - 3 1 2 c L S 制御用の傾転制御ピストン
 - 3 1 2 d トルク制御（馬力制御）用の傾転制御ピストン
- 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
- 4 0 5 第 4 圧油供給路
- 1 1 5 アンロード弁（第 1 アンロード弁）
- 2 1 5 アンロード弁（第 3 アンロード弁）
- 3 1 5 アンロード弁（第 2 アンロード弁）
- 4 1 5 アンロード弁（第 4 アンロード弁）
- 1 4 1 切換弁（第 1 切換弁）
- 2 4 1 切換弁（第 2 切換弁）
- 1 1 1, 2 1 1, 3 1 1, 4 1 1 差圧減圧弁
- 1 4 5, 1 4 6, 2 4 5, 2 4 6 切換弁
- 3 a ~ 3 h 複数のアクチュエータ
 - 3 a ブームシリンダ（第 1 の特定アクチュエータ）
 - 3 b アームシリンダ（第 2 の特定アクチュエータ）
 - 3 f, 3 g 左右走行モータ（第 3 及び第 4 の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 h 流量制御弁

7 a ~ 7 h 圧力補償弁
8 a ~ 8 h 操作検出弁
9 c ~ 9 j 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 1 b
3 2 パイロットリリーフバルブ
4 0 切換弁（第3切換弁）
5 2 ブーム操作検出油路
5 3 走行複合操作検出油路
5 4 アーム操作検出油路
4 2, 4 3, 4 4 絞り
1 0 0 ゲートロック弁
1 2 2, 1 2 3, 1 2 4 a, 1 2 4 b 操作レバー装置

請求の範囲

[請求項1]

第1及び第2吐出ポートを有する第1ポンプ装置と、
前記第1吐出ポート及び前記第2吐出ポート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と、
前記第1吐出ポート及び前記第2吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、
前記複数の流量制御弁の前後差圧が目標差圧に等しくなるよう前記複数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及び第2吐出ポートの吐出圧が、前記第1及び第2吐出ポート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第1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た建設機械の油圧駆動装置において、
前記複数のアクチュエータは、第1の特定アクチュエータを含む第1アクチュエータ群と、第2の特定アクチュエータを含む第2アクチュエータ群とを含み、前記第1及び第2の特定アクチュエータは他のアクチュエータよりも要求流量が大きくかつ同時に駆動されるときに負荷圧の差が大きくなる場合が多いアクチュエータであり、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータ及び前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、前記第1及び第2の特定アクチュエータに比べて要求流量が小さいアクチュエータであり、
前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1ポンプ装置の前記第1吐出ポートに接続され、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは、対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して前記第1ポンプ装置の前記第2吐出ポートに接続され、

前記第1アクチュエータ群の前記第1の特定アクチュエータが対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して接続される第3吐出ポートを有する第2ポンプ装置と、

前記第2アクチュエータ群の前記第2の特定アクチュエータが対応する圧力補償弁及び流量制御弁を介して接続される第4吐出ポートを有する第3ポンプ装置と、

前記第3吐出ポートの吐出圧が、前記第1の特定アクチュエータの負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第2ポンプ装置の容量を制御する第2ロードセンシング制御部を有する第2ポンプ制御装置と、

前記第4吐出ポートの吐出圧が、前記第2の特定アクチュエータの負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第3ポンプ装置の容量を制御する第3ロードセンシング制御部を有する第3ポンプ制御装置と、

前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1吐出ポートと前記第3吐出ポートの連通を遮断し、前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第1の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1吐出ポートと前記第3吐出ポートを連通させる第1切換弁と、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第2吐出ポートと前記第4吐出ポートの連通を遮断し、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第2吐出ポートと前記第4吐出ポートを連通させる第2切換弁とを更に備える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アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第3の特定アクチュエータを含み、前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータは第4の特定アクチュエータを含み、前記第3及び第4の特定アクチュエータは、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータであり、

前記第3及び第4の特定アクチュエータと、その他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するとき以外は、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートと第2吐出ポートの連通を遮断し、前記第3及び第4の特定アクチュエータと、その他の少なくとも1つのアクチュエータを同時に駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートと第2吐出ポートを連通させる第3切換弁を更に備え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又は2記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記複数の圧力補償弁、前記第1ポンプ制御装置、前記第2ポンプ制御装置、前記第3ポンプ制御装置を含む油圧機器を制御するための圧力を生成する制御圧力生成回路を更に備え、

前記制御圧力生成回路は、

前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートの吐出圧と前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置と前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータに係わる圧力補償弁に導き、

前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記

第1の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧と前記第1アクチュエータ群の最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置及び前記第2ポンプ装置と前記第1アクチュエータ群に係わる圧力補償弁に導き、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートの吐出圧と前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置と前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータに係わる圧力補償弁に導き、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときは、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第3ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧と前記第2アクチュエータ群の最高負荷圧との差圧を前記目標差圧として前記第1ポンプ制御装置及び前記第3ポンプ装置と前記第2アクチュエータ群に係わる圧力補償弁に導く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アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートの吐出圧が前記第1の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第1吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第1アンロード弁と、

前記第1アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第1の特定アクチュエータを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の

第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧が前記第1アクチュエータ群の最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第1吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第3吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第2アンロード弁と、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータのみを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートの吐出圧が前記第2の特定アクチュエータ以外のアクチュエータの最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第2吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第3アンロード弁と、

前記第2アクチュエータ群のアクチュエータのうち少なくとも前記第2の特定アクチュエータを駆動するときに、前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第3ポンプ装置の第3吐出ポートの吐出圧が前記第2アクチュエータ群の最高負荷圧よりも所定圧力以上高くなると開状態になって前記第1ポンプ装置の第2吐出ポート又は前記第2ポンプ装置の第4吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻す第4アンロード弁とを更に備えることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

[請求項5]

請求項1又は2記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1ポンプ制御装置は、前記第1吐出ポートの吐出圧が導かれる第1トルク制御用のアクチュエータと、前記第2吐出ポートの吐出圧が導かれる第2トルク制御用のアクチュエータと、前記第3吐出ポートの吐出圧と前記第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力が導かれる第3トルク制御用のアクチュエータとを有し、前記第1及び第2トルク制御用のアクチュエータによって、前記第1吐出ポートの吐出圧と前記第2吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第1ポンプ装置の容量を減少させ、かつ前記第3トルク制御用のアクチュエ

ータによって、前記第3吐出ポートの吐出圧と前記第4吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第1ポンプ装置の容量を減少させるトルク制御部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。

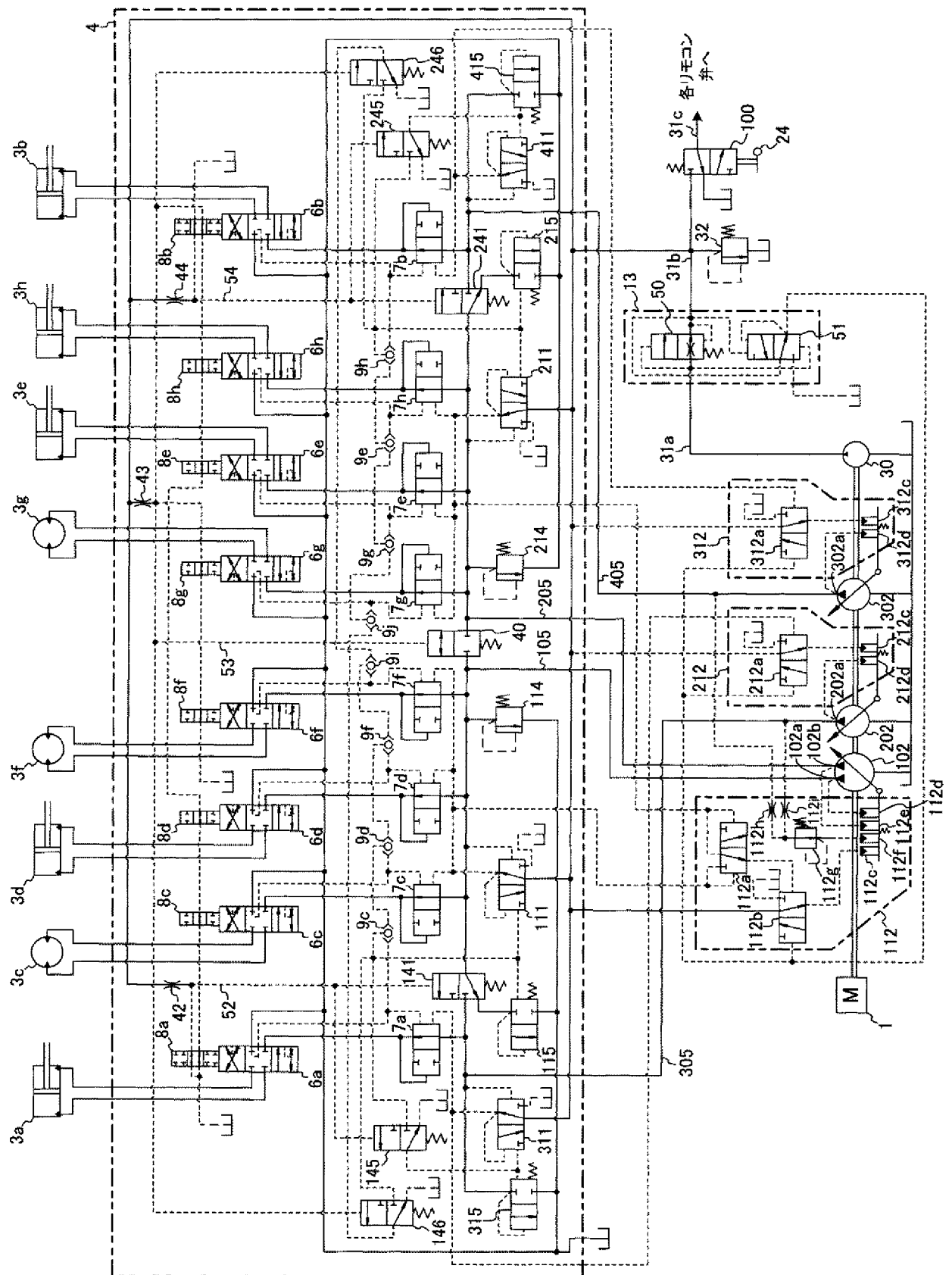
[請求項6] 請求項1～6のいずれか1項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第1及び第2の特定アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルのブーム及びアームを駆動するブームシリンダ及びアームシリンダであり、前記第1及び第2アクチュエータ群の一方のアクチュエータの1つが油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

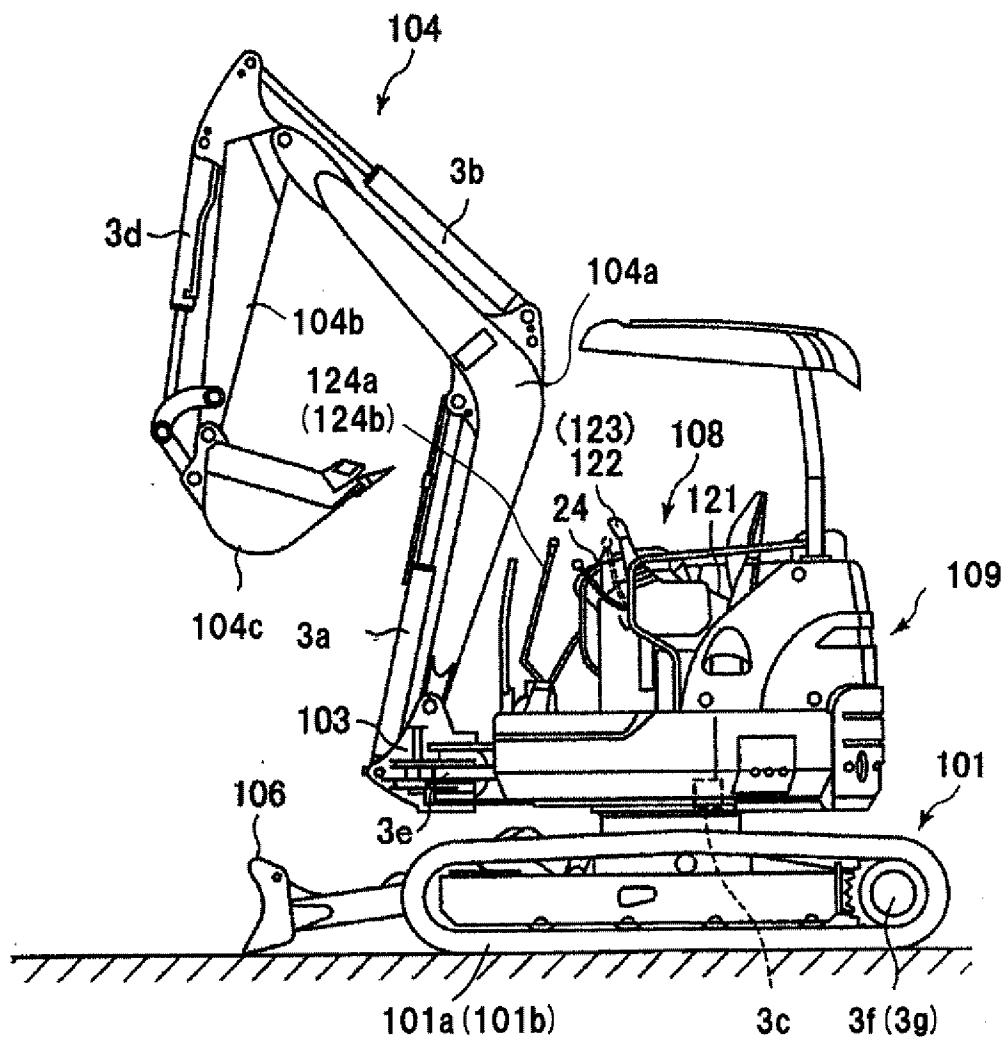
[請求項7] 請求項2～7のいずれか1項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第3及び第4の特定アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルの走行体を駆動する左右の走行モータであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

[図1]



[図2]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/057207

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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 2012-67459 A (Kubota Corp.), 05 April 2012 (05.04.2012), paragraphs [0024] to [0077]; fig. 1 to 3 & US 2012/0067443 A1 & EP 2431538 A1	1-7
A	JP 9-25652 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 28 January 1997 (28.01.1997), paragraphs [0018] to [0037]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-7
A	JP 2581858 Y2 (Komatsu Ltd.), 24 September 1998 (24.09.1998), paragraphs [0013] to [0024]; fig. 1 & WO 1994/010455 A1	1-7

☒ 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
30 May, 2014 (30.05.14)

Date of mailing of the international search report
10 June, 2014 (10.06.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/057207

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-150198 A (Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.), 27 May 2004 (27.05.2004), paragraphs [0027] to [0040]; fig. 1 & EP 1416096 A1	1-7
A	DE 3433896 A1 (LINDE AG), 28 March 1985 (28.03.1985), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2011-247282 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 08 December 2011 (08.12.2011), paragraph [0009] (Family: none)	6-7
A	WO 2012/111525 A1 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 23 August 2012 (23.08.2012), entire text; all drawings & EP 2677180 A1	6-7

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 4 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 4 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 4 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 2012-67459 A（株式会社クボタ）2012.04.05, 段落 [0024]-[0077], 図 1-3 & US 2012/0067443 A1 & EP 2431538 A1	1-7
A	JP 9-25652 A（日立建機株式会社）1997.01.28, 段落[0018]-[0037], 図 1-3（ファミリーなし）	1-7
A	JP 2581858 Y2（株式会社小松製作所）1998.09.24, 段落 [0013]-[0024], 図 1 & WO 1994/010455 A1	1-7

☒ 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

3 0 . 0 5 . 2 0 1 4

国際調査報告の発送日

1 0 . 0 6 . 2 0 1 4

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）

吉田 昌弘

3 0

4 6 4 6

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

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2004-150198 A (コベルコ建機株式会社) 2004.05.27, 段落 [0027]-[0040], 図 1 & EP 1416096 A1	1-7
A	DE 3433896 A1 (LINDE AG) 1985.03.28, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-7
A	JP 2011-247282 A (日立建機株式会社) 2011.12.08, 段落[0009] (ファミリーなし)	6-7
A	WO 2012/111525 A1 (日立建機株式会社) 2012.08.23, 全文, 全図 & EP 2677180 A1	6-7