

(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 6 月 4 日(04.06.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/080111 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) *F15B 11/00* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/081145
- (22) 国際出願日: 2014 年 11 月 26 日(26.11.2014)
- (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 2013-246800 2013 年 11 月 28 日(28.11.2013) 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). 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). 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). 岡崎 康治(OKAZAKI Yasuharu); 〒9308511 富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内 Toyama (JP). 延澤 博幸(NOBEZAWA Hiroyuki); 〒9308511 富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内 Toyama (JP). 山田 健治(YAMADA Kenji); 〒9308511 富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内 Toyama (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.

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE DEVICE FOR CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称: 建設機械の油圧駆動装置

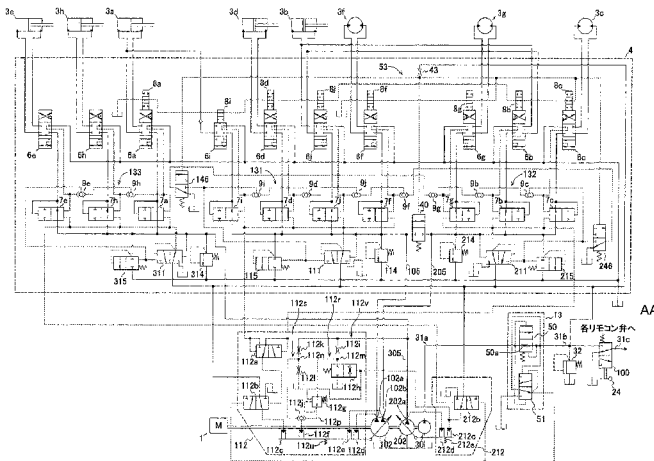


Fig. 1
AA To each remote control valve

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to be able to effectively use the rated output torque of a power engine and to accurately control the entire torque by accurately detecting the absorption torque of one hydraulic pump by means of a purely hydraulic structure and by feeding said absorption torque back to another hydraulic pump. In order to fulfill the aforementioned purpose, the present invention is provided with: a torque feedback circuit (112v) which corrects and outputs the discharge pressure of main pump (202) so that the absorption torque of main pump (202) exhibits simulated properties on the basis of the discharge pressure of main pump (202) and a road sensing drive pressure that were supplied; and a torque feedback piston (112f) which controls the capacity of main pump (102) so that the maximum torque (T12max) decreases by decreasing the capacity of main pump (102) as the output pressure of the torque feedback circuit that was supplied becomes higher.

(57) 要約: 他方の油圧ポンプの吸収トルクを純油圧的な構成で精度良く検出して一方の油圧ポンプ側にフィードバックすることで、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できるようにする。この目的のため、メインポンプ 202 の吐出圧とロードセンシング駆動圧力とが導かれ、メ

インポンプ 202 の吸収トルクを模擬した特性となるようメインポンプ 202 の吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路 112v と、このトルクフィードバック回路の出力圧が導かれ、この出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ 102 の容量を減少させ最大トルク T12max が減少するようメインポンプ 102 の容量を制御するトルクフィードバックピストン 112f とを設ける。 0



(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,

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

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

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、少なくとも2つの可変容量型の油圧ポンプを備え、そのうちの一方の油圧ポンプが少なくともトルク制御を行うポンプ制御装置（レギュレータ）を有し、他方がロードセンシング制御とトルク制御を行うポンプ制御装置（レギュレータ）を有する建設機械の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おいては、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容量（流量）を制御するレギュレータを備えたものが広く利用されており、この制御はロードセンシング制御と呼ばれている。特許文献1には、そのようなロードセンシング制御を行うレギュレータを備えた建設機械の油圧駆動装置において、2つの油圧ポンプを設け、2つの油圧ポンプのそれぞれでロードセンシング制御を行うようにした2ポンプロードセンシングシステムが記載されている。

[0003] また、建設機械の油圧駆動装置のレギュレータでは、通常、油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって油圧ポンプの容量を減少させることで油圧ポンプの吸収トルクが原動機の定格出力トルクを超えないよう、トルク制御を行い、原動機がオーバトルクとなって停止すること（エンジンストール）を防止している。油圧駆動装置が2つの油圧ポンプを備える場合は、一方の油圧ポンプのレギュレータは自身の吐出圧だけでなく、他方の油圧ポンプの吸収トルクに係わるパラメータ取り込んでトルク制御を行い（全トルク制御）、原動機の停止防止と原動機の定格出力トルクの有効利用を図っている。

[0004] 例えば特許文献2では、一方の油圧ポンプの吐出圧を減圧弁を介して他方の油圧ポンプのレギュレータに導いて、全トルク制御を行っている。減圧弁

の設定圧は一定であり、かつこの設定圧は他方の油圧ポンプのレギュレータのトルク制御の最大トルクを模擬した値に設定されている。これにより一方の油圧ポンプに係わるアクチュエータのみを駆動する作業では、一方の油圧ポンプが原動機の定格出力トルクのほぼ全てを有効に使用することができ、かつ他方の油圧ポンプに係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作の作業では、ポンプ全体の吸収トルクが原動機の定格出力トルクを超えず、原動機の停止を防止することができる。

[0005] 特許文献3では、2つの可変容量型の油圧ポンプに対して全トルク制御を行うために、他方の油圧ポンプの傾転角を減圧弁の出力圧として検出し、その出力圧を、一方の油圧ポンプのレギュレータに導いている。特許文献4では、他方の油圧ポンプの傾転角を揺動アームの腕長さに置き換えて検出することで、全トルク制御の制御精度を向上させている。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2011-196438号公報

特許文献2：特許第3865590号公報

特許文献3：特公平3-7030号公報

特許文献4：特開平7-189916号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献1に記載の2ポンプロードセンシングシステムに特許文献2に記載の全トルク制御の技術を組み込むことで、特許文献1に記載の2ポンプロードセンシングシステムにおいても全トルク制御を行うことができるようになる。しかし、特許文献2の全トルク制御においては、上述したように、減圧弁の設定圧は他方の油圧ポンプのトルク制御の最大トルクを模擬した一定の値に設定されている。このため、2つの油圧ポンプに係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作の作業で、他方の油圧ポンプがトルク制御の制

限を受け、トルク制御の最大トルクで動作する運転状態にあるときは、原動機の定格出力トルクの有効利用を図ることができる。しかし、他方の油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にあるときは、他方の油圧ポンプの吸収トルクがトルク制御の最大トルクよりも小さいにも係わらず、最大トルクを模擬した減圧弁の出力圧が一方の油圧ポンプのレギュレータに導かれ、一方の油圧ポンプの吸収トルクを必要以上に減少させるよう制御してしまう。このため全トルク制御を精度良く行うことができなかった。

[0008] 特許文献3では、他方の油圧ポンプの傾転角を減圧弁の出力圧として検出し、その出力圧を一方の油圧ポンプのレギュレータに導くことで、全トルク制御の精度を高めようとしている。しかし、一般的にポンプのトルクは吐出圧と容量の積、つまり(吐出圧×ポンプ容量)/ 2π で求められるのに対し、特許文献3では、一方の油圧ポンプの吐出圧を段付きピストンの2つのパイロット室の一方に導き、減圧弁の出力圧(他方の油圧ポンプの吐出量比例圧力)を段付きピストンの他方のパイロット室に導き、吐出圧と吐出量比例圧力との和を出力トルクのパラメータとして一方の油圧ポンプの容量を制御しているので、実際に使用されているトルクとの間に相当の誤差が生じてしまうという問題があった。

[0009] 特許文献4では、他方の油圧ポンプの傾転角を揺動アームの腕長さに置き換えて検出することで、全トルク制御の制御精度を向上させている。しかし、特許文献4のレギュレータは、揺動アームとレギュレータピストン内に設けられたピストンが力を伝えながら相対的に摺動するという、非常に複雑な構造となっており、十分な耐久性を有する構造を持たせようとする、揺動アームとレギュレータピストンなどの部品を強固にせざるを得ず、レギュレータの小型化が困難であるという問題があった。特に、小型の油圧ショベルでかつ後端半径が小さい、いわゆる後方小旋回型の場合、油圧ポンプを格納するスペースが小さく、搭載が困難な場合があった。

[0010] 本発明の目的は、一方の油圧ポンプが少なくともトルク制御を行うポンプ

制御装置を有し、他方の油圧ポンプがロードセンシング制御とトルク制御を行う少なくとも2つの可変容量型の油圧ポンプを有する建設機械の油圧駆動装置において、他方の油圧ポンプの吸収トルクを純油圧的な構成で精度良く検出して一方の油圧ポンプ側にフィードバックすることで、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油圧駆動装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0011] (1) 上記目的を達成するため、本発明は、原動機と、前記原動機により駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと、前記原動機により駆動される可変容量型の第2油圧ポンプと、前記第1及び第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記第1及び第2油圧ポンプ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をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記第1油圧ポンプの吐出流量を制御する第1ポンプ制御装置と、前記第2油圧ポンプの吐出流量を制御する第2ポンプ制御装置とを備え、前記第1ポンプ制御装置は、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大し、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが第1最大トルクを超えないように前記第1油圧ポンプの容量を制御する第1トルク制御部を有し、前記第2ポンプ制御装置は、前記第2油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2最大トルクを超えないように前記第2油圧ポンプの容量を制御する第2トルク制御部と、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが前記第2最大トルクよりも小さいとき、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第2油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御部とを有する建設機械の油圧駆動装置において、前記第1トルク制御部は、前記第1油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に

前記第2油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第1油圧ポンプの容量を制御する第1トルク制御アクチュエータと、前記第1最大トルクを設定する第1付勢手段とを有し、前記第2トルク制御部は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第2油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第2油圧ポンプの容量を制御する第2トルク制御アクチュエータと、前記第2最大トルクを設定する第2付勢手段とを有し、前記ロードセンシング制御部は、前記第2油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧が前記目標差圧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を変化させる制御弁と、前記ロードセンシング駆動圧力が低くなるにしたがって前記第2油圧ポンプの容量を増加し吐出流量が増加するよう前記第2油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御アクチュエータとを有し、前記第1ポンプ制御装置は、更に、前記第2油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力とが導かれ、前記第2油圧ポンプが前記第2トルク制御部の制御の制限を受け、前記第2最大トルクで動作するときと、前記第2油圧ポンプが前記第2トルク制御部の制御の制限を受けず、前記ロードセンシング制御部が前記第2油圧ポンプの容量を制御するときのいずれの場合にも前記第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬した特性となるよう、前記第2油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力に基づいて前記第2油圧ポンプの吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路と、前記トルクフィードバック回路の出力圧が導かれ、前記トルクフィードバック回路の出力圧が高くなるにしたがって前記第1油圧ポンプの容量を減少させ前記第1最大トルクが減少するよう前記第1油圧ポンプの容量を制御する第3トルク制御アクチュエータとを有するものとする。

[0012] このように構成した本発明においては、第2油圧ポンプ（他方の油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の第2最大トルクで動作する運転状態にあるときは勿論のこと、第2油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であ

っても、トルクフィードバック回路により第2油圧ポンプの吐出圧が第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬した特性となるよう補正され、この補正した吐出圧分、第3トルク制御アクチュエータにより第1最大トルクが減少するよう補正される。これにより第2油圧ポンプの吸収トルクは純油圧的な構成（トルクフィードバック回路）で精度良く検出され、その吸収トルクを第1油圧ポンプ（一方の油圧ポンプ）側にフィードバックすることで、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。

[0013] （2）上記（1）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれ、この第2油圧ポンプの吐出圧が設定圧以下であるときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧をそのまま出力し、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記設定圧より高いときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧を前記設定圧に減圧して出力する可変減圧弁を有し、前記可変減圧弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が更に導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記設定圧を低くする。

[0014] 油圧ポンプがロードセンシング制御により容量制御を行うとき、油圧ポンプの容量変更部材（斜板）の位置、すなわち容量（傾転角）は、ロードセンシング駆動圧力が作用するロードセンシング制御アクチュエータ（LS制御ピストン）と油圧ポンプの吐出圧が作用するトルク制御アクチュエータ（トルク制御ピストン）のそれぞれが容量変更部材を押す力の合力と、最大トルクを設定する付勢手段（バネ）が容量変更部材を反対方向に押す力との釣り合いによって決まる（図5）。このためロードセンシング制御時の油圧ポンプの容量はロードセンシング駆動圧力によって変化するだけでなく、油圧ポンプの吐出圧の影響も受けて変化し、油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合と最大値は、それぞれ、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなる（図6A及び図6B参照）。

[0015] 本発明では、トルクフィードバック回路に可変減圧弁を設けかつ可変減圧弁の設定圧をロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって低くなるよ

うにしたため、第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時におけるトルクフィードバック回路の出力圧（可変減圧弁を経由した第2油圧ポンプの吐出圧）の最大値は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるように変化する（図4C）。このトルクフィードバック回路の出力圧の変化は、上述した油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの最大値の、ロードセンシング駆動圧力が上昇するときの変化に対応しており（図6B）、これによりトルクフィードバック回路の出力圧はロードセンシング駆動圧力が変化するときの第2油圧ポンプの吸収トルクの最大値の変化を模擬することができる。

[0016] （3）上記（2）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれる第1固定絞りと、この第1固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された圧力調整弁とを有し、前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力を出力する第1分圧回路を更に有し、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が低くなるよう構成され、前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が前記第2油圧ポンプの吐出圧として前記可変減圧弁に導かれる。

[0017] 前述したように、油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合はロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなる。

[0018] 本発明では、トルクフィードバック回路に第1分圧回路を設けかつ第1分圧回路に圧力調整弁を設け、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって第1分圧回路の出力圧が低くなるようにしたため、第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時におけるトルクフィードバック回路の出力圧（第1分圧回路の出力圧）の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう変化する（図4A及び図4C）。このトルクフィードバック

回路の出力圧（第 1 分圧回路の出力圧）の増加割合の変化は、上述した油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合の、ロードセンシング駆動圧力が上昇するときの変化に対応しており（図 6 B）、これによりトルクフィードバック回路の出力圧はロードセンシング駆動圧力が変化するときの第 2 油圧ポンプの吸収トルクの増加割合を模擬することができる。

[0019] （４）上記（３）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって開口面積が大きくなるよう前記開口面積が可変となるよう構成された可変絞り弁である。

[0020] これにより第 2 油圧ポンプの吐出圧の上昇時のトルクフィードバック回路の出力圧の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう補正される。

[0021] （５）上記（３）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがってリリーフ設定圧が低くなるよう構成された可変リリーフ弁である。

[0022] これによっても、第 2 油圧ポンプの吐出圧の上昇時のトルクフィードバック回路の出力圧の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう補正される。

[0023] （６）上記（３）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれる第 2 固定絞りと、この第 2 固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第 3 固定絞りとを有し、前記第 2 固定絞りと前記第 3 固定絞りとの間の油路の圧力を出力する第 2 分圧回路と、前記可変減圧弁の出力圧と前記第 2 分圧回路の出力圧の高圧側を選択して出力する高圧選択弁とを更に有し、前記高圧選択弁の出力圧が前記第 3 トルク制御部に導かれる。

[0024] 油圧ポンプには構造で決まる最小容量があり、油圧ポンプが最小容量にあるときの油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクは、最も小さな傾き（増加割合）で増加する（図 6 B）。

[0025] 本発明では、第2分圧回路の出力特性を、第2油圧ポンプを最小容量とするロードセンシング駆動圧力が導かれたときの第1分圧回路の出力特性と同じになる（第2固定絞りの開口面積が第1固定絞りの開口面積と同じとなり、第3固定絞りの絞り特性が、第2油圧ポンプを最小容量とするロードセンシング駆動圧力が導かれたときの圧力調整弁の絞り特性と同じとなる）ように設定することで、第2油圧ポンプが最小容量にあるときは、第2油圧ポンプの全吐出圧力範囲において高圧選択により第2分圧回路の出力圧が選択され、これがトルクフィードバック回路の出力圧となる。

[0026] また、第2固定絞り及び第3固定絞りの開口面積を、第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時における吸収トルクの最小の増加割合に合わせて設定することにより、第2分圧回路の出力圧は第2油圧ポンプの吐出圧が上昇するにしたがって最小の増加割合で比例的に増加するようになる（図4B及び図4C）。この第2分圧回路の出力圧の変化は、上述した第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吸収トルクの変化に対応しており（図6B）、これによりトルクフィードバック回路の出力圧は第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吸収トルクの変化を模擬することができる。

[0027] また、これにより第1アクチュエータに係わるアクチュエータと第2油圧ポンプに係わるアクチュエータの複合操作で、第2油圧ポンプに係わるアクチュエータの負荷圧が高くなり、要求流量が極めて少ない操作（例えば吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作）において、第1油圧ポンプと第2油圧ポンプの合計の消費トルクが過大とならず、原動機の停止を防止することができる。

発明の効果

[0028] 本発明によれば、第2油圧ポンプ（他方の油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の第2最大トルクで動作する運転状態にあるときは勿論のこと、第2油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であっても、トルクフィー

ドバック回路により第2油圧ポンプの吐出圧が第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬した特性となるよう補正され、この補正した吐出圧分、第3トルク制御アクチュエータにより第1最大トルクが減少するよう補正される。これにより第2油圧ポンプの吸収トルクは純油圧的な構成（トルクフィードバック回路）で精度良く検出され、その吸収トルクを第1油圧ポンプ（一方の油圧ポンプ）側にフィードバックすることで、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。

図面の簡単な説明

[0029] [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]ブームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁及び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、ブームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁及び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3A]第1トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

[図3B]第2トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

[図3C]第1トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

[図3D]第2トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

[図4A]トルクフィードバック回路の第1分圧回路と可変減圧弁とからなる回路部分の出力特性を示す図であり、

[図4B]トルクフィードバック回路の第2分圧回路の出力特性を示す図であり

、

[図4C]トルクフィードバック回路全体の出力特性を示す図である。

[図5]レギュレータ（第2ポンプ制御装置）のLS駆動圧力とメインポンプ（第2油圧ポンプ）の吐出圧とメインポンプ（第2油圧ポンプ）の傾転角との関係を示す図である。

[図6A]メインポンプ（第2油圧ポンプ）のレギュレータ（第2ポンプ制御装置）におけるトルク制御とロードセンシング制御の関係を示す図である。

[図6B]図6Aの縦軸をメインポンプの吸収トルクに置き換えてトルク制御とロードセンシング制御の関係を示した図である。

[図7]油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。

[図8]本実施の形態の効果を説明するための比較例を示す図である。

[図9]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10A]第2の実施の形態におけるトルクフィードバック回路の可変減圧弁の出力特性を示す図である。

[図10B]トルクフィードバック回路全体の出力特性を示す図である。

[図11]本発明の第3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。

発明を実施するための形態

[0030] 以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

[0031] <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。

[0032] 図1において、本実施の形態の油圧駆動装置は、原動機（例えばディーゼルエンジン）1と、その原動機1によって駆動され、第1及び第2圧油供給路105、205に圧油を吐出する第1及び第2吐出ポート102a、102bを有するスプリットフロータイプの可変容量型メインポンプ102（第

1 油圧ポンプ) と、原動機 1 によって駆動され、第 3 圧油供給路 3 0 5 に圧油を吐出する第 3 吐出ポート 2 0 2 a を有するシングルフロートタイプの変容量型メインポンプ 2 0 2 (第 2 油圧ポンプ) と、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b 及びメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 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 1 0 5, 2 0 5, 3 0 5 に接続され、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b 及びメインポンプ 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 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b の吐出流量を制御するためのレギュレータ 1 1 2 (第 1 ポンプ制御装置) と、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出流量を制御するためのレギュレータ 2 1 2 (第 2 ポンプ制御装置) とを備えている。

[0033] コントロールバルブユニット 4 は、第 1 ~ 第 3 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5, 3 0 5 に接続され、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から複数のアクチュエータ 3 a ~ 3 h に供給される圧油の流量を制御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, 6 i, 6 j と、複数の流量制御弁 6 a ~ 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 a ~ 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 a, 7 b, 7 c, 7 d, 7 e, 7 f, 7 g, 7 h, 7 i, 7 j と、複数の流量制御弁 6 a ~ 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 a, 8 b, 8 c, 8 d, 8 f, 8 g, 8 i, 8 j 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

305に接続され、第3圧油供給路305の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁314と、第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吐出ポート102a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105の圧油をタンクに戻すアンロード弁115と、第2圧油供給路205に接続され、第2圧油供給路205の圧力が第2吐出ポート102b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205の圧油をタンクに戻すアンロード弁215と、第3圧油供給路305に接続され、第3圧油供給路305の圧力が第3吐出ポート202aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力（所定圧力）を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって第3圧油供給路305の圧油をタンクに戻すアンロード弁315とを備えている。

[0034] コントロールバルブユニット4は、また、第1圧油供給路105に接続される流量制御弁6d、6f、6i、6jの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a、3b、3d、3fの最高負荷圧 P_{lmax1} を検出するシャトル弁9d、9f、9i、9jを含む第1負荷圧検出回路131と、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁6b、6c、6gの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3b、3c、3gの最高負荷圧 P_{lmax2} を検出するシャトル弁9b、9c、9gを含む第2負荷圧検出回路132と、第3圧油供給路305に接続される流量制御弁6a、6e、6hの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a、3e、3hの負荷圧（最高負荷圧） P_{lmax3} を検出するシャトル弁9e、9hを含む第3負荷圧検出回路133と、第1圧油供給路105の圧力（すなわち第1吐出ポート102aの圧力） P_1 と第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} （第1圧油供給路105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 Plmax2 (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、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 (すなわちメインポンプ 2 0 2 の吐出圧或いは第 3 吐出ポート 2 0 2 a の圧力) P3 と第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって検出された最高負荷圧 Plmax3 (第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a, 3 e, 3 h の負荷圧) との差 (LS 差圧) を絶対圧 Pls3 として出力する差圧減圧弁 3 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, 3 1 1 が出力する絶対圧 Pls1, Pls2, Pls3 を、適宜、LS 差圧 Pls1, Pls2, Pls3 という。

[0035] 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 Plmax1 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 Plmax2 が導かれ、前述したアンロード弁 3 1 5 には、第 3 吐出ポート 2 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 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって検出された最高負荷圧 Plmax3 が導かれる。

[0036] 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、差圧減圧弁 3 1 1 が出力する LS 差圧 Pls3 は、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続された圧力補償弁 7 a, 7 e, 7 h とメインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 に導かれる。

[0037] 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 及び圧力補償弁 7 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 のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 i はブームシリンダ 3 a アシスト駆動用である。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 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 b 及び圧力補償弁 7 b と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 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。

[0038] 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 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 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 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 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 及び圧力補償弁 7 e, 7 h と第 3 圧油供給路 3 0 5 を介して第 3 吐出ポート 1 0 2 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。

[0039] 図 2 A は、ブームシリンダであるアクチュエータ 3 a（以下適宜ブームシリンダ 3 a という）及びアームシリンダであるアクチュエータ 3 b（以下適

宜アームシリンダ 3 b という) 以外のアクチュエータ 3 c ~ 3 h の流量制御弁 6 c ~ 6 h のそれぞれのメ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 - 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 の直前で最大開口面積 A 3 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 A 3 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。

[0040] 図 2 B の上側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j のそれぞれのメタイン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、中間ストローク S 2 で最大開口面積 A 1 となり、その後、最大のスプールストローク S 3 まで最大開口面積 A 1 が維持されるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b の開口面積特性も同様である。

[0042] 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 S 2 になるまでは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 S 2 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 の直前で最大開口面積 A 2 となるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ 3 b のアシスト駆動用の流量制御弁 6 j の開口面積特性も同様である。

[0043] 図 2 B の下側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j のメタイン通路の合成開口面積特性を示す図である。

[0044] ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i のメタイン通路は、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 - 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 の直前で最大開口面積 A 1 + A 2 となるような合成開口面積

特性となる。アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b, 6 j の合成開口面積特性も同様である。

[0045] 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 とブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i 及びアームシリンダ 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。すなわち、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。

[0046] 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 a, 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。

[0047] 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。

[0048] 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１０５と第２圧油供給路２０５を連通させる。

[0049] 第２切換弁１４６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１３２の最下流のシャトル弁９ｇに導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路５３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１３１によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} （第１圧油供給路１０５に接続されるアクチュエータ３ａ，３ｂ，３ｄ，３ｆの最高負荷圧）を第２負荷圧検出回路１３２の最下流のシャトル弁９ｇに導く。

[0050] 第３切換弁２４６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１３１の最下流のシャトル弁９ｆに導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路５３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１３２によって検出された最高負荷圧 P_{lmax2} （第２圧油供給路２０５に接続されるアクチュエータ３ｂ，３ｃ，３ｇの最高負荷圧）を第１負荷圧検出回路１３１の最下流のシャトル弁９ｆに導く。

[0051] ここで、左走行モータ３ｆ及び右走行モータ３ｇは、同時に駆動されかつそのとき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。本実施の形態において、左走行モータ３ｆはスプリットフロータイプのメインポンプ１０２の第１吐出ポート１０２ａから吐出される圧油で駆動され、右走行モータ３ｇはスプリットフロータイプのメインポンプ１０２の第２吐出ポート１０２ｂから吐出される圧油で駆動される。

[0052] 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一次圧 P_{pilot} を生成するパイロットリリーフバル

ブ32と、パイロット圧油供給路31bに接続され、ゲートロックレバー24により下流側のパイロット圧油供給路31cをパイロット圧油供給路31bに接続する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パイロットバルブ（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。

[0053] 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 P_{gr} として出力する差圧減圧弁51とを有している。

[0054] 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 P_{gr} は目標LS差圧としてレギュレータ112, 212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 P_{gr} を、適宜、出力圧 P_{gr} 或いは目標LS差圧 P_{gr} という。

[0055] 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 P_{gr} とが導かれ、LS差圧 $Pls12$ が目標LS差圧 P_{gr}

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 P_{x12} という）を変化させるLS制御弁112bと、LS駆動圧力 P_{x12} が導かれ、LS駆動圧力 P_{x12} 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）を設定する付勢手段であるバネ112uとを備えている。

[0056] 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。

[0057] トルク制御ピストン112d, 112eとバネ112uは、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bのそれぞれの吐出圧（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の吸収トルクがバネ112uで設定された最大トルク T_{12max} を超えないようにメインポンプ102の容量を制御する第1トルク制御部を構成する。

[0058] 図3A及び図3Cは、第1トルク制御部（トルク制御ピストン112d, 112eとバネ112u）により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。図3A及び図3C中、 P_{12} は、メインポンプ102の第

1 及び第2吐出ポート102a, 102b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、 q_{12} はメインポンプ102の斜板の傾転角（容量）であり、 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の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの最高吐出圧の合計であり、 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。なお、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} との積で表すことができる。

[0059] 図3A及び図3Cにおいて、メインポンプ102の最大吸収トルクはバネ112uによって、曲線502で示される T_{12max} （最大トルク）に設定されている。メインポンプ102から吐出される圧油によってアクチュエータが駆動され、メインポンプ102の吸収トルクが増加して最大トルク 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によって制限される。例えば、メインポンプ102の傾転角が曲線502上のいずれかにある状態でメインポンプ102の吐出圧が上昇すると、トルク制御ピストン112d, 112eはメインポンプ102の傾転角 q_{12} を曲線502に沿って減少させる。また、メインポンプ102の傾転角が曲線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} が増加しようとする、トルク制御ピストン112d, 112eはメインポンプ102の傾転角 q_{12} が曲線502上の傾転角に保持されるように制限する。図3A中、符号TEは原動機1の定格出力トルク T_{erate} を示す曲線であり、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。

[0060] 第1ロードセンシング制御部（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の吸収トルクが最

大トルク T_{12max} よりも小さく、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。

[0061] レギュレータ212（第2ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁311が出力するLS差圧 $Pls3$ 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 $Pls3$ 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 $Px3$ という）を変化させるLS制御弁212bと、LS駆動圧力 $Px3$ が導かれ、LS駆動圧力 $Px3$ が低くなるにしたがってメインポンプ202の傾転角（容量）を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ202の傾転角を制御するLS制御ピストン212c（ロードセンシング制御アクチュエータ）と、メインポンプ202の吐出圧が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ202の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ202の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン212d（第2トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク T_{3max} （図3B参照）を設定する付勢手段であるバネ212eとを備えている。

[0062] LS制御弁212bとLS制御ピストン212cは、メインポンプ202の吐出圧が、メインポンプ202から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧 Pl_{max3} より目標差圧（目標LS差圧 Pgr ）だけ高くなるようメインポンプ202の容量を制御する第2ロードセンシング制御部を構成する。

[0063] トルク制御ピストン212dとバネ212eは、メインポンプ202の吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、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 T_{3max} を超えないようにメインポンプ202の容量を制御する第2トルク制御部を構成する。

[0064] 図3B及び図3Dは、第2トルク制御部（トルク制御ピストン212dとバネ212e）により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す

図である。図 3 B 及び図 3 D 中、 P_3 はメインポンプ 202 の吐出圧であり、 q_3 はメインポンプ 202 の斜板の傾転角（容量）であり、 P_{3max} はメインリリーフ弁 314 の設定圧力によってられるメインポンプ 202 の最高吐出圧であり、 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。なお、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 との積で表すことができる。

[0065] 図 3 B 及び図 3 D において、メインポンプ 202 の最大吸収トルクはバネ 212 e によって、曲線 602 で示される T_{3max} （最大トルク）に設定されている。メインポンプ 202 から吐出される圧油によってアクチュエータが駆動され、メインポンプ 202 の吸収トルクが増加して最大トルク T_{3max} に達すると、図 3 A 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 によって制限される。

[0066] 第 2 ロードセンシング制御部（LS 制御弁 212 b と LS 制御ピストン 212 c）は、メインポンプ 202 の吸収トルクが最大トルク T_{3max} よりも小さく、第 2 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 202 の容量を制御する。

[0067] 図 1 に戻り、レギュレータ 112（第 1 ポンプ制御装置）は、メインポンプ 202 の吐出圧とレギュレータ 212 の LS 駆動圧力 P_{x3} とが導かれ、メインポンプ 202（第 2 油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク T_{3max} で動作するときと、メインポンプ 202 がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行うときのいずれの場合にも、メインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した特性となるようメインポンプ 202 の吐出圧とレギュレータ 212 の LS 駆動圧力 P_{x3} に基づいてメインポンプ 202 の吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路 112 v と、このトルクフィードバック回路 112 v の出力圧が導かれ、トルクフィードバック回路 112 v の出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ 102 の斜板の傾転角（容量）を減少させ、バネ 112 u によって設定され

た最大トルク T_{12max} 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フィードバックピストン112f（第3トルク制御アクチュエータ）とを更に備えている。

[0068] 図3A及び図3Cにおいて矢印は、トルクフィードバック回路112v及びトルクフィードバックピストン112f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、トルクフィードバック回路112vはメインポンプ202の吐出圧を、メインポンプ202の吸収トルクを模擬した特性となるよう補正して出力し、トルクフィードバックピストン112fは、図3Aに矢印で示すように、バネ112uによって設定された最大トルク T_{12max} をトルクフィードバック回路112vの出力圧分、減少させる。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においても、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御され（全トルク制御）、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。

[0069] ～トルクフィードバック回路の詳細～

トルクフィードバック回路112vの詳細を説明する。

[0070] <回路構成>

トルクフィードバック回路112vは、メインポンプ202の吐出圧が導かれる第1固定絞り112i、この第1固定絞り112iの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された可変絞り弁112hを有し、第1固定絞り112iと可変絞り弁112hとの間の油路112mの圧力を出力する第1分圧回路112rと、第1分圧回路112rの出力圧（油路112mの圧力）が導かれ、この油路112mの圧力が設定圧以下であるときは、第1分圧回路112rの出力圧をそのまま出力し、第1分圧回路112rの出力圧が設定圧より高いときは、第1分圧回路112rの出力圧を設定圧に減圧して出力する可変減圧弁112gと、メインポンプ202の吐出圧が導かれる第2固定絞り112k、この第2固定絞り112kの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第3固定絞り112lを有し、第2固定絞り112kと

第3固定絞り112 l との間の油路112 n の圧力を出力する第2分圧回路112 s と、可変減圧弁112 g の出力圧と第2分圧回路112 s の出力圧の高圧側を選択して出力するシャトル弁（高圧選択弁）112 j とを備えている。シャトル弁112 j の出力圧はトルクフィードバック回路112 v の出力圧としてトルクフィードバックピストン112 f に導かれる。

[0071] 第1分圧回路112 r の可変絞り弁112 h は、開口が開き方向となる側にレギュレータ212 のLS駆動圧力Px3が導かれ、このLS駆動圧力Px3がタンク圧のときに全閉であり、LS駆動圧力Px3が高くなるにしたがって開口面積が大きくなり（第1固定絞り112 i と可変絞り弁112 h との間の油路112 m の圧力が低くなり）、LS駆動圧力Px3がパイロット圧油供給路31 b において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であるときに図1 中右側の位置に切り換わり、予め決められた最大の開口面積となるように構成されている。

[0072] 可変減圧弁112 g は、レギュレータ212 のLS駆動圧力Px3が導かれ、このLS駆動圧力Px3がタンク圧であるときは設定圧が予め決められた最大値（初期値）となり、LS駆動圧力Px3が高くなるにしたがって設定圧を低くし、LS駆動圧力Px3がパイロット圧油供給路31 b の一定のパイロット一次圧Ppilotまで高くなると、設定圧が予め決められた最小値となるように構成されている。

[0073] また、第1固定絞り112 i と第2固定絞り112 k の開口面積は同一であり、かつ第3固定絞り112 l の開口面積と可変絞り弁112 h が図1 中右側の位置に切り換わったときの最大開口面積は同一になる（第3固定絞り112 l の絞り特性が、メインポンプ202 を最小傾転角とするLS駆動圧力Px3が導かれたときの可変絞り弁112 h （圧力調整弁）の絞り特性と同じとなる）ように構成されている。言い換えれば、第2分圧回路112 s の出力特性は、メインポンプ202 を最小傾転角とするLS駆動圧力Px3が導かれたときの第1分圧回路112 r の出力特性と同じになるように設定されている。

[0074] <回路の出力特性>

図4 Aは、トルクフィードバック回路1 1 2 vの第1分圧回路1 1 2 rと可変減圧弁1 1 2 gとからなる回路部分の出力特性を示す図であり、図4 Bは、トルクフィードバック回路1 1 2 vの第2分圧回路1 1 2 sの出力特性を示す図であり、図4 Cは、トルクフィードバック回路1 1 2 v全体の出力特性を示す図である。

[0075] <<第1分圧回路1 1 2 rと可変減圧弁1 1 2 g>>

図4 Aにおいて、P3は前述したようにメインポンプ2 0 2の吐出圧であり、Ppは可変減圧弁1 1 2 gの出力圧（可変減圧弁1 1 2 gの下流の油路1 1 2 pの圧力）であり、Pmは第1分圧回路1 1 2 rの出力圧（第1固定絞り1 1 2 iと可変絞り弁1 1 2 hの間の油路1 1 2 mの圧力）である。

[0076] メインポンプ2 0 2に係わるアクチュエータ3 a, 3 e, 3 hの操作レバーのいずれかがフル操作され、流量制御弁の開口面積が規定する要求流量（以下単に流量制御弁の要求流量という）がメインポンプ2 0 2に設定された最大トルクT3（図3 B）で制限される流量以上である場合は、メインポンプ2 0 2の吐出流量が要求流量に対して不足するいわゆるサチレーション状態となる。この場合は、 $Pls3 < Pgr$ であるため、LS制御弁2 1 2 bは図1の図示右側の位置に切り換わり、LS駆動圧力Px3はタンク圧に等しくなる（後述のブーム上げフル操作（c））。LS駆動圧力Px3がタンク圧であるとき、可変絞り弁1 1 2 hの開口面積は最小（全閉）となり、第1分圧回路1 1 2 rの出力圧（油路1 1 2 mの圧力）Pmはメインポンプ2 0 2の吐出圧P3と同じとなる。また、可変減圧弁1 1 2 gの設定圧は初期値のPpfである。このためメインポンプ2 0 2の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁1 1 2 gの出力圧Ppは直線Cm, Cpのように変化する。すなわち、メインポンプ2 0 2の吐出圧P3がPpfに上昇するまでは可変減圧弁1 1 2 gの出力圧Ppは直線Cmのように直線比例的に上昇し（ $Pp = P3$ ）、吐出圧P3がPpfに達すると、出力圧Ppはそれ以上に上昇せず、直線CpのようにPpfに制限される。

[0077] メインポンプ2 0 2に係わるアクチュエータ3 a, 3 e, 3 hの操作レバーのいずれかが微操作されたときは、LS制御弁2 1 2 bは図1の図示左側

の位置からストロークして、 P_{ls3} が P_{gr} に等しくなる中間位置に切り換わり、LS駆動圧力 P_{x3} 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 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力に上昇する（後述のブーム上げ微操作（b）及び水平均し作業（f））。LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧とパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力にあるとき、可変絞り弁112hの開口面積は全閉と全開（最大）の中間の値となり、第1分圧回路112rの出力圧 P_m は、メインポンプ202の吐出圧 P_3 を第1固定絞り112iと可変絞り弁112hの開口面積の比で分圧した値に低下する。また、可変減圧弁112gの設定圧 P_p は初期値の P_{pf} から P_{pc} に低下する。このためメインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧 P_p は直線 B_m 、 B_p のように変化する。このときの直線 B_m の傾き（出力圧 P_m の変化割合）は直線 C_m よりも小さく、直線 B_p の圧力 P_{pc} は直線 C_p の圧力 P_{pf} よりも低くなる。

[0078] メインポンプ202に係わるアクチュエータ3a, 3e, 3hの全ての操作レバーが中立の場合、或いはそれらの操作レバーのいずれかが操作された場合でも、その操作量が極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ202の最小傾転角 q_{3min} で得られる最少流量よりも少ない場合には、LS制御弁212bは図1の図示左側の位置にあり（右方向のストロークエンド位置）、LS駆動圧力 P_{x3} 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 P_{pilot} まで上昇する（後述の全操作レバー中立時の動作（a）及び吊り荷作業でのブーム上げ微操作（g））。LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇すると、可変絞り弁112hの開口面積は最大となり、第1分圧回路112rの出力圧 P_m は最も低くなる。また、可変減圧弁112gの設定圧は最小の P_{pa} となる。このためメインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧は直線 A_m 、 A_p のように変化する。このとき直線 A_m の傾き（出力圧 P_m の変化割合）は最も小さく、直線 A_p の圧力 P_{pa} は最も低い圧力となる。

[0079] <<第2分圧回路112s>>

図4Bにおいて、 P_n は第2分圧回路112sの出力圧（第2固定絞り11

2 k と第3固定絞り 1 1 2 l の間の油路 1 1 2 n の圧力) である。

[0080] 第2分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 を第2固定絞り 1 1 2 k と第3固定絞り 1 1 2 l の開口面積の比で分圧した圧力であり、この圧力は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、直線 A_n のように直線比例的に増加する。第2分圧回路 1 1 2 s の第2固定絞り 1 1 2 k の開口面積は第1分圧回路 1 1 2 r の第1固定絞り 1 1 2 i と同一であり、第2分圧回路 1 1 2 s の第3固定絞り 1 1 2 l の開口面積は、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} で、図1中右側の位置に切り換わったときの可変絞り弁 1 1 2 h の最大開口面積と同一である。このため直線 A_n は図4 A の直線 A_m と同じ傾きの直線となる。

[0081] <<回路全体の出力特性>>

図4 C において、 P_{3t} はトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧である。

[0082] 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と第2分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側がトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧としてシャトル弁 1 1 2 j により選択され、出力される。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するときのトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の変化は、図4 C に示すようになる。すなわち、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときと、タンク圧とのパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇したときは、図4 A の直線 C_m 、 C_p 及び直線 B_m 、 B_p の可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p が選択され、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、それぞれ、直線 C_m 、 C_p 及び直線 B_m 、 B_p の設定となり直線 A_n の設定となる。また、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇したときは、図4 B の直線 A_n の第2分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n が選択され、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は直線 A_n の設定となる。

[0083] <吸収トルクの模擬>

次に、トルクフィードバック回路 1 1 2 v がメインポンプ 2 0 2 の吐出圧をメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬した特性となるよう補正して出力

するものであることについて、説明する。

- [0084] メインポンプ202がロードセンシング制御により容量制御を行うとき、メインポンプ202の容量変更部材（斜板）の位置、すなわち容量（傾転角）は、LS駆動圧力が作用するLS制御ピストン212cとメインポンプ202の吐出圧が作用するトルク制御ピストン212dのそれぞれが斜板を押す力の合力と、最大トルクを設定する付勢手段であるバネ212eが斜板を反対方向に押す力との釣り合いによって決まる。このためロードセンシング制御時のメインポンプ202の傾転角はLS駆動圧力によって変化するだけでなく、メインポンプ202の吐出圧の影響も受けて変化する。
- [0085] 図5は、レギュレータ212のLS駆動圧力 P_{x3} とメインポンプ202の吐出圧 P_3 とメインポンプ202の傾転角 q_3 との関係を示す図である。図5において、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路31bの一定のパイロット一次圧 P_{pilot} （最大）であるとき、メインポンプ202の傾転角 q_3 は最小 q_{3min} であり、LS駆動圧力 P_{x3} が低下するにしたがってメインポンプ202の傾転角 q_3 は、例えば直線R1で示すように増加し、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧まで低下すると、メインポンプ202の傾転角 q_3 は最大 q_{3max} となる。また、メインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇するにしたがってメインポンプ202の傾転角 q_3 は直線R2、R3、R4のように減少する。
- [0086] 図6Aは、メインポンプ202のレギュレータ212におけるトルク制御とロードセンシング制御の関係（メインポンプ202の吐出圧と傾転角とLS駆動圧力 P_{x3} との関係）を示す図であり、図6Bは、図6Aの縦軸をメインポンプ202の吸収トルクに置き換えてトルク制御とロードセンシング制御の関係（メインポンプ202の吐出圧と吸収トルクとLS駆動圧力 P_{x3} との関係）を示した図である。
- [0087] メインポンプ202に係わるアクチュエータ3a、3e、3hの操作レバーのいずれかがフル操作され、メインポンプ202の吐出流量がサチレーション状態となり、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧に等しくなる場合は（後述のブーム上げフル操作（c））、メインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇するとき、

メインポンプ202の傾転角 q_3 は、図6Aの特性 H_q (H_{qa} , H_{qb}) のように変化し、メインポンプ202の吐出圧 P_3 と傾転角 q_3 との積に比例するメインポンプ202の吸収トルク T_3 は図6Bの特性 H_T (H_{ta} , H_{tb}) のように変化する。特性 H_q の直線 H_{qa} は図3Bの直線601に対応し、メインポンプ202の構造で決まる最大傾転角 q_{3max} の特性である。特性 H_q の曲線 H_{qb} は図3Bの曲線602に対応し、バネ212eによって設定された最大トルク T_{3max} の特性である。メインポンプ202の吸収トルク T_3 が T_{3max} に達する前は傾転角 q_3 は直線 H_{qa} に示すように q_{3max} で一定である(図6A)。このときメインポンプ202の吸収トルク T_3 は直線 H_{ta} で示すように吐出圧 P_3 が上昇するにしたがってほぼ直線的に増加する(図6B)。吸収トルク T_3 が T_{3max} に達すると曲線 H_{qb} に示すように吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって傾転角 q_3 は小さくなる(図6A)。このときメインポンプ202の吸収トルク T_3 は曲線 H_{tb} に示すように T_{3max} でほぼ一定となる(図6B)。

[0088] メインポンプ202に係わるアクチュエータ3a, 3e, 3hの操作レバーのいずれかが微操作され、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧とパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇する場合は(後述のブーム上げ微操作(b)及び水平均し作業(f))、LS駆動圧力 P_{x3} が P_{x3b} , P_{x3c} , P_{x3d} と高くなるにしたがって、メインポンプ202の傾転角 q_3 は、図6Aの曲線 I_q , J_q , K_q のように変化し、これに対応してメインポンプ202の吸収トルク T_3 は図6Bの曲線 I_T (I_{Ta} , I_{Tb}), J_T (J_{Ta} , J_{Tb}), K_T (K_{Ta} , K_{Tb}) のように変化する。

[0089] すなわち、メインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇するとき、LS駆動圧力 P_{x3} が例えば P_{x3b} と一定であっても、メインポンプ202の傾転角 q_3 は上述したように曲線 I_q のように吐出圧 P_3 の上昇の影響を受けて低下するため、吐出圧 P_3 の高圧側では T_{3max} の曲線 H_{qb} 上の傾転角よりも小さい傾転角となる(図6A)。その結果、メインポンプ202の吸収トルク T_3 は、吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって曲線 I_{Ta} のように曲線 H_{Ta} よりも緩やかな傾き(変化割合)で増加し、やがて曲線 I_{Tb} に示すように T_{3max} よりも小さい最大トルク T_{3b} に達し、ほぼ一定となる(図6B)。ただし、傾転角 q_3 はメインポンプ202の構造で

決まる最小傾転角 q_{3min} 以下にはならず、吸収トルク T_3 は最小傾転角 q_{3min} に対応した直線LTの最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

[0090] LS駆動圧力 P_{x3} が P_{x3c} , P_{x3d} の場合も同様であり、傾転角 q_3 は曲線 J_q , K_q のように吐出圧 P_3 の上昇の影響を受けて低下し、吐出圧 P_3 の高圧側では曲線 I_q 上の傾転角よりも更に小さくなる（図6 A）。これに対応してメインポンプ202の吸収トルク T_3 は、吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって曲線 J_{Ta} , K_{Ta} のように曲線 I_{Ta} よりも更に緩やかな傾き（変化割合 $I_{Ta} > J_{Ta} > K_{Ta}$ ）で増加し、曲線 J_{Tb} , K_{Tb} に示すように T_{3b} よりも小さい最大トルク T_{3c} , T_{3d} （ $T_{3b} > T_{3c} > T_{3d}$ ）に達し、ほぼ一定となる（図6 B）。ただし、この場合も、傾転角 q_3 はメインポンプ202の構造で決まる最小傾転角 q_{3min} 以下にはならず、吸収トルク T_3 は最小傾転角 q_{3min} に対応した直線LTの最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

メインポンプ202に係わるアクチュエータ3a, 3e, 3hの全ての操作レバーが中立の場合、或いはそれらの操作レバーのいずれかが操作された場合でも、その操作量が極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ202の最小傾転角 q_{3min} で得られる最少流量よりも少ない場合には（後述の全操作レバー中立時の動作（a）及び吊り荷作業でのブーム上げ微操作（g））、メインポンプ202の傾転角 q_3 は、図6 Aに直線 L_q で示すようにメインポンプ202の構造で決まる最小傾転角 q_{3min} に保持され、これに対応してメインポンプ202の吸収トルク T_3 は最小トルク T_{3min} となり、この最小トルク T_{3min} は図6 Bの直線LTのように変化する。すなわち、最小トルク T_{3min} は吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって直線LTのように最も小さい傾きで増加する。

[0091] 図4 Cに戻り、メインポンプ202の吐出圧 P_3 の上昇時におけるトルクフィードバック回路112vの出力圧 P_{3t} の増加割合は、図4 Cの直線 C_m , B_m で示すように、LS駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって小さくなり、トルクフィードバック回路112vの出力圧 P_{3t} の最大値は、図4 Cの直線 C_p , B_p で示すように、LS駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって小さくなる。また、メインポ

ンプ202が最小傾転角 q_{3min} にあるときのメインポンプ202の吐出圧 P_3 の上昇時におけるトルクフィードバック回路112vの出力圧 P_{3t} は、直線Anのように最も小さな傾き（増加割合）で増加する。

[0092] 図4Cと図6Bの比較から分かるように、図4Cに示す直線 C_m , B_m , A_n の出力圧 P_{3t} の増加割合は、図6Bに示す曲線 HT_a , IT_a , JT_a , KT_a , LT の吸収トルクの増加割合と同じように、LS駆動圧力 P_{x3} が上昇するにしたがって小さくなるように変化し、図4Cに示す直線 C_p , B_p の出力圧 P_{3t} の最大値 P_{pf} は、図6Bに示す曲線 HT_b , IT_b , JT_b , KT_b の吸収トルクの最大値と同じようにLS駆動圧力 P_{x3} が上昇するにしたがって小さくなるように変化する。

[0093] すなわち、トルクフィードバック回路112vは、メインポンプ202（第2油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク T_{3max} で動作するときと、メインポンプ202がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行うときのいずれの場合にも、メインポンプ202の吐出圧をメインポンプ202の吸収トルクを模擬した特性となるよう補正して出力する。

[0094] ～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。

[0095] 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 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 1 0 2 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h の伸縮により上下動作を行うブレード 1 0 6 が取り付けられている。下部走行体 1 0 1 は、走行モータ 3 f , 3 g の回転により左右の履帯 1 0 1 a , 1 0 1 b を駆動することによって走行を行う。

[0096] 上部旋回体 1 0 9 にはキャノピータイプの運転室 1 0 8 が設置され、運転室 1 0 8 内には、運転席 1 2 1、フロント／旋回用の左右の操作装置 1 2 2 , 1 2 3 (図 7 では左側のみ図示)、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 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 2 4 等が設けられている。操作装置 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、操作装置 1 2 2 は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 2 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置 1 2 3 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 3 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はバケット用の操作装置として機能する。

[0097] ～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

[0098] 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、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} (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。

[0099] (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 負荷圧検出回路 1 3 1, 第 2 負荷圧検出回路 1 3 2, 第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 は、それぞれ、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} は、それぞれ、アンロード弁 1 1 5, 2 1 5, 3 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1, 2 1 1, 3 1 1 に導かれる。

最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} がアンロード弁 1 1 5, 2 1 5, 3 1 5 に導かれることによって、第 1、第 2 及び第 3 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b, 2 0 2 a の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} にアンロード弁 1 1 5, 2 1 5, 3 1 5 のそれぞれのバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力（アンロード弁セット圧）に保たれる。ここで、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} は上述したようにそれぞれタンク圧であり、タンク圧はほぼ 0 MPa である。このため、アンロード弁セット圧はバネの設定圧力 P_{un0} に等しくなり、第 1、第 2 及び第 3 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b, 2 0 2 a の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は P_{un0} （最小吐出圧 P_{3min} ）に保たれる。通常、 P_{un0} 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（ $P_{un0} > P_{gr}$ ）。

[0100] 差圧減圧弁 1 1 1, 2 1 1, 3 1 1 は、それぞれ、第 1、第 2 及び第 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 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} （タンク圧）との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls1} , P_{ls2} , P_{ls3} として出力する。最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} は上述したようにそれぞれタンク圧であるので、 $P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$, $P_{ls2} = P_2 - P_{lmax2} = P_2 = P_{un0} > P_{gr}$, $P_{ls3} = P_3 - P_{lmax3} = P_3 = P_{un0} > P_{gr}$ 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、 P_{ls3} はレギュレータ 2 1 2 の LS 制御弁 2 1 2 b に導かれる。

[0101] 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}

、Pls2はそれらの低圧側が選択され、LS差圧Pls12としてLS制御弁112b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Px12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。

[0102] 一方、レギュレータ212のLS制御弁212bにLS差圧Pls3が導かれる。 $Pls3 > Pgr$ であるので、LS制御弁212bは図1で右方向に押されて左側の位置に切り換わり、LS駆動圧力Px3はパイロット一次圧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212cに導かれる。LS制御ピストン212cにパイロット一次圧Ppilotが導かれるので、メインポンプ202の容量（流量）は最小に保たれる。

[0103] また、全ての操作レバーが中立の場合には、LS駆動圧力Px3はパイロット一次圧Ppilotと等しくなるので、トルクフィードバック回路112vは、図4Cの直線Anの設定となる。また、このときメインポンプ202の吐出圧（第3吐出ポート202aの圧力）P3は最小吐出圧のPun0であるので、トルクフィードバック回路112vの出力圧は図4Cの直線An上のA点の圧力P3tminとなる。この圧力P3tminはトルクフィードバックピストン112fに導かれ、メインポンプ102の最大トルクは図3AのT12maxの設定となる。

[0104] （b）ブーム操作レバーを入力した場合（微操作）

例えばブーム用の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、6iが図1中で上方向に切り換わる。ここで、ブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a、6i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6aがメイン駆動用であり、流量制御弁6iがアシスト駆動用である。流量制御弁6a、6i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。

- [0105] ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 a, 6 i のストロークが図 2 B の S 2 以下の場合、ブ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 6 a のメータイン通路の開口面積はゼロから A 1 に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。
- [0106] このようにアシスト駆動用の流量制御弁 6 i は、ブーム上げ微操作では図 1 中で上方向に切り換わっても、メータイン通路は開かず、また、負荷検出ポートもタンクに接続されたままであり、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 P_{lmax1} としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量（流量）は全ての操作レバーが中立の場合と同様に最小に保たれる。
- [0107] 一方、流量切換弁 6 a が図 1 中で上方向に切り換わると、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 P_{lmax3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax3} がアンロード弁 3 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 3 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax3} （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_{un0} を加算した圧力に上昇し、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、最高負荷圧 P_{lmax3} が差圧減圧弁 3 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 3 1 1 は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 と最高負荷圧 P_{lmax3} との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P_{ls3} として出力し、この P_{ls3} は L S 制御弁 2 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 2 1 2 b は、目標 LS 差圧 P_{gr} と上記 LS 差圧 P_{ls3} を比較する。
- [0108] ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後は、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が第 3 圧油供給路 3 0 5 に伝わり両者の圧力差は殆ど無くなるから、LS 差圧 P_{ls3} はほぼゼロに等しくなる。よって、 $P_{ls3} < P_{gr}$ の関係となるので、L S 制御弁 2 1 2 b は図 1 中で左方向に切り換わり、L S 制御ピストン 2 1 2 c の

圧油をタンクに放出する。このためLS駆動圧力 P_{x3} は低下し、メインポンプ202の容量（流量）は増加する。このLS駆動圧力 P_{x3} の低下による流量増加は $P_{ls3}=P_{gr}$ になるまで継続し、 $P_{ls3}=P_{gr}$ となった時点でLS駆動圧力 P_{x3} 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 P_{pilot} とタンク圧の中間のある値に保持される。このようにメインポンプ202は、流量制御弁6aの要求流量に応じて、必要な流量を必要な分だけ吐出する、いわゆるロードセンシング制御を行う。これによりブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ3aのボトム側に供給され、ブームシリンダ3aは伸長方向に駆動される。

[0109] また、LS駆動圧力 P_{x3} は、パイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力となるため、トルクフィードバック回路112vは、例えば図4Cの直線 B_m 、 B_p で示す設定となる。このとき、ブーム上げの負荷圧は比較的高いため、メインポンプ202の吐出圧 P_3 は図4Cの直線 B_p の圧力まで上昇し、トルクフィードバック回路112vは、図4Cの直線 B_p 上の制限された圧力 P_{pc} を出力する。トルクフィードバックピストン112fはメインポンプ102の最大トルクを、図3Aの曲線502の T_{12max} からトルクフィードバック回路112vの出力圧 P_{pc} 相当分だけ、 T_{12max} よりも小さい値に減少させる。

[0110] 例えば、ブーム上げ微操作で、メインポンプ202が図3BのX2点（ P_{3a} 、 q_{3b} ）で動作し、図4Cの直線 B_p 上のD点がX2点に対応するとき、トルクフィードバック回路112vは、メインポンプ202の吐出圧 P_{3a} を、X2点の吸収トルク T_{3g} を模擬した値に補正して出力し（出力圧 P_{pc} ）、トルクフィードバックピストン112fはメインポンプ102の最大トルクを、図3Aの曲線502の T_{12max} から曲線504の $T_{12max}-T_{3gs}$ へと減少させる（ $T_{3gs} \div T_{3g}$ ）。

[0111] これにより、ブーム上げ微操作の単独操作から、ブーム上げ微操作とメインポンプ102に係わるアクチュエータのいずれかのを駆動する操作との複合操作（例えば後述する水平均し作業）に移行した場合で、当該アクチュエータの操作レバーをフル操作した場合でも、第1トルク制御部は、メインポ

ンプ 102 の吸収トルクが $T_{12max} - T_{3gs}$ を超えないようにメインポンプ 102 の傾転角を制御し、メインポンプ 102, 202 の吸収トルクの合計は最大トルク T_{12max} を超えないようになり、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。

[0112] (c) ブーム操作レバーを入力した場合（フル操作）

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 2B 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 S_2 以上となり、流量制御弁 6a 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 6i のメータイン通路の開口面積は A_2 となる。

[0113] 前述したように、ブームシリンダ 3a の負荷圧は流量制御弁 6a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 133 によって最高負荷圧 Pl_{max3} として検出され、この最高負荷圧 Pl_{max3} に応じてメインポンプ 202 の吐出流量は Pls_3 が P_{gr} に等しくなるように制御され、メインポンプ 202 からブームシリンダ 3a のボトム側に圧油が供給される。

[0114] 一方、ブームシリンダ 3a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6i 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 Pl_{max1} 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 Pl_{max1} 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 Pl_{max1} （ブームシリンダ 3a のボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 P_{un0} 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 Pl_{max1} 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 Pl_{max1} との差圧（LS 差圧）を絶対圧 Pls_1 として出力する。この Pls_1 はレギュレータ 112 の低圧選択弁 112a に導かれ、低圧選択弁 112a によって Pls_1 と Pls_2 の低圧側が選択される。

[0115] ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後は、ブームシリンダ 3a の負荷圧

が第1圧油供給路105に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧 $Pls1$ はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、 $Pls2$ 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 ($Pls2 = P2 - Plmax2 = P2 = Pun0 > Pgr$)。よって、低圧選択弁112aでは $Pls1$ が低圧側の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、上記のようにLS差圧 $Pls1$ はほぼゼロに等しく、 $Pls1 < Pgr$ の関係となるので、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 $Px3$ が低下し、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。これによりメインポンプ102の第1吐出ポート102aからブームシリンダ3aのボトム側に圧油が供給され、ブームシリンダ3aは、メインポンプ202の第3吐出ポート202aとメインポンプ102の第1吐出ポート102aからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

[0116] 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 $Pun0$ に等しくなり、第2圧油供給路205の圧力 $P2$ は $Pun0$ 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。

[0117] ここで、メインポンプ202は、流量制御弁6aの要求流量に応じて流量を吐出するが、その要求流量が最大トルク $T3$ (図3B)で制限される流量以上であるときは、メインポンプ202の吐出流量が要求流量に対して不足し、検出したLS差圧 $Pls3$ が目標LS差圧 Pgr に達しない、いわゆるサチレーション状態となる場合がある。サチレーション状態となった場合、 $Pls3 < Pgr$ であり、LS制御弁212bは図1の図示右側の位置に切り換わるため、LS制御ピ

ストン 2 1 2 c の圧油は L S 制御弁 2 1 2 b を介してタンクに放出され、LS 駆動圧力 P_{x3} はタンク圧に等しくなる。このためトルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 C_m と直線 C_p で示す設定となり、前述したようにブーム上げの負荷圧は比較的高いため、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 は図 4 C の直線 C_p の圧力まで上昇し、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 C_p 上の制限された圧力 P_{pf} を出力する。トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} からトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{pf} 相当分だけ、 T_{12max} よりも小さい値に減少させる。

[0118] 例えば、ブーム上げのフル操作で、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の最大トルク T_{3max} の曲線 6 0 2 上の X 1 点 (P_{3a} , q_{3a}) で動作し、図 4 C の直線 C_p 上の G 点が X 1 点に対応するとき、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_{3a} を、X 1 点の吸収トルク T_{3max} を模擬した値に補正して出力し（出力圧 P_{pf} ）、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} から曲線 5 0 3 の $T_{12max} - T_{3max}$ へと減少させる。

[0119] これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが $T_{12max} - T_{3max}$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、メインポンプ 1 0 2, 2 0 2 の吸収トルクの合計は最大トルク T_{12max} を超えないようになり、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。

[0120] (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 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, 6 j が図 1 中で下方向に切り換わる。ここで、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b, 6 j の開口面積特性は、図 2 B を用いて説明したように流量制御弁 6 b がメイン駆動用であり、流量制御弁 6 j がアシスト駆動用である。流量制御弁 6 b, 6 j 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。

[0121] アーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 b, 6 j のストロークが図 2 B の S 2 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 6 b のメータイン通路の開口面積はゼロから A 1 に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 j のメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。

[0122] 流量切換弁 6 b が図 1 中で下方向に切り換わると、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 P_{lmax2} として検出され、アンロード弁 2 1 5 と差圧減圧弁 2 1 1 に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax2} がアンロード弁 2 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 2 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax2} （アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、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 P_{lmax2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 2 1 1 は第 2 圧油供給路 2 0 5 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 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。低圧選択弁 1 1 2 a は P_{ls1} と P_{ls2} の低圧側を選択する。

[0123] 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 P_{ls2} はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、 P_{ls1} 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（ $P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$ ）。よって、低圧選択弁 1 1 2 a は P_{ls2} を低圧側の LS 差圧 P_{ls12} として選択し、 P_{ls2} 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 P_{gr} と P_{ls2} を比較する。この場合、上記のように LS 差圧 P_{ls2} はほぼゼロに等しく、 $P_{ls2} < P_{gr}$ の関係となるので、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 $P_{ls2}=P_{gr}$ になるまで継続する。これによりメインポンプ 102 の第 2 吐出ポート 102 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。

[0124] このとき、第 1 圧油供給路 105 に、第 2 圧油供給路 205 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 115 を介してタンクに戻される。ここで、第 1 負荷圧検出回路 131 は最高負荷圧 P_{lmax1} としてタンク圧を検出するため、アンロード弁 115 のセット圧はバネの設定圧力 P_{un0} に等しくなり、第 1 圧油供給路 105 の圧力 P_1 は P_{un0} 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 115 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。

[0125] また、このときは、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の場合と同様、トルクフィードバック回路 112 v は、図 4 C の直線 A_n の設定となり、メインポンプ 102 の最大トルクは図 3 A の T_{12max} の設定となる。

[0126] （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。

[0127] 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 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 が第 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、LS 差圧 P_{ls2} が出力され、レギュレータ 112 の低圧選択弁 112 a に導かれる。

[0128] 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。

[0129] 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なくなるから、LS差圧 $Pls1$, $Pls2$ は、共に、ほぼゼロに等しくなる。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 $Pls1$, $Pls2$ は、共に、ほぼゼロに等しく、 $Pls12 < P_{gr}$ 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1 0 2の容量（流量）は増加してゆき、その流量増加は $Pls12 = P_{gr}$ 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1及び第2吐出ポート1 0 2 a, 1 0 2 bからアームシリンダ3 b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3 bは第1及び第2吐出ポート1 0 2 a, 1 0 2 bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

[0130] また、このときも、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の場合と同様、トルクフィードバック回路1 1 2 vは、図4 Cの直線Anの設定となり、メインポンプ1 0 2の最大トルクは図3 Aの $T12_{max}$ の設定となる。これにより第1トルク制御部は、メインポンプ1 0 2の吸収トルクが最大トルク $T12_{max}$ を超えないようにメインポンプ1 0 2の傾転角を制御し、アームシリンダ3 b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。

[0131] (f) 水平均し作業をした場合

水平均し作業はブーム上げ微操作とアームクラウドのフル操作との組み合わせとなる。アクチュエータとしては、アームシリンダ 3 b が伸長し、ブームシリンダ 3 a が伸長する動作である。

[0132] 水平均し作業では、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 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A_1 以下となり、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。ブームシリンダ 3 a の負荷圧は流制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 Pl_{max3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 が第 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、最高負荷圧 Pl_{max3} がメインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 にフィードバックされ、メインポンプ 2 0 2 の容量（流量）が流量制御弁 6 a の要求流量（開口面積）に応じて増加し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ 3 a ボトム側に供給され、ブームシリンダ 3 a は第 3 吐出ポート 2 0 2 a からの圧油により伸長方向に駆動される。

[0133] 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 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b とアシスト駆動用の流量制御弁 6 j のそれぞれのメータイン通路の開口面積は A_1 , A_2 となる。アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b, 6 j の負荷ポートを介して第 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 1, 1 3 2 によって最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} ($Pl_{max1}=Pl_{max2}$) として検出され、アンロード弁 1 1 5, 2 1 5 がそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 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_{max1} , Pl_{max2} がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 にフィードバックされ、メインポンプ 1 0 2 の容量（流量）が流量制御弁 6 b, 6 j の要求流量に応じて増加し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b からアームシリンダ 3

b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。

[0134] ここで、水平均し作業の場合、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、水平均し作業では、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場合のように、低負荷側の圧力補償弁7bでの絞り圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはない。

[0135] また、ブーム上げは微操作であるため、(b)で説明したように、トルクフィードバック回路112vは、例えば図4Cの直線Bm, Bpで示す設定となり、メインポンプ202が図3BのX2点(P3a, q3b)で動作し、図4Cの直線Bp上のD点がX2点に対応するとき、トルクフィードバック回路112vは、メインポンプ202の吐出圧P3aを、X2点の吸収トルクT3gを模擬した値に補正して出力し(出力圧Ppc)、トルクフィードバックピストン112fはメインポンプ102の最大トルクを、図3Aの曲線502のT12maxから曲線504の $T12max - T3gs$ へと減少させる($T3gs \div T3g$)。

[0136] これにより、水平均し作業でアーム操作レバーをフル操作した場合でも、第1トルク制御部は、メインポンプ102の吸収トルクが $T12max - T3gs$ を超えないようにメインポンプ102の傾転角を制御し、メインポンプ102, 202の吸収トルクの合計は最大トルクT12maxを超えないようになり、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。

[0137] (g) 吊り荷作業でブーム上げ微操作をした場合

吊り荷作業とは、バケットに設けたフックにワイヤを取り付けて、そのワイヤで荷を吊り上げて別の場所に移動する作業である。この吊り荷作業でブーム上げ微操作を行う場合も、上記(b)或いは(f)で説明したように、

レギュレータ 2 1 2 のロードセンシング制御によりメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブームシリンダ 3 a ボトム側に圧油が供給され、ブームシリンダ 3 a は伸長方向に駆動される。ただし、吊り荷作業におけるブーム上げは極めて慎重を要する作業であるため、操作レバーの操作量は極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の最小傾転角 q_{3min} で得られる最少流量よりも少ない場合がある。この場合、 $P_{ls3} > P_{gr}$ で、LS 制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示左側の位置にあり、LS 駆動圧力 P_{x3} は、パイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} と等しくなるので、上記 (a) の全ての操作レバーが中立にある場合と同様、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 $A_n (=A_m)$ で示す最小傾転の設定となる。

[0138] ここで、吊り荷作業の荷の重量は重く、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 は例えば図 4 C の直線 A_n 上の H 点のように高圧となる場合が多い。また、吊り荷作業では、ブーム上げ微操作と同時に旋回モータ 3 c を駆動して吊り荷の旋回方向の位置を変えたり、アームシリンダ 3 b を駆動して吊り荷の前後方向の位置を変えることがある。このようなブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作では、メインポンプ 1 0 2 から圧油が吐出され、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の両方で原動機 1 の馬力が消費される。

[0139] 本実施の形態において、もし、トルクフィードバック回路 1 1 2 v に第 2 分圧回路 1 1 2 s が設けられていない場合は、図 4 A で示すように、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧は、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧である油路 1 1 2 p の圧力 P_{pa} に制限され、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は図 4 C の H 点の圧力よりも低い圧力 P_{pa} を出力する。このようにメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクをメインポンプ 1 0 2 側に正確にフィードバックすることができない場合は、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の消費トルクが過大となり、エンジンストールが発生するおそれがある。

[0140] 本実施の形態では、第 2 分圧回路 1 1 2 s が設けられているので、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が図 4 C の直線 A_n 上の H 点のように高圧となる場合

でも、トルクフィードバック回路 1 1 2 v に H 点に対応した圧力 Pph が出力され、その分、メインポンプ 1 0 2 の最大トルクが減少するように制御される。このようにメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクがメインポンプ 1 0 2 側に正確にフィードバックされるため、吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作を行った場合でも、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の消費トルクが過大とならず、エンジンストールを防止することができる。

[0141] (h) 排土作業

走行しながらブレード 1 0 6 を操作して土砂を移動する排土作業では、走行モータ 3 f, 3 g とブレードシリンダ 1 0 6 とを同時に駆動する複合操作となる。この場合、ブレード操作レバーを操作すると、例えば前述したブーム上げの微操作 (b) と同様、メインポンプ 2 0 2 の容量 (流量) が流量制御弁 6 h の要求流量 (開口面積) に応じて増加し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブレード操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブレードシリンダ 3 h に供給され、ブレードシリンダ 3 h は第 3 吐出ポート 2 0 2 a からの圧油により駆動される。

[0142] この排土作業において、メインポンプ 2 0 2 が図 3 D の X 3 点 (P3c, q3c、) で動作するときは、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときであり、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、例えば図 4 C の直線 B_m, B_p で示す設定となり、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (例えば P3c) を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (例えば T3h) を模擬した値に補正して出力し (例えば図 4 C の B 点の出力圧 P_{pb})、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 C の曲線 5 0 2 の T_{12max} から曲線 5 0 5 の吸収トルク (例えば T_{12max} - T3h) へと減少させる (T3h_s ≒ T3h)。

[0143] これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが T_{12max} - T3h_s を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、メインポンプ 1 0 2, 2 0 2 の吸収トルクの合計は最大トルク T_{12max} を超えないように

なり、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。

[0144] ～効果～

以上のように構成した本実施の形態においては、メインポンプ 202（第 2 油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク T_{3max} で動作する運転状態にあるときは勿論のこと、メインポンプ 202 がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であっても、トルクフィードバック回路 112v によりメインポンプ 202 の吐出圧 P_3 がメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した特性となるよう補正され、この補正した吐出圧 P_{3t} 分、トルクフィードバックピストン 112f（第 3 トルク制御アクチュエータ）により最大トルク T_{12max} が減少するよう補正される。これによりメインポンプ 202 の吸収トルクは純油圧的な構成（トルクフィードバック回路 112v）で精度良く検出され、その吸収トルクをメインポンプ 102 側にフィードバックすることで、全トルク制御を精度良く行い、原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

[0145] 図 8 は、本実施の形態の上述した効果を説明するための比較例を示す図である。この比較例は、図 1 に示す本発明の第 1 の実施の形態におけるレギュレータ 112 のトルクフィードバック回路 112v を減圧弁 112w（特許文献 2 に記載の減圧弁 14 に相当）に置き換えたものである。

[0146] 図 8 に示す比較例では、減圧弁 112w の設定圧は一定であり、この設定圧は、図 1 の可変減圧弁 112g の設定圧の初期値 P_{pf} と同じ値に設定されている。この場合、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 が上昇するとき、減圧弁 112w の出力圧は、LS 駆動圧力 P_{x3} 如何に係わらず、図 4 C の直線 C_m , C_p のように変化する。

[0147] この比較例において、例えばブーム上げのフル操作（c）のように、メインポンプ 202 が図 3 B の最大トルク T_{3max} の曲線 602 上の X1 点（ P_{3a} , q_{3a} ）で動作し LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときは、減圧弁 112w は、図 1 のトルクフィードバック回路 112v の可変減圧弁 112g と同様、メイ

ンポンプ202の吐出圧を図4Cの直線Cp上の圧力Ppfに補正して出力し、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを、図3Aに曲線503で示すように、 T_{12max} から $T_{12max}-T_{3max}$ へと減少させる。このようにメインポンプ202が図3BのX1点のように最大トルク T_{3max} の曲線602上で動作する場合は、比較例1によっても本実施の形態と同様の効果が得られる。

[0148] しかし、水平均し作業(f)のように、メインポンプ202が図3BのX2点(P_{3a} , q_{3b})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、本実施の形態の効果は得られない。すなわち、比較例では、この場合もメインポンプ202がX1点で動作するときと同様、減圧弁112wは、メインポンプ202の吐出圧を図4Cの直線Cp上の圧力Ppfに補正して出力する。このためメインポンプ202の吸収トルクは T_{3max} よりも小さい T_{3g} であるのにも係わらず、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを図3Aに曲線503で示すように、 T_{12max} から $T_{12max}-T_{3max}$ へと必要以上に減少させてしまう。

[0149] また、メインポンプ202が図3DのX3点(P_{3c} , q_{3c} ,)で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときも、本実施の形態の効果は得られない。すなわち、比較例では、この場合は、最大傾転角 q_{3max} の直線601上のX4点で動作するときと同様、メインポンプ202の吐出圧を例えば図4Cの直線Cm上の圧力に補正して出力する。このためメインポンプ202の吸収トルクは T_{3i} よりも小さい T_{3h} であるのにも係わらず、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを、図3Cに曲線506で示すように T_{12max} から $T_{12max}-T_{3is}$ へと必要以上に減少させてしまう($T_{3is} \doteq T_{3i}$)。

[0150] 前述したように、本実施の形態では、水平均し作業(f)のように、メインポンプ202が図3BのX2点(P_{3a} , q_{3b})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、前述したように、トルクフィードバック回路112vは、例えば図4Cの直線Bm, Bpで示す

設定となり、トルクフィードバック回路 112 v は、メインポンプ 202 の吐出圧（例えば P_{3a} ）を、メインポンプ 202 の吸収トルク（例えば T_{3g} ）を模擬した値に補正して出力し（例えば図 4 C の D 点の出力圧 P_{pc} ）、トルクフィードバックピストン 112 f はメインポンプ 102 の最大トルクを、図 3 A の曲線 502 の T_{12max} から曲線 504 の吸収トルク（例えば $T_{12max} - T_{3gs}$ ）へと減少させる（ $T_{3gs} \doteq T_{3g}$ ）。その結果、メインポンプ 202 が利用できる吸収トルクは比較例の $T_{12max} - T_{3max}$ よりも多くなる。

[0151] また、排土作業（h）のように、メインポンプ 202 が図 3 D の X3 点（ P_{3c} , q_{3c} 、）で動作し LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、トルクフィードバック回路 112 v は、例えば図 4 C の直線 B_m , B_p で示す設定となり、トルクフィードバック回路 112 v は、メインポンプ 202 の吐出圧（例えば P_{3c} ）を、メインポンプ 202 の吸収トルク（例えば T_{3h} ）を模擬した値に補正して出力し（例えば図 4 C の B 点の出力圧 P_{pb} ）、トルクフィードバックピストン 112 f はメインポンプ 102 の最大トルクを、図 3 C の曲線 502 の T_{12max} から曲線 505 の吸収トルク（例えば $T_{12max} - T_{3hs}$ ）へと減少させる（ $T_{3hs} \doteq T_{3h}$ ）。その結果、この場合も、メインポンプ 202 が利用できる吸収トルクは比較例の $T_{12max} - T_{3is}$ よりも多くなる。

[0152] このように本実施の形態では、トルクフィードバック回路 112 v によってメインポンプ 202 の吸収トルク T_{3max} 或いは T_{3g} 或いは T_{3h} を精度良くメインポンプ 102 側にフィードバックすることで、原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止する全馬力制御を精度良く行うことができ、原動機 1 が有する出力トルク T_{erate} を有効に利用することができる。

[0153] また、本実施の形態では、第 2 分圧回路 112 s が設けられているので、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 が図 4 C の直線 A_n 上の H 点のように高圧となる場合でも、トルクフィードバック回路 112 v は H 点に対応した圧力 P_{ph} を出力し、その分、メインポンプ 102 の最大トルクが減少するよう制御される。このようにメインポンプ 202 が最小傾転角で動作するときも、メイン

ポンプ 202 の吸収トルクがメインポンプ 102 側に正確にフィードバックされるため、吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作を行った場合に、メインポンプ 102 とメインポンプ 202 の合計の消費トルクが過大とならず、エンジンストールを防止することができる。

[0154] <第 2 の実施の形態>

図 9 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。

[0155] 図 9 において、本実施の形態の油圧駆動装置の第 1 の実施の形態との相違点は、メインポンプ 102 のレギュレータ 112 A のトルクフィードバック回路 112 A v が、第 1 の実施の形態のトルクフィードバック回路 112 v に備えられていた第 1 分圧回路 112 r を備えていない点である。

[0156] すなわち、本実施の形態のトルクフィードバック回路 112 A v は、メインポンプ 202 の吐出圧（第 3 圧油供給路 305 の圧力） p_3 が導かれ、メインポンプ 202 の吐出圧 p_3 が設定圧以下であるときは、メインポンプ 202 の吐出圧 p_3 をそのまま出力し、メインポンプ 202 の吐出圧 p_3 が設定圧より高いときは、メインポンプ 202 の吐出圧 p_3 を設定圧に減圧して出力する可変減圧弁 112 g と、メインポンプ 202 の吐出圧 p_3 が導かれる第 2 固定絞り 112 k、この第 2 固定絞り 112 k の下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第 3 固定絞り 112 l を有し、第 2 固定絞り 112 k と第 3 固定絞り 112 l との間の油路 112 n の圧力を出力する分圧回路 112 s と、可変減圧弁 112 g の出力圧と分圧回路 112 s の出力圧の高圧側を選択して出力するシャトル弁（高圧選択弁） 112 j とを備えている。

[0157] 図 10 A は、トルクフィードバック回路 112 A v の可変減圧弁 112 g の出力特性を示す図であり、図 10 B は、可変減圧弁 112 g と分圧回路 112 s とシャトル弁 112 j とを組み合わせたトルクフィードバック回路 112 A v 全体の出力特性を示す図である。

[0158] 図 10 A において、LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるとき、可変減圧弁 112 g の設定圧は初期値の P_{pf} である。このためメインポンプ 202 の吐出圧 P_3

が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_m , C_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が P_{pf} に上昇するまでは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_m のように直線比例的に上昇し ($P_p = P_3$)、吐出圧 P_3 が P_{pf} に達すると、出力圧 P_p はそれ以上に上昇せず、直線 C_p のように P_{pf} に制限される。

[0159] LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧とパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力にあるとき、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧 P_p は初期値の P_{pf} から P_{pc} に低下する。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_{m1} , B_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が P_{pc} に上昇するまでは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_{m1} のように直線比例的に上昇し ($P_p = P_3$)、吐出圧 P_3 が P_{pc} に達すると、出力圧 P_p はそれ以上に上昇せず、直線 B_p のように、直線 C_p の圧力 P_{pf} よりも低い P_{pc} に制限される。

[0160] LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧は最小の P_{pa} となる。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧は直線 C_{m2} , A_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の最少吐出圧以上の全範囲において、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 A_p のように、最も低い圧力 P_{pa} に制限される。

[0161] 分圧回路 1 1 2 s の出力特性は第 1 の実施の形態の第 2 分圧回路 1 1 2 s と同じであり、分圧回路の出力圧 P_n は、図 4 B に直線 A_n で示した通り、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると直線比例的に増加する。

[0162] 図 1 0 B において、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側がトルクフィードバック回路 1 1 2 A v の出力圧としてシャトル弁 1 1 2 j により選択され、出力される。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するときのトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の変化は、図 1 0 B に示すようになる。すなわち、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときと、タンク圧とのパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇したときは、図 1 0 A の直線 C_m , C_p 及び直線 C_{m1} , B_p の可変減圧弁 1 1 2 g の出力

圧 P_p が選択される。LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇したときは、吐出圧 P_3 が低く、可変減圧弁112gの出力圧 P_p が分圧回路112sの出力圧 P_n より高い間は、図10Aの直線 A_p の可変減圧弁112gの出力圧 P_p が選択され、吐出圧 P_3 が上昇し、分圧回路112sの出力圧 P_n が可変減圧弁112gの出力圧 P_p よりも高くなると、図4Bの直線 A_n の分圧回路112sの出力圧 P_n が選択される。

[0163] このように構成した本実施の形態においても、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にある場合には、図4Cに示されるトルクフィードバック回路112vの直線 B_m の設定が得られず直線 B_m が設定されることによる効果が得られない点を除いて、第1の実施の形態と同様の効果が得られる。

[0164] 例えばブーム上げのフル操作(c)のように、メインポンプ202が図3Bの最大トルク T_{3max} の曲線602上のX1点(P_{3a} 、 q_{3a})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときは、トルクフィードバック回路112Avは、メインポンプ202の吐出圧(例えば P_{3a})を、メインポンプ202の吸収トルク(T_{3max})を模擬した値に補正して出力し(例えば図10BのG点の出力圧 P_{pf})、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを、図3Aに曲線503で示すように、 T_{12max} から $T_{12max}-T_{3max}$ へと減少させる。

[0165] また、水平平均し作業(f)のように、メインポンプ202が図3BのX2点(P_{3a} 、 q_{3b})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、トルクフィードバック回路112Avは、例えば図10Bの直線 C_{m1} 、 B_p で示す設定となり、トルクフィードバック回路112Avは、メインポンプ202の吐出圧(例えば P_{3a})を、メインポンプ202の吸収トルク(例えば T_{3g})を模擬した値に補正して出力し(例えば図10BのD点の出力圧 P_{pc})、トルクフィードバックピストン112fはメインポンプ102の最大トルクを、図3Aの曲線502の T_{12max} から曲線504の吸収トルク(例えば $T_{12max}-T_{3gs}$)へと減少させる($T_{3gs} \doteq T_{3g}$)。その結果

、メインポンプ202が利用できる吸収トルクは比較例の $T_{12max} - T_{3max}$ よりも多くなる。

[0166] このように本実施の形態においても、トルクフィードバック回路112Avによってメインポンプ202の吸収トルク T_{3max} 或いは T_{3g} を精度良くメインポンプ102側にフィードバックすることで、原動機1の停止（エンジンストール）を防止する全馬力制御を精度良く行うことができ、原動機1が有する出力トルク T_{erate} を有効に利用することができる。

[0167] <第3の実施の形態>

図11は、本発明の第3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。

[0168] 図11において、本実施の形態の油圧駆動装置の第1の実施の形態との相違点は、メインポンプ102のレギュレータ112Bのトルクフィードバック回路112Bvに備えられる第1分圧回路112Brが、第1の実施の形態における第1分圧回路112rの可変絞り弁112hに代え、可変リリーフ弁112zを備える点である。

[0169] すなわち、本実施の形態のトルクフィードバック回路112Bvは、第1分圧回路112Brと、可変減圧弁112gと、第2分圧回路112sと、シャトル弁（高圧選択弁）112jとを備えている。

[0170] 第1分圧回路112Brは、メインポンプ202の吐出圧（第3圧油供給路305の圧力） p_3 が導かれる第1固定絞り112i、この第1固定絞り112iの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された可変リリーフ弁112zを有し、第1固定絞り112iと可変リリーフ弁112zとの間の油路112mの圧力がシャトル弁112jの一方の入力ポートに導かれる。

[0171] 可変リリーフ弁112zは、開口が開き方向となる側にレギュレータ212のLS駆動圧力 P_{x3} が導かれ、この圧力 P_{x3} がタンク圧のときに所定のリリーフ圧に設定され、圧力 P_{x3} が高くなるにしたがってリリーフ圧を低くし、圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路31bにおいて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 P_{pilot} であるときに、リリーフ圧

がゼロで、予め決められた最大の開口面積となるように構成されている。

[0172] 可変減圧弁 1 1 2 g と第 2 分圧回路 1 1 2 s の構成は第 1 の実施の形態と同じである。

[0173] このように構成した本実施の形態において、可変リリーフ弁 1 1 2 z の出力特性は第 1 の実施の形態における可変減圧弁 1 1 2 g の出力特性と同じであり、トルクフィードバック回路 1 1 2 B v の出力特性は、第 1 の実施の形態における図 4 C に示されるトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力特性と同じとなる。したがって、本実施の形態によっても、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

[0174] <その他>

以上の実施の形態では、第 1 油圧ポンプが第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b を有するスプリットフロータイプの油圧ポンプ 1 0 2 である場合について説明したが、第 1 油圧ポンプは、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。

[0175] また、第 1 ポンプ制御装置は、ロードセンシング制御部（低圧選択弁 1 1 2 a、L S 制御弁 1 1 2 b 及び L S 制御ピストン 1 1 2 c）とトルク制御部（トルク制御ピストン 1 1 2 d, 1 1 2 e とバネ 1 1 2 u）を有するレギュレータ 1 1 2 であるとしたが、第 1 ポンプ制御装置におけるロードセンシング制御部は必須ではなく、操作レバーの操作量（流量制御弁の開口面積－要求流量）に応じて第 1 油圧ポンプの容量を制御することができるものであれば、いわゆるポジティブ制御或いはネガティブ制御等、その他の制御方式であってもよい。

[0176] 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 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

[0177] 1 原動機

102 可変容量型メインポンプ（第1油圧ポンプ）

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制御ピストン

112d, 112e トルク制御ピストン（第1トルク制御アクチュエータ）

112f トルクフィードバックピストン（第3トルク制御アクチュエータ）

112g 可変減圧弁

112h 可変絞り弁

112i 第1固定絞り

112j シャトル弁（高圧選択弁）

112k 第2固定絞り

112l 第3固定絞り

112m 第1固定絞り112iと可変絞り弁112hとの間の油路

112n 第2固定絞り112kと第3固定絞り112lとの間の油路

112r 第1分圧回路

112s 第2分圧回路

112u バネ（付勢手段）

112v トルクフィードバック回路

202 可変容量型メインポンプ（第2油圧ポンプ）

202a 第3吐出ポート

212 レギュレータ（第2ポンプ制御装置）

212b LS制御弁

- 2 1 2 c L S制御ピストン（ロードセンシング制御アクチュエータ）
- 2 1 2 d トルク制御ピストン（第2トルク制御アクチュエータ）
- 1 1 2 e バネ（付勢手段）
- 1 1 5 アンロード弁
- 2 1 5 アンロード弁
- 3 1 5 アンロード弁
- 1 1 1, 2 1 1, 3 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
- 4 コントロールバルブユニット
- 6 a～6 j 流量制御弁
- 7 a～7 j 圧力補償弁
- 8 a～8 j 操作検出弁
- 9 b～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 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
- 4 3 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 操作装置
- 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 第1, 第2, 第3負荷圧検出回路

請求の範囲

[請求項1]

原動機と、
前記原動機により駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと、
前記原動機により駆動される可変容量型の第2油圧ポンプと、
前記第1及び第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、
前記第1及び第2油圧ポンプ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をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、
前記第1油圧ポンプの吐出流量を制御する第1ポンプ制御装置と、
前記第2油圧ポンプの吐出流量を制御する第2ポンプ制御装置とを備え、
前記第1ポンプ制御装置は、
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大し、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが第1最大トルクを超えないように前記第1油圧ポンプの容量を制御する第1トルク制御部を有し、
前記第2ポンプ制御装置は、
前記第2油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2最大トルクを超えないように前記第2油圧ポンプの容量を制御する第2トルク制御部と、
前記第2油圧ポンプの吸収トルクが前記第2最大トルクよりも小さいとき、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第2油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御部とを有する建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 トルク制御部は、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第 2 油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第 1 油圧ポンプの容量を制御する第 1 トルク制御アクチュエータと、前記第 1 最大トルクを設定する第 1 付勢手段とを有し、

前記第 2 トルク制御部は、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第 2 油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第 2 油圧ポンプの容量を制御する第 2 トルク制御アクチュエータと、前記第 2 最大トルクを設定する第 2 付勢手段とを有し、

前記ロードセンシング制御部は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧が前記目標差圧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を変化させる制御弁と、前記ロードセンシング駆動圧力が低くなるにしたがって前記第 2 油圧ポンプの容量を増加し吐出流量が増加するよう前記第 2 油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御アクチュエータとを有し、

前記第 1 ポンプ制御装置は、更に、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力とが導かれ、前記第 2 油圧ポンプが前記第 2 トルク制御部の制御の制限を受け、前記第 2 最大トルクで動作するときと、前記第 2 油圧ポンプが前記第 2 トルク制御部の制御の制限を受けず、前記ロードセンシング制御部が前記第 2 油圧ポンプの容量を制御するときのいずれの場合にも前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクを模擬した特性となるよう、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力に基づいて前記第 2 油圧ポンプの吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路と、

前記トルクフィードバック回路の出力圧が導かれ、前記トルクフィ

ードバック回路の出力圧が高くなるにしたがって前記第 1 油圧ポンプの容量を減少させ前記第 1 最大トルクが減少するよう前記第 1 油圧ポンプの容量を制御する第 3 トルク制御アクチュエータとを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、

前記トルクフィードバック回路は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、この第 2 油圧ポンプの吐出圧が設定圧以下であるときは、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧をそのまま出力し、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が前記設定圧より高いときは、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧を前記設定圧に減圧して出力する可変減圧弁を有し、

前記可変減圧弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が更に導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記設定圧を低くす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 2 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記トルクフィードバック回路は、

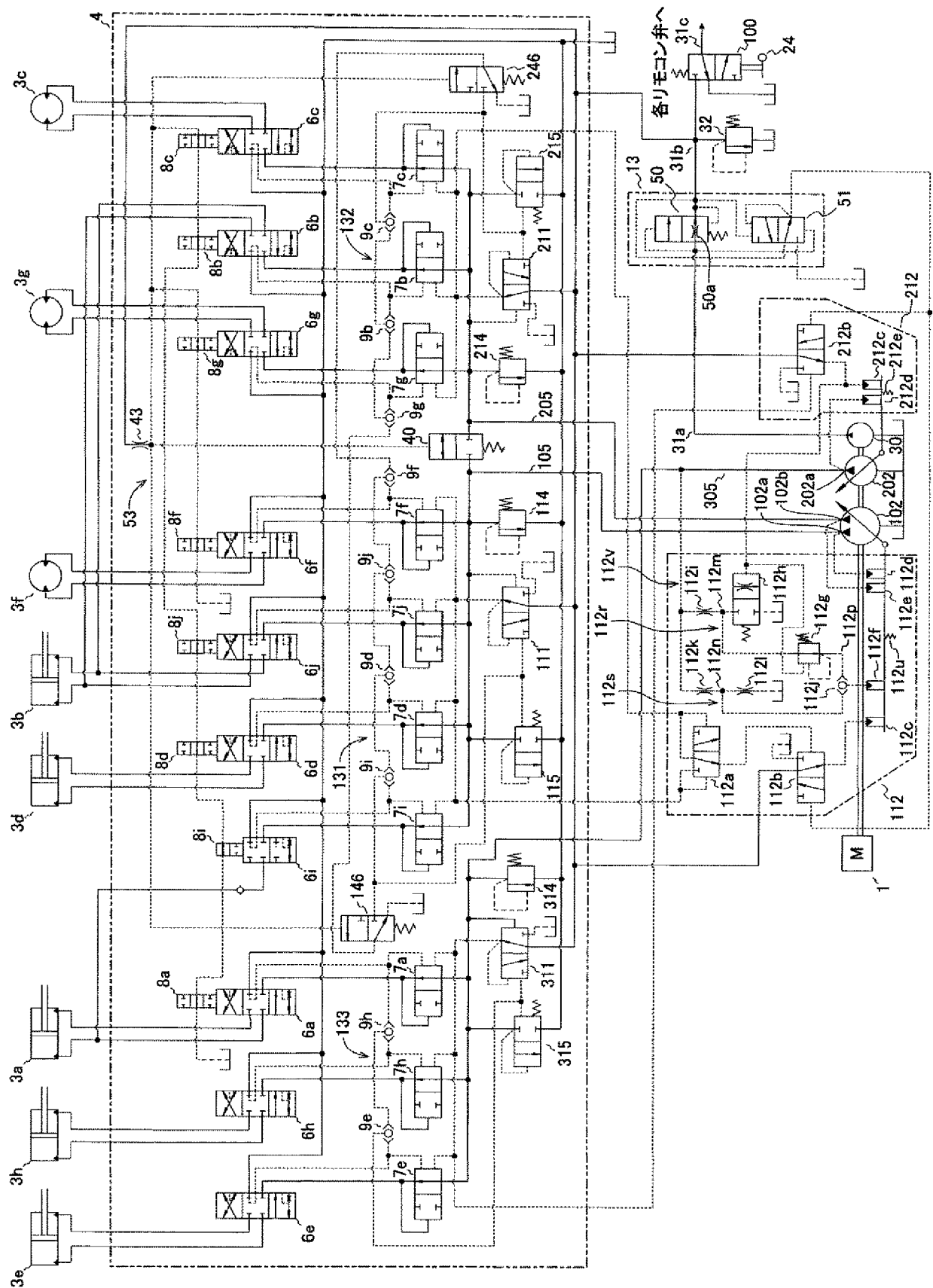
前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれる第 1 固定絞りと、この第 1 固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された圧力調整弁とを有し、前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力を出力する第 1 分圧回路を更に有し、

前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が低くなるよう構成され、

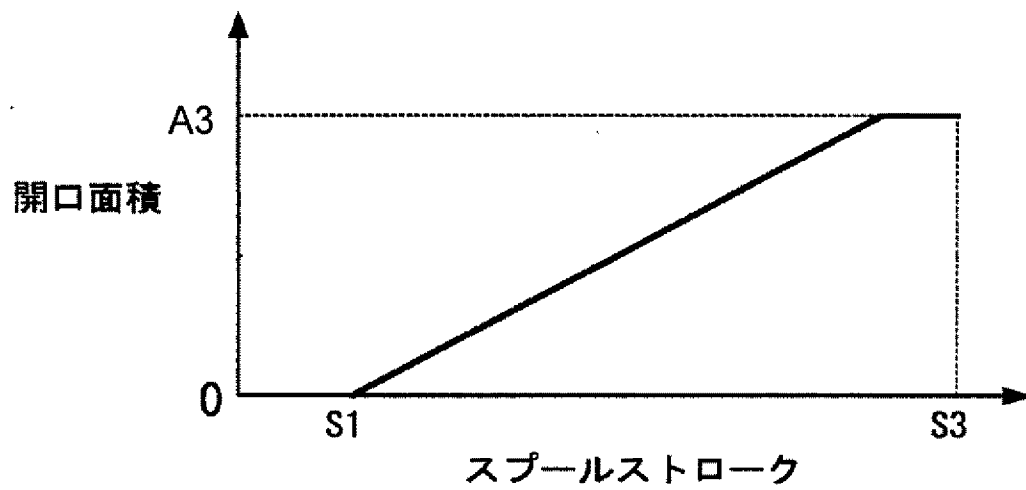
前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が前記第 2 油圧ポンプの吐出圧として前記可変減圧弁に導かれることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

- [請求項4] 請求項3記載の建設機械の油圧駆動装置において、
前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって開口面積が大きくなるよう前記開口面積が可変となるよう構成された可変絞り弁であることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。
。
- [請求項5] 請求項3記載の建設機械の油圧駆動装置において、
前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがってリリーフ設定圧が低くなるよう構成された可変リリーフ弁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6] 請求項2記載の建設機械の油圧駆動装置において、
前記トルクフィードバック回路は、
前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれる第2固定絞りと、この第2固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第3固定絞りとを有し、前記第2固定絞りと前記第3固定絞りととの間の油路の圧力を出力する第2分圧回路と、
前記圧力調整弁の出力圧と前記第2分圧回路の出力圧の高圧側を選択して出力する高圧選択弁とを更に有し、
前記高圧選択弁の出力圧が前記第3トルク制御部に導かれることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

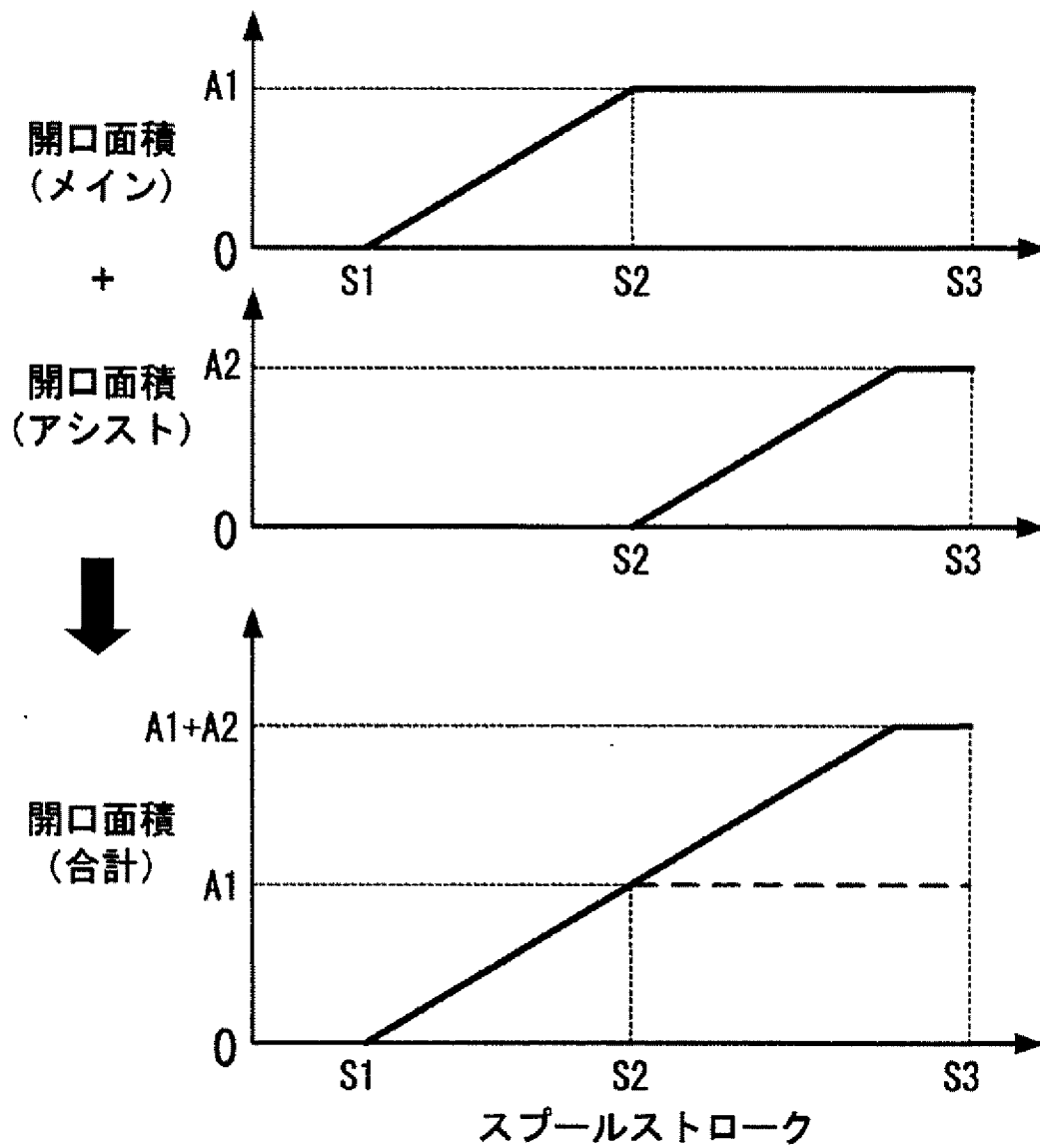
[図1]



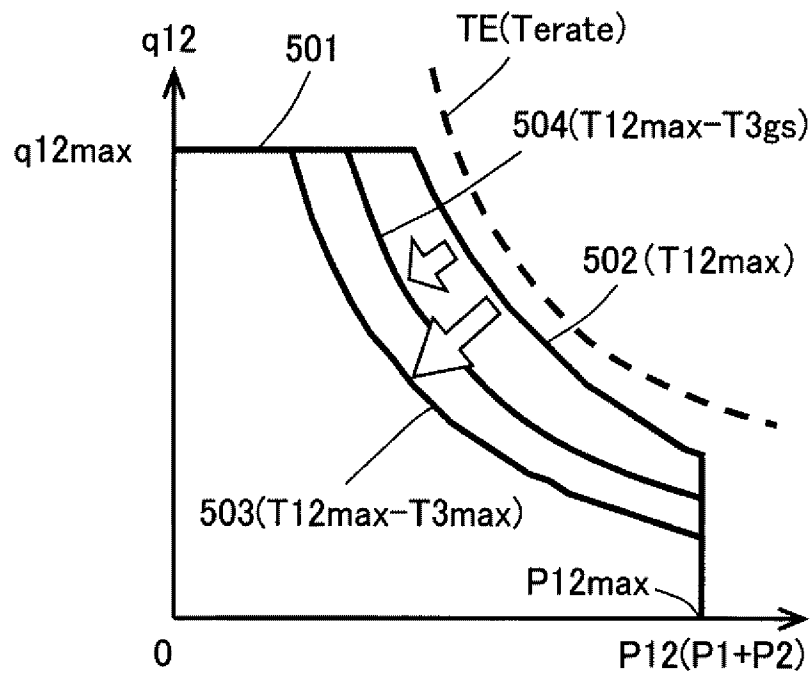
[図2A]



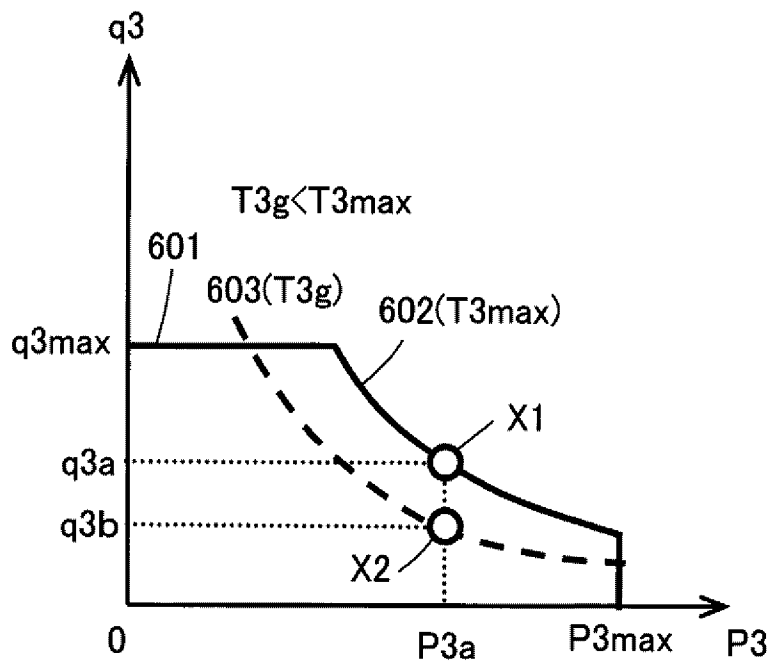
[図2B]



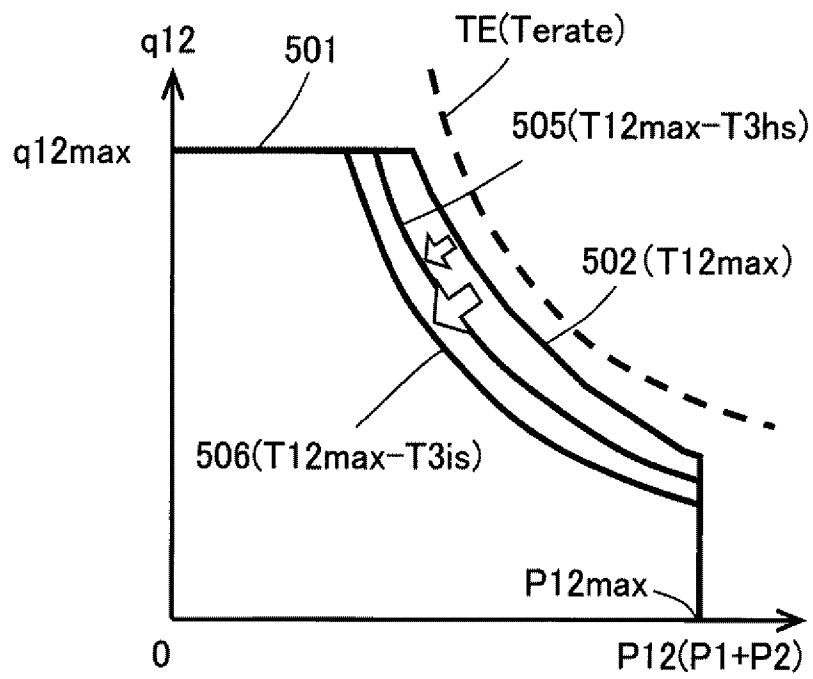
[図3A]



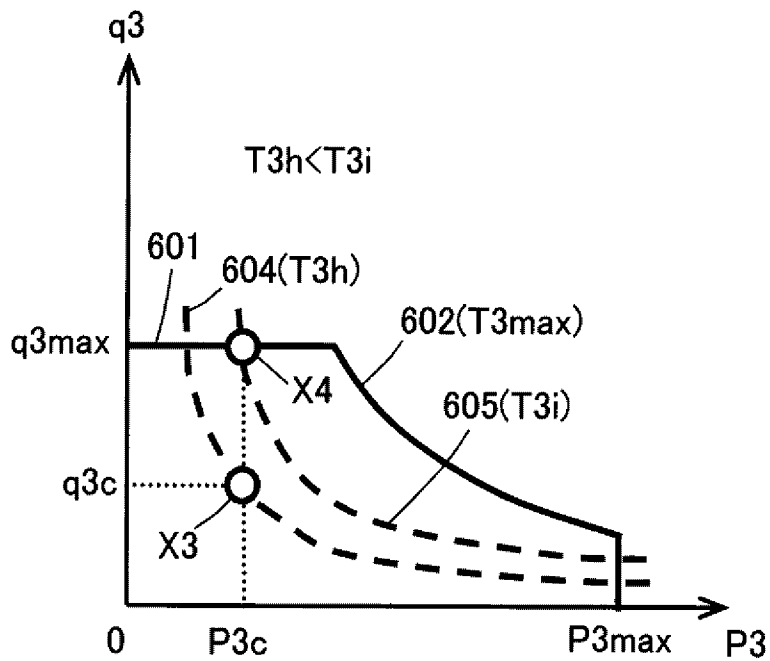
[図3B]



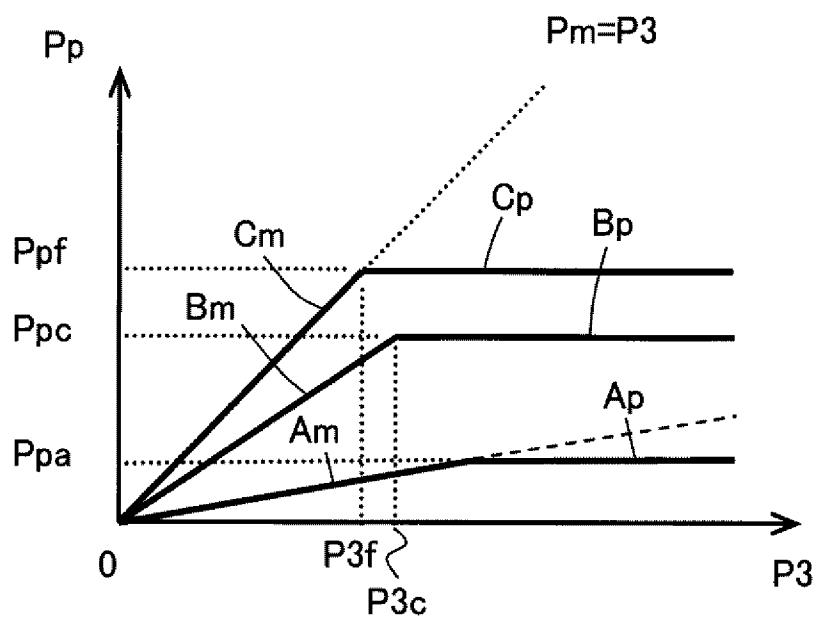
[図3C]



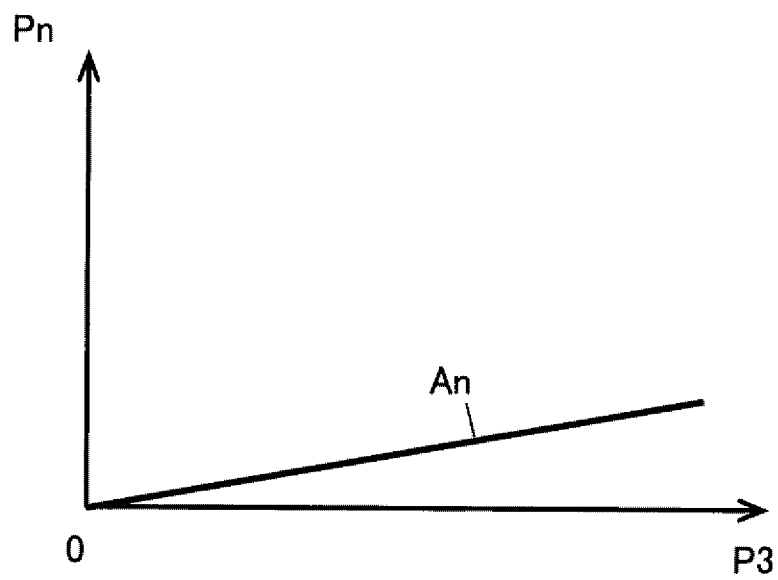
[図3D]



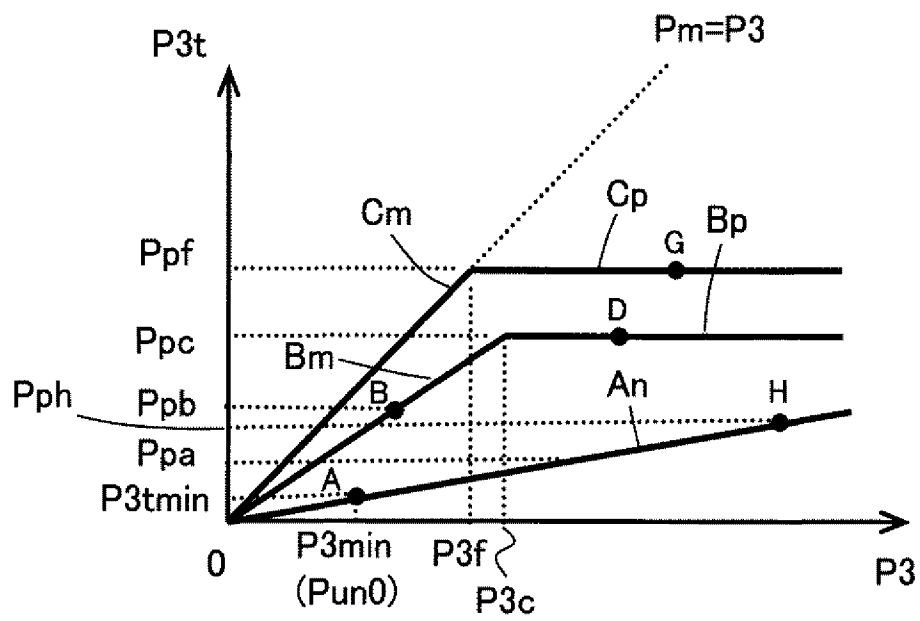
[図4A]



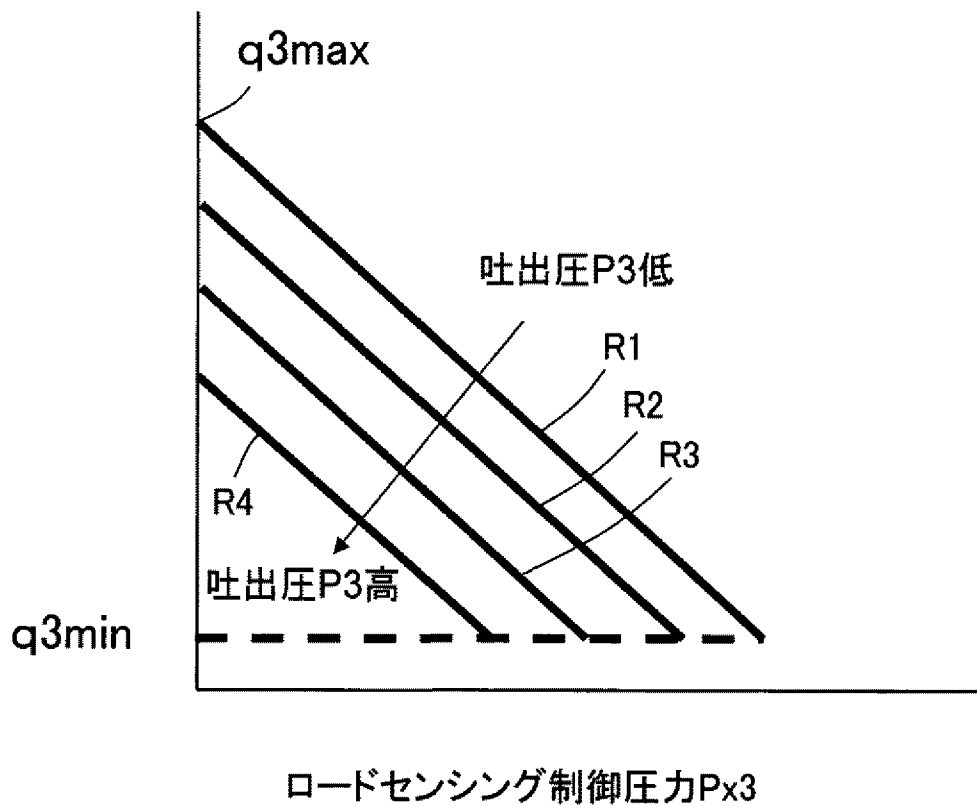
[図4B]



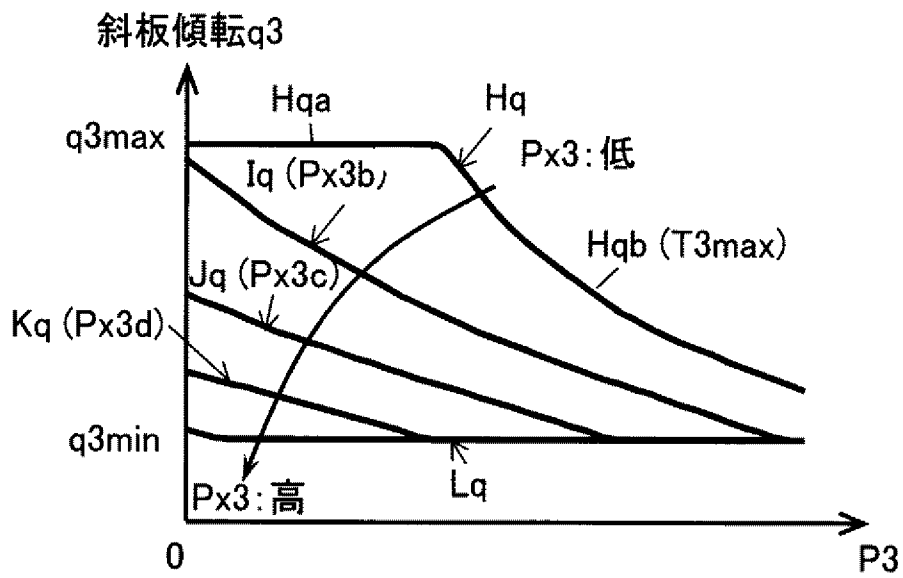
[図4C]



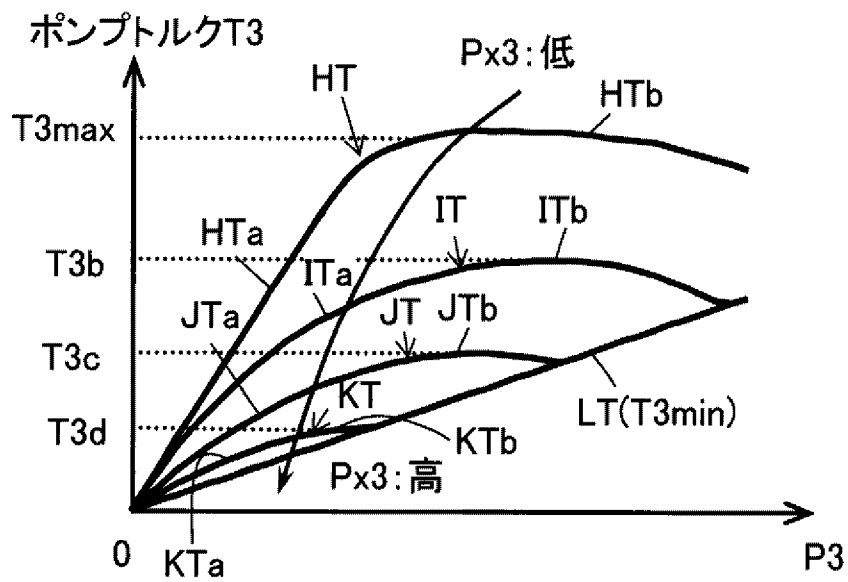
[図5]

斜板傾転 q_3 

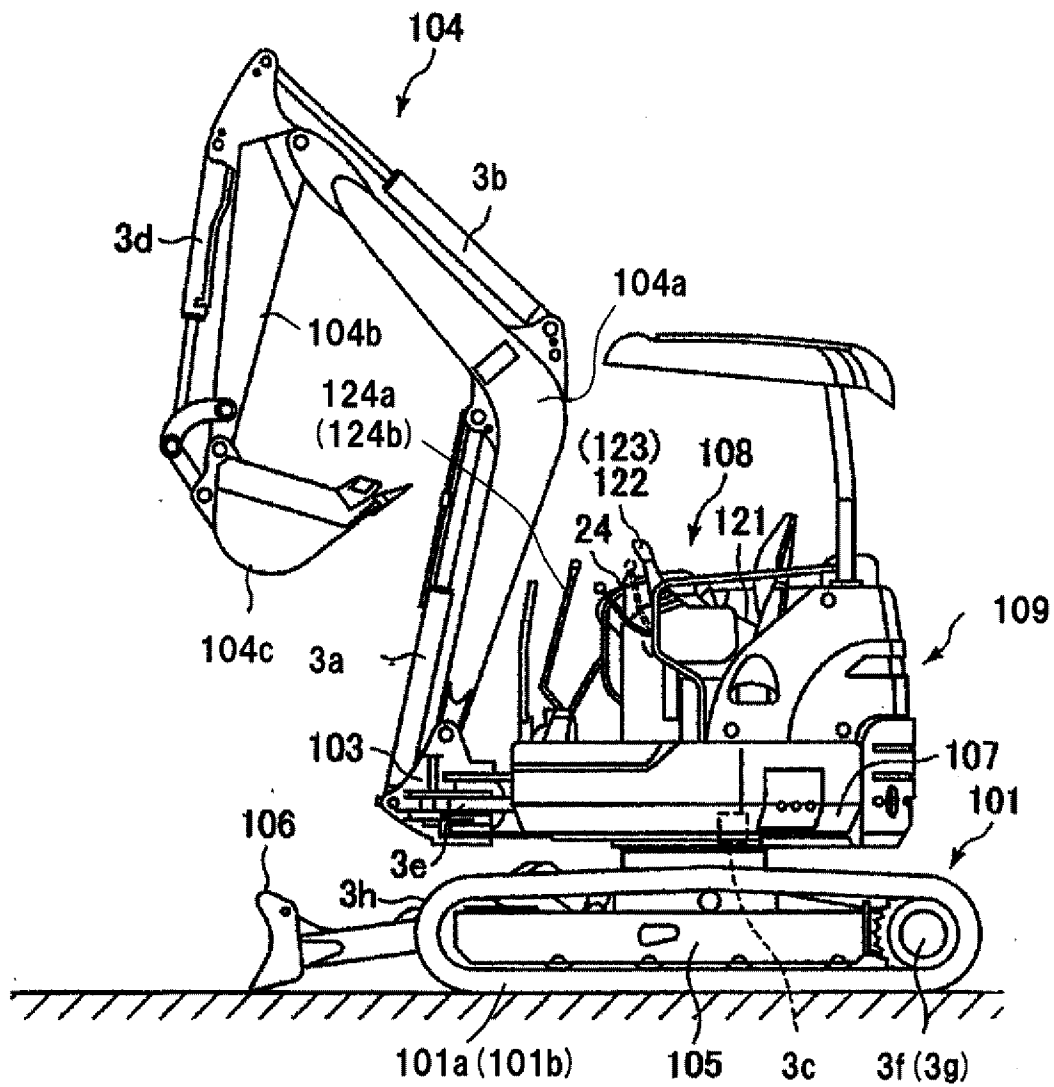
[図6A]



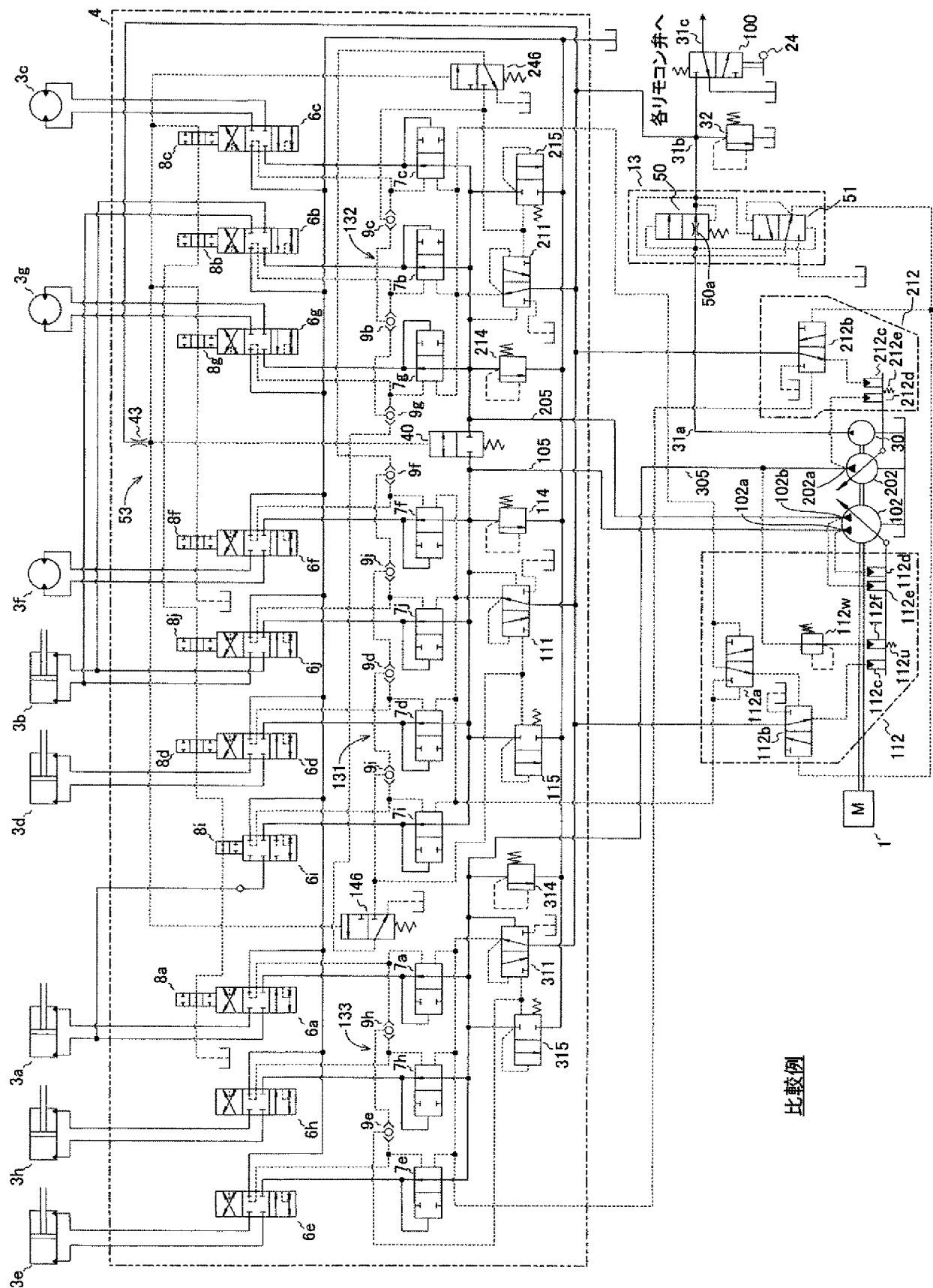
[図6B]



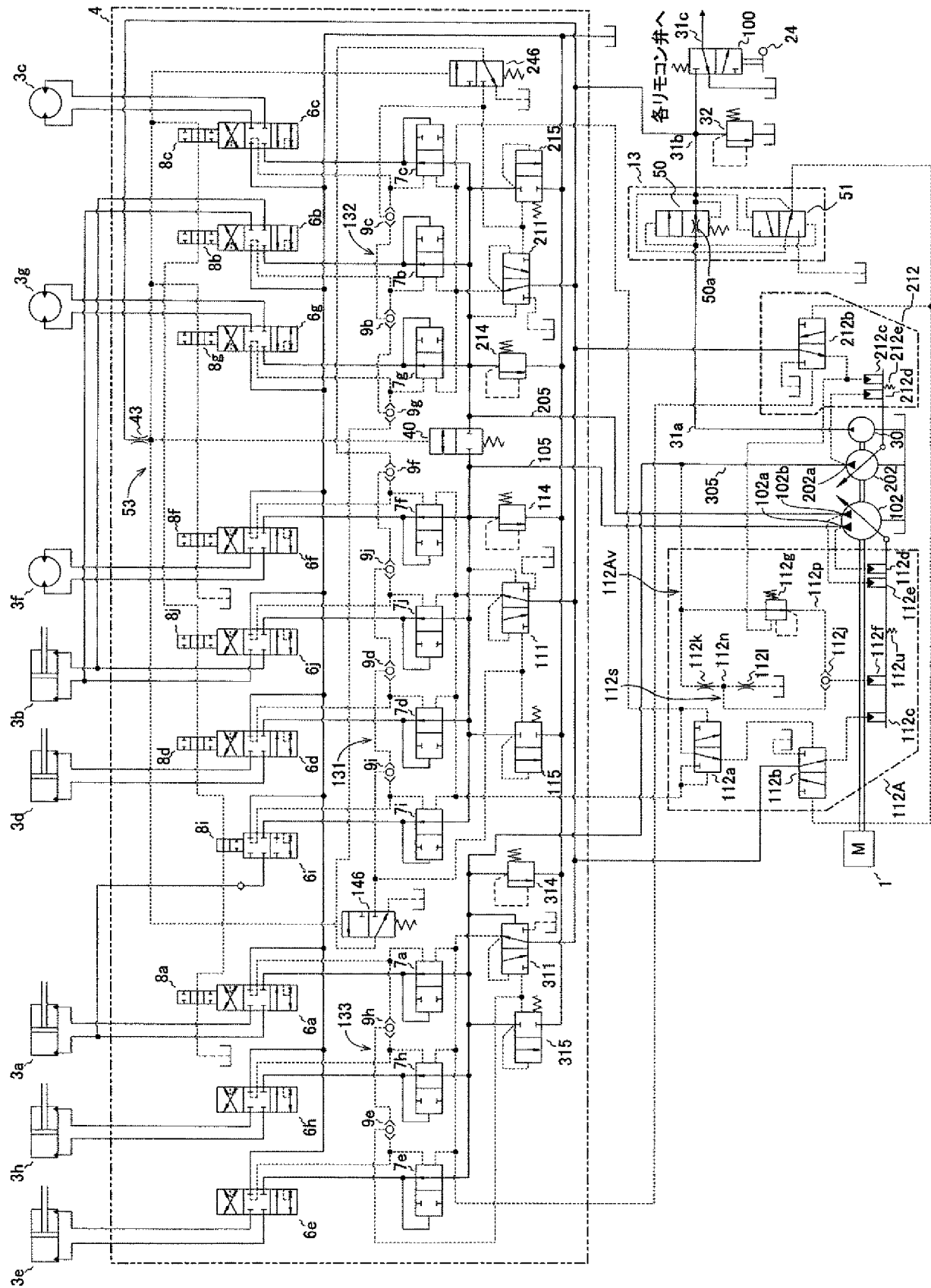
[図7]



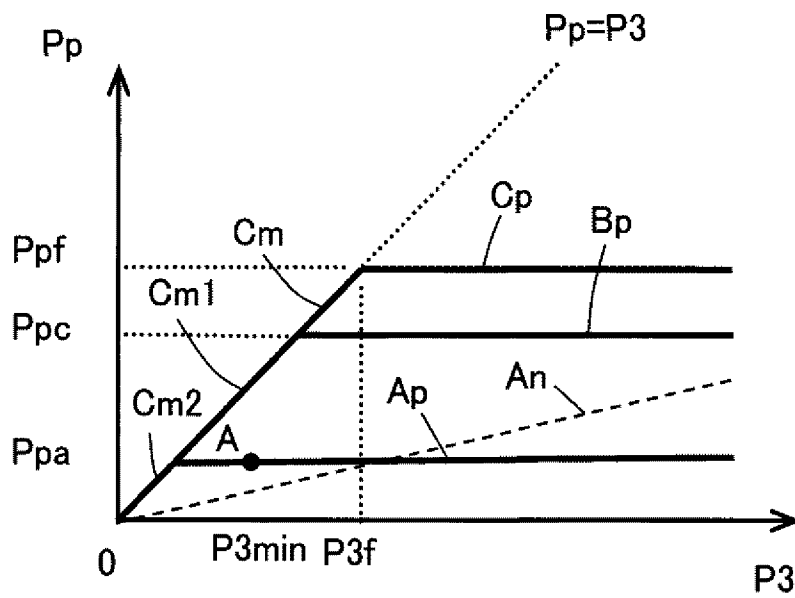
比較例



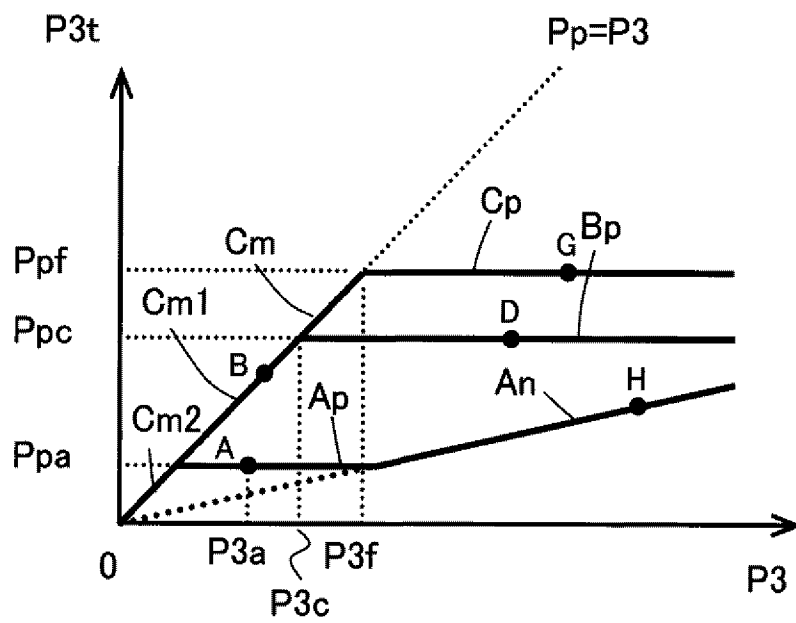
[図9]



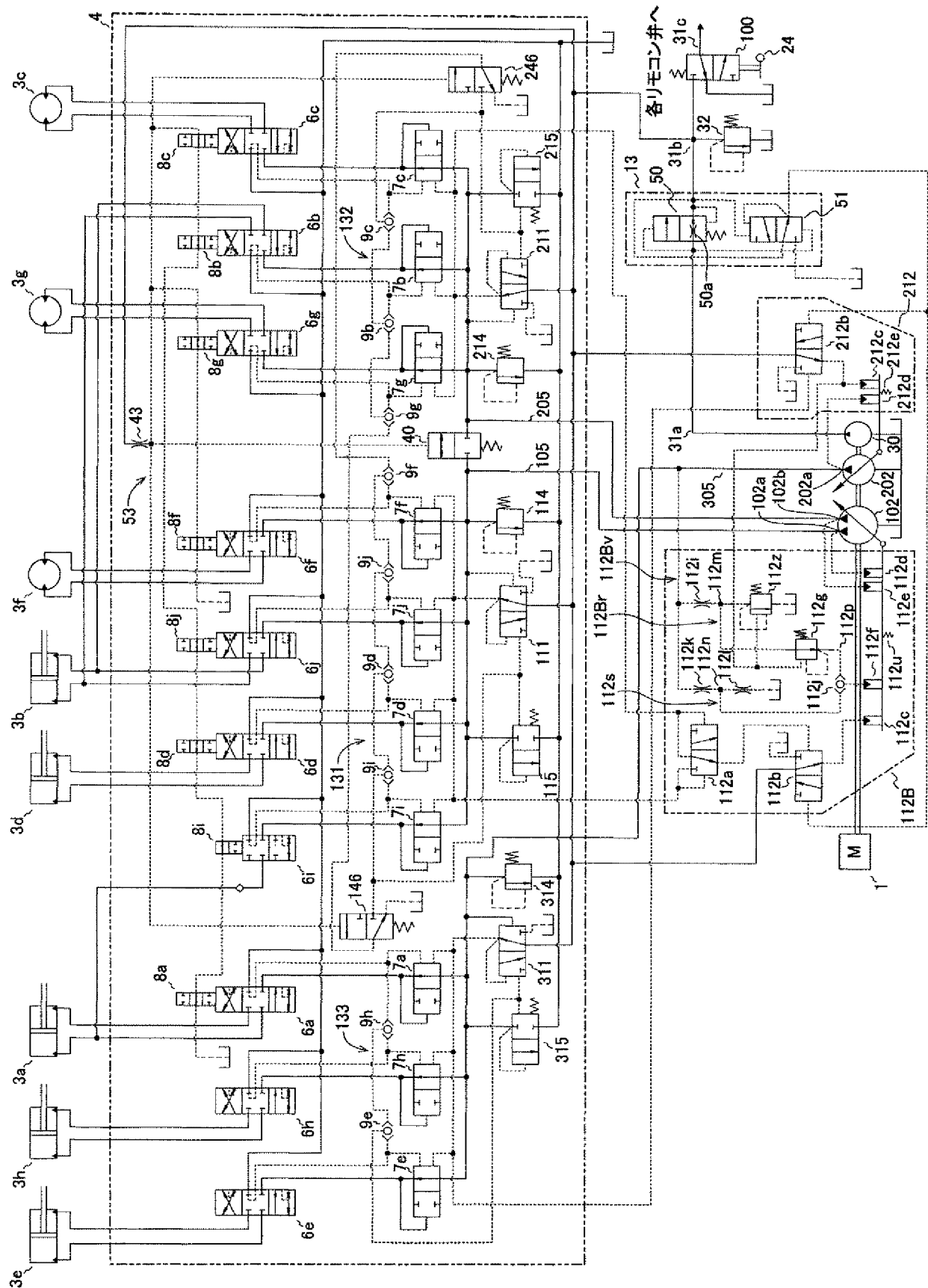
[図10A]



[図10B]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081145

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(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

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 3865590 B2 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 10 January 2007 (10.01.2007), paragraphs [0024] to [0035]; fig. 1, 2 & US 2004/0020082 A1 & US 2006/0207248 A1 & EP 1286057 A1 & WO 2002/066841 A1 & CN 1457398 A	1-6
A	JP 9-209415 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 12 August 1997 (12.08.1997), paragraph [0024]; fig. 1 (Family: none)	1-6

☒ 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
13 February 2015 (13.02.15)

Date of mailing of the international search report
03 March 2015 (03.03.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081145

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 59-194105 A (Daikin Industries, Ltd.), 02 November 1984 (02.11.1984), page 2, lower right column, line 13 to page 3, lower left column, line 10; fig. 1 (Family: none)	1-6
A	JP 2006-161509 A (Kubota Corp.), 22 June 2006 (22.06.2006), paragraphs [0017] to [0018]; fig. 2 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(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（IPC））

Int.Cl. F15B11/02, E02F9/22, F15B11/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2015年
日本国実用新案登録公報	1996-2015年
日本国登録実用新案公報	1994-2015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 3865590 B2（日立建機株式会社）2007.01.10, 段落【0024】 —【0035】、【図1】、【図2】 & US 2004/0020082 A1 & US 2006/0207248 A1 & EP 1286057 A1 & WO 2002/066841 A1 & CN 1457398 A	1-6
A	JP 9-209415 A（日立建機株式会社）1997.08.12, 段落【0024】、 【図1】（ファミリーなし）	1-6
A	JP 59-194105 A（ダイキン工業株式会社）1984.11.02, 第2頁右下 欄第13行—第3頁左下欄第10行, 第1図（ファミリーなし）	1-6
A	JP 2006-161509 A（株式会社クボタ）2006.06.22, 段落【0017】	1-6

☒ 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

13.02.2015

国際調査報告の発送日

03.03.2015

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

関 義彦

30

9145

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

C（続き）． 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
	－ 【００１８】，【図２】（ファミリーなし）	