

(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8月13日(13.08.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/118752 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) F15B 11/00 (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01) F15B 11/17 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/081147
- (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 2014-019790 2014年2月4日(04.02.2014) JP
- (71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1128563 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 高橋 究(TAKAHASHI Kiwamu); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650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650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650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650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650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). 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.

(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

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE DEVICE FOR CONSTRUCTION MACHINERY

(54) 発明の名称: 建設機械の油圧駆動装置

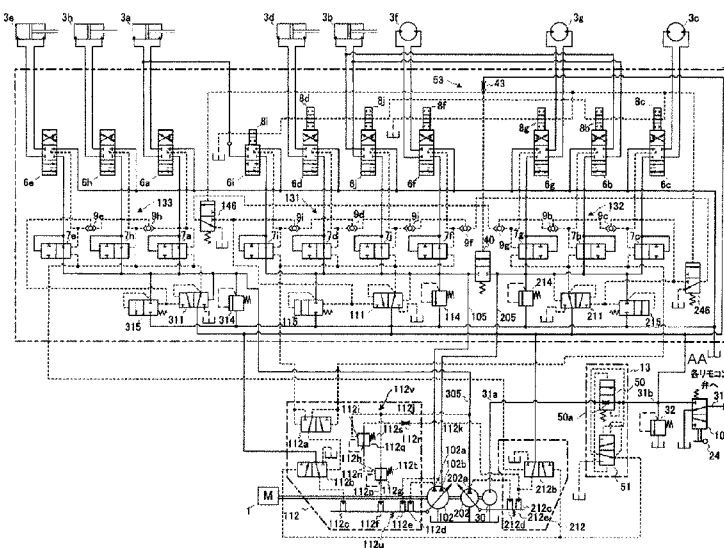


FIG. 1:
AA To various remote control valves

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to control overall torque with good precision, by detecting the absorbed torque of a second hydraulic pump with good precision using a purely hydraulic configuration and feeding back same to a first hydraulic pump, and to enable effective utilization of the rated output torque of the motor. For said purpose, a hydraulic drive device is provided with: a torque feedback circuit (112v), to which the discharge pressure and the load sensing drive pressure of a main pump (202) are led and which corrects the main pump (202) discharge pressure so that the main pump (202) discharge pressure achieves characteristics that simulate the absorbed torque of the main pump (202) and outputs same; and a torque feedback piston (112f), to which the output pressure of said torque feedback circuit is led and which controls the capacity of a main pump (102) so as to decrease the capacity of the main pump (102) and reduce maximum torque (T12max) as said output pressure increases. The torque feedback circuit (112v) comprises a first and second variable pressure reducing valves (112g, 112q).

(57) 要約:

[続葉有]



ロツパ (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))

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 112 v 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 T_{12max} 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 112 f とを設ける。トルクフィードバック回路 112 v は第 1 及び第 2 可変減圧弁 112 g, 112 q を有している。

明 細 書

発明の名称：建設機械の油圧駆動装置

技術分野

[0001] 本発明は、油圧シヨベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、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、小型の油圧シヨ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、前記吐出圧が上昇する

にしたがって前記第 1 油圧ポンプの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、前記吐出圧が上昇するにしたがって前記第 2 油圧ポンプの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により、前記第 2 最大トルクで動作するときと、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクが前記第 2 最大トルクよりも小さく、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し、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第 1 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第 1 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第 1 設定圧に減圧して出力する第 1 可変減圧弁と、前記ロードセンシング駆動圧力と前記第 2 油圧ポンプの吐出圧とが導かれ、前記

ロードセンシング駆動圧力が第2設定圧以下であるときは、前記ロードセンシング駆動圧力をそのまま出力し、前記ロードセンシング駆動圧力が前記第2設定圧より高いときは、前記ロードセンシング駆動圧力を前記第2設定圧に減圧して出力するとともに、前記第2油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって小さくなるよう前記第2設定圧を変化させる第2可変減圧弁とを有し、前記第1可変減圧弁は、前記第2可変減圧弁の出力圧が導かれ、前記第2可変減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって小さくなるよう前記第1設定圧を変化させる受圧部を有するものとする。

[0012] 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。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（図6A及び図6B参照）。

[0013] 本発明では、トルクフィードバック回路に第1可変減圧弁を設けかつ第1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5及び図9）。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。

[0014] このため本発明においては、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。

[0015] また、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、ある傾き（増加割合）で増加する（図5及び図9）。

[0016] 本発明では更に第2可変減圧弁を設け、第2油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって第2可変減圧弁の第2設定圧が小さくなるように構成するとともに、この第2可変減圧弁の出力圧を第1可変減圧弁に導き、第2可変減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって第1可変減圧弁の第1設定圧が小さくなるよう構成したため、第2油圧ポンプが最小容量にあるときは、第2可変減圧弁で減圧された圧力が第1可変減圧弁に導かれ、第1可変減圧弁の出力圧は第2油圧ポンプの吐出圧が上昇するにしたがって所定の増加割合で比例的に増加するようになる（図5及び図9の直線Z）。この第1可変減圧弁の出力圧の変化は、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した特性となる。

[0017] これにより第1油圧ポンプ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。

[0018] （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、前記ロードセンシング駆動圧力を前記第2可変減圧弁に導く油路に設けられ、前記ロードセンシング駆動圧力が振動的である場合にその振動を吸収して圧力を安定させる絞りを更に有している。

[0019] これによりトルクフィードバック回路の出力圧が安定し、全トルク制御を更に精度良く行うことができる。

発明の効果

[0020] 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

[0021] [図1]本発明の実施の形態に係わる油圧シヨベル（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4]トルクフィードバック回路の第2可変減圧弁の出力特性を示す図であり、

[図5]トルクフィードバック回路の第1可変減圧弁の出力特性を示す図であり、

[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]図4に示した第2可変減圧弁の出力特性に第2可変減圧弁の動作点（黒丸）を付記した動作説明図である。

[図9]図5に示した第1可変減圧弁の出力特性に第1可変減圧弁の動作点（黒丸）を付記した動作説明図である。

[図10]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。

発明を実施するための形態

[0022] 以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

[0023] <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。

[0024] 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305に圧油を吐出する第3吐出ポート202aを有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ202（第2油圧ポンプ）と、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102b及びメインポンプ202の第3吐出ポート202a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、第1～第3圧油供給路105、205、305に接続され、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102b及びメインポンプ202の第3吐出ポート202a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）と、メインポンプ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）とを備えている。

[0025] コントロールバルブユニット4は、第1～第3圧油供給路105、205、305に接続され、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a、102b、メインポンプ202の第3吐出ポート202a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、6i、6jと、複数の流量制御弁6a～6j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～6j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、7i、7jと、複数の流量制御弁6a～6jのスプールと一緒にストロークし、各流量制御弁の切り換わり

を検出するための複数の操作検出弁 8 b, 8 c, 8 d, 8 f, 8 g, 8 i、8 j と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 1 1 4 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 1 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 2 1 4 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 3 1 4 と、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続され、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力が第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力（所定圧力）を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 1 1 5 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続され、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力が第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力（所定圧力）を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 2 1 5 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続され、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が第 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 3 0 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 3 1 5 とを備えている。

[0026] コントロールバルブユニット 4 は、また、第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続される流量制御弁 6 d, 6 f, 6 i, 6 j の負荷ポートに接続され、アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 d, 3 f の最高負荷圧 P_{lmax1} を検出するシャトル弁 9 d, 9 f, 9 i, 9 j を含む第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続される流量制御弁 6 b, 6 c, 6 g の負荷ポートに接続され、アクチュエータ 3 b, 3 c, 3 g の最高負荷圧 P_{lmax2} を検出するシャトル弁 9 b, 9 c, 9 g を含む第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 と、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続される流量制御弁 6 a, 6 e, 6 h の負荷ポートに接続され、アク

チュエータ 3 a, 3 e, 3 h の負荷圧（最高負荷圧） Pl_{max3} を検出するシャトル弁 9 e, 9 h を含む第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 と、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力（すなわち第 1 吐出ポート 1 0 2 a の圧力） $P1$ と第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max1} （第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 d, 3 f の最高負荷圧）との差（LS 差圧）を絶対圧 $Pls1$ として出力する差圧減圧弁 1 1 1 と、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力（すなわち第 2 吐出ポート 1 0 2 b の圧力） $P2$ と第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max2} （第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b, 3 c, 3 g の最高負荷圧）との差（LS 差圧）を絶対圧 $Pls2$ として出力する差圧減圧弁 2 1 1 と、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 Pl_{max3} （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。

[0027] 前述したアンロード弁 1 1 5 には、第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max1} が導かれ、前述したアンロード弁 2 1 5 には、第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max2} が導かれ、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 Pl_{max3} が導かれる。

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

2圧油供給路205に接続された圧力補償弁7b, 7c, 7gとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁311が出力するLS差圧Pls3は、第3圧油供給路305に接続された圧力補償弁7a, 7e, 7hとメインポンプ202のレギュレータ212に導かれる。

[0029] ここで、アクチュエータ3aは、流量制御弁6i及び圧力補償弁7iと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6a及び圧力補償弁7aと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート202aに接続されている。アクチュエータ3a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6aはブームシリンダ3aのメイン駆動用であり、流量制御弁6iはブームシリンダ3aのアシスト駆動用である。アクチュエータ3bは、流量制御弁6j及び圧力補償弁7jと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6b及び圧力補償弁7bと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3b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6bはアームシリンダ3bのメイン駆動用であり、流量制御弁6jはアームシリンダ3bのアシスト駆動用である。

[0030] アクチュエータ3d, 3fはそれぞれ流量制御弁6d, 6f及び圧力補償弁7d, 7fと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、アクチュエータ3c, 3gはそれぞれ流量制御弁6c, 6g及び圧力補償弁7c, 7gと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3d, 3f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3c, 3g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3e, 3hはそれぞれ流量制御弁6e, 6h及び圧力補償弁7e, 7hと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート102aに接続されている。アクチュエータ3e, 3h

は、それぞれ、例えば油圧ショベルのスイングポストを駆動するスイングシリンダ、ブレードを駆動するブレードシリンダである。

[0031] 図2Aは、ブームシリンダであるアクチュエータ3a（以下適宜ブームシリンダ3aという）及びアームシリンダであるアクチュエータ3b（以下適宜アームシリンダ3bという）以外のアクチュエータ3c～3hの流量制御弁6c～6hのそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。これらの流量制御弁は、スプールストロークが不感帯0-S1を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークS3の直前で最大開口面積A3となるように開口面積特性が設定されている。最大開口面積A3は、アクチュエータの種類に応じてそれぞれ固有の大きさを持つ。

[0032] 図2Bの上側は、ブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i及びアームシリンダ3bの流量制御弁6b, 6j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。

[0033] ブームシリンダ3aのメイン駆動用の流量制御弁6aは、スプールストロークが不感帯0-S1を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、中間ストロークS2で最大開口面積A1となり、その後、最大のスプールストロークS3まで最大開口面積A1が維持されるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ3bのメイン駆動用の流量制御弁6bの開口面積特性も同様である。

[0034] ブームシリンダ3aのアシスト駆動用の流量制御弁6iは、スプールストロークが中間ストロークS2になるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが中間ストロークS2を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークS3の直前で最大開口面積A2となるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ3bのアシスト駆動用の流量制御弁6jの開口面積特性も同様である。

[0035] 図2Bの下側は、ブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i及びアームシリンダ3bの流量制御弁6b, 6jのメータイン通路の合成開口面積特性を示す図である。

- [0036] ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a, 6 i のメータイン通路は、それぞれが上記のような開口面積特性を有する結果、スプールストロークが不感帯 0-S1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S3 の直前で最大開口面積 $A1 + A2$ となるような合成開口面積特性となる。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。
- [0037] 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 $A3$ 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 $A1 + A2$ は、 $A1 + A2 > A3$ 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。
- [0038] 図 1 に戻り、コントロールバルブ 4 は、上流側が絞り 43 を介してパイロット圧油供給路 31 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 53 と、この走行複合操作検出油路 53 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 40, 第 2 切換弁 146 及び第 3 切換弁 246 とを更に備えている。
- [0039] 走行複合操作検出油路 53 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 105 と第 2 圧油供給路 205 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 53 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

５３に操作検出圧（操作検出信号）を生成する。

[0040] 第１切換弁４０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１０５と第２圧油供給路２０５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（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。

[0041] 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。

[0042] 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。

[0043] 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。

[0044] 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Pgr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Ppilot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。

[0045] 原動機回転数検出弁13は、パイロットポンプ30の圧油供給路31aとパイロット圧油供給路31bとの間に接続された流量検出弁50と、その流量検出弁50の前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する差圧減圧弁51とを有している。

[0046] 流量検出弁50は通過流量（パイロットポンプ30の吐出流量）が増大するにしたがって開口面積を大きくする可変絞り部50aを有している。パイロットポンプ30の吐出油は流量検出弁50の可変絞り部50aを通過してパイロット油路31b側へと流れる。このとき、流量検出弁50の可変絞り部50aには通過流量が増加するにしたがって大きくなる前後差圧が発生し、差圧減圧弁51はその前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する。パイロットポンプ30の吐出流量は原動機1の回転数によって変化するため、可変絞り部50aの前後差圧を検出することにより、パイロットポンプ30の吐出流量を検出することができ、原動機1の回転数を検出することができる。原動機回転数検出弁13（差圧減圧弁51）が出力する絶対圧Pgrは目標LS差圧としてレギュレータ112, 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Pgrを、適宜、出力圧Pgr或いは目標LS差圧Pgrという。

[0047] レギュレータ 1 1 2（第 1 ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁 1 1 1 が出力する LS 差圧 $Pls1$ と差圧減圧弁 2 1 1 が出力する LS 差圧 $Pls2$ の低圧側を選択する低圧選択弁 1 1 2 a 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 1 3 の出力圧 Pgr とが導かれ、LS 差圧 $Pls12$ が目標 LS 差圧 Pgr よりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力（以下 LS 駆動圧力 $Px12$ という）を変化させる L S 制御弁 1 1 2 b と、LS 駆動圧力 $Px12$ が導かれ、LS 駆動圧力 $Px12$ が低くなるにしたがってメインポンプ 1 0 2 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 1 0 2 の傾転角を制御する L S 制御ピストン 1 1 2 c 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 1 0 2 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 1 0 2 の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン 1 1 2 e, 1 1 2 d（第 1 トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク $T12max$ （図 3 A 参照）を設定する第 1 付勢手段であるバネ 1 1 2 u とを備えている。

[0048] 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 は、メインポンプ 1 0 2 の吐出圧（第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a, 1 0 2 b の高圧側の吐出圧）が、メインポンプ 1 0 2 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 $Plmax1$ と最高負荷圧 $Plmax2$ の高圧側の圧力）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 1 0 2 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。

[0049] トルク制御ピストン 1 1 2 d, 1 1 2 e とバネ 1 1 2 u は、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 のそれぞれの吐出圧（メインポンプ 1 0 2 の吐出圧）とメインポンプ 1 0 2 の容量の少なくとも一方が増加して、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクがバネ 1 1 2 u で設定された最大トルク $T12max$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の容量を制御する第 1 トルク制御部を構成

する。

[0050] 図3A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中、P12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P1, P2の合計 $P1+P2$ （メインポンプ102の吐出圧）であり、 $q12$ はメインポンプ102の斜板の傾転角（容量）であり、 $P12_{max}$ 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、 $q12_{max}$ 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 $P12$ （ $P1+P2$ ）と傾転角 $q12$ との積で表される。

[0051] 図3A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 $T12_{max}$ （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 $T12_{max}$ 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 $q12$ 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 $q12$ 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 $q12$ 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 $T12_{max}$ 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 $T12_{max}$ を設定し、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク $T12_{max}$ 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。

[0052] 第 1 ロードセンシング制御部（低圧選択弁 112 a、LS 制御弁 112 b 及び LS 制御ピストン 112 c）は、メインポンプ 102 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。

[0053] 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 P_{ls3} 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 P_{ls3} 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_{x3} という）を変化させる LS 制御弁 212 b と、LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれ、LS 駆動圧力 P_{x3} 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 212 c（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 P_3 が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ 202 の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ 202 の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン 212 d（第 2 トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク T_{3max} （図 3 B 参照）を設定する第 2 付勢手段であるバネ 212 e とを備えている。

[0054] LS 制御弁 212 b と LS 制御ピストン 212 c は、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 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 P_{lmax3} 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 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。

[0055] トルク制御ピストン 212 d とバネ 212 e は、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 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。

[0056] 図3B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形態の効果を示す図である。図3B中、P3はメインポンプ202の吐出圧であり、q3はメインポンプ202の斜板の傾転角（容量）であり、P3maxはメインリリーフ弁314の設定圧力によって与えられるメインポンプ202の最高吐出圧であり、q3max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P3と傾転角q3との積で表される。

[0057] 図3Bにおいて、メインポンプ202の最大吸収トルクはバネ212eによって、曲線602で示されるT3max（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T3maxに達すると、図3A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212dによって制限される。

[0058] 第2ロードセンシング制御部（LS制御弁212bとLS制御ピストン212c）は、メインポンプ202の吸収トルクが最大トルクT3max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。

[0059] 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P3とレギュレータ212のLS駆動圧力Px3とが導かれ、メインポンプ202の吐出圧P3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112vの出力圧が導かれ、トルクフィードバック回路112v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112uによって設定された最大トルク

クT12max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。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T3max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P3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よう構成されている（後述）。

[0060] 図3Aにおいて矢印AR1, AR2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P3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P3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AR1, AR2で示すように、バネ112uによって設定された最大トルクT12max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T12max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。なお、図3A中、矢印AR1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T3maxで動作する場合のもの、矢印AR2は、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場合のものである（後述）。

[0061] ～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。

[0062] <回路構成>

トルクフィードバック回路112vは、第1可変減圧弁112gと第2可

変減圧弁 1 1 2 q とを有している。

[0063] 第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は、入力ポートに油路 1 1 2 j を介してメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が導かれ、このメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が第 1 設定圧以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 をそのまま出力し、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が第 1 設定圧より高いときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 を第 1 設定圧に減圧して出力する。第 2 可変減圧弁 1 1 2 q は、入力ポートに油路 1 1 2 k を介してレギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれ、LS 駆動圧力 P_{x3} が第 2 設定圧以下であるときは、LS 駆動圧力 P_{x3} をそのまま出力し、LS 駆動圧力 P_{x3} が第 2 設定圧より高いときは、LS 駆動圧力 P_{x3} を第 2 設定圧に減圧して出力する。

[0064] また、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は、第 1 設定圧の初期値を設定する開方向作動のバネ 1 1 2 t と、バネ 1 1 2 t の反対側に位置する受圧部 1 1 2 h とを有し、受圧部 1 1 2 h には第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧が油路 1 1 2 n を介して導かれ、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧が高くなるにしたがって第 1 設定圧が小さくなるよう構成されている。第 2 可変減圧弁 1 1 2 q は、第 2 設定圧の初期値を設定する開方向作動のバネ 1 1 2 s と、バネ 1 1 2 s の反対側に位置する受圧部 1 1 2 i とを有し、受圧部 1 1 2 i にはメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が油路 1 1 2 j を介して導かれ、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が高くなるにしたがって第 2 設定圧が小さくなるよう構成されている。

[0065] 第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧はトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧としてトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれる。

[0066] LS 駆動圧力 P_{x3} を第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の入力ポートに導く油路 1 1 2 k には、LS 駆動圧力 P_{x3} が振動的である場合にその振動を吸収して圧力を安定させるための絞り（固定絞り） 1 1 2 r が配置されている。

[0067] <回路の出力特性>

[0068] <<第 2 可変減圧弁 1 1 2 q>>

図 4 は、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の

出力特性を示す図である。

- [0069] LS駆動圧力 P_{x3} が絞り 1 1 2 r を介して第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の入力ポートに導かれる。
- [0070] 一方、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 は、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧の初期値を設定するバネ 1 1 2 s の反対側に位置する受圧部 1 1 2 i に導かれる。メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が最小圧力 P_{3min} であるときは、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧はバネ 1 1 2 s によって決まる圧力（初期値）に設定され、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が高くなるにしたがって第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧は小さくなる。このため第 2 可変減圧弁 1 1 2 q に入力された LS 駆動圧力 P_{x3} はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 に応じて変化し、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧は図 4 に示すような特性となる。
- [0071] 図 4 において、 $Q_1 \sim Q_4$ はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 によって変化する第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の減圧特性を示している。 Q_1 はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が最小圧力 P_{3min} であるときの特性であり、 $P_{x3'a}$ はそのときの第 2 設定圧（バネ 1 1 2 s によって設定される初期値）である。 Q_4 はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が最大圧力 P_{3max} であるときの特性であり、 $P_{x3'i}$ はそのときの第 2 設定圧（最小の第 2 設定圧）である。メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が P_{3a} (P_{3min}) , P_{3g} , P_{3h} , P_{3i} (P_{3max}) と高くなるにしたがって第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧は $P_{x3'a}$, $P_{x3'g}$, $P_{x3'h}$, $P_{x3'i}$ と小さくなり、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の減圧特性は直線 Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 のように変化する。その結果、LS 駆動圧力 P_{x3} が第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧よりも高いとき、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧 P_{x3out} は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が高くなるにしたがって $P_{x3'a}$, $P_{x3'g}$, $P_{x3'h}$, $P_{x3'i}$ と小さくなる。
- [0072] LS 駆動圧力 P_{x3} が第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の第 2 設定圧以下であるときは、LS 駆動圧力 P_{x3} は減圧されることなくそのまま出力される。直線 Q_0 はそのときの特性を示している。

[0073] <<第1可変減圧弁112g>>

図5は、トルクフィードバック回路112vの第1可変減圧弁112gの出力特性を示す図である。

[0074] メインポンプ202の吐出圧P3が第1可変減圧弁112gの入力ポートに導かれる。

[0075] 一方、第2可変減圧弁112qの出力圧P3outは、第1可変減圧弁112gの第1設定圧の初期値を設定するバネ112tの反対側に位置する受圧部112hに導かれる。第2可変減圧弁112qの出力圧P3outが最小のタンク圧である場合、第1可変減圧弁112gの第1設定圧はバネ112tによって決まる圧力（初期値）に設定され、第2可変減圧弁112qの出力圧P3outが高くなるにしたがって第1可変減圧弁112gの第1設定圧は小さくなる（第1減圧特性）。また、第2可変減圧弁112qの出力圧P3outは、上述したように、メインポンプ202の吐出圧P3に応じて変化し、第1可変減圧弁112gの第1設定圧もメインポンプ202の吐出圧P3に応じて変化する（第2減圧特性）。このように第1可変減圧弁112gの第1設定圧はLS駆動圧力Px3とメインポンプ202の吐出圧P3とに応じて変化し、第1可変減圧弁112gの出力圧は図5に示すような特性となる。

[0076] 図5において、G1～G5は、LS駆動圧力Px3が第2設定圧以下で、LS駆動圧力Px3が減圧されないとき得られる第1可変減圧弁112gの第1減圧特性を示し、Zは、LS駆動圧力Px3が第2設定圧よりも高く、LS駆動圧力Px3が第2設定圧に減圧されるときに得られる第2減圧特性を示している。G1は第2可変減圧弁112qの出力圧P3outが最小のタンク圧であるときの特性であり、P3'eはこのときの第1設定圧（バネ112tによって設定される初期値）である。G3は第2可変減圧弁112qの出力圧P3outがPx3i（図4参照）であるときの特性であり、G5は第2可変減圧弁112qの出力圧P3outがPx3a（図4参照）であるときの特性である。

[0077] 第2可変減圧弁112qにおいて、LS駆動圧力Px3が第2設定圧以下で、LS駆動圧力Px3が減圧されないとき、LS駆動圧力Px3が高くなるにしたがって第

1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 設定圧は $P3'e$, $P3'j$, $P3'i$, $P3'b$, $P3'a$ と小さくなり、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 1 減圧特性は直線 $G1$, $G2$, $G3$, $G4$, $G5$ のように変化する。その結果、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 設定圧よりも高いときの第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 $P3_{out}$ は、LS 駆動圧力 $Px3$ が高くなるにしたがって $P3'e$, $P3'jc$, $P3'i$, $P3'b$, $P3'a$ と小さくなる。

[0078] 第 2 可変減圧弁 1 1 2 q において、LS 駆動圧力 $Px3$ が第 2 設定圧よりも高く、LS 駆動圧力 $Px3$ が第 2 設定圧に減圧されるとき、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q の出力圧 $Px3_{out}$ は、図 4 に示すようにメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が高くなるにしたがって $Px3'a$, $Px3'g$, $Px3'h$, $Px3'i$ と小さくなり、この出力圧 $Px3_{out}$ の減少に応じて第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 設定圧は大きくなるため、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 減圧特性は直線 Z のように変化する。その結果、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 設定圧よりも高いときの第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 $P3_{out}$ は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が高くなるにしたがって直線 Z のように直線比例的に大きくなる。

[0079] メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の第 2 設定圧以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ は減圧されることなくそのまま出力される。直線 $G0$ はそのときの特性を示している。

[0080] <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 $P3$ 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。

[0081] メインポンプ 2 0 2 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 2 0 2 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 2 1 2 c とメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ が作用するトルク制御ピストン 2 1 2 d 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 2 1 2 e 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P3の影響も受けて変化する。

[0082] 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P3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P3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。

[0083] 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P3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P3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P3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P3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）。

[0084] 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_p

ilot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_{x3-1} 、 P_{x3-2} 、 P_{x3-3} 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 、 J_T 、 K_T のように変化する。

[0085] 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_T のように増加し、やがて T_{3max} よりも小さい T_{3-1} で最大トルク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 も最小傾転角 q_{3min} に対応した直線 L_T の最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

[0086] LS駆動圧力 P_{x3} が P_{x3-2} 、 P_{x3-3} 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6A）。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_T 、 K_T のように増加し、 T_{3-1} よりも更に小さい T_{3-2} 、 T_{3-3} （ $T_{3-1} > T_{3-2} > T_{3-3}$ ）で最大トルクに達しほぼ一定となる（図6B）。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 も最小傾転角 q_{3min} に対応した直線 L_T の最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

[0087] 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6A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 も最小トルク T_{3min} となり、この最小トルク T_{3min} は図6Bの直線 L_T 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 L_T のように直線比例的に増加する。

[0088] 図5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_{3out} の最大値は、図5に示す第1減圧特性の直線 $G_1 \sim G_5$ 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、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_{3out} は、図5に示す第2減圧特性の直線 Z のように直線比例的に増加する。

[0089] 図5と図6Bの比較から分かるように、図5に示す第1減圧特性の直線 $G_1 \sim G_5$ の圧力（出力圧 P_{3out} の最大値）は、図6Bに示す曲線 HT , IT , JT , KT 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。また、メインポンプ202が最小傾転角 q_{3min} にあるとき、図5に示す第2減圧特性の直線 Z の圧力は、図6Bに示す曲線 L_T と同じように吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって直線比例的に増加する。

[0090] このように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 P_3 を補正して出力する。また、メインポンプ202が最小傾転角 q_{3min} にあるときにも、メインポンプ202の吐出圧 P_3 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。

[0091] ～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。

[0092] 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（図7では左側のみ図示）を駆動することによって走行を行う。

[0093] 上部旋回体109にはキャノピータイプの運転室108が設置され、運転室108内には、運転席121、フロント／旋回用の左右の操作装置122、123（図7では左側のみ図示）、走行用の操作装置124a、124b（図7では左側のみ図示）、図示しないスイング用の操作装置及びブレード用の操作装置、ゲートロックレバー24等が設けられている。操作装置122、123の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作装置122の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置122は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置122の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置122はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置123の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置123はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置123の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置123はバケット用

の操作装置として機能する。

[0094] ～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

[0095] まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 30 から吐出された圧油は、圧油供給路 31 a に供給される。圧油供給路 31 a には原動機回転数検出弁 13 が接続されており、原動機回転数検出弁 13 は流量検出弁 50 と差圧減圧弁 51 によりパイロットポンプ 30 の吐出流量に応じた流量検出弁 50 の前後差圧を絶対圧 P_{gr} (目標 LS 差圧) として出力する。原動機回転数検出弁 13 の下流にはパイロットリリーフバルブ 32 が接続されており、パイロット圧油供給路 31 b に一定の圧力 (パイロット一次圧 P_{pilot}) を生成している。

[0096] (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 131, 第 2 負荷圧検出回路 132, 第 3 負荷圧検出回路 133 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 115, 215, 315 と差圧減圧弁 111, 211, 311 に導かれる。

[0097] 最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} がアンロード弁 115, 215, 315 に導かれることによって、第 1、第 2 及び第 3 吐出ポート 102 a, 102 b, 202 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 115, 215, 315 のそれぞれのバネの設定圧力を加算した圧力 (アンロード弁セット圧) である最小圧 P_{1min} , P_{2min} , P_{3min} に保たれる。ここで、アンロード弁 115, 215, 315 のバネの設定圧力を P_{unsp} とすると、通常、 P_{unsp} は目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 P_{gr} よりも若干高く設定される ($P_{unsp} > P_{gr}$) 。

[0098] 差圧減圧弁 111, 211, 311 は、それぞれ、第 1、第 2 及び第 3 圧油供給路 105, 205, 305 の圧力 P_1 , P_2 , P_3 と最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lm}

ax2, Plmax3 (タンク圧) との差圧 (LS差圧) を絶対圧Pls1, Pls2, Pls3として出力する。最高負荷圧Plmax1, Plmax2, Plmax3は上述したようにそれぞれタンク圧であり、このタンク圧をPtankとすると、

$$Pls1 = P1 - Plmax1 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$$

$$Pls2 = P2 - Plmax2 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$$

$$Pls3 = P3 - Plmax3 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$$

となる。LS差圧Pls1, Pls2はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれ、Pls3はレギュレータ212のLS制御弁212bに導かれる。

[0099] レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたLS差圧Pls1, 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112b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。

[0100] 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。

[0101] (a-1) トルクフィードバック回路112vの動作

図8は図4に示した第2可変減圧弁112qの出力特性に第2可変減圧弁112qの動作点 (黒丸) を付記した動作説明図であり、図9は図5に示した第1可変減圧弁112gの出力特性に第1可変減圧弁112gの動作点 (黒丸) を付記した動作説明図である。

- [0102] 全ての操作レバーが中立の場合、メインポンプ202の吐出圧（第3圧油供給路305の圧力） P_3 は、前述したように、タンク圧にアンロード弁315のバネの設定圧力を加算した最小吐出圧 P_{3min} に保たれる。その圧力を P_{3a} とする。
- [0103] 第2可変減圧弁112qでは、このときのメインポンプ202の吐出圧 P_{3a} によって第2設定圧が初期値から減少し、 $P_{3a}=P_{3min}$ であるため、第1可変減圧弁112qは図8の直線Q1の特性となる。
- [0104] 一方、このときのメインポンプ202のLS制御ピストン212cに導かれるLS駆動圧力 P_{x3} は前述のように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）になっている。この値を P_{x3max} とする。このLS駆動圧力 P_{x3max} は絞り112rを介して第2可変減圧弁112qの入力ポートに導かれ、LS駆動圧力 P_{x3max} は第2可変減圧弁112qによって点aの圧力 $P_{x3'a}$ に減圧される。
- [0105] $P_{x3'a}$ に減圧された点aの圧力は第2可変絞り112qの出力圧 P_{x3out} として第1可変減圧弁112gの受圧部112hに導かれる。ここで、 $P_{x3'a}$ は減圧された圧力であるため、第1可変減圧弁112gは図9の直線Zの特性（第2減圧特性）となる。
- [0106] 第1可変減圧弁112gの入力ポートに導かれたメインポンプ202の吐出圧 P_{3a} （ P_{3min} ）は、第1可変減圧弁112gの直線Zの減圧特性により $P_{3'j}$ に減圧される。この状態が図9において点Aで示されている。
- [0107] $P_{3'j}$ に減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧 P_{3out} としてトルクフィードバックピストン112fに導かれる。トルクフィードバックピストン112fにおいては、 $P_{3'j}$ とトルクフィードバックピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。しかし、前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。
- [0108] （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3 aが伸長する向き、つまりブーム上げ方向に入力すると、ブームシリンダ3 a駆動用の流量制御弁6 a, 6 iが図1中で上方向に切り換わる。ここで、ブームシリンダ3 a駆動用の流量制御弁6 a, 6 i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 aがメイン駆動用であり、流量制御弁6 iがアシスト駆動用である。流量制御弁6 a, 6 i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。

[0109] 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。

[0110] 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。

[0111] 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_{unsp} 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。LS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。

[0112] 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、LS制御弁2 1 2 bは図1中で左方向に切り換わり、LS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2 0 2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2 0 2は、流量制御弁6 a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3 aのボトム側に供給され、ブームシリンダ3 aは伸長方向に駆動される。

[0113] (b-1) トルクフィードバック回路1 1 2 vの動作(1)

ブーム上げ微操作でメインポンプ2 0 2の容量（傾転角）が最大と最小の中間にある場合には、メインポンプ2 0 2のLS制御ピストン2 1 2 cに導かれるLS駆動圧力 P_{x3} は、パイロット圧油供給路3 1 bの一定のパイロット一次圧 P_{pilot} （最大）とタンク圧の中間のある値に保持される。この値を図8に例えば P_{x3b} で示す。

[0114] また、このときのメインポンプ2 0 2の吐出圧が例えば図8の P_{3g} であるとすると、第2可変減圧弁1 1 2 qにおいては、メインポンプ2 0 2の吐出圧 P_{3g} によって第2設定圧が減少し、第2可変減圧弁1 1 2 qは図8の直線Q 2の特性となる。この場合、LS駆動圧力 P_{x3b} は第2可変減圧弁1 1 2 qによって減圧されずにそのまま出力される。この状態が図8において点b 1で示されている。

[0115] 一方、図9において、LS駆動圧力 P_{x3b} は第2可変減圧弁1 1 2 qによって

減圧されない圧力であるため、第1可変減圧弁112gは図9の直線G4の特性（第1減圧特性）となり、メインポンプ202の吐出圧P3gは第1可変減圧弁112gによって圧力P3'bに減圧される。この状態が図9において点Bで示されている。

[0116] P3'bに減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧P3outとしてトルクフィードバックピストン112fに導かれる。トルクフィードバックピストン112fにおいては、P3'bとトルクフィードバックピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。しかし、前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。

[0117] （b-2）トルクフィードバック回路112vの動作（2）

次に、ブーム上げ微操作時において、メインポンプ202の吐出圧がP3gのままブーム操作レバーの入力量を徐々に増やしていった場合を考える。

[0118] この場合、メインポンプ202のLS制御ピストン212cに導かれるLS駆動圧力Px3は徐々に減少していく。この減少したある値を例えば図8のPx3cとする。

[0119] 前述のように、第2可変減圧弁112qはメインポンプ202の吐出圧P3gによって図8の直線Q2の特性となっており、LS駆動圧力Px3cは第2可変減圧弁112qによって減圧されずにそのまま出力される。この状態が図8において点cで示されている。

[0120] 一方、図9において、LS駆動圧力Px3cは第2可変減圧弁112qによって減圧されない圧力であるため、第1可変減圧弁112gは図9の直線G2の特性（第1減圧特性）となる。また、LS駆動圧力Px3がPx3bからPx3cへと小さくなり、第1可変減圧弁112gの第1設定圧が大きくなるにしたがって、第1可変減圧弁112gの出力圧P3outは大きくなってゆき、LS駆動圧力Px3がPx3cになると、メインポンプ202の吐出圧P3gと等しくなる。この状態が図9において点Cで示されている。

[0121] この状態ではメインポンプ202の吐出圧P3gは、第1可変減圧弁112gによって減圧されることなくトルクフィードバックピストン112fに導かれるが、前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。

[0122] （b-3）トルクフィードバック回路112vの動作（3）

次に、図9の点Cの状態から、メインポンプ202の吐出圧P3が更に上昇していった場合を考える。

[0123] この場合、メインポンプ202の吐出圧P3が例えば図9のP3kまで上昇すると、圧力P3kは第1可変減圧弁112gの直線G2の特性（第1減圧特性）によってP3'gに減圧される。

[0124] P3'gに減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧P3outとしてトルクフィードバックピストン112fに導かれるが、この場合も前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小に保たれており、この状態が維持される。

[0125] （b-4）トルクフィードバック回路112vの動作（4）

次に、ブーム上げ微操作時において、図9の点Bの状態からLS駆動圧力が同じPx3bで、メインポンプ202の吐出圧P3が高くなっていった場合を考える。

[0126] 図8において、メインポンプ202の吐出圧P3がP3gからP3hに上昇するとき、第2可変減圧弁112qは直線Q3の特性となる。この場合、点b1のLS駆動圧力Px3bは減圧されずにそのまま出力される。

[0127] 一方、図9において、第1可変減圧弁112gは直線G4の特性（第1減圧特性）のままであり、メインポンプ202の吐出圧P3hは第1可変減圧弁112gによって圧力P3'bに減圧される。この状態が図9において点Hで示されている。

[0128] P3'bに減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧P3outとしてトルクフィードバックピストン112fに導かれるが、前述したようにメインポンプ102の容量（傾転角）は既にLS制御ピストン112cによって最小

に保たれており、この状態が維持される。

[0129] (b-5) トルクフィードバック回路 112v の動作 (5)

次に、ブーム上げ微操作において、図 9 の点 H に対して LS 駆動圧力が同じ P_{x3b} で、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 が最大の吐出圧 P_{3max} まで上昇した場合を考える。

[0130] 図 8 において、メインポンプ 202 の吐出圧が最大の吐出圧 P_{3max} まで上昇すると、第 2 可変減圧弁 112q の第 2 設定圧は更に小さくなり、図 8 で $P_3 = P_{3i}$ (P_{3max}) の直線 Q4 の特性となり、LS 駆動圧力 P_{x3b} は点 b2 の圧力 $P_{x3'i}$ に減圧される。

[0131] 一方、図 9 において、 $P_{x3'i}$ は減圧された圧力であるため、第 1 可変減圧弁 112g は図 9 の直線 Z の特性 (第 2 減圧特性) となり、第 1 可変減圧弁 112g の入力ポートに導かれたメインポンプ 202 の吐出圧 P_{3i} (P_{3max}) は第 1 可変減圧弁 112g の直線 Z の減圧特性によって点 l の圧力 $P_{3'i}$ に減圧される。

[0132] $P_{3'i}$ に減圧された圧力は第 1 可変減圧弁 112g の出力圧 P_{3out} としてトルクフィードバックピストン 112f に導かれる。しかし、前述したようにメインポンプ 102 の容量 (傾転角) は既に LS 制御ピストン 112c によって最小に保たれており、この状態が維持される。

[0133] (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 S2 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 A1 に保たれ、流量制御弁 6i のメータイン通路の開口面積は A2 となる。

[0134] 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Pgr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。

[0135] 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Plmax1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Plmax1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Plmax1（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Punsp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Plmax1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P1と最高負荷圧Plmax1との差圧（LS差圧）を絶対圧Pls1として出力する。このPls1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Pls1とPls2の低圧側が選択される。

[0136] 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（ $Pls2 = P2 - Plmax2 = (Ptank + Punsp) - Ptank = Punsp > Pgr$ ）。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。

[0137] 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 P_{lmax2} 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 P_{unsp} に等しくなり、第2圧油供給路205の圧力 P_2 は P_{unsp} 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。

[0138] (c-1) トルクフィードバック回路112vの動作

ブーム上げフル操作を行っている際には、メインポンプ202の容量（傾転角）は最大であるので、メインポンプ202のLS制御ピストン212cに導かれるLS駆動圧力 P_{x3} は、ほぼタンク圧に等しくなる。この状態は図8において点dで示されている。また、点dの圧力（＝タンク圧 P_{tank} ）が P_{x3d} で表されている。

[0139] この場合、メインポンプ202の吐出圧 P_3 がいずれの値にあったとしても、LS駆動圧力 P_{x3d} （＝タンク圧 P_{tank} ）は第2可変減圧弁112qによって減圧されることなく、そのまま第1可変減圧弁112gに出力される。

[0140] 第1可変減圧弁112gに導かれた圧力 P_{x3d} はタンク圧 P_{tank} であるため、第1可変減圧弁112gの第1設定圧はバネ112tによって決まる圧力（初期値）となり、第1可変減圧弁112gは図9の直線G1の特性（第1減圧特性）となる。このときのメインポンプ202の吐出圧 P_3 を図9の P_{3d} とすると、 P_{3d} は第1可変減圧弁112gによって減圧されずにそのまま出力される。この状態が図9において点Dで示されている。メインポンプ202の吐出圧 P_3 が更に高くなり、例えば図9の P_{3e} まで上昇すると、 P_{3e} は第1可変減圧弁112gの直線G1の特性（第1減圧特性）によって $P_{3'e}$ に減圧される。この状態が図9において点Eで示されている。

[0141] $P_{3'e}$ に減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧 P_{3out} としてトル

クフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれる。トルクフィードバックピストン 1 1 2 f においては、 $P3'e$ とトルクフィードバックピストン 1 1 2 f の受圧面積との積で決まる力がメインポンプ 1 0 2 の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。

[0142] ここで、メインポンプ 2 0 2 は、流量制御弁 6 a の要求流量に応じて流量を吐出し吸収トルクを増大させるが、その吸収トルクが図 3 B の曲線 6 0 2 で示される $T3_{max}$ に達すると、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。この状態が図 3 B で例えば点 X 1 で示されている。サチレーション状態になると、 $Pls3 < Pgr$ となり、LS 制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示右側の位置に切り換わるため、LS 駆動圧力 $Px3$ はタンク圧 P_{tank} ($=Px3d$) 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 において、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q はタンク圧 P_{tank} ($=Px3d$) をそのまま出力し（図 8 の点 d）、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は図 9 の直線 G 1 の特性（第 1 減圧特性）となる。ここで、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 $P3$ は図 9 の D 点よりも高い圧力へと上昇し、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は、図 9 の直線 G 1 の特性の制限された圧力 $P3'e$ を出力する。この圧力 $P3'e$ はトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に伝えられ、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 $T12_{max}$ から圧力 $P3'e$ 相当分だけ、 $T12_{max}$ よりも小さい曲線 5 0 3 の値 $T12_{max} - T3_{max}$ へと減少させる。

[0143] これによりメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが $T12_{max} - T3_{max}$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御する全トルク制御が行われるため、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 $T12_{max}$ 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] （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。

[0145] 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。

[0146] 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_{unsp} 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。

[0147] 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（ $P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = (P_{tan}$

$k + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$)。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 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b からアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がアームシリンダ 3 b のボトム側に供給され、アームシリンダ 3 b は伸長方向に駆動される。

[0148] このとき、第 1 圧油供給路 1 0 5 に、第 2 圧油供給路 2 0 5 に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給され、その圧油は余剰流量としてアンロード弁 1 1 5 を介してタンクに戻される。ここで、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 P_{lmax1} としてタンク圧を検出するため、アンロード弁 1 1 5 のセット圧はバネの設定圧力 P_{unsp} に等しくなり、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P_1 は P_{unsp} の低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁 1 1 5 の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

[0149] また、このときは、メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立である場合と同様、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q は図 8 の点 a の状態、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は図 9 の点 A の状態となり、 $P_{3'j}$ に減圧された圧力は第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_{3out} としてトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれる。ここで、 $P_{3'j}$ は P_{3min} 以下の極めて低い圧力であり、図 3 A のメインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} に維持される。

[0150] (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。

[0151] 上記 (d) で説明したように、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 b の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 Pl_{max2} として検出され、アンロード弁 2 1 5 が第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 Pl_{max2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、LS 差圧 Pls_2 が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

[0152] 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 Pls_1 ($=Pls_2$) 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。

[0153] アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ 3 b の負荷圧が第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5, 2 0 5 に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS 差圧 Pls_1 , Pls_2 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、 Pls_1 と Pls_2 のいずれかを低圧側の LS 差圧 Pls_{12} として選択し、 Pls_{12} が LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。この場合、上記のように Pls_1 , Pls_2 は、共に、ほぼゼロに等しく、 $Pls_{12} < P_{gr}$ 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 $Pls_{12} = P_{gr}$ 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。

[0154] 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である場合と同様、第 2 可変減圧弁 1 1 2 q は図 8 の点 a の状態、第 1 可変減圧弁 1 1 2 g は図 9 の点 A の状態となり、 $P3'j$ に減圧された圧力は第 1 可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 $P3_{out}$ としてトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれる。ここで、 $P3'j$ は $P3_{min}$ 以下の極めて低い圧力であり、図 3 A のメインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 A の曲線 5 0 2 の $T12_{max}$ に維持される。

[0155] 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nstool）を防止することができる。

[0156] （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。

[0157] 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。

[0158] 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 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。

[0159] ここで、水平均し作業の場合、通常アームシリンダ 3 b の負荷圧は低く、ブームシリンダ 3 a 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 3 a を駆動する油圧ポンプはメインポンプ 2 0 2、アームシリンダ 3 b を駆動する油圧ポンプはメインポンプ 1 0 2 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 7 b 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。

[0160] (f-1) トルクフィードバック回路 1 1 2 v の動作

水平均し作業のブーム上げ微操作における LS 駆動圧力 P_{x3} が図 8 の点 b1 の P_{x3b} で、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が図 8 の P_{3g} であるとする、(b-1) で説明したように、LS 駆動圧力 P_{x3b} は第 2 可変減圧弁 1 1 2 q によって減圧

されないため、第1可変減圧弁112gは図9の直線G4の特性（第1減圧特性）となり、メインポンプ202の吐出圧 P_{3g} は第1可変減圧弁112gの直線G4の減圧特性によって圧力 $P_{3'b}$ に減圧される（点B）。

[0161] $P_{3'b}$ に減圧された圧力は第1可変減圧弁112gの出力圧 P_{3out} としてトルクフィードバックピストン112fに導かれる。トルクフィードバックピストン112fにおいては、 $P_{3'b}$ とトルクフィードバックピストン112fの受圧面積との積で決まる力がメインポンプ102の容量（傾転角）を小さくする方向に作用する。

[0162] ここで、メインポンプ202が図3Bの点X2で動作しているとすると、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_{3g} を、点X2の吸収トルク T_{3g} を模擬した値に補正して出力し、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（ $T_{3gs} \div T_{3g}$ ）。

[0163] 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、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の傾転角を制御する全トルク制御が行われるため、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。

[0164] （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）で説明したように、レギュレータ212のロードセンシング制御によりメインポンプ202の第3吐出ポート202aからブームシリンダ3aボトム側に圧油が供給され、ブームシリンダ3a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202の最小傾転角 q_{3min} で得られる最少流量で十分である場合がある。この場合、 $Pls3 > P_{gr}$ で、LS制御弁212

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32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112vの第1可変減圧弁112gは、図9の直線Zの特性(第2減圧特性)となる。

[0165] ここで、吊り荷作業の荷の重量は重く、メインポンプ202の吐出圧 P_3 は例えば図9の P_{3l} 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3c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3b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102からも圧油が吐出され、メインポンプ102とメインポンプ202の両方で原動機1の馬力が消費される。

[0166] 本実施の形態において、もし、トルクフィードバック回路112vに第2可変減圧弁112qが設けられていない場合は、図9の直線G5で示すように、トルクフィードバック回路112vの出力圧は、第1可変減圧弁112gの出力圧 $P_{3'a}$ に制限され、トルクフィードバック回路112vは図9の P_{3l} よりも低い圧力 $P_{3'a}$ を出力する。この場合、メインポンプ202の吸収トルクをメインポンプ102側に正確にフィードバックすることができなくなり、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って、エンジンストールが発生するおそれがある。

[0167] 本実施の形態では、第2可変減圧弁112q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9の P_{3l} 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112vは直線Z上の点Lに対応した高めの圧力が出力され、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でも、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。

[0168] ～効果～

以上のように構成した本実施の形態においては、図3Bの点X1のようにメインポンプ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 するよう補正され、この補正した吐出圧分、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。このようにメインポンプ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。

[0169] 図10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。

[0170] 図10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の第1可変減圧弁112gの設定圧の初期値と同じ値に設定されている。この場合、減圧弁112wの特性は図9の直線G1のようになり、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9の直線G0、G1のように変化する。

[0171] 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3Bの最大トルク T_{3max} の曲線602上の点X1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 の第 1 可変減圧弁 112g と同様、メインポンプ 202 の吐出圧を図 9 の直線 G1 上の圧力 $P3'e$ 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 $T12max$ から $T12max - T3max$ へと減少させ、本実施の形態と同様の効果が得られる。

[0172] しかし、水平均し作業のように、メインポンプ 202 が図 3B の点 X2 で動作し LS 駆動圧力 $Px3$ がパイロット一次圧 $Ppilot$ とタンク圧の中間の圧力にあるときは、メインポンプ 202 が点 X1 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 9 の直線 G1 上の圧力 $P3'e$ 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 $T3max$ よりも小さい $T3g$ 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、 $T12max$ から $T12max - T3max$ へと必要以上に減少させてしまう。

[0173] 本実施の形態では、水平均し作業の (f-1) で説明したように、メインポンプ 202 が図 3B の点 X2 で動作し LS 駆動圧力 $Px3$ がパイロット一次圧 $Ppilot$ 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 9 の直線 G2 の特性となり、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 (例えば $T3g$) を模擬した値に補正して出力し (例えば図 9 の $P3'g$)、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 の吸収トルク (例えば $T12max - T3gs$) へと減少させる ($T3gs \div T3g$)。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 $T12max - T3max$ よりも多くなる。

[0174] 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 112v によってメインポンプ 202 の吸収トルク $T3max$ 或いは $T3g$ 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_{rate} を有効に利用することができる。

[0175] また、本実施の形態では、第2可変減圧弁112q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9の P_{3l} 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112vは直線Z上の点Lに対応した高めの圧力を出し、その分、メインポンプ102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。

[0176] <その他>

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

[0177] 例えば、上記実施の形態では、LS駆動圧力 P_{x3} を第2可変減圧弁112qの入力ポートに導く油路112kに、LS駆動圧力 P_{x3} が振動的である場合にその振動を吸収して圧力を安定させるための絞り112rを設けたが、これはLS駆動圧力 P_{x3} が振動的である場合を想定しており、LS駆動圧力 P_{x3} の振動が第1及び第2可変減圧弁112g, 112qの出力の安定性に大きな影響を及ぼさない程度である場合は、絞り112rを省略してもよい。

[0178] また、上記実施の形態では、メインポンプ202の吐出圧を第1及び第2可変減圧弁112g, 112qに導く油路112jに絞りを設けていないが、油路112kに絞り112rを設けただけでは第1及び第2可変減圧弁112g, 112qの出力が安定しない場合は、油路112jにも絞りを設けてもよい。

[0179] 上記実施の形態では、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。

[0180] 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112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112c）とトルク制御部（トルク制御ピストン112d、112eとバネ112u）を有するレギュレータ112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。

[0181] 更に、上記実施の形態のロードセンシングシステムは一例であり、ロードセンシングシステムは種々の変形が可能である。例えば、上記実施の形態では、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、その出力圧を圧力補償弁に導いて目標補償差圧を設定しかつ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

- [0182] 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 第1可変減圧弁
- 112h, 112i 受圧部

1 1 2 j, 1 1 2 k 油路
1 1 2 n, 1 1 2 p 油路
1 1 2 r 絞り
1 1 2 q 第2可変減圧弁
1 1 2 s, 1 1 2 t バネ
1 1 2 u バネ (第1付勢手段)
1 1 2 v トルクフィードバック回路
2 0 2 可変容量型メインポンプ (第2油圧ポンプ)
2 0 2 a 第3吐出ポート
2 1 2 レギュレータ (第2ポンプ制御装置)
2 1 2 b L S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)
2 1 2 e バネ (第2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、

前記吐出圧が上昇するにしたがって前記第 1 油圧ポンプの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、前記吐出圧が上昇するにしたがって前記第 2 油圧ポンプの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により、前記第 2 最大トルクで動作するときと、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクが前記第 2 最大トルクよりも小さく、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し、

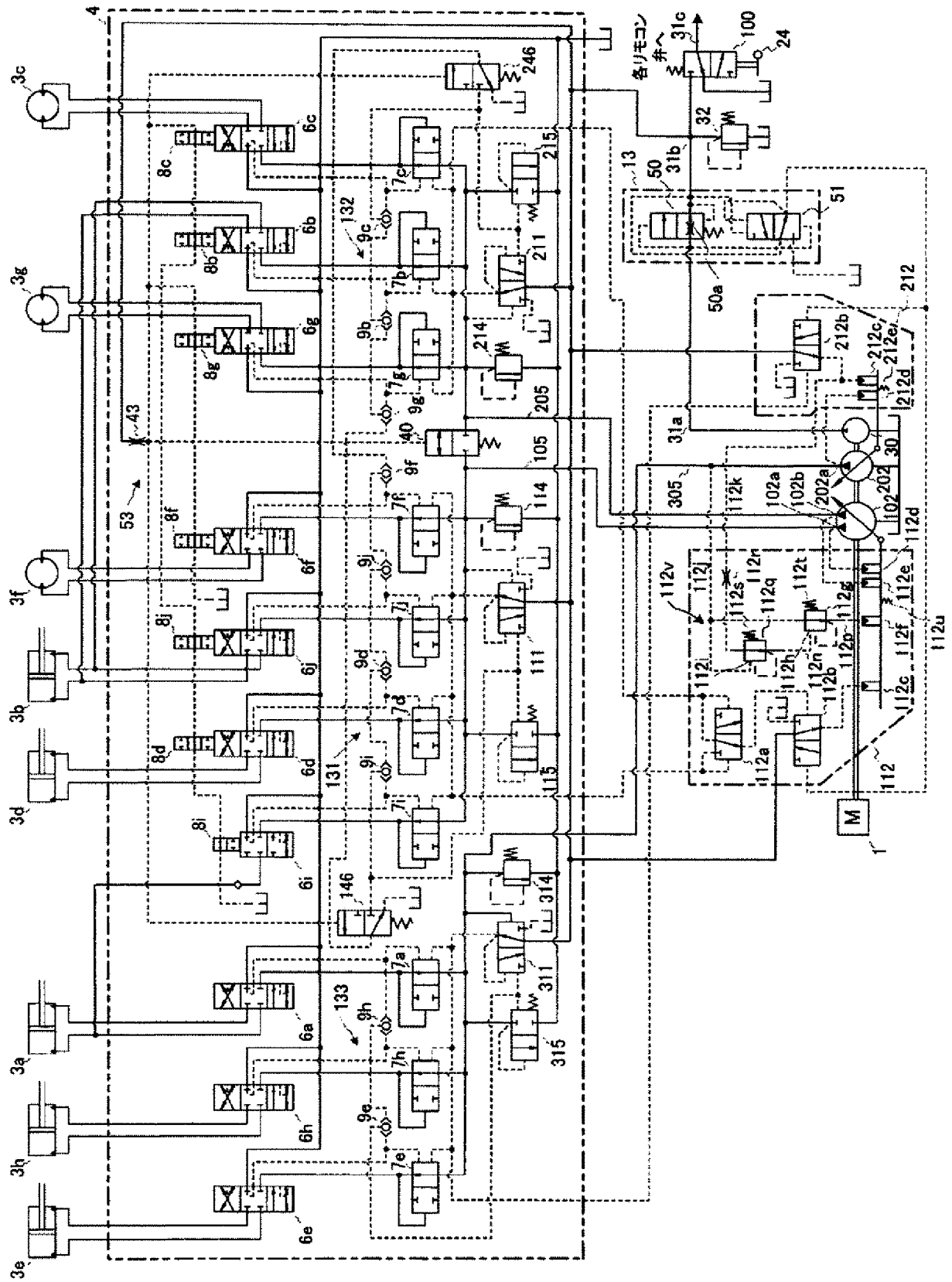
前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれ、この第2油圧ポンプの吐出圧が第1設定圧以下であるときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧をそのまま出力し、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記第1設定圧より高いときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧を前記第1設定圧に減圧して出力する第1可変減圧弁と、前記ロードセンシング駆動圧力と前記第2油圧ポンプの吐出圧とが導かれ、前記ロードセンシング駆動圧力が第2設定圧以下であるときは、前記ロードセンシング駆動圧力をそのまま出力し、前記ロードセンシング駆動圧力が前記第2設定圧より高いときは、前記ロードセンシング駆動圧力を前記第2設定圧に減圧して出力するとともに、前記第2油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって小さくなるよう前記第2設定圧を変化させる第2可変減圧弁とを有し、

前記第1可変減圧弁は、前記第2可変減圧弁の出力圧が導かれ、前記第2可変減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって小さくなるよう前記第1設定圧を変化させる受圧部を有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

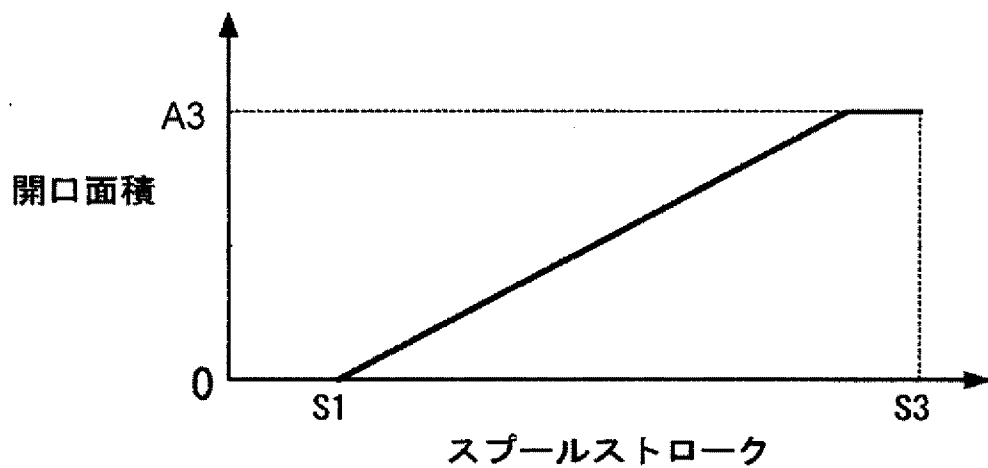
[請求項2] 請求項1記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記トルクフィードバック回路は、前記ロードセンシング駆動圧力を前記第2可変減圧弁に導く油路に設けられ、前記ロードセンシング駆動圧力の振動を吸収して圧力を安定させる絞り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。

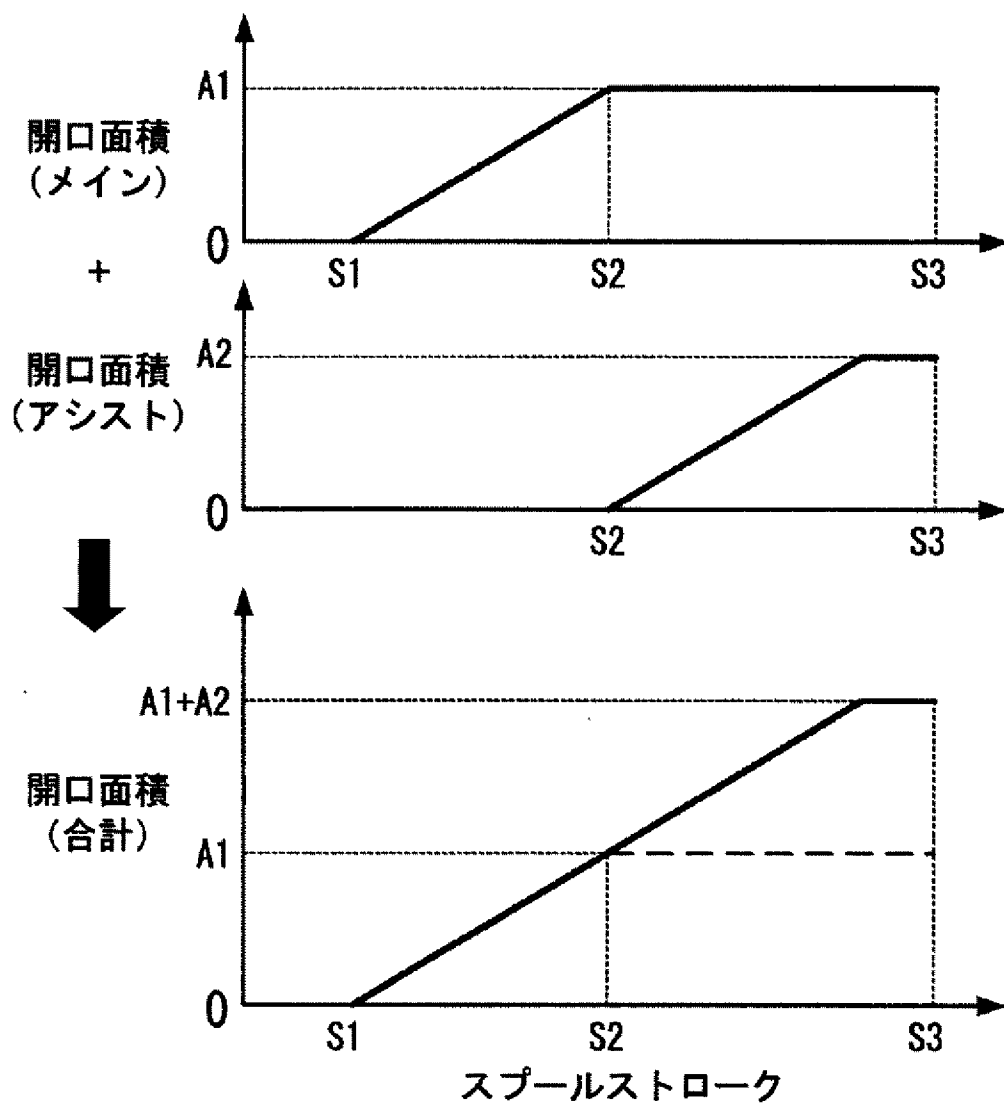
[図1]



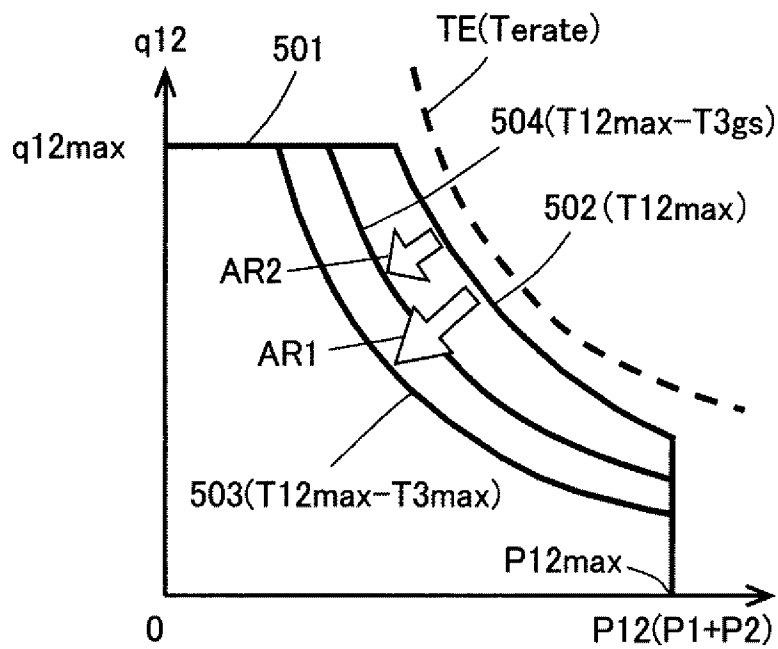
[図2A]



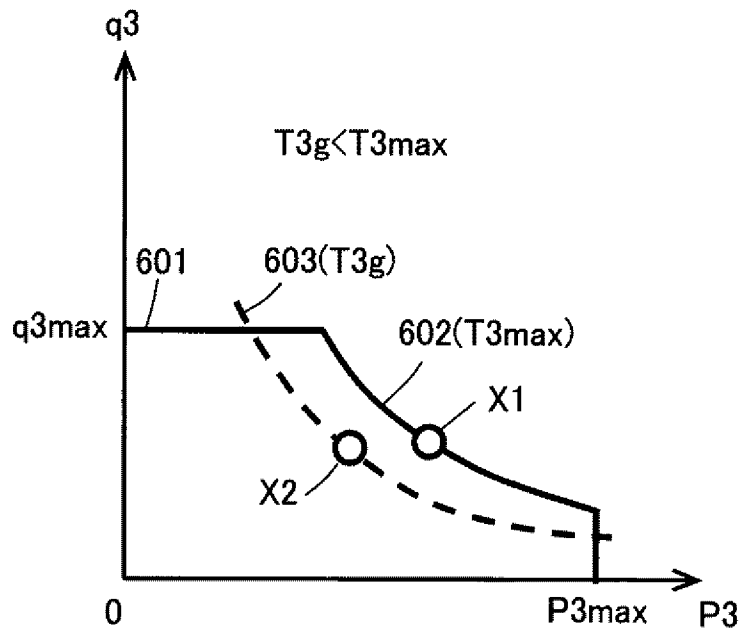
[図2B]



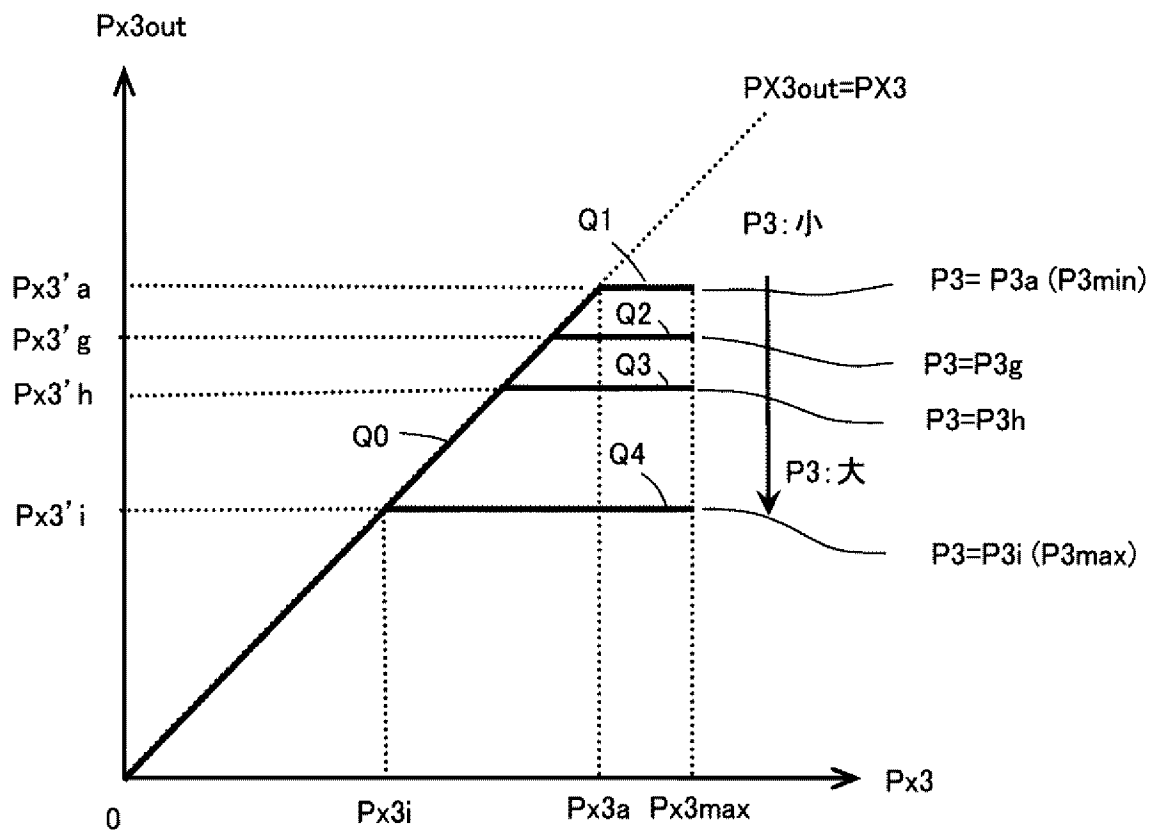
[図3A]



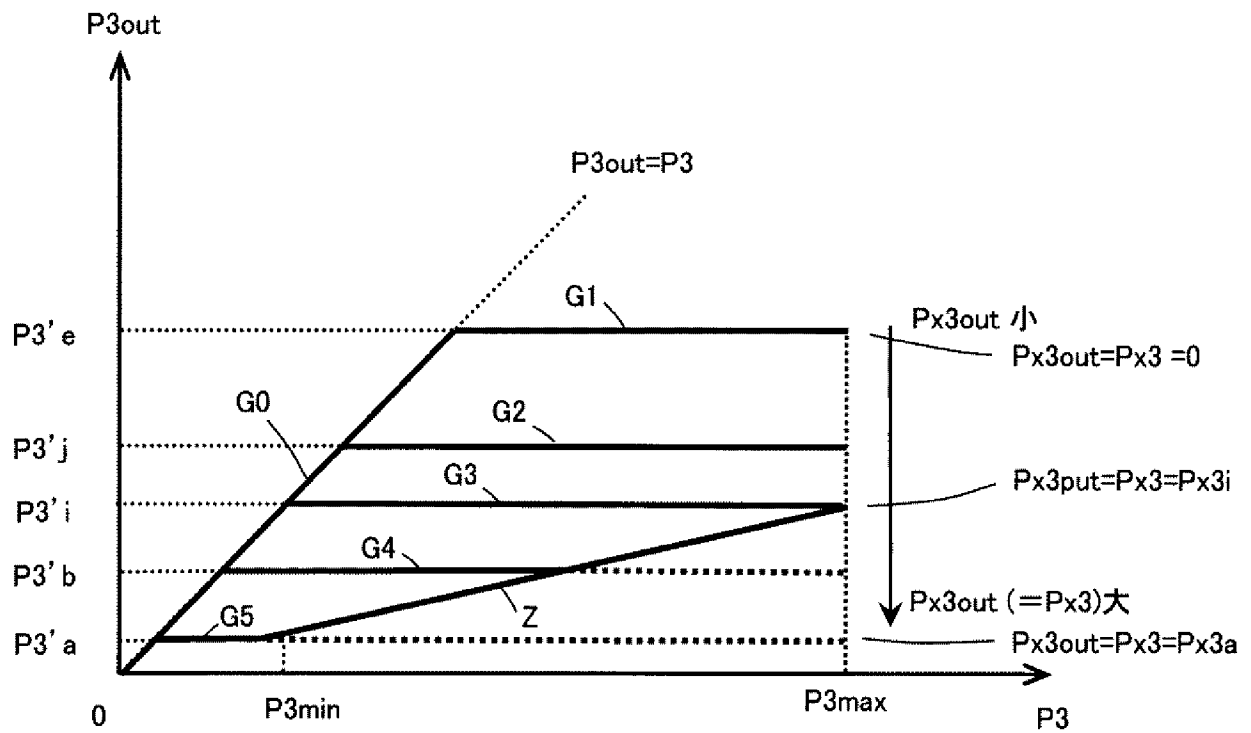
[図3B]



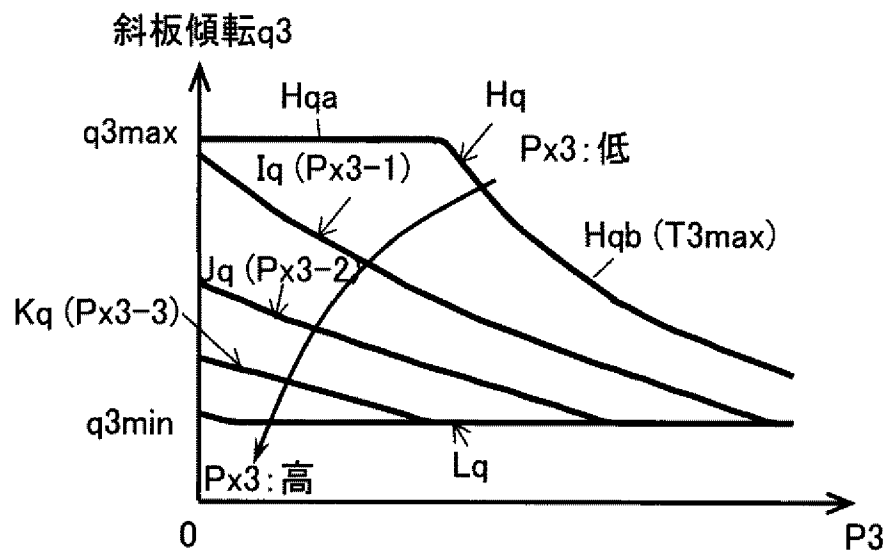
[図4]



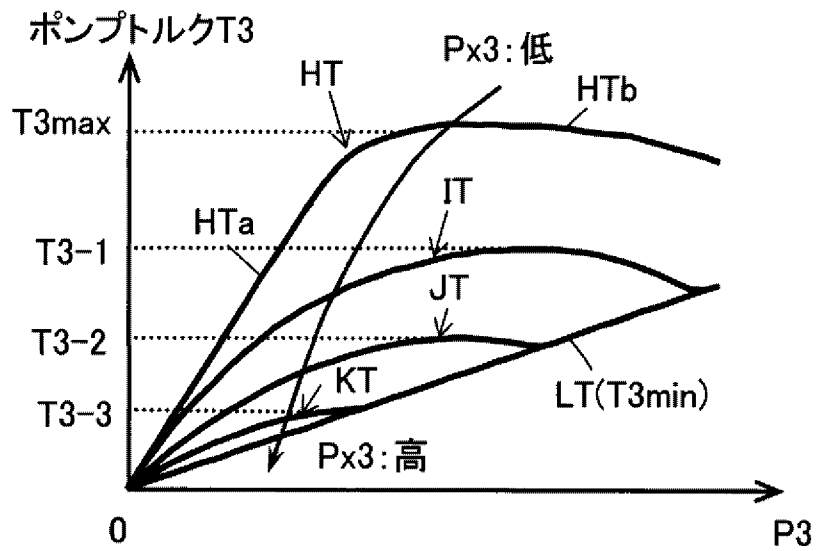
[図5]



[図6A]

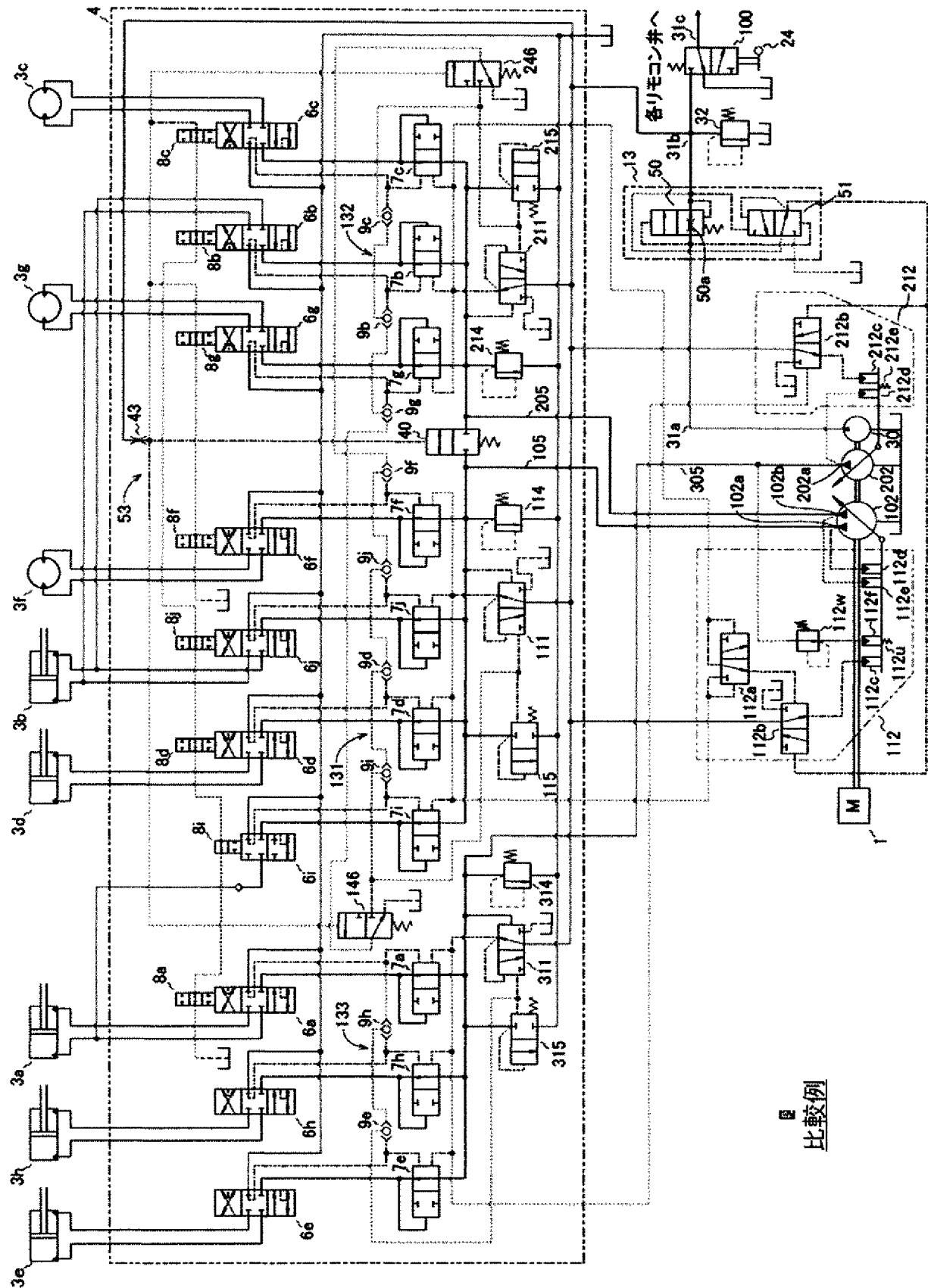


[図6B]



The graph illustrates the relationship between P_{3out} (vertical axis) and P_3 (horizontal axis). A dotted line represents the condition $P_{3out} = P_3$. Several horizontal lines represent constant P_3 values: P_{3a} , P_{3b} , P_{3c} , P_{3d} , and P_{3e} . A solid line G_0 starts at the origin and passes through points A, B, C, D, E, and I. Other lines G_1 , G_2 , G_3 , G_4 , and G_5 are also shown. Points A, B, C, D, E, H, I, K, L, and Z are marked on the graph. A vertical arrow on the right indicates that P_{3out} decreases as P_3 increases.

[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081147

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(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, F15B11/17

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 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	1-2
A	JP 9-209415 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 12 August 1997 (12.08.1997), paragraph [0024]; fig. 1 (Family: none)	1-2

☒ 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/JP2014/081147

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)	1-2
A	JP 2006-161509 A (Kubota Corp.), 22 June 2006 (22.06.2006), paragraphs [0017] to [0018]; fig. 2 (Family: none)	1-2

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, F15B11/17(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, F15B11/17

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 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	1－2
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）	1－2
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）	1－2
A	JP 2006-161509 A（株式会社クボタ）2006.06.22, 段落【0017】	1－2

☒ 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

1 3 . 0 2 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 3 . 2 0 1 5

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号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

3 O

9 1 4 5

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
	－ 【0 0 1 8】 , 【図 2】 (ファミリーなし)	