

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6021226号
(P6021226)

(45) 発行日 平成28年11月9日(2016.11.9)

(24) 登録日 平成28年10月14日(2016.10.14)

(51) Int.Cl.

F 1

F 15 B 11/00 (2006.01)
E 02 F 9/22 (2006.01)F 15 B 11/00
E 02 F 9/22N
L

請求項の数 6 (全 38 頁)

(21) 出願番号 特願2013-246800 (P2013-246800)
 (22) 出願日 平成25年11月28日 (2013.11.28)
 (65) 公開番号 特開2015-105675 (P2015-105675A)
 (43) 公開日 平成27年6月8日 (2015.6.8)
 審査請求日 平成28年1月20日 (2016.1.20)

(73) 特許権者 000005522
 日立建機株式会社
 東京都台東区東上野二丁目16番1号
 (73) 特許権者 000005197
 株式会社不二越
 富山県富山市不二越本町一丁目1番1号
 (74) 代理人 110001829
 特許業務法人開知国際特許事務所
 (74) 代理人 100077816
 弁理士 春日 譲
 (74) 代理人 100156524
 弁理士 猪野木 雄一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】建設機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【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、

10

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、

20

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するよう前記第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。

10

20

30

40

50

【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。

10

【請求項 6】

請求項 3 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 トルク制御アクチュエータに導かれることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧ショ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】

油圧ショ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。

30

【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。

40

【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

50

ができる、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】

10

【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。

20

【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) / 2 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。

30

【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すると、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。

40

【0010】

50

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するよう前記第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油圧ボ

10

20

30

40

50

ンプの吐出圧が第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬するよう補正され、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。

10

【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）。

20

【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。

30

【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。

40

【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

50

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。 10

【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。 20

【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。 20

【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。 30

【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トルク制御アクチュエータに導かれる。 30

【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6B）。

【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。 40

【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 50

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】

10

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するよう補正され、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】

20

【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。

30

【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、

40

【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

50

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。

【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8a, 8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jと、第1圧油供給路105に接続され、第1圧油供給路105の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリーフ弁114と、第2圧油供給路205に接続され、第2圧油供給路205の圧力を設定圧力以上にならないように制御するメインリーフ弁214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

10

20

30

40

50

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PImax1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PImax2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）PImax3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）P1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PImax1（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）との差（LS差圧）を絶対圧PIs1として出力する差圧減圧弁111と、第2圧油供給路205の圧力（すなわち第2吐出ポート102bの圧力）P2と第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧PImax2（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）との差（LS差圧）を絶対圧PIs2として出力する差圧減圧弁211と、第3圧油供給路305の圧力（すなわちメインポンプ202の吐出圧或いは第3吐出ポート202aの圧力）P3と第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧PImax3（第3圧油供給路305に接続されるアクチュエータ3a, 3e, 3hの負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧PIs3として出力する差圧減圧弁311とを備えている。以下において、差圧減圧弁111, 211, 311が出力する絶対圧PIs1, PIs2, PIs3を、適宜、LS差圧PIs1, PIs2, PIs3という。

【0035】

前述したアンロード弁115には、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として第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧PImax1が導かれ、前述したアンロード弁215には、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として第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧PImax2が導かれ、前述したアンロード弁315には、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として第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧PImax3が導かれる。

【0036】

また、差圧減圧弁111が出力するLS差圧PIs1は、第1圧油供給路105に接続された圧力補償弁7d, 7f, 7i, 7j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211が出力するLS差圧PIs2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PIs3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。

【0037】

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

10

20

30

40

50

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

【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 - 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 のそれぞれのメー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 のメー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 - 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。

10

20

30

40

50

【0045】

ここで、図2Aに示すアクチュエータ3c～3hの流量制御弁6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6hの最大開口面積A3とブームシリンダ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3a及びアームシリンダ3b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ユニット4は、上流側が絞り43を介してパイロット圧油供給路31b(後述)に接続され下流側が操作検出弁8a, 8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8j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。

10

【0047】

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3f(以下適宜左走行モータ3fという)及び/又は右走行モータであるアクチュエータ3g(以下適宜右走行モータ3g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3a, 3b, 3c, 3d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8a, 8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8j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8f, 8gと、操作検出弁8a, 8b, 8c, 8d, 8i, 8j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。

20

【0048】

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。

【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PImax1(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。

30

【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PImax2(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。

40

【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

50

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。
10

【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Pgr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圧油供給路31b側へと流れれる。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。
20

【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PIs1と差圧減圧弁211が出力するLS差圧PIs2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PIs12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PIs12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LS制御弁112b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T12max(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。
30
40

【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PImax1と最高負荷圧PImax2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

50

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T12max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、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、P12max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、q12max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T12max(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T12max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q12が増加しようとすると、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T Eは原動機1の定格出力トルクTerateを示す曲線であり、最大トルクT12maxはTerate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T12maxを設定し、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限することで、原動機1の定格出力トルクTerate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T12max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P1s3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P1s3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T3max(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。

10

20

30

40

50

【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P1max3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T3max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。

10

【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3B及び図3D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との積で表すことができる。

【0065】

図3B及び図3D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。

20

【0066】

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。

30

【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（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の吐出圧を、メインポンプ202の吸収トルクを模擬す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。

40

【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す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

50

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 1121 を有し、第 2 固定絞り 112k と第 3 固定絞り 1121 との間の油路 112n の圧力を出力する第 2 分圧回路 112s と、可変減圧弁 112g の出力圧と第 2 分圧回路 112s 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）112j とを備えている。シャトル弁 112j の出力圧はトルクフィードバック回路 112v の出力圧としてトルクフィードバックピストン 112f に導かれる。

10

20

30

【0071】

第 1 分圧回路 112r の可変絞り弁 112h 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 LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧のときに全閉であり、LS 駆動圧力 P_{x3} 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 112i と可変絞り弁 112h との間の油路 112m の圧力が低くなり）、LS 駆動圧力 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。

30

【0072】

可変減圧弁 112g は、レギュレータ 212 の LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれ、この LS 駆動圧力 P_{x3} 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 P_{x3} が高くなるにしたがって設定圧を低くし、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} 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 112i と第 2 固定絞り 112k の開口面積は同一であり、かつ第 3 固定絞り 1121 の開口面積と可変絞り弁 112h 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 1121 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 P_{x3} が導かれたときの可変絞り弁 112h（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 112s 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 P_{x3} が導かれたときの第 1 分圧回路 112r の出力特性と同じになるように設定されている。

40

【0074】

＜回路の出力特性＞

図 4A は、トルクフィードバック回路 112v の第 1 分圧回路 112r と可変減圧弁 112g とからなる回路部分の出力特性を示す図であり、図 4B は、トルクフィードバック回路 112v の第 2 分圧回路 112s の出力特性を示す図であり、図 4C は、トルクフィードバック回路 112v 全体の出力特性を示す図である。

50

【0075】

<<第1分圧回路112rと可変減圧弁112g>>

図4Aにおいて、P3は前述したようにメインポンプ202の吐出圧であり、Ppは可変減圧弁112gの出力圧（可変減圧弁112gの下流の油路112pの圧力）であり、Pmは第1分圧回路112rの出力圧（第1固定絞り112iと可変絞り弁112hの間の油路112mの圧力）である。

【0076】

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、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202に設定された最大トルクT3（図3B）で制限される流量以上である場合は、メインポンプ202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、P1s3 < Pgrであるため、LS制御弁212b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112hの開口面積は最小（全閉）となり、第1分圧回路112rの出力圧（油路112mの圧力）Pmはメインポンプ202の吐出圧P3と同じとなる。また、可変減圧弁112gの設定圧は初期値のPpfである。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112g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202の吐出圧P3がPpfに上昇するまでは可変減圧弁112g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。

10

【0077】

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たときは、LS制御弁212bは図1の図示左側の位置からストロークして、P1s3がPgrに等しくなる中間位置に切り換わり、LS駆動圧力Px3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Px3がタンク圧とパイロット一次圧Ppilot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Pmは、メインポンプ202の吐出圧P3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Ppは初期値のPpfからPpcに低下する。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧Ppは直線Bm, Bpのように変化する。このときの直線Bmの傾き（出力圧Pmの変化割合）は直線Cmよりも小さく、直線Bpの圧力Ppcは直線Cpの圧力Ppfよりも低くなる。

20

【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q3min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Px3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Px3がパイロット一次圧Ppilot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Pmは最も低くなる。また、可変減圧弁112gの設定圧は最小のPpaとなる。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧は直線Am, Apのように変化する。このとき直線Amの傾き（出力圧Pmの変化割合）は最も小さく、直線Apの圧力Ppaは最も低い圧力となる。

30

【0079】

<<第2分圧回路112s>>

図4Bにおいて、Pnは第2分圧回路112sの出力圧（第2固定絞り112kと第3固

40

50

定絞り 1 1 2 1 の間の油路 1 1 2 n の圧力) である。

【 0 0 8 0 】

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 1 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 と同じであり、第 2 分圧回路 1 1 2 s の第 3 固定絞り 1 1 2 1 の開口面積は、LS 駆動圧力 $P_x 3$ 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。

10

【 0 0 8 1 】

< < 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。

【 0 0 8 2 】

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 $P_x 3$ 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 $P_x 3$ 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。

20

る。

【 0 0 8 3 】

< 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す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。

30

【 0 0 8 4 】

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 2 0 2 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 2 0 2 の吐出圧の影響も受けて変化する。

【 0 0 8 5 】

図 5 は、レギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧力 $P_x 3$ とメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 とメインポンプ 2 0 2 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 $P_x 3$ が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) であるとき、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は最小 q_{3min} であり、LS 駆動圧力 $P_x 3$ が低下するにしたがってメインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は、例えば直線 R_1 で示すように増加し、LS 駆動圧力 $P_x 3$ がタンク圧まで低下すると、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は最大 q_{3max} となる。また、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するにしたがってメインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は直線 R_2 , R_3 , R_4 のように減少する。

40

【 0 0 8 6 】

図 6 A は、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 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 2 0 2 の吐出圧と傾転角と LS 駆動圧力 $P_x 3$ との関係)を

50

示す図であり、図 6 B は、図 6 A 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 Px3 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 Px3 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 q3 は、図 6 A の特性 Hq (Hqa, Hqb) のように変化し、メインポンプ 202 の吐出圧 P3 と傾転角 q3 との積に比例するメインポンプ 202 の吸収トルク T3 は図 6 B の特性 HT (Hta, HTb) のように変化する。
特性 Hq の直線 Hqa は図 3 B 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 q3max の特性である。特性 Hq の曲線 Hqb は図 3 B 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 T3max の特性である。メインポンプ 202 の吸収トルク T3 が T3max に達する前は傾転角 q3 は直線 Hqa に示すように q3max で一定である（図 6 A）。このときメインポンプ 202 の吸収トルク T3 は直線 Hta 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 6 B）。吸収トルク T3 が T3max に達すると曲線 Hqb に示すように吐出圧 P3 が上昇するにしたがって傾転角 q3 は小さくなる（図 6 A）。このときメインポンプ 202 の吸収トルク T3 は曲線 HTb に示すように T3max でほぼ一定となる（図 6 B）。

【 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 Px3 がタンク圧とパイロット一次圧 Ppilot 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 Px3 が Px3b, Px3c, Px3d と高くなるにしたがって、メインポンプ 202 の傾転角 q3 は、図 6 A の曲線 Iq, Jq, Kq 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 T3 は図 6 B の曲線 IT (ITa, ITb), JT (JTa, JTb), KT (KTa, KTb) のように変化する。

【 0089 】

すなわち、メインポンプ 202 の吐出圧 P3 が上昇するとき、LS 駆動圧力 Px3 が例えば Px3b と一定であっても、メインポンプ 202 の傾転角 q3 は上述したように曲線 Iq のように吐出圧 P3 の上昇の影響を受けて低下するため、吐出圧 P3 の高圧側では T3max の曲線 Hqb 上の傾転角よりも小さい傾転角となる（図 6 A）。その結果、メインポンプ 202 の吸収トルク T3 は、吐出圧 P3 が上昇するにしたがって曲線 ITa のように曲線 HTa よりも緩やかな傾き（変化割合）で増加し、やがて曲線 ITb に示すように T3max よりも小さい最大トルク T3b に達し、ほぼ一定となる（図 6 B）。ただし、傾転角 q3 はメインポンプ 202 の構造で決まる最小傾転角 q3min 以下にはならず、吸収トルク T3 は最小傾転角 q3min に対応した直線 LT の最小トルク T3min 以下にはならない。

【 0090 】

LS 駆動圧力 Px3 が Px3c, Px3d の場合も同様であり、傾転角 q3 は曲線 Jq, Kq のように吐出圧 P3 の上昇の影響を受けて低下し、吐出圧 P3 の高圧側では曲線 Iq 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 T3 は、吐出圧 P3 が上昇するにしたがって曲線 JTa, KTa のように曲線 ITa よりも更に緩やかな傾き（変化割合）で増加し、曲線 JTb, KTb に示すように T3b よりも小さい最大トルク T3c, T3d (T3b > T3c > T3d) に達し、ほぼ一定となる（図 6 B）。ただし、この場合も、傾転角 q3 はメインポンプ 202 の構造で決まる最小傾転角 q3min 以下にはならず、吸収トルク T3 は最小傾転角 q3min に対応した直線 LT の最小トルク T3min 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 q3min 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 q3 は、図 6 A に直線 Lq で示

10

20

30

40

50

すようにメインポンプ202の構造で決まる最小傾転角 $q3min$ 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 $T3$ は最小トルク $T3min$ となり、この最小トルク $T3min$ は図6Bの直線LTのように変化する。すなわち、最小トルク $T3min$ は吐出圧 $P3$ 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4Cに戻り、メインポンプ202の吐出圧 $P3$ 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 $P3t$ の増加割合は、図4Cの直線 Cm , Bm で示すように、LS駆動圧力 $Px3$ 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 $P3t$ の最大値は、図4Cの直線 Cp , Bp で示すように、LS駆動圧力 $Px3$ 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 $q3min$ にあるときのメインポンプ202の吐出圧 $P3$ 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 $P3t$ 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 Cm , Bm , An の出力圧 $P3t$ の増加割合は、図6Bに示す曲線 HTa , ITa , JTa , KTa , LT の吸収トルクの増加割合と同じように、LS駆動圧力 $Px3$ 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 Cp , Bp の出力圧 $P3t$ の最大値 Ppf は、図6Bに示す曲線 HTb , ITb , JTb , KTb の吸収トルクの最大値と同じようにLS駆動圧力 $Px3$ 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 $T3max$ 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の吐出圧をメインポンプ202の吸収トルクを模擬す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3dの伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体101の中央フレームには、ブレードシリンダ3hの伸縮により上下動作を行うブレード106が取り付けられている。下部走行体101は、走行モータ3f, 3gの回転により左右の履帯101a, 101bを駆動することによって走行を行う。

【0096】

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

10

20

30

40

50

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。

【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30から吐出された圧油は、圧油供給路31aに供給される。圧油供給路31aには原動機回転数検出弁13が接続されており、原動機回転数検出弁13は流量検出弁50と差圧減圧弁51によりパイロットポンプ30の吐出流量に応じた流量検出弁50の前後差圧を絶対圧Pgr(目標LS差圧)として出力する。原動機回転数検出弁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31bに一定の圧力(パイロット一次圧Ppilot)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6a～6jが中立位置となる。全ての流量制御弁6a～6j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Plmax1、Plmax2、Plmax3としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧Plmax1、Plmax2、Plmax3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。

最高負荷圧Plmax1、Plmax2、Plmax3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102a、102b、202aの圧力P1、P2、P3は、最高負荷圧Plmax1、Plmax2、Plmax3にアンロード弁115、215、315のそれぞれのバネの設定圧力Pun0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Plmax1、Plmax2、Plmax3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0MPa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Pun0に等しくなり、第1、第2及び第3吐出ポート102a、102b、202aの圧力P1、P2、P3はPun0(最小吐出圧P3min)に保たれる。通常、Pun0は目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrよりも若干高く設定される(Pun0>Pgr)。

【0100】

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P1、P2、P3と最高負荷圧Plmax1、Plmax2、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るので、Pls1=P1-Plmax1=P1=Pun0>Pgr、Pls2=P2-Plmax2=P2=Pun0>Pgr、Pls3=P3-Plmax3=P3=Pun0>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112のLS制御弁212bに導かれる。

【0101】

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】

10

20

30

40

50

一方、レギュレータ 212 の LS 制御弁 212b に LS 差圧 PIs3 が導かれる。PIs3 > 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。

10

【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。

20

【0105】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6a, 6i のストロークが図 2b の S2 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 6a のメータイン通路の開口面積はゼロから A1 に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6i 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 6i 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 131 は最高負荷圧 Pimax1 としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ 102 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。

30

【0107】

一方、流量制御弁 6a が図 1 中で上方向に切り換わると、ブームシリンダ 3a のボトム側の負荷圧が流量制御弁 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 Pimax3 として検出され、アンロード弁 315 と差圧減圧弁 311 に導かれる。最高負荷圧 Pimax3 がアンロード弁 315 に導かれることによって、アンロード弁 315 のセット圧は、最高負荷圧 Pimax3（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 Pun0 を加算した圧力に上昇し、第 3 圧油供給路 305 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 Pimax3 が差圧減圧弁 311 に導かれることによって、差圧減圧弁 311 は第 3 圧油供給路 305 の圧力 P3 と最高負荷圧 Pimax3 との差圧（LS 差圧）を絶対圧 PIs3 として出力し、この PIs3 は LS 制御弁 212b に導かれる。LS 制御弁 212b は、目標 LS 差圧 Pgr と上記 LS 差圧 PIs3 を比較する。

40

【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 3a の負荷圧が第 3 圧油供給路 305 に伝わり両者の圧力差は殆ど無くなるから、LS 差圧 PIs3 はほぼゼロに等しくなる。よって、PIs3 < Pgr の関係となるので、LS 制御弁 212b は図 1 中で左方向に切り換わり、LS 制御ピストン 212c の圧油をタンクに放出する。このため LS 駆動圧力 Px3 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 Px3 の低下による流量増加は PIs3 = Pgr になるまで継続し、PIs3 = Pgr となった時点で LS 駆動圧力 Px3 は

50

、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Px3は、パイロット一次圧Ppilot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Bm, Bp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P3は図4Cの直線Bp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Bp上の制限された圧力Ppc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T12maxからトルクフィードバック回路112vの出力圧Ppc相当分だけ、T12maxよりも小さい値に減少させる。

10

【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(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を模擬するよう補正して出力し(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 T3g)。

20

【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。

【0112】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合(フル操作)

30

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。

【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PImax3として検出され、この最高負荷圧PImax3に応じてメインポンプ202の吐出流量はPIs3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。

40

【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PImax1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PImax1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PImax1(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Pun0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PImax1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PImax1との差圧(LS差圧)を絶対圧PIs1として出力する。このPIs1はレギュレタ112の低圧選択弁112aに導かれ、低圧選択弁112aによってPIs1とPIs2の低圧

50

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PIs1はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、PIs2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 ($PIs2 = P2 - PI_{max2} = P2 = Pun0 > Pgr$)。よって、低圧選択弁112aではPIs1が低圧側のLS差圧PIs12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PIs1を比較する。この場合、上記のようにLS差圧PIs1はほぼゼロに等しく、PIs1 < 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PIs1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。10

【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PImax2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のアンロード弁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。20

【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PIs3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つた場合、PIs3 < 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212cの圧油はLS制御弁212bを介してタンクに放出され、LS駆動圧力Px3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112vは、図4Cの直線Cmと直線Cp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202の吐出圧P3は図4Cの直線Cp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Cp上の制限された圧力Ppf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T12maxからトルクフィードバック回路112vの出力圧Ppf相当分だけ、T12maxよりも小さい値に減少させる。30

【0118】

例えば、ブーム上げのフル操作で、メインポンプ202が図3Bの最大トルクT3maxの曲線602上のX1点($P3a, q3a$)で動作し、図4Cの直線Cp上のG点がX1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、X1点の吸収トルクT3maxを模擬するよう補正して出力し(出力圧Ppf)、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503のT12max - T3maxへと減少させる。40

【0119】

これにより第1トルク制御部は、メインポンプ102の吸収トルクがT12max - T3max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。

【0120】

50

(d) アーム操作レバーを入力した場合(微操作)

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

【0121】

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

【0122】

流量切換弁6bが図1中で下方向に切り換わると、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧PImax2として検出され、アンロード弁215と差圧減圧弁211に導かれる。最高負荷圧PImax2がアンロード弁215に導かれることによって、アンロード弁215のセット圧は、最高負荷圧PImax2(アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧)にバネの設定圧力Pun0を加算した圧力に上昇し、第2圧油供給路205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧PImax2が差圧減圧弁211に導かれることによって、差圧減圧弁211は第2圧油供給路205の圧力P2と最高負荷圧PImax2との差圧(LS差圧)を絶対圧PIs2として出力し、このPIs2はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。低圧選択弁112aはPIs1とPIs2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3bの負荷圧が第2圧油供給路205に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧PIs2はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、PIs1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($PIs1 = P1 - PI_{max1} = P1 = Pun0 > Pgr$)。よって、低圧選択弁112aはPIs2を低圧側のLS差圧PIs12として選択し、PIs2がLS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧PgrとPIs2を比較する。この場合、上記のようにLS差圧PIs2はほぼゼロに等しく、 $PIs2 < Pgr$ 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。このためメインポンプ102の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加はPIs2=Pgr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102b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3bのボトム側に供給され、アームシリンダ3b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PImax1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Pun0に等しくなり、第1圧油供給路105の圧力P1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112vは、図4Cの直線Anの設定となり、メインポンプ102の最大トルクは図3AのT12maxの設定となる。

【0126】

10

20

30

40

50

(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3b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3b駆動用の流量制御弁6b, 6jが図1中で下方向に切り換わり、図2Bに示したように、流量制御弁6b, 6jのスプールストローケはS2以上となり、流量制御弁6bのメータイン通路の開口面積はA1に保たれ、流量制御弁6jのメータイン通路の開口面積はA2となる。

【0127】

上記(d)で説明したように、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧PImax2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PImax2が差圧減圧弁211に導かれることによって、LS差圧PIs2が¹⁰出力され、レギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

【0128】

一方、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧は、流量制御弁6j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PImax1(=PImax2)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PImax1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は第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PImax1が差圧減圧弁111に導かれることによって、LS差圧PIs1(=PIs2)がレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。²⁰

【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3bの負荷圧が第1及び第2圧油供給路105, 205に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧PIs1, PIs2は、共に、ほぼゼロに等しくなる。よって、低圧選択弁112aは、PIs1とPIs2のいずれかを低圧側のLS差圧PIs12として選択し、PIs12がLS制御弁112bに導かれる。この場合、上記のようにPIs1, PIs2は、共に、ほぼゼロに等しく、PIs12< Pgrであるので、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。このためメインポンプ102の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加はPIs12=Pgrになるまで継続する。これによりメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからアームシリンダ3bのボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。³⁰

【0130】

また、このときも、メインポンプ202に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立の場合と同様、トルクフィードバック回路112vは、図4Cの直線Anの設定となり、メインポンプ102の最大トルクは図3AのT12max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102の吸収トルクが最大トルクT12maxを超えないようにメインポンプ102の傾転角を制御し、アームシリンダ3bの負荷が増加した場合に原動機1の停止(エンジンストール)を防止することができる。

【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3bが伸長し、ブームシリンダ3a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3aのメイン駆動用の流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積はA1以下となり、アシスト駆動用の流量制御弁6i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PImax3として検出され、アンロード弁315が第3圧油供給⁴⁰

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_{1max3} 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。

【 0 1 3 3 】

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 P_{1max1} , P_{1max2} ($P_{1max1} = P_{1max2}$) 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 P_{1max1} , P_{1max2} 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。

【 0 1 3 4 】

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。

【 0 1 3 5 】

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 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 が図 3 B の X 2 点 (P_{3a} , q_{3b}) で動作し、図 4 C の直線 B_p 上の D 点が X 2 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 2 点の吸収トルク T_{3g} を模擬するよう補正して出力し（出力圧 P_{pc} ）、トルクフィードバックピストン 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 4 の $T_{12max} - T_{3gs}$ へと減少させる (T_{3gs} $- T_{3g}$)。

【 0 1 3 6 】

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 1 0 2 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 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。

【 0 1 3 7 】

（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

10

20

30

40

50

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 212b 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 は、図 4C の直線 A_n ($= A_m$) で示す最小傾軸の設定となる。

【0138】

ここで、吊り荷作業の荷の重量は重く、メインポンプ 202 の吐出圧 P_3 は例えば図 4C 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 3c を駆動して吊り荷の旋回方向の位置を変えたり、アームシリンドラ 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。

10

【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 112v に第 2 分圧回路 112s が設けられていない場合は、図 4A で示すように、トルクフィードバック回路 112v の出力圧は、可変減圧弁 112g の出力圧である油路 112p の圧力 P_{pa} に制限され、トルクフィードバック回路 112v は図 4C 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 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い場合は、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り、エンジンストールが発生するおそれがある。

20

【0140】

本実施の形態では、第 2 分圧回路 112s 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 4C 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 112v に H 点に対応した圧力 P_{ph} 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。

【0141】

(h) 排土作業

30

走行しながらブレード 106 を操作して土砂を移動する排土作業では、走行モータ 3f, 3g とブレードシリンドラ 3h 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 202 の容量 (流量) が流量制御弁 6h の要求流量 (開口面積) に応じて増加し、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a 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ドラ 3h に供給され、ブレードシリンドラ 3h は第 3 吐出ポート 202a 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 202 が図 3D の X3 点 (P_{3c} , q_{3c} ,) 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 112v は、例えば図 4C の直線 B_m , B_p で示す設定となり、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}) を模擬するよう補正して出力し (例えば図 4C の B 点の出力圧 P_{pb})、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 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} $- T_{3h}$)。

40

【0143】

これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 102 の吸収トルクが $T_{12max} - T_{3hs}$ を超えないようにメインポンプ 102 の傾軸角を制御し、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

50

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T3max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P3がメインポンプ202の吸収トルクを模擬するよう補正され、この補正した吐出圧P3t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T12max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Terate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Ppf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P3が上昇するとき、減圧弁112wの出力圧は、LS駆動圧力Px3如何に係わらず、図4Cの直線Cm,Cp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3Bの最大トルクT3maxの曲線602上のX1点(P3a,q3a)で動作しLS駆動圧力Px3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、T12maxからT12max-T3max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T3max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(P3a,q3b)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、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。

【0149】

また、メインポンプ202が図3DのX3点(P3c,q3c)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q3max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T3iよりも小さいT3h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

10

20

30

40

50

最大トルクを、図3Cに曲線506で示すようにT12maxからT12max - T3isへと必要以上に減少させてしまう(T3is T3i)。

【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(P3a, q3b)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112vは、メインポンプ202の吐出圧(例えばP3a)を、メインポンプ202の吸収トルク(例えばT3g)を模擬するよう補正して出力し(例えば図4CのD点の出力圧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の吸収トルク(例えばT12max - T3gs)へと減少させる(T3gs 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。

【0151】

また、排土作業(h)のように、メインポンプ202が図3DのX3点(P3c, q3c,)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、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112vは、メインポンプ202の吐出圧(例えばP3c)を、メインポンプ202の吸収トルク(例えばT3h)を模擬するよう補正して出力し(例えば図4CのB点の出力圧Ppb)、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の曲線502のT12maxから曲線505の吸収トルク(例えばT12max - T3hs)へと減少させる(T3hs T3h)。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T12max - T3is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112vによってメインポンプ202の吸収トルクT3max或いはT3g或いはT3h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Terate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112sが設けられているので、メインポンプ202の吐出圧P3が図4Cの直線An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112vはH点に対応した圧力Pph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112Aのトルクフィードバック回路112Avが、第1の実施の形態のトルクフィードバック回路112vに備えられていた第1分圧回路112r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112Avは、メインポンプ202の吐出圧(第3圧油供給路305の圧力)p3が導かれ、メインポンプ202の吐出圧p3

が設定圧以下であるときは、メインポンプ202の吐出圧p3をそのまま出力し、メインポンプ202の吐出圧p3が設定圧より高いときは、メインポンプ202の吐出圧p3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p3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1121を有し、第2固定絞り112kと第3固定絞り1121との間の油路112nの圧力を出力する分圧回路112sと、可変減圧弁112gの出力圧と分圧回路112s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)112jとを備えている。

【0157】

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

【0158】

図10Aにおいて、LS駆動圧力Px3がタンク圧であるとき、可変減圧弁112gの設定圧は初期値のPpfである。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112g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202の吐出圧P3がPpfに上昇するまでは可変減圧弁112g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。

【0159】

LS駆動圧力Px3がタンク圧とパイロット一次圧Ppilotの中間の圧力にあるとき、可変減圧弁112gの設定圧Ppは初期値のPpfからPpcに低下する。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧Ppは直線Cm1, Bpのように変化する。すなわち、メインポンプ202の吐出圧P3がPpcに上昇するまでは可変減圧弁112gの出力圧Ppは直線Cm1のように直線比例的に上昇し($Pp = P3$)、吐出圧P3がPpcに達すると、出力圧Ppはそれ以上に上昇せず、直線Bpのように、直線Cpの圧力Ppfよりも低いPpcに制限される。

【0160】

LS駆動圧力Px3がパイロット一次圧Ppilotまで上昇すると、可変減圧弁112gの設定圧は最小のPpaとなる。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁112gの出力圧は直線Cm2, Apのように変化する。すなわち、メインポンプ202の最少吐出圧以上の全範囲において、可変減圧弁112gの出力圧Ppは直線Apのように、最も低い圧力Ppaに制限される。

【0161】

分圧回路112sの出力特性は第1の実施の形態の第2分圧回路112sと同じであり、分圧回路の出力圧Pnは、図4Bに直線Anで示した通り、メインポンプ202の吐出圧P3が上昇すると直線比例的に増加する。

【0162】

図10Bにおいて、可変減圧弁112gの出力圧と分圧回路112sの出力圧の高圧側がトルクフィードバック回路112Avの出力圧としてシャトル弁112jにより選択され、出力される。このためメインポンプ202の吐出圧P3が上昇するときのトルクフィードバック回路112vの出力圧P3tの変化は、図10Bに示すようになる。すなわち、LS駆動圧力Px3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Ppilotの中間の圧力に上昇したときは、図10Aの直線Cm, Cp及び直線Cm1, Bpの可変減圧弁112gの出力圧Ppが選択される。LS駆動圧力Px3がパイロット一次圧Ppilotまで上昇したときは、吐出圧P3が低く、可変減圧弁112gの出力圧Ppが分圧回路112sの出力圧Pnより高い間は、図10Aの直線Apの可変減圧弁112gの出力圧Ppが選択され、吐出圧P3が上昇し、分圧回路112sの出力圧Pnが可変減圧弁112gの出力圧Ppよりも高くなると、図4Bの直線Anの分圧回路112sの出力圧Pnが選択される。

10

20

30

40

50

【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Bmの設定が得られず直線Bm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T3maxの曲線602上のX1点(P3a, q3a)で動作しLS駆動圧力Px3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P3a)を、メインポンプ202の吸収トルク(T3max)を模擬するよう補正して出力し(例えば図10BのG点の出力圧Ppf)、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へと減少させる。

10

【0165】

また、水平均し作業(f)のように、メインポンプ202が図3BのX2点(P3a, q3b)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、トルクフィードバック回路112Avは、例えば図10Bの直線Cm1, Bp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P3a)を、メインポンプ202の吸収トルク(例えばT3g)を模擬するよう補正して出力し(例えば図10BのD点の出力圧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の吸収トルク(例えばT12max-T3gs)へと減少させる(T3gs 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。

20

【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Terateを有效地に利用することができる。

【0167】

30

<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。

40

【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)p3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

50

力Px3が導かれ、この圧力Px3がタンク圧のときに所定のリリーフ圧に設定され、圧力Px3が高くなるにしたがってリリーフ圧を低くし、圧力Px3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Ppilot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112gと第2分圧回路112s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112zの出力特性は第1の実施の形態における可変減圧弁112gの出力特性と同じであり、トルクフィードバック回路112Bvの出力特性は、第1の実施の形態における図4Cに示されるトルクフィードバック回路112v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。

【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。

【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】

【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

10

20

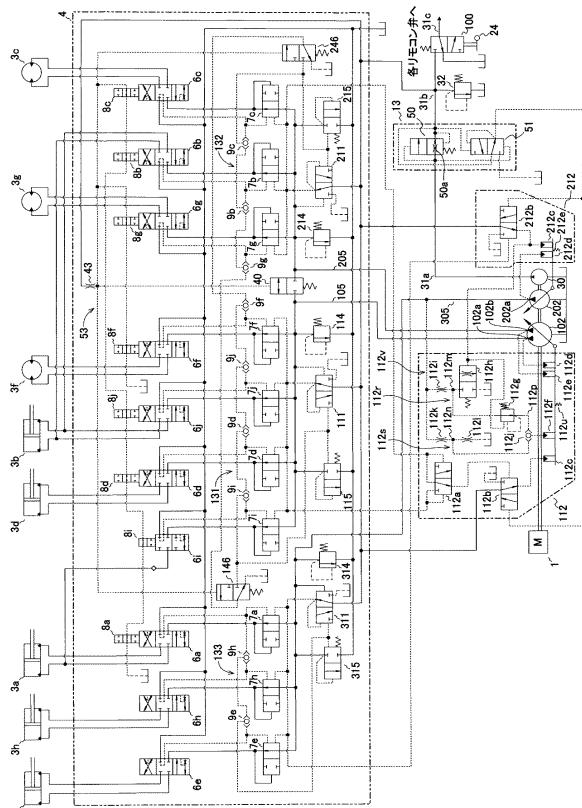
30

40

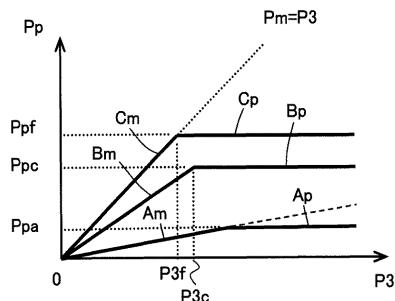
50

1 1 2 m	第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h との間の油路	
1 1 2 n	第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固定絞り 1 1 2 l との間の油路	
1 1 2 r	第 1 分圧回路	
1 1 2 s	第 2 分圧回路	
1 1 2 u	バネ（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	10
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）	
<u>2 1 2 e</u>	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	20
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	<u>第 1 切換弁</u>	30
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	

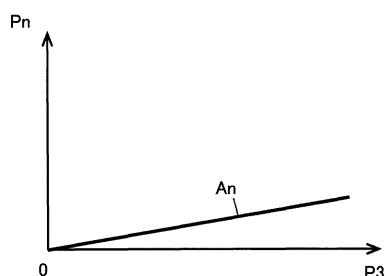
【図1】



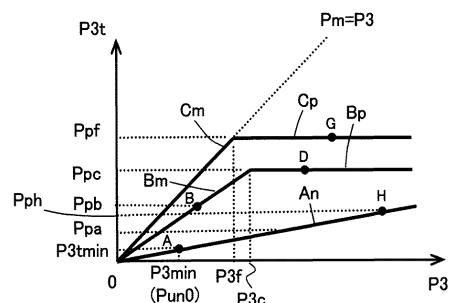
【図4 A】



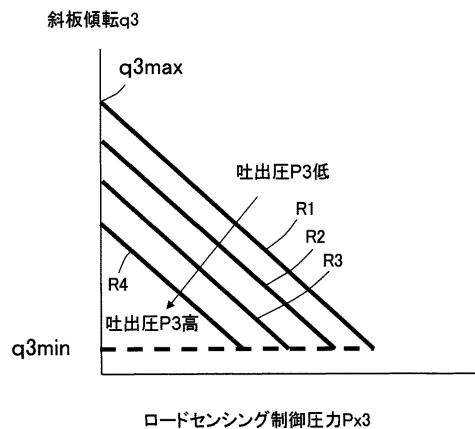
【図4 B】



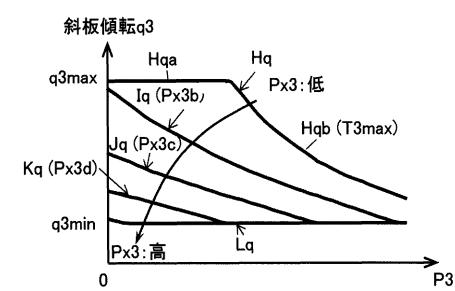
【図4 C】



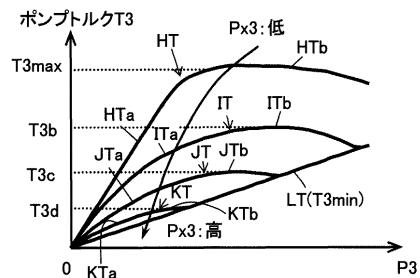
【図5】



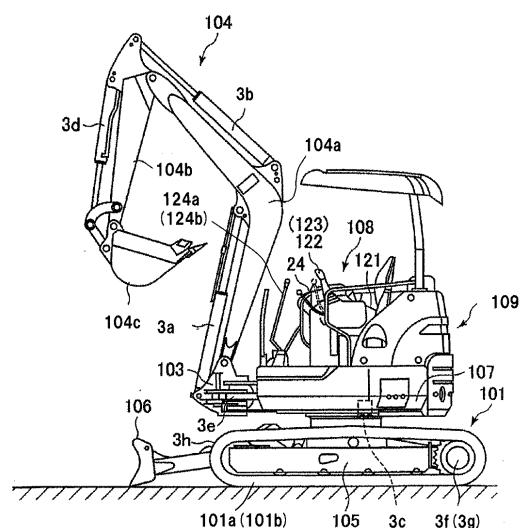
【図6 A】



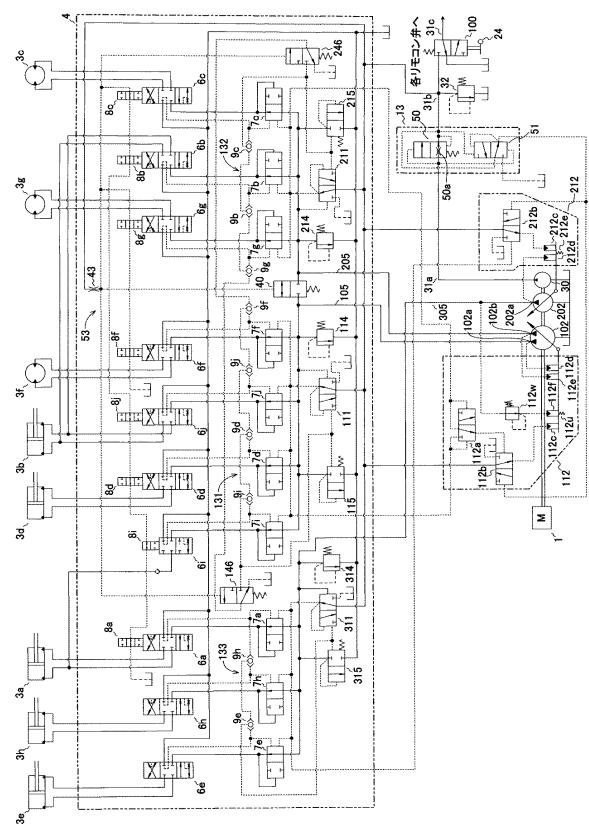
【図6 B】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 高橋 究 滋賀県甲賀市水口町 笹が丘 1 - 2 工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

(72)発明者 釣賀 靖貴 滋賀県甲賀市水口町 笹が丘 1 - 2 工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

(72)発明者 竹林 圭文 滋賀県甲賀市水口町 笹が丘 1 - 2 工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

(72)発明者 森 和繁 滋賀県甲賀市水口町 笹が丘 1 - 2 工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

(72)発明者 中村 夏樹 滋賀県甲賀市水口町 笹が丘 1 - 2 工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

(72)発明者 岡崎 康治 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

(72)発明者 延澤 博幸 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

(72)発明者 山田 健治 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

審査官 関 義彦

(56)参考文献 特開平 9 - 209415 (JP, A)
特開昭 59 - 194105 (JP, A)
特開2006 - 161509 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 15 B 11
E 02 F 9 / 22