

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6163138号
(P6163138)

(45) 発行日 平成29年7月12日 (2017.7.12)

(24) 登録日 平成29年6月23日 (2017.6.23)

(51) Int.Cl.

F I

F 1 5 B 11/02 (2006.01)

F 1 5 B 11/02 C

F 1 5 B 11/00 (2006.01)

F 1 5 B 11/00 M

F 1 5 B 11/05 (2006.01)

F 1 5 B 11/05 A

F 1 5 B 11/028 (2006.01)

F 1 5 B 11/028 B

E O 2 F 9/22 (2006.01)

E O 2 F 9/22 L

請求項の数 7 (全 27 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2014-128010 (P2014-128010)
 (22) 出願日 平成26年6月23日 (2014.6.23)
 (65) 公開番号 特開2016-8624 (P2016-8624A)
 (43) 公開日 平成28年1月18日 (2016.1.18)
 審査請求日 平成28年7月14日 (2016.7.14)

(73) 特許権者 398071668
 株式会社日立建機ティエラ
 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
 (74) 代理人 110001829
 特許業務法人開知国際特許事務所
 (72) 発明者 高橋 究
 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
 株式会社日立建機テ
 イエラ 滋賀工場内
 (72) 発明者 森 和繁
 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
 株式会社日立建機テ
 イエラ 滋賀工場内

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】

原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプと、
 この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が目標補償差圧に等しくなるよう前記複数の流量制御
 弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、

前記油圧ポンプの吐出圧が前記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
 くなるように前記油圧ポンプの容量をロードセンシング制御するロードセンシング制御部
 を有するポンプ制御装置と、

前記油圧ポンプの吐出圧の最大圧力を制限するメインリリーフ弁と、

前記複数のアクチュエータの最高負荷圧を検出し、検出した最高負荷圧を最高負荷圧ラ
 インに出力する最高負荷圧検出回路と、

前記最高負荷圧ラインに絞りを介して接続され、前記絞りの下流側に導かれた最高負荷
 圧の最大圧力を前記メインリリーフ弁のセット圧よりも低い圧力に制限する信号圧リリー
 フ弁とを備え、

前記油圧ポンプの吐出圧と前記絞りの下流側の最高負荷圧との差圧が前記ポンプ制御装
 置に導かれ、前記ポンプ制御装置は、前記差圧が前記ロードセンシング制御の目標差圧と
 等しくなるよう前記油圧ポンプの容量を制御するとともに、前記油圧ポンプの吐出圧と

10

20

前記絞りの下流側の最高負荷圧との差圧が前記目標補償差圧として前記複数の圧力補償弁に導かれる建設機械の油圧駆動装置において、

前記ポンプ制御装置は、前記油圧ポンプの吐出圧が高くなる時、前記油圧ポンプの吸収トルクが予め設定された制限トルクを超えないように前記油圧ポンプの容量を制御するトルク制御部を更に有し、

前記メインリリーフ弁は、前記複数のアクチュエータのうち特定のアクチュエータが操作されていないときは、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値にあり、前記特定のアクチュエータが操作されたときは、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第1の値から前記第1の値よりも大きい第2の値に増加するよう構成され、

前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第1の値から前記第2の値に増加したときに、前記ロードセンシング制御部のロードセンシング制御を停止し、前記油圧ポンプの容量を増加させ、前記トルク制御部の前記制限トルクの範囲内で前記油圧ポンプの容量が最大となるよう前記ポンプ制御装置の制御を切り換える切換弁を設けたことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

10

【請求項2】

請求項1に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記ロードセンシング制御部は、前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧により動作する制御弁と、前記制御弁により駆動圧力が制御され、前記油圧ポンプの容量を制御する容量制御アクチュエータとを有し、

前記切換弁は、前記特定のアクチュエータが操作されておらず、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第1の値にあるときは中立位置にあって、前記制御弁による前記容量制御アクチュエータの駆動圧力の制御を可能とし、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加したときは前記中立位置から切り換わって、前記制御弁による前記容量制御アクチュエータの駆動圧力の制御を不能とし、前記油圧ポンプの容量が増加するよう前記容量制御アクチュエータの駆動圧力を制御することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

20

【請求項3】

請求項2に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記容量制御アクチュエータは、前記駆動圧力が低下するときに前記油圧ポンプの容量を増加させるように構成され、

30

前記切換弁は、前記制御弁に前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧を導く油路に配置され、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加したとき、前記油路を遮断し、前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧に代えタンク圧を前記制御弁に導くことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項4】

請求項2に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記容量制御アクチュエータは、前記駆動圧力が低下するときに前記油圧ポンプの容量を増加させるように構成され、

前記切換弁は、前記制御弁に前記駆動圧力の元圧を導く油路に配置され、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加したとき、前記油路を遮断し、前記制御弁に一次圧としてタンク圧を導くことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

40

【請求項5】

請求項2に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記特定のアクチュエータの動作を指令する操作装置を更に備え、

前記メインリリーフ弁は、前記操作装置の操作量が所定の閾値を超えたときに前記セット圧が前記第1の値から前記第2の値に増加するよう構成され、

前記切換弁は、前記操作装置の操作量が前記所定の閾値を超え、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加したとき、前記所定の閾値と同じ操作量が、そ

50

れよりも小さい操作量で切り換わるように構成されていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 6】

請求項 1 に記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記信号圧リリーフ弁は、前記ロードセンシング制御の目標差圧が小さくなるにしたがって大きくなるように、前記信号圧リリーフ弁のセット圧が可変に構成されていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 7】

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

前記建設機械は油圧ショベルであり、

前記特定のアクチュエータは、前記油圧ショベルの走行モータであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、可変容量型の油圧ポンプを備えた油圧ショベル等建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を目標差圧に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御を行う建設機械の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を目標差圧に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御を行う油圧駆動装置が、油圧ショベルのような建設機械に用いられており、その一例が特許文献 1 に記載されている。

【0003】

特許文献 1 記載の油圧駆動装置においては、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、この絶対圧をフィードバックLS差圧としてポンプレギュレータのLS制御弁に導き、かつLS制御弁にエンジンの回転数に依存して可変となる絶対圧を目標LS差圧として導き、ロードセンシング制御を行うとともに、差圧減圧弁から出力される絶対圧（油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧との差圧）を複数の圧力補償弁に目標補償差圧として導き、それぞれの流量制御弁の前後差圧を制御している。

【0004】

このように油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧との差圧を複数の圧力補償弁に目標補償差圧として導きそれぞれの流量制御弁の前後差圧を制御することにより、2 つ以上のアクチュエータを同時操作した場合に、油圧ポンプの吐出流量が複数の流量制御弁の要求する流量に満たないサチュレーション状態になったとき、サチュレーションの程度に応じて油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧との差圧が低下し、これに伴って圧力補償弁の目標補償差圧も小さくなり流量制御弁の前後差圧が小さくなるので、油圧ポンプの吐出流量をそれぞれの流量制御弁が要求する流量の比に再分配でき、良好な複合操作性を確保できる。

【0005】

また、エンジンの回転数に依存して可変となる絶対圧を目標LS差圧としてLS制御弁に導いてロードセンシング制御を行うことにより、エンジン回転数を定格から下げた場合はそれに応じて目標LS差圧が小さくなるので、油圧ポンプからアクチュエータに供給される圧油の流量が減り、微操作性を向上できる。

【0006】

一方、油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧の差圧を目標補償差圧として複数の圧力補償弁に導く油圧駆動装置においては、2 つ以上のアクチュエータを同時操作した場合に、一方のアクチュエータがシリンダタイプであり、そのアクチュエータがストロークエンドに達

10

20

30

40

50

した際などに、油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧の差圧が0となるため、目標補償差圧も0となり、その結果、各圧力補償弁が全閉となり、他方のアクチュエータが停止してしまう。

【0007】

特許文献1においては、そのようなアクチュエータの停止を防止するため、最高負荷圧ラインに、目標LS差圧に応じてセット圧が可変となる信号圧可変リリーフ弁を配置し、ある特定のアクチュエータがストロークエンドに達し、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧まで上昇した場合に、信号圧可変リリーフ弁によって最高負荷圧の最大圧力をメインリリーフ弁のセット圧よりも低い圧力に制限している。これにより、特定のアクチュエータがストロークエンドに達した場合でも、油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧の差圧が0にならず、圧力補償弁は全閉しないため、他方のアクチュエータは停止せず、良好な複合操作性が保たれる。

10

【0008】

一方、ある特定のアクチュエータを操作した場合にのみ、メインリリーフ弁のセット圧を第1の値から第2の値に所定値だけ増加させ、油圧ポンプの最大吐出圧を増加させるようにした、いわゆる昇圧回路が知られており、その一例が特許文献2に記載されている。

【0009】

特許文献2においては、油圧ショベルのような走行式の掘削機械において、走行操作装置の操作パイロット圧をメインリリーフ弁に導き、走行操作装置の操作レバーを操作した場合にのみ、メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加するようにメインリリーフ弁を可変リリーフ弁として構成している。これにより走行操作時に走行モータの必要な出力トルクを確保し、走破性を向上させることができる。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0010】

【特許文献1】特許第3854027号公報

【特許文献2】実用新案登録2600928号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0011】

30

しかしながら、特許文献1に記載のように、最高負荷圧ラインに信号圧可変リリーフ弁を設けたロードセンシング制御システムの油圧駆動装置において、特許文献2に記載のように、走行操作時にメインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加するようにメインリリーフ弁を可変リリーフ弁として構成した場合には、次のような問題があることが分かった。

【0012】

すなわち、走行操作時に走行モータが障害物や登坂走行面の傾斜などの影響で回転が停止した場合、本来であれば、油圧ポンプの吐出圧はメインリリーフ弁のセット圧の第2の値まで上昇するはずであるが、最高負荷圧の最大圧力が信号圧可変リリーフ弁によって最高負荷圧の最大圧力がメインリリーフ弁のセット圧の第1の値よりも低い圧力に制限されてしまうため、ロードセンシング制御の働きで、油圧ポンプの吐出圧は信号圧可変リリーフ弁によって制限された、メインリリーフ弁のセット圧の第1の値よりも低い最高負荷圧にロードセンシング制御の目標差圧を加算した圧力までしか上昇できなくなる。その結果、走行モータの負荷圧はメインリリーフ弁のセット圧の第2の値まで上昇することができず、メインリリーフ弁のセット圧の増加による走行モータの出力トルク確保の効果が得られなくなる。

40

【0013】

本発明の目的は、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を目標差圧に維持するように油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御を行う建設機械の油圧駆動装置において、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、ア

50

クチュエータの１つがストロークエンドに達した場合など、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧まで上昇した場合でも、他方のアクチュエータが停止せず、かつメインリリーフ弁のセット圧を可変として、特定のアクチュエータの操作時にメインリリーフ弁のセット圧が増加するよう構成した場合に、特定のアクチュエータの負荷圧をメインリリーフ弁の増加したセット圧まで確実に上昇させ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】

【００１４】

(１)上記目的を達成するために、本発明は、原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この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が目標補償差圧に等しくなるよう前記複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記油圧ポンプの吐出圧が前記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に前記油圧ポンプの容量をロードセンシング制御するロードセンシング制御部を有するポンプ制御装置と、前記油圧ポンプの吐出圧の最大圧力を制限するメインリリーフ弁と、前記複数のアクチュエータの最高負荷圧を検出し、検出した最高負荷圧を最高負荷圧ラインに出力する最高負荷圧検出回路と、前記最高負荷圧ラインに絞りを介して接続され、前記絞りの下流側に導かれた最高負荷圧の最大圧力を前記メインリリーフ弁のセット圧よりも低い圧力に制限する信号圧リリーフ弁とを備え、前記油圧ポンプの吐出圧と前記絞りの下流側の最高負荷圧との差圧が前記ポンプ制御装置に導かれ、前記ポンプ制御装置は、前記差圧が前記ロードセンシング制御の目標差圧と等しくなるよう前記油圧ポンプの容量を制御するとともに、前記油圧ポンプの吐出圧と前記絞りの下流側の最高負荷圧との差圧が前記目標補償差圧として前記複数の圧力補償弁に導かれる建設機械の油圧駆動装置において、前記ポンプ制御装置は、前記油圧ポンプの吐出圧が高くなると、前記油圧ポンプの吸収トルクが予め設定された制限トルクを超えないように前記油圧ポンプの容量を制御するトルク制御部を更に有し、前記メインリリーフ弁は、前記複数のアクチュエータのうちの特定のアクチュエータが操作されていないときは、前記メインリリーフ弁のセット圧が第１の値にあり、前記特定のアクチュエータが操作されたときは、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第１の値から前記第１の値よりも大きい第２の値に増加するよう構成され、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第１の値から前記第２の値に増加したときに、前記ロードセンシング制御部のロードセンシング制御を停止し、前記油圧ポンプの容量を増加させ、前記トルク制御部の前記制限トルクの範囲内で前記油圧ポンプの容量が最大となるよう前記ポンプ制御装置の制御を切り換える切換弁を設けたものとする。

【００１５】

このようにメインリリーフ弁と信号圧リリーフ弁と切換弁を設けることにより、特定のアクチュエータ以外のアクチュエータの操作時は、信号圧リリーフ弁のセット圧がメインリリーフ弁のセット圧の第１の値よりも低い第３の値にあるため、特定のアクチュエータ以外のアクチュエータがストロークエンドに達し、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧の第１の値まで上昇した場合に、最高負荷圧はメインリリーフ弁のセット圧の第１の値よりも低い圧力に制限され、油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧の差圧が０にならず圧力補償弁は全閉しない。これにより特定のアクチュエータ以外のアクチュエータ（他のアクチュエータ）は停止せず、良好な複合操作性が保たれる。

【００１６】

また、特定のアクチュエータの操作時は、メインリリーフ弁のセット圧が第１の値から第２の値に増加するとともに、切換弁がポンプ制御装置の制御を切り換えて、ロードセンシング制御部のロードセンシング制御を停止し、制限トルクの範囲内で油圧ポンプの容量が最大となるため、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧の第２の値まで上昇し、特定のアクチュエータの負荷圧をメインリリーフ弁の増加したセット圧の第２の値

10

20

30

40

50

まで確実に上昇させ、必要な駆動力を確保することができる。

【 0 0 1 7 】

更に、その状態で他のアクチュエータを駆動する複合操作をし、他のアクチュエータがストロークエンドに達し、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧の第 2 の値まで上昇した場合には、特定のアクチュエータ以外のアクチュエータを操作した場合と同様、最高負荷圧はメインリリーフ弁のセット圧の第 1 の値よりも低い圧力に制限され、油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧の差圧が 0 にならず圧力補償弁は全閉しないため、この場合も特定のアクチュエータ以外のアクチュエータは停止せず、良好な複合操作性が得られる。

【 0 0 1 8 】

(2) 上記 (1) の油圧駆動装置において、好ましくは、前記ロードセンシング制御部は、前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧により動作する制御弁と、前記制御弁により駆動圧力が制御され、前記油圧ポンプの容量を制御する容量制御アクチュエータとを有し、前記切換弁は、前記特定のアクチュエータが操作されておらず、前記メインリリーフ弁のセット圧が前記第 1 の値にあるときは中立位置にあって、前記制御弁による前記容量制御アクチュエータの駆動圧力の制御を可能とし、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したときは前記中立位置から切り換わって、前記制御弁による前記容量制御アクチュエータの駆動圧力の制御を不能とし、前記油圧ポンプの容量が増加するよう前記容量制御アクチュエータの駆動圧力を制御する。

【 0 0 1 9 】

これにより切換弁は、特定のアクチュエータが操作され、メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したときは、ロードセンシング制御部のロードセンシング制御が停止し、トルク制御部の制限トルクの範囲内で油圧ポンプの容量が最大となるようポンプ制御装置の制御が切り換えられる。

【 0 0 2 0 】

(3) 上記 (2) の油圧駆動装置において、好ましくは、前記容量制御アクチュエータは、前記駆動圧力が低下するときに前記油圧ポンプの容量を増加させるように構成され、前記切換弁は、前記制御弁に前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧を導く油路に配置され、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したとき、前記油路を遮断し、前記油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧に代えタンク圧を前記制御弁に導く。

【 0 0 2 1 】

これにより切換弁は、特定のアクチュエータが操作され、メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したときは中立位置から切り換わり、トルク制御部の制限トルクの範囲内で油圧ポンプの容量が最大となるよう容量制御アクチュエータの駆動圧力が制御される。

【 0 0 2 2 】

(4) 上記 (2) の油圧駆動装置において、前記容量制御アクチュエータは、前記駆動圧力が低下するときに前記油圧ポンプの容量を増加させるように構成され、前記切換弁は、前記制御弁に前記駆動圧力の元圧を導く油路に配置され、前記特定のアクチュエータが操作され、前記メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したとき、前記油路を遮断し、前記制御弁に一次圧としてタンク圧を導くようにしてもよい。

【 0 0 2 3 】

これによっても切換弁は、特定のアクチュエータが操作され、メインリリーフ弁のセット圧が第 1 の値から第 2 の値に増加したときは中立位置から切り換わり、トルク制御部の制限トルクの範囲内で油圧ポンプの容量が最大となるよう容量制御アクチュエータの駆動圧力が制御される。

【 0 0 2 4 】

(5) 上記 (2) の油圧駆動装置において、また好ましくは、前記特定のアクチュエータ

10

20

30

40

50

の動作を指令する操作装置を更に備え、前記メインリリーフ弁は、前記操作装置の操作量が所定の閾値を超えたときに前記セット圧が前記第1の値から前記第2の値に増加するように構成され、前記切換弁は、前記操作装置の操作量が前記所定の閾値を超え、前記メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加するとき、前記所定の閾値と同じ操作量か、それよりも小さい操作量で切り換わるように構成されている。

【0025】

これにより切換弁は、メインリリーフ弁のセット圧が第1の値から第2の値に増加するときに確実に中立位置から切り換わり、トルク制御部の制限トルクの範囲内で油圧ポンプの容量が最大となるよう容量制御アクチュエータの駆動圧力が制御される。

【0026】

(6) 上記(1)の油圧駆動装置において、好ましくは、前記信号圧リリーフ弁は、前記ロードセンシング制御の目標差圧が小さくなるにしたがって大きくなるように、前記信号圧リリーフ弁のセット圧が可変に構成されている。

【0027】

これによりロードセンシング制御の目標差圧がいかなる値に変化したとしても、最高負荷圧の最大圧力はメインリリーフ弁のセット圧よりも低い圧力に制限され、かつ油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧との差圧はロードセンシング制御の目標差圧に応じて変化するので、ロードセンシング制御の目標差圧によらず、良好な複合操作性を得ることができる。

【0028】

(7) 上記(1)～(6)のいずれかの油圧駆動装置において、好ましくは、前記建設機械は油圧ショベルであり、前記特定のアクチュエータは、前記油圧ショベルの走行モータである。

【0029】

これにより走行操作時に走行モータの必要な出力トルクを確保し、走破性を向上させることができる。

【発明の効果】

【0030】

本発明によれば、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を目標差圧に維持するように油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御を行う建設機械の油圧駆動装置において、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、アクチュエータの1つがストロークエンドに達した場合など、油圧ポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧まで上昇した場合でも、他方のアクチュエータが停止せず、良好な複合操作性を得ることができる。また、メインリリーフ弁のセット圧を可変として、特定のアクチュエータの操作時にメインリリーフ弁のセット圧が増加するよう構成した場合に、特定のアクチュエータの負荷圧をメインリリーフ弁の増加したセット圧まで確実に上昇させ、必要な駆動力を確保することができる。

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】本発明の一実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【図2】走行操作信号圧力に対するメインリリーフ弁のセット圧の変化（上段）と、走行操作信号圧力に対する切換弁の2つの開口部のそれぞれの開口面積の変化（下段）を示す図である。

【図3】本発明の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4】比較例を示す図である。

【図5】左側の(a)は、図4に示す比較例において、走行以外の操作装置の操作レバーを入力し、メインポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧に達したときの吐出圧と信号圧可変リリーフ弁によって最大圧力が制限された最高負荷との関係を示す図であり、右側の(b)は、図4に示す比較例において、走行操作装置の操作レバーを入力しかつ走

10

20

30

40

50

行操作信号圧力が閾値以上であり、メインポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧に達したときの吐出圧と信号圧可変リリーフ弁によって最大圧力が制限された最高負荷圧との関係を示す図である。

【図 6】左側の (a) は、図 1 に示す実施の形態において、走行以外の操作装置の操作レバーを入力し、メインポンプの吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧に達したときの吐出圧と信号圧可変リリーフ弁によって最大圧力が制限された最高負荷圧との関係を示す図であり、右側の (b) は、図 1 に示す実施の形態において、走行操作装置の操作レバーを入力しかつ走行操作信号圧力が閾値以上であり、メインポンプ 2 の吐出圧がメインリリーフ弁のセット圧に達したときの吐出圧と信号圧可変リリーフ弁によって最大圧力が制限された最高負荷圧との関係を示す図である。

10

【図 7】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。

【発明を実施するための形態】

【0032】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

< 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。

【0033】

20

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、圧油供給路 5 に圧油を吐出する可変容量型のメインポンプ 2（油圧ポンプ）と、原動機 1 によって駆動され、圧油供給路 31a に圧油を吐出する固定容量型のパイロットポンプ 30 と、メインポンプ 2 によって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、圧油供給路 5 に接続され、メインポンプ 2 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、ロードセンシング制御とトルク制御によりメインポンプ 2 の吐出流量を制御するレギュレータ 12（ポンプ制御装置）とを備えている。

【0034】

30

コントロールバルブユニット 4 は、圧油供給路 5 に接続され、メインポンプ 2 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・流れ方向を制御する複数の流量制御弁 6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h と、複数の流量制御弁 6a ~ 6h の前後差圧が目標補償差圧に等しくなるよう複数の流量制御弁 6a ~ 6h の前後差圧をそれぞれ制御し、複数の流量制御弁 6a ~ 6h により制御される圧油の流量が複数の流量制御弁 6a ~ 6j のメータインの開口面積に比例するよう制御する複数の圧力補償弁 7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f, 7g, 7h と、圧油供給路 5 に接続され、圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） P_p の最大圧力を制限するメインリリーフ弁 14 と、圧油供給路 5 に接続され、圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） P_p がアクチュエータ 3a ~ 3h の最高負荷圧にアンロード差圧 P_{un0} を加算したセット圧（アンロード圧）よりも高くなると開状態になって圧油供給路 5 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 15 と、流量制御弁 6a ~ 6h の負荷ポートにトーナメント方式で接続され、アクチュエータ 3a ~ 3h の最高負荷圧 P_{lmax} を検出するシャトル弁 9a, 9b, 9c, 9d, 9e, 9f, 9g を有し、最終段のシャトル弁 9g の出力ポートに接続された最高負荷圧ライン 35 に検出した最高負荷圧 P_{lmax} を出力する最高負荷圧検出回路 9 と、最高負荷圧ライン 35 に絞り（固定絞り）17 を介して接続され、最高負荷圧ライン 35 の絞り 17 の下流側に導かれた最高負荷圧 P_{lmaxa} の最大圧力をメインリリーフ弁 14 のセット圧よりも低い圧力に制限する信号圧リリーフ弁 16 と、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p と最高負荷圧ライン 35 の絞り 17 の下流側の最高負荷圧 P_{lmaxa} との差圧を絶対圧 P_{ls} として出力する差圧減圧弁 11 とを備えている。

40

50

【 0 0 3 5 】

アクチュエータ 3 a は、例えば油圧ショベルのブーム 1 0 4 a (図 3) を駆動するブームシリンダであり、アクチュエータ 3 b は、例えば油圧ショベルのアーム 1 0 4 b (図 3) を駆動するアームシリンダであり、アクチュエータ 3 c は、例えば油圧ショベルの上部旋回体 1 0 9 (図 3) を駆動する旋回モータであり、アクチュエータ 3 d は、例えばバケット 1 0 4 c (図 3) を駆動するバケットシリンダ、アクチュエータ 3 e は、例えばスイングポスト 1 0 3 (図 3) を駆動するスイングシリンダであり、アクチュエータ 3 f は、例えば下部走行体の左側履帯 1 0 1 a (図 3) を駆動する左走行モータであり、アクチュエータ 3 g は、例えば油圧ショベルの下部走行体の右側履帯 1 0 1 b (図 3) を駆動する右走行モータであり、アクチュエータ 3 h は、例えばブレード 1 0 6 (図 3) を駆動するブレードシリンダである。

10

【 0 0 3 6 】

また、本実施の形態の油圧駆動装置は、上記の構成に加えて、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a に接続され、パイロットポンプ 3 0 の吐出流量を絶対圧PGRとして検出する原動機回転数検出弁 1 3 と、原動機回転数検出弁 1 3 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定のパイロット圧Ppiを生成するパイロットリリーフ弁 3 2 と、パイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、ゲートロックレバー 2 4 により下流側の圧油供給路 3 1 c を圧油供給路 3 1 b に接続するかタンクに接続するかを切り替えるゲートロック弁 1 0 0 と、ゲートロック弁 1 0 0 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 c に接続され、一定のパイロット圧Ppiに基づいて流量制御弁 6 a ~ 6 h を切り換え操作するための操作パイロット圧 a 1 , a 2 ; b 1 , b 2 ; c 1 , c 2 ; d 1 , d 2 ; e 1 , e 2 ; f 1 , f 2 ; g 1 , g 2 ; h 1 , h 2 を生成する 1 対のパイロットバルブ (減圧弁) をそれぞれ備えた複数のパイロットバルブユニット 6 0 a , 6 0 b , 6 0 c , 6 0 d , 6 0 e , 6 0 f , 6 0 g , 6 0 h と、パイロットバルブユニット 6 0 f , 6 0 g の 1 対のパイロットバルブの出力ラインにトーナメント方式で接続されたシャトル弁 7 0 a , 7 0 b , 7 0 c を備えた走行操作検出回路 (特定アクチュエータ操作検出回路) 7 0 と、差圧減圧弁 1 1 から出力された絶対圧Plsをレギュレータ 1 2 の L S 制御弁 1 2 b (後述) に導く信号圧力ライン 5 3 に配置された切換弁 8 0 とを備えている。

20

【 0 0 3 7 】

原動機回転数検出弁 1 3 は、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a とパイロット圧油供給路 3 1 b との間に接続された流量検出弁 5 0 と、その流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧PGRとして出力する差圧減圧弁 5 1 とを有している。

30

【 0 0 3 8 】

流量検出弁 5 0 は通過流量 (パイロットポンプ 3 0 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 5 0 a を有している。パイロットポンプ 3 0 の吐出油は流量検出弁 5 0 の可変絞り部 5 0 a を通過してパイロット油路 3 1 b 側へと流れる。このとき、流量検出弁 5 0 の可変絞り部 5 0 a 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 5 1 はその前後差圧を絶対圧PGRとして信号圧力ライン 5 2 に出力する。パイロットポンプ 3 0 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 5 0 a の前後差圧を検出することにより、パイロットポンプ 3 0 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。

40

【 0 0 3 9 】

パイロットバルブユニット 6 0 a , 6 0 b , 6 0 c , 6 0 d , 6 0 e , 6 0 f , 6 0 g , 6 0 h は、それぞれ、ブーム用の操作装置 1 2 3 a 、アーム用の操作装置 1 2 2 a 、旋回用の操作装置 1 2 2 b 、バケット用の操作装置 1 2 3 b 、スイング用の操作装置 1 2 5 、左走行用の操作装置 1 2 4 a 、右走行用の操作装置 1 2 4 b 、ブレード用の操作装置 1 2 6 に備えられ、オペレータが操作レバーを操作することにより動作し、対応する操作パイロット圧 a 1 , a 2 ; b 1 , b 2 ; c 1 , c 2 ; d 1 , d 2 ; e 1 , e 2 ; f 1 , f 2 ; g 1 , g 2 ; h 1 , h 2 を生成するようになっている。

【 0 0 4 0 】

50

シャトル弁 70 a, 70 b, 70 c が接続されるパイロットバルブユニット 60 f, 60 g は走行用であり、走行用の操作装置 124 a, 124 b が操作されたときに対応する操作パイロット圧（操作パイロット圧 f 1, f 2; g 1, g 2 のうちの最も高い圧力）が走行操作信号圧力 Ptpi としてシャトル弁 70 a, 70 b, 70 c によって検出され、最終段のシャトル弁 70 c の出力ポートに接続された信号圧力ライン 36, 36 a, 36 b に検出した走行操作信号圧力 Ptpi が出力される。

【0041】

原動機回転数検出弁 13 の差圧減圧弁 51 から出力された絶対圧 PGR は目標 LS 差圧としてレギュレータ 12 に導かれるとともに、アンロード弁 15 の閉方向作動側にセット圧 P_{un0} の一部として導かれる。差圧減圧弁 11 から出力された絶対圧 PIs は切換弁 80 を介してメインポンプ 2 のレギュレータ 12 にフィードバック LS 差圧として導かれるとともに、圧力補償弁 7 a ~ 7 h の開方向作動側に目標補償差圧として導かれる。また、原動機回転数検出弁 13 の差圧減圧弁 51 から出力された絶対圧 PGR は信号圧 リリーフ 弁 16 にセット圧 PA（後述する）の一部として導かれる。一方、走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 Ptpi はメインリリーフ 弁 14 にセット圧 PS（後述する）の一部として導かれるとともに、切換弁 80 にも切換駆動圧力として導かれる。

【0042】

レギュレータ 12 は、LS 制御弁 12 b と、LS 制御ピストン（容量制御アクチュエータ）12 c と、トルク制御（馬力制御）ピストン（容量制御アクチュエータ）12 d と、バネ 12 e とを有している。

【0043】

LS 制御弁 12 b は、LS 制御ピストン 12 c に一定のパイロット圧 Ppi を導く方向に作動する側の端部に受圧部 12 b 1 を有し、LS 制御ピストン 12 c の圧油をタンクに放出する方向に作動する側の端部に受圧部 12 b 2 を有している。受圧部 12 b 1 に差圧減圧弁 11 から出力され切換弁 80 を経由した絶対圧 PIs（フィードバック LS 差圧）が導かれ、受圧部 12 b 2 に原動機回転数検出弁 13 から出力された絶対圧 PGR（目標 LS 差圧）が導かれ、PIs > PGR のとき LS 制御弁 12 b は一定のパイロット圧 Ppi を LS 制御ピストン 12 c に導き、PIs < PGR のとき LS 制御弁 12 b は LS 制御ピストン 12 c の圧油をタンクに放出するよう動作する。LS 制御ピストン 12 c は、一定のパイロット圧 Ppi が導かれ、圧力が上昇するとメインポンプ 2 の傾転（容量）を減少させ、圧油がタンクに放出され、圧力が減少するとメインポンプ 2 の傾転（容量）を増加させるよう動作する。これにより差圧減圧弁 11 から出力された絶対圧 PIs（メインポンプ 2 の吐出圧 Pp と最高負荷圧ライン 35 の絞り 17 の下流側の最高負荷圧 PImaxa との差圧（フィードバック LS 差圧）が原動機回転数検出弁 13 から出力された絶対圧 PGR（目標 LS 差圧）に等しくなるよう制御され、その結果、メインポンプ 2 の吐出圧がアクチュエータ 3 a ~ 3 h の最高負荷圧 PImaxa より目標差圧 PGR だけ高くなるように制御される。このように LS 制御弁 12 b と LS 制御ピストン 12 c は、メインポンプ 2 の吐出圧がアクチュエータ 3 a ~ 3 h の最高負荷圧 PImaxa より目標差圧 PGR だけ高くなるようメインポンプ 2 の容量を制御するロードセンシング制御部を構成している。

【0044】

トルク制御ピストン 12 d は、メインポンプ 2 の吐出圧が導かれ、その吐出圧の上昇によってメインポンプ 2 の傾転（容量）を減少させることで、メインポンプ 2 の吸収トルクが所定トルクを超えないようにトルク制御を行う。バネ 12 e はそのトルク制御の制限トルクを設定する。これによりトルク制御ピストン 12 d とバネ 12 e は、メインポンプ 2 の吐出圧が高くなる時、メインポンプ 2 の吸収トルクが所定の制限トルクを超えないようにメインポンプ 2 の容量を制御するトルク制御部を構成している。

【0045】

圧力補償弁 7 a ~ 7 h は、開方向作動側に差圧減圧弁 11 から出力された絶対圧 PIs が導かれる受圧部 7 a 1, 7 b 1, 7 c 1, 7 d 1, 7 e 1, 7 f 1, 7 g 1, 7 h 1 を有し、絶対圧 PIs が目標補償差圧として設定される。圧力補償弁 7 a ~ 7 h は流量制御弁 6

10

20

30

40

50

a ~ 6 h の前後差圧が目標補償差圧に等しくなるように制御する。これにより複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、アクチュエータの負荷圧の大小に係わらず、流量制御弁の開口面積比に応じてメインポンプ 2 の吐出流量を分配し、良好な複合操作性を確保することができる。また、メインポンプ 2 の吐出流量が要求流量に満たないサチュレーション状態になった場合は、その供給不足の程度に応じて差圧減圧弁 11 が出力する絶対圧 PIs が低下し、圧力補償弁の目標補償差圧が低下するため、この場合も流量制御弁の開口面積比に応じてメインポンプ 2 吐出流量を分配し、良好な複合操作性を確保することができる。

【0046】

アンロード弁 15 は、閉方向作動側に原動機回転数検出弁 13 から出力された絶対圧 PGR (目標 LS 差圧) が導かれる受圧部 15 a を有し、かつ同じ閉方向作動側にバネ 15 b が配置されている。また、アンロード弁 15 は、開方向作動側に圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧) Pp が印加され、閉方向作動側に最高負荷圧検出回路 9 によって検出された最高負荷圧 PImax が印加される構成となっている。アンロード弁 15 のセット圧は、絶対圧 PGR (目標 LS 差圧) とバネ 15 b の付勢力と最高負荷圧 PImax とによって規定される。すなわち、アンロード弁 15 のセット圧は、絶対圧 PGR (目標 LS 差圧) とバネ 15 b の付勢力の圧力換算値と最高負荷圧 PImax とを加算した圧力として与えられ、メインポンプ 2 の吐出圧 Pp がアンロード弁 15 のセット圧より高くなるとアンロード弁 15 は開状態になって圧油供給路 5 の圧油をタンクに戻すよう動作し、これによりメインポンプ 2 の吐出圧 Pp が目標 LS 差圧 PGR にバネ 15 b の付勢力の圧力換算値を加算した圧力より高くないように制御される。バネ 15 b の付勢力の圧力換算値は通常目標 LS 差圧 PGR よりも小さい値である。

【0047】

メインリリーフ弁 14 は閉方向作動側にバネ 14 a と受圧部 14 b (第 1 受圧部) とを有し、受圧部 14 b は信号圧力ライン 36 a に接続され、走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 Ptpi が印加される。走行用の操作装置 124 a, 124 b のいずれも操作されておらず、走行操作信号圧力 Ptpi がタンク圧であるとき、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS はバネ 14 a で設定した第 1 の値 PS1 である。走行用の操作装置 124 a, 124 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 Ptpi が閾値 Ptr1 以上となったとき、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS はバネ 14 a と受圧部 14 b に印加される走行操作信号圧力 Ptpi とにより第 1 の値 PS1 から第 1 の値 PS1 よりも大きい第 2 の値 PS2 に増加する。このようにメインリリーフ弁 14 は、メインリリーフ弁 14 はセット圧 PS が受圧部 14 b に印加される走行操作信号圧力 Ptpi によって 2 値 PS1, PS2 に変化する可変リリーフ弁として構成されている。

【0048】

信号圧リリーフ弁 16 は、閉方向作動側にバネ 16 a を有しかつ開方向作動側に第 1 受圧部 16 b を有し、受圧部 16 b は信号圧力ライン 52 に接続され、信号圧リリーフ弁 16 は、セット圧 PA が受圧部 14 b に印加される原動機回転数検出弁 13 の出力圧 (絶対圧) PGR によって変化する可変リリーフ弁として構成されている。以下において、信号圧リリーフ弁 16 を信号圧可変リリーフ弁という。

【0049】

ここで、バネ 16 a は圧力値 PS1 + 相当のバネ常数を持つように構成されており、信号圧可変リリーフ弁 16 のセット圧 PA はバネ 16 a と受圧部 16 b に印加される受圧部 16 b に印加される絶対圧 PGR とにより下式になるように制御される。

【0050】

$$PA = PS1 + \quad - PGR$$

上式を変形すると、

$$PA = PS1 - (PGR - \quad)$$

なお、 \quad は 0 より大きく PGR 未満の LS 制御調整値である ($0 < \quad < PGR$)。

【0051】

10

20

30

40

50

すなわち、信号圧リリーフ弁 16 のセット圧 PA は、走行用の操作装置 124 a , 124 b のいずれも操作されておらず、走行操作信号圧力 P_{tpi} がタンク圧であるときのメインリリーフ弁 14 のセット圧 PS_1 よりも $PGR -$ だけ低い値となるよう制御され。 $PGR -$ は目標 LS 差圧（ロードセンシング制御の目標差圧） PGR よりも小さい値である。これにより信号圧リリーフ弁 16 は、絞り 17 の下流側に導かれた最高負荷圧の最大圧力 P_{Imaxa} を走行用の操作装置 124 a , 124 b のいずれも操作されていないときのメインリリーフ弁 14 のセット圧 PS_1 よりも低い圧力に制限する。

【0052】

切換弁 80 は、差圧減圧弁 11 から出力された絶対圧 P_{Is} を LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 に導く方向に作動する側の端部にバネ 80 a を有し、 LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 にタンク圧を導く方向に作動する側の端部に受圧部 80 b を有し、受圧部 80 b に走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 80 a と対向する向きに導かれている。受圧部 80 b に導かれた走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 80 a で設定した圧力よりも低いとき、切換弁 80 は図示の中立位置にあって、差圧減圧弁 11 から出力され絶対圧 P_{Is} を LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 に導き、走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 80 a で設定した圧力以上になると、切換弁 80 は図示の中立位置から切り換わって、 LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 にタンク圧を導く。これにより切換弁 80 は、走行用の操作装置 124 a , 124 b のいずれも操作されておらず、走行操作信号圧力 P_{tpi} がタンク圧であり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 PS_1 にあるときは、中立位置にあって、 LS 制御弁 12 b による LS 制御ピストン（容量制御アクチュエータ）12 c の駆動圧力の制御を可能とし、走行用の操作装置 124 a , 124 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr1} 以上となり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 PS_1 から第 2 の値 PS_2 に増加したときは、中立位置から切り換わって、 LS 制御弁 12 b による LS 制御ピストン（容量制御アクチュエータ）12 c の駆動圧力の制御を不能とし、メインポンプ 2 の容量が増加するよう LS 制御ピストン 12 c の駆動圧力を制御する。

【0053】

言い換えれば、切換弁 80 は、走行用の操作装置 124 a , 124 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr1} 以上となり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 PS_1 から第 2 の値 PS_2 に増加したときは、 LS 制御弁 12 b の制御（ロードセンシング制御）を停止し、メインポンプ 2 の容量を増加させ、トルク制御部の制限トルクの範囲内でメインポンプ 2 の容量が最大となるようレギュレータ 12（ポンプ制御装置）の制御を切り換える。

【0054】

ここで、バネ 80 a で設定される切換弁 80 の切換圧力は、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 PS_1 から第 2 の値 PS_2 に増加するときの走行操作信号圧力 P_{tpi} の閾値 P_{tr1} と同じかそれ以下に設定されている。これにより切換弁 80 は、メインリリーフ弁 14 のセット圧が第 1 の値 PS_1 から第 2 の値 PS_2 に増加するときに確実に中立位置から切り換わり、トルク制御部の制限トルクの範囲内でメインポンプ 2 の容量が最大となるよう LS 制御ピストン 12 c の駆動圧力を制御することができる。

【0055】

図 2 は、走行操作信号圧力 P_{tpi} に対するメインリリーフ弁 14 のセット圧の変化（上段）と、走行操作信号圧力 P_{tpi} に対する切換弁 80 の 2 つの開口部 $P-A$ 及び $A-T$ のそれぞれの開口面積 $AP-A$ 、 $AA-T$ の変化（下段）を示す図である。図中、上段、下段とも、横軸が走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 P_{tpi} であり、上段の縦軸はメインリリーフ弁 14 のセット圧 PS 、下段の縦軸は開口部 $P-A$ 及び $A-T$ の開口面積 $AP-A$ 、 $AA-T$ である。開口部 $P-A$ は、差圧減圧弁 11 から出力された絶対圧 P_{Is} を LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 に導くバルブ流路の開口部を意味し、開口部 $A-T$ は、 LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 をタンクに接続するバルブ流路の開口部を意味している。

【0056】

図 2 の上段において、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr1} よりも低いとき、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS はパネ 1 4 a で設定した第 1 の値 $PS1$ であり、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr1} 以上になると、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS はパネ 1 4 a と受圧部 1 4 b に印加される走行操作信号圧力 P_{tpi} とにより第 2 の値 $PS2$ に増加する。

【 0 0 5 7 】

また、図 2 の下段において、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr2} ($< P_{tr1}$) よりも低いとき、切換弁 8 0 の開口部 $P-A$ の開口面積 $AP-A$ は最大 $AP-A_{max}$ であり、開口部 $A-T$ の開口面積 $AA-T$ は 0 である。走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr3} ($< P_{tr1}$ でかつ $> P_{tr2}$) 以上になると、切換弁 8 0 の開口部 $P-A$ の開口面積 $AP-A$ は 0 となり、開口部 $A-T$ の開口面積 $AA-T$ は最大 $AA-T_{max}$ となる。ここで、 $P_{tr2} < P_{tr3} < P_{tr1}$ であり、 $P_{tr2} \sim P_{tr3}$ は、開口部 $P-A$ が最大からゼロに、開口部 $A-T$ が 0 から最大に切り換わるのに要する切換変化圧力である。

【 0 0 5 8 】

ここで、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b は走行モータ 3 f , 3 g の動作を指令する操作装置であり、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b が操作されたとき、走行用のパイロットバルブユニット 6 0 f , 6 0 g は走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の操作量に応じた操作パイロット圧 f_1 , f_2 ; g_1 , g_2 を生成し、そのうちの最も高い圧力が走行操作信号圧力 P_{tpi} として検出される。したがって、切換弁 8 0 は、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の操作量が所定の閾値を超え、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ に増加したとき、当該所定の閾値と同じ操作量か、それよりも小さい操作量で切り換わるように構成されているとすることができる。

【 0 0 5 9 】

図 3 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。

【 0 0 6 0 】

図 3 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 1 0 1 と、上部旋回体 1 0 9 と、スイング式のフロント作業機 1 0 4 を備え、フロント作業機 1 0 4 は、ブーム 1 0 4 a 、アーム 1 0 4 b 、バケット 1 0 4 c から構成されている。上部旋回体 1 0 9 は下部走行体 1 0 1 に対して旋回モータ 3 c によって旋回可能である。上部旋回体 1 0 9 の前部にはスイングポスト 1 0 3 が取り付けられ、このスイングポスト 1 0 3 にフロント作業機 1 0 4 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 1 0 3 はスイングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 1 0 9 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 1 0 4 のブーム 1 0 4 a 、アーム 1 0 4 b 、バケット 1 0 4 c はブームシリンダ 3 a , アームシリンダ 3 b , バケットシリンダ 3 d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 1 0 2 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h の伸縮により上下動作を行うブレード 1 0 6 が取り付けられている。下部走行体 1 0 1 は、走行モータ 3 f , 3 g の回転により左右の履帯 1 0 1 a , 1 0 1 b を駆動することによって走行を行う。

【 0 0 6 1 】

上部旋回体 1 0 9 にはキャノピータイプの運転室 1 0 8 が設置され、運転室 1 0 8 内には、運転席 1 2 1 、フロント / 旋回用の左右の操作装置 1 2 2 , 1 2 3 (図 3 では左側のみ図示) 、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b (図 4 では左側のみ図示) 、スイング用の操作装置 1 2 5 (図 1 参照) 及びブレード用の操作装置 1 2 6 (図 1 参照) 、ゲートロックレバー 2 4 等が設けられている。操作装置 1 2 2 , 1 2 3 の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作装置 1 2 2 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 は旋回用の操作装置 1 2 2 b (図 1) として機能し、同操作装置 1 2 2 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 はアーム用の操作装置 1 2 2 a (図 1) として機能し、右側の操作装置 1 2 3 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はブーム用の操作装置 1 2 3 a (図 1) として機能し、同操作装置 1 2 3 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はバケット用の操作装置 1 2 3 b (図 1) として機能する。

【 0 0 6 2 】

～ 比較例 ～

図 4 は、比較例を示す図である。この比較例は、図 1 に示した本実施の形態の油圧駆動装置において、切換弁 8 0 が配置されておらず、差圧減圧弁 1 1 から出力された絶対圧 P_s が信号圧力ライン 5 3 を介してダイレクトに L S 制御弁 1 2 b の受圧部 1 2 b 1 に導かれるようにしたものである。言い換えれば、特許文献 1 に記載のように、最高負荷圧ライン 3 5 に信号圧可変リリーフ弁 1 6 を設けたロードセンシング制御システムの油圧駆動装置において、特許文献 2 に記載のように、走行操作時にメインリリーフ弁 1 4 のセット圧が第 1 の値 PS_1 から第 2 の値 PS_2 に増加するようにメインリリーフ弁 1 4 を可変リリーフ弁として構成した場合のものである。

10

【 0 0 6 3 】

図 4 に示す比較例のそれ以外の構成は図 1 に示した本実施の形態の油圧駆動装置と同じである。

【 0 0 6 4 】

比較例においては、信号圧可変リリーフ弁 1 6 を設けたので、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b のいずれも操作されておらず、走行操作信号圧力 P_{tpi} がタンク圧であるときは、信号圧可変リリーフ弁 1 6 の働きで、差圧減圧弁 1 1 に導かれる最高負荷圧 P_{lmaxa} は信号圧可変リリーフ弁 1 6 のセット圧 $PS_1 - (PGR -)$ に制限されるため、ブームシリンダ 3 a などシリンダタイプのアクチュエータがストロークエンドに達した場合においても、差圧減圧弁 1 1 から出力される絶対圧 P_s が 0 になることがない。このため、その状態

20

【 0 0 6 5 】

しかし、比較例には次のような問題がある。

【 0 0 6 6 】

メインリリーフ弁 1 4 は、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上となったときにのみ、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧を PS_1 から PS_2 に増加させる。その目的は、走行時に走行モータ 3 f , 3 g の必要な出力トルクを確保し、走破性を向上するためである。

【 0 0 6 7 】

しかしながら、比較例 1 の構成では、走行操作時に走行モータ 3 f , 3 g が障害物や登坂走行面の傾斜などの影響で回転が停止した場合、ロードセンシング制御の働きで、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p はメインリリーフ弁 1 4 のセット圧の第 2 の値 PS_2 よりも低い、信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって制限された最高負荷圧 P_{lmaxa} にロードセンシング制御の目標差圧 PGR を加算した圧力までしか上昇できなくなる。その結果、走行モータ 3 f , 3 g の負荷圧はメインリリーフ弁 1 4 のセット圧の第 2 の値 PS_2 まで上昇せず、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧の増加による走行モータ 3 f , 3 g の出力トルク確保の効果が得られなくなる。

30

【 0 0 6 8 】

図 5 の左側 (a) は、図 4 に示す比較例において、走行以外の操作装置の操作レバーを入力し、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS_1 に達したときの吐出圧 P_p と信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最大圧力が制限された最高負荷圧 P_{lmaxa} との関係を示す図である。

40

【 0 0 6 9 】

走行モータ 3 f , 3 g 以外のアクチュエータ (例えばブームシリンダ 3 a) がストロークエンドに達した場合、図 5 の左側 (a) に示すように、アクチュエータの負荷圧が上昇し、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p はセット圧の第 1 の値 PS_1 まで上昇する。このとき、最高負荷圧ライン 3 5 の絞り 1 7 の下流側の最高負荷圧 P_{lmaxa} は信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって $PS_1 - (PGR -)$ に制限され、この最高負荷圧 P_{lmaxa} が差圧減圧弁 1 1 に導かれる。差圧減圧弁 1 1 から出力された絶対圧 P_s は目標補償差圧として圧力補償弁 7 a ~ 7 h

50

に導かれる。このとき、目標補償差圧 ($P_p - P_{lmaxa}$) は 0 より大きく PGR 未満の値に保たれるので、圧力補償弁 7 a ~ 7 h が全閉にならず、この状態で他のアクチュエータを複合動作させることができる。

【 0 0 7 0 】

また、信号圧可変リリーフ弁 1 6 の受圧部 1 6 b には原動機回転数検出弁 1 3 によって出力され目標 LS 差圧となる絶対圧 PGR が導かれる。このため、いかなる原動機回転数の場合でも信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最高負荷圧 P_{lmaxa} が $PS1 - (PGR -)$ に制限されるので、原動機 1 の回転数によらず、良好な複合操作性を得ることができる。

【 0 0 7 1 】

一方、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上となったときには、走行操作信号圧力 P_{tpi} によってメインリリーフ弁 1 4 のセット圧が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ へと増加する。

10

【 0 0 7 2 】

図 5 の右側 (b) は、図 4 に示す比較例において、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上となり、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 $PS2$ に達したときの吐出圧 P_p と信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最大圧力が制限された最高負荷圧 P_{lmaxa} との関係を示す図である。

【 0 0 7 3 】

走行モータ 3 f , 3 g が障害物や登坂走行面の傾斜などの影響で回転が停止した場合、図 5 の右側 (b) に示すように、走行操作レバーの入力に伴い走行モータ 3 f , 3 g の負荷圧が上昇し、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p が $PS2$ まで一旦上昇する。

20

【 0 0 7 4 】

しかし、一方において、前述のように、信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最高負荷圧 P_{lmaxa} は $PS1 - (PGR -)$ に制限されるので、差圧減圧弁 1 1 から出力される絶対圧 P_{ls} ($P_p - P_{lmaxa}$) は $PGR + (PS2 - PS1) -$ となる。 $PS2 - PS1 = P_{t1}$ であり、通常、 P_{t1} は目標 LS 差圧である PGR よりも大きな値に設定される。このため絶対圧 P_{ls} は目標 LS 差圧である PGR よりも大きくなってしまう。

【 0 0 7 5 】

メインポンプ 2 レギュレータ 1 2 に設けられた L S 制御弁 1 2 b の図 4 中左端に PGR が、図 4 中右端に P_{ls} がそれぞれ導かれているので、 $P_{ls} > PGR$ の場合には、L S 制御弁 1 2 b は図 4 中で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、パイロットリリーフ弁 3 2 によって一定の値に保たれたパイロット一次圧が L S 制御弁 1 2 b を介して L S 制御ピストン 1 2 c に導かれ、L S 制御ピストン 1 2 c によってメインポンプ 2 の傾転を小さくする。メインポンプ 2 の傾転減少は、 P_{ls} が PGR に等しくなるまで継続する。その結果、図 5 B に示すように、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p は $PS1 +$ まで低下し維持される。

30

【 0 0 7 6 】

つまり、走行モータ 3 f , 3 g の負荷圧が走行操作時のメインリリーフ弁 1 4 のセット圧である $PS2$ まで上がらないということになり、メインリリーフ弁 1 4 を可変にしているにも係わらず、必要な走行モータ 3 f , 3 g の出力トルクが得られないという問題が発生する。

40

【 0 0 7 7 】

～ 動作 ~

次に、図 1 に示した本実施の形態の動作を説明する。

【 0 0 7 8 】

まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油は、圧油供給路 3 1 a に供給される。圧油供給路 3 1 a には原動機回転数検出弁 1 3 が接続されており、原動機回転数検出弁 1 3 は流量検出弁 5 0 と差圧減圧弁 5 1 によりパイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じた流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧 PGR (目標 LS 差圧) として出力する。原動機回転数検出弁 1 3 の下流にはパイロットリリーフ弁 3 2 が

50

接続されており、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定の圧力（パイロット一次圧） P_{pi} を生成している。

【 0 0 7 9 】

（ a ）全ての操作装置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の場合、メインリリーフ弁 1 4 の受圧部 1 4 b 及び切換弁 8 0 の受圧部 8 0 b には、走行操作検出回路 7 0 のシャトル弁 7 0 a , 7 0 b , 7 0 c 及び信号圧力ライン 3 6 を介してタンク圧が導かれる。このとき、図 6 に示したようにメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS はバネで設定された第 1 の値 $PS1$ であり、切換弁 8 0 は図示の中立位置にあり、開口部 P-A の開口面積 $AP-A$ は最大 $AP-A_{max}$ で、開口部 A-T の開口面積 $AA-T$ は 0 である。

10

【 0 0 8 0 】

また、全ての操作装置の操作レバーが中立であるので、全ての流量制御弁 6 a ~ 6 h が中立位置となる。全ての流量制御弁 6 a ~ 6 h が中立位置なので、最高負荷圧検出回路 9 は、最高負荷圧 PI_{max} としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 PI_{max} はアンロード弁 1 5 に導かれる。

【 0 0 8 1 】

アンロード弁 1 5 に最高負荷圧 PI_{max} としてタンク圧が導かれるので、タンク圧が 0 であると仮定すると、アンロード弁 1 5 のセット圧は、受圧部 1 5 a に印加される原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 PGR （目標 LS 差圧）とバネ 1 5 b の付勢力の圧力換算値とを加算した値であり、圧油供給路 5 の圧力 P_p は、そのセット圧により、目標 LS 差圧 PGR にバネ 1 5 b の付勢力の圧力換算値を加算した圧力に保たれる（ $P_p > PGR$ ）。

20

【 0 0 8 2 】

また、最高負荷圧 PI_{max} は絞り 1 7 を介して絞り 1 7 の下流側に導かれ、絞り 1 7 の下流側の最高負荷圧 PI_{maxa} が差圧減圧弁 1 1 と信号圧可変リリーフ弁 1 6 に導かれる。前述のように、このときの信号圧可変リリーフ弁 1 6 のセット圧は $PS1 - (PGR - \quad)$ であり、タンク圧に保たれている PI_{max} よりも遥かに高いので、 PI_{max} は信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって制限されずに、 $PI_{maxa} = PI_{max}$ となる。

【 0 0 8 3 】

差圧減圧弁 1 1 は圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） P_p と最高負荷圧 PI_{maxa} （ $= PI_{max}$ ）との差圧（ $P_p - PI_{maxa}$ ）を絶対圧 PI_s として出力する

30

全ての操作装置の操作レバーが中立の場合には、前述のように PI_{maxa} （ $= PI_{max}$ ）はタンク圧であるため、タンク圧が 0 であると仮定すると、 $PI_s = P_p - PI_{maxa} = P_p > PGR$ の関係が成り立っている。

【 0 0 8 4 】

前述したように切換弁 8 0 は図示の中立位置にあるので、差圧減圧弁 1 1 から出力された絶対圧 PI_s はフィードバック LS 差圧としてレギュレータ 1 2 の LS 制御弁 1 2 b に導かれる。 LS 制御弁 1 2 b は、 PI_s と PGR を比較し、 $PI_s > PGR$ であるので、 LS 制御弁 1 2 b は図 1 で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、パイロットリリーフ弁 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pi} を LS 制御ピストン 1 2 c に導く。 LS 制御ピストン 1 2 c に一定のパイロット一次圧 P_{pi} が導かれるので、メインポンプ 2 の容量（流量）は最小に保たれる。

40

【 0 0 8 5 】

（ b ）走行以外の操作装置の操作レバーを入力した場合

走行以外の操作装置の操作レバーを入力した場合、メインリリーフ弁 1 4 の受圧部 1 4 b 及び信号圧可変リリーフ弁 1 6 の受圧部 1 6 c には、（ a ）の場合と同様に、走行操作検出回路 7 0 のシャトル弁 7 0 a , 7 0 b , 7 0 c 及び信号圧力ライン 3 6 を介してタンク圧が導かれる。このとき、図 2 に示したように、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧はバネ 1 4 a で設定された第 1 の値 $PS1$ であり、切換弁 8 0 は図示の中立位置にあり、開口部 P-A の開口面積 $AP-A$ は最大 $AP-A_{max}$ で、開口部 A-T の開口面積 $AA-T$ は 0 となる。

【 0 0 8 6 】

50

走行以外の操作装置の操作レバー、例えばブーム操作レバーを入力した場合を考える。

【0087】

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、ブーム用のパイロットバルブユニット60aによってブーム上げの操作パイロット圧a1が出力され、流量制御弁6aが図1で右方向に切り換わる。流量制御弁6aが中立位置から切り換わると、ブームシリンダ3aに圧油が供給されるとともに、ブームシリンダ3aの負荷圧が流量制御弁6aの負荷ポートを介してシャトル弁9a, 9b, 9c, 9d, 9e, 9f, 9gを含む最高負荷圧検出回路9によって最高負荷圧 P_{lmax} として検出され、この最高負荷圧 P_{lmax} がアンロード弁15に導かれるとともに、絞り17の下流側に導かれ、絞り17の下流側において最高負荷圧 P_{lmaxa} が差圧減圧弁11に導かれる。

10

【0088】

最高負荷圧 P_{lmax} がアンロード弁15に導かれることによって、アンロード弁15のセット圧は、受圧部15aに印加される原動機回転数検出弁13の出力圧PGR(目標LS差圧)とバネ15bの付勢力の圧力換算値と最高負荷圧 P_{lmax} (ブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧)を加算した圧力($PGR + \text{バネ15bの付勢力の圧力換算値} + P_{lmax}$)に上昇し、圧油供給路5の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。

【0089】

一方、信号圧可変リリーフ弁16のセット圧は前述のように $PS1 - (PGR - \quad)$ であり、絞り17の下流側における最高負荷圧 P_{lmaxa} の最大圧力は $PS1 - (PGR - \quad)$ に制限される。

20

【0090】

差圧減圧弁11は、圧油供給路5の圧力(メインポンプ2の吐出圧) P_p と最高負荷圧 P_{lmaxa} との差圧($P_p - P_{lmaxa}$)を絶対圧 P_{ls} として出力する。

【0091】

前述したように切換弁80は図示の中立位置にあるので、差圧減圧弁11から出力された絶対圧 P_{ls} はフィードバックLS差圧としてレギュレータ12のLS制御弁12bに導かれる。LS制御弁12bは、 P_{ls} とPGRを比較する。

【0092】

ブーム上げの操作レバーを入力した直後は、メインポンプ2の吐出圧 P_p はブームシリンダ3aの負荷圧に比べて低いため($P_p < P_{lmax}$)、差圧減圧弁11から出力される絶対圧 P_{ls} は $P_{ls} = P_p - P_{lmaxa} < PGR$ となる。

30

【0093】

レギュレータ12のLS制御弁12bは、 $P_{ls} < PGR$ であるため、図1で右方向に押されて左側の位置に切り換わり、LS制御ピストン12cの圧油をタンクに放出し、メインポンプ2の傾転(容量)を増加させる。メインポンプ2の傾転増加は、 $P_{ls} = PGR$ 、すなわち $P_p = P_{lmaxa} + PGR$ になるまで継続する。

【0094】

メインポンプ2から圧油供給路5に吐出された圧油は、圧力補償弁7a、流量制御弁6aを介してブームシリンダ3aのボトム側に供給され、ブームシリンダ3aを伸長させる。ブームシリンダ3aが伸長しストロークエンドに達すると、ブームシリンダ3aの負荷圧及び圧油供給路5の圧力(メインポンプ2の吐出圧) P_p は、メインリリーフ弁14のセット圧 $PS1$ まで上昇する。

40

【0095】

図6の左側(a)は、走行以外の操作装置の操作レバーを入力し、メインポンプ2の吐出圧 P_p がメインリリーフ弁14のセット圧 $PS1$ に達したときの吐出圧 P_p と信号圧可変リリーフ弁16によって最大圧力が制限された最高負荷圧 P_{lmaxa} との関係を示す図である。

【0096】

図6の左側(a)に示すように、メインリリーフ弁14のセット圧が $PS1$ であるため、圧油供給路5の圧力(メインポンプ2の吐出圧) P_p は $PS1$ まで上昇する。

【0097】

50

一方、信号圧可変リリーフ弁 16 によって、最高負荷圧 PI_{maxa} はそのセット圧 $PS1 - (PGR -)$ に制限される。その結果、差圧減圧弁 11 から出力される絶対圧 PIs は、

$$PIs = Pp - PI_{maxa} = PS1 - (PS1 - (PGR -)) = PGR -$$

となる。ここで、 は前述のように 0 より大きく PGR 未満の値であるので、

$$0 < IIs < PGR$$

となる。

【0098】

これによりブームシリンダ 3 a がストロークエンドに達してその負荷圧がメインリリーフ弁 14 のセット圧 $PS1$ に達した場合においても、フィードバック LS 差圧 PIs が 0 になることがないため、圧力補償弁 7 a ~ 7 h が全閉にならず、その状態で他のアクチュエータを複合操作している場合でも、他のアクチュエータの動作が停止することがない。

10

【0099】

また、信号圧可変リリーフ弁 16 の受圧部 16 b には原動機回転数検出弁 13 によって出力され目標 LS 差圧となる絶対圧 PGR が導かれ、目標 LS 差圧 PGR が小さくなるにしたがって信号圧可変リリーフ弁 16 のセット圧 PA が大きくなり差圧減圧弁 11 から出力される絶対圧 $PIs (Pp - PI_{maxa})$ が小さくなる。このため、原動機回転数の変化で目標 LS 差圧 PGR がいかなる値に変化したとしても、信号圧可変リリーフ弁 16 によって最高負荷圧 PI_{maxa} の最大圧力が $PS1 - (PGR -)$ に制限され、メインポンプ 2 の吐出圧 Pp と絞り 17 の下流側における最高負荷圧 PI_{maxa} との差圧 PIs は目標 LS 差圧 PGR に応じて変化するので、原動機 1 の回転数によらず、良好な複合操作性を得ることができる。

20

【0100】

(c) 走行操作装置の操作レバーを入力した場合

走行用の操作装置 124 a, 124 b のいずれか或いは両方の操作レバーを入力した場合、走行操作検出回路 70 のシャトル弁 70 a, 70 b, 70 c によって高圧選択され、メインリリーフ弁 14 の受圧部 14 b と信号圧可変リリーフ弁 16 の受圧部 16 c に導かれた走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上になると、図 2 に示したように、メインリリーフ弁 14 のセット圧は、バネ 14 a で設定した第 1 の値 $PS1$ に走行操作信号圧力 P_{tpi} に基づく値を加算した第 2 の値 $PS2$ に増加する。また、切換弁 80 は図示の中立位置から左側の位置に切り換わり、開口部 $P-A$ の開口面積 $AP-A$ は 0 で、開口部 $A-T$ の開口面積 $AA-T$ は最大 $AA-T_{max}$ となる。

30

【0101】

このように切換弁 80 が図示の中立位置から左側の位置に切り換わると、 LS 制御弁 12 b の受圧部 12 b 1 の圧油がタンクに放出されるので、 LS 制御弁 12 b は受圧部 12 b 2 に印加される PGR により図示左側の位置に切り換わり、 LS 制御ピストン 12 c の圧油がタンクに放出され、メインポンプ 2 は傾転を増加させる。

【0102】

つまり、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{t1r} 以上になり、切換弁 80 が図示の中立位置から切り換わると、メインポンプ 2 の吐出圧 Pp と最高負荷圧 PI_{maxa} との差圧である絶対圧 PIs 如何に係わらずレギュレータ 12 のロードセンシング制御部はロードセンシング制御を停止し、メインポンプ 2 の容量を増加させる制御を行うよう制御を切り換える。これによりメインポンプ 2 は、レギュレータ 12 のトルク制御部により、制限トルクの範囲内で最大容量となるよう制御され、制限トルクに対応した最大馬力の範囲内で最大流量を吐出するようになる。

40

【0103】

ここで、走行用操作装置 124 a の左走行パイロットバルブユニット 60 f の図中左側のパイロットバルブ (減圧弁) が操作された場合を考える。パイロットバルブの操作パイロット圧 $f1$ が、流量制御弁 6 f の図 1 で左側に導かれるので、流量制御弁 6 f が右方向に押されて左側の位置に切り換わる。これにより走行モータ 3 f の図 1 で左側のポートに圧油が供給されるとともに、左走行モータ 3 f の負荷圧が流量制御弁 6 f の負荷ポート、シャトル弁 9 e, 9 f, 9 g を経由して最高負荷圧 PI_{max} として検出され、この最高負荷

50

圧 PI_{max} がアンロード弁 15 に導かれるとともに、絞り 17 を介して絞り 17 の下流側に導かれ、最高負荷圧 PI_{maxa} として差圧減圧弁 11 と信号圧可変リリーフ弁 16 に導かれる。

【0104】

最高負荷圧 PI_{max} がアンロード弁 15 に導かれることによって、アンロード弁 15 のセット圧は、受圧部 15a に印加される原動機回転数検出弁 13 の出力圧 PGR （目標 LS 差圧）とバネ 15b の付勢力の圧力換算値と最高負荷圧 PI_{max} （左走行モータ 3f の負荷圧）を加算した圧力（ $PGR + \text{バネ 15b の付勢力の圧力換算値} + PI_{max}$ ）に上昇し、圧油供給路 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。

【0105】

一方、信号圧可変リリーフ弁 16 のセット圧は前述のように $PS1 - (PGR -)$ であり、絞り 17 の下流側における最高負荷圧 PI_{maxa} の最大圧力が $PS1 - (PGR -)$ に制限される。

【0106】

差圧減圧弁 11 は、圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） Pp と絞り 17 の下流側における最高負荷圧 PI_{maxa} との差圧（ $Pp - PI_{maxa}$ ）を絶対圧 Pls として出力し、この絶対圧 Pls はフィードバック LS 差圧として、切換弁 80 が配置されレギュレータ 12 の LS 制御弁 12b に接続された信号圧力ライン 53 に導かれる。

【0107】

ここで、前述したように、切換弁 80 は図示の中立位置から左側の位置に切り換えられており、レギュレータ 12 はロードセンシング制御を停止し、メインポンプ 2 はトルク制御部に設定された制限トルクの範囲内で最大となるよう容量が制御され、最大流量を吐出する。

【0108】

メインポンプ 2 から圧油供給路 5 に吐出された圧油は、圧力補償弁 7f、流量制御弁 6f を介して左走行モータ 3f に供給され、左走行モータ 3f を回転させるとともに、余剰になった圧油は、アンロード弁 15 によりタンクに放出される。

【0109】

ここで、左走行モータ 3f の負荷圧が障害物や登坂走行面の傾斜などにより増加し、回転が停止すると、左走行モータ 3f の負荷圧及び圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） Pp が上昇し、走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr1} 以上である場合には、図 2 に示したようにメインリリーフ弁 14 のセット圧が $PS2$ となるため、圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） Pp は $PS2$ まで上昇する。

【0110】

図 6 の右側（b）は、走行操作装置の操作レバーを入力しかつ走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上であり、メインポンプ 2 の吐出圧 Pp がメインリリーフ弁 14 のセット圧 $PS2$ に達したときの吐出圧 Pp と信号圧可変リリーフ弁 16 によって最大圧力が制限された最高負荷圧 PI_{maxa} との関係を示す図である。

【0111】

図 6 の右側（b）に示すように、メインリリーフ弁 14 のセット圧が $PS2$ であるため、圧油供給路 5 の圧力（メインポンプ 2 の吐出圧） Pp は $PS2$ まで上昇する。

一方、絞り 17 の下流側における最高負荷圧 PI_{maxa} は、信号圧可変リリーフ弁 16 のセット圧が $PS1 - (PGR -)$ であるため、そのセット圧 $PS1 - (PGR -)$ に制限される。その結果、差圧減圧弁 11 から出力される絶対圧 Pls は、

$$Pls = Pp - PI_{maxa} = PS2 - (PS1 - (PGR -)) = PGR + (PS2 - PS1) -$$

となる。ここで、 $PS2 - PS1$ が PGR 以上の値（例えば PGR が 1 . 2 MPa である場合に $PS2 - PS1$ を 1 . 5 MPa）となるように $PS2$ を設定すれば、は前述のように 0 より大きく PGR 未満の値であるので、

$$0 < Pls < PGR$$

となる。

10

20

30

40

50

【 0 1 1 2 】

つまり、左走行モータ 3 f の負荷圧がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS2 に達しようとした場合に、ロードセンシング制御を停止し、メインポンプ 2 がトルク制御の制限トルクの範囲内で最大流量を吐出するので、メインポンプ 2 の吐出圧（左走行モータ 3 f の負荷圧）はメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS2 まで上昇し、比較例のようにメインポンプ 2 のロードセンシング制御が原因で左走行モータ 3 f の負荷圧が PS2 に達しないようなことはない。

【 0 1 1 3 】

更に、左走行モータ 3 f の負荷圧がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS2 に達した場合に、差圧減圧弁 1 1 から目標補償差圧として出力される絶対圧 PIs が 0 にならないので、その状態で他のアクチュエータを複合操作している場合でも、その他のアクチュエータが動作を停止することがない。

10

【 0 1 1 4 】

また、上記（b）の走行以外の操作装置の操作レバーを入力した場合と同様、信号圧可変リリーフ弁 1 6 の受圧部 1 6 b には原動機回転数検出弁 1 3 によって出力され目標 LS 差圧となる絶対圧 PGR が導かれているため、原動機回転数の変化で目標 LS 差圧 PGR がいかなる値に変化したとしても、信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最高負荷圧 PImaxa の最大圧力が目標 LS 差圧 PGR に応じて制限されるので、原動機 1 の回転数によらず、良好な複合操作性を得ることができる。

20

【 0 1 1 5 】

～ 効果 ～

以上のように本実施の形態においては、切換弁 8 0 を設け、走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 Ptpi が閾値 Ptr 以上となってメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS が第 1 の値 PS1 から第 2 の値 PS2 に増加したときに、メインポンプ 2 の吐出圧 Pp と最高負荷圧 PImaxa との差圧である絶対圧 PIs 如何に係わらずレギュレータ 1 2（ポンプ制御装置）のロードセンシング制御部がロードセンシング制御を停止し、メインポンプ 2 の容量を増加させる制御を行うように制御を切り換え、レギュレータ 1 2 のトルク制御部が制限トルクの範囲内で最大となるようメインポンプ 2 の容量を制御することを可能としたため、左走行モータ 3 f の負荷圧がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧 PS2 に達しようとした場合に、図 6 B に示すようにロードセンシング制御でメインポンプの吐出圧 Pp を PS2 まで上昇させることができ、走行時に走行モータ 3 f , 3 g の必要な出力トルクを確保し、走破性を向上させることができる。

30

【 0 1 1 6 】

また、左走行モータ 3 f の負荷圧がメインリリーフ弁 1 4 のセット圧の第 2 の値 PS2 に達した場合においても、差圧減圧弁 1 1 から目標補償差圧として出力される絶対圧 PIs が 0 にならないので、その状態で他のアクチュエータを複合操作している場合でも、その他のアクチュエータが動作を停止することがなく、良好な複合操作性が保たれる。

【 0 1 1 7 】

更に、信号圧可変リリーフ弁 1 6 の受圧部 1 6 b には原動機回転数検出弁 1 3 によって出力され目標 LS 差圧となる絶対圧 PGR が導かれているため、原動機回転数の変化で目標 LS 差圧 PGR がいかなる値に変化したとしても、信号圧可変リリーフ弁 1 6 によって最高負荷圧 PImaxa の最大圧力が PS1 - (PGR -) に制限されるので、原動機 1 の回転数によらず、良好な複合操作性を得ることができる。

40

< 第 2 の実施の形態 >

～ 構成 ～

図 7 は、本発明の第 2 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。

【 0 1 1 8 】

図 7 において、本実施の形態の油圧駆動装置は、差圧減圧弁 1 1 から出力された絶対圧 PIs をレギュレータ 1 2 の L S 制御弁 1 2 b に導く信号圧力ライン 5 3 に配置された切換

50

弁 80 に代えて、LS 制御弁 12b の元圧（一次圧）であるパイロットリリーフ弁 32 によって生成された一定のパイロット圧 P_{pi} を LS 制御弁 12b に導くパイロット油路 32d に配置された切換弁 81 を備えている。走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 P_{tpi} はメインリリーフ弁 14 にセット圧 PS の一部として導かれるとともに、切換弁 81 にも切換駆動圧力として導かれる。

【0119】

切換弁 81 は、パイロットリリーフ弁 32 によって生成された一定のパイロット圧 P_{pi} を LS 制御弁 12b の P ポート（パイロット一次圧ポート）に導く方向に作動する側の端部にバネ 81a を有し、LS 制御弁 12b の P ポートをタンクに接続する方向に作動する側の端部に受圧部 81b を有し、受圧部 81b に走行操作検出回路 70 によって検出された走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 81a と対向する向きに導かれている。受圧部 81b に導かれた走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 81a で設定した圧力よりも低いとき、切換弁 81 は図示の中立位置にあって、一定のパイロット圧 P_{pi} を LS 制御弁 12b の P ポートに導き、走行操作信号圧力 P_{tpi} がバネ 81a で設定した圧力以上になると、切換弁 81 は図示の中立位置から切り換わって、LS 制御弁 12b の P ポートにタンク圧を導く。これにより切換弁 81 は、走行用の操作装置 124a, 124b のいずれも操作されておらず、走行操作信号圧力 P_{tpi} がタンク圧であり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 $PS1$ にあるときは、中立位置にあって、LS 制御弁 12b による LS 制御ピストン（容量制御アクチュエータ）12c の駆動圧力の制御を可能とし、走行用の操作装置 124a, 124b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 $Ptr1$ 以上となり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ に増加したときは、中立位置から切り換わって、LS 制御弁 12b による LS 制御ピストン（容量制御アクチュエータ）12c の駆動圧力の制御を不能とし、メインポンプ 2 の容量が増加するよう LS 制御ピストン 12c の駆動圧力を制御する。

【0120】

言い換えれば、切換弁 81 は、第 1 の実施の形態の切換弁 80 と同様、走行用の操作装置 124a, 124b の少なくとも 1 つが操作され、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 $Ptr1$ 以上となり、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ に増加したときは、LS 制御弁 12b の制御（ロードセンシング制御）を停止し、メインポンプ 2 の容量を増加させ、トルク制御部の制限トルクの範囲内でメインポンプ 2 の容量が最大となるようレギュレータ 12（ポンプ制御装置）の制御を切り換える。

【0121】

ここで、バネ 81a で設定される切換弁 81 の切換圧力は、メインリリーフ弁 14 のセット圧 PS が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ に増加するときの走行操作信号圧力 P_{tpi} の閾値 $Ptr1$ と同じかそれ以下に設定されている。これにより切換弁 81 は、メインリリーフ弁 14 のセット圧が第 1 の値 $PS1$ から第 2 の値 $PS2$ に増加するときに確実に中立位置から切り換わり、トルク制御部の制限トルクの範囲内でメインポンプ 2 の容量が最大となるよう LS 制御ピストン 12c の駆動圧力を制御することができる。

【0122】

一定のパイロット圧 P_{pi} を LS 制御弁 12b の P ポート（パイロット一次圧ポート）に導く切換弁 81 の開口部を P-A、LS 制御弁 12b の P ポートをタンクに接続する切換弁 81 の開口部を A-T とするとき、走行操作信号圧力 P_{tpi} に対する切換弁 81 の開口部 P-A 及び開口部 A-T のそれぞれの開口面積 $AP-A$, $AA-T$ の変化は、第 1 の実施の形態における図 2 の下段に示した切換弁 80 の開口面積 $AP-A$, $AA-T$ の変化と同じである。

【0123】

図 2 の下段において、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 $Ptr2$ ($< Ptr1$) よりも低いとき、切換弁 81 の開口部 P-A の開口面積 $AP-A$ は最大 $AP-A_{max}$ であり、開口部 A-T の開口面積 $AA-T$ は 0 である。走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 $Ptr3$ ($< Ptr1$ かつ $> Ptr2$) 以上になると、切換弁 81 の開口部 P-A の開口面積 $AP-A$ は 0 となり、開口部 A-T の開口面積 $AA-T$ は最大 $AA-T_{max}$ となる。

【 0 1 2 4 】

～ 作 動 ～

第 1 の実施の形態との違いは、切換弁 8 0 の代わりに切換弁 8 1 を設けたことであるから、切換弁 8 1 の動作を中心に以下詳細に説明する。

【 0 1 2 5 】

全ての操作装置の操作レバーが中立の場合と走行以外の操作装置の操作レバーを入力した場合の動作は、切換弁 8 1 は動作しないので、第 1 の実施の形態と同じである。

【 0 1 2 6 】

走行用の操作装置 1 2 4 a , 1 2 4 b のいずれか或いは両方の操作レバーを入力した場合、走行操作検出回路 7 0 のシャトル弁 7 0 a , 7 0 b , 7 0 c によって高圧選択され、メインリリーフ弁 1 4 の受圧部 1 4 b と信号圧可変リリーフ弁 1 6 の受圧部 1 6 c に導かれた走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上になると、図 2 に示したように、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧は、バネ 1 4 a で設定した第 1 の値 PS_1 に走行操作信号圧力 P_{tpi} に基づく値を加算した第 2 の値 PS_2 に増加する。また、切換弁 8 1 は図示の中立位置から上側の位置に切り換わり、開口部 P-A の開口面積 $AP-A$ は 0 で、開口部 A-T の開口面積 $AA-T$ は最大 $AA-T_{max}$ となる。

10

【 0 1 2 7 】

このように切換弁 8 1 が図示の中立位置から上側の位置に切り換わると、L S 制御弁 1 2 b の P ポートがタンクに接続される。このとき、 $PIs > PGR$ の場合は、L S 制御弁 1 2 b は図示右側の位置にあるため、L S 制御弁 1 2 b と切換弁 8 1 を介して L S 制御ピストン 1 2 c の圧油がタンクに放出され、メインポンプ 2 は傾転を増加させる。

20

【 0 1 2 8 】

一方、 $PIs < PGR$ の場合には、比較例や第 1 の実施の形態と同様に、L S 制御弁 1 2 b が図示の位置から左側の位置に切り換わり、L S 制御弁 1 2 b を介して L S 制御ピストン 1 2 c の圧油がタンクに放出され、メインポンプ 2 は傾転を増加させる。

【 0 1 2 9 】

つまり、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{t1r} 以上になり、切換弁 8 1 が切り換わると、メインポンプ 2 の吐出圧 P_p と最高負荷圧 PI_{maxa} との差圧である絶対圧 PIs がいかなる状態であっても、レギュレータ 1 2 はロードセンシング制御を停止し、トルク制御の制限トルクの範囲内で最大流量を吐出する。

30

【 0 1 3 0 】

～ 効果 ～

したがって、本実施の形態によっても、第 1 の実施の形態と同じ効果を得ることができる。

【 0 1 3 1 】

～ その他 ～

以上の実施の形態では、建設機械が油圧ショベルであり、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧を増加させる場合に操作される特定のアクチュエータが走行モータ 3 f , 3 g である場合について説明したが、特定のアクチュエータは走行モータ以外のアクチュエータであってもよいし、1 つのアクチュエータでも複数のアクチュエータであってもよい。例えば、特定のアクチュエータはブームシリンダ 3 a 、アームシリンダ 3 b 、バケットシリンダ 3 d の少なくとも 1 つであってもよく、このようなアクチュエータが操作されたときにメインリリーフ弁 1 4 のセット圧を増加させることで、例えば掘削積み荷作業における掘削力や作業速度を増大させることができ、作業効率を向上することができる。

40

【 0 1 3 2 】

また、メインリリーフ弁 1 4 のセット圧を増加させることで駆動力を増大させることが好ましいアクチュエータを備えた建設機械であれば、油圧走行クレーン等、油圧ショベル以外の建設機械に本発明を適用してもよい。

【 0 1 3 3 】

また、上記実施の形態では、切換弁 8 0 , 8 1 は油圧切換弁とし、走行操作を油圧信号

50

である走行操作信号圧力 P_{tpi} によって検出し、この油圧信号によって切換弁 80, 81 を切り換える構成としたが、走行操作を電氣的に検出する手段を備える場合は、切換弁 80, 81 を電磁切換弁とし、電気信号で切り換える構成としてもよい。更に、切換弁 80, 81 は LS 制御弁 12b から LS 制御ピストン 12c に導かれる駆動圧力を直接的 (切換弁 81) 或いは間接的 (切換弁 80) に制御する方式としたが、LS 制御ピストン 12c に独立した油路を接続し、この油路に開閉弁 (切換弁) を配置し、走行操作信号圧力 P_{tpi} が閾値 P_{tr} 以上となったとき、開閉弁を開いて LS 制御ピストン 12c をタンクに接続するようにしてもよい。

【0134】

また、上記実施の形態では、メインポンプ 2 の吐出圧と最高負荷圧 P_{Imaxa} を絶対圧として出力する差圧減圧弁 11 を設け、その出力圧 P_{Is} を圧力補償弁 7a ~ 7h に導いて目標補償差圧を設定しかつフィードバック差圧として LS 制御弁 12b に導いたが、差圧減圧弁 11 を設けずに、メインポンプ 2 の吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁 7a ~ 7h や LS 制御弁 12b に導くようにしてもよい。

【0135】

更に、上記実施の形態では、目標 LS 差圧を原動機回転数検出弁 13 から出力される絶対圧 PGR によって、原動機 1 の回転数に応じて変化する値として設定したが、原動機の回転数に応じて目標 LS 差圧を変化させる必要がない場合は、目標 LS 差圧は固定値であっても良い。

【符号の説明】

【0136】

- 1 原動機
- 2 メインポンプ (油圧ポンプ)
- 3a ~ 3h アクチュエータ
- 3f, 3g 走行モータ (特定のアクチュエータ)
- 4 コントロールバルブユニット
- 5 圧油供給路
- 6a ~ 6h 流量制御弁
- 7a ~ 7h 圧力補償弁
- 9 最高負荷圧検出回路
- 9a ~ 9g シャトル弁
- 11 差圧減圧弁
- 12 レギュレータ (ポンプ制御装置)
- 12b LS 制御弁
- 12c LS 制御ピストン (容量制御アクチュエータ)
- 12d トルク制御ピストン (容量制御アクチュエータ)
- 13 原動機回転数検出弁
- 14 メインリリーフ弁
- 14a メインリリーフ弁のバネ
- 14b メインリリーフ弁の受圧部
- 15 アンロード弁
- 16 信号圧可変リリーフ弁 (信号圧リリーフ弁)
- 16a 信号圧可変リリーフ弁のバネ
- 16b 信号圧可変リリーフ弁の受圧部
- 17 絞り
- 24 ゲートロックレバー
- 30 パイロットポンプ
- 31a, 31b, 31c パイロット圧油供給路
- 32 パイロットリリーフ弁
- 50 流量検出弁

10

20

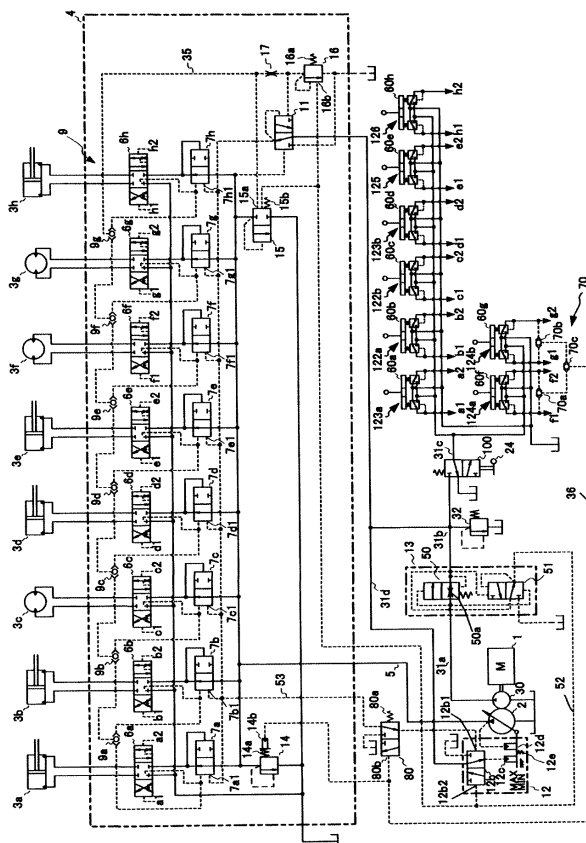
30

40

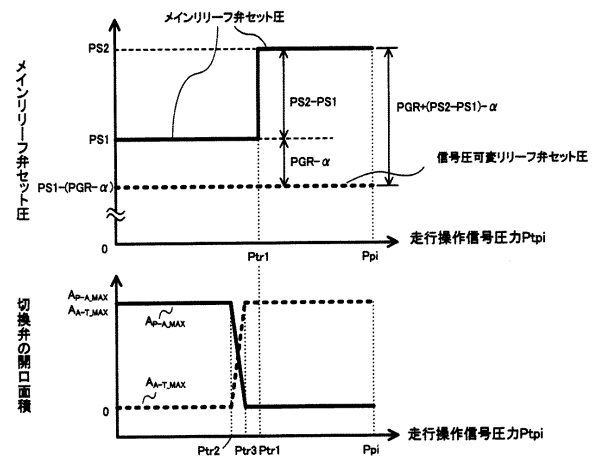
50

- 5 1 差圧減圧弁
- 6 0 a ~ 6 0 h パイロットバルブユニット
- 6 0 f , 6 0 g 走行用パイロットバルブユニット
- 7 0 走行操作検出回路
- 7 0 a ~ 7 0 c シャトル弁
- 8 0 , 8 1 切換弁
- 8 0 a , 8 1 a バネ
- 8 0 b , 8 1 b 受圧部
- 1 0 0 ゲートロック弁
- 1 3 1 最高負荷圧検出回路
- 1 2 4 a , 1 2 4 b 走行用の操作装置

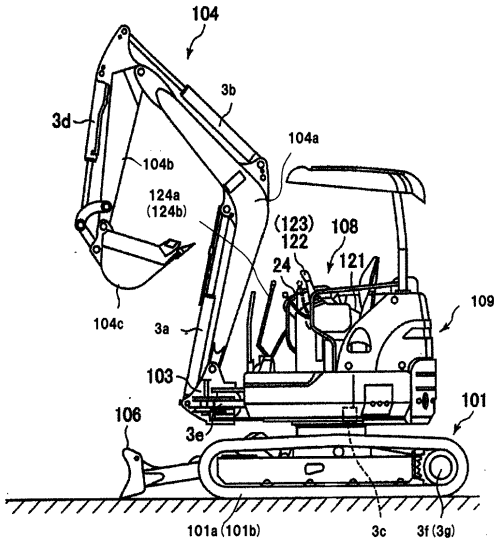
【図 1】



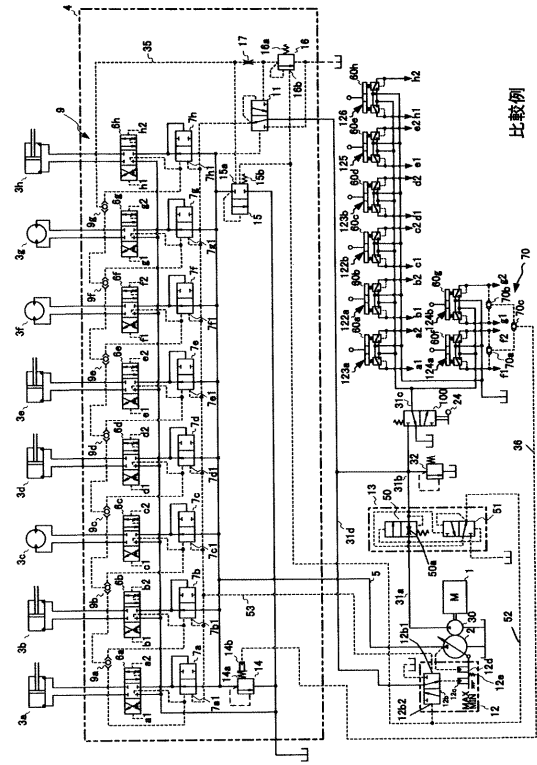
【図 2】



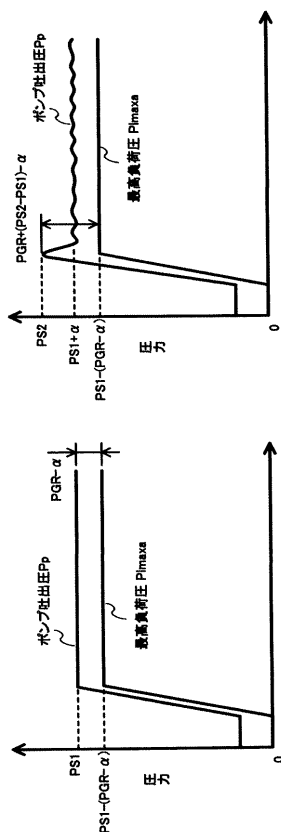
【図3】



【図4】



【図5】

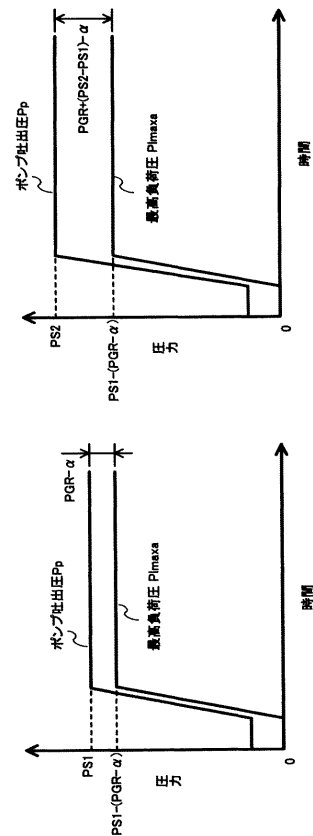


(a) 走行以外のアクチュエータ負荷圧がリリーフ圧に達した場合

比較例

(b) 走行モータ負荷圧がリリーフ圧に達しようとした場合

【図6】

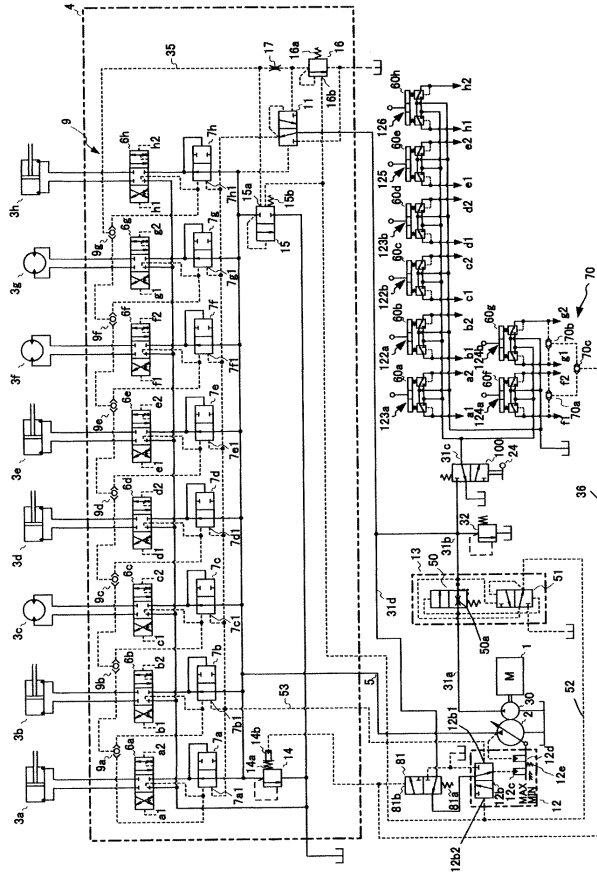


(a) 走行以外のアクチュエータ負荷圧がリリーフ圧に達した場合

本発明

(b) 走行モータ負荷圧がリリーフ圧に達した場合

【図 7】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
E 0 2 F 9/22 A

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

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

審査官 北村 一

(56)参考文献 特許第 3 8 5 4 0 2 7 (J P , B 2)
実用新案登録第 2 6 0 0 9 2 8 (J P , Y 2)
特開 2 0 0 3 - 2 3 9 9 0 7 (J P , A)
特開 2 0 1 3 - 2 1 3 3 9 6 (J P , A)
特開 2 0 0 6 - 2 6 6 3 0 7 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 1 5 B 1 1 / 0 0 - 1 1 / 2 2 ; 2 1 / 1 4
E 0 2 F 9 / 2 2