(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2017-106251
(P2017-106251A)
(43)公開日　平成29年6月15日(2017.6.15)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
E02F 9/20	(2006.01)	E02F	9/20	M	2D003
F15B 11/02	(2006.01)	F15B	11/02	C	3H089
F15B 11/08	(2006.01)	F15B	11/08	C	
F15B 21/14	(2006.01)	F15B	21/14	A	

審査請求 未請求　請求項の数 3　ＯＬ　（全 22 頁）

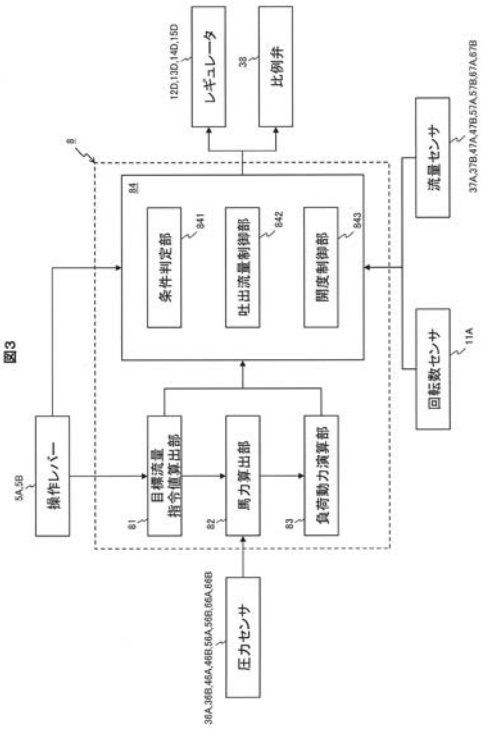
(21)出願番号　特願2015-241375 (P2015-241375)
(22)出願日　平成27年12月10日 (2015.12.10)

(71)出願人　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
(74)代理人　110000442
特許業務法人　武和国際特許事務所
(72)発明者　平工　賢二
茨城県土浦市神立町６５０番地　日立建機株式会社　土浦工場内
(72)発明者　秋山　悠基
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号　株式会社日立製作所内
(72)発明者　高橋　宏政
茨城県土浦市神立町６５０番地　日立建機株式会社　土浦工場内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】作業機械の駆動装置

(57)【要約】
【課題】原動機の耐久性を向上させると共に、良好な操作性を確保することができる作業機械の駆動装置の提供。
【解決手段】本発明は、エンジン１１によって駆動される油圧ポンプ１２～１５と、油圧ポンプ１２～１５によって供給された圧油により動作する油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａと、油圧ポンプ１２～１５の吐出流量を制御するコントローラ８とを備え、このコントローラ８は、油圧ポンプ１２～１５の合計馬力を算出する馬力算出部８２と、馬力算出部８２によって算出された合計馬力に基づいて、エンジン１１に対する負荷動力を演算する負荷動力演算部８３と、負荷動力演算部８３によって演算される負荷動力が、予め設定された最大許容動力と負の閾値との間の範囲内に収まるように、油圧ポンプ１２～１５の吐出流量を制御する吐出流量制御部８４２とを含む。
【選択図】図３



【特許請求の範囲】
【請求項１】
原動機と、
前記原動機によって駆動される可変容量型の複数の油圧ポンプと、
前記複数の油圧ポンプによって供給された圧油により動作する複数の油圧アクチュエータと、
前記複数の油圧ポンプの吐出流量を制御するコントローラとを備えた作業機械の駆動装置において、
前記コントローラは、
前記複数の油圧ポンプの合計出力を算出する出力算出部と、
前記出力算出部によって算出された前記合計出力に基づいて、前記原動機に対する負荷動力を演算する負荷動力演算部と、
前記負荷動力演算部によって演算される前記負荷動力が、予め設定された正の閾値と負の閾値との間の範囲内に収まるように、前記複数の油圧ポンプの吐出流量を制御する吐出流量制御部とを含むことを特徴とする作業機械の駆動装置。
【請求項２】
請求項１に記載の作業機械の駆動装置において、
前記複数の油圧アクチュエータを操作するための操作装置と、
前記複数の油圧アクチュエータのうちいずれか１つと前記複数の油圧ポンプのうち対応する油圧ポンプが複数の管路を介して接続された閉回路とを備え、
前記閉回路は、
前記対応する油圧ポンプの吐出流量を検出する吐出流量検出器と、
前記複数の管路のうち、前記対応する油圧ポンプを回生駆動させる前記油圧アクチュエータからの戻り油が導かれる管路に設けられ、この管路内の戻り油の流量を調整する流量調整弁とを含み、
前記コントローラは、前記吐出流量検出器によって検出された前記対応する油圧ポンプの吐出流量が前記操作装置の操作量に対応する目標流量よりも少ない場合に、前記流量調整弁を開く制御を行う流量調整弁制御部を含むことを特徴とする作業機械の駆動装置。
【請求項３】
請求項１に記載の作業機械の駆動装置において、
前記原動機の回転数を検出する回転数検出器を備え、
前記吐出流量制御部は、前記回転数検出器によって検出された前記原動機の回転数が予め設定された回転数を超えている場合に、前記負荷動力演算部によって演算される前記負荷動力が０よりも大きくなるように、前記油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする作業機械の駆動装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、油圧ショベル等の作業機械に用いられ、油圧ポンプによって油圧アクチュエータを駆動させる作業機械の駆動装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
近年、環境問題等から省エネルギー化が求められており、油圧ショベルやホイールローダ等の作業機械においては、油圧アクチュエータを駆動させる駆動装置としての油圧システム全体の省エネルギー化を図ることが重要である。一般的な油圧システムとしては、油圧ポンプから吐出された圧油を、方向切換弁を介して油圧アクチュエータへ供給する油圧開回路システムが挙げられる。
【０００３】
このような油圧開回路システムでは、油圧アクチュエータに必要な流量の確保や油圧ポンプの吐出圧の不要な増加を防止するために、例えば、方向切換弁にセンターバイパス回

路を設け、このセンターバイパス回路を介して油圧ポンプからの圧油を作動油タンクに分流して逃がす、いわゆる分流リークが形成されている。

【０００４】

これに対し、油圧システムの省エネルギー化の観点から、油圧アクチュエータに対して油圧ポンプを直接接続して閉回路を構成し、油圧ポンプによって油圧アクチュエータを直接制御する油圧閉回路システムが開発されている。この種の油圧閉回路システムは、圧油を油圧ポンプから双方向に吐出することが可能であり、その圧油の吐出流量も制御することが可能な可変容量機構が搭載された油圧ポンプを備えている。

【０００５】

従って、油圧閉回路システムは、油圧ポンプの可変容量機構を用いて油圧アクチュエータの駆動方向と動作速度を調整できるので、油圧開回路システムに搭載される方向切換弁が必要なくなり、分流リークが無くなる為、油圧開回路システムよりも圧力損失や流量損失を低減することができる。これにより、作業機械における油圧システムの省エネルギー化を実現することができる。

【０００６】

また、原動機として、例えば、エンジンによって油圧ポンプを駆動し、この油圧ポンプから吐出された圧油によって油圧アクチュエータを動作させる油圧ショベルに関する従来技術が特許文献１に開示されている。エンジンの目標回転数と実際のエンジン回転数の偏差に応じて、油圧ポンプの斜板の傾転角を制御するように構成されている。これにより、エンジンに過大な負荷がかかった際の回転数の低下に伴うエンジンストール等を防止することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００７】

【特許文献１】特公昭６２－８６１８号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００８】

また、上述した特許文献１に記載の技術の他にも、作業機械が油圧ショベルである場合に、ブーム下げの動作が行われると、ブームシリンダから排出される作動油によって油圧ポンプがモータ作用することにより、ブームの位置エネルギーを油圧ポンプで回生することができる油圧回路も存在する。このような油圧回路においては、油圧ポンプを駆動するエンジン等の原動機の負荷が軽減するので、原動機の燃料噴射量を抑制して省エネルギー化を実現することができる。

【０００９】

しかしながら、特許文献１に開示された上述の油圧閉回路システムにおいては、油圧ポンプの負荷に応じてエンジンの回転数が低下する場合のエンジンストール等を防止する制御に関するものであり、ブームシリンダ等の油圧アクチュエータの動作から得られた回生動力によってエンジンの回転数が増加する場合については考慮されていない。

【００１０】

このため、動力回生が可能な油圧閉回路を備えた油圧ショベルに特許文献１に記載の技術を採用しても、油圧ポンプの回生動力が大きい場合には、原動機の回転数が大幅に上昇するため、却って原動機にかかる負荷が大きくなり、原動機の耐久性が低下する可能性がある。また、原動機の回転数の上昇に伴って、油圧ポンプから吐出される圧油の流量が増大することにより、オペレータの意に反してブームシリンダ等の油圧アクチュエータの速度が増加し、操作性が低下する可能性もある。

【００１１】

本発明は、このような従来技術の実情からなされたもので、その目的は、原動機の耐久性を向上させると共に、良好な操作性を確保することができる作業機械の駆動装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】
【００１２】
上記の目的を達成するために、本発明の作業機械の駆動装置は、原動機と、前記原動機によって駆動される可変容量型の複数の油圧ポンプと、前記複数の油圧ポンプによって供給された圧油により動作する複数の油圧アクチュエータと、前記複数の油圧ポンプの吐出流量を制御するコントローラとを備えた作業機械の駆動装置において、前記コントローラは、前記複数の油圧ポンプの合計出力を算出する出力算出部と、前記出力算出部によって算出された前記合計出力に基づいて、前記原動機に対する負荷動力を演算する負荷動力演算部と、前記負荷動力演算部によって演算される前記負荷動力が、予め設定された正の閾値と負の閾値との間の範囲内に収まるように、前記複数の油圧ポンプの吐出流量を制御する吐出流量制御部とを含むことを特徴としている。
【発明の効果】
【００１３】
本発明の作業機械の駆動装置によれば、原動機の耐久性を向上させると共に、良好な操作性を確保することができる。前述した以外の課題、構成及び効果は、以下の実施形態の説明により明らかにされる。
【図面の簡単な説明】
【００１４】
【図１】本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置が搭載される作業機械の一例として挙げた油圧ショベルを示す概略構成図である。
【図２】本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置の構成を示す図である。
【図３】図２に示すコントローラの構成を示す機能ブロック図である。
【図４】図３に示す目標流量指令値算出部に記憶された第１ないし第４関係を示す図である。
【図５】本発明の第１実施形態に係るコントローラの制御処理の流れを示すフローチャートである。
【図６】本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置の動作を示すタイムチャートであり、（ａ）図はブームシリンダに対する操作レバーの操作量、（ｂ）図は第１油圧ポンプの吐出流量、（ｃ）図は比例弁を通過する流量、（ｄ）図はエンジンに対する負荷動力、（ｅ）図はエンジンの回転数、（ｆ）図はブームの速度をそれぞれ示す図である。
【図７】本発明の第２実施形態に係る油圧駆動装置の構成を示す図である。
【図８】本発明の第３実施形態に係る油圧駆動装置の構成を示す図である。
【発明を実施するための形態】
【００１５】
以下、本発明に係る作業機械の駆動装置を実施するための形態を図に基づいて説明する。
【００１６】
［第１実施形態］
本発明に係る駆動装置の第１実施形態は、油圧回路を含む油圧駆動装置１００（図２参照）から成り、作業機械、例えば図１に示す油圧ショベル１に搭載される。この油圧ショベル１は、クローラ式の走行装置２Ａを含む走行体２と、この走行体２の上側に旋回装置３Ａ（図２参照）を介して旋回可能に設けられた旋回体３と、この旋回体３の前方に取付けられ、上下方向に回動して掘削等の作業を行うフロント作業機４とを備えている。
【００１７】
走行装置２Ａは、圧油が供給されて回転駆動する走行モータ（図示せず）を含み、この走行モータの出力によって走行体２のクローラが地面に接地された状態で回動することにより、クローラと地面との摩擦力を利用して車体が移動する。旋回装置３Ａは、圧油が供給されて回転駆動する旋回モータ３ａ（図２参照）を含み、この旋回モータ３ａの出力によって旋回体３が走行体２に対して旋回する。
【００１８】

旋回体３は、前部に配置され、フロント作業機４を操作するオペレータが搭乗する運転室５と、後部に配置され、車体が傾倒しないように車体のバランスを保つカウンタウェイト６と、これらの運転室５とカウンタウェイト６との間に配置され、後述のエンジン１１や油圧ポンプ１２～１５等（図２参照）を内部に収容するエンジンルーム７と、車体の動作全体を制御するコントローラ８（図２参照）とを備えている。

【００１９】

フロント作業機４は、基端が旋回体３に回動可能に取付けられ、車体に対して上下方向へ回動するブーム４Ａと、このブーム４Ａの先端に回動可能に取付けられ、車体に対して上下方向へ回動するアーム４Ｂと、このアーム４Ｂの先端に回動可能に装着され、車体に対して上下方向へ回動するバケット４Ｃとを含んでいる。

【００２０】

また、フロント作業機４は、旋回体３とブーム４Ａとの間に設けられ、伸縮することによりブーム４Ａを回動させるブームシリンダ４ａと、ブーム４Ａとアーム４Ｂとの間に設けられ、伸縮することによってアーム４Ｂを回動させるアームシリンダ４ｂと、アーム４Ｂとバケット４Ｃとの間に設けられ、伸縮することによってバケット４Ｃを回動させるバケットシリンダ４ｃとを含んでいる。これらのブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、バケットシリンダ４ｃ、上述の走行モータ、及び旋回モータ３ａが油圧アクチュエータをそれぞれ構成している。

【００２１】

図２に示すように、ブームシリンダ４ａは、圧油が供給されるシリンダチューブ４ａ１と、このシリンダチューブ４ａ１内に摺動自在に収容され、シリンダチューブ４ａ１内をボトム室４ａ２とロッド室４ａ３とに区画するピストン４ａ４と、シリンダチューブ４ａ１のロッド室４ａ３内に一部が収容され、ピストン４ａ４に基端が連結されたピストンロッド４ａ５とから構成されている。

【００２２】

このような構成のブームシリンダ４ａでは、圧油がシリンダチューブ４ａ１のボトム室４ａ２に供給されると、ボトム室４ａ２内の圧力が上昇してピストン４ａ４がロッド室４ａ３側へ押出されることにより、ピストンロッド４ａ５がシリンダチューブ４ａ１の外側へ伸長する。一方、圧油がシリンダチューブ４ａ１のロッド室４ａ３に供給されると、ロッド室４ａ３内の圧力が上昇してピストン４ａ４がボトム室４ａ２側へ押戻されることにより、ピストンロッド４ａ５がシリンダチューブ４ａ１の内側へ縮退する。

【００２３】

アームシリンダ４ｂは、ブームシリンダ４ａと同様に、ボトム室４ｂ２とロッド室４ｂ３を有するシリンダチューブ４ｂ１、ピストン４ｂ４、及びピストンロッド４ｂ５から構成され、圧油により上述のブームシリンダ４ａと同様の動作が行われる。バケットシリンダ４ｃは、ブームシリンダ４ａと同様に、ボトム室４ｃ２とロッド室４ｃ３を有するシリンダチューブ４ｃ１、ピストン４ｃ４、及びピストンロッド４ｃ５から構成され、圧油により上述のブームシリンダ４ａと同様の動作が行われる。すなわち、これらのブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、及びバケットシリンダ４ｃはそれぞれ油圧片ロッドシリンダから構成されている。

【００２４】

図１に示す運転室５は、コントローラ８に電気的に接続され、ブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、バケットシリンダ４ｃ、及び旋回モータ３ａを操作するための操作装置としての一対の操作レバー５Ａ，５Ｂ（図２参照）と、コントローラ８に電気的に接続され、走行モータを操作するための走行レバー（図示せず）とを含んでいる。なお、ブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、バケットシリンダ４ｃ、走行モータ、及び旋回モータ３ａの動作方向及び動作速度は、操作レバー５Ａ，５Ｂ及び走行レバーの操作方向及び操作量によって予め設定されている。

【００２５】

操作レバー５Ａは、前後方向に操作されると、その操作量X_{SW}に対応して旋回体３を

左右に旋回させるように設定されている。また、操作レバー５Ａは、左右方向に操作されると、その操作量X_{AM}に対応してアーム４Ｂを上下方向へ回動させるように設定されている。操作レバー５Ｂは、前後方向に操作されると、その操作量X_{BM}に対応してブーム４Ａを上下方向へ回動させるように設定されている。また、操作レバー５Ｂは、左右方向に操作されると、その操作量X_{BK}に対応してバケット４Ｃを上下方向へ回動させるように設定されている。

【００２６】

コントローラ８は、例えば図示されないが、車体の動作全体を制御するための各種の演算を行うＣＰＵ（Ｃｅｎｔｒａｌ　Ｐｒｏｃｅｓｓｉｎｇ　Ｕｎｉｔ）と、ＣＰＵによる演算を実行するためのプログラムを格納するＲＯＭ（Ｒｅａｄ　Ｏｎｌｙ　Ｍｅｍｏｒｙ）やＨＤＤ（Ｈａｒｄ　Ｄｉｓｋ　Ｄｒｉｖｅ）等の記憶装置と、ＣＰＵがプログラムを実行する際の作業領域となるＲＡＭ（Ｒａｎｄｏｍ　Ａｃｃｅｓｓ　Ｍｅｍｏｒｙ）とを含むハードウェアから構成されている。

【００２７】

このようなハードウェア構成において、ＲＯＭやＨＤＤ、もしくは図示しない光学ディスク等の記録媒体に格納されたプログラムがＲＡＭに読出され、ＣＰＵの制御に従って動作することによりプログラム（ソフトウェア）とハードウェアとが協働して、コントローラ８の機能を実現する機能ブロックが構成される。なお、本発明の第１実施形態の特徴をなすコントローラ８の機能構成の詳細については後述する。

【００２８】

本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置１００は、旋回体３の内部に設けられ、運転室５内の操作レバー５Ａ，５Ｂ及び走行レバーの操作に応じて、圧油を生成してブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、バケットシリンダ４ｃ、走行モータ、及び旋回モータ３ａを駆動する。以下、これらの油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａを駆動するための油圧駆動装置１００の構成について、図２を参照しながら詳細に説明する。なお、走行モータについては旋回モータ３ａと同様に機能し、この旋回モータ３ａと重複するため、走行モータに関する説明を省略する。

【００２９】

図２に示すように、油圧駆動装置１００は、原動機としてのエンジン１１と、ブームシリンダ４ａ、アームシリンダ４ｂ、バケットシリンダ４ｃ、及び旋回モータ３ａに対応してそれぞれ設けられ、エンジン１１によって駆動される可変容量型の第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５と、所定のギヤ等を介してエンジン１１と第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５とを接続し、エンジン１１の動力を第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５に伝達する動力伝達装置１６と、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５へ供給するための作動油を貯蔵する作動油タンク１７とを備えている。

【００３０】

エンジン１１には、動力伝達装置１６を介してチャージポンプ２１が接続されている。このチャージポンプ２１の吐出側は管路２２に接続され、この管路２２はリリーフ弁２３を介して作動油タンク１７に接続されている。リリーフ弁２３は、管路２２内の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路２２内の作動油を作動油タンク１７へ排出する。

【００３１】

一方、チャージポンプ２１の吸入側は作動油タンク１７に接続され、チャージポンプ２１は作動油タンク１７内の作動油を吸入して管路２２へ吐出する。また、エンジン１１には、このエンジン１１の回転数N_{eng}を検出する回転数検出器としての回転数センサ１１Ａが取付けられており、この回転数センサ１１Ａは、コントローラ８に電気的に接続されている。

【００３２】

第１油圧ポンプ１２は、作動油を吸入又は吐出するための一対の入出力ポート１２Ａ，１２Ｂと、これらの入出力ポート１２Ａ，１２Ｂの作動油の入出量及び入出方向を調整す

るための両傾転式の斜板１２Ｃとを含む両傾転斜板機構を備えている。また、第１油圧ポンプ１２には、斜板１２Ｃの傾転角を調整するための流量調整部であるレギュレータ１２Ｄが設けられている。

【００３３】

レギュレータ１２Ｄは、信号線２４を介してコントローラ８に通信接続されている。第１油圧ポンプ１２の各入出力ポート１２Ａ，１２Ｂからの作動油の吸吐出流量及び吸吐出方向は、コントローラ８から信号線２４を経てレギュレータ１２Ｄに入力される電気的な制御信号によって制御される。

【００３４】

第１油圧ポンプ１２の一方の入出力ポート１２Ａは、一端がブームシリンダ４ａのボトム室４ａ２に接続された管路３１Ａの他端に接続され、他方の入出力ポート１２Ｂは、一端がブームシリンダ４ａのロッド室４ａ３に接続された管路３１Ｂの他端に接続されている。従って、ブームシリンダ４ａは、管路３１Ａ，３１Ｂを介して接続され、第１油圧ポンプ１２によって直接駆動する。このように、第１油圧ポンプ１２、ブームシリンダ４ａ、管路３１Ａ及び管路３１Ｂは第１閉回路３２を形成している。

【００３５】

この第１閉回路３２において、ブームシリンダ４ａは第１油圧ポンプ１２から供給される作動油によって伸縮駆動するので、ブームシリンダ４ａの伸縮方向、すなわち伸長方向及び縮退方向は、第１油圧ポンプ１２の入出力ポート１２Ａ，１２Ｂの一方から吐出される作動油の吐出方向に応じて定められる。

【００３６】

ブームシリンダ４ａのボトム室４ａ２及びロッド室４ａ３の作動油の圧力は、ピストン４ａ４のボトム室４ａ２側の受圧面及びロッド室４ａ３側の受圧面にそれぞれ作用する。そして、ピストン４ａ４の各受圧面に作用する圧力の差がシリンダチューブ４ａ１内でピストン４ａ４を移動させる推力となる。なお、アームシリンダ４ｂ及びバケットシリンダ４ｃの構成はブームシリンダ４ａと同様であるので、アームシリンダ４ｂ及びバケットシリンダ４ｃの動作原理もブームシリンダ４ａと同様である。

【００３７】

また、第１閉回路３２には、管路３１Ａ，３１Ｂのうち低圧側の管路を管路２２に接続し、当該低圧側の管路内の作動油を管路２２へ導くフラッシング弁３３と、管路３１Ａ，３１Ｂ内の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路３１Ａ，３１Ｂ内の作動油を管路２２へ排出するリリーフ弁３４Ａ，３４Ｂと、管路３１Ａ，３１Ｂ内の圧力が予め設定された圧力未満になったとき、チャージポンプ２１から吐出される作動油を管路２２から管路３１Ａ，３１Ｂへ供給するチェック弁３５Ａ，３５Ｂとが設けられている。

【００３８】

さらに、第１閉回路３２には、管路３１Ａ，３１Ｂのうちブームシリンダ４ａのボトム室４ａ２及びロッド室４ａ３側に取付けられ、ボトム室４ａ２及びロッド室４ａ３内の圧力をそれぞれ検出する圧力センサ３６Ａ，３６Ｂと、管路３１Ａ，３１Ｂのうち第１油圧ポンプ１２の入出力ポート１２Ａ，１２Ｂ側に取付けられ、第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}をそれぞれ検出する吐出流量検出器としての流量センサ３７Ａ，３７Ｂとが設けられている。これらの圧力センサ３６Ａ，３６Ｂ及び流量センサ３７Ａ，３７Ｂはコントローラ８に電気的に接続されている。

【００３９】

第２油圧ポンプ１３は、第１油圧ポンプ１２と同様に、作動油を吸入又は吐出するための一対の入出力ポート１３Ａ，１３Ｂと、これらの入出力ポート１３Ａ，１３Ｂの作動油の入出量及び入出方向を調整するための両傾転式の斜板１３Ｃとを含む両傾転斜板機構を備えている。また、第２油圧ポンプ１３には、第１油圧ポンプ１２と同様に、斜板１３Ｃの傾転角を調整するための流量調整部であるレギュレータ１３Ｄが設けられている。

【００４０】

第２油圧ポンプ１３の一方の入出力ポート１３Ａは、一端がアームシリンダ４ｂのボト

ム室４ｂ２に接続された管路４１Ａの他端に接続され、他方の入出力ポート１３Ｂは、一端がアームシリンダ４ｂのロッド室４ｂ３に接続された管路４１Ｂの他端に接続されている。従って、アームシリンダ４ｂは、管路４１Ａ，４１Ｂを介して接続され、第２油圧ポンプ１３によって直接駆動する。このように、第２油圧ポンプ１３、アームシリンダ４ｂ、管路４１Ａ及び管路４１Ｂは第２閉回路４２を形成している。この第２閉回路４２には、第１閉回路３２と同様に、フラッシング弁４３、リリーフ弁４４Ａ，４４Ｂ、チェック弁４５Ａ，４５Ｂ、圧力センサ４６Ａ，４６Ｂ、及び流量センサ４７Ａ，４７Ｂが設けられている。

【００４１】

第３油圧ポンプ１４は、第１油圧ポンプ１２と同様に、作動油を吸入又は吐出するための一対の入出力ポート１４Ａ，１４Ｂと、これらの入出力ポート１４Ａ，１４Ｂの作動油の入出量及び入出方向を調整するための両傾転式の斜板１４Ｃとを含む両傾転斜板機構を備えている。また、第３油圧ポンプ１４には、第１油圧ポンプ１２と同様に、斜板１４Ｃの傾転角を調整するための流量調整部であるレギュレータ１４Ｄが接続されている。

【００４２】

第３油圧ポンプ１４の一方の入出力ポート１４Ａは、一端がバケットシリンダ４ｃのボトム室４ｃ２に接続された管路５１Ａの他端に接続され、他方の入出力ポート１４Ｂは、一端がバケットシリンダ４ｃのロッド室４ｃ３に接続された管路５１Ｂの他端に接続されている。従って、バケットシリンダ４ｃは、管路５１Ａ，５１Ｂを介して接続され、第３油圧ポンプ１４によって直接駆動する。このように、第３油圧ポンプ１４、バケットシリンダ４ｃ、管路５１Ａ及び管路５１Ｂは第３閉回路５２を形成している。この第３閉回路５２には、第１閉回路３２と同様に、フラッシング弁５３、リリーフ弁５４Ａ，５４Ｂ、チェック弁５５Ａ，５５Ｂ、圧力センサ５６Ａ，５６Ｂ、及び流量センサ５７Ａ，５７Ｂが設けられている。

【００４３】

第４油圧ポンプ１５は、第１油圧ポンプ１２と同様に、作動油を吸入又は吐出するための一対の入出力ポート１５Ａ，１５Ｂと、これらの入出力ポート１５Ａ，１５Ｂの作動油の入出量及び入出方向を調整するための両傾転式の斜板１５Ｃとを含む両傾転斜板機構を備えている。また、第４油圧ポンプ１５には、第１油圧ポンプ１２と同様に、斜板１５Ｃの傾転角を調整するための流量調整部であるレギュレータ１５Ｄが接続されている。

【００４４】

第４油圧ポンプ１５の一方の入出力ポート１５Ａは、一端が旋回モータ３ａの一方の入出力ポート３ａ１に接続された管路６１Ａの他端に接続され、他方の入出力ポート１５Ｂは、一端が旋回モータ３ａの他方の入出力ポート３ａ２に接続された管路６１Ｂの他端に接続されている。従って、旋回モータ３ａは、管路６１Ａ，６１Ｂを介して接続され、第４油圧ポンプ１５によって直接駆動する。このように、第４油圧ポンプ１５、旋回モータ３ａ、管路６１Ａ及び管路６１Ｂは第４閉回路６２を形成している。この第４閉回路６２には、第１閉回路３２と同様に、フラッシング弁６３、リリーフ弁６４Ａ，６４Ｂ、チェック弁６５Ａ，６５Ｂ、圧力センサ６６Ａ，６６Ｂ、及び流量センサ６７Ａ，６７Ｂが設けられている。

【００４５】

本発明の第１実施形態に係る第１閉回路３２には、管路３１Ａ，３１Ｂのうち、ブーム４Ａの自重による下げ動作に伴って第１油圧ポンプ１２を回生駆動させるブームシリンダ４ａからの戻り油が導かれる管路３１Ａに設けられ、この管路３１Ａ内の戻り油の流量Q_Vを調整する流量調整弁としての比例弁３８がさらに設けられている。

【００４６】

この比例弁３８は、信号線２４を介してコントローラ８に通信接続され、コントローラ８によって比例弁３８の開度が調整されることにより、管路３１Ａから作動油タンク１７へ向けて比例弁３８を通過する作動油の流量Q_Vが制御される。なお、本発明の第１実施形態は、ブームシリンダ４ａを有する第１閉回路３２に比例弁３８を設けた場合について

説明したが、この場合に限らず、他の油圧アクチュエータ４ｂ，４ｃ，３ａのうち回生することが可能な油圧アクチュエータを有する閉回路、例えば、アームシリンダ４ｂを有する第２閉回路４２に比例弁３８を設けてもよい。

【００４７】

次に、本発明の第１実施形態の特徴をなすコントローラ８の機能構成について、図３を参照しながら詳細に説明する。

【００４８】

本発明の第１実施形態に係るコントローラ８は、運転室５内の操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}，X_{SW}に応じて、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}を制御するように構成されている。

【００４９】

具体的には、図３に示すように、コントローラ８は、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}の目標値に相当する目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}を算出する目標流量指令値算出部８１と、この目標流量指令値算出部８１によって算出された目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}を入力し、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の合計出力である合計馬力L_{total}を算出する出力算出部としての馬力算出部８２とを含んでいる。

【００５０】

また、コントローラ８は、馬力算出部８２によって算出された合計馬力L_{total}に基づいて、エンジン１１に対する負荷動力L_eを演算する負荷動力演算部８３と、この負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eに応じて、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の動作を制御すると共に、目標流量指令値算出部８１によって算出された目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}、及び流量センサ３７Ａ，３７Ｂ，４７Ａ，４７Ｂ，５７Ａ，５７Ｂ，６７Ａ，６７Ｂによって検出された第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}に基づいて、比例弁３８の動作を制御するポンプ・比例弁制御部８４とを含んでいる。

【００５１】

目標流量指令値算出部８１は、図４に示すように、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａ毎に予め設定された操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}，X_{SW}と、操作レバー５Ａ，５Ｂに対応する第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}との第１ないし第４関係８１Ａ～８１Ｄを記憶している。そして、目標流量指令値算出部８１は、操作レバー５Ａ，５Ｂからの操作信号を受信し、操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}，X_{SW}を第１ないし第４関係８１Ａ～８１Ｄにそれぞれ適用することにより、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}を算出する。

【００５２】

図４においては、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃを伸長方向へ動作させる操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}、及び油圧アクチュエータ４ａ～４ｃのボトム室４ａ２～４ｃ２に流入する作動油の流量q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}をそれぞれ正の値とし、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃを縮退方向へ動作させる操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}、及び油圧アクチュエータ４ａ～４ｃのロッド室４ａ３～４ｃ３に流入する作動油の流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}をそれぞれ負の値として定義する。

【００５３】

図４に示す例では、操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}がブーム下げの動作に対応する－Ｘ１であるため、目標流量指令値算出部８１によって算出される目標流量指令値q_{SP1}は－Ｑ１となる。旋回モータ３ａに対しては、旋回体３を右旋回させる操作レバー５Ａの操作量X_{SW}、及び旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ１に流入する作動油の流量Q_{SP4}をそれぞれ正の値とし、旋回体３を左旋回させる操作レバー５Ａの操作量X_{SW}、及び旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ２に流入する作動油の流量Q_{SP4}をそれぞれ負の値と

して定義する。

【００５４】

馬力算出部８２は、各第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の出力馬力L_{SP1}～L_{SP4}を加算することにより、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の合計馬力L_{total}を求めることができる。すなわち、下記の数式（１）が成立する。

【数１】

$$L_{total} = L_{SP1} + L_{SP2} + L_{SP3} + L_{SP4} \quad (1)$$

【００５５】

本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置１００の油圧回路は、第１ないし第４閉回路３２，４２，５２，６２から構成される油圧閉回路システムであることから、各油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａと第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５との間で絞りによる圧力損失はない。よって、各第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出圧と各油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａに供給される作動油の圧力とが略等しくなる。

【００５６】

第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の馬力L_{SP1}～L_{SP4}は、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａの流入圧と流出圧の差をそれぞれΔP_{BM}，ΔP_{AM}，ΔP_{BK}，ΔP_{SW}とすると、これらの変数を用いて下記の数式（２）～（５）により表される。

【数２】

$$L_{SP1} = \Delta P_{BM} \cdot q_{SP1} \quad (2)$$

【数３】

$$L_{SP2} = \Delta P_{AM} \cdot q_{SP2} \quad (3)$$

【数４】

$$L_{SP3} = \Delta P_{BK} \cdot q_{SP3} \quad (4)$$

【数５】

$$L_{SP4} = \Delta P_{SW} \cdot q_{SP4} \quad (5)$$

【００５７】

これらの数式（２）～（５）を数式（１）に代入すると、馬力算出部８２によって算出される第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の合計馬力L_{total}は、下記の数式（６）により表される。なお、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５のポンプ効率については無視している。

【数６】

$$L_{total} = \Delta P_{BM} \cdot q_{SP1} + \Delta P_{AM} \cdot q_{SP2} + \Delta P_{BK} \cdot q_{SP3} + \Delta P_{SW} \cdot q_{SP4} \quad (6)$$

【００５８】

馬力算出部８２は、圧力センサ３６Ａ，３６Ｂ，４６Ａ，４６Ｂ，５６Ａ，５６Ｂによって検出された油圧アクチュエータ４ａ～４ｃのボトム室４ａ２～４ｃ２内の圧力とロッド室４ａ３～４ｃ３内の圧力との差から油圧アクチュエータ４ａ～４ｃの流入圧と流出圧

の差ΔP$_{BM}$，ΔP$_{AM}$，ΔP$_{BK}$を算出する。また、馬力算出部８２は、圧力センサ６６Ａ，６６Ｂによって検出された旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ１側の圧力と入出力ポート３ａ２側の圧力との差から旋回モータ３ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{SW}$を算出する。これらの油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{BM}$，ΔP$_{AM}$，ΔP$_{BK}$，ΔP$_{SW}$の算出は動作方向毎に行われる。

【００５９】

油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａの動作方向は、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q$_{SP1}$，q$_{SP2}$，q$_{SP3}$，q$_{SP4}$の極性で判断される。すなわち、ブーム上げの動作の場合には、ブームシリンダ４ａの目標流量指令値q$_{SP1}$は正の値になることから、ブームシリンダ４ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{BM}$は、ボトム室４ａ２内の圧力からロッド室４ａ３内の圧力を減算することにより求められる。例えば、ボトム室４ａ２内の圧力が１７ＭＰａであり、ロッド室４ａ３内の圧力が２ＭＰａであれば、ブームシリンダ４ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{BM}$は１５ＭＰａとなる。

【００６０】

一方、ブーム下げの動作の場合には、ブームシリンダ４ａの目標流量指令値q$_{SP1}$は負の値になることから、ブームシリンダ４ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{BM}$は、ロッド室４ａ３内の圧力からボトム室４ａ２内の圧力を減算することにより求められる。このブーム下げの動作の場合には、ブーム４Ａの自重が付加され、ボトム室４ａ２内の圧力がロッド室４ａ３内の圧力よりも大きくなることから、例えば、ボトム室４ａ２内の圧力が１７ＭＰａであり、ロッド室４ａ３内の圧力が２ＭＰａであれば、ブームシリンダ４ａの流入圧と流出圧の差ΔP$_{BM}$は－１５ＭＰａとなり、第１油圧ポンプ１２が動力回生に使用できることが把握される。なお、他の油圧アクチュエータ４ｂ，４ｃ，３ａについても同様にして求められる。

【００６１】

負荷動力演算部８３は、馬力算出部８２によって算出された合計馬力L$_{total}$とエンジン１１の摩擦損失動力L$_{efrc}$とを加算することにより、エンジン１１に対する負荷動力L$_{e}$を求める。すなわち、下記の数式（７）が成立する。なお、摩擦損失動力L$_{efrc}$には、エンジン１１自体の摩擦損失の他、オルタネータやエアコン用コンプレッサ等の補機類（図示せず）を駆動する動力も含まれている。

【数７】

$$L_e = L_{total} + L_{efrc} \quad (7)$$

【００６２】

ポンプ・比例弁制御部８４は、条件判定部８４１、吐出流量制御部８４２、及び開度制御部８４３を含んで構成されている。条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L$_{e}$が、予め設定された正の閾値として、例えば、エンジン１１の出力可能な最大の動力を示す最大許容動力L$_{emax}$以下であるかどうかを判定する。なお、この最大許容動力L$_{emax}$は第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q$_{SP1}$，Q$_{SP2}$，Q$_{SP3}$，Q$_{SP4}$を制御するための上記正の閾値の一例であり、例えば、この正の閾値にエンジン１１の定格馬力等を用いてもよい。

【００６３】

また、条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L$_{e}$が予め設定された負の閾値L$_{emin}$以上であるかどうかを判定する。なお、この負の閾値L$_{emin}$を設定しているのは、回生動力を最大限に得るためである。つまり、エンジン１１に対する負荷動力L$_{e}$が負になると、エンジン１１に対して力行動力を与える必要がないので、エンジン１１における燃料の噴射が停止され、エンジン１１の燃料消費が０となる。その際、エンジン１１の回転数N$_{eng}$は増加するが、この回転数N$_{eng}$が許容範囲内に収まるように負の閾値L$_{emin}$が設定されている。

【００６４】

さらに、条件判定部８４１は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂ，４７Ａ，４７Ｂ，５７Ａ，５７Ｂ，６７Ａ，６７Ｂによって検出された第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}が操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}，X_{SW}に対応する目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}よりも少ないかどうかを判定する。また、条件判定部８４１は、回転数センサ１１Ａによって検出されたエンジン１１の回転数N_{eng}が予め設定された回転数（以下、便宜的に許容回転数と称する）N_{limit}を超えているかどうかを判定する。

【００６５】

吐出流量制御部８４２は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eが、エンジン１１の最大許容動力L_{emax}と負の閾値L_{emin}との間の範囲に収まるように、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}を制御する。また、吐出流量制御部８４２は、回転数センサ１１Ａによって検出されたエンジン１１の回転数N_{eng}が許容回転数N_{limit}を超えている場合に、負荷動力演算部８３によって演算される負荷動力L_eが０よりも大きくなるように、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}を制御する。

【００６６】

開度制御部８４３は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂによって検出された第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対応する目標流量指令値q_{SP1}よりも少ない場合に、比例弁３８を開く制御を行う。その際、開度制御部８４３は、例えば、流量センサ３７Ａ，３７Ｂによって検出された第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}と操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対応する目標流量指令値q_{SP1}に基づいて、比例弁３８の開度を算出して比例弁３８を通過する流量Q_Vを調整する。なお、開度制御部８４３は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂの代わりに、圧力センサ３６Ａによって検出されたブームシリンダ４ａのボトム室４ａ２内の圧力に基づいて、比例弁３８を通過する流量Q_Vを調整してもよいし、あるいは比例弁３８の代わりに、圧力補償型の比例弁を用いて流量Q_Vを調整してもよい。

【００６７】

次に、本発明の第１実施形態に係るコントローラ８の制御処理について、図５のフローチャートに基づいて詳細に説明する。なお、以下の説明において、本発明の第１実施形態の内容を分かり易くするために、少なくともブーム下げの動作が行われ、第１油圧ポンプ１２でのみ回生される場合を示す。

【００６８】

まず、図５に示すように、操作レバー５Ａ，５Ｂが操作されると、コントローラ８の目標流量指令値算出部８１は、操作レバー５Ａ，５Ｂからの操作信号を受信し（（ステップ（以下、Ｓと記す）５０１））、操作レバー５Ａ，５Ｂの操作量X_{BM}，X_{AM}，X_{BK}，X_{SW}を、予め記憶した第１ないし第４関係８１Ａ～８１Ｄに対してそれぞれ適用することにより、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}を算出する（Ｓ５０２）。

【００６９】

次に、コントローラ８の馬力算出部８２は、圧力センサ３６Ａ，３６Ｂ，４６Ａ，４６Ｂ，５６Ａ，５６Ｂ，６６Ａ，６６Ｂからの検出信号を受信し、上述の数式（１）～（６）を基に、圧力センサ３６Ａ，３６Ｂ，４６Ａ，４６Ｂ，５６Ａ，５６Ｂ，６６Ａ，６６Ｂによって検出された油圧アクチュエータ４ａ～４ｃのボトム室４ａ２～４ｃ２内の圧力、ロッド室４ａ３～４ｃ３内の圧力、旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ１側の圧力、入出力ポート３ａ２側の圧力、及び目標流量指令値算出部８１によって算出された第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}から第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の合計馬力L_{total}を算出する（Ｓ５０３）。

【００７０】

そして、コントローラ８の負荷動力演算部８３は、馬力算出部８２によって算出された合計馬力L_{total}とエンジン１１の摩擦損失動力L_{efrc}とを加算することにより、エンジン１１に対する負荷動力L_eを演算する（Ｓ５０４）。次に、コントローラ８におけるポンプ・比例弁制御部８４の条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eがエンジン１１の最大許容動力L_{emax}以下であるかどうかを判定する（Ｓ５０５）。

【００７１】

このとき、条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eがエンジン１１の最大許容動力L_{emax}を超えていると判定すると（Ｓ５０５／Ｎｏ）、ポンプ・比例弁制御部８４の吐出流量制御部８４２は、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５のうち力行している油圧ポンプの斜板の傾転角を減少させる制御信号を、レギュレータ１２Ｄ，１３Ｄ，１４Ｄ，１５Ｄのうち対応するものへ送信し（Ｓ５０６）、Ｓ５０１からの処理が繰り返される。つまり、Ｓ５０６では、エンジン１１に対する負荷動力L_eを最大許容動力L_{emax}以下に調整する、いわゆる一般的な馬力制御が行われる。

【００７２】

一方、Ｓ５０５において、条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eがエンジン１１の最大許容動力L_{emax}以下であると判定すると（Ｓ５０５／Ｙｅｓ）、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eが負の閾値L_{emim}以上であるかどうかを判定する（Ｓ５０７）。

【００７３】

このとき、条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eが負の閾値L_{emim}未満であると判定すると（Ｓ５０７／Ｎｏ）、吐出流量制御部８４２は、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５のうち回生している油圧ポンプ１２の斜板１２Ｃの傾転角を減少させる制御信号をレギュレータ１２Ｄへ送信する（Ｓ５０８）。これにより、第１油圧ポンプ１２の回生動力を減少できるので、エンジン１１の回転数N_{eng}の増加を抑制することができる。

【００７４】

その後、条件判定部８４１は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂによって検出された第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対応する目標流量指令値q_{SP1}よりも少ないかどうかを判定する（Ｓ５０９）。このとき、条件判定部８４１は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂによって検出された第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対応する目標流量指令値q_{SP1}と等しい、あるいは吐出流量Q_{SP1}が目標流量指令値q_{SP1}よりも多いと判定すると（Ｓ５０９／Ｎｏ）、Ｓ５０１からの処理が繰り返される。

【００７５】

Ｓ５０９において、条件判定部８４１は、流量センサ３７Ａ，３７Ｂによって検出された第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対応する目標流量指令値q_{SP1}よりも少ないと判定すると（Ｓ５０９／Ｙｅｓ）、ポンプ・比例弁制御部８４の開度制御部８４３は、Ｓ５０８における油圧ポンプ１２の斜板１２Ｃの傾転角の減少に伴い、目標流量指令値q_{SP1}に対して第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が低下した分量を管路３１Ａから排出する比例弁３８の開度を算出する。

【００７６】

そして、開度制御部８４３は、算出した開度を指令する制御信号を比例弁３８へ送信し（Ｓ５１０）、Ｓ５０１からの処理が繰り返される。これにより、操作レバー５Ｂの操作に対して要求通りのブームシリンダ４ａの速度V_{BM}を得ることができるので、優れた操作性を実現することができる。

【００７７】

一方、Ｓ５０７において、条件判定部８４１は、負荷動力演算部８３によって演算された負荷動力L_eが負の閾値L_{emim}以上であると判定すると（Ｓ５０７／Ｙｅｓ）、回転数センサ１１Ａによって検出されたエンジン１１の回転数N_{eng}が許容回転数N_{li}

$_{mit}$を超えているかどうかを判定する（Ｓ５１１）。

【００７８】

このとき、条件判定部８４１は、回転数センサ１１Ａによって検出されたエンジン１１の回転数N_{eng}が許容回転数N_{limit}を超えていると判定すると（Ｓ５１１／Ｙｅｓ）、Ｓ５０８からの処理が行われる。従って、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の馬力L_{SP1}～L_{SP4}の算出の精度が低い、あるいは斜板１２Ｃ，１３Ｃ，１４Ｃ，１５Ｃの傾転角の制御の応答が遅い等の原因で、エンジン１１の回転数N_{eng}が上昇した場合であっても、エンジン１１の回転数N_{eng}を許容回転数N_{limit}以下に保つことができる。これにより、エンジン１１の過負荷によるエンジンストールの発生を効果的に防止することができる。

【００７９】

Ｓ５１１において、条件判定部８４１は、回転数センサ１１Ａによって検出されたエンジン１１の回転数N_{eng}が許容回転数N_{limit}以下であると判定すると（Ｓ５１１／Ｎｏ）、流量センサ３７Ａ，３７Ｂ，４７Ａ，４７Ｂ，５７Ａ，５７Ｂ，６７Ａ，６７Ｂによって検出された第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量Q_{SP1}，Q_{SP2}，Q_{SP3}，Q_{SP4}を、ＰＩＤ制御等により目標流量指令値算出部８１によって算出された第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の目標流量指令値q_{SP1}，q_{SP2}，q_{SP3}，q_{SP4}に一致させるように指令する制御信号をレギュレータ１２Ｄ，１３Ｄ，１４Ｄ，１５Ｄへそれぞれ送信し（Ｓ５１２）、Ｓ５０１からの処理が繰り返される。

【００８０】

次に、ブーム上げ及びブーム下げの動作が行われたときの操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に対する第１油圧ポンプ１２、比例弁３８、エンジン１１、及びブーム４Ａの動作応答の時間推移について、図６を参照して本発明と従来技術とを適宜比較しながら詳細に説明する。なお、図６において本発明の挙動は実線で表され、従来技術の挙動は点線で表されている。

【００８１】

また、図６は操作レバー５Ｂの操作量Ｘ１に対する第１油圧ポンプ１２の目標流量指令値q_{SP1}をｑ１とし、第１油圧ポンプ１２がこの目標流量指令値ｑ１に従って流量Ｑ１をブームシリンダ４ａへ吐出した場合に、ブームシリンダ４ａの速度V_{BM}がＶ１となる関係を示している。

【００８２】

時刻ｔ０では、図６（ａ）に示すように、ブームシリンダ４ａを動作させる操作レバー５Ｂが操作されず、図６（ｂ）、（ｃ）、（ｆ）に示すように、第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}、比例弁３８を通過する作動油の流量Q_V、及びブームシリンダ４ａの速度V_{BM}のそれぞれが０になっている。このとき、図６（ｄ）、（ｅ）に示すように、エンジン１１は、摩擦損失動力L_{efrc}のみが作用し、目標回転数N_{ref}で略一定に駆動している。

【００８３】

時刻ｔ１において、図６（ａ）に示すように、ブーム上げの動作を指示する操作レバー５Ｂの操作が行われると、コントローラ８のポンプ・比例弁制御部８４による第１油圧ポンプ１２の制御に従って、操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}に比例して第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}（＞０）が増加することにより、ブームシリンダ４ａの速度V_{BM}（＞０）が上昇する。

【００８４】

ブーム４Ａが空中で動作しているときには、ブームシリンダ４ａの圧力が略一定であるため、図６（ｂ）に示すように、第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}の増加に応じて第１油圧ポンプ１２の馬力L_{SP1}が数式（２）の関係で増加し、図６（ｄ）に示すように、第１油圧ポンプ１２の馬力L_{SP1}の増加分ほどエンジン１１に対する負荷動力L_eが増大する。

【００８５】

時刻ｔ２において、図６（ｄ）に示すように、エンジン１１に対する負荷動力L_eがエンジン１１の最大許容動力L_{emax}を超えると、ポンプ・比例弁制御部８４による第１油圧ポンプ１２の制御によって第１油圧ポンプ１２の斜板１２Ｃの傾転角が絞られるので、第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が減少する。これにより、エンジン１１に対する負荷動力L_eがエンジン１１の最大許容動力L_{emax}以下に抑えられるので、エンジンストールの発生を防止すると共に、エンジン１１の出力を有効に利用してブームシリンダ４ａに対して最適な速度V_{BM}を確保することができる。

【００８６】

時刻ｔ３において、図６（ａ）に示すように、操作レバー５Ｂが中立位置に戻されて操作量X_{BM}が０になると、図６（ｂ）、（ｆ）に示すように、第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}が減少して０となり、これに伴ってブームシリンダ４ａの速度V_{BM}も０となる。このとき、図６（ｅ）に示すように、エンジン１１は、目標回転数N_{ref}で略一定に駆動する元の負荷状態に戻る。

【００８７】

時刻ｔ４において、ブーム下げの動作を指示する操作レバー５Ｂの操作が行われると、コントローラ８のポンプ・比例弁制御部８４による第１油圧ポンプ１２の制御に従って、操作レバー５Ｂの操作量X_{BM}（＜０）に比例して第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}（＜０）の絶対値が大きくなり、ブームシリンダ４ａの速度V_{BM}（＜０）が負の方向へ上昇する。

【００８８】

従って、第１油圧ポンプ１２は、ブームシリンダ４ａのボトム室４ａ２側である高圧ライン側の管路３１Ａから作動油を吸い込んでロッド室４ａ３側である低圧ライン側の管路３１Ｂへ吐出することにより、ブーム４Ａが下方へ回動する。このとき、第１油圧ポンプ１２は、油圧モータとして動作することにより、図６（ｄ）に示すように、エンジン１１に対する負荷動力L_eを下げる方向に作用する。すなわち、第１油圧ポンプ１２で回生動作が行われるので、エンジン１１に対する負荷動力L_eが減少し、より少ない燃料噴射量でエンジン１１を目標回転数N_{ref}に保持することができる。これにより、エンジン１１の燃費を向上させることができる。

【００８９】

一般に、ブーム４Ａは大きな位置エネルギーを有しており、特にバケット４ｃに土砂等の積荷が満載の状態においては、この積荷の位置エネルギーが加わるので、ブーム下げの動作時の回生動力がより大きくなる。そのため、積荷の位置エネルギーの全てを第１油圧ポンプ１２で回生した場合には、図６（ｅ）中の点線で示すように、エンジン１１の回転数N_{eng}を著しく増速させる可能性がある。

【００９０】

そこで、時刻ｔ５において、エンジン１１に対する負荷動力L_eが負の閾値L_{emin}を下回ったとき、すなわちポンプ・比例弁制御部８４の条件判定部８４１によってエンジン１１に対する負荷動力L_eが負の閾値L_{emin}未満であると判定されたとき（$L_e < L_{emin}$）、コントローラ８は、エンジン１１における燃料の噴射を停止させ、エンジン１１が惰性で回転するように制御する。

【００９１】

このとき、エンジン１１に対する負荷動力L_eは負の値であることから、第１油圧ポンプ１２の回生動力によってエンジン１１の回転数N_{eng}が上昇し始め、仮に従来技術のように第１油圧ポンプ１２の吐出流量Q_{SP1}を、操作レバー５Ｂに対応する目標流量指令値q_{SP1}に一致させるように制御し続けた場合には、図６（ｅ）中の点線で示すように、エンジン１１の回転数N_{eng}が許容回転数N_{limit}を超えてしまう。

【００９２】

このようなエンジン１１の動作状況を考慮し、本発明の第１実施形態に係るコントローラ８の吐出流量制御部８４２は、条件判定部８４１によってエンジン１１に対する負荷動力L_eが負の閾値L_{emin}未満であると判定されたとき（$L_e < L_{emin}$）、油圧ポ

ンプ１２の斜板１２Ｃの傾転角を減少させる制御を行う。これにより、エンジン１１に対する負荷動力$Ｌ_{e}$を略負の閾値$Ｌ_{emin}$に保持できるので、エンジン１１の回転数$Ｎ_{eng}$の著しい増加を抑制しつつ、ブームシリンダ４ａからの戻り油による動力の回生を効率良く行うことができる。

【００９３】

ところで、コントローラ８の馬力算出部８２による第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の馬力$Ｌ_{SP1}$～$Ｌ_{SP4}$の算出の精度が、作動油の温度変化や第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５自体の経年変化等で低下したことに伴って、エンジン１１の回転数$Ｎ_{eng}$が許容回転数$Ｎ_{limit}$を超えた場合であっても、吐出流量制御部８４２が回生中の油圧ポンプ１２の斜板１２Ｃの傾転角を減少させてエンジン１１に対する負荷動力$Ｌ_{e}$を高めることにより、エンジン１１の回転数$Ｎ_{eng}$を迅速に低下させて許容回転数$Ｎ_{limit}$以下に抑えることができる。これにより、エンジン１１の動作の安定性を向上させることができる。

【００９４】

さらに、時刻ｔ５において、第１油圧ポンプ１２の吐出流量$Ｑ_{SP1}$は－Ｑ２となり、この流量－Ｑ２と操作レバー５Ｂの操作量Ｘ１から要求される流量－Ｑ１（＜－Ｑ２）との差分ΔＱ（＝－Ｑ２－（－Ｑ１））だけ第１油圧ポンプ１２からブームシリンダ４ａのロッド室４ａ３へ供給される作動油の流量が減少する。そのため、ブーム下げの動作中のブームシリンダ４ａの速度$Ｖ_{BM}$は、図６（ｆ）の一点鎖線で示す操作レバー５Ｂの操作量Ｘ１に対応する－Ｖ１よりも遅い速度－Ｖ２（＞－Ｖ１）になることが考えられる。

【００９５】

そこで、本発明の第１実施形態に係るポンプ・比例弁制御部８４の開度制御部８４３は、流量－Ｑ２と流量－Ｑ１との差分ΔＱに相当する流量が管路３１Ａから排出されるように比例弁３８を開く制御を行う。これにより、操作レバー５Ｂの操作に対して要求通りのブームシリンダ１２ａの速度－Ｖ１を得ることができるので、円滑なブーム下げの動作を実現することができる。

【００９６】

このように構成した本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置１００によれば、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａの動作から得られた回生動力が大きい場合であっても、ポンプ・比例弁制御部８４の吐出流量制御部８４２は、負荷動力演算部８３によって演算される負荷動力$Ｌ_{e}$が最大許容動力$Ｌ_{emax}$と負の閾値$Ｌ_{emin}$との間の範囲内に収まるように、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量$Ｑ_{SP1}$，$Ｑ_{SP2}$，$Ｑ_{SP3}$，$Ｑ_{SP4}$を制御することにより、エンジン１１の回転数$Ｎ_{eng}$が大幅に上昇するのを回避できるので、エンジン１１にかかる負荷を軽減することができる。

【００９７】

また、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量$Ｑ_{SP1}$，$Ｑ_{SP2}$，$Ｑ_{SP3}$，$Ｑ_{SP4}$が適切に調整されることから、オペレータが操作レバー５Ａ，５Ｂを操作して油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａを意図した速度で動かすことができる。このように、本発明の第１実施形態に係る油圧駆動装置１００は、エンジン１１の耐久性を向上させると共に、良好な操作性を確保することができる。

【００９８】

［第２実施形態］

本発明の第２実施形態が前述した第１実施形態と異なるのは、図２に示すように、第１実施形態に係る油圧駆動装置１００は、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａを第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５によってそれぞれ直接駆動する第１ないし第４閉回路３２，４２，５２，６２を備えたのに対して、図７に示すように、第２実施形態に係る油圧駆動装置１００Ａは、例えば第３閉回路５２及び第４閉回路６２の代わりに、油圧アクチュエータ４ｃ，３ａを開回路用油圧ポンプ１８とコントロールバルブ７３Ａ，７３Ｂによってそれぞれ駆動する開回路７２を備えたことである。

【００９９】

具体的には、開回路用油圧ポンプ１８は、作動油タンク１７に貯蔵された作動油を吸入するための入力ポート１８Ａと、この入力ポート１８Ａから吸入した作動油を圧油として吐出するための出力ポート１８Ｂと、この出力ポート１８Ｂから吐出される作動油の流量を調整するための片傾転式の斜板１８Ｃとを含む片傾転斜板機構を備えた可変容量型の油圧ポンプから構成されている。

【０１００】

また、開回路用油圧ポンプ１８には、斜板１８Ｃの傾転角を調整するための流量調整部であるレギュレータ１８Ｄが設けられている。このレギュレータ１８Ｄは、信号線２４を介してコントローラ８に通信接続されている。開回路用油圧ポンプ１８の出力ポート１８Ｂからの作動油の流量は、コントローラ８から信号線２４を経てレギュレータ１８Ｄに入力される電気的な制御信号によって制御される。

【０１０１】

開回路用油圧ポンプ１８の出力ポート１８Ｂは、一端がバケットシリンダ４ｃのボトム室４ａ２に接続された管路７１Ａの他端に接続され、作動油タンク１７は、一端がバケットシリンダ４ｃのロッド室４ａ３に接続された管路７１Ｂの他端に接続されている。これらの管路７１Ａ，７１Ｂ間には、開回路用油圧ポンプ１８からバケットシリンダ４ｃへ吐出された圧油の流れ（方向及び流量）を切換えるコントロールバルブ７３Ａが設けられている。

【０１０２】

管路７１Ａのうち開回路用油圧ポンプ１８とコントロールバルブ７３Ａとの間には、一端が旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ１に接続された管路７１Ｃの他端が接続され、管路７１Ｂのうち開回路用油圧ポンプ１８とコントロールバルブ７３Ａとの間には、一端が旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ２に接続された管路７１Ｄの他端が接続されている。これらの管路７１Ｃ，７１Ｄ間には、開回路用油圧ポンプ１８から旋回モータ３ａへ吐出された圧油の流れ（方向及び流量）を切換えるコントロールバルブ７３Ｂが設けられている。

【０１０３】

コントロールバルブ７３Ａは、例えば、４ポート３位置のスプリングセンタ式スプール型切換弁から成り、信号線２５を介してコントローラ８に通信接続されている。このコントロールバルブ７３Ａは、コントローラ８からの制御信号に従って、開回路用油圧ポンプ１８とバケットシリンダ４ｃとの間の流路を遮断する中立位置Ｎ、開回路用油圧ポンプ１８からの作動油をバケットシリンダ４ｃのボトム室４ｃ２へ供給し、ロッド室４ｃ３からの戻り油を作動油タンク１７へ排出する右位置Ｒ、開回路用油圧ポンプ１８からの作動油をバケットシリンダ４ｃのロッド室４ｃ３へ供給し、ボトム室４ｃ２からの戻り油を作動油タンク１７へ排出する左位置Ｌのいずれかに切換えるように構成されている。

【０１０４】

同様に、コントロールバルブ７３Ｂは、例えば、４ポート３位置のスプリングセンタ式スプール型切換弁から成り、信号線２５を介してコントローラ８に通信接続されている。このコントロールバルブ７３Ｂは、コントローラ８からの制御信号に従って、開回路用油圧ポンプ１８と旋回モータ３ａとの間の流路を遮断する中立位置Ｎ、開回路用油圧ポンプ１８からの作動油を旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ１へ供給し、入出力ポート３ａ２からの戻り油を作動油タンク１７へ排出する右位置Ｒ、開回路用油圧ポンプ１８からの作動油を旋回モータ３ａの入出力ポート３ａ２へ供給し、入出力ポート３ａ１からの戻り油を作動油タンク１７へ排出する左位置Ｌのいずれかに切換えるように構成されている。

【０１０５】

開回路７２には、管路７１Ａ，７１Ｂのうちコントロールバルブ７３Ａとバケットシリンダ４ｃとの間の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路７１Ａ，７１Ｂ内の作動油を、管路７１Ｅを介して作動油タンク１７へ排出するリリーフ弁７４Ａ，７４Ｂと、管路７１Ａのうちコントロールバルブ７３Ａと開回路用油圧ポンプ１８との間の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路７１Ａ内の作動油を作動油タンク１７へ排出

するリリーフ弁７４Ｃとが設けられている。

【０１０６】

また、開回路７２には、開回路用油圧ポンプ１８、コントロールバルブ７３Ａ，７３Ｂの他、信号線２５を介してコントローラ８に通信接続され、コントローラ８からの制御信号に従って、管路７３Ａ内の作動油を作動油タンク１７へ導くブリードオフバルブ７５と、管路７１Ａのうち開回路用油圧ポンプ１８の出力ポート１８Ｂ側に取付けられ、開回路用油圧ポンプ１８の吐出流量を検出する流量センサ７６とが設けられている。その他の第２実施形態の構成は、第１実施形態の構成と同じであり、同一又は対応する部分には同一の符号を付している。

【０１０７】

このように構成した本発明の第２実施形態に係る油圧駆動装置１００Ａによれば、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａのうちバケットシリンダ４ｃ及び旋回モータ３ａと開回路用油圧ポンプ１８とを開回路状に接続して開回路７２を形成しても、ポンプ・比例弁制御部８４の吐出流量制御部８４２は、負荷動力演算部８３によって演算されたエンジン１１に対する負荷動力$Ｌ_{e}$に応じて、少なくとも第１閉回路３２の第１油圧ポンプ１２の傾転角１２Ｃを変更して第１油圧ポンプ１２の吐出流量$Ｑ_{ＳＰ１}$を制御することにより、エンジン１１に対する負荷動力$Ｌ_{e}$を最大許容動力$Ｌ_{ｅｍａｘ}$と負の閾値$Ｌ_{ｅｍｉｎ}$との間の範囲内へ迅速に調整することができる。従って、本発明の第２実施形態に係る油圧駆動装置１００Ａも上述した第１実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

【０１０８】

［第３実施形態］

本発明の第３実施形態が前述した第１実施形態と異なるのは、図２に示すように、第１実施形態に係る油圧駆動装置１００がエンジン１１を備えたのに対して、図８に示すように、第３実施形態に係る油圧駆動装置１００Ｂは、原動機として、例えばエンジン１１の代わりに、電動モータ９１を備えたことである。その他の第３実施形態の構成は、第１実施形態の構成と同じであり、同一又は対応する部分には同一の符号を付している。

【０１０９】

このように構成した本発明の第３実施形態に係る油圧駆動装置１００Ｂによれば、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５を、動力伝達装置１６を介して電動モータ９１の動力で駆動するように構成しても、ポンプ・比例弁制御部８４の吐出流量制御部８４２は、負荷動力演算部８３によって演算された電動モータ９１に対する負荷動力$Ｌ_{Ｍ}$に応じて、第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の傾転角１２Ｃ～１５Ｃを変更して第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５の吐出流量$Ｑ_{ＳＰ１}$，$Ｑ_{ＳＰ２}$，$Ｑ_{ＳＰ３}$，$Ｑ_{ＳＰ４}$を制御することにより、電動モータ９１に対する負荷動力$Ｌ_{Ｍ}$を予め設定された最大許容動力$Ｌ_{Ｍｍａｘ}$と負の閾値$Ｌ_{Ｍｍｉｎ}$との間の範囲内へ迅速に調整することができる。従って、本発明の第３実施形態に係る油圧駆動装置１００Ｂも上述した第１実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

【０１１０】

なお、上述した本発明の各実施形態は、本発明を分かり易く説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。

【０１１１】

また、本発明の各実施形態は、油圧駆動装置１００，１００Ａ，１００Ｂが搭載される作業機械の一例として、油圧ショベル１を挙げて説明したが、本発明はこれに限定されず、油圧駆動装置１００，１００Ａ，１００Ｂによって駆動される油圧アクチュエータを備えていれば、油圧式クレーンやホイールローダ等の油圧ショベル１以外の作業機械であってもよい。

【０１１２】

さらに、本発明の第１実施形態では、第１閉回路３２において、第１油圧ポンプ１２を

ブーム下げの動作中に回生駆動させるブームシリンダ４ａからの戻り油が導かれる管路３１Ａに比例弁３８を設け、この比例弁３８によって管路３１Ａ内の戻り油の流量を調整した場合について説明したが、本発明はこの場合に限定されるものではない。

【０１１３】

例えば、第２ないし第４閉回路４２，５２，６２において、第２ないし第４油圧ポンプ１３～１５を回生駆動させる油圧アクチュエータ４ｂ，４ｃ，３ａからの戻り油が導かれる管路４１Ａ，５１Ａ，６１Ａに比例弁をそれぞれ設け、これらの比例弁によって各管路４１Ａ，５１Ａ，６１Ａ内の戻り油の流量を調整してもよい。これにより、第２ないし第４油圧ポンプ１３～１５の回生動力が大きくても、油圧アクチュエータ４ｂ，４ｃ，３ａの速度V_{AM}，V_{BK}，V_{SW}を維持できるので、優れた操作性を実現することができる。

【０１１４】

また、本発明の第１、第３実施形態では、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａと第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５とを閉回路状に接続して第１ないし第４閉回路３２，４２，５２，６２を形成し、本発明の第２実施形態では、油圧アクチュエータ４ａ，４ｂと第１及び第２油圧ポンプ１２，１３とを閉回路状に接続して第１及び第２閉回路３２，４２を形成し、油圧アクチュエータ４ｃ，３ａと第３及び第４油圧ポンプ１４，１５とを開回路状に接続して開回路７２を形成した場合について説明したが、本発明はこの場合に限定されるものではない。具体的には、油圧アクチュエータ４ａ～４ｃ，３ａのうちいずれか１つと第１ないし第４油圧ポンプ１２～１５のうち対応する油圧ポンプが接続された閉回路を備えた油圧駆動装置であれば、上述した各実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

【符号の説明】

【０１１５】

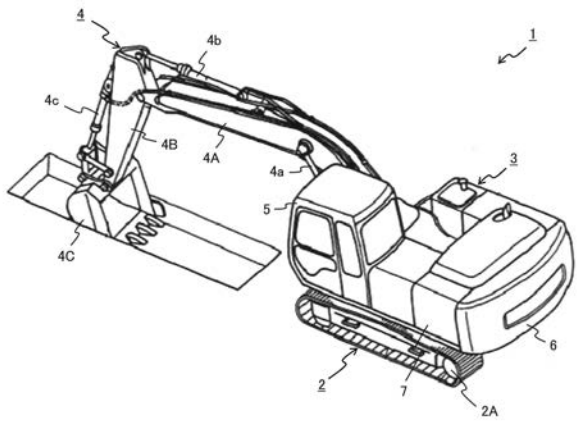
１…油圧ショベル（作業機械）、３…旋回体、３ａ…旋回モータ（油圧アクチュエータ）、４ａ…ブームシリンダ（油圧アクチュエータ）、４ｂ…アームシリンダ（油圧アクチュエータ）、４ｃ…バケットシリンダ（油圧アクチュエータ）、５Ａ，５Ｂ…操作レバー（操作装置）、８…コントローラ

１１…エンジン（原動機）、１１Ａ…回転数センサ（回転数検出器）、１２～１５…第１ないし第４油圧ポンプ、１８…開回路用油圧ポンプ、３１Ａ，３１Ｂ，４１Ａ，４１Ｂ，５１Ａ，５１Ｂ，６１Ａ，６１Ｂ，７１Ａ～７１Ｅ…管路、３２，４２，５２，６２…第１ないし第４閉回路、３７Ａ，３７Ｂ…流量センサ（吐出流量検出器）、３８…比例弁（流量調整弁）、７２…開回路、７３Ａ，７３Ｂ…コントロールバルブ

８１…目標流量指令値算出部、８２…馬力算出部（出力算出部）、８３…負荷動力演算部、８４…ポンプ・比例弁制御部、９１…電動モータ（原動機）、１００，１００Ａ，１００Ｂ…油圧駆動装置、８４１…条件判定部、８４２…吐出流量制御部、８４３…開度制御部（流量調整弁制御部）

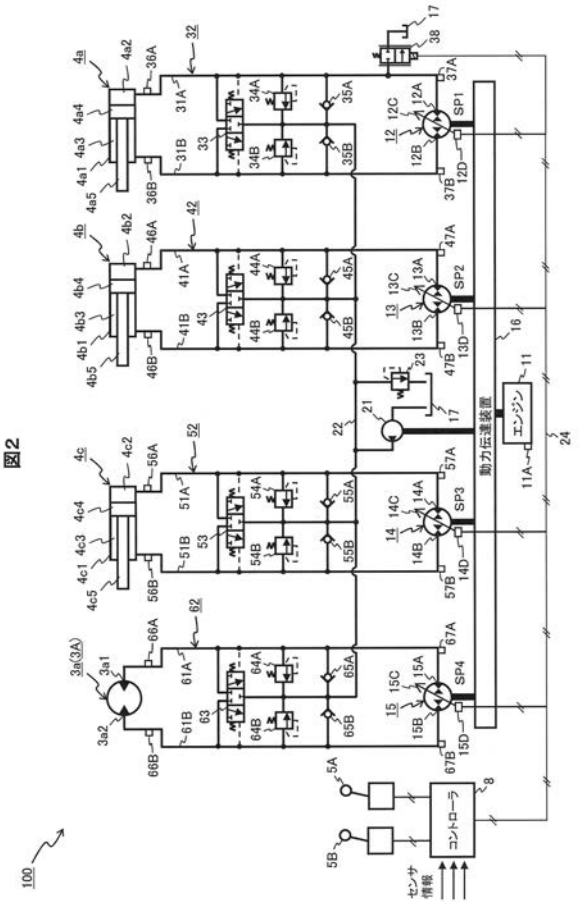
【図１】

図1



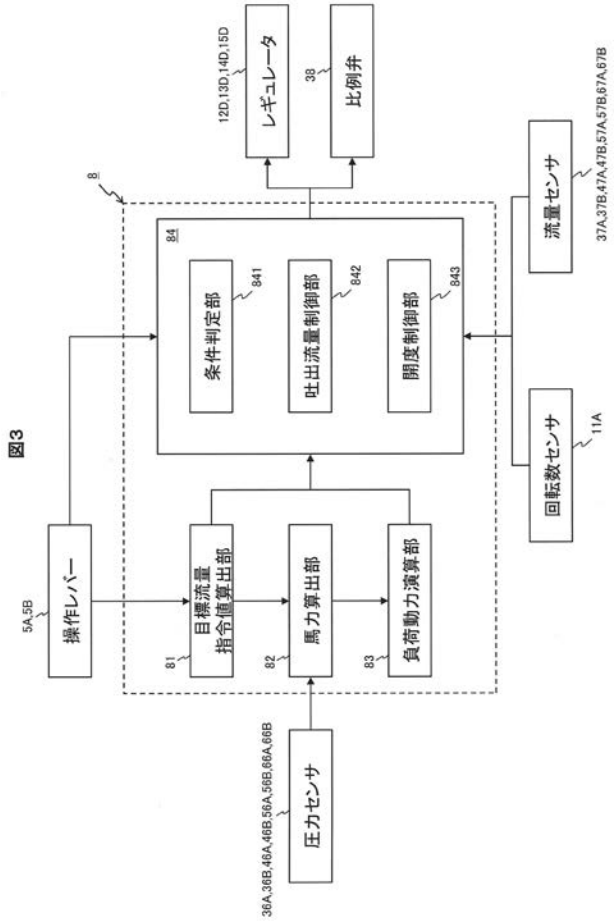
【図２】

図2



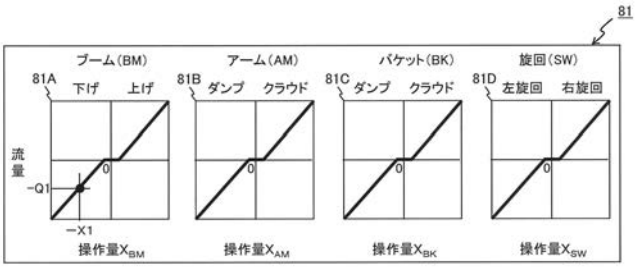
【図３】

図3



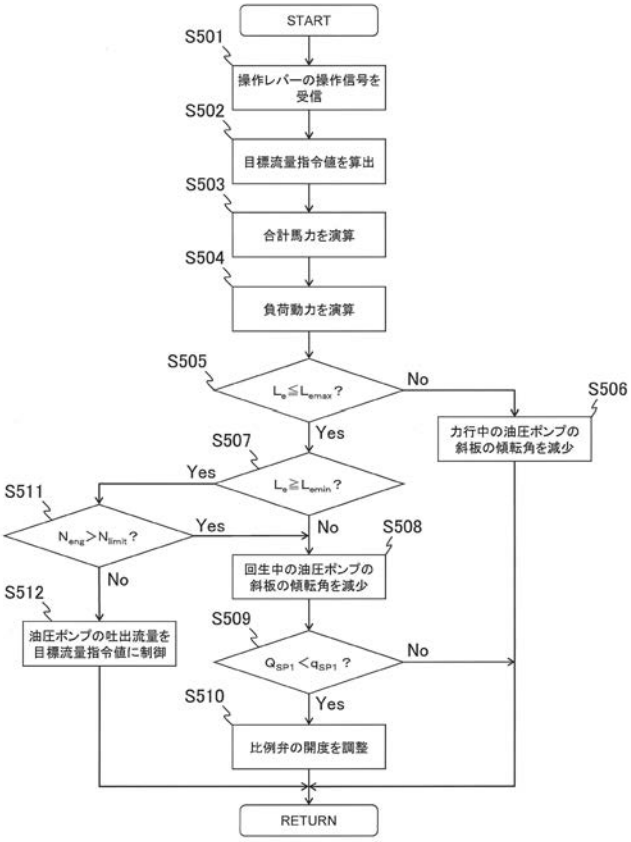
【図４】

図4



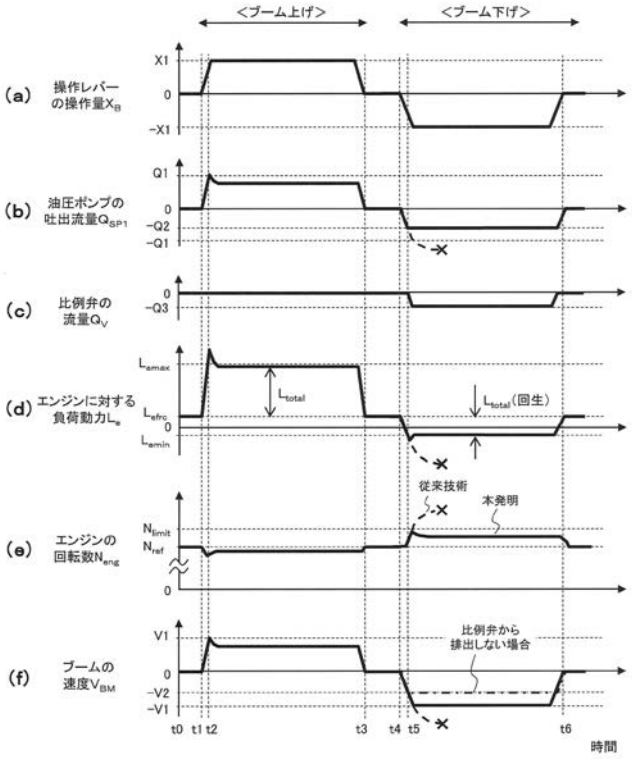
【図５】

図5



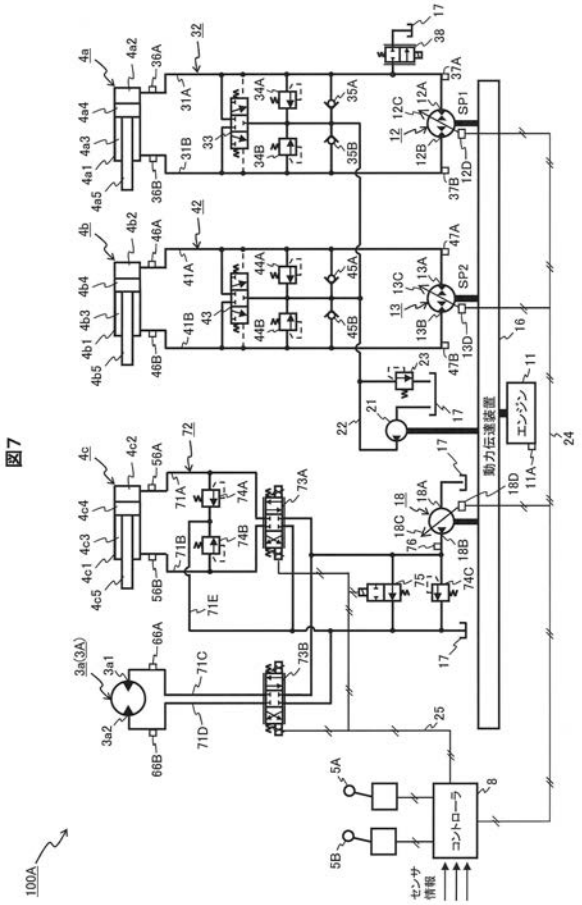
【図６】

図6



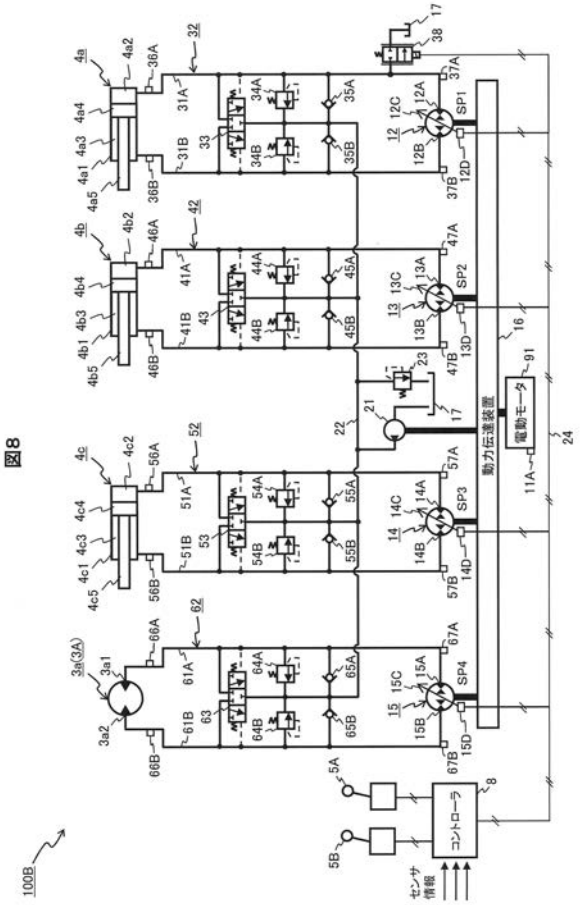
【図７】

図7



【図８】

図8



フロントページの続き

(72)発明者　清水　自由理
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号　株式会社日立製作所内
(72)発明者　齋藤　哲平
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号　株式会社日立製作所内

Ｆターム(参考) 2D003 AA01 AB03 AB05 BA01 BA05 CA02 DA04
3H089 AA82 AA87 BB04 BB15 BB30 CC01 CC08 CC12 DA02 DA03
DA07 DA08 DA13 DB03 DB04 DB12 DB33 DB38 EE36 FF07
GG02 JJ02