

(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2019-173949
(P2019-173949A)

(43) 公開日 令和1年10月10日(2019. 10. 10)

(51) Int.Cl.			F 1			テーマコード (参考)	
F 1 5 B	11/05	(2006.01)	F 1 5 B	11/05	B	3 F 2 0 5	
F 1 5 B	11/02	(2006.01)	F 1 5 B	11/02	C	3 H 0 8 9	
F 1 5 B	11/08	(2006.01)	F 1 5 B	11/08	A	3 J 0 5 3	
F 1 6 H	61/4035	(2010.01)	F 1 6 H	61/4035			
B 6 6 C	23/86	(2006.01)	B 6 6 C	23/86	A		

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2018-65828 (P2018-65828)	(71) 出願人	000005522
(22) 出願日	平成30年3月29日 (2018. 3. 29)		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	大木 孝利
			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
		Fターム(参考)	3F205 EA07
			3H089 AA22 AA24 AA60 BB15 BB28
			CC08 DA03 DA13 DB03 DB26
			DB47 DB49 DB55 EE04 EE07
			EE17 EE22 EE36 GG02 JJ02
			3J053 AA01 AA02 AB34 AB43 AB48

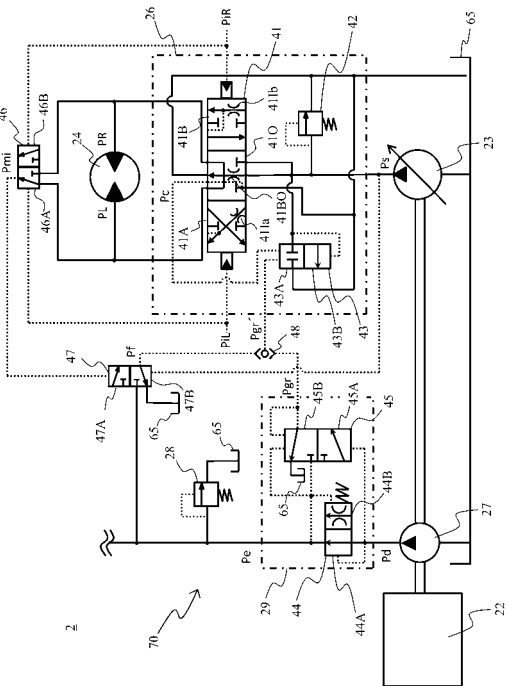
(54) 【発明の名称】 作業機械の油圧回路

(57) 【要約】

【課題】確実に旋回モータに制動をかけることができる作業機械の油圧回路を提供する。

【解決手段】エンジン（22）と、メインポンプ（23）と、パイロットポンプ（27）と、メインポンプから吐出される作動油により駆動される旋回用油圧モータ（24）と、メインポンプから旋回用油圧モータへ供給される作動油の流れ方向を制御する方向制御弁（41）と、メインポンプから方向制御弁に供給される作動油の流量を調節する流量調節弁（43）とを備えた作業機械の油圧回路において、パイロットポンプの吐出側に設けられ、旋回用油圧モータに制動をかけるための操作部材（37）の操作に基づいて、パイロットポンプの吐出圧を一次圧として指令圧（Pgr'）を生成し、指令圧により流量調節弁を閉じる方向に制御する流量調節弁制御部（70）を備えている。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンと、

前記エンジンにより駆動される可変容量型のメインポンプと、

前記エンジンにより駆動される固定容量型のパイロットポンプと、

前記メインポンプから吐出される作動油により駆動される旋回用油圧モータと、

操作部材の操作により作動し、前記メインポンプから前記旋回用油圧モータへ供給される作動油の流れ方向を制御する方向制御弁と、

前記方向制御弁の前後差圧により作動し、前記メインポンプから前記方向制御弁に供給される作動油の流量を調節する流量調節弁とを備えた作業機械の油圧回路において、

10

前記パイロットポンプの吐出側に設けられ、前記旋回用油圧モータに制動をかけるための前記操作部材の操作に基づいて、前記パイロットポンプの吐出圧を一次圧として指令圧を生成し、前記指令圧により前記流量調節弁を閉じる方向に制御する流量調節弁制御部を備えることを特徴とする作業機械の油圧回路。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の作業機械の油圧回路において、

前記流量調節弁制御部は、

前記パイロットポンプの吐出流量に応じた差圧を発生させる可変絞りと、

前記可変絞りの前後差圧に応じた第 1 制御圧を生成する圧力制御弁と、

20

前記操作部材の操作と連動して作動し、前記旋回用油圧モータのメーティン側の圧力を第 2 制御圧として出力する制御圧選択弁と、

前記制御圧選択弁から出力される前記第 2 制御圧と前記メインポンプの吐出圧との差圧により作動し、前記第 2 制御圧が前記メインポンプの吐出圧より大きい場合に、前記可変絞りの下流圧を第 3 制御圧として出力し、前記第 2 制御圧が前記メインポンプの吐出圧より小さい場合に、タンク圧を前記第 3 制御圧として出力する制御圧切換弁と、

前記制御圧切換弁から出力された前記第 3 制御圧と、前記圧力制御弁にて生成された前記第 1 制御圧とのうち高圧側の制御圧を前記指令圧として出力するシャトル弁と、を含むことを特徴とする作業機械の油圧回路。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の作業機械の油圧回路において、

30

前記流量調節弁制御部は、

前記エンジンの回転数を検出する第 1 回転数センサと、

前記方向制御弁に作用するパイロット圧を検出する第 1 圧力センサと、

前記旋回用油圧モータの作動油ポートの圧力を検出する第 2 圧力センサと、

前記メインポンプの吐出圧を検出する第 3 圧力センサと、

前記指令圧を生成する電磁比例減圧弁と、

前記第 1 回転数センサ、前記第 1 圧力センサ、前記第 2 圧力センサ、及び前記第 3 圧力センサの各検出信号を入力して、前記電磁比例減圧弁に駆動信号を出力するコントローラと、を含むことを特徴とする作業機械の油圧回路。

【請求項 4】

40

請求項 1 に記載の作業機械の油圧回路において、

前記流量調節弁制御部は、

前記エンジンの回転数を検出する第 1 回転数センサと、

前記旋回用油圧モータの出力側の回転数を検出する第 2 回転数センサと、

前記方向制御弁に作用するパイロット圧を検出する第 1 圧力センサと、

前記指令圧を生成する電磁比例減圧弁と、

前記第 1 回転数センサ、前記第 2 回転数センサ、及び前記第 1 圧力センサの各検出信号を入力して、前記電磁比例減圧弁に駆動信号を出力するコントローラと、を含むことを特徴とする作業機械の油圧回路。

50

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、作業機械の油圧回路に関する。

【背景技術】**【0002】**

本技術分野の背景技術として、例えば特許文献1には、「操作指令に基づき回転数が決定される原動機と、原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、可変容量油圧ポンプからの吐出油で駆動される旋回モータと、可変容量油圧ポンプから旋回モータへ供給される圧油を制御する制御弁とを備えた作業機械の油圧回路であって、原動機の回転数を表す回転数信号を生成する回転数信号生成部と、可変容量油圧ポンプから制御弁に導かれる圧油の流量を調節する流量調節弁と、を備え、流量調節弁は、回転数信号生成部が出力する回転数信号に基づき、制御弁の前後差圧を原動機の回転数に応じた値とする」ことが記載されている（要約参照）。

10

【先行技術文献】**【特許文献】****【0003】**

【特許文献1】特開2017-150607号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】**

20

【0004】

特許文献1では、オープンセンタ型の制御弁が用いられており、当該制御弁が中立位置にあるとき、旋回モータの一次側と二次側の両ポートは制御弁を介して連通する。そのため、旋回モータは慣性により回転し続ける。旋回モータに制動をかけるためには、旋回操作レバーを旋回方向と逆方向に操作（以下、本明細書において「逆レバー操作」という）する。ここで、特許文献1では、流量調節弁の受圧面積に差を設けているため、逆レバー操作時に流量調節弁の制御圧用のポートに作用する圧力バランス次第で、流量調節弁がタンクと繋がる開位置に切り換わる場合が起こり得る。そうすると、オペレータの意図通りに旋回モータに制動をかけることができない可能性がある。

【0005】

30

本発明は、例えば逆レバー操作時等において、確実に旋回モータに制動をかけることができる作業機械の油圧回路を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】**【0006】**

上記目的を達成するために、代表的な本発明は、エンジンと、前記エンジンにより駆動される可変容量型のメインポンプと、前記エンジンにより駆動される固定容量型のパイロットポンプと、前記メインポンプから吐出される作動油により駆動される旋回用油圧モータと、操作部材の操作により作動し、前記メインポンプから前記旋回用油圧モータへ供給される作動油の流れ方向を制御する方向制御弁と、前記方向制御弁の前後差圧により作動し、前記メインポンプから前記方向制御弁に供給される作動油の流量を調節する流量調節弁とを備えた作業機械の油圧回路において、前記パイロットポンプの吐出側に設けられ、前記旋回用油圧モータに制動をかけるための前記操作部材の操作に基づいて、前記パイロットポンプの吐出圧を一次圧として指令圧を生成し、前記指令圧により前記流量調節弁を閉じる方向に制御する流量調節弁制御部を備えることを特徴とする。

40

【発明の効果】**【0007】**

本発明によれば、例えば逆レバー操作時等において、確実に旋回モータに制動をかけることができる。なお、上記した以外の課題、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】

50

【 0 0 0 8 】

【 図 1 】 クレーンの概略図である。

【 図 2 】 第 1 実施形態に係る油圧回路の構成図である。

【 図 3 】 第 2 実施形態に係る油圧回路の構成図である。

【 図 4 】 図 3 に示すコントローラの制御ブロック図である。

【 図 5 】 第 3 実施形態に係る油圧回路の構成図である。

【 図 6 】 図 5 に示すコントローラ制御ブロック図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 0 9 】

以下、本発明の各実施形態について、図面を用いて説明する。以下に示す各実施形態は、本発明に係る作業機械の油圧回路をクレーンに適用した例であるが、本発明はこれに限定されるものではない。なお、各実施形態において同一の構成については、同一の符号を付して説明を省略する。

【 0 0 1 0 】

(第 1 実施形態)

図 1 ~ 2 を参照して、本発明に係る作業機械の油圧回路の第 1 実施形態を説明する。

【 0 0 1 1 】

図 1 は、クレーン 1 の概略図である。作業機械の一例であるクレーン 1 は、下部走行体 1 0 と、上部旋回体 2 0 とを備える。下部走行体 1 0 は、一対のクローラ 1 1、一対のクローラフレーム 1 2、及びクローラ 1 1 を独立して駆動制御する一対の走行用油圧モータ 1 3 を備える。上部旋回体 2 0 は、旋回フレーム 2 1 と、キャブ 6 と、旋回フレーム 2 1 に設けられたエンジン 2 2 と、メインポンプ 2 3 と、パイロットポンプ 2 7 と、旋回用油圧モータ 2 4 と、旋回用油圧モータ 2 4 の駆動力により上部旋回体 2 0 を旋回駆動させる駆動機構 2 5 と、制御弁ユニット 2 6 とを備える。なお、キャブ 6 内には、上部旋回体 2 0 の旋回操作を行うための旋回操作レバー（操作部材）3 7 が設けられている。

【 0 0 1 2 】

上部旋回体 2 0 には、起伏可能なブーム 3 1 が設置される。ブーム 3 1 の先端には不図示のシーブが設けられ、シーブに掛け回された巻き上げロープ 3 2 の先端に設けた不図示のフックに吊り荷 3 3 が吊り下げられる。上部旋回体 2 0 は、旋回用油圧モータ 2 4 により正逆所望の方向に所望の速度で駆動される。起伏ロープ 3 4 は不図示のペンダントロープに接続される。起伏ロープ 3 4 を図示しない起伏ウインチで繰り込み、繰り出すことによりブーム 3 1 が俯仰動する。巻き上げロープ 3 2 を不図示の巻き上げウインチにより繰り込み、繰り出すことにより、吊り荷 3 3 が昇降される。

【 0 0 1 3 】

図 2 は、第 1 実施形態に係る油圧回路 2 の構成図である。油圧回路 2 は、メインポンプ 2 3 と、パイロットポンプ 2 7 と、メインポンプ 2 3 から吐出される作動油により駆動される旋回用油圧モータ 2 4 と、旋回用油圧モータ 2 4 に供給される作動油の流れ方向と流量を制御する制御弁ユニット 2 6 と、パイロットポンプ 2 7 の吐出圧の上限を制限するパイロットリリーフ弁 2 8 と、パイロットポンプ 2 7 の吐出側に設けられたエンジンスピードセンシング弁ユニット（ESS 弁ユニットという）2 9 と、旋回操作レバー 3 7（図 1 参照）の操作に連動して作動するメータイン圧選択弁（制御圧選択弁）4 6 と、逆転判定弁（制御圧切換弁）4 7 と、シャトル弁 4 8 と、を備える。

【 0 0 1 4 】

本実施形態では、ESS 弁ユニット 2 9（可変絞り 4 4、圧力制御弁 4 5）と、メータイン圧選択弁 4 6 と、逆転判定弁 4 7 と、シャトル弁 4 8 とにより流量調節弁制御部 7 0 が構成されており、詳しくは後述するが、流量調節弁制御部 7 0 から出力される指令圧 P_{gr} により制御弁ユニット 2 6 の流量調節弁 4 3 の作動が制御されている。

【 0 0 1 5 】

メインポンプ 2 3 は、エンジン 2 2 により駆動され、制御弁ユニット 2 6 に作動油を供給する。メインポンプ 2 3 の吐出容量は、不図示のコントローラにより制御されるレギュ

10

20

30

40

50

レータで調整される。メインポンプ 2 3 は、可変容量型の油圧ポンプである。パイロットポンプ 2 7 は、エンジン 2 2 により駆動され、E S S 弁ユニット 2 9 に作動油を供給する。パイロットポンプ 2 7 は、固定容量型の油圧ポンプである。なお、エンジン 2 2 の回転数は、オペレータにより操作される不図示のアクセルペダルの踏込量に基づき制御される。

【 0 0 1 6 】

制御弁ユニット 2 6 は、メインポンプ 2 3 から旋回用油圧モータ 2 4 に供給される作動油（圧油）の流れ方向及び流量を制御する方向制御弁 4 1 と、メインポンプ 2 3 の吐出圧の上限を制限するリリーフ弁 4 2 と、方向制御弁 4 1 に導入される作動油の流量を調節する流量調節弁 4 3 とを備える。流量調節弁 4 3 は、メインポンプ 2 3 の吐出ポートと方向制御弁 4 1 を接続する油路から分岐してタンク 6 5 へ接続される油路上に設置される。

10

【 0 0 1 7 】

方向制御弁 4 1 は、旋回操作レバー 3 7（図 1 参照）の操作に応じて生成されたパイロット圧 P i L , P i R により、図示中央の中立位置 4 1 O、図示左側の左位置 4 1 A、及び図示右側の右位置 4 1 B の間の任意の位置に切換えられる。方向制御弁 4 1 が中立位置 4 1 O にある場合は、メインポンプ 2 3 から吐出された作動油はブリードオフ絞り 4 1 B O を通ってタンク 6 5 へ戻る。方向制御弁 4 1 のパイロットポートにパイロット圧 P i L , P i R が導かれると、方向制御弁 4 1 は左位置 4 1 A 又は右位置 4 1 B の方向へ移動し、ブリードオフ絞り 4 1 B O の開口面積が減少し、メータイン絞り 4 1 I a , 4 1 I b の開口面積が増加する。メインポンプ 2 3 から吐出された作動油は、メータイン絞り 4 1 I a , 4 1 I b を通って旋回用油圧モータ 2 4 に導かれる。

20

【 0 0 1 8 】

方向制御弁 4 1 には、メータイン絞り 4 1 I a , 4 1 I b の下流圧（以下、メータイン絞り下流圧という）P c を流量調節弁 4 3 に導くポートが設けられている。方向制御弁 4 1 が中立位置 4 1 O にある場合、メータイン絞り下流圧 P c はタンク圧である。方向制御弁 4 1 が左位置 4 1 A 又は右位置 4 1 B にある場合、メータイン絞り下流圧 P c はメインポンプ 2 3 の吐出圧がメータイン絞り 4 1 I a , 4 1 I b の圧損で低下した圧力である。

【 0 0 1 9 】

流量調節弁 4 3 は、閉位置 4 3 A と開位置 4 3 B との間で切り換わる。開位置 4 3 B では、メインポンプ 2 3 の吐出油の一部がタンク 6 5 へバイパスする。閉位置 4 3 A では、メインポンプ 2 3 の吐出油は全量が方向制御弁 4 1 に導入される。

30

【 0 0 2 0 】

流量調節弁 4 3 の切り換え位置は、以下の 3 つの圧力に応じて制御される。第 1 の圧力はメインポンプ 2 3 の吐出圧 P s であり、流量調節弁 4 3 を開位置 4 3 B 側に付勢するように導かれる。第 2 の圧力は方向制御弁 4 1 のメータイン絞り下流圧 P c であり、流量調節弁 4 3 を閉位置 4 3 A 側に付勢するように導かれる。第 3 の圧力はシャトル弁 4 8 で選択される指令圧 P g r ' であり、流量調節弁 4 3 を閉位置 4 3 A 側に付勢するように導かれる。

【 0 0 2 1 】

流量調節弁 4 3 は、方向制御弁 4 1 のメータイン絞り 4 1 I a , 4 1 I b の前後差圧、すなわちメインポンプ 2 3 の吐出圧 P s とメータイン絞り下流圧 P c の差が指令圧 P g r ' に応じた値となるように開閉動作し、圧力補償弁としての機能を有する。

40

【 0 0 2 2 】

E S S 弁ユニット 2 9 は、パイロットポンプ 2 7 の吐出流量に応じた差圧を発生させる可変絞り 4 4 と、パイロットポンプ 2 7 の吐出圧を一次圧として、その一次圧を可変絞り 4 4 の前後差圧に応じて調圧した第 1 制御圧 P g r を生成させる圧力制御弁 4 5 とを備える。第 1 制御圧 P g r は、エンジン回転数に応じて増減する。

【 0 0 2 3 】

可変絞り 4 4 は、パイロットポンプ 2 7 の吐出圧（可変絞り 4 4 の上流圧）P d と可変絞り 4 4 の下流圧 P e に基づき、開位置 4 4 A と絞り位置 4 4 B との間で切り換わる。具

50

体的には、パイロットポンプ 27 の吐出圧 P_d は、可変絞り 44 を開位置 44 A 側に切り換えるように導かれ、可変絞り 44 の下流圧 P_e は、可変絞り 44 を絞り位置 44 B 側に切り換えるように導かれる。パネは、可変絞り 44 を絞り位置 44 B 側に切り換えるように付勢する。パネは、パイロットポンプ 27 から作動油が吐出され始めると可変絞り 44 が開位置 44 A に切り換わるようなパネ定数を有する。

【0024】

可変絞り 44 は、パイロットポンプ 27 の吐出流量に応じた前後差圧を発生させ、パイロットポンプ 27 の吐出流量と可変絞り 44 の前後差圧が比例関係になるように、開位置 44 A と絞り位置 44 B との間の位置における開口面積が設定される。可変絞り 44 の下流圧 P_e は、パイロットリリーフ弁 28 によりおおよそ一定圧となるように規定される。

10

【0025】

圧力制御弁 45 は、可変絞り 44 の上流圧 P_d と下流圧 P_e に基づき位置 45 A と位置 45 B との間で切り換わる。可変絞り 44 の上流圧 P_d が可変絞り 44 の下流圧 P_e と第 1 制御圧 P_{gr} との和よりも大きい場合は、圧力制御弁 45 は位置 45 A 側に切り換えられ、可変絞り 44 の上流圧 P_d が導かれることにより第 1 制御圧 P_{gr} を増加させる。可変絞り 44 の上流圧 P_d が可変絞り 44 の下流圧 P_e と第 1 制御圧 P_{gr} との和よりも小さい場合は、圧力制御弁 45 は位置 45 B 側に切り換えられ、タンク 65 と接続されることにより第 1 制御圧 P_{gr} を減少させる。すなわち、圧力制御弁 45 は、可変絞り 44 の下流圧 P_e を一次圧として、可変絞り 44 の前後差圧に比例した第 1 制御圧 P_{gr} を生成する。

20

【0026】

メータイン圧選択弁 46 は、旋回操作レバー 37 の操作と連動して、位置 46 A と位置 46 B との間で切り換わる。具体的には、パイロット圧 P_{iL} がパイロットポートに入力されると、メータイン圧選択弁 46 は位置 46 A に切り換わり、旋回用油圧モータ 24 のメータイン油路（旋回用油圧モータ 24 とメインポンプ 23 とを繋ぐ油路）の圧力 P_L を第 2 制御圧 P_{mi} として出力する。一方、パイロット圧 P_{iR} がパイロットポートに入力されると、メータイン圧選択弁 46 は位置 46 B に切り換わり、旋回用油圧モータ 24 のメータイン油路の圧力 P_R を第 2 制御圧 P_{mi} として出力する。

【0027】

逆転判定弁 47 は、メータイン圧選択弁 46 から出力された第 2 制御圧 P_{mi} とメインポンプ 23 の吐出圧 P_s との差圧により作動する。第 2 制御圧 P_{mi} がメインポンプ 23 の吐出圧 P_s より大きいとき ($P_{mi} > P_s$)、逆転判定弁 47 は位置 47 A に切り換わり、可変絞り 44 の下流圧 ($E S S$ 弁ユニット 29 の下流圧) P_e を第 3 制御圧 P_f として出力する。一方、第 2 制御圧 P_{mi} がメインポンプ 23 の吐出圧 P_s より小さいとき ($P_{mi} < P_s$)、逆転判定弁 47 は位置 47 B に切り換わり、タンク圧を第 3 制御圧 P_f として出力する。

30

【0028】

シャトル弁 48 は、 $E S S$ 弁ユニット 29 にて生成された第 1 制御圧 P_{gr} と逆転判定弁 47 から出力された第 3 制御圧 P_f とのうち高圧側の制御圧を選択し、選択された高圧側の制御圧を指令圧 $P_{gr'}$ として流量調節弁 43 に出力する。

40

【0029】

(油圧回路の動作)

次に、第 1 実施形態に係る油圧回路 2 の動作について説明する。

【0030】

旋回操作レバー 37 を通常操作して方向制御弁 41 を左位置 41 A 又は右位置 41 B に切り換えると、旋回用油圧モータ 24 は回転を開始する。メータイン圧選択弁 46 は、方向制御弁 41 のパイロット圧 P_{iL} , P_{iR} に応じて方向制御弁 41 のメータイン油路の圧力 P_L , P_R を第 2 制御圧 P_{mi} として出力する。逆転判定弁 47 では、メインポンプ 23 の吐出圧 P_s とメータイン圧選択弁 46 から出力された第 2 制御圧 P_{mi} との大小を比較する。旋回用油圧モータ 24 が通常回転中の場合、メインポンプ 23 の吐出圧 P_s が

50

第2制御圧 P_{mi} より大きい ($P_s > P_{mi}$) ため、逆転判定弁47はタンク圧を第3制御圧 P_f として出力する。

【0031】

逆転判定弁47が出力する第3制御圧 P_f がタンク圧のとき、シャトル弁48はESS弁ユニット29から出力される第1制御圧 P_{gr} を選択し、第1制御圧 P_{gr} を指令圧 P_{gr}' として出力する。これにより、流量調節弁43には第1制御圧 P_{gr} が作用し、流量調節弁43は、方向制御弁41のメータイン絞り41Ia, 41Ibの前後差圧が第1制御圧 P_{gr} に比例した圧力以下となるよう前後差圧の上限値を制御する。メータイン絞り41Ia, 41Ibの前後差圧が所定の上限値以下となるということは、方向制御弁41は、開口面積に比例した流量制限値を持つということになる。したがって、流量調節弁43は、方向制御弁41の通過流量の上限値を、メータイン絞り41Ia, 41Ibの開口面積及びエンジン22の回転数に比例した流量とする働きを有する。

10

【0032】

旋回用油圧モータ24が回転中において、方向制御弁41を左位置41A又は右位置41Bから中立位置41Oに切り換える(戻す)と、旋回用油圧モータ24の両ポートは方向制御弁41を介して連通されるため、旋回用油圧モータ24は慣性によって回転を続ける。この状態で旋回用油圧モータ24に制動をかけたい場合には、旋回操作レバー37を旋回用油圧モータ24の回転方向と逆方向に操作して、旋回用油圧モータ24から作動油が排出されている側のポートをメインポンプ23と連通するように一時的に方向制御弁41を切り換える(逆レバー操作)。すると、旋回用油圧モータ24から排出される作動油は、方向制御弁41の操作量に応じてリリーフ弁42のリリーフセット圧を上限とする高圧に制御されるため、旋回用油圧モータ24には制動トルクが発生する。

20

【0033】

このように逆レバー操作を行うと、旋回用油圧モータ24のメータイン油路の圧力はメインポンプ23の吐出圧 P_s より高くなるため、メータイン圧選択弁46から出力される第2制御圧 P_{mi} もメインポンプ23の吐出圧 P_s より高くなる。その結果、メータイン圧選択弁46の第2制御圧 P_{mi} がメインポンプ23の吐出圧 P_s より大きくなり ($P_{mi} > P_s$)、逆転判定弁47は可変絞り44の下流圧 P_e を第3制御圧 P_f として出力する。第3制御圧 P_f は第1制御圧 P_{gr} より大きいため、シャトル弁48は第3制御圧 P_f を指令圧 P_{gr}' として出力する。流量調節弁43には可変絞り44の下流圧 P_e に等しい第3制御圧 P_f が作用するため、流量調節弁43は閉位置43Aに保持される。

30

【0034】

これにより、逆レバー操作時に旋回用油圧モータ24のメータイン油路の圧力が低下することがなくなり、回転中の旋回用油圧モータ24に確実に制動をかけることができる。より詳細に説明すると、メインポンプ23の吐出圧 P_s 及び旋回用油圧モータ24の両ポート圧 P_L , P_R は、方向制御弁41の開口面積、メインポンプ23の吐出量、及び上部旋回体20の旋回速度などによって決定されるため、従来技術のように逆転判定弁47から可変絞り44の下流圧 P_e を流量調節弁43に作用させることができない構成の場合、運転条件次第では、逆レバー操作時に流量調節弁43が一時的に開位置43Bに切り換わる場合が起こり得る。流量調節弁43が開位置43Bに切り換わると、メインポンプ23と旋回用油圧モータ24とを繋ぐメータイン油路がタンク65と連通してメータイン油路の圧力が低下するため、旋回用油圧モータ24の制動性能が低下する。

40

【0035】

これに対して、本実施形態では、メータイン圧選択弁46から出力される第2制御圧 P_{mi} により、逆転判定弁47が可変絞り44の下流圧 P_e を第3制御圧 P_f として出力するよう切り換わり、第3制御圧 P_f により流量調節弁43が開位置43Aに保持されるため、確実に旋回用油圧モータ24に制動をかけることができる。

【0036】

以上説明したように、第1実施形態においては、上部旋回体20をエンジン回転数に応じた速度で旋回駆動させることが可能となり、エンジン回転数の変動によりポンプ吐出量

50

が変動しても、常に広い操作域を確保することができる。また、上述したように、逆レバー操作時に流量調節弁43が確実に閉位置43Aに保持されるため、逆レバー操作時にショックが発生することを抑制できる。

【0037】

(第2実施形態)

次に、図3～図4を参照して、本発明に係る作業機械の油圧回路の第2実施形態を説明する。図3は、第2実施形態に係る油圧回路202の構成図である。図3に示す第2実施形態は、流量調節弁43を制御する流量調節弁制御部170の構成が第1実施形態と相違するため、以下、相違点を中心に説明する。

【0038】

10

図3に示すように、第2実施形態に係る油圧回路202では、コントローラ51と、回転数センサ52と、電磁比例減圧弁53と、圧力センサ54～58とにより流量調節弁制御部170が構成されている。電磁比例減圧弁53は、パイロットポンプ27の吐出圧 P_d を一次圧としてコントローラ51からの電気信号に応じた指令圧 P_{gr} を流量調節弁43に出力する。

【0039】

コントローラ51は、エンジン22の回転数を検出する回転数センサ52、旋回操作レバー37の左旋回操作に応じた左パイロット圧 P_{iL} を検出する圧力センサ54、旋回操作レバー37の右旋回操作に応じた右パイロット圧 P_{iR} を検出する圧力センサ55、旋回用油圧モータ24の左ポート圧力(左旋回時のメーティン側の圧力/以下、左旋回圧という) P_L を検出する圧力センサ56、旋回用油圧モータ24の右ポート圧力(右旋回時のメーティン側の圧力/以下、右旋回圧という) P_R を検出する圧力センサ57、及びメインポンプ23の吐出圧 P_s を検出する圧力センサ58からの各検出信号を入力し、これら各検出信号に基づいて、電磁比例減圧弁53を駆動するための電気信号を出力する。

20

【0040】

次に、コントローラ51の制御処理の詳細について説明する。図4は、コントローラの内部で行われる制御内容を示す制御ブロック図である。図4に示すように、エンジン22の実回転数と目標差圧 P_{GR} が規定された実回転数-目標差圧テーブル101を参照して、回転数センサ52にて検出されたエンジン回転数 N_{eng} に対応する目標差圧 P_{GR} が選択器108に出力される。

30

【0041】

圧力センサ54にて検出された左パイロット圧 P_{iL} と圧力センサ55にて検出された右パイロット圧 P_{iR} との差 P_i が加算器102により演算され、演算された差 P_i は切換器103に出力される。切換器103は、差 P_i が0より大きい($P_i > 0$)とき圧力センサ56にて検出された左旋回圧 P_L を出力し、差 P_i が0以下($P_i \leq 0$)のとき圧力センサ57にて検出された右旋回圧 P_R を出力する。

【0042】

加算器104にて、選択的に出力された左旋回圧 P_L 又は右旋回圧 P_R と、圧力センサ58にて検出されたメインポンプ23の吐出圧 P_s との差 P が演算され、演算された差 P は切換器107に出力される。切換器107には、出力器105から定数0、出力器106から定数5がそれぞれ入力されており、加算器104から入力された差 P が0より大きい($P > 0$)のとき切換器107は定数0を選択器108に出力し、差 P が0以下($P \leq 0$)のとき切換器107は定数5を選択器108に出力する。なお、出力器106により出力される定数は例えばパイロットリリーフ弁28の設定圧である。

40

【0043】

選択器108は、目標差圧 P_{GR} と切換器107の出力(0または5)のうち最大値を選択して、ソレノイド出力部109に出力する。ソレノイド出力部109は、選択器108から出力された値を駆動信号に変換して電磁比例減圧弁53に出力する。このように、第2実施形態では、図2に示すESS弁ユニット29、メーティン圧選択弁46、逆転判定弁47、シャトル弁48からなるシステムによってなされる出力信号生成が電氣的に実

50

現される。

【0044】

第2実施形態によれば、第1実施形態と同様に、逆レバー操作時に流量調節弁43が確実に閉位置43Aに保持されるため、逆レバー操作時にショックが発生することを抑制できる。また、流量調節弁43の制御を電氣的に実現しているため、第1実施形態に比べて部品点数が低減され、油圧回路の構成を簡素化できる。

【0045】

(第3実施形態)

次に、図5～図6を参照して、本発明に係る作業機械の油圧回路の第3実施形態を説明する。図5は、第3実施形態に係る油圧回路302の構成図である。図5に示す第3実施形態は、流量調節弁43を制御する流量調節弁制御部270の構成が第2実施形態と一部相違するため、以下、相違点を中心に説明する。

10

【0046】

図5に示すように、第3実施形態に係る油圧回路302では、コントローラ51と、回転数センサ52、60と、電磁比例減圧弁53と、圧力センサ54、55とにより流量調節弁制御部270が構成されている。電磁比例減圧弁53は、パイロットポンプ27の吐出圧 P_d を一次圧としてコントローラ51からの電気信号(駆動信号)に応じた指令圧 P_{gr} を流量調節弁43に出力する。

【0047】

コントローラ51は、エンジン22の回転数を検出する回転数センサ52、旋回操作レバー37の左旋回操作に応じた左パイロット圧 P_{iL} を検出する圧力センサ54、旋回操作レバー37の右旋回操作に応じた右パイロット圧 P_{iR} を検出する圧力センサ55、旋回用油圧モータ24と接続されて回転する上部旋回体20の回転数を検出する回転数センサ60からの各検出信号を入力し、これら各検出信号に基づいて、電磁比例減圧弁53を駆動するための電気信号を出力する。

20

【0048】

次に、コントローラ51の制御処理の詳細について説明する。図6は、コントローラの内部で行われる制御内容を示す制御ブロック図である。図6に示すように、エンジン22の実回転数と目標差圧 P_{GR} が規定された実回転数-目標差圧テーブル101を参照して、回転数センサ52にて検出されたエンジン回転数 N_{eng} に対応する目標差圧 P_{GR} が選択器108に出力される。

30

【0049】

圧力センサ54にて検出された左パイロット圧 P_{iL} と圧力センサ55にて検出された右パイロット圧 P_{iR} との差 P_i が加算器102により演算され、演算された差 P_i は積算器110に出力される。

【0050】

切換器111には、出力器105から定数0、出力器106から定数5がそれぞれ入力されており、積算器110から入力された積 D_{ir} が0より小さい($D_{ir} < 0$)のとき切換器111は定数0を選択器108に出力し、積 D_{ir} が0以上($D_{ir} \geq 0$)のとき切換器111は定数5を選択器108に出力する。なお、出力器106により出力される定数がパイロットリリーフ弁28の設定圧である点は第2実施形態と同様である。

40

【0051】

選択器108は、目標差圧 P_{GR} と切換器111の出力(0または5)のうち最大値を選択して、ソレノイド出力部109に出力する。ソレノイド出力部109は、選択器108から出力された値を駆動信号に変換して電磁比例減圧弁53に出力する。このように、第3実施形態でも第2実施形態と同様に、図2に示すESS弁ユニット29、メータイン圧選択弁46、逆転判定弁47、シャトル弁48からなるシステムによってなされる出力信号生成が電氣的に実現される。

【0052】

第3実施形態によれば、第1実施形態と同様に、逆レバー操作時に流量調節弁43が確

50

実に閉位置 4 3 A に保持されるため、逆レバー操作時にショックが発生することを抑制できる。また、流量調節弁 4 3 の制御を電氣的に実現しているため、第 1 実施形態に比べて部品点数が低減され、油圧回路の構成を簡素化できる。

【 0 0 5 3 】

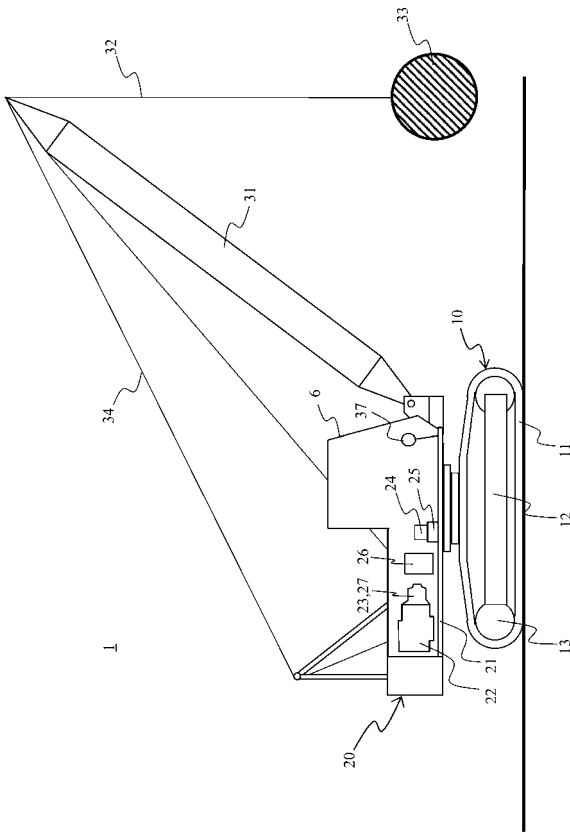
なお、上述した実施形態は、本発明の説明のための例示であり、本発明の範囲をそれらの実施形態にのみ限定する趣旨ではない。当業者は、本発明の要旨を逸脱することなしに、他の様々な態様で本発明を実施することができる。

【符号の説明】

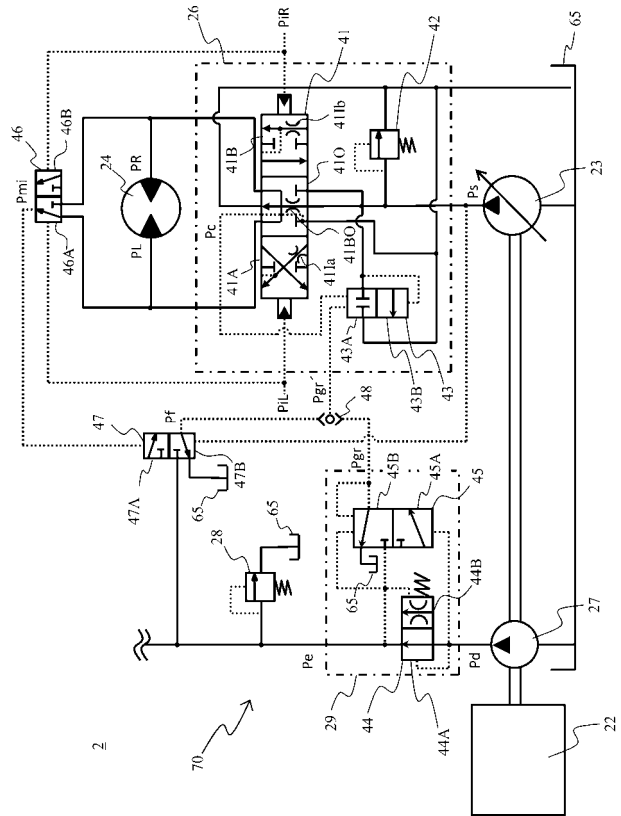
【 0 0 5 4 】

1	クレーン（作業機械）	10
2, 2 0 2, 3 0 2	油圧回路	
2 2	エンジン	
2 3	メインポンプ	
2 4	旋回用油圧モータ	
2 7	パイロットポンプ	
3 7	旋回操作レバー（操作部材）	
4 1	方向制御弁	
4 3	流量調節弁	
4 4	可変絞り	
4 5	圧力制御弁	20
4 6	メータイン圧選択弁（制御圧選択弁）	
4 7	逆転判定弁（制御圧切換弁）	
4 8	シャトル弁	
5 1	コントローラ	
5 2	回転数センサ（第 1 回転数センサ）	
5 3	電磁比例減圧弁	
5 4, 5 5	圧力センサ（第 1 圧力センサ）	
5 6, 5 7	圧力センサ（第 2 圧力センサ）	
5 8	圧力センサ（第 3 圧力センサ）	
6 0	回転数センサ（第 2 回転数センサ）	30
7 0, 1 7 0, 2 7 0	流量調節弁制御部	
P g r ′	指令圧	
P g r	第 1 制御圧	
P m i	第 2 制御圧	
P f	第 3 制御圧	
P e	可変絞りの下流圧	
P s	メインポンプの吐出圧	

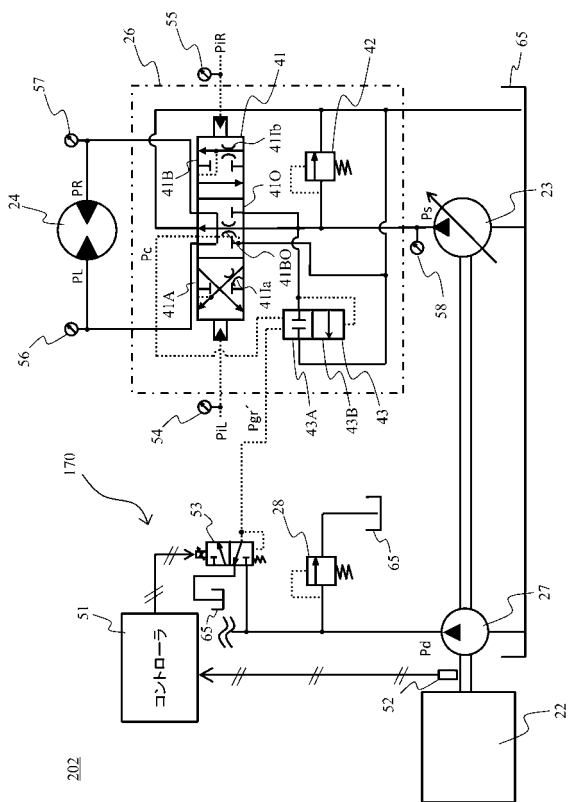
【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】

