

(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2020-2956
(P2020-2956A)

(43) 公開日 令和2年1月9日(2020.1.9)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 5 B 11/02 (2006.01)	F 1 5 B 11/02 C	2 D 0 0 3
F 1 5 B 11/028 (2006.01)	F 1 5 B 11/028 G	3 H 0 8 9
F 1 5 B 11/17 (2006.01)	F 1 5 B 11/02 M	
E O 2 F 9/22 (2006.01)	F 1 5 B 11/17	
	E O 2 F 9/22 R	

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 29 頁)

(21) 出願番号	特願2018-119638 (P2018-119638)	(71) 出願人	000005522
(22) 出願日	平成30年6月25日 (2018. 6. 25)		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	110001829
			特許業務法人開知国際特許事務所
		(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	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

最終頁に続く

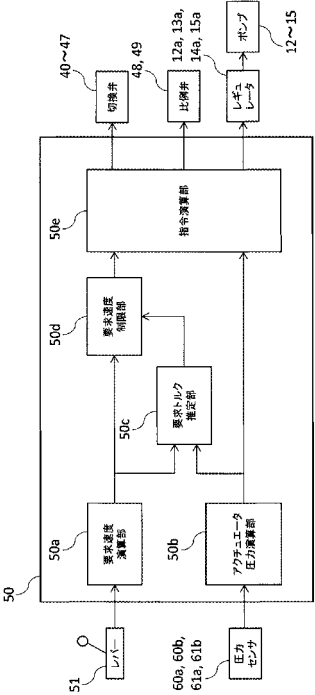
(54) 【発明の名称】 建設機械

(57) 【要約】

【課題】オペレータの操作内容や液圧アクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制できる建設機械を提供する。

【解決手段】コントローラ50は、第1液圧アクチュエータ1の要求速度と前記第1液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第1液圧ポンプがエンジン9に要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部50cと、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部50dと、前記要求速度制限部によって制限された前記第1液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第1液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部50eとを有する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

エンジンと、
前記エンジンによって駆動される可変容量型の第 1 液圧ポンプと、
前記第 1 液圧ポンプから吐出された圧液によって駆動される第 1 液圧アクチュエータと、
前記第 1 液圧アクチュエータの動作方向および要求速度を指示する操作装置と、
前記操作装置からの入力に応じて前記第 1 液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建設機械において、
前記第 1 液圧アクチュエータの負荷圧を検出する圧力検出装置を備え、
前記コントローラは、
前記第 1 液圧アクチュエータの要求速度と前記第 1 液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第 1 液圧ポンプが前記エンジンに要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部と、
前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部と、
前記要求速度制限部によって制限された前記第 1 液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第 1 液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部とを有することを特徴とする建設機械。

10

20

【請求項 2】

請求項 1 に記載の建設機械において、
前記第 1 液圧ポンプを含む複数の液圧ポンプと、
前記第 1 液圧アクチュエータを含む複数の液圧アクチュエータと、
前記複数の液圧アクチュエータと前記複数の液圧ポンプとの接続を切替可能な複数の制御弁とを備え、
前記圧力検出装置は、前記複数の液圧アクチュエータの各負荷圧を検出可能であり、
前記操作装置は、前記複数の液圧アクチュエータの各動作方向および各要求速度を指示可能であり、
前記要求トルク推定部は、前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度と各負荷圧とに基づき、前記複数の液圧ポンプが前記エンジンに要求する各トルクの合計である要求トルクを推定し、
前記要求速度制限部は、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度を制限し、
前記指令演算部は、前記要求速度制限部によって制限された前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度に基づき、前記複数の液圧アクチュエータに対する前記複数の液圧ポンプの割り当てを決定し、前記複数の液圧ポンプの各吐出流量を演算することを特徴とする建設機械。

30

40

【請求項 3】

請求項 2 に記載の建設機械において、
前記指令演算部は、前記複数の液圧アクチュエータのうちの 1 つの液圧アクチュエータに 2 台以上の液圧ポンプを割り当てた状態で、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求速度制限部によって制限された前記 1 つの液圧アクチュエータの要求速度に応じて前記 1 つの液圧アクチュエータに割り当てる液圧ポンプの台数を減らすように構成されていることを特徴とする建設機械。

【請求項 4】

請求項 2 に記載の建設機械において、
前記複数の液圧アクチュエータは、1 つ以上の液圧シリンダと、1 つ以上の液圧モータ

50

とを含み、

前記指令演算部は、前記液圧シリンダと前記液圧モータとを同時に駆動している状態で、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記液圧モータに割り当てた液圧ポンプの要求トルクが前記エンジンの出力トルクの所定の割合以下となるように前記複数の液圧ポンプの各吐出流量を演算する

ことを特徴とする建設機械。

【請求項 5】

請求項 4 に記載の建設機械において、
前記所定の割合が 50 % 以下に設定されている
ことを特徴する建設機械。

10

【請求項 6】

請求項 2 に記載の建設機械において、
前記複数の液圧ポンプは、それぞれ、一対の入出力ポートを有する両吐出型の液圧ポンプであり、

前記複数の制御弁は、前記複数の液圧ポンプと前記複数の液圧アクチュエータとの接続を切換可能な複数の切換弁である

ことを特徴とする建設機械。

【請求項 7】

請求項 2 に記載の建設機械において、
前記複数の液圧ポンプは、それぞれ、吸込ポートと吐出ポートとを有する片吐出型の液圧ポンプであり、

20

前記複数の制御弁は、前記複数の液圧ポンプから前記複数の液圧アクチュエータに供給される圧液の方向および流量を調整可能な複数の流量制御弁である

ことを特徴とする建設機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンで駆動される液圧ポンプで液圧アクチュエータに圧液を供給する液圧駆動装置が搭載された建設機械に関する。

【背景技術】

30

【0002】

近年、油圧ショベルなどの建設機械において、油圧シリンダなどの油圧アクチュエータを駆動させる油圧回路内の絞り要素を減らし燃料消費率を低減するために、油圧ポンプから作動油を油圧アクチュエータへ送り、油圧アクチュエータで仕事を行った作動油をタンクに戻さず油圧ポンプへ戻すように接続した油圧回路（以下、油圧閉回路）の開発が進められている。

【0003】

エンジンを原動力として油圧ポンプを駆動する場合、エンジンの出力を効果的に使用しつつ、過負荷でエンジンが停止しないようにエンジンにかかる負荷馬力を制御する必要がある。油圧ポンプの馬力制御に関する先行技術を開示するものとして、例えば特許文献 1

40

【0004】

特許文献 1 には、エンジンにより駆動される可変容量式の油圧ポンプと、前記油圧ポンプから作動油が供給される複数のアクチュエータとを有する作業機械に設けられる制御装置であって、前記各アクチュエータに対する作動指令を入力するために操作を受ける入力部（操作レバー）と、前記各アクチュエータのうち操作対象となるアクチュエータとこのアクチュエータについてなされる操作の方向とによって特定される操作内容ごとに、その操作量と前記油圧ポンプの吸収馬力の上限值とを関連付けた馬力情報を記憶する記憶部と、前記入力部によって少なくとも一つのアクチュエータに対する作動指令が入力された場合に、前記記憶部に記憶された馬力情報を用いて各アクチュエータ毎に前記吸収馬力の上

50

限值を決定する操作馬力決定部と、前記操作馬力決定部により決定された吸収馬力の上限値のうち最も大きな吸収馬力の上限値を選択する高位選択部と、前記高位選択部により選択された吸収馬力以下の馬力となるように前記油圧ポンプの容量を調整する容量調整部とを備え、前記記憶部に記憶された馬力情報のうち、少なくとも一つの操作内容に係る馬力情報は、前記入力部の操作量の変化に応じて吸収馬力の上限値が変化する特性を有することを特徴とする作業機械の制御装置が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2010—276126号公報

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

特許文献1に記載の作業機械の制御装置によれば、操作レバーの操作量及び操作方向に応じて油圧ポンプの吸収馬力の上限値が設定することにより、エンジンの負荷を抑えてエンスト等の不具合を抑制することができる。しかし、操作レバーの操作速度やアクチュエータの負荷状態を考慮していないため、例えば以下のような課題が生じる。

【0007】

オペレータが操作レバーを高速で操作すると、操作対象となるアクチュエータに接続されている油圧ポンプの吐出流量が急速に増加し、当該アクチュエータの負荷圧に応じて当該油圧ポンプがエンジンに要求するトルク（要求トルク）が急激に上昇する。このとき、要求トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合わず、要求トルクの絶対値がエンジンの最大定格トルクを下回っている場合であっても、エンジン回転数が停止または一時的に低下する現象（ラグダウン）が発生するおそれがある。特に、油圧ポンプでアクチュエータを直接に駆動する油圧閉回路では、アクチュエータと油圧ポンプとの間に絞り要素が介在せず、アクチュエータの負荷が油圧ポンプに直接的に伝わるため、この傾向が顕著となる。

20

【0008】

本発明は、上記の課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、オペレータの操作内容やアクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制できる建設機械を提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、前記エンジンによって駆動される可変容量型の第1液圧ポンプと、前記第1液圧ポンプから吐出された圧液によって駆動される第1液圧アクチュエータと、前記第1液圧アクチュエータの動作方向および要求速度を指示する第1操作装置と、前記操作装置からの入力に応じて前記第1液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建設機械において、前記第1液圧アクチュエータの負荷圧を検出する第1圧力検出装置を備え、前記コントローラは、前記第1液圧アクチュエータの要求速度と前記第1液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第1液圧ポンプが前記エンジンに要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部と、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部と、前記要求速度制限部によって制限された前記第1液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第1液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部とを有するものとする。

40

【0010】

以上のように構成した本発明によれば、第1液圧アクチュエータの要求速度および第1液圧アクチュエータの負荷圧に基づいてエンジンに対する要求トルクが推定され、要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、要求トルク変化率が所定の変化率以下にな

50

るように第１液圧アクチュエータの要求速度が制限される。これにより、オペレータの操作内容や液圧アクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制することが可能となる。

【発明の効果】

【００１１】

本発明によれば、エンジンで駆動される液圧ポンプで液圧アクチュエータに圧液を供給する液圧駆動装置が搭載された建設機械において、オペレータの操作内容やアクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【００１２】

10

【図１】本発明の第１の実施例に係る建設機械の一例としての油圧ショベルの側面図である。

【図２】図１に示す油圧ショベルに搭載された液圧駆動装置の概略構成図である。

【図３】図２に示すコントローラの機能ブロック図である。

【図４】図２に示す液圧駆動装置のブーム上げ動作時の挙動を示す図である。

【図５】図２に示すコントローラの処理を示すフローチャートである。

【図６】一般的なターボ付きエンジンの負荷トルクと回転数との関係を示す図である。

【図７】図２に示す液圧駆動装置のブーム下げ＋アームダンプ動作時の挙動を示す図である。

【図８】図２に示す液圧駆動装置のブーム上げ＋アームダンプ動作時の挙動を示す図である。

20

【図９】本発明の第２の実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。

【図１０】本発明の第２の実施例におけるコントローラの処理を示すフローチャートである。

【図１１】本発明の第２の実施例における液圧駆動装置のブーム上げ＋旋回動作時の挙動を示す図である。

【図１２】本発明の第３の実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。

【図１３】本発明の第３の実施例におけるコントローラの機能ブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【００１３】

30

以下、本発明の実施の形態に係る建設機械として油圧ショベルを例に挙げ、図面を参照して説明する。なお、各図中、同等の部材には同一の符号を付し、重複した説明は適宜省略する。

【実施例１】

【００１４】

図１は、本発明の第１の実施例に係る油圧ショベルの側面図である。

【００１５】

図１において、油圧ショベル１００は、クローラ式の走行装置８を装備した下部走行体１０１と、下部走行体１０１上に旋回モータ７を介して旋回可能に取り付けられた上部旋回体１０２と、上部旋回体１０２の前部に上下方向に回動可能に取り付けられたフロント作業装置１０３とを備えている。上部旋回体１０２上には、オペレータが搭乗するキャブ１０４が設けられている。

40

【００１６】

フロント作業装置１０３は、上部旋回体１０２の前部に上下方向に回動可能に取り付けられたブーム２と、このブーム２の先端部に上下または前後方向に回動可能に連結された作業部材としてのアーム４と、このアーム４の先端部に上下または前後方向に回動可能に連結された作業部材としてのバケット６と、ブーム２を駆動する液圧シリンダ（以下、ブームシリンダ）１と、アーム４を駆動する液圧シリンダ（以下、アームシリンダ）３と、バケット６を駆動する液圧シリンダ（以下、バケットシリンダ）５とを備えている。

【００１７】

50

図 2 は、図 1 に示す油圧ショベル 100 に搭載された液圧駆動装置の概略構成図である。なお、説明の簡略化のため、図 2 では、ブームシリンダ 1 およびアームシリンダ 3 の駆動に関わる部分のみを示し、その他のアクチュエータの駆動に関わる部分は省略している。

【0018】

図 2 において、液圧駆動装置 300 は、ブームシリンダ 1 と、アームシリンダ 3 と、ブームシリンダ 1 およびアームシリンダ 3 の各動作方向および各要求速度を指示する操作装置としてのレバー 51 と、動力源であるエンジン 9 と、エンジン 9 の動力を配分する動力伝達装置 10 と、動力伝達装置 10 によって配分された動力で駆動される第 1 ～ 第 4 の液圧ポンプ 12 ～ 15 およびチャージポンプ 11 と、第 1 ～ 第 4 の液圧ポンプ 12 ～ 15 と液圧アクチュエータ 1, 3 との接続を切換可能な切換弁 40 ～ 47 と、比例弁 48, 49 と、切換弁 40 ～ 47、比例弁 48, 49、および後述のレギュレータ 12a, 13a, 14a, 15a を制御するコントローラ 50 とを備えている。

10

【0019】

動力源であるエンジン 9 は、動力を配分する動力伝達装置 10 に接続されている。動力伝達装置 10 には、第 1 ～ 第 4 の液圧ポンプ 12 ～ 15、およびチャージポンプ 11 が接続されている。

【0020】

第 1 ～ 第 4 の液圧ポンプ 12 ～ 15 は、一対の入出力ポートを持つ傾転斜板機構と、傾転斜板の傾斜角を調整するレギュレータ 12a, 13a, 14a, 15a を備えている。

20

【0021】

レギュレータ 11a, 12a, 13a, 14a は、コントローラ 50 からの信号により、第 1 ～ 第 4 の液圧ポンプ 12 ～ 15 の傾転斜板の傾転角を調整する。

【0022】

第 1 および第 2 の液圧ポンプ 12, 13 は、傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる。

【0023】

チャージポンプ 11 は、流路 212 に圧油を補充する。

【0024】

第 1 および第 2 の液圧ポンプ 12, 13 は、圧油の供給を受けると液圧モータとしても機能する。

30

【0025】

第 1 の液圧ポンプ 12 の一対の入出力ポートに流路 200, 201 が接続され、流路 200, 201 には、切換弁 40, 41 が接続されている。切換弁 40, 41 は、コントローラ 50 からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。切換弁 40, 41 は、コントローラ 50 からの信号が無い場合は、遮断状態である。

【0026】

切換弁 40 は、流路 210, 211 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 50 からの信号により、切換弁 40 が連通状態になると、第 1 の液圧ポンプ 12 は、流路 200, 201、切換弁 40、および流路 210, 211 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。

40

【0027】

切換弁 41 は、流路 213, 214 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 50 からの信号により、切換弁 41 が連通状態になると、第 1 の液圧ポンプ 12 は、流路 200, 201、切換弁 41、および流路 213, 214 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0028】

第 2 の液圧ポンプ 13 の一対の入出力ポートに流路 202, 203 が接続され、流路 202, 203 には、切換弁 42, 43 が接続されている。切換弁 42, 43 は、コントローラ 50 からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。切換弁 42, 43 は、コン

50

トローラ 50 からの信号が無い場合は、遮断状態である。

【0029】

切換弁 42 は、流路 210, 211 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 50 からの信号により、切換弁 42 が連通状態になると、第 2 の液压ポンプ 13 は、流路 202, 203、切換弁 42、および流路 210, 211 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0030】

切換弁 43 は、流路 213, 214 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 50 からの信号により、切換弁 43 が連通状態になると、第 2 の液压ポンプ 13 は、流路 202, 203、切換弁 43、および流路 213, 214 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

10

【0031】

第 3 の液压ポンプ 14 の一対の入出力ポートの片側は、流路 204 を介して切換弁 44, 45、比例弁 48、およびリリーフ弁 21 に接続されている。第 3 の液压ポンプ 14 の一対の入出力ポートの反対側は、タンク 25 へ接続されている。

【0032】

リリーフ弁 21 は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク 25 に逃がし回路を保護する。

【0033】

切換弁 44, 45 は、コントローラ 50 からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。コントローラ 50 からの信号が無い場合は、切換弁 44, 45 は、遮断状態である。

20

【0034】

切換弁 44 は、流路 210 を介してブームシリンダ 1 に接続されている。

【0035】

切換弁 45 は、流路 213 を介してアームシリンダ 3 に接続されている。

【0036】

比例弁 48 は、コントローラ 50 からの信号により、開口面積を変化させ、通過流量を制御する。コントローラ 50 からの信号が無い場合、比例弁 48 は最大開口面積に保持される。また、切換弁 44, 45 が遮断状態の時、コントローラ 50 は、第 3 の液压ポンプ 14 の吐出流量に応じてあらかじめ決めた開口面積となるように比例弁 48 に信号を与える。

30

【0037】

第 4 の液压ポンプ 15 の一対の入出力ポートの片側は、流路 205 を介して切換弁 46, 47、比例弁 49、およびリリーフ弁 22 に接続されている。第 4 の液压ポンプ 15 の一対の入出力ポートの反対側は、タンク 25 へ接続されている。

【0038】

リリーフ弁 22 は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク 25 に逃がし回路を保護する。

【0039】

切換弁 46, 47 は、コントローラ 50 からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。コントローラ 50 からの信号が無い場合は、切換弁 46, 47 は、遮断状態である。

40

【0040】

切換弁 46 は、流路 210 を介してブームシリンダ 1 に接続されている。

【0041】

切換弁 47 は、流路 213 を介してアームシリンダ 3 に接続されている。

【0042】

比例弁 49 は、コントローラ 50 からの信号により、開口面積を変化させ、通過流量を制御する。コントローラ 50 からの信号が無い場合、比例弁 49 は最大開口面積に保持さ

50

れる。また、切換弁 4 6 , 4 7 が遮断状態の時、コントローラ 5 0 は、第 4 の液圧ポンプ 1 5 の吐出流量に応じてあらかじめ決めた開口面積となるように比例弁 4 9 に信号を与える。

【 0 0 4 3 】

チャージポンプ 1 1 の吐出口は、流路 2 1 2 を介して、チャージ用リリーフ弁 2 0、およびチャージ用チェック弁 2 6 , 2 7 , 2 8 a , 2 8 b , 2 9 a , 2 9 b に接続されている。

【 0 0 4 4 】

チャージポンプ 1 1 の吸込口は、タンク 2 5 に接続されている。

【 0 0 4 5 】

チャージ用リリーフ弁 2 0 は、チャージ用チェック弁 2 6 , 2 7 , 2 8 a , 2 8 b , 2 9 a , 2 9 b のチャージ圧力を調整する。

【 0 0 4 6 】

チャージ用チェック弁 2 6 は、流路 2 0 0 , 2 0 1 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定した圧力下回った場合、流路 2 0 0 , 2 0 1 にチャージポンプ 1 1 の圧油を供給する。

【 0 0 4 7 】

チャージ用チェック弁 2 7 は、流路 2 0 2 , 2 0 3 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定した圧力下回った場合、流路 2 0 2 , 2 0 3 にチャージポンプ 1 1 の圧油を供給する。

【 0 0 4 8 】

チャージ用チェック弁 2 8 a , 2 8 b は、流路 2 1 0 , 2 1 1 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定した圧力下回った場合、流路 2 1 0 , 2 1 1 にチャージポンプ 1 1 の圧油を供給する。

チャージ用チェック弁 2 9 a , 2 9 b は、流路 2 1 3 , 2 1 4 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定した圧力下回った場合、流路 2 1 3 , 2 1 4 にチャージポンプ 1 1 の圧油を供給する。

【 0 0 4 9 】

流路 2 0 0 , 2 0 1 に設けられたリリーフ弁 3 0 a , 3 0 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に逃がし回路を保護する。

【 0 0 5 0 】

流路 2 0 2 , 2 0 3 に設けられたリリーフ弁 3 1 a , 3 1 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に逃がし回路を保護する。

【 0 0 5 1 】

流路 2 1 0 は、ブームシリンダ 1 のヘッド室 1 a に接続されている。

【 0 0 5 2 】

流路 2 1 1 は、ブームシリンダ 1 のロッド室 1 b に接続されている。

【 0 0 5 3 】

ブームシリンダ 1 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する液圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ 1 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

【 0 0 5 4 】

流路 2 1 0 , 2 1 1 に設けられたリリーフ弁 3 2 a , 3 2 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に逃がし回路を保護する。

【 0 0 5 5 】

流路 2 1 0 , 2 1 1 に設けられたフラッシング弁 3 4 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に排出する。

【 0 0 5 6 】

10

20

30

40

50

流路 2 1 3 は、アームシリンダ 3 のヘッド室 3 a に接続されている。

【 0 0 5 7 】

流路 2 1 4 は、アームシリンダ 3 のロッド室 3 b に接続されている。

【 0 0 5 8 】

アームシリンダ 3 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する液圧片ロッドシリンダである。アームシリンダ 3 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

【 0 0 5 9 】

流路 2 1 3 , 2 1 4 に設けられたリリーフ弁 3 3 a , 3 3 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に逃がし回路を保護する。

【 0 0 6 0 】

流路 2 1 0 , 2 1 1 に設けられたフラッシング弁 3 5 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 に排出する。

【 0 0 6 1 】

流路 2 1 0 に接続された圧力センサ 6 0 a は、流路 2 1 0 の圧力を計測し、コントローラ 5 0 に入力する。圧力センサ 6 0 a は、流路 2 1 0 の圧力を計測することにより、ブームシリンダ 1 のヘッド室圧力を計測する。

【 0 0 6 2 】

流路 2 1 1 に接続された圧力センサ 6 0 b は、流路 2 1 1 の圧力を計測し、コントローラ 5 0 に入力する。圧力センサ 6 0 b は、流路 2 1 1 の圧力を計測することにより、ブームシリンダ 1 のロッド室圧力を計測する。

【 0 0 6 3 】

流路 2 1 3 に接続された圧力センサ 6 1 a は、流路 2 1 3 の圧力を計測し、コントローラ 5 0 に入力する。圧力センサ 6 1 a は、流路 2 1 3 の圧力を計測することにより、アームシリンダ 3 のヘッド室圧力を計測する。

【 0 0 6 4 】

流路 2 1 4 に接続された圧力センサ 6 1 b は、流路 2 1 4 の圧力を計測し、コントローラ 5 0 に入力する。圧力センサ 6 1 b は、流路 2 1 4 の圧力を計測することにより、アームシリンダ 3 のロッド室圧力を計測する。

【 0 0 6 5 】

レバー 5 1 は、オペレータからの各アクチュエータに対する操作量をコントローラ 5 0 に入力する。

【 0 0 6 6 】

図 3 は、図 2 に示すコントローラ 5 0 の機能ブロック図である。なお、図 3 では、図 2 と同様に、ブームシリンダ 1 およびアームシリンダ 3 の駆動に関わる部分のみを示し、その他のアクチュエータの駆動に関わる部分は省略している。

【 0 0 6 7 】

図 3 において、コントローラ 5 0 は、要求速度演算部 5 0 a と、アクチュエータ圧力演算部 5 0 b と、要求トルク推定部 5 0 c と、要求速度制限部 5 0 d と、指令演算部 5 0 e とを備えている。

【 0 0 6 8 】

要求速度演算部 5 0 a は、オペレータのレバー入力に対して、各アクチュエータの動作方向、および要求速度を演算し、要求トルク推定部 5 0 c 、および要求速度制限部 5 0 d へ出力する。

【 0 0 6 9 】

アクチュエータ圧力演算部 5 0 b は、各部に設けた圧力センサ 6 0 a , 6 0 b , 6 1 a , 6 1 b の値から、アクチュエータ 1 , 3 の圧力 (以下、アクチュエータ圧力) を演算し、要求トルク推定部 5 0 c 、および指令演算部 5 0 e へ出力する。

【 0 0 7 0 】

要求トルク推定部 5 0 c は、要求速度演算部 5 0 a から入力された要求速度、およびア

10

20

30

40

50

クチュエータ圧力演算部 50b から入力されたアクチュエータ圧力に基づいて、オペレータのレバー入力に応じてアクチュエータ 1, 3 を駆動した場合にエンジン 9 にかかるトルク（以下、要求トルク）を推定する。

【0071】

要求速度制限部 50d は、要求トルク推定部 50c から入力された要求トルクに基づき、要求トルクの変化率（以下、要求トルク変化率）を計算する。そして、要求トルク変化率がエンジン 9 の特性に基づいて予め設定された許容トルク変化率（後述）を超えないように、要求速度演算部 50a から入力された要求速度を制限し、指令演算部 50e に出力する。

【0072】

指令演算部 50e は、アクチュエータ圧力演算部 50b から入力されたアクチュエータ圧力、および要求速度制限部 50d から入力された要求速度に基づき、切換弁 40 ~ 47、比例弁 48, 49、およびレギュレータ 12a, 13a, 14a, 15a への指令値を演算する。

【0073】

次に、図 2 に示した液压駆動装置 300 の動作を説明する。

【0074】

（1）非操作時

図 2 において、レバー 51 が非操作時は、第 1 ~ 第 4 の液压ポンプ 12 ~ 15 は全て最小傾転角に制御され、切換弁 40 ~ 47 は全て閉じられ、ブームシリンダ 1 およびアームシリンダ 3 は停止状態で保持される。

【0075】

（2）ブーム上げ動作時

図 4 に、液压駆動装置 300 でブームシリンダ 1 の伸長動作を行った場合のレバー 51 の入力、レバー 51 の入力に基づく要求シリンダ速度、第 1 の液压ポンプ 12 の要求吐出流量と第 2 の液压ポンプ 13 の要求吐出流量の和、第 3 の液压ポンプ 14 の要求吐出流量と第 4 の液压ポンプ 15 の要求吐出流量の和、圧力センサ 60a, 60b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、エンジン負荷トルク、第 1 の液压ポンプ 12 の吐出流量、第 2 の液压ポンプ 13 の吐出流量、第 3 の液压ポンプ 14 の吐出流量、および第 4 の液压ポンプ 15 の吐出流量の変化を示す。

【0076】

時刻 t_0 から時刻 t_1 にかけて、レバー 51 の入力は 0 であり、ブームシリンダ 1 は静止している。

【0077】

時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 51 の入力はブームシリンダ 1 を伸長する指令値が最大値まで上げられる。

【0078】

図 5 は、コントローラ 50 のポンプ負荷トルク制御の流れを示すフローチャートである。

【0079】

まず、ステップ S1 において、コントローラ 50 は、レバー 51 の入力値 L_{in} から要求シリンダ速度 V_{cyl_d} を決定する。

【0080】

【数 1】

$$V_{cyl_d} = f(L_{in}) \quad \cdots (1)$$

【0081】

次に、ステップ S2 において、コントローラ 50 は、要求シリンダ速度 V_{cyl_d} から、第 1 の液压ポンプ 12 の要求吐出流量と第 2 の液压ポンプ 13 の要求吐出流量の和 Q_{cp_d} と、第 3 の液压ポンプ 14 の要求吐出流量と第 4 の液压ポンプ 15 の要求吐出流量の和 Q_{op_d} を、例えば以下の様に計算する。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 2 】

要求シリンダ速度 V_{cyl_d} でシリンダを伸長する場合、ロッドから流出する流量 Q_{cyl_r} は、ロッド室の受圧面積を A_{cyl_r} とすると、

【 0 0 8 3 】

【 数 2 】

$$Q_{cyl_r} = V_{cyl_d} \times A_{cyl_r} \quad \dots (2)$$

であり、ヘッド室に流入する流量 Q_{cyl_h} は、ヘッド室の受圧面積を A_{cyl_h} とすると、

【 0 0 8 4 】

【 数 3 】

$$Q_{cyl_h} = V_{cyl_d} \times A_{cyl_h} \quad \dots (3)$$

となる。

【 0 0 8 5 】

シリンダと閉回路状に接続される第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量と第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求吐出流量の和 Q_{cp_d} は、シリンダロッド室からの流出流量に等しいため、

【 0 0 8 6 】

【 数 4 】

$$Q_{cp_d} = Q_{cyl_r} \quad \dots (4)$$

となる。

【 0 0 8 7 】

また、シリンダのロッド室とヘッド室を閉回路状に接続する際に、受圧面積差によって生じる流量不足分を補償するため、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量と第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求吐出流量の和 Q_{op_d} は、

【 0 0 8 8 】

【 数 5 】

$$Q_{op_d} = Q_{cyl_h} - Q_{cyl_r} \quad \dots (5)$$

となる。ここで、ロッド室の受圧面積を A_{cyl_r} と、ヘッド室の受圧面積を A_{cyl_h} の比を、

【 0 0 8 9 】

【 数 6 】

$$\alpha = \frac{A_{cyl_r}}{A_{cyl_h}} \quad \dots (6)$$

とすると、式 (5) は、

【 0 0 9 0 】

【 数 7 】

$$Q_{op_d} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) Q_{cp_d} \quad \dots (7)$$

となる。

【 0 0 9 1 】

同じくステップ S 2 において、コントローラ 5 0 は、圧力センサ 6 0 a , 6 0 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力 P_{cyl_h} とロッド室圧力 P_{cyl_r} と、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量と第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求吐出流量の和 Q_{cp_d} と、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量と第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求吐出流量の和 Q_{op_d} から、レバー 5 1 の入力通りにブームシリンダ 1 を駆動した場合に第 1 ~ 第 4 の液圧ポンプ 1 2 ~ 1 5 が発生する要求トルク T_{p_d} を、例えば以下の様に計算する。

【 0 0 9 2 】

まず、シリンダを伸長させる場合の第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求トルクと第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求トルクの和 T_{cp_d} は、

【 0 0 9 3 】

10

20

30

40

【数 8】

$$T_{cp_d} = \frac{Q_{cp_d}}{N_{eng}} \left((P_{cyl_h} + P_{loss}) - (P_{cyl_r} - P_{loss}) \right) \times \eta_{cp} \quad \cdots (8)$$

となる。ここで、 N_{eng} はエンジン回転数、 P_{loss} はシリンダからポンプまでの管路で発生する圧力損失、 η_{cp} は第 1 の液圧ポンプ 1 2 と第 2 の液圧ポンプ 1 3 のポンプ効率である。

【0094】

また、シリンダを伸長させる場合の第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求トルクと第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求トルクの和 T_{op_d} は、

【0095】

【数 9】

$$T_{op_d} = \frac{Q_{op_d}}{N_{eng}} (P_{cyl_h} + P_{loss}) \times \eta_{op} \quad \cdots (9)$$

となる。ここで、 η_{op} は第 3 の液圧ポンプ 1 4 と第 4 の液圧ポンプ 1 5 のポンプ効率である。

【0096】

以上より、液圧ポンプ 1 2 ~ 1 5 が発生させる要求トルク T_{p_d} は、以下の式で表される。

【0097】

【数 10】

$$T_{p_d} = T_{cp_d} + T_{op_d} \quad \cdots (10)$$

【0098】

次に、ステップ S 3 において要求トルク T_{p_d} の変化率（要求トルク変化率）を計算する。要求トルク変化率は、例えば、要求トルク T_{p_d} からエンジン 9 が現在出力しているトルクを差し引いた値をコントローラ 50 の制御周期で除算することにより求められる。

【0099】

次に、ステップ S 4 において、コントローラ 50 は、ステップ S 3 で計算した要求トルク変化率が許容トルク T_{p_lim} の変化率（以下、許容トルク変化率）以下である場合はステップ S 6 に進み、そうでない場合はステップ S 5 に進む。許容トルク T_{p_lim} は、エンジン 9 が出力可能なトルクであり、エンジン 9 の燃料噴射量、ターボ圧等の情報から計算することができる。ここで、許容トルク T_{p_lim} および許容トルク変化率は以下の様に求めても良い。

【0100】

ターボ付きエンジンの場合、無負荷状態からエンジンに負荷が掛かると、ターボ圧が上昇するまで設計最大トルクが出力できない。例えば、図 6 に示す通り、エンジンに t_1 から t_2 にかけて最小値から最大値まで負荷を上げると、要求トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合わず、エンジン回転数が許容最小回転数を下回ってしまう。一方、 t_1 から t_3 にかけて最小値から最大値まで負荷を上げると、負荷トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合うため、エンジン回転数は許容最小回転数を下回ることはない。そこで、エンジン回転数の低下が許容最小回転数までに抑えられる最大トルク変化率を許容トルク変化率とし、許容トルク変化率を満たす最大出力トルクを許容トルク T_{p_lim} とする。例えば、現時点のエンジン出力トルクに許容トルク変化率とコントローラ 50 の制御周期との積を加算することにより求められる。すなわち、本発明における許容トルク T_{p_lim} は、現時点のエンジン出力トルクに応じて時々刻々と変化する。なお、ステップ S 4 では、要求トルク変化率が許容トルク変化率以下であるか否かを判定しているが、この判定は、要求トルク T_{p_d} が許容トルク T_{p_lim} 以下であるか否かの判定と同じである。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 1 】

ステップ S 5 において、コントローラ 5 0 は、要求トルク変化率が許容トルク変化率以下になるように（すなわち、要求トルク T_{p_d} が許容トルク T_{p_lim} 以下になるように）、要求シリンダ速度 V_{cyl_d} を制限する。制限した要求シリンダ速度 V_{cyl_d}' を、例えば以下の様に求めることができる。

【 0 1 0 2 】

ステップ S 2 において求めた要求トルク T_{p_d} に対して、エンジン 9 は許容トルク T_{p_lim} までしか出力できないため、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求トルクと第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求トルクの和 T_{cp_d} と、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求トルクと第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求トルクの和 T_{op_d} を、

10

【 0 1 0 3 】

【 数 1 1 】

$$T_{p_lim} = T_{cp_d}' + T_{op_d}' \quad \cdots (11)$$

となるように抑制する必要がある。式 (7) , (8) , (9) より、

【 0 1 0 4 】

【 数 1 2 】

$$T_{p_lim} = Q_{cp_d}' \times G \quad \cdots (12)$$

となる。ここで、

【 0 1 0 5 】

【 数 1 3 】

$$G = \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl_h} - P_{cyl_r} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} + \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl_h} + P_{loss}) \times \eta_{op} \quad \cdots (13)$$

20

である。更に式 (2) より、

【 0 1 0 6 】

【 数 1 4 】

$$T_{p_lim} = V_{cyl_d}' \times A_{cyl_r} \times G \quad \cdots (14)$$

30

となるから、制限したシリンダ速度 V_{cyl_d}' は、

【 0 1 0 7 】

【 数 1 5 】

$$V_{cyl_d}' = \frac{T_{p_lim}}{A_{cyl_r} \times G} \quad \cdots (15)$$

と求めることができる。

【 0 1 0 8 】

ステップ S 6 において、コントローラ 5 0 は、要求シリンダ速度 V_{cyl_d} に基づき、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量 Q_{cp1_d} 、第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求吐出流量 Q_{cp2_d} 、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量 Q_{op1_d} 、および第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求吐出流量 Q_{op2_d} を計算する。

40

【 0 1 0 9 】

図 5 に示す処理フローによれば、図 4 に示す時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 5 1 の入力がブームシリンダ 1 を伸長する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ 5 0 は、レバー 5 1 の入力から要求シリンダ速度 V_{cyl_d} を計算する。次に、コントローラ 5 0 は、要求シリンダ速度 V_{cyl_d} から、式 (2) , (4) を用いて、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量と第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求吐出流量の和 Q_{cp_d} を計算し、式 (3) , (5) を用いて、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量と第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求吐出流量の和

50

Qop_dを計算する。コントローラ50は、計算した要求吐出流量と、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式(8), (9), (10)を用いて、要求トルクTp_dを計算する。

【0110】

図4に示す通り、要求トルクTp_dが時刻t1から時刻t2にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン9の許容トルクTp_limが、エンジン9の定格最大トルクになるのに時刻t1から時刻t3までかかるとすると、時刻t1から時刻t3にかけて、コントローラ50は、要求トルクTp_dがエンジン9の許容トルクTp_lim以下になるように、式(15)を用いて、制限したシリンダ速度Vcyl_d'を計算する。

【0111】

10

コントローラ50は、制限したシリンダ速度Vcyl_d'に基づき、第1の液圧ポンプ12の吐出流量Qcp12、第2の液圧ポンプ13の吐出流量Qcp13、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量Qop14、および第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量Qop15を計算する。

【0112】

以上の様に制御することにより、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧ショベル100を動作させることが可能になる。

【0113】

なお、アクチュエータ圧に基づいて馬力を計算する場合、アクチュエータ圧の変動によりポンプ傾転角が振動的になってしまうを防ぐため、例えば、エンジン回転数が安定し、圧力変動が規定値以下の間は移動平均等のフィルター処理によりアクチュエータ圧の変動を抑制してもよい。また、本実施例では、ポンプを1台ずつ立ち上げたが、同時に立ち上げてよい。

20

【0114】

(3)ブーム下げ+アームダンブ動作時

図7に、液圧駆動装置300でブームシリンダ1の収縮動作とアームシリンダ3の収縮動作とを同時に行った場合のレバー51の入力、レバー51の入力に基づく要求シリンダ速度、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ61a, 61bで計測したアームシリンダ3のヘッド室圧力とロッド室圧力、第1および第2の液圧ポンプ12, 13の各要求吐出流量、比例弁48, 49の各要求通過流量、エンジン負荷トルク、第1および第2の液圧ポンプ12, 13の各吐出流量、比例弁48, 49の各通過流量の変化を示す。

30

【0115】

時刻t0から時刻t1にかけて、レバー51の入力は0であり、ブームシリンダ1とアームシリンダ3は静止している。

【0116】

時刻t1から時刻t2にかけて、レバー51の入力はブームシリンダ1とアームシリンダ3を収縮する指令値が最大値まで上げられる。

【0117】

図5に示す処理フローによれば、図7に示す時刻t1から時刻t2にかけて、レバー51の入力がブームシリンダ1と、アームシリンダ3を収縮する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ50は、レバー51の入力から要求ブームシリンダ速度Vcyl_boom_dと、要求アームシリンダ速度Vcyl_arm_dを計算する。

40

【0118】

ここで、コントローラ50は、ブームシリンダ1の駆動用に第1の液圧ポンプ12を割り当て、アームシリンダ3の駆動用に第2の液圧ポンプ13を割り当てる。

【0119】

コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度Vcyl_boom_dから、式(2), (4)を用いて、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量Qcp12_dを計算する。また、コントローラ50は、要求アームシリンダ速度Vcyl_arm_dから、式(2), (4)を用いて、第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量Qcp13_dを計算する。

50

【 0 1 2 0 】

シリンダを収縮する場合、ヘッド室から流出する流量 Q_{cyl_h} と、ロッド室に流入する流量 Q_{cyl_r} の差分によって生じる余剰流量は、第 1 および第 2 比例弁 4 8 , 4 9 によりタンク 2 5 に排出される。第 1 および第 2 比例弁 4 8 , 4 9 の要求通過流量 Q_{pv_d} は、

【 0 1 2 1 】

【 数 1 6 】

$$Q_{pv_d} = Q_{cyl_h} - Q_{cyl_r} \quad \dots (16)$$

となり、式(6)より、

【 0 1 2 2 】

【 数 1 7 】

$$Q_{pv_d} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) Q_{cp_d} \quad \dots (17)$$

となる。

【 0 1 2 3 】

ここで、コントローラ 5 0 は、ブームシリンダ 1 の余剰流量排出用に比例弁 4 8 を割り当て、アームシリンダ 3 の余剰流量排出様に比例弁 4 9 を割り当てる。

【 0 1 2 4 】

コントローラ 5 0 は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ から、式(3) , (16)を用いて、比例弁 4 8 の要求通過流量 Q_{pv48_d} を計算する。また、コントローラ 5 0 は、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ から、式(3) , (16)を用いて、比例弁 4 9 の要求通過流量 Q_{pv49_d} を計算する。

【 0 1 2 5 】

シリンダを収縮する場合、第 3 の液压ポンプ 1 4 と第 4 の液压ポンプ 1 5 を使用しないため、第 3 の液压ポンプ 1 4 の要求トルクと第 4 の液压ポンプ 1 5 の要求トルクの和 Top_d は、0になる。

【 0 1 2 6 】

コントローラ 5 0 は、計算した要求流量と、圧力センサ 6 0 a , 6 0 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 6 1 a , 6 1 b で計測したアームシリンダ 3 のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式(8) , (10)を用いて、要求トルク Tp_d を計算する。

【 0 1 2 7 】

図 7 に示す通り、ブームシリンダ 1 のヘッド室圧力がロッド室圧力より高い場合、ブームシリンダ 1 を伸長するブーム上げの時は、第 1 の液压ポンプ 1 2 の吐出圧が吸込圧より高くなるため、第 1 の液压ポンプ 1 2 はポンプとして動作する。一方で、ブームシリンダ 1 を収縮するブーム下げ時は、第 1 の液压ポンプ 1 2 の吸込圧が吐出圧より高くなるため、第 1 の液压ポンプ 1 2 はモータとして動作する。

【 0 1 2 8 】

図 7 に示す通り、アームシリンダ 3 のロッド室圧力がヘッド室圧力より高い場合、アームシリンダ 3 を収縮するアームダンプの時は、第 2 の液压ポンプ 1 3 の吐出圧が吸込圧より高くなるため、第 2 の液压ポンプ 1 3 はポンプとして動作する。一方で、ブーム下げ時は、第 2 の液压ポンプ 1 3 の吸込圧が吐出圧より高くなるため、第 2 の液压ポンプ 1 3 はモータとして動作する。

【 0 1 2 9 】

従って、レバー 5 1 の入力が入力がブーム下げ、アームダンプの場合、第 1 の液压ポンプ 1 2 はモータとして動作し、第 2 の液压ポンプ 1 3 はポンプとして動作するため、第 1 の液压ポンプ 1 2 の要求トルクと第 2 の液压ポンプ 1 3 の要求トルクの和 Tcp_d は、第 1 の液压ポンプ 1 2 と第 2 の液压ポンプ 1 3 が共にポンプとして動作するブーム単独動作時よりも低くなる。

【 0 1 3 0 】

図 7 に示す通り、要求トルク Tp_d が時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて最大値に増加するの

10

20

30

40

50

に対して、エンジン 9 の許容トルク T_{p_lim} が、時刻 t_1 から時刻 t_2 までに要求トルクを出力可能である場合、図 5 に示す処理フローによれば、要求速度通りに出力可能になる。コントローラ 50 は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ と、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ から、第 1 の液圧ポンプ 12 の吐出流量 Q_{cp1} 、第 2 の液圧ポンプ 13 の吐出流量 Q_{cp2} 、比例弁 48 の通過流量 Q_{pv48} 、および比例弁 49 の通過流量 Q_{pv49} を計算する。

【0131】

以上の様に制御することにより、エンジン 9 をラグダウンさせることなく油圧シヨベル 100 を動作させることが可能になる。

【0132】

式(15)に示した通り、アクチュエータ圧に基づいて制限したシリンダ速度 $V_{cyl_d'}$ を計算する場合、アクチュエータ圧の振動により、シリンダ速度 $V_{cyl_d'}$ が振動的になってしまうのを防ぐため、例えば、エンジン回転数が安定し、圧力変動が規定値以下の間は移動平均等のフィルター処理によりアクチュエータ圧の振動を抑制してもよい。

【0133】

(4) ブーム上げ + アームダンプ動作時

図 8 に、液圧駆動装置 300 でブームシリンダ 1 の伸長動作とアームシリンダ 3 の収縮動作とを同時に行った場合のレバー 51 の入力、レバー 51 の入力に基づく要求シリンダ速度、圧力センサ 60a, 60b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 61a, 61b で計測したアームシリンダ 3 のヘッド室圧力とロッド室圧力、第 1 ~ 第 3 の液圧ポンプ 12 ~ 14 の各要求吐出流量、比例弁 49 の要求通過流量、エンジン負荷トルク、第 1 ~ 第 3 の液圧ポンプ 12 ~ 14 の各吐出流量、比例弁 49 の通過流量の変化を示す。

【0134】

時刻 t_0 から時刻 t_1 にかけて、レバー 51 の入力は 0 であり、ブームシリンダ 1 とアームシリンダ 3 は静止している。

【0135】

時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 51 の入力はブームシリンダ 1 を伸長する指令値と、アームシリンダ 3 を収縮する指令値が最大値まで上げられる。

【0136】

図 5 に示す処理フローによれば、図 8 に示す時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 51 の入力がブームシリンダ 1 と、アームシリンダ 3 を収縮する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ 50 は、レバー 51 の入力から要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ と、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ を計算する。

【0137】

ここで、コントローラ 50 は、ブームシリンダ 1 の駆動用に第 1 の液圧ポンプ 12 と第 3 の液圧ポンプ 14 を、アームシリンダ 3 の駆動用に第 2 の液圧ポンプ 13 と比例弁 49 を割り当てる。

【0138】

コントローラ 50 は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ から、式(2), (4)を用いて、第 1 の液圧ポンプ 12 の要求吐出流量 Q_{cp12_d} を計算する。また、コントローラ 50 は、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ から、式(2), (4)を用いて、第 2 の液圧ポンプ 13 の要求吐出流量 Q_{cp13_d} を計算する。

【0139】

式(3), (5)を用いて、第 3 の液圧ポンプ 14 の要求吐出流量と第 4 の液圧ポンプ 15 の要求吐出流量の和 Q_{op_d} を計算する。

【0140】

コントローラ 50 は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ から、式(3), (5)を用いて、第 3 の液圧ポンプ 14 の要求吐出流量 Q_{op14_d} を計算する。

【0141】

コントローラ 50 は、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ から、式(3), (16)を用いて

10

20

30

40

50

、比例弁 49 の要求通過流量 Q_{pv49_d} を計算する。

【 0 1 4 2 】

コントローラ 50 は、計算した要求流量と、圧力センサ 60 a , 60 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 61 a , 61 b で計測したアームシリンダ 3 のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式 (8) , (9) を用いて、第 1 の液圧ポンプ 12 の要求トルク T_{cp12_d} 、第 2 の液圧ポンプ 13 の要求トルク T_{cp13_d} 、第 3 の液圧ポンプ 14 の要求トルク T_{op14_d} を計算する。この時、要求トルク T_{p_d} は、

【 0 1 4 3 】

【 数 1 8 】

$$T_{p_d} = T_{cp12_d} + T_{cp13_d} + T_{op14_d} \quad \cdots (18)$$

10

となる。

【 0 1 4 4 】

図 8 に示す通り、要求トルク T_{p_d} が時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン 9 の許容トルク T_{p_lim} が、エンジン 9 の定格最大トルクになるのに時刻 t_1 から時刻 t_3 までかかるとすると、時刻 t_1 から時刻 t_3 にかけて、コントローラ 50 は、

【 0 1 4 5 】

【 数 1 9 】

$$T_{p_lim} = T_{cp12_d'} + T_{cp13_d'} + T_{op14_d'} \quad \cdots (19)$$

20

となるように、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ と、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d'}$ を計算する。式 (2) , (7) , (8) , (9) より、

【 0 1 4 6 】

【 数 2 0 】

$$T_{p_lim} = V_{cyl_boom_d'} \times A_{cyl_boom_r} \times G + V_{cyl_arm_d'} \times A_{cyl_arm_r} \times H \quad \cdots (20)$$

となる。ここで、

【 0 1 4 7 】

【 数 2 1 】

$$H = \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl_h} - P_{cyl_r} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} \quad \cdots (21)$$

30

である。要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d}$ と要求アームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d}$ の比を、

【 0 1 4 8 】

【 数 2 2 】

$$\beta = \frac{V_{cyl_boom_d}}{V_{cyl_arm_d}} \quad \cdots (22)$$

40

とし、これを一定に保つように制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ と、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d'}$ を計算する。式 (20) , (22) より、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ は、

【 0 1 4 9 】

【 数 2 3 】

$$V_{cyl_boom_d'} = \frac{T_{p_lim}}{A_{cyl_boom_r} \times G + \frac{A_{cyl_arm_r} \times H}{\beta}} \quad \cdots (23)$$

50

となり、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d'}$ は、

【 0 1 5 0 】

【 数 2 4 】

$$V_{cyl_arm_d'} = \frac{T_{p_lim}}{A_{cyl_boom_r} \times G \times \beta + A_{cyl_arm_r} \times H} \quad \dots (24)$$

となる。コントローラ 50 は、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ に基づき、第 1 の液圧ポンプ 12 の吐出流量 Q_{cp12} と第 3 の液圧ポンプ 14 の要求吐出流量 Q_{op14} を計算し、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl_arm_d'}$ に基づき、第 2 の液圧ポンプ 13 の吐出流量 Q_{cp13} 、および比例弁 49 の通過流量 Q_{pv49} を計算する。

10

【 0 1 5 1 】

以上の様に制御することにより、レバー 51 の入力によって決定した各アクチュエータの要求速度比を保ったまま、エンジン 9 をラグダウンさせることなく油圧ショベル 100 を動作させることが可能になる。

【 0 1 5 2 】

本実施例では、エンジン 9 と、エンジン 9 によって駆動される可変容量型の液圧ポンプ 12 ~ 15 と、液圧ポンプ 12 ~ 15 から吐出された圧液によって駆動される液圧アクチュエータ 1, 3 と、液圧アクチュエータ 1, 3 と液圧ポンプ 12 ~ 15 との接続を切換可能な制御弁 40 ~ 47 と、液圧アクチュエータ 1, 3 の各負荷圧を検出する圧力検出装置 60a, 60b, 61a, 61b と、液圧アクチュエータ 1, 3 の各動作方向および各要求速度を指示する操作装置 51 と、操作装置 51 からの入力に応じて液圧ポンプ 12 ~ 15 の各吐出流量を制御するコントローラ 50 とを備えた油圧ショベル 100 において、コントローラ 50 は、液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度と各負荷圧とに基づき、液圧ポンプ 12 ~ 15 がエンジン 9 に要求する各トルクの合計である要求トルク T_{p_d} を推定する要求トルク推定部 50c と、要求トルク T_{p_d} の変化率である要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度を制限する要求速度制限部 50d と、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度を制限する要求速度制限部 50d と、要求速度制限部 50d によって制限された液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度に基づき、液圧アクチュエータ 1, 3 に対する液圧ポンプ 12 ~ 15 の割り当てを決定し、液圧ポンプ 12 ~ 15 の各吐出流量を演算する指令演算部 50e とを有する。

20

30

【 0 1 5 3 】

また、液圧ポンプ 11, 12 は、それぞれ、一対の入出力ポートを有する両吐出型の液圧ポンプであり、制御弁 40 ~ 43 は、液圧ポンプ 11, 12 と液圧アクチュエータ 1, 3 との接続を切換可能な切換弁である。

【 0 1 5 4 】

以上のように構成した本実施例によれば、片吐出型の液圧ポンプ 11, 12 からアクチュエータ 1, 3 に供給される圧油の流れを制御弁 40 ~ 43 で制御する液圧駆動装置 30 を搭載した油圧ショベル 100 において、液圧アクチュエータ 1, 3 の要求速度および液圧アクチュエータ 1, 3 の負荷圧に基づいてエンジン 9 に対する要求トルク T_{p_d} が推定され、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、要求トルク変化率が所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の要求速度が制限される。これにより、オペレータの操作内容や液圧アクチュエータ 1, 3 の負荷状態にかかわらず、エンジン 9 のラグダウンを抑制することが可能となる。

40

【 0 1 5 5 】

また、指令演算部 50e は、液圧アクチュエータ 1, 3 のうちの 1 つの液圧アクチュエータに 2 台以上の液圧ポンプを割り当てた状態で、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、要求速度制限部 50d によって制限された前記 1 つ

50

の液圧アクチュエータの要求速度に応じて前記 1 つの液圧アクチュエータに割り当てる液圧ポンプの台数を減らすように構成されている。これにより、使用中の液圧ポンプの燃費効率を向上するとともに、未使用の液圧ポンプの台数を増やすことにより、新たに操作されるアクチュエータに対する液圧ポンプの割り当てが容易となる。

【0156】

なお、本実施例では、式(1)によりレバー 51 の入力から要求シリンダ速度 V_{cyl_d} が一意に決まるものとしたが、各アクチュエータの負荷状態や、レバー 51 の入力値のバランスにより、要求シリンダ速度 V_{cyl_d} を変化させる計算機能をコントローラ 50 に持たせてもよい。

【実施例 2】

10

【0157】

本発明の第 2 の実施例に係る油圧ショベル 100 について、第 1 の実施例との相違点を中心に説明する。

【0158】

図 9 は、本実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。図 9 において、第 1 の実施例（図 2 に示す）との相違点は、アームシリンダ 3 を旋回モータ 7 に置き換えた点である。

【0159】

流路 215 は、旋回モータ 7 の a ポートに接続されている。

【0160】

20

流路 216 は、旋回モータ 7 の b ポートに接続されている。

【0161】

旋回モータ 7 は、作動油の供給を受けて回転する液圧モータである。旋回モータ 7 の回転方向は作動油の供給方向に依存する。

【0162】

流路 215, 216 に設けられたリリーフ弁 37a, 37b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がし回路を保護する。

【0163】

流路 215, 216 に設けられたフラッシング弁 38 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に排出する。

30

【0164】

流路 215 に接続された圧力センサ 62a は、流路 215 の圧力を計測し、コントローラ 50 に入力する。圧力センサ 62a は、流路 215 の圧力を計測することにより、旋回モータ 7 の a ポート圧力 P_{swing_a} を計測する。

【0165】

流路 216 に接続された圧力センサ 62b は、流路 216 の圧力を計測し、コントローラ 50 に入力する。圧力センサ 62b は、流路 216 の圧力を計測することにより、旋回モータ 7 の b ポート圧力 P_{swing_b} を計測する。

【0166】

40

図 10 は、図 9 に示すコントローラ 50 のポンプ負荷トルク制御の流れを示すフローチャートである。図 10 において、第 1 の実施例（図 5 に示す）との相違点は、ステップ S5 に代えて、ステップ S5a ~ S5f を備えている点である。以下、相違点を説明する。

【0167】

ステップ S5a において、コントローラ 50 は、ブーム及び旋回の複合操作が行われている場合はステップ S5b に進み、そうでない場合はステップ S5f に進む。

【0168】

ステップ S5b において、コントローラ 50 は、旋回モータ 7 の要求トルクが全体の許容トルク T_{p_lim} の所定の割合以下になるように旋回モータ 7 の要求速度を制限する。

【0169】

50

ステップ S 5 c において、コントローラ 5 0 は、要求速度を制限した旋回モータ 7 の要求トルクと他の旋回モータ 7 以外のアクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク Tp_lim を超える場合はステップ S 5 d に進み、そうでない場合はステップ S 5 e に進む。

【 0 1 7 0 】

ステップ S 5 d において、コントローラ 5 0 は、レバー 5 1 の入力値 Lin から旋回モータ 7 以外のアクチュエータの要求速度を決定する。

【 0 1 7 1 】

ステップ S 5 e において、コントローラ 5 0 は、各アクチュエータの要求速度比を保ったまま各アクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク Tp_lim 以下になるように、旋回モータ 7 以外のアクチュエータの要求速度を制限する。 10

【 0 1 7 2 】

ステップ S 5 f において、コントローラ 5 0 は、各アクチュエータの要求速度比を保ったまま各アクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク Tp_lim 以下となるように、各アクチュエータの要求速度を制限する。

【 0 1 7 3 】

次に、図 9 に示した液圧駆動装置 3 0 0 A の動作を説明する。

【 0 1 7 4 】

(1) 非操作時

図 9 において、レバー 5 1 が非操作時は、第 1 ~ 第 4 の液圧ポンプ 1 2 ~ 1 5 は全て最小傾転角に制御され、切換弁 4 0 ~ 4 4 , 4 6 は全て閉じられ、ブームシリンダ 1 および旋回モータ 7 は停止状態で保持される。 20

【 0 1 7 5 】

(2) ブーム上げ + 旋回動作時

図 1 1 に、液圧駆動装置 3 0 0 でブームシリンダ 1 の伸長動作と旋回モータ 7 の旋回動作とを同時に行った場合のレバー 5 1 の入力、レバー 5 1 の入力に基づく要求シリンダ速度と要求旋回速度、圧力センサ 6 0 a , 6 0 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 6 2 a , 6 2 b で計測した旋回モータ 7 の a ポート圧力と b ポート圧力、第 1 ~ 第 3 の液圧ポンプ 1 2 ~ 1 4 の各要求吐出流量、エンジン負荷トルク、および第 1 ~ 第 3 の液圧ポンプ 1 2 ~ 1 4 の各吐出流量の変化を示す。 30

【 0 1 7 6 】

時刻 t_0 から時刻 t_1 にかけて、レバー 5 1 の入力は 0 であり、ブームシリンダ 1 と旋回モータ 7 は静止している。

【 0 1 7 7 】

時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 5 1 の入力はブームシリンダ 1 を伸長する指令値と、旋回モータ 7 を回転する指令値が最大値まで上げられる。

【 0 1 7 8 】

図 5 に示す処理フローによれば、図 1 1 に示す時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて、レバー 5 1 の入力がブームシリンダ 1 と、旋回モータ 7 を回転する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ 5 0 は、レバー 5 1 の入力から要求ブームシリンダ速度 $Vcyl_boom_d$ と、要求旋回速度 $Wswing_d$ を計算する。 40

【 0 1 7 9 】

ここで、コントローラ 5 0 は、ブームシリンダ 1 の駆動用に第 1 の液圧ポンプ 1 2 と第 3 の液圧ポンプ 1 4 を、旋回モータ 7 の駆動用に第 2 の液圧ポンプ 1 3 を割り当てる。

【 0 1 8 0 】

コントローラ 5 0 は、要求ブームシリンダ速度 $Vcyl_boom_d$ から、式 (2) , (4) を用いて、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量 $Qcp12_d$ を計算する。

【 0 1 8 1 】

ここで、旋回モータ 7 の吐出容積を $Dswing$ とすると、旋回モータ 7 から流出する流量 $Qswing$ は、 50

【 0 1 8 2 】

【 数 2 5 】

$$Q_{\text{swing}} = W_{\text{swing_d}} \times D_{\text{swing}} \quad \dots (25)$$

となる。旋回モータ 7 と閉回路状に接続される第 2 の液压ポンプ 1 3 の要求吐出流量 $Q_{\text{cp_d}}$ は、旋回モータ 7 からの流出流量に等しいため、

【 0 1 8 3 】

【 数 2 6 】

$$Q_{\text{cp_d}} = Q_{\text{swing}} \quad \dots (26)$$

となる。式 (25) , (26) を用いて、第 2 の液压ポンプ 1 3 の要求吐出流量 $Q_{\text{cp13_d}}$ を計算する。

10

【 0 1 8 4 】

コントローラ 5 0 は、要求ブームシリンダ速度 $V_{\text{cyl_boom_d}}$ から、式 (3) , (5) を用いて、第 3 の液压ポンプ 1 4 の要求吐出流量 $Q_{\text{op14_d}}$ を計算する。

【 0 1 8 5 】

コントローラ 5 0 は、計算した要求流量と、圧力センサ 6 0 a , 6 0 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 6 2 a , 6 2 b で計測した旋回モータ 7 の a ポート圧力 $P_{\text{swing_a}}$ と b ポート圧力 $P_{\text{swing_b}}$ から、式 (8) , (9) を用いて、第 1 の液压ポンプ 1 2 の要求トルク $T_{\text{cp12_d}}$ 、第 2 の液压ポンプ 1 3 の要求トルク $T_{\text{cp13_d}}$ 、および第 3 の液压ポンプ 1 4 の要求トルク $T_{\text{op14_d}}$ を計算する。この時、要求トルク $T_{\text{p_d}}$ は、

20

【 0 1 8 6 】

【 数 2 7 】

$$T_{\text{p_d}} = T_{\text{cp12_d}} + T_{\text{op14_d}} + T_{\text{cp13_d}} \quad \dots (27)$$

となる。

【 0 1 8 7 】

図 1 1 に示す通り、要求トルク $T_{\text{p_d}}$ が時刻 t_1 から時刻 t_2 にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン 9 の許容トルク $T_{\text{p_lim}}$ が、エンジン 9 の定格最大トルクになるのに時刻 t_1 から時刻 t_3 までかかるとすると、時刻 t_1 から時刻 t_3 にかけて、コントローラ 5 0 は、

30

【 0 1 8 8 】

【 数 2 8 】

$$T_{\text{p_lim}} = T_{\text{cp12_d}'} + T_{\text{op14_d}'} + T_{\text{cp13_d}'} \quad \dots (28)$$

となるように、制限したブームシリンダ速度 $V_{\text{cyl_boom_d}'}$ と、制限した旋回速度 $W_{\text{swing_d}'}$ を計算する。

【 0 1 8 9 】

ここで、一般的な建設機械が平地で旋回動作を行う場合、図 1 1 に示すとおり、停止中には a ポート圧と b ポート圧が低く、旋回加速中に片側ポートの圧力が上がるという特徴がある。特に最大加速度で旋回する場合、片側のポート圧力は、リリース弁 3 7 a , 3 7 b の設定圧力まで上昇する。従って、最大加速度を越えるような要求速度が入力される場合、要求通りの流量をポンプから供給すると、一部の流量はリリース弁 3 7 a , 3 7 b の一方からタンク 2 5 へ排出され無駄になってしまう。

40

【 0 1 9 0 】

例えば、第 1 の実施例の (4) ブーム上げ + アームダンプ動作時の様に、2 つのアクチュエータの要求速度比を合わせようと制御する場合、旋回モータ 7 においては、一部の流量がリリース弁 3 7 a、または 3 7 b から排出され、旋回速度が出ないのみならず、ブームシリンダ 1 の速度も低くなってしまうことがある。

【 0 1 9 1 】

50

これを抑制するために、ブームシリンダ 1 と旋回モータ 7 を組み合わせて動かす場合、旋回モータ 7 に割り当てる馬力の比率をブームシリンダ 1 に割り当てる馬力の比率よりも低く設定する。すなわち、エンジン 9 が出力可能な馬力の 50% 以下（例えば 20%）を旋回モータ 7 に割り当てる。式 (28) より、

【 0 1 9 2 】

【 数 2 9 】

$$T_{cp12_d'} + T_{op14_d'} = 0.8T_{p_lim} \quad \dots (29)$$

【 0 1 9 3 】

となり、

【 0 1 9 4 】

【 数 3 0 】

$$T_{cp13_d'} = 0.2T_{p_lim} \quad \dots (30)$$

となる。

【 0 1 9 5 】

式 (2) , (7) , (8) , (9) , (24) , (25) より、

【 0 1 9 6 】

【 数 3 1 】

$$T_{p_lim} = V_{cyl_boom_d'} \times A_{cyl_boom_r} \times G$$

$$+ W_{swing_d'} \times D_{swing} \times I \quad \dots (31)$$

となる。ここで、

【 0 1 9 7 】

【 数 3 2 】

$$I = \frac{1}{N_{eng}} (P_{swing_a} - P_{swing_b} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} \quad \dots (32)$$

である。式 (29) , (30) , (31) より、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ は、

【 0 1 9 8 】

【 数 3 3 】

$$V_{cyl_boom_d'} = \frac{0.8T_{p_lim}}{A_{cyl_boom_r} \times G} \quad \dots (33)$$

となり、制限した旋回速度 $W_{swing_d'}$ は、

【 0 1 9 9 】

【 数 3 4 】

$$W_{swing_d'} = \frac{0.2T_{p_lim}}{D_{swing} \times I} \quad \dots (34)$$

となる。コントローラ 50 は、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl_boom_d'}$ に基づき、第 1 の液圧ポンプ 12 の吐出流量 Q_{cp12} と第 3 の液圧ポンプ 14 の要求吐出流量 Q_{op14} を計算し、制限した旋回速度 $W_{swing_d'}$ に基づき、第 2 の液圧ポンプ 13 の吐出流量 Q_{cp13} を計算する。

【 0 2 0 0 】

本実施例では、液圧アクチュエータ 1 , 7 は、1 つ以上の液圧シリンダ 1 と、1 つ以上の液圧モータ 7 とを含み、指令演算部 50 e は、液圧シリンダ 1 と液圧モータ 7 とを同時に駆動している状態で、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、液圧モータ 7 に割り当てた液圧ポンプの要求トルクがエンジン 9 の出力トルクの所定の割合（例えば 20%）以下となるように液圧ポンプ 12 ~ 15 の各吐出流量を演

10

20

30

40

50

算する。

【0201】

以上のように構成した本実施例に係る油圧ショベル100によれば、旋回開始時の旋回モータ7の圧力上昇に伴いブームシリンダ1の速度が著しく低下することを抑制しつつ、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧ショベル100を動作させることが可能になる。

【実施例3】

【0202】

本発明の第3の実施例に係る油圧ショベル100について、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

【0203】

図12は、本実施例における液圧駆動装置の概略構成図であり、図13は、本実施例におけるコントローラ50の機能ブロック図である。図12および図13において、第1の実施例(図2および図3に示す)との相違点は、閉回路の構成要素を除いた点と、液圧ポンプ13、14と液圧アクチュエータ1、3との接続を切換可能な切換弁44~47を流量制御弁71~74に置き換えた点である。

【0204】

流量制御弁71は、流路204、タンク25、流路210、および流路211に接続される。流量制御弁71に信号が入力されていない場合、流量制御弁72は、流路204とタンク25を接続し、流路210と流路211に接続されたポートを閉じる。流量制御弁71に正の信号が入力されると、流量制御弁71は、流路204と流路210を接続し、タンク25と流路211を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁71は、流路204と流路211を接続し、タンク25と流路210を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

【0205】

流量制御弁72は、流路204、タンク25、流路213、および流路214に接続される。流量制御弁72に信号がない場合、流量制御弁72は、流路204とタンク25を接続し、流路213と流路214に接続されたポートを閉じる。流量制御弁72に正の信号が入力されると、流量制御弁72は、流路204と流路213を接続し、タンク25と流路214を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁71は、流路204と流路214を接続し、タンク25と流路213を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

【0206】

流量制御弁73は、流路205、タンク25、流路210、および流路211に接続される。流量制御弁73に信号が入力されていない場合、流量制御弁73は、流路205とタンク25を接続し、流路210と流路211に接続されたポートを閉じる。流量制御弁73に正の信号が入力されると、流量制御弁73は、流路205と流路210を接続し、タンク25と流路211を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁73は、流路205と流路211を接続し、タンク25と流路210を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

【0207】

流量制御弁74は、流路205、タンク25、流路213、および流路214に接続される。流量制御弁74に信号が入力されていない場合、流量制御弁72は、流路205とタンク25を接続し、流路213と流路214に接続されたポートを閉じる。流量制御弁74に正の信号が入力されると、流量制御弁74は、流路205と流路213を接続し、タンク25と流路214を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁74は、流路205と流路214を接続し、タンク25と流路213を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

【0208】

図12に示す液圧駆動装置300Bにおいて、流量制御弁71~74で発生する圧力損

10

20

30

40

50

失を見積もれば、第 1 の実施例に示したのと同様に、レバー 5 1 の入力によって決定した各アクチュエータの要求速度比を保ったまま、エンジン 9 をラグダウンさせることなく油圧ショベル 1 0 0 を動作させることが可能となる。なお、流量制御弁 7 1 ~ 7 4 を最大開口面積で使用し、液圧ポンプ 1 4 , 1 5 の吐出流量で、ブームシリンダ 1、およびアームシリンダ 3 の速度を制御すれば、流量制御弁 7 1 ~ 7 4 で発生する圧力損失は推定しやすくなる。

【 0 2 0 9 】

本実施例に係る油圧ショベル 1 0 0 は、液圧ポンプ 1 3 , 1 4 と、液圧アクチュエータ 1 , 3 と、液圧アクチュエータ 1 , 3 と液圧ポンプ 1 3 , 1 4 との接続を切換可能な制御弁 7 1 ~ 7 4 とを備え、圧力検出装置 6 0 a , 6 0 b , 6 1 a , 6 1 b は、液圧アクチュエータ 1 , 3 の各負荷圧を検出可能であり、操作装置 5 1 は、液圧アクチュエータ 1 , 3 の各動作方向および各要求速度を指示可能であり、要求トルク推定部 5 0 c は、液圧アクチュエータ 1 , 3 の各要求速度と各負荷圧とに基づき、液圧ポンプ 1 3 , 1 4 がエンジン 9 に要求する各トルクの合計である要求トルクを推定し、要求速度制限部 5 0 d は、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1 , 3 の各要求速度を制限し、指令演算部 5 0 e は、要求速度制限部 5 0 d によって制限された液圧アクチュエータ 1 , 3 の各要求速度に基づき、液圧アクチュエータ 1 , 3 に対する液圧ポンプ 1 3 , 1 4 の割り当てを決定し、液圧ポンプ 1 3 , 1 4 の各吐出流量を演算する。

【 0 2 1 0 】

また、液圧ポンプ 1 4 , 1 5 は、それぞれ、吸込ポートと吐出ポートとを有する片吐出型の液圧ポンプであり、液圧アクチュエータ 1 , 3 と液圧ポンプ 1 4 , 1 5 との接続を切換可能な制御弁 7 1 ~ 7 4 は、液圧ポンプ 1 4 , 1 5 から液圧アクチュエータ 1 , 3 に供給される圧液の方向および流量を調整可能な流量制御弁である。

【 0 2 1 1 】

以上のように構成した本実施例によれば、液圧アクチュエータ 1 , 3 と液圧ポンプ 1 3 , 1 4 との接続を流量制御弁 7 1 ~ 7 4 で切換可能な液圧駆動装置 3 0 0 B が搭載された油圧ショベル 1 0 0 において、第 1 の実施例と同様に、オペレータの操作内容やアクチュエータ 1 , 3 の負荷状態にかかわらず、エンジン 9 のラグダウンを抑制することが可能となる。

【 0 2 1 2 】

以上、本発明の実施例について詳述したが、本発明は、上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は、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、ある実施例の構成に他の実施例の構成の一部を加えることも可能であり、ある実施例の構成の一部を削除し、あるいは、他の実施例の一部と置き換えることも可能である。

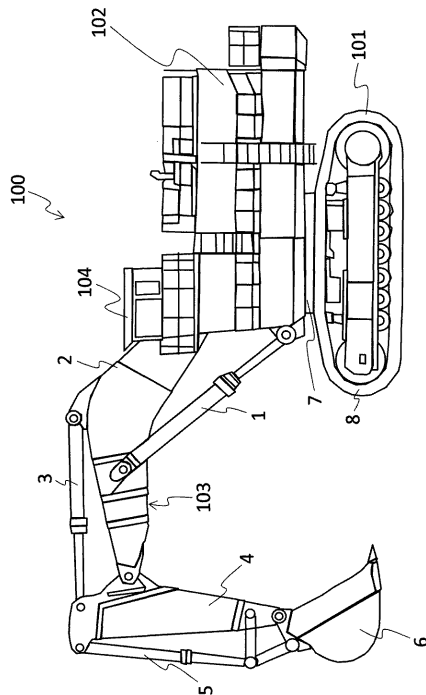
【 符号の説明 】

【 0 2 1 3 】

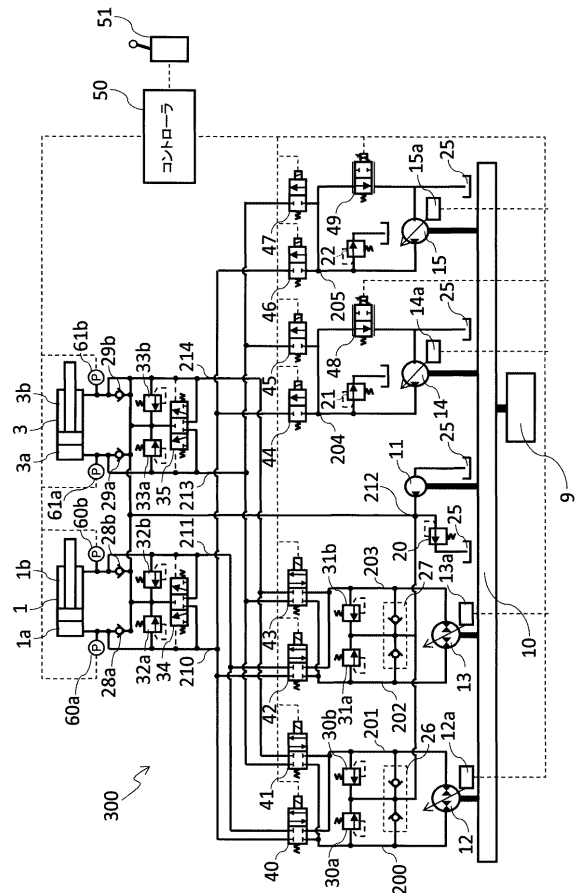
1 ... ブームシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、1 a ... ヘッド室、1 b ... ロッド室、2 ... ブーム、3 ... アームシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、3 a ... ヘッド室、3 b ... ロッド室、4 ... アーム、5 ... バケットシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、6 ... バケット、7 ... 旋回モータ（液圧モータ、液圧アクチュエータ）、8 ... 走行装置、9 ... エンジン、1 0 ... 動力伝達装置、1 1 ... チャージポンプ、1 2 ... 第 1 の液圧ポンプ、1 2 a ... レギュレータ、1 3 ... 第 2 の液圧ポンプ、1 3 a ... レギュレータ、1 4 ... 第 3 の液圧ポンプ、1 4 a ... レギュレータ、1 5 ... 第 4 の液圧ポンプ、1 5 a ... レギュレータ、2 0 ... チャージ用リリーフ弁、2 1 , 2 2 ... リリーフ弁、2 5 ... タンク、2 6 , 2 7 , 2 8 a , 2 8 b , 2 9 a , 2 9 b ... チャージ用チェック弁、3 0 a , 3 0 b , 3 1 a , 3 1 b , 3 2 a , 3 2 b , 3 3 a , 3 3 b ... リリーフ弁、3 4 , 3 5 ... フ

ラッシング弁、36a, 36b...チャージ用チェック弁、37a, 37b...リリース弁、38...フラッシング弁、40~47...切換弁(制御弁)、48, 49...比例弁、50...コントローラ、50a...要求速度演算部、50b...アクチュエータ圧力演算部、50c...要求トルク推定部、50d...要求速度制限部、50e...指令演算部、51...レバー(操作装置)、60a, 60b, 61a, 61b, 62a, 62b...圧力センサ(圧力検出装置)、71~74...流量制御弁(制御弁)、100...油圧シヨベル、101...下部走行体、102...上部旋回体、103...フロント作業装置、104...キャブ、200~216...流路、300, 300A, 300B...液圧駆動装置。

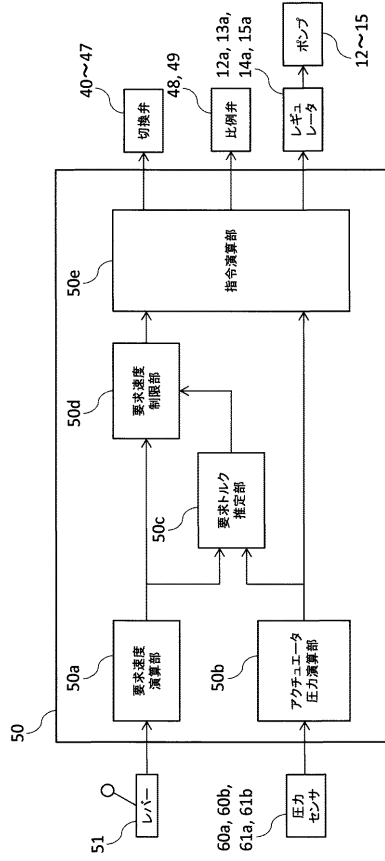
【図1】



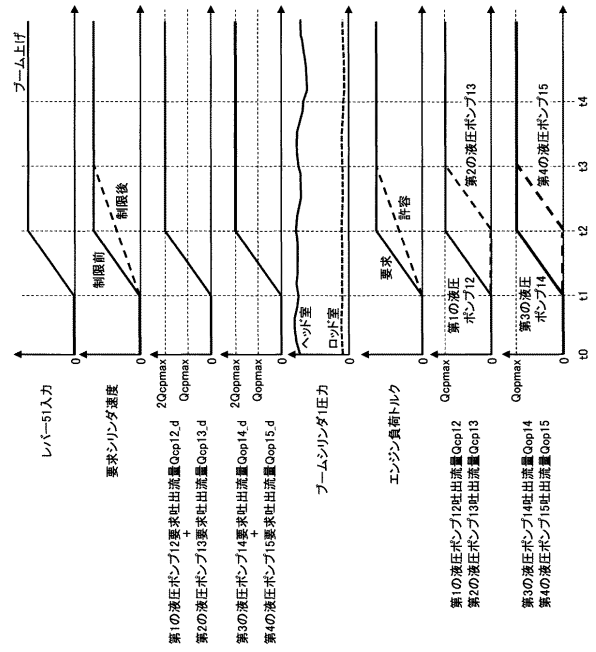
【図2】



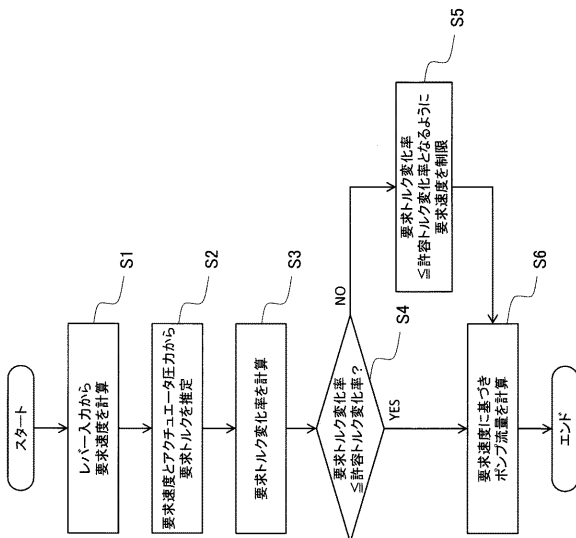
【図 3】



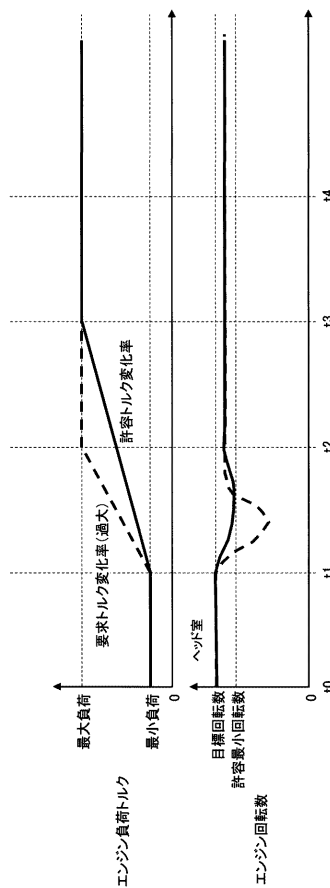
【図 4】



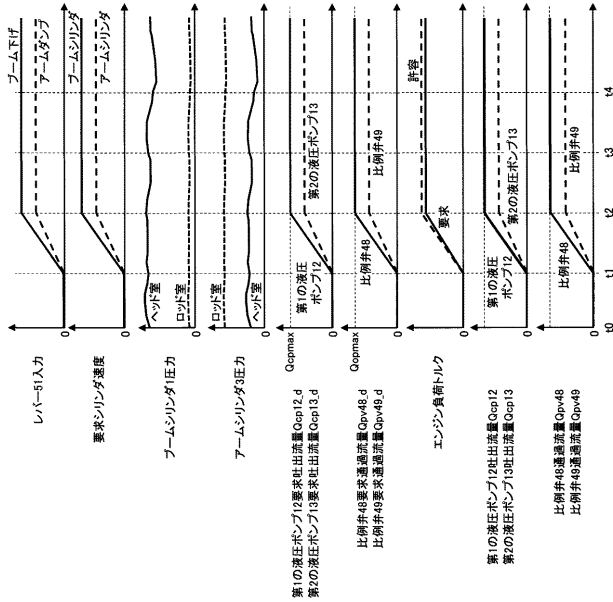
【図 5】



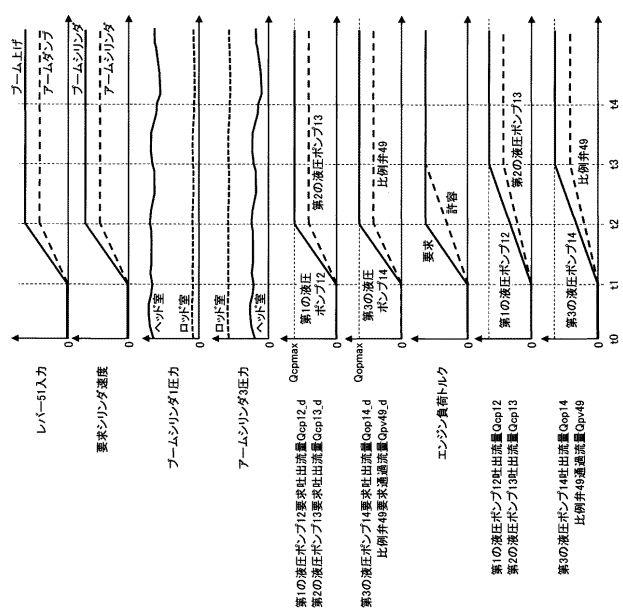
【図 6】



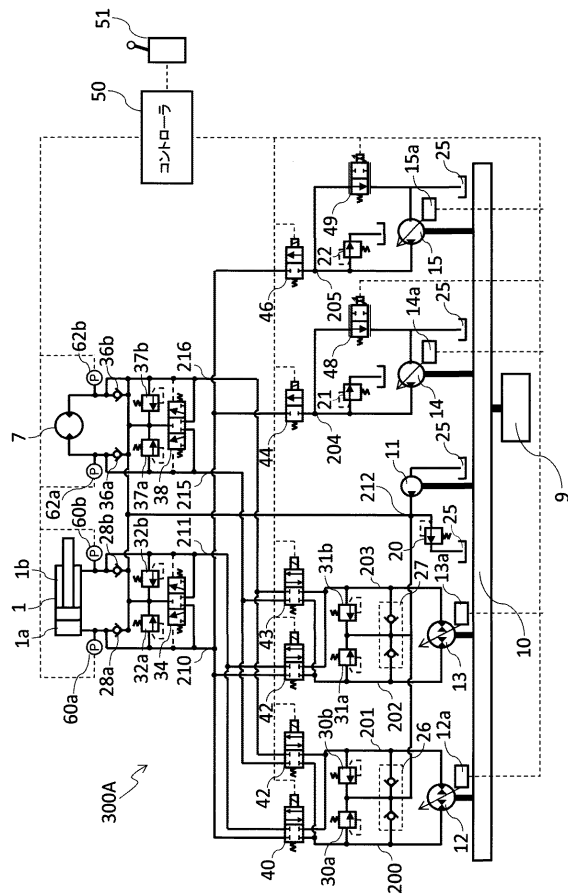
【図 7】



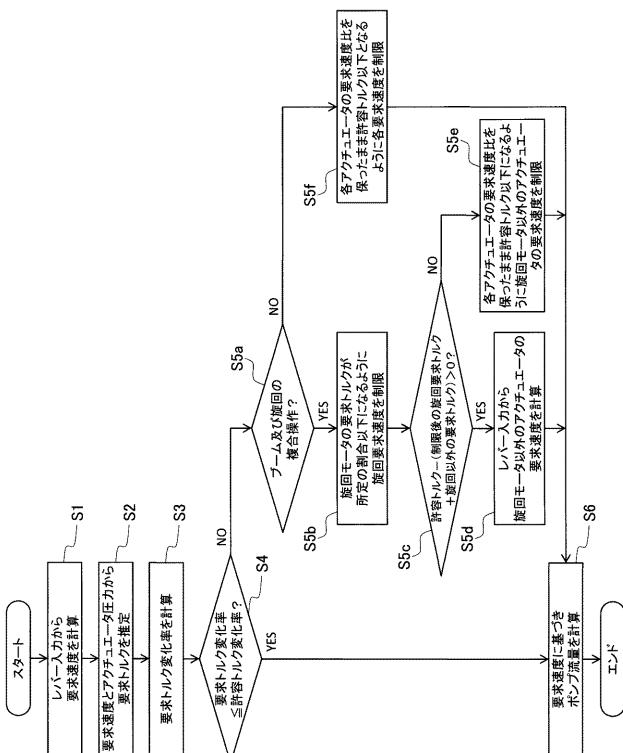
【図 8】



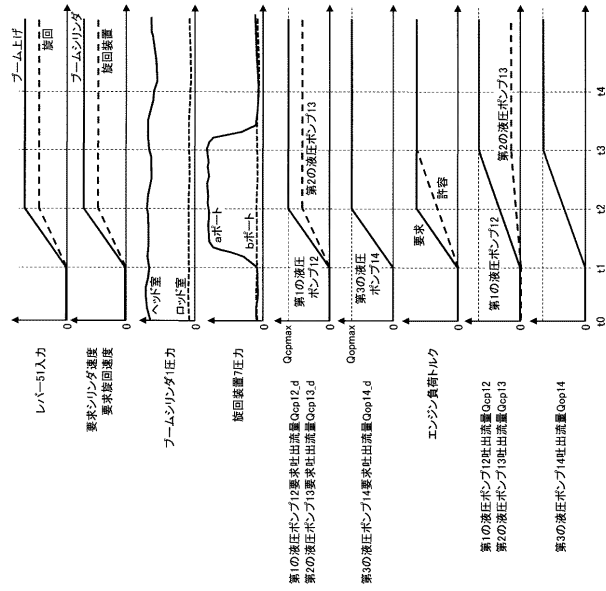
【図 9】



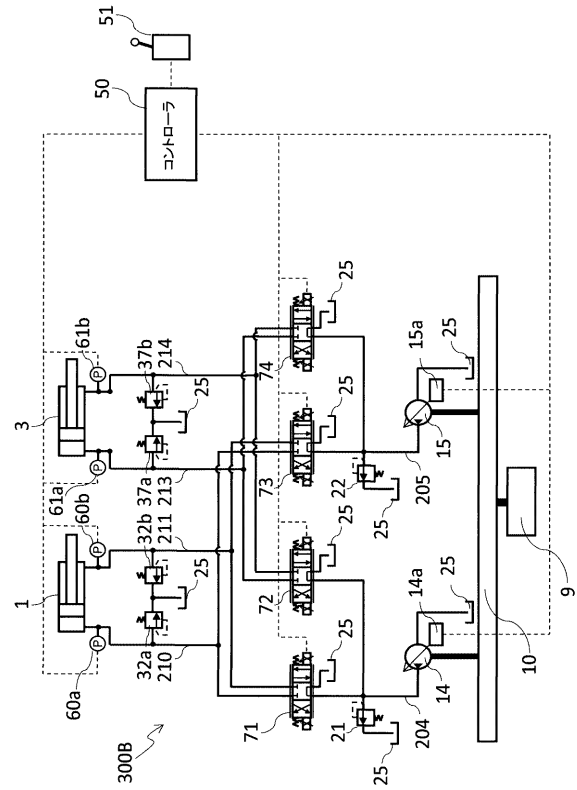
【図 10】



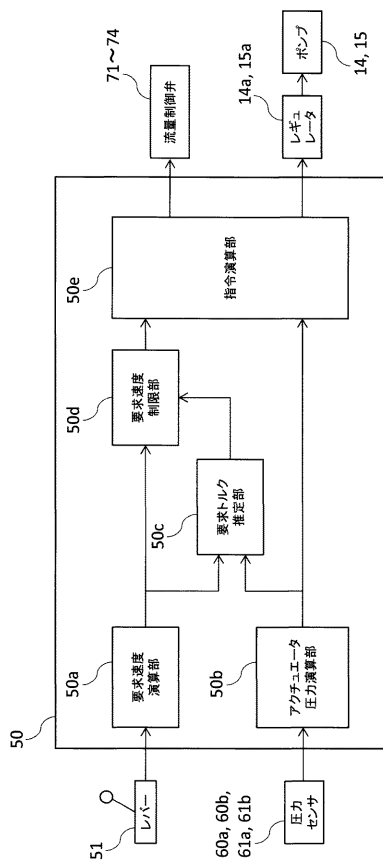
【図 1 1】



【図 1 2】



【図 1 3】



フロントページの続き

(72)発明者 高橋 宏政
茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地
日立建機株式会社 土浦工場内

(72)発明者 齋藤 哲平
茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地
日立建機株式会社 土浦工場内

(72)発明者 ▲杉▼木 昭平
茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地
日立建機株式会社 土浦工場内

F ターム(参考) 2D003 AA01 AB05 BA02 DA04 DB02
3H089 AA20 AA25 AA35 AA72 AA74 AA87 BB20 BB30 CC01 CC08
CC11 DA02 DA03 DA13 DB03 DB33 DB44 DB45 DB46 DB48
DB49 DB54 EE36 FF07 GG02 JJ02