

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 7 月 6 日(06.07.2017)



(10) 国際公開番号

WO 2017/115493 A1

- (51) 国際特許分類:
F04B 49/10 (2006.01) F04B 51/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/075240
- (22) 国際出願日: 2016 年 8 月 29 日(29.08.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-256096 2015 年 12 月 28 日(28.12.2015) JP
- (71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1100015 東京都台東区東上野二丁目 1 6 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 秋山 悠基(AKIYAMA Yuki); 〒3000013 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 Ibaraki (JP). 平工 賢二(HIRAKU Kenji); 〒3000013 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 Ibaraki (JP). 高橋 宏政(TAKAHASHI Hiromasa); 〒

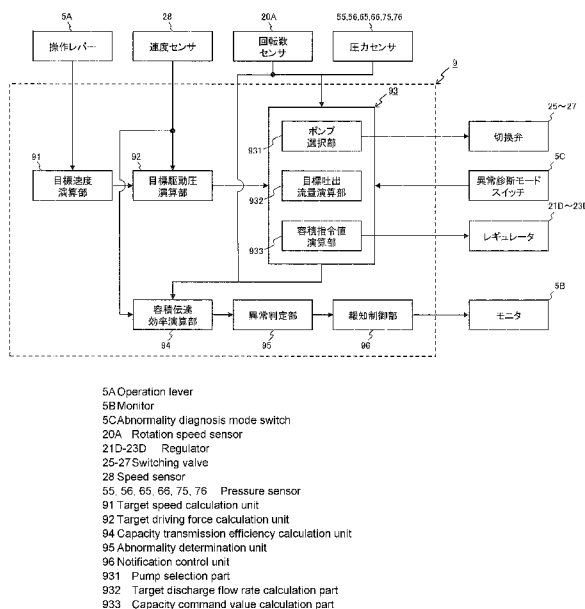
3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).

- (74) 代理人: 特許業務法人 武和国際特許事務所 (THE PATENT BODY CORPORATE TAKEWA INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1050003 東京都港区西新橋 3 丁目 1 3 番 3 号 ユニゾ西新橋三丁目ビル Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー

[続葉有]

(54) Title: WORKING MACHINE

(54) 発明の名称: 作業機械



(57) Abstract: A working machine is provided such that abnormalities such as a failure and wear of a hydraulic pump, including a control device, can be highly accurately detected while suppressing equipment cost. A controller 9 pertaining to the present invention has: a capacity transmission efficiency calculation unit 94 for calculating, on the basis of a target discharge flow rate which is calculated by a target discharge flow rate calculation part 932 and a speed of a hydraulic cylinder 11 which is calculated by a speed sensor 28, capacity transmission efficiencies η_C which indicate transmission efficiencies of hydraulic fluid between the hydraulic cylinder 11 and respective hydraulic pumps 21-23; and an abnormality determination unit 95 for determining whether or not any one of the hydraulic pumps 21-23 has an abnormality on the basis of the capacity transmission efficiencies η_C calculated by the capacity transmission efficiency calculation unit 94.

(57) 要約: 設備コストを抑制しつつ、制御機器を含む油圧ポンプの故障及び消耗等の異常を精度良く検知することができる作業機械の提供。本発明に係るコントローラ 9 は、目標吐出流量演算部 932 によって演算された目標吐出流量、及び速度センサ 28 によって検出された油圧シリンダ 11 の速度に基づいて、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21 ~ 23 との間の作動油の伝達効率を示す容積伝達効率 η_C を演算する容積伝達効率演算部 94 と、容積伝達効率演算部 94 によって演算された容積伝達効率 η_C に基づいて、油圧ポンプ 21 ~ 23 のいずれかに異常

があるかどうかを判定する異常判定部 95 とを有する。



ロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,
ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,
SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 作業機械

技術分野

[0001] 本発明は、油圧ポンプの故障及び消耗等の異常を検知する作業機械に関する。

背景技術

[0002] 油圧ショベル等の作業機械に搭載される油圧システムを長期間に渡って稼働させる場合、この油圧システムの主要な構成要素のうち、特に油圧ポンプは消耗による性能低下が避けられない。そのため、油圧ポンプを定期的に交換することにより、油圧システムとしての性能を維持するとともに、油圧ポンプの故障及び消耗等が生じるリスクを極力回避する事が一般的である。

[0003] しかし、このような予防的な措置は、油圧ポンプの消耗度合を過剰に見積もって交換サイクルの間隔を短くし過ぎるとコストアップとなり、あるいは逆に交換サイクルの間隔を空け過ぎたりして、作業に支障をきたす油圧ポンプの性能低下や故障の頻度を十分に抑制できないことがある。このため、作業機械の通常稼働中に精度良く油圧ポンプの状態を知る必要がある。この課題に対し、油圧ポンプの構成部品の摩耗によってその部品間の間隙が大きくなると、ドレン流量が増加する特性を利用し、油圧ポンプのドレン量を計測することで油圧ポンプの消耗度合を推定する従来技術がある。

[0004] 更に他の従来技術として、複数の可変容量型油圧ポンプから吐出されてチェック弁を介して合流する圧油を所定のアクチュエータに供給して作業部材を駆動する油圧作業機に備えられ、複数の可変容量型油圧ポンプから吐出される総流量に基づいて、複数の可変容量型油圧ポンプのいずれかに機能低下が生じていないかどうかを監視する油圧作業機のポンプ監視装置が知られている（例えば、特許文献1参照）。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2001-241384号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 上述した前者のドレン流量が増加する特性を利用する従来技術は、油圧ポンプの性能低下とドレン流量の増加との関係の経験則に基づくので、油圧ポンプの消耗度合の推定精度を高めるためには、継続して取得したドレン流量の計測値を統計的に処理する必要がある。また、可変容量型油圧ポンプの容積を制御する機器、例えば、レギュレータの故障等の異常についてはドレン流量の計測値から推定することができないので、レギュレータの異常を検知する別の異常検知装置と併用しなければならない。

[0007] また、上述した後者の特許文献1の従来技術は、作業機械に搭載可能な寸法、重量、及び圧力損失等の諸条件を満たし、さらに可変容量型油圧ポンプからの圧油の吐出流量の検出精度も確保できる実流量検出手段としての流量センサの存在を前提としている。しかしながら、そのような流量センサは知られているものの、流量センサ自体が非常に高価であることから作業機械への搭載は現実的ではなく、実流量検出手段に適した流量センサを新たに開発する必要がある。そのため、特許文献1の従来技術は、設備コストの増大を招くことになり、経済的な面で実施が困難であることが懸念されている。

[0008] 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、設備コストを抑制しつつ、制御機器を含む油圧ポンプの故障及び消耗等の異常を精度良く検知することができる作業機械を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0009] 上記の目的を達成するために、本発明の作業機械は、アクチュエータ、前記アクチュエータを駆動する複数の油圧ポンプ、前記複数の油圧ポンプから吐出した作動油を合流して前記アクチュエータに作用させる合流回路、及び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を備えた作業機械において、前記アクチュエータの速度を検出する速度検出器を備え、前記コントローラは、前記複数の油圧ポンプの吐出流量の目標指令値を取得する目

標指令値取得部と、前記目標指令値取得部によって取得された前記目標指令値、及び前記速度検出器によって検出された前記アクチュエータの速度に基づいて、前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとの間の作動油の伝達効率を示す容積伝達効率を演算する容積伝達効率演算部と、前記容積伝達効率演算部によって演算された前記容積伝達効率に基づいて、前記複数の油圧ポンプのいずれかに異常があるかどうかを判定する異常判定部とを有することを特徴としている。

発明の効果

[0010] 本発明の作業機械によれば、設備コストを抑制しつつ、制御機器を含む油圧ポンプの故障及び消耗等の異常を精度良く検知することができる。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

[0011] [図1]本発明の第1実施形態に係る作業機械の一例として挙げた大型の油圧ショベルの外観を示す図である。

[図2]図1に示す油圧ショベルに設けられた油圧回路の構成の一例を示す図である。

[図3]図1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]本発明の第1実施形態に係る油圧シリンダの速度と、油圧シリンダと油圧ポンプの接続状態との関係の時間推移を示す図である。

[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]図2に示す油圧ポンプの目標吐出流量に対する油圧シリンダの動作の応答の一例を示す図である。

[図7]図2に示す油圧ポンプの目標吐出流量に対する油圧シリンダの動作の応答の他の一例を示す図である。

[図8]本発明の第2実施形態に係る容積伝達効率演算部による容積伝達効率の演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図9]本発明の第3実施形態に係る容積伝達効率演算部による容積伝達効率の演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図10]図2に示す油圧回路の構成の他の一例を示す図である。

発明を実施するための形態

[0012] 以下、本発明に係る作業機械を実施するための形態を図に基づいて説明する。

[0013] [第1実施形態]

本発明に係る作業機械の第1実施形態は、例えば図1に示すように、露天掘り作業等で使用される大型の油圧ショベル1から構成されている。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。

[0014] 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、この運転室5の下方に配置され、運転室5を支持する運転室ベッド6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7と、これらの運転室ベッド6とカウンタウェイト7との間に配置され、後述のエンジン20や油圧ポンプ21～23等（図2参照）を内部に収容するエンジンルーム8と、油圧ポンプ21～23の吐出流量等を含む車体の動作全体を制御するコントローラ9とを備えている。

[0015] 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。

[0016] また、フロント作業機4は、旋回体3とブーム4Aとを接続し、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とを接続し、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とを接続し、伸縮することによってバケット４Ｃを回転させるバケットシリンダ４ｃとを含んでいる。

[0017] 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がアクチュエータとして機能し、圧油により駆動する油圧シリンダ１１（図２参照）をそれぞれ構成している。以下、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を特に区別しない場合は、油圧シリンダ１１と総称して説明する。

[0018] 運転室５は、コントローラ９に電氣的に接続され、油圧シリンダ１１を操作するための操作装置としての操作レバー５Ａ（図３参照）と、油圧ポンプ２１～２３の状態等を含む油圧シヨベル１の各機器に関する情報をオペレータに報知する報知装置、例えば、当該情報を映像や文字として表示するモニタ５Ｂとを含んでいる。なお、油圧シリンダ１１の動作方向及び動作速度は、操作レバー５Ａの操作方向及び操作量によって予め設定されている。また、報知装置は、モニタ５Ｂの代わりに、油圧シヨベル１の各機器に関する情報を音声により出力するスピーカ等の音声出力装置から構成されてもよい。

[0019] コントローラ９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。

[0020] 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９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９の機能構成の詳細については後述する。

[0021] 図2は本発明の第1実施形態に係る油圧シリンダ11を駆動するための油圧回路100の構成を示す図である。

[0022] 図2に示すように、油圧シリンダ11は、圧油が供給されるシリンダチューブ11Aと、このシリンダチューブ11A内に摺動自在に収容され、シリンダチューブ11A内をヘッド側油室（又はボトム室）11aとロッド側油室11bとに区画するピストン11Bと、シリンダチューブ11Aのロッド側油室11b内に一部が収容され、ピストン11Bに基端が連結されたピストンロッド11Cとから構成されている。

[0023] このような構成の油圧シリンダ11では、圧油がシリンダチューブ11Aのヘッド側油室11aに供給されると、ヘッド側油室11a内の圧力が上昇してピストン11Bがロッド側油室11b側へ押出されることにより、ピストンロッド11Cがシリンダチューブ11Aの外側へ伸長する。一方、圧油がシリンダチューブ11Aのロッド側油室11bに供給されると、ロッド側油室11b内の圧力が上昇してピストン11Bがヘッド側油室11a側へ押戻されることにより、ピストンロッド11Cがシリンダチューブ11Aの内側へ縮退する。

[0024] 本発明の第1実施形態に係る油圧回路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の操作に応じて油圧シリンダ11を駆動する。具体的には、この油圧回路100は、原動機としてのエンジン20と、入力軸がエンジン20の出力軸と同軸に設けられ、エンジン20によって駆動される可変容量型の複数の油圧ポンプ（本実施例では、3台の油圧ポンプ）21～23とを備え、これらの油圧ポンプ21～23の吐出流量を調整して油圧シリンダ11の速度を制御する容積制御を行うものである。

[0025] また、油圧回路100は、油圧ポンプ21～23から吐出した作動油を合流して油圧シリンダ11に作用させる合流回路24と、この合流回路24における油圧シリンダ11と油圧ポンプ21～23との接続を切換える切換弁25～27と、コントローラ9に電氣的に接続され、油圧シリンダ11の速度を検出する速度検出器としての速度センサ28と、油圧ポンプ21～23

へ供給するための作動油を貯蔵する作動油タンク 29 とを備えている。

[0026] エンジン 20 の出力軸には、油圧ポンプ 21 ～ 23 の他、チャージポンプ 31 が接続されている。このチャージポンプ 31 の吐出側は管路 12 に接続され、この管路 12 はリリーフ弁 32 を介して作動油タンク 29 に接続されている。リリーフ弁 32 は、管路 12 内の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路 12 内の作動油を作動油タンク 29 へ排出する。

[0027] 一方、チャージポンプ 31 の吸込側は作動油タンク 29 に接続され、チャージポンプ 31 は作動油タンク 29 内の作動油を吸込んで管路 12 へ吐出する。また、エンジン 20 には、このエンジン 20 の回転数、すなわち、油圧ポンプ 21 ～ 23 の回転数を検出する回転数センサ 20 A が取付けられており、この回転数センサ 20 A は、コントローラ 9 に電氣的に接続されている。

[0028] 油圧ポンプ 21 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 21 A, 21 B と、これらの入出力ポート 21 A, 21 B の作動油の吸吐出量及び吸吐出方向を調整するための両傾転式の斜板 21 C を含む両傾転斜板機構等を備えている。また、油圧ポンプ 21 には、斜板 21 C の傾転角を調整することにより、油圧ポンプ 21 の容積を制御する機器であるレギュレータ 21 D が設けられている。このレギュレータ 21 D は、コントローラ 9 に電氣的に接続されており、コントローラ 9 から送信される電氣的な制御信号によって油圧ポンプ 21 の各入出力ポート 21 A, 21 B の吸吐出流量及び吸吐出方向を制御する。

[0029] 油圧ポンプ 21 の一対の入出力ポート 21 A 及び 21 B には、油圧シリンダ 11 のヘッド側油室 11 a と接続された管路 14 A, 及び、油圧シリンダ 11 のロッド側油室 11 b と接続された管路 14 B、がそれぞれ設けられている。この管路 14 A の一端は、油圧ポンプ 21 の一方の入出力ポート 21 A に接続され、管路 14 A の他端は、油圧シリンダ 11 のヘッド側油室 11 a に接続された管路 13 A に切換弁 25 を介して接続される。

[0030] 管路 14 B の一端は、油圧ポンプ 21 の他方の入出力ポート 21 B に接続

され、管路 1 4 B の他端は、油圧シリンダ 1 1 のロッド側油室 1 1 b に接続された管路 1 3 B に切換弁 2 5 を介して接続される。従って、油圧シリンダ 1 1 と油圧ポンプ 2 1 は、管路 1 3 A, 1 3 B, 1 4 A, 1 4 B 及び切換弁 2 5 を介して閉回路状に接続され、油圧シリンダ 1 1 を油圧ポンプ 2 1 によって直接駆動する閉回路 2 4 1 を構成している。

[0031] また、閉回路 2 4 1 は、管路 1 3 A, 1 3 B のうち低圧側の管路を管路 1 2 に接続し、当該低圧側の管路内の作動油を管路 1 2 へ排出するフラッシング弁 3 3 と、管路 1 3 A, 1 3 B 内の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路 1 3 A, 1 3 B 内の作動油を管路 1 2 へ排出するリリーフ弁 4 1, 4 2 と、管路 1 3 A, 1 3 B 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 3 1 から吐出された作動油を管路 1 2 から管路 1 3 A, 1 3 B へ供給するメイクアップ弁 4 3, 4 4 とを含んでいる。

[0032] さらに、閉回路 2 4 1 は、管路 1 4 A, 1 4 B 内の圧力が予め設定された圧力以上になったとき、管路 1 4 A, 1 4 B 内の作動油を管路 1 2 へ排出するリリーフ弁 5 1, 5 2 と、管路 1 4 A, 1 4 B 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 3 1 から吐出された作動油を管路 1 2 から管路 1 4 A, 1 4 B へ供給するメイクアップ弁 5 3, 5 4 と、管路 1 4 A, 1 4 B のうち油圧ポンプ 2 1 の入出力ポート 2 1 A, 2 1 B 側に取付けられ、管路 1 4 A, 1 4 B 内の圧力、すなわち、油圧ポンプ 2 1 の吸吐出圧をそれぞれ検出する圧力検出器としての圧力センサ 5 5, 5 6 とを含んでいる。これらの圧力センサ 5 5, 5 6 はコントローラ 9 に電氣的に接続されている。

[0033] 油圧ポンプ 2 2、及び油圧ポンプ 2 3 を含む閉回路 2 4 2、及び閉回路 2 4 3 については、前述した閉回路 2 4 1 と同様である為、その説明を省略する。また、切換弁 2 6 及び 2 7 に関しては、前述した切換弁 2 5 と同様である為、その説明を省略する。

[0034] このように構成した油圧回路 1 0 0 では、コントローラ 9 からの制御信号に従って各切換弁 2 5 ~ 2 7 が開位置 2 5 A ~ 2 7 A に切換えられると、各

油圧ポンプ 21～23 から吐出された圧油が切換弁 25～27 の下流側で合流し、合流した圧油が油圧シリンダ 11 に作用することにより、大型の油圧ショベル 1 の作業に必要な油圧シリンダ 11 の駆動力を得ることができる。

[0035] 次に、本発明の第 1 実施形態の特徴をなすコントローラ 9 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。

[0036] 本発明の第 1 実施形態に係るコントローラ 9 は、操作レバー 5 A の操作量に基づいて、油圧シリンダ 11 を動作させる目標速度を演算する目標速度演算部 91 と、速度センサ 28 によって検出された油圧シリンダ 11 の速度及び目標速度演算部 91 によって演算された目標速度に基づいて、油圧シリンダ 11 を駆動するための目標駆動圧を演算する目標駆動圧演算部 92 と、圧力センサ 55, 56, 65, 66, 75, 76 によって検出された入出力ポート 21 A～23 A, 21 B～23 B の圧力及び目標駆動圧演算部 92 によって演算された目標駆動圧に応じて、各油圧ポンプ 21～23 及び切換弁 25～27 の動作を制御するポンプ・切換弁制御部 93 とを備えている。

[0037] 目標速度演算部 91 には、操作レバー 5 A の操作量と油圧シリンダ 11 の目標速度との関係が予め記憶されている。目標速度演算部 91 は、操作レバー 5 A の操作信号を入力し、上記関係に対して操作レバー 5 A の操作量を適用することにより、上記関係に基づき、油圧シリンダ 11 の目標速度を算出する。なお、本発明の第 1 実施形態は、油圧シリンダ 11 の速度の極性が正のとき、油圧シリンダ 11 が伸長動作を行い、油圧シリンダ 11 の速度の極性が負のとき、油圧シリンダ 11 が縮退動作を行うものとする。

[0038] 目標駆動圧演算部 92 は、速度センサ 28 によって検出された油圧シリンダ 11 の速度と目標速度演算部 91 によって演算された目標速度との偏差を解消するように油圧シリンダ 11 の速度を目標速度に一致させるのに必要とされる目標駆動圧を算出する。そして、目標駆動圧演算部 92 は、算出した目標駆動圧を各油圧ポンプ 21～23 の目標吐出圧の総和としてポンプ・切換弁制御部 93 へ出力する。

[0039] ポンプ・切換弁制御部 93 は、油圧ポンプ 21～23 のうち油圧シリンダ

１１を駆動する油圧ポンプを選択するポンプ選択部９３１と、このポンプ選択部９３１の選択結果に応じて、油圧ポンプ２１～２３の目標吐出流量を演算する目標吐出流量演算部９３２と、この目標吐出流量演算部９３２によって演算された油圧ポンプ２１～２３の目標吐出流量、すなわち油圧ポンプ２１～２３の吐出流量の目標指令値に対応する容積指令値を演算する容積指令値演算部９３３とを含んでいる。

[0040] ポンプ選択部９３１は、切換弁２５～２７のうち選択した油圧ポンプに対応する切換弁に対して、その切換位置を開位置に保つ制御信号を送信すると共に、他の切換弁に対して、その切換位置を閉位置に保つ制御信号を送信する。なお、ポンプ選択部９３１による油圧ポンプ２１～２３の選択処理の詳細については後述する。

[0041] 目標吐出流量演算部９３２は、ポンプ選択部９３１によって選択された油圧ポンプに対応する圧力センサによって検出された入出力ポートの吐出側の圧力と、目標駆動圧演算部９２によって演算された目標駆動圧との偏差を解消するように該当する油圧ポンプの吐出圧の目標吐出流量を算出する。なお、本発明の第１実施形態は、油圧ポンプ２１の目標吐出流量の極性が正のとき、油圧ポンプ２１が入出力ポート２１Ｂから作動油を吸込んで入出力ポート２１Ａから吐出し、油圧ポンプ２１の目標吐出流量の極性が負のとき、油圧ポンプ２１が入出力ポート２１Ａから作動油を吸込んで入出力ポート２１Ｂから吐出するものとする。

[0042] また、目標吐出流量演算部９３２は、ポンプ選択部９３１による油圧ポンプ２１～２３の選択結果に応じて、目標吐出流量のうち各油圧ポンプ２１～２３に割当て分量を求める。容積指令値演算部９３３は、選択された各油圧ポンプ２１～２３の目標吐出流量、及び回転数センサ２０Ａによって検出されたエンジン２０の回転数、すなわち油圧ポンプ２１～２３の回転数に基づいて、各油圧ポンプ２１～２３の容積（押し退け容積）を制御するための容積指令値を算出する。

[0043] そして、ポンプ・切換弁制御部９３は、容積指令値演算部９３３によって

算出された容積指令値の制御信号を、対応する油圧ポンプ 21～23 のレギュレータ 21D～23D へそれぞれ送信すると共に、ポンプ選択部 931 の選択結果、目標吐出流量演算部 932 の演算結果、及び容積指令値演算部 933 の演算結果を後述の容積伝達効率演算部 94 へ送信する。このように、ポンプ・切換弁制御部 93 が、油圧ポンプ 21～23 の吐出流量の目標指令値を取得する目標指令値取得部として機能する。

[0044] また、コントローラ 9 は、速度センサ 28 によって検出された油圧シリンダ 11 の速度、回転数センサ 20A によって検出された油圧ポンプ 21～23 の回転数、ポンプ選択部 931 の選択結果、目標吐出流量演算部 932 の演算結果、及び容積指令値演算部 933 の演算結果に基づいて、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21～23 との間の作動油の伝達効率を示す容積伝達効率 η_c を演算する容積伝達効率演算部 94 を含んでいる。

[0045] さらに、コントローラ 9 は、容積伝達効率演算部 94 によって演算された容積伝達効率 η_c に基づいて、油圧ポンプ 21～23 のいずれかに消耗や故障等の異常があるかどうかを判定する異常判定部 95 と、異常判定部 95 によって油圧ポンプ 21～23 のいずれかに異常があると判定されたとき、その判定結果をモニタ 5B に表示させる制御を行う報知制御部 96 とを含んでいる。

[0046] 次に、容積伝達効率演算部 94 による容積伝達効率 η_c の演算処理、及び異常判定部 95 による油圧ポンプ 21～23 の異常の判定処理について詳細に説明する。まず、以下の説明を分かり易くするために、切換弁 25 を開位置 25A に切換えると共に、切換弁 26, 27 を閉位置 25B にそれぞれ切換えることにより、1 台の油圧ポンプ 21 のみで油圧シリンダ 11 を駆動する場合について述べる。なお、他の油圧ポンプ 22, 23 のみで油圧シリンダ 11 をそれぞれ駆動する場合についても同様であるので、重複する説明を省略する。

[0047] 本発明の第 1 実施形態に係る油圧回路 100 は、上述したように容積制御を行うシステムであるため、油圧ポンプ 21 から吐出された作動油の流量は

、油圧回路１００内の圧力がリリーフ弁４１，４２，５１，５２の設定圧を超えて作動油が管路１２へ流出しない限り、閉回路２４１の各部の微小な漏れを除いた作動油の全量が油圧シリンダ１１へ流入する。

[0048] ここでは、油圧シリンダ１１と油圧ポンプ２１とを繋ぐ経路となる各管路１３Ａ，１３Ｂ，１４Ａ，１４Ｂ内の圧力が、リリーフ弁４１，４２，５１，５２の設定圧未満であり、かつメイクアップ弁４３，４４，５３，５４の上流側である管路１２内の圧力よりも高くなっており、管路１３Ａ，１３Ｂ，１４Ａ，１４Ｂと管路１２との間で作動油の流出入が生じないことを前提としている。

[0049] 油圧回路１００において、油圧ポンプ２１の容積効率を１００％とした吐出流量の理論値 Q_{OUT} は、油圧ポンプ２１の１回転あたりの容積指令値を C 、油圧ポンプ２１の回転数を R とすると、下記の数式（１）により表される。

[数１]

$$Q_{OUT} = C \cdot R \quad (1)$$

[0050] 一方、油圧シリンダ１１への作動油の流入流量 Q_{IN} は、油圧シリンダ１１の速度を V 、油圧シリンダ１１のピストン１１Ｂの受圧面積を A とすると、下記の数式（２）により表される。

[数２]

$$Q_{IN} = A \cdot V \quad (2)$$

[0051] 油圧ポンプ２１の吐出流量の理論値 Q_{OUT} と油圧シリンダ１１への作動油の流入流量 Q_{IN} が等しいとすると、下記の数式（３）が成立する。

[数３]

$$V = \frac{C \cdot R}{A} \quad (3)$$

[0052] つまり、この数式（３）は下記の数式（４）となる。

[数4]

$$V \propto C \quad (4)$$

[0053] 従って、理論上、油圧シリンダ１１の速度 V は、この数式（４）から油圧ポンプ２１の容積指令値 C に比例する。しかし、実際には、油圧ポンプ２１自体の主に内部漏れに起因する容積効率の影響と、前述の閉回路２４１の各部の漏れの影響があるため、油圧シリンダ１１への作動油の流入流量 Q_{IN} は、油圧ポンプ２１の吐出流量の理論値 Q_{OUT} より小さくなり、かつ変動する。

[0054] そこで、本発明の第１実施形態は、容積伝達効率 η_c を油圧ポンプ２１の吐出流量 Q_{OUT} に対する油圧シリンダ１１への作動油の流入流量 Q_{IN} の比として定義する。すなわち、容積伝達効率 η_c は、数式（１）、（２）から下記の数式（５）により表される。

[数5]

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{Q_{IN}}{Q_{OUT}} \\ &= \frac{A \cdot V}{C \cdot R} \quad (5) \end{aligned}$$

[0055] 本発明の第１実施形態に係る容積伝達効率演算部９４は、コントローラ９に予め記憶された油圧シリンダ１１のピストン１１Ｂの受圧面積 A 、速度センサ２８によって検出された油圧シリンダ１１の速度 V 、回転数センサ２０Ａによって検出された油圧ポンプ２１の回転数 R 、及び容積指令値演算部９３３によって演算された油圧ポンプ２１の容積指令値 C を数式（５）に代入することにより、容積伝達効率 η_c を演算する。

[0056] なお、油圧シリンダ１１や切換弁２５等の漏れにも変化は生じるが、その

影響は相対的に小さいので、油圧ポンプ 21 に着目して取扱うこととする。

[0057] ところで、容積伝達効率演算部 94 によって演算される容積伝達効率 η_c の理論値は 1 であり、容積伝達効率 η_c がこの値より小さくなるほど、容積指令値通りの油圧シリンダ 11 の速度が得られなくなり、油圧ポンプ 21 の性能が低下していることを意味する。ただし、油圧ポンプ 21 ~ 23 が正常な状態であっても、前述した内部漏れ等の問題により、容積伝達効率 η_c は理論値より小さくなるので、異常判定部 95 は、容積伝達効率演算部 94 によって演算された容積伝達効率 η_c が予め設定された正常値の範囲内であるときに、油圧ポンプ 21 に異常がないと判定し、容積伝達効率演算部 94 によって演算された容積伝達効率 η_c が予め設定された正常値の範囲外であるときに、油圧ポンプ 21 に異常があると判定する。

[0058] 上述の正常値の範囲の把握には、油圧ポンプ 21 に異常が生じていないことが他の手段によって予め分かっている状態で実測しておくことが最も正確であるが、油圧ポンプ 21 の異常の判定結果に求める精度を満たすために必要十分な正確さがあればよい。仮に油圧ポンプ 21 の容積伝達効率 η_c がその理論値の半分未満に低下して、初めて油圧ポンプ 21 に異常があると判定できることで十分であれば、容積伝達効率 η_c の正常値の下限は 0.5 に設定される。

[0059] 逆に、油圧ポンプ 21 の容積を制御するレギュレータ 21D や容積指令値の制御信号を伝達する系統の異常によって、油圧ポンプ 21 の吐出流量が、その容積指令値に対応する吐出流量以上になることもあり得る。この場合、容積伝達効率演算部 94 によって演算される容積伝達効率 η_c が正常値よりも上昇することになる。

[0060] このときの正常値の範囲の把握には、油圧ポンプ 21 の容積伝達効率 η_c が低下した場合と同様に、油圧ポンプ 21 の異常の判定結果に求める精度を満たすために必要十分な正確さがあればよい。例えば、容積伝達効率演算部 94 によって演算される容積伝達効率 η_c が理論値である 1 を超えたときには、油圧ポンプ 21 に異常が生じていることが確実であるので、必ずしも正常値

の範囲を正確に把握していなくても、油圧ポンプ 2 1 の明らかな異常については判定することが可能である。

[0061] 次に、切換弁 2 5 ～ 2 7 のうち少なくとも 2 つを開位置に切換えることにより、複数の油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 で油圧シリンダ 1 1 を駆動する場合について述べる。なお、油圧シヨベル 1 において、連動して駆動される 2 つ以上の油圧シリンダ 1 1 が存在する場合には、これらの油圧シリンダ 1 1 を 1 系統とし、1 つの油圧シリンダ 1 1 と同様に扱う。

[0062] 本発明の第 1 実施形態に係る油圧回路 1 0 0 では、ポンプ選択部 9 3 1 が、切換弁 2 5 ～ 2 7 を開位置 2 5 A ～ 2 7 A 又は閉位置 2 5 B ～ 2 7 B に切換えることにより、複数の油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 のうち何台で油圧シリンダ 1 1 を駆動するのか、及びどの油圧ポンプを使用するのかを選択することができる。例えば、ポンプ選択部 9 3 1 が 3 台の油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 を選択したのであれば、このときの容積伝達効率 η_c は、各油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の容積指令値を C_1 , C_2 , C_3 とすると、下記の数式 (6) により表される。なお、油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の容積指令値 C_1 , C_2 , C_3 のうち油圧シリンダ 1 1 と繋がれていない容積指令値は 0 となる。

[数6]

$$\begin{aligned}\eta_c &= \frac{Q_{IN}}{Q_{OUT}} \\ &= \frac{A \cdot V}{(C_1 + C_2 + C_3) \cdot R} \quad (6)\end{aligned}$$

[0063] 一方、数式 (6) により求まる容積伝達効率 η_c は、油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の容積指令値 C_1 , C_2 , C_3 の合計値を用い、油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の吐出流量の合計値に対する油圧シリンダ 1 1 への作動油の流入流量の比で定義されるので、この容積伝達効率 η_c だけでは油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 毎の異常の有無について判定することができない。

- [0064] そこで、本発明の第1実施形態は、複数の油圧ポンプ21～23から吐出された作動油の合流状態、すなわち、油圧シリンダ11と油圧ポンプ21～23との接続状態が異なる時点における各容積伝達効率 η_c の情報を用いることにより、これらの容積伝達効率 η_c を低下させる要因となっている油圧ポンプを特定し、この油圧ポンプの異常の有無を判定するようにしている。
- [0065] 具体的には、本発明の第1実施形態では、個々の油圧ポンプ21～23の異常の診断を行う異常診断モードを設定する異常診断モード設定部を設けている。この異常診断モード設定部は、例えば、運転室5内に設置され、オペレータが押下するための異常診断モードスイッチ5Cから構成されている。
- [0066] そして、コントローラ9は、異常診断モードスイッチ5Cによって異常診断モードが設定されたとき、切換弁25～27によって1系統の油圧シリンダ11と油圧ポンプ21～23のうち1台の油圧ポンプのみとが接続された状態で、異常判定部95による当該油圧ポンプの異常の判定を行う。
- [0067] 本発明の第1実施形態に係る油圧回路100のように、1系統の油圧シリンダ11を複数の油圧ポンプ21～23から吐出された作動油を合流させて駆動するシステムであっても、油圧シリンダ11に1台の油圧ポンプしか同時に接続しなければ、油圧シリンダ11とその油圧ポンプとの間の容積伝達効率 η_c を求めることができる。
- [0068] 具体例として、油圧シリンダ11に油圧ポンプ21のみが接続された状態のときには、他の油圧ポンプ22、23の容積指令値 C_2 、 C_3 はそれぞれ0となるので、容積伝達効率演算部94は、1台の油圧ポンプ21のみで油圧シリンダ11を駆動する場合と同様に、数式(5)を用いて容積伝達効率 η_c を算出することができる。従って、コントローラ9は、ポンプ選択部931に油圧ポンプ21～23のいずれかを選択させて油圧シリンダ11に接続する油圧ポンプを順番に変更することにより、全ての油圧ポンプ21～23の異常の有無を個別に判定することができる。
- [0069] 一方、異常診断モードスイッチ5Cによって異常診断モードが設定されていないときでも、油圧シリンダ1の通常の動作に支障なく油圧ポンプ21～

23の異常を検知することが可能である。油圧回路100のように、1系統の油圧シリンダ11を複数の油圧ポンプ21～23から吐出された作動油を合流させて駆動するシステムであっても、油圧シヨベル1の稼働中に油圧シリンダ11が油圧ポンプ21～23のうち1台分の吐出流量で低速動作する場面は現れるので、異常判定部95は、そのタイミングで得られた容積伝達効率 η_c を用いて油圧ポンプ21～23の異常の有無を判定する。

[0070] ここで、油圧ポンプ21～23のうち1台の油圧ポンプによる油圧シリンダ11の低速動作が常に同じ油圧ポンプで行われると、異常判定部95が他の油圧ポンプの異常の有無を判定できないので、油圧シリンダ11との接続の仕方を変更する必要がある。そこで、ポンプ選択部931は、油圧シリンダ11の低速動作時に使用される油圧ポンプをその都度変更することにより、油圧シヨベル1の稼働中において、異常判定部95が全ての油圧ポンプ21～23の異常の有無を判定することができる。

[0071] ただし、後述する油圧システム及び制御システムの動特性の影響から、油圧ポンプ21～23のうち1台の油圧ポンプのみで油圧シリンダ11を駆動している時間が短くなるほど、容積伝達効率 η_c の演算結果の精度が低下する。この場合には、以下に記載するように油圧ポンプ21～23のうち少なくとも2台以上の油圧ポンプで油圧シリンダ11を駆動している状態において、油圧ポンプ21～23毎の異常の有無の判定を行うのが望ましい。

[0072] 本発明の第1実施形態に係る油圧回路100は、1系統の油圧シリンダ11を複数の油圧ポンプ21～23から吐出された作動油を合流させて駆動するシステムであるため、油圧シリンダ11と各油圧ポンプ21～23との接続台数が切換弁25～27によって接続可能な最大台数（以下、便宜的に最台接続台数と称する）未満、すなわち2台以下のときには、油圧シリンダ11と接続する油圧ポンプ21～23の組合せが複数通り存在する。従って、油圧シリンダ11と接続する油圧ポンプ21～23の組合せ毎に容積伝達効率 η_c が異なれば、その差分がどの油圧ポンプに起因するのかを判別することが可能である。

[0073] 例えば、図 2 に示す油圧回路 100 において、油圧シリンダ 11 と接続する油圧ポンプが油圧ポンプ 21 と油圧ポンプ 22 の組合せのときには、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21, 22 との間の容積伝達効率 η_{c12} は、下記の数式 (7) により表される。

[数7]

$$\eta_{c12} = \frac{A \cdot V}{(C_1 + C_2) \cdot R} \quad (7)$$

[0074] 油圧シリンダ 11 と接続する油圧ポンプが油圧ポンプ 22 と油圧ポンプ 23 の組合せのときには、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 22, 23 との間の容積伝達効率 η_{c23} は、下記の数式 (8) により表される。

[数8]

$$\eta_{c23} = \frac{A \cdot V}{(C_2 + C_3) \cdot R} \quad (8)$$

[0075] 油圧シリンダ 11 と接続する油圧ポンプが油圧ポンプ 21 と油圧ポンプ 23 の組合せのときには、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21, 23 との間の容積伝達効率 η_{c13} は、下記の数式 (9) により表される。

[数9]

$$\eta_{c13} = \frac{A \cdot V}{(C_1 + C_3) \cdot R} \quad (9)$$

[0076] 油圧シリンダ 11 と接続する油圧ポンプが油圧ポンプ 21 と油圧ポンプ 22 と油圧ポンプ 23 の組合せのときには、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21 ~ 23 との間の容積伝達効率 η_{c123} は、下記の数式 (10) により表される。

[数10]

$$\eta_{C123} = \frac{A \cdot V}{(C_1 + C_2 + C_3) \cdot R} \quad (10)$$

[0077] これらの数式（７）～（１０）により求まる容積伝達効率 η_{C12} 、 η_{C23} 、 η_{C13} 、 η_{C123} が下記の数式（１１）の関係に該当する場合には、各組合せにおける容積伝達効率 η_{C12} 、 η_{C23} 、 η_{C13} 、 η_{C123} の差が油圧ポンプ２１に起因していることになる。このとき、油圧シリンダ１１を油圧ポンプ２１のみで駆動した場合の容積伝達効率 η_c も低下していることが推定される。なお、この容積伝達効率 η_{C12} 、 η_{C23} 、 η_{C13} 、 η_{C123} の低下の推定は異常判定部９５によって行われる。

[数11]

$$\eta_{C12} = \eta_{C13} < \eta_{C123} < \eta_{C23} \quad (11)$$

[0078] 本発明の第１実施形態に係るコントローラ９は、油圧シリンダ１１と各油圧ポンプ２１～２３との接続台数が最台接続台数未満であるとき、油圧シリンダ１１と各油圧ポンプ２１～２３との接続台数が変更される毎に、油圧シリンダ１１と接続される油圧ポンプ２１～２３の組合せが異なるように切換弁２５～２７の切換動作を制御するようにしている。

[0079] 具体的には、ポンプ選択部９３１は、油圧シリンダ１の稼働中において、必要な油圧シリンダ１１の速度が最大接続台数未満の油圧ポンプの吐出流量で賄える速度になる度に、油圧シリンダ１１と接続する油圧ポンプ２１～２３の組合せの全種が順番に変更されるように、油圧ポンプ２１～２３の中から油圧シリンダ１１を駆動する油圧ポンプを選択する。

[0080] 図４は本発明の第１実施形態に係る油圧シリンダ１１の速度と、油圧シリンダ１１と油圧ポンプ２１～２３の接続状態との関係の遷移の一例を示す図

である。

[0081] 図4に示すように、油圧回路100において、油圧シリンダ11と各油圧ポンプ21～23との接続台数Nが1台、2台、3台、2台、3台、2台、1台へ順に遷移すると、この間に接続台数Nが1台である状態が2回、接続台数Nが2台である状態が3回、接続台数Nが3台である状態が2回現れることになる。接続台数Nが1台である状態の1回目と2回目とでは、油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプの組合せが変更され、1回目は油圧ポンプ21であり、2回目は油圧ポンプ22である。

[0082] 接続台数Nが2台である状態の1回目と2回目と3回目とでは、油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプの組合せが変更され、1回目は油圧ポンプ21と油圧ポンプ22であり、2回目は油圧ポンプ22と油圧ポンプ23であり、3回目は油圧ポンプ21と油圧ポンプ23である。接続台数Nが3台である状態の1回目と2回目とでは、最大接続台数の油圧ポンプ21～23が油圧シリンダ11に接続されていることから、油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプの組合せが変更されず、1回目と2回目も油圧ポンプ21と油圧ポンプ22と油圧ポンプ23である。

[0083] その後も、油圧シヨベル1が継続して稼働すると、接続台数Nが1台である状態の3回目に油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプは、1回目と2回目とも異なる油圧ポンプ23となる。また、接続台数Nが2台である状態において、油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプの組合せは3通りであるため、4回目に油圧シリンダ11と接続される油圧ポンプは、1回目と同じ油圧ポンプ21と油圧ポンプ22となる。

[0084] このような規則で油圧シリンダ11と接続する油圧ポンプ21～23の組合せが変更されると、容積伝達効率演算部94は、全種の組合せにおける容積伝達効率 η_{C12} , η_{C23} , η_{C13} , η_{C123} を最短の時間で得ることができる。ただし、油圧シリンダ11と接続する油圧ポンプ21～23の各組合せになる頻度が大きく偏らなければ、全種の組合せにおける容積伝達効率 η_{C12} , η_{C23} , η_{C13} , η_{C123} を得るのに長時間を要することがないので、必ずしも

厳密に上述の規則に従って、油圧シリンダ 1 1 と接続する油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の組合せを変更しなくてもよい。

[0085] 例えば、油圧シリンダ 1 1 と各油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 との接続台数 N が増減する度に、油圧シリンダ 1 1 と接続する油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 の組合せをランダムに変更したり、あるいは接続台数 N が増加する際に、ポンプ選択部 9 3 1 が切換える切換弁 2 5 ～ 2 7 の個数を減らすために、接続台数 N が増加する前に接続している油圧ポンプに対応する切換弁を開位置に保ち、他の油圧ポンプに対応する切換弁を閉位置から開位置に切換える規則をコントローラ 9 に設定してもよい。

[0086] 後者の規則については、油圧シリンダ 1 1 と各油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 との接続台数 N が 1 台から 2 台へ増加する際に、例えば、油圧シリンダ 1 1 に油圧ポンプ 2 1 のみが接続されている状態から油圧シリンダ 1 1 と油圧ポンプ 2 1 との接続を遮断し、油圧シリンダ 1 1 と他の油圧ポンプ 2 2, 2 3 とを改めて接続し直すと、エンジン 2 0 の燃料消費量や油圧シリンダ 1 1 の操作性が低下する可能性がある。

[0087] これを防止するために、油圧シリンダ 1 1 に油圧ポンプ 2 1 のみが接続されている状態を維持しつつ、油圧シリンダ 1 1 と他の油圧ポンプ 2 2 又は油圧ポンプ 2 3 とを追加して接続することにより、油圧ショベル 1 の省エネルギー化を図ると共に、油圧シリンダ 1 1 の操作性を向上させることができる。

[0088] 報知制御部 9 6 は、複数の油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 で油圧シリンダ 1 1 を駆動している場合において、異常判定部 9 5 によって容積伝達効率 η_{C12} , η_{C23} , η_{C13} , η_{C123} のいずれかが低下していると推定されると、運転室 5 内のオペレータに対して、異常診断モードを設定することを促すメッセージ等をモニタ 5 B に表示させる制御を行う。従って、本発明の第 1 実施形態に係るコントローラ 9 は、油圧ポンプ 2 1 ～ 2 3 のうち異常の疑いがある油圧ポンプを特定した上で、異常診断モードによって診断対象となる油圧ポンプの異常をより正確に検知することができる。

- [0089] 次に、本発明の第1実施形態に係るコントローラ9による油圧ポンプ21～23の異常の検知処理について、図5のフローチャートを参照しながら詳細に説明する。なお、この油圧ポンプ21～23の異常の検知処理は、油圧シヨベル1が稼働している限り、常時実行される。
- [0090] 図5に示すように、まず、コントローラ9は、ポンプ・切換弁制御部93の目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量の絶対値が予め設定された閾値 Q_a 以上であるかどうかを判断する（（ステップ（以下、Sと記す）501））。このとき、コントローラ9は、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量の絶対値が閾値 Q_a 未満であると判断すると（S501／No）、S501の処理が繰り返される。
- [0091] S501において、コントローラ9は、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量の絶対値が閾値 Q_a 以上であると判断すると（S501／Yes）、速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度の絶対値が予め設定された閾値 V_a 以上であるかどうかを判断する（S502）。このとき、コントローラ9は、速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度の絶対値が閾値 V_a 未満であると判断すると（S502／No）、S501からの処理が繰り返される。
- [0092] S502において、コントローラ9は、速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度の絶対値が閾値 V_a 以上であると判断すると（S502／Yes）、後述のS503の処理が行われる。上述したS501及びS502の処理では、油圧ポンプ21～23の目標吐出流量と油圧シリンダ11の速度の少なくとも一方が小さ過ぎると、油圧ポンプ21～23以外の作動油の漏れの影響が相対的に大きくなる。
- [0093] このような状況を考慮し、コントローラ9は、目標吐出流量演算部932の演算結果及び速度センサ28の検出結果と比較する閾値 Q_a 、 V_a を設定し、各油圧ポンプ21～23の目標吐出流量の絶対値及び油圧シリンダ11の速度の絶対値の双方が閾値 Q_a 、 V_a 以上である場合に限り、油圧ポンプ21～23の異常の検知処理を進めるようにしている。これにより、得られ

る容積伝達効率 η_c が油圧ポンプ21～23の状態を適切に反映できるので、精度の高い検知結果を得ることができる。

[0094] ここで、上記閾値 Q_a 、 V_a は、油圧ポンプ21～23の異常の検知結果に求める精度とその検知処理の迅速性に依じて設定される。例えば、閾値 Q_a 、 V_a が、極軽い負荷においてのみ達する油圧シリンダ11の最高速度付近を基準として設定されると、正常値の範囲とみなす容積伝達効率 η_c の幅を小さく設定できるので、油圧ポンプ21～23の異常の検知結果の精度を高めることができるが、油圧シリンダ11の稼働中に油圧シリンダ11がその基準の速度を満たす頻度が減少する。そのため、容積伝達効率 η_c の低下が推定されるまでに時間がかかる可能性が高くなるので、油圧ポンプ21～23の異常の検知処理の迅速性を重視する場合には、閾値 Q_a 、 V_a を設定するための油圧シリンダ11の基準を緩和するのが好ましい。

[0095] さらに、容積伝達効率 η_c は、油圧回路100における油圧システム及び制御システムの動特性に起因して大きく変動することがある。以下、これらの油圧システム及び制御システムの動特性に伴う容積伝達効率 η_c の変動の具体例について、図6、図7を参照しながら詳細に説明する。

[0096] 図6に示すように、油圧ポンプ21～23の目標吐出流量が0であり、油圧シリンダ11が静止している状態から、オペレータが操作レバー5Aを操作して油圧ポンプ21～23の目標吐出流量を上昇させた直後は、油圧シリンダ11の速度の応答に遅れが生じ、油圧シリンダ11はまだ静止している。このとき、容積伝達効率演算部94によって演算される容積伝達効率 η_c は、数式(6)から0となる。

[0097] また、図7に示すように、油圧ポンプ21～23の目標吐出流量に対応した速度で油圧シリンダ11が動作している状態から、オペレータが操作レバー5Aを操作して油圧ポンプ21～23の目標吐出流量を0にした直後も、油圧シリンダ11の速度の応答に遅れが生じ、油圧シリンダ11はまだ動作している。このとき、容積伝達効率演算部94によって演算される容積伝達効率 η_c は、数式(6)から無限大となる。

[0098] このような場合には、容積伝達効率 η_c は、油圧ポンプ21～23の異常を判定するための指標にならないので、油圧ポンプ21～23の目標吐出流量と油圧シリンダ11の速度が定常とみなせる状態において、容積伝達効率演算部94による容積伝達効率 η_c の演算を行う必要がある。

[0099] そこで、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量の時間変化率の絶対値が予め設定された閾値 ΔQ_a 未満であり（S503／Yes）、かつ速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度の時間変化率の絶対値が予め設定された閾値 ΔV_a 未満であるときに限り（S504／Yes）、コントローラ9の容積伝達効率演算部94は、予め設定された規則に従って、油圧シリンダ11と接続する油圧ポンプ21～23の各組合せにおける容積伝達効率 η_c を演算する（S505）。これにより、油圧回路100における油圧システム及び制御システムの動特性に起因する影響を排除できるので、容積伝達効率 η_c の演算結果の精度を向上させることができる。

[0100] 次に、コントローラ9の異常判定部95は、容積伝達効率演算部94の演算結果を入力し、容積伝達効率演算部94によって演算された各組合せにおける容積伝達効率 η_c のいずれかが低下しているかどうかを推定する（S506）。このとき、異常判定部95は、各組合せにおける容積伝達効率 η_c のいずれも低下していないと判定すると（S506／No）、S501からの処理が繰り返される。

[0101] S506において、異常判定部95は、各組合せにおける容積伝達効率 η_c のいずれかが低下していると判定すると（S506／Yes）、これらの容積伝達効率 η_c から油圧ポンプ21～23のうち異常の疑いがある油圧ポンプを特定し、コントローラ9の報知制御部96が、異常診断モードを設定することを促すメッセージ等をモニタ5Bに表示する。そして、コントローラ9は、異常診断モードスイッチ5Cによって異常診断モードが設定されたかどうかを判断する（S507）。このとき、コントローラ9は、異常診断モードが設定されていないと判断すると（S507／No）、S501からの処

理が繰り返される。

- [0102] S507において、コントローラ9は、異常診断モードが設定されたと判断すると（S507／Yes）、ポンプ・切換弁制御部93は、油圧シリンダ11と、異常判定部95によって特定された油圧ポンプ、すなわち異常診断モードの診断対象となる油圧ポンプのみとが接続されるように切換弁25～27を切換えた後、容積伝達効率演算部94は、油圧シリンダ11と診断対象の油圧ポンプとの間の容積伝達効率 η_c を演算する（S508）。
- [0103] 次に、異常判定部95は、容積伝達効率演算部94の演算結果を入力し、容積伝達効率演算部94によって演算された容積伝達効率 η_c が予め設定された正常値の範囲外であるかどうかを確認する（S509）。このとき、異常判定部95は、容積伝達効率 η_c が正常値の範囲内であることを確認すると（S509／No）、診断対象の油圧ポンプに異常がないと判定し、S501からの処理が繰り返される。
- [0104] S508において、異常判定部95は、容積伝達効率 η_c が正常値の範囲外であることを確認すると（S509／Yes）、診断対象の油圧ポンプに異常があると判定し、報知制御部96は、当該油圧ポンプに異常が生じている旨のメッセージ等をモニタ5Bに表示し（S510）、S501からの処理が繰り返される。
- [0105] このように構成した本発明の第1実施形態に係る油圧ショベル1の制御装置によれば、異常判定部95が、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量、及び速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度から求められた容積伝達効率 η_c を、予め設定された正常値の範囲から逸脱しているかどうかを確認することにより、油圧回路100に流量センサを新たに設けなくても、油圧ポンプ21～23の異常の有無を容易に判定することができる。
- [0106] しかも、油圧ポンプ21～23のレギュレータ21D～23Dのいずれかが故障した場合には、容積伝達効率演算部94によって演算される容積伝達効率 η_c が正常値の上限を超えることから、油圧ポンプ21～23に異常が生

じていることがモニタ 5 B に表示される。これにより、運転室 5 内のオペレータは、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の異常を早期に把握できるので、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の異常に対して迅速な対応を図ることができる。

[0107] このように、本発明の第 1 実施形態に係る油圧ショベル 1 の制御装置は、設備コストを抑制しつつ、レギュレータ 2 1 D ~ 2 3 D 等の制御機器を含む油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の異常を精度良く検知できるので、優れた経済性を実現できると共に、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の異常の検知処理に対する信頼性を向上させることができる。

[0108] [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、第 1 実施形態に係る容積伝達効率演算部 9 4 は、容積伝達効率 η_c を油圧ポンプ 2 1 の吐出流量に対する油圧シリンダ 1 1 への作動油の流入流量の比として定義し、閉回路 2 4 1 ~ 2 4 3 のうち油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の吐出側における容積伝達効率 η_c を演算したのに対し、第 2 実施形態に係る容積伝達効率演算部 9 4 は、閉回路 2 4 1 ~ 2 4 3 のうち油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の吸込側における容積伝達効率 η_c も演算するようにしたことである。

[0109] 具体的には、本発明の第 2 実施形態に係る容積伝達効率演算部 9 4 は、圧力センサ 5 5, 5 6, 6 5, 6 6, 7 5, 7 6 によって検出された各油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の両入出力ポート 2 1 A ~ 2 3 A, 2 1 B ~ 2 3 B の圧力の大小関係と、ポンプ・切換弁制御部 9 3 によって取得された目標指令値が表す各油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の吐出方向との組合せに応じて、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の吐出流量に対する油圧シリンダ 1 1 への作動油の流入流量の比、及び油圧シリンダ 1 1 からの作動油の流出流量に対する油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の吸込流量の比のいずれかを容積伝達効率 η_c として演算するようにしている。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、重複する説明を省略する。

[0110] 以下、本発明の第 2 実施形態に係る容積伝達効率演算部 9 4 による容積伝達効率 η_c の演算処理について詳細に説明する。まず、以下の説明を分かり易

くするために、切換弁 25 を開位置 25 A に切換えると共に、切換弁 26, 27 を閉位置 26 B, 27 B にそれぞれ切換えることにより、1 台の油圧ポンプ 21 のみで油圧シリンダ 11 を駆動する場合について述べる。なお、他の油圧ポンプ 22, 23 のみで油圧シリンダ 11 をそれぞれ駆動する場合についても同様であるので、重複する説明を省略する。

- [0111] 本発明の第 2 実施形態に係る油圧回路 100 では、油圧ポンプ 21 の吐出側の圧力が吸込側の圧力よりも高いとき、フラッシング弁 33 によって閉回路 241 のうち油圧ポンプ 21 の吸込側の管路と管路 12 とが接続される。そのため、油圧ポンプ 21 が作動油を吸込みきれない場合には、油圧ポンプ 21 の吸込側の管路内の過剰な作動油の流量は、リリーフ弁 32 から作動油タンク 29 へ排出される。
- [0112] 一方、油圧ポンプ 21 が吸込む作動油の流量が不足する場合には、チャージポンプ 31 から吐出された作動油の流量がメイクアップ弁 43, 44, 53, 54 を通じて油圧ポンプ 21 の吸込側の管路内に供給される。このような状態では、油圧シリンダ 11 から流出する作動油の流量と油圧ポンプ 21 の吸込流量との間に直接的な相関がないので、容積伝達効率演算部 94 が油圧ポンプ 21 の吸込側における容積伝達効率 η_c を演算しても、その演算結果は油圧ポンプ 21 の吸込状態を適切に表すものではない。
- [0113] これに対し、油圧ポンプ 21 の吸込側の圧力が吐出側の圧力よりも高く、かつリリーフ弁 41, 42, 51, 52 の設定圧未満であるとき、フラッシング弁 33 によって閉回路 241 のうち油圧ポンプ 21 の吐出側の管路と管路 12 とが接続される。そのため、油圧ポンプ 21 の吸込側において、油圧シリンダ 11 と油圧ポンプ 21 との間に管路 12 への作動油の流出経路がなくなる。
- [0114] また、油圧ポンプ 21 の吸込側の圧力はメイクアップ弁 43, 44, 53, 54 の設定圧以上であることから、チャージポンプ 31 から吐出された作動油の流量がメイクアップ弁 43, 44, 53, 54 を通じて油圧ポンプ 21 の吸込側へ流入することがないので、油圧シリンダ 11 から流出する作動

油の流量が油圧ポンプ 2 1 の吸込流量に対応する。このような状態では、油圧ポンプ 2 1 の吸込流量によって油圧シリンダ 1 1 の速度が制御される。

[0115] そこで、本発明の第 2 実施形態は、容積伝達効率 η_c を油圧シリンダ 1 1 からの作動油の流出流量 Q_{OUT} に対する油圧ポンプ 2 1 の吸込流量 Q_{IN} の比として定義する。すなわち、容積伝達効率 η_c は、下記の数式 (12) により表される。

[数12]

$$\begin{aligned}\eta_c &= \frac{Q_{IN}}{Q_{OUT}} \\ &= \frac{C \cdot R}{A \cdot V} \quad (12)\end{aligned}$$

[0116] この数式 (12) により求まる容積伝達効率 η_c が小さくなるほど、容積指令値通りの油圧シリンダ 1 1 の速度が得られなくなっており、油圧ポンプ 2 1 の性能が低下していることを意味する。また、容積伝達効率 η_c の理論値は 1 であり、油圧ポンプ 2 1 が正常な状態であっても、容積伝達効率 η_c は理論値より小さくなる。従って、本発明の第 2 実施形態に係る異常判定部 9 5 による油圧ポンプ 2 1 の異常の判定処理については、第 1 実施形態と同様である。

[0117] なお、油圧ポンプ 2 1 の吸込側における容積伝達効率 η_c の正常値の範囲は、油圧ポンプ 2 1 の吐出側における容積伝達効率 η_c の正常値の範囲と同様に設定してもよい。あるいは、油圧ポンプ 2 1 の吐出側における容積伝達効率 η_c の正常値の範囲とは別に、油圧ポンプ 2 1 の吸込側における容積伝達効率 η_c を予め実測して容積伝達効率 η_c の正常値の範囲を設定することにより、異常判定部 9 5 が油圧ポンプ 2 1 の異常の有無をより精度良く判定することができる。

[0118] 次に、本発明の第 2 実施形態に係る容積伝達効率演算部 9 4 による容積伝

達効率 η_c の演算処理について、図8のフローチャートを参照しながら詳細に説明する。なお、以下の説明において、油圧ポンプ21の入出力ポート21Aの圧力が入出力ポート21Bの圧力よりも高いときの両入出力ポート21A, 21Bの差圧の極性を正とし、油圧ポンプ21の入出力ポート21Bの圧力が入出力ポート21Aの圧力よりも高いときの両入出力ポート21A, 21Bの差圧の極性を負とする。

- [0119] 図8に示すように、まず、容積伝達効率演算部94は、圧力センサ55, 56の検出値を入力し、圧力センサ55, 56によって検出された油圧ポンプ21の両入出力ポート21A, 21Bの差圧が正の値であるかどうかを判断する(S801)。このとき、容積伝達効率演算部94は、油圧ポンプ21の両入出力ポート21A, 21Bの差圧が正の値であると判断すると(S801/Yes)、ポンプ・切換弁制御部93から目標吐出流量演算部932の演算結果を入力し、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量が正の値であるかどうかを判断する(S802)。なお、油圧ポンプ21の目標吐出流量の極性が正のとき、油圧ポンプ21が入出力ポート21Bから作動油を吸込んで入出力ポート21Aから吐出し、油圧ポンプ21の目標吐出流量の極性が負のとき、油圧ポンプ21が入出力ポート21Aから作動油を吸込んで入出力ポート21Bから吐出するものとする。
- [0120] S802において、容積伝達効率演算部94は、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量が正の値であると判断すると(S802/Yes)、数式(5)を用いて容積伝達効率 η_c を演算し(S803)、容積伝達効率 η_c の演算処理を終了する。一方、S802において、目標吐出流量演算部932によって演算された目標吐出流量が負の値であると判断すると(S802/No)、数式(12)を用いて容積伝達効率 η_c を演算し(S804)、容積伝達効率 η_c の演算処理を終了する。
- [0121] S801において、容積伝達効率演算部94は、油圧ポンプ21の両入出力ポート21A, 21Bの差圧が負の値であると判断すると(S801/No)、ポンプ・切換弁制御部93から目標吐出流量演算部932の演算結果

を入力し、目標吐出流量演算部 932 によって演算された目標吐出流量が正の値であるかどうかを判断する (S805)。

[0122] S805において、容積伝達効率演算部 94 は、目標吐出流量演算部 932 によって演算された目標吐出流量が正の値であると判断すると (S805 / Yes)、数式 (12) を用いて容積伝達効率 η_c を演算し (S804)、容積伝達効率 η_c の演算処理を終了する。一方、S805において、目標吐出流量演算部 932 によって演算された目標吐出流量が負の値であると判断すると (S805 / No)、数式 (5) を用いて容積伝達効率 η_c を演算し (S803)、容積伝達効率 η_c の演算処理を終了する。

[0123] なお、本発明の第2実施形態において、複数の油圧ポンプ 21～23 で油圧シリンダ 11 を駆動する場合の容積伝達効率 η_c は、下記の数式 (13) により表される。この場合も、容積伝達効率演算部 94 による容積伝達効率 η_c の演算処理は、下記の数式 (13) を用い、上述した 1 台の油圧ポンプ 21 で油圧シリンダ 11 を駆動する場合と同様に行われる。

[数13]

$$\begin{aligned}\eta_c &= \frac{Q_{IN}}{Q_{OUT}} \\ &= \frac{(C_1 + C_2 + C_3) \cdot R}{A \cdot V} \quad (13)\end{aligned}$$

[0124] このように構成した本発明の第2実施形態に係る油圧ショベル 1 の制御装置によれば、上述した第1実施形態と同様の作用効果が得られる他、容積伝達効率演算部 94 は、油圧ポンプ 21～23 が管路 14A～16A, 14B～16B のうち高圧側の管路へ作動油を吐出するのか、油圧ポンプ 21～23 が管路 14A～16A, 14B～16B のうち高圧側の管路から作動油を吸込むのかによって、容積伝達効率 η_c の定義を使い分けることにより、油圧ポンプ 21～23 の吐出側における容積伝達効率 η_c だけでなく、油圧ポンプ

21～23の吸込側における容積伝達効率 η_c も演算することができる。これにより、各油圧ポンプ21～23の片方向の動作が正常であり、他方向の動作のみが異常である場合でも、このような状態を油圧ポンプ21～23の異常としての的確に検知することができる。

[0125] [第3実施形態]

本発明の第3実施形態の構成は、上述した第2実施形態の構成を基本とし、次に述べる点で第2実施形態の構成と異なる。すなわち、本発明の第3実施形態に係る容積伝達効率演算部94は、圧力センサ55, 56, 65, 66, 75, 76によって検出された各油圧ポンプ21～23の両入出力ポート21A～23A, 21B～23Bの圧力の大小関係と、速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度が表す当該油圧シリンダ11の動作方向との組合せに応じて、油圧ポンプ21～23の吐出流量に対する油圧シリンダ11への作動油の流入流量の比、及び油圧シリンダ11からの作動油の流出流量に対する油圧ポンプ21～23の吸込流量の比のいずれかを容積伝達効率 η_c として演算するようにしている。その他の第3実施形態の構成は、第2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、重複する説明を省略する。

[0126] 次に、本発明の第3実施形態に係る容積伝達効率演算部94による容積伝達効率 η_c の演算処理について、図9のフローチャートを参照しながら詳細に説明する。なお、図9に示すS801、S803、及びS804の処理は、上述した図8に示すS801、S803、及びS804の処理とそれぞれ同じであるので、第2実施形態と異なる部分のみ説明する。

[0127] 図9に示すように、S801において、容積伝達効率演算部94は、油圧ポンプ21の両入出力ポート21A, 21Bの差圧が正の値であると判断すると(S801/Yes)、速度センサ28の検出値を入力し、速度センサ28によって検出された油圧シリンダ11の速度が正の値であるかどうかを判断する(S901)。このとき、容積伝達効率演算部94は、油圧シリンダ11の速度が正の値であると判断すると(S901/Yes)、S803

の処理が行われる。S 9 0 1 において、容積伝達効率演算部 9 4 は、油圧シリンダ 1 1 の速度が負の値であると判断すると (S 9 0 1 / N o)、S 8 0 4 の処理が行われる。なお、油圧シリンダ 1 1 の速度の極性が正のとき、油圧シリンダ 1 1 が伸長動作を行い、油圧シリンダ 1 1 の速度の極性が負のとき、油圧シリンダ 1 1 が縮退動作を行うものとする。

[0128] 一方、S 8 0 1 において、容積伝達効率演算部 9 4 は、油圧ポンプ 2 1 の両入出力ポート 2 1 A, 2 1 B の差圧が負の値であると判断すると (S 8 0 1 / N o)、速度センサ 2 8 の検出値を入力し、速度センサ 2 8 によって検出された油圧シリンダ 1 1 の速度が正の値であるかどうかを判断する (S 9 0 2)。このとき、容積伝達効率演算部 9 4 は、油圧シリンダ 1 1 の速度が正の値であると判断すると (S 9 0 2 / Y e s)、S 8 0 4 の処理が行われる。S 9 0 2 において、容積伝達効率演算部 9 4 は、油圧シリンダ 1 1 の速度が負の値であると判断すると (S 9 0 2 / N o)、S 8 0 3 の処理が行われる。

[0129] なお、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の目標吐出流量が示す方向と逆方向へ油圧シリンダ 1 1 が動作している場合には、同じ状況であっても、容積伝達効率演算部 9 4 が、第 2 実施形態のように油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の目標吐出流量に基づくのか、第 3 実施形態のように油圧シリンダ 1 1 の動作方向に基づくのかによって、容積伝達効率 η_o の演算処理で扱う数式が異なる。このとき、数式 (5) 及び数式 (12) のどちらが用いられても、容積伝達効率演算部 9 4 によって演算される容積伝達効率 η_o は負の値となるため、容積伝達効率 η_o が明らかに正常値の範囲を逸脱していることから、油圧ポンプ 2 1 ~ 2 3 の異常を的確に検知することができる。

[0130] このように構成した本発明の第 3 実施形態に係る油圧シヨベル 1 の制御装置によれば、容積伝達効率演算部 9 4 は、管路 1 3 A, 1 3 B のうち高圧側の管路から油圧シリンダ 1 1 へ作動油が流入するのか、油圧シリンダ 1 1 から管路 1 3 A, 1 3 B のうち高圧側の管路へ作動油が流出するのかによって、容積伝達効率 η_o の定義を使い分けるようにしているので、上述した第 2 実

施形態と同様の作用効果を得ることができる。

[0131] 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。

[0132] また、本発明の各実施形態に係る油圧回路 100 は、油圧ポンプ 21～23 の吐出流量を調整して油圧シリンダ 11 の速度を制御する容積制御を行う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、容積制御のシステムにおいて、油圧シリンダ 11 への作動油の流入流量の制御は、油圧ポンプ 21～23 の吐出流量のみで行われるのに対して、油圧シリンダ 11 からの作動油の流出流量の制御は、油圧ポンプ 21～23 の吸込流量だけでなく、図 10 に示すように、コントローラ 9 からの制御信号に従って開口面積が調整される比例弁 81 を併用することで可能となる。

[0133] 従って、本発明の各実施形態は、このような比例弁 81 を管路 13A から分岐した管路 17 に設けた油圧回路 101 にも適用することができる。この場合、油圧ポンプ 21～23 の目標吐出流量及び油圧シリンダ 11 の速度の他、比例弁 81 への指令値も考慮し、比例弁 81 から作動油タンク 29 への作動油の流出流量を含めて容積伝達効率 η_c を定義するのが好ましい。

[0134] さらに、本発明の各実施形態は、油圧ポンプの台数が 3 台である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く、油圧ポンプの台数は 2 台又は 4 台以上であってもよい。なお、油圧ポンプの台数が 2 台である場合には、油圧シリンダ 11 と接続する油圧ポンプの組合せが 1 通りしか存在しないので、異常診断モードスイッチ 5C によって異常診断モードが設定されたときのように、異常判定部 95 は、1 台の油圧ポンプのみで油圧シリンダ 11 が駆動している間に得られた容積伝達効率 η_c から各油圧ポンプの異常の有無を判定する。

[0135] また、本発明の各実施形態に係る油圧ショベル１は、油圧シリンダ１１の速度を直接検出することが可能な速度センサ２８を備え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。例えば、速度センサ２８の代わりに、油圧ショベル１等の作業機械に一般的に搭載される変位センサによって検出された油圧シリンダ１１の変位、又は角度センサによって検出された当該油圧シリンダ１１が駆動するフロント作業機４の関節の角度を換算して得られた油圧シリンダ１１の変位の時間微分を求めることにより、油圧シリンダ１１の速度を検出するようにしてもよい。

[0136] さらに、本発明の各実施形態に係る油圧ショベル１は、アクチュエータとしての油圧シリンダ１１、及びこの油圧シリンダ１１を駆動する可変容量型の複数の油圧ポンプ２１～２３を備え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く、アクチュエータ及び油圧ポンプの形式を適宜変更してもよい。例えば、アクチュエータは、片ロッドシリンダだけでなく、両ロッドシリンダであってもよいし、あるいは走行モータや旋回モータ等の各種の油圧モータであってもよい。油圧ポンプは、可変容量型であれば、ベーンポンプ等であってもよい。

符号の説明

[0137] １…油圧ショベル（作業機械）、４a…ブームシリンダ（アクチュエータ）、４b…アームシリンダ（アクチュエータ）、４c…バケットシリンダ（アクチュエータ）、５A…操作レバー、５B…モニタ（報知装置）、５C…異常診断モードスイッチ（異常診断モード設定部）、９…コントローラ、１１…油圧シリンダ（アクチュエータ）、１２，１３A～１６A，１３B～１６B，１７…管路

２０…エンジン、２０A…回転数センサ、２１～２３…油圧ポンプ、２１A～２３A，２１B～２３B…入出力ポート、２１C～２３C…斜板、２１D～２３D…レギュレータ、２４…合流回路、２５～２７…切換弁、２８…速度センサ（速度検出器）、５５，５６，６５，６６，７５，７６…圧力センサ（圧力検出器）

9 1 …目標速度演算部、9 2 …目標駆動圧演算部、9 3 …ポンプ・切換弁制御部（目標指令値取得部）、9 4 …容積伝達効率演算部、9 5 …異常判定部、9 6 …報知制御部、1 0 0, 1 0 1 …油圧回路、2 4 1 ~ 2 4 3 …閉回路、9 3 1 …ポンプ選択部、9 3 2 …目標吐出流量演算部、9 3 3 …容積指令値演算部

請求の範囲

- [請求項1] アクチュエータ、前記アクチュエータを駆動する複数の油圧ポンプ、前記複数の油圧ポンプから吐出した作動油を合流して前記アクチュエータに作用させる合流回路、及び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を備えた作業機械において、
- 前記アクチュエータの速度を検出する速度検出器を備え、
- 前記コントローラは、
- 前記複数の油圧ポンプの吐出流量の目標指令値を取得する目標指令値取得部と、
- 前記目標指令値取得部によって取得された前記目標指令値、及び前記速度検出器によって検出された前記アクチュエータの速度に基づいて、前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとの間の作動油の伝達効率を示す容積伝達効率を演算する容積伝達効率演算部と、
- 前記容積伝達効率演算部によって演算された前記容積伝達効率に基づいて、前記複数の油圧ポンプのいずれかに異常があるかどうかを判定する異常判定部とを有することを特徴とする作業機械。
- [請求項2] 請求項1に記載の作業機械において、
- 前記合流回路は、前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとが閉回路状に接続された閉回路を含み、
- 前記各油圧ポンプは、作動油を吸入又は吐出するための一対の入出力ポートを含む両傾転式の油圧ポンプから成り、
- 前記閉回路は、前記各油圧ポンプの一対の入出力ポートの圧力を検出する圧力検出器を有し、
- 前記容積伝達効率演算部は、前記圧力検出器によって検出された前記各油圧ポンプの両入出力ポートの圧力の大小関係と、前記目標指令値取得部によって取得された前記目標指令値が表す前記各油圧ポンプの吐出方向との組合せに応じて、前記油圧ポンプの吐出流量に対する前記アクチュエータへの作動油の流入流量の比、及び前記アクチュエ

ータからの作動油の流出流量に対する前記油圧ポンプの吸込流量の比のいずれかを前記容積伝達効率として演算することを特徴とする作業機械。

[請求項3]

請求項1に記載の作業機械において、

前記合流回路は、前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとが閉回路状に接続された閉回路を含み、

前記各油圧ポンプは、作動油を吸入又は吐出するための一对の入出力ポートを含む両傾転式の油圧ポンプから成り、

前記閉回路は、前記各油圧ポンプの一对の入出力ポートの圧力を検出する圧力検出器を有し、

前記容積伝達効率演算部は、前記圧力検出器によって検出された前記各油圧ポンプの両入出力ポートの圧力の大小関係と、前記速度検出器によって検出された前記アクチュエータの速度が表す当該アクチュエータの動作方向との組合せに応じて、前記油圧ポンプの吐出流量に対する前記アクチュエータへの作動油の流入流量の比、及び前記アクチュエータからの作動油の流出流量に対する前記油圧ポンプの吸込流量の比のいずれかを前記容積伝達効率として演算することを特徴とする作業機械。

[請求項4]

請求項1に記載の作業機械において、

前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとの接続を切替える切換弁と、

前記複数の油圧ポンプのうち個々の油圧ポンプの異常の診断が行われる異常診断モードを設定する異常診断モード設定部とを備え、

前記コントローラは、前記異常診断モード設定部によって前記異常診断モードが設定されたとき、前記切換弁によって1系統の前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプのうち1台の油圧ポンプのみが接続された状態で、前記異常判定部による当該油圧ポンプの異常の判定を行うことを特徴とする作業機械。

[請求項5]

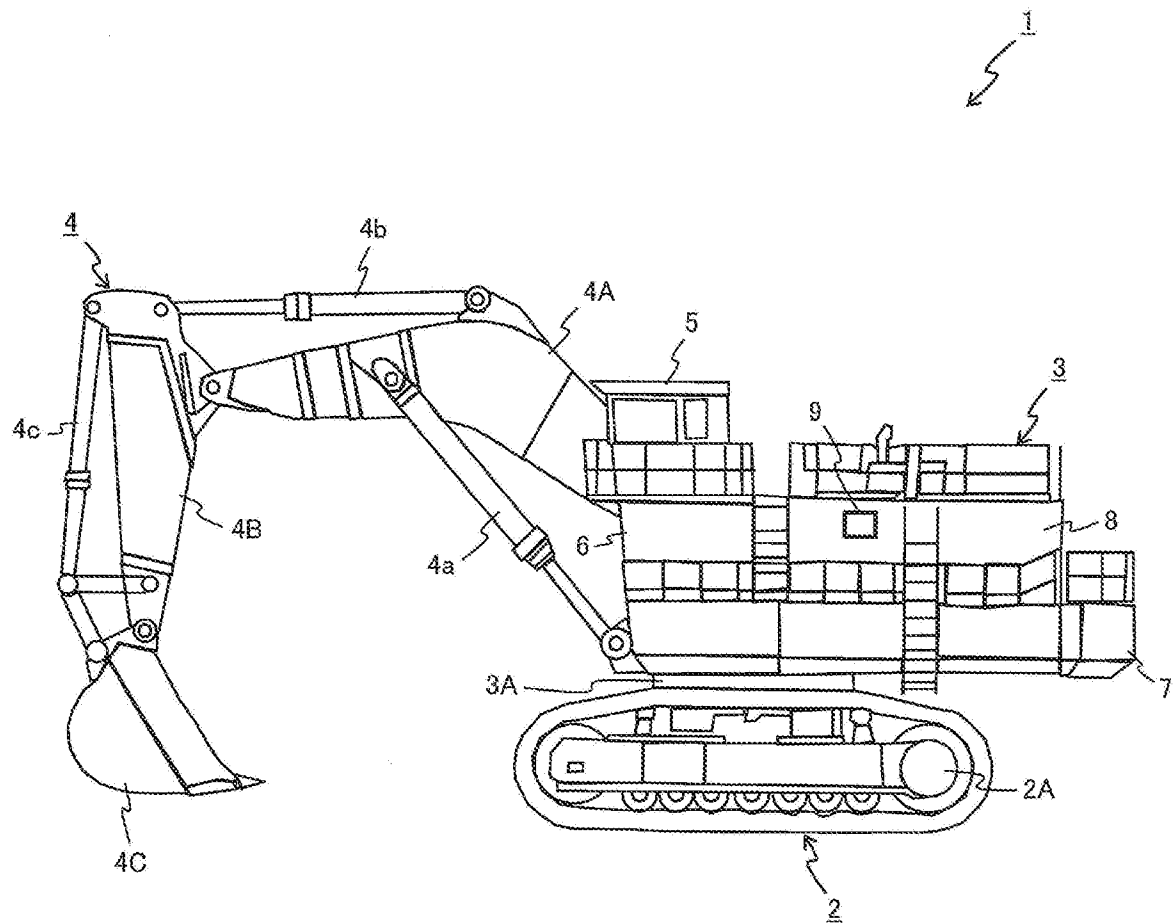
請求項 1 に記載の作業機械において、

前記アクチュエータと前記複数の油圧ポンプとの接続を切換える切換弁を備え、

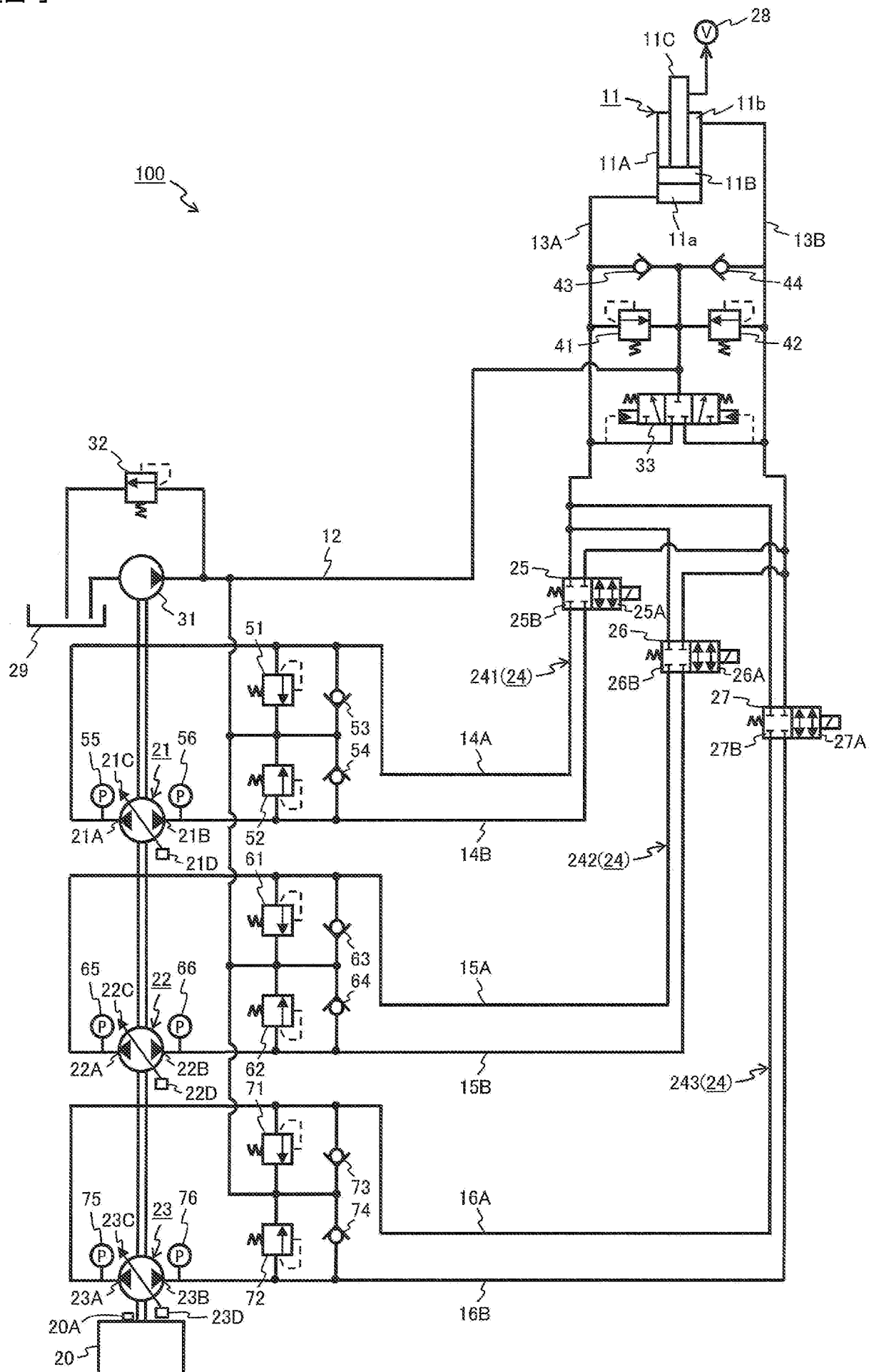
前記複数の油圧ポンプは、少なくとも 3 台以上の油圧ポンプから構成され、

前記コントローラは、前記アクチュエータと前記各油圧ポンプとの接続台数が前記切換弁によって接続可能な最大台数未満であるとき、前記アクチュエータと前記各油圧ポンプとの接続台数が変更される毎に、前記アクチュエータと接続される前記複数の油圧ポンプの組合せが異なるように前記切換弁の切換動作を制御することを特徴とする作業機械。

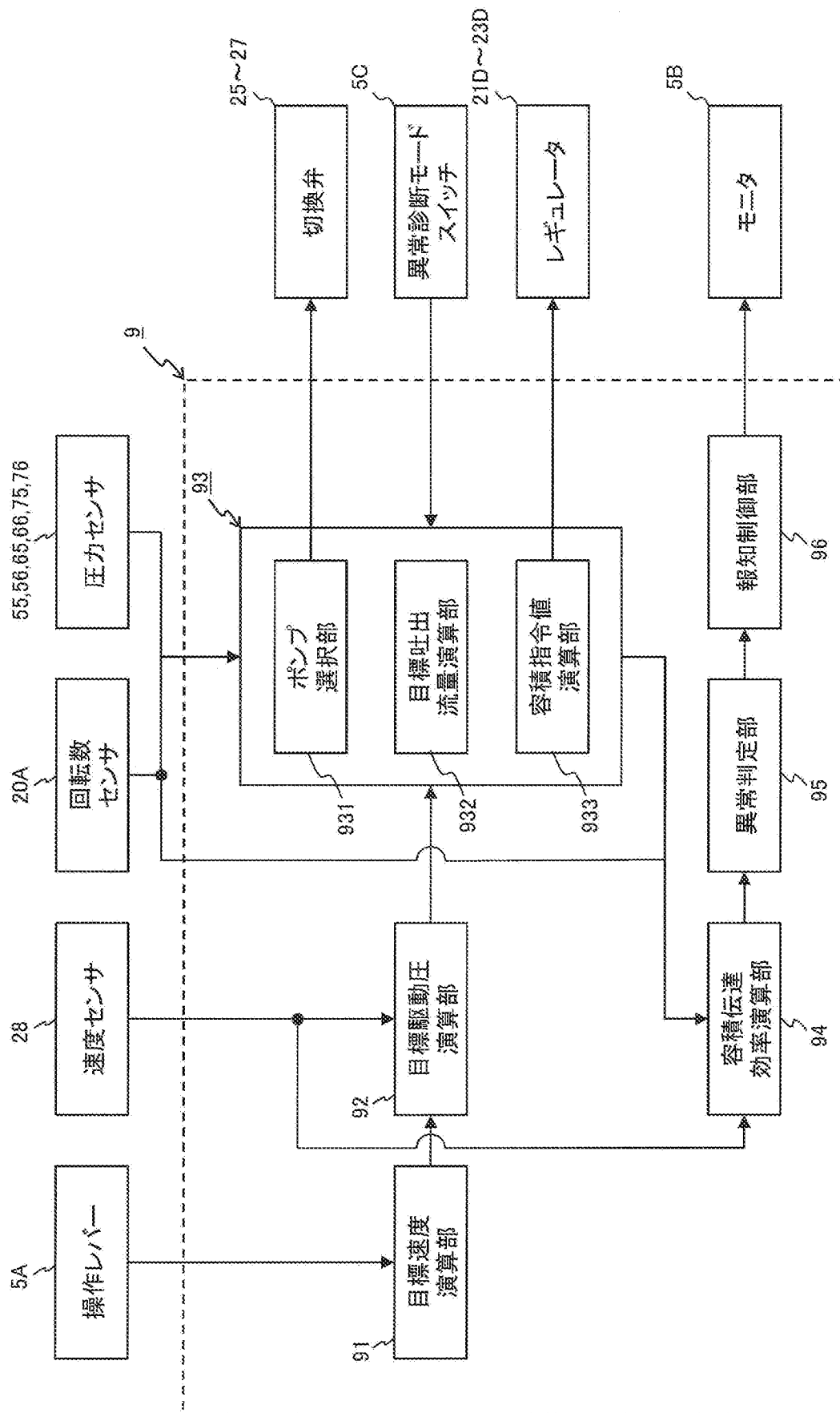
[図1]



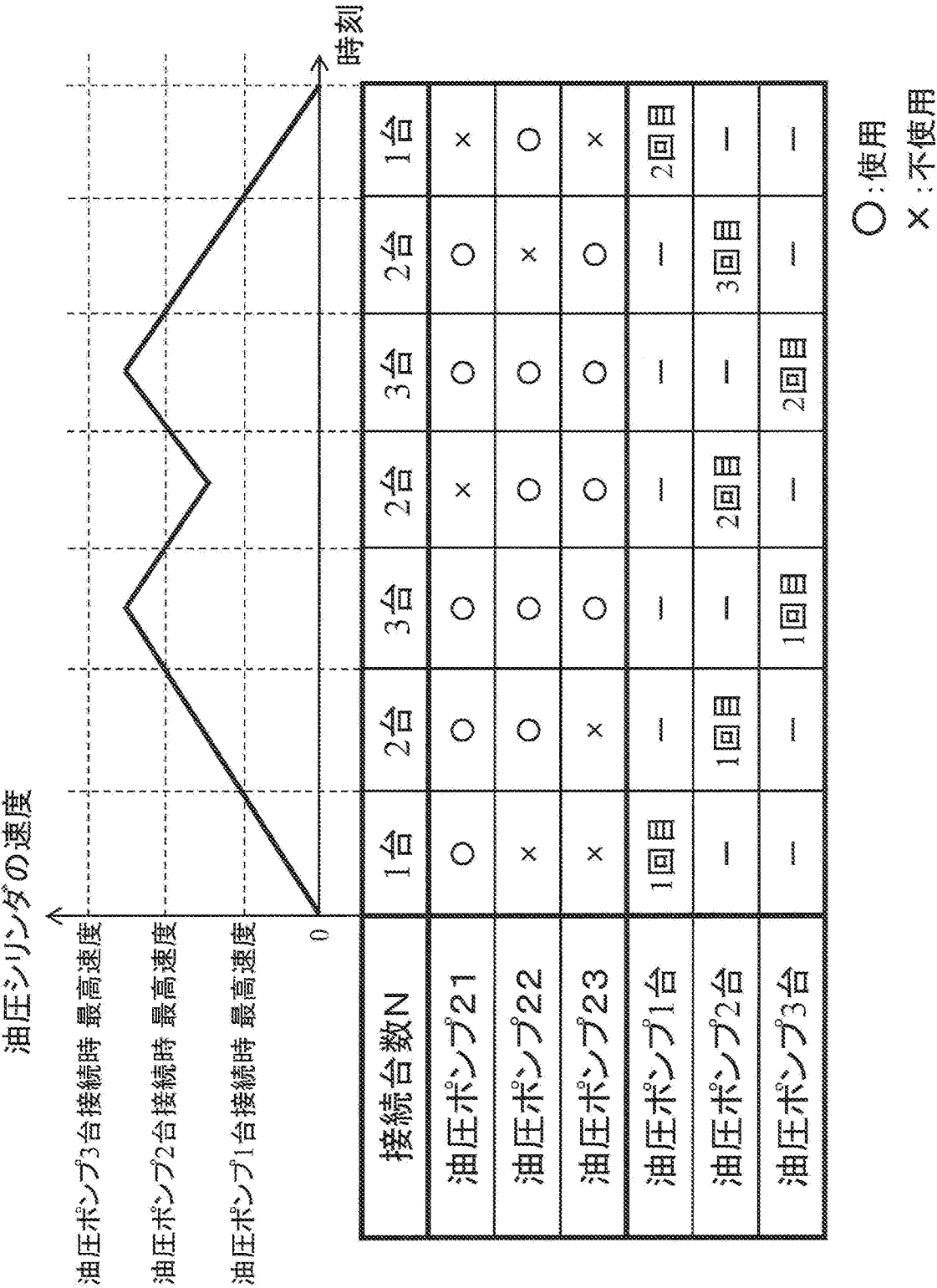
[図2]



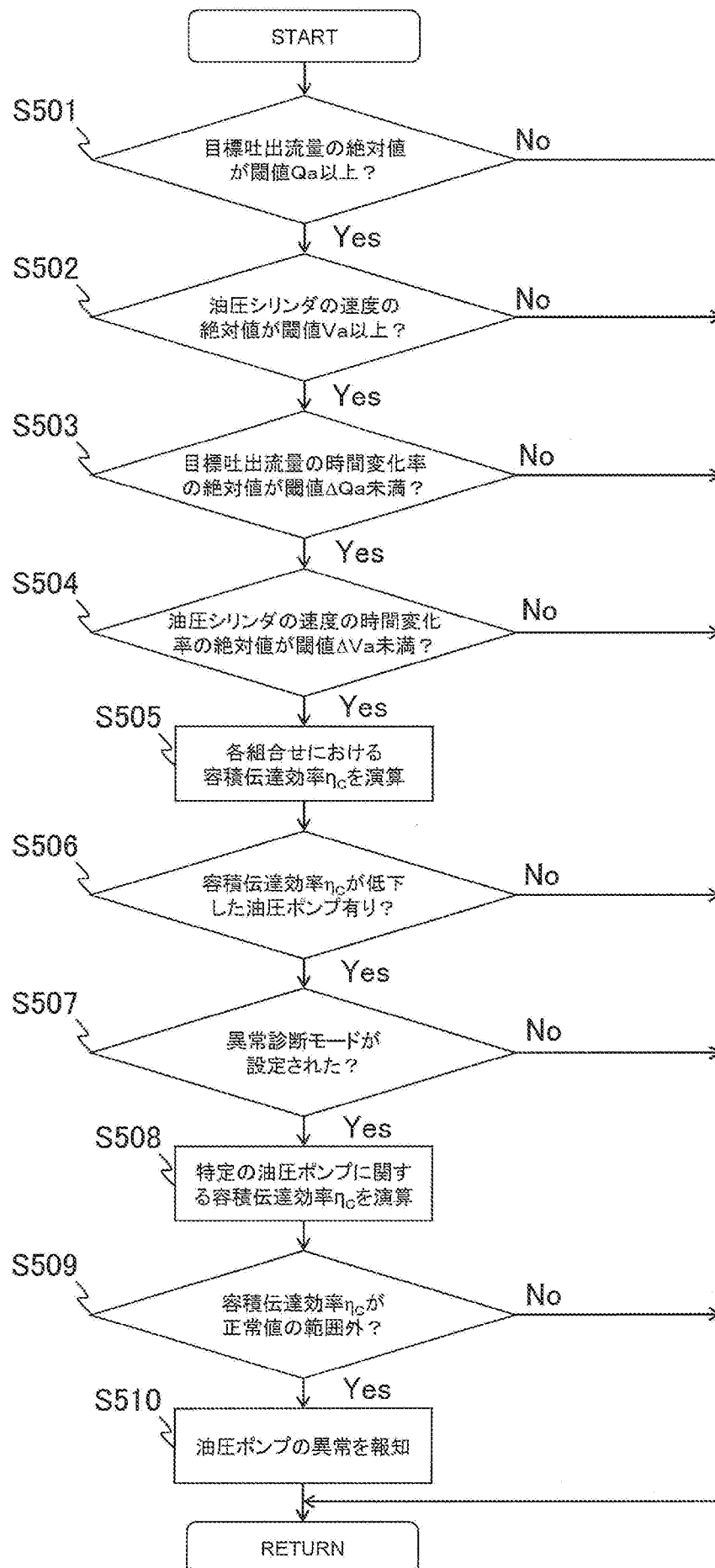
[図3]



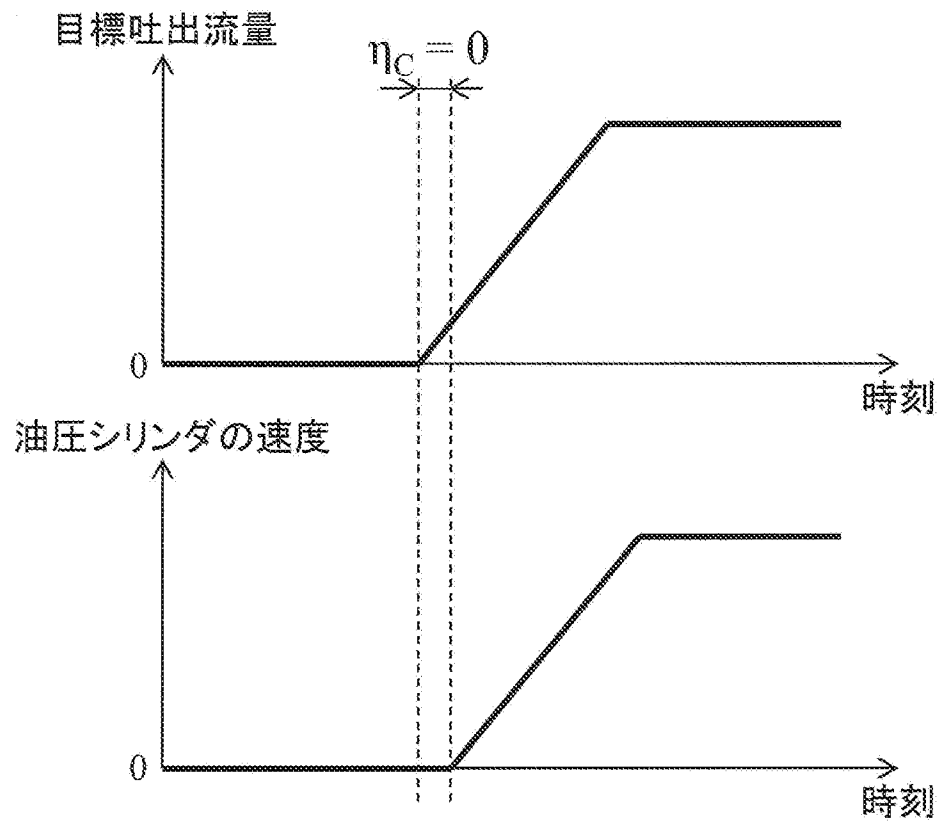
[図4]



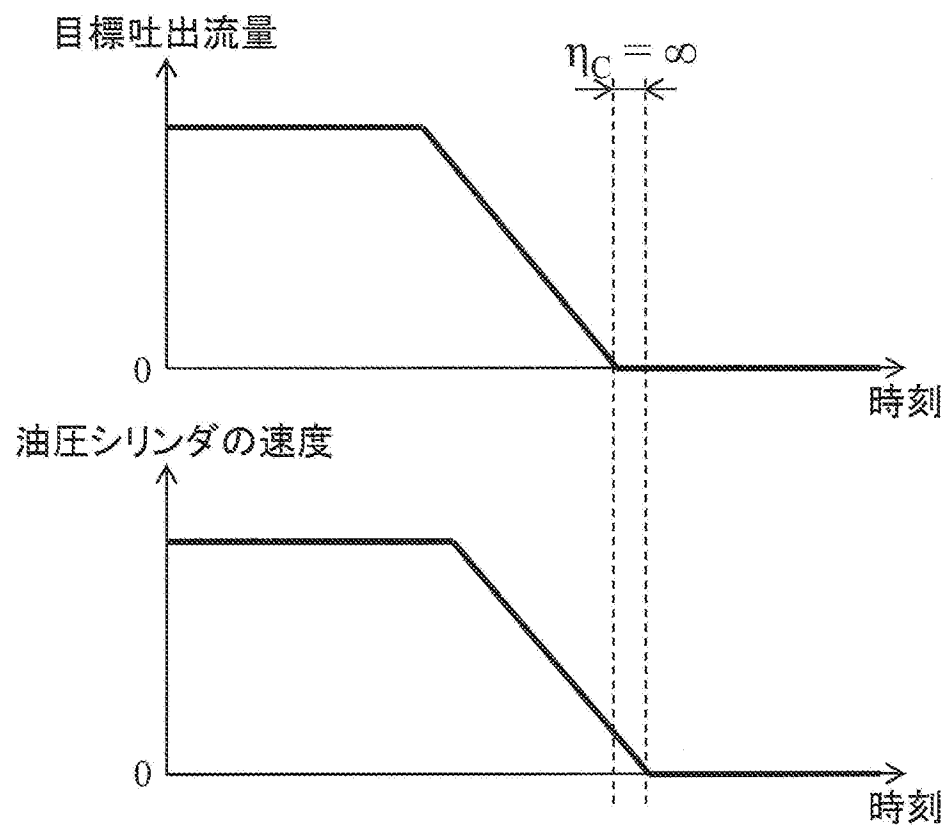
[図5]



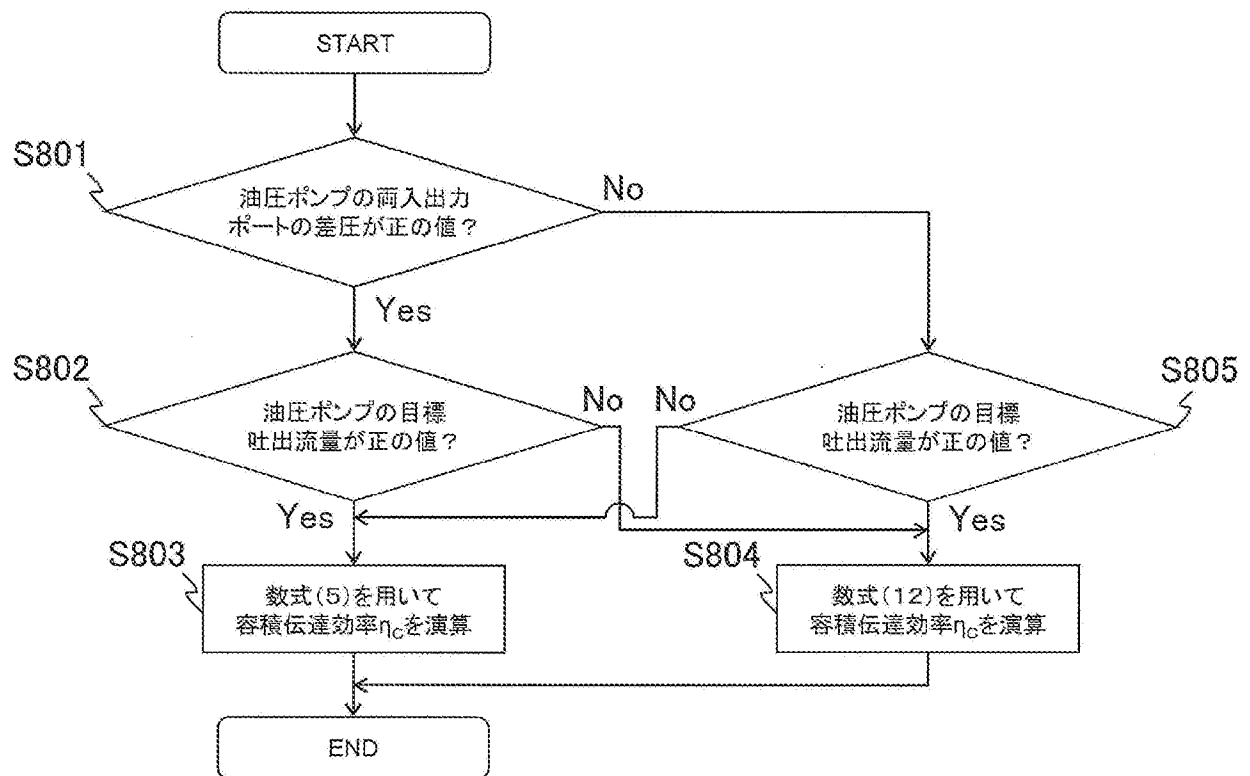
[図6]



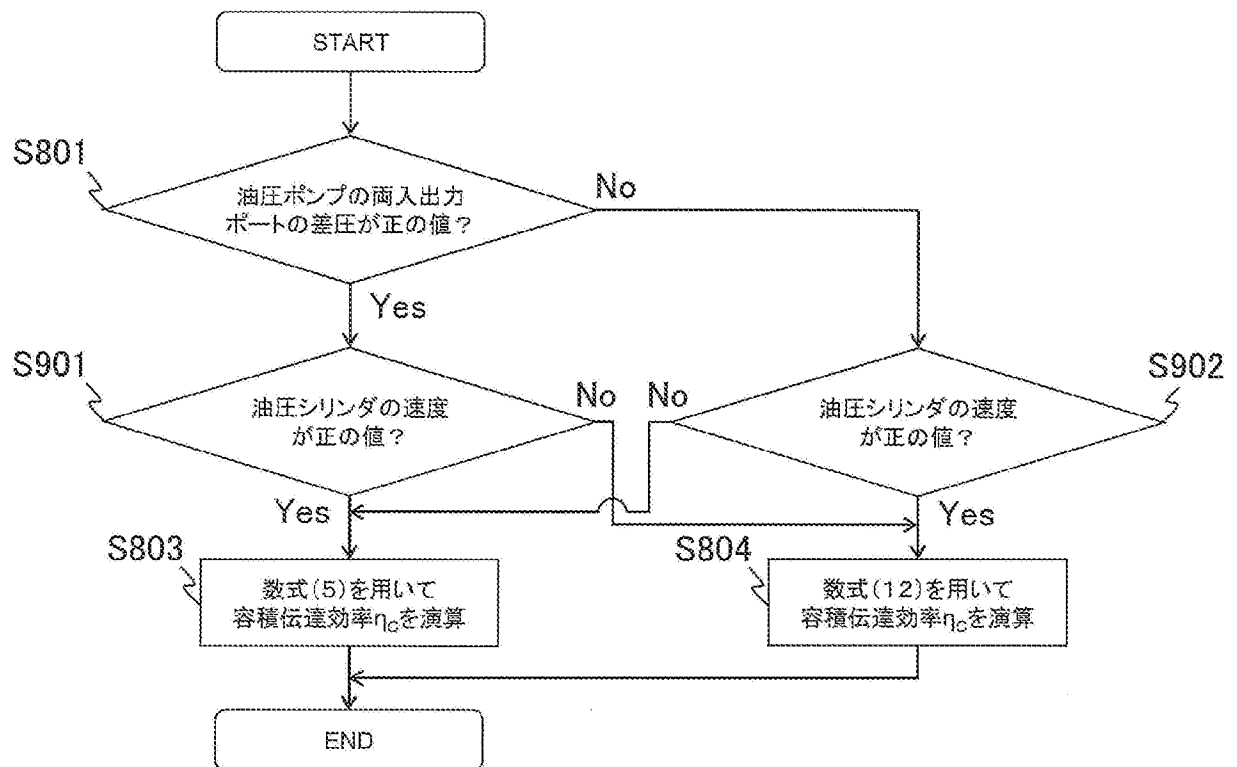
[図7]



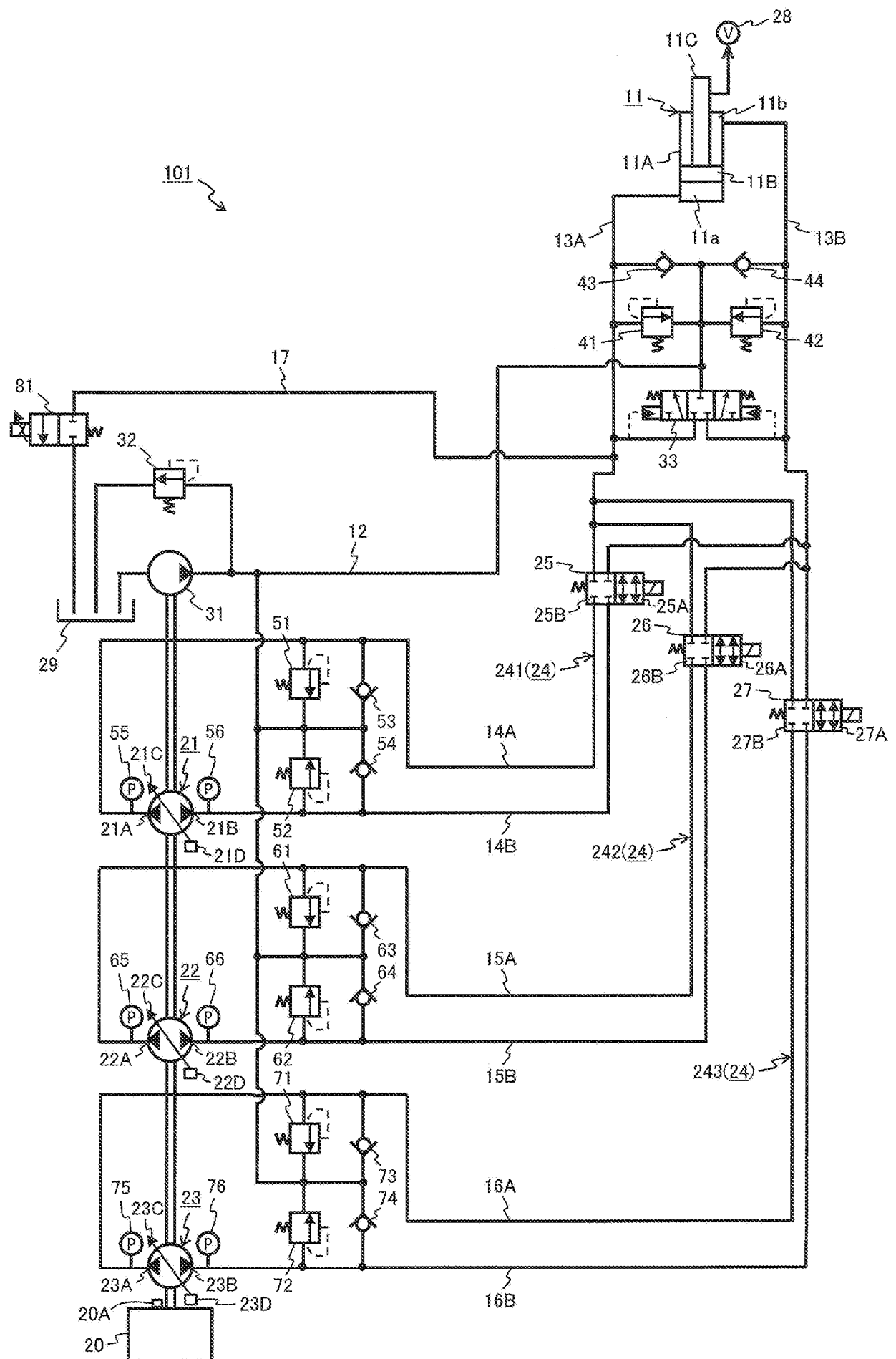
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/075240

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04B49/10(2006.01)i, F04B51/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04B49/10, F04B51/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2001-241384 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 07 September 2001 (07.09.2001), paragraphs [0051] to [0085]; fig. 1 (Family: none)	1, 4 2-3, 5
Y	JP 2000-205141 A (Caterpillar Inc.), 25 July 2000 (25.07.2000), paragraph [0013] (Family: none)	1, 4

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
18 November 2016 (18.11.16)

Date of mailing of the international search report
29 November 2016 (29.11.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/075240

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 10-54370 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 24 February 1998 (24.02.1998), paragraphs [0016] to [0018] & US 6055851 A column 7, lines 1 to 63 & WO 1998/006946 A1	4
A	JP 60-175790 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 09 September 1985 (09.09.1985), page 2, lower right column, line 3 to page 3, upper right column, line 7 (Family: none)	1-5
A	JP 2003-301810 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 24 October 2003 (24.10.2003), paragraph [0033] (Family: none)	1-5
A	JP 62-20681 A (Nippon Steel Corp.), 29 January 1987 (29.01.1987), page 1, lower right column, lines 7 to 16 (Family: none)	4

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04B49/10(2006.01)i, F04B51/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04B49/10, F04B51/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2001-241384 A (日立建機株式会社) 2001.09.07, 段落 [0051] - [0085], 図1 (ファミリーなし)	1, 4 2-3, 5
Y	JP 2000-205141 A (キャタピラー インコーポレイテッド) 2000.07.25, 段落 [0013] (ファミリーなし)	1, 4
Y	JP 10-54370 A (日立建機株式会社) 1998.02.24, 段落[0016]-[0018] & US 6055851 A, 第7欄1-63行 & WO 1998/006946 A1	4

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18.11.2016

国際調査報告の発送日

29.11.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

田谷 宗隆

30

3518

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 60-175790 A (日立建機株式会社) 1985.09.09, 公報 2 ページ右下欄 3 行-3 ページ右上欄 7 行 (ファミリーなし)	1 - 5
A	JP 2003-301810 A (新キャタピラー三菱株式会社) 2003.10.24, 段落 [0033] (ファミリーなし)	1 - 5
A	JP 62-20681 A (新日本製鐵株式会社) 1987.01.29, 公報 1 ページ右下欄 7-16 行 (ファミリーなし)	4