

(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
2014 年 6 月 26 日(26.06.2014)



(10) 国際公開番号

WO 2014/097693 A1

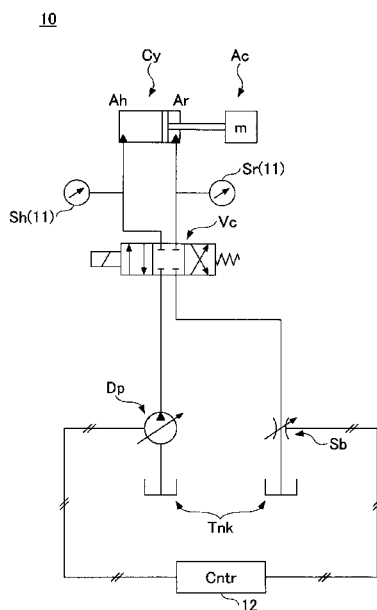
- (51) 国際特許分類:
F15B 11/028 (2006.01) *F15B 11/00* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/074526
- (22) 国際出願日: 2013 年 9 月 11 日(11.09.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-277346 2012 年 12 月 19 日(19.12.2012) JP
特願 2012-277347 2012 年 12 月 19 日(19.12.2012) JP
- (71) 出願人: 住友重機械工業株式会社 (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒1416025 東京都品川区大崎二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 渋川 崇 (SHIBUKAWA, Takashi); 〒2378555 神奈川県横須賀市夏島町 1 9 番地 住友重機械工業株式会社 横須賀製造所内 Kanagawa (JP). 市原 浩一 (ICHIHARA, Koichi); 〒2378555 神奈川県横須賀市夏島町 1 9 番地 住友重機械工業株式会社 横須賀製造所内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 伊東 忠重, 外(ITO, Tadashige et al.); 〒1000005 東京都千代田区丸の内二丁目 1 番 1 号 丸の内 M Y P L A Z A (明治安田生命ビル) 1 6 階 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, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, 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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (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).

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC CIRCUIT AND METHOD FOR CONTROLLING SAME

(54) 発明の名称: 油圧回路及びその制御方法

[図3]



(57) Abstract: Provided is a hydraulic circuit for controlling the operation of a hydraulic cylinder, the hydraulic circuit having: a hydraulic pump for discharging hydraulic fluid fed to the hydraulic cylinder; a detection means for detecting the back pressure of the hydraulic cylinder; and a control means for controlling, on the basis of the back pressure detected by the detection means, the flow rate of the hydraulic fluid discharged from the hydraulic cylinder.

(57) 要約: 油圧シリンダの動作を制御する油圧回路であって、前記油圧シリンダに供給される圧油を吐出する油圧ポンプと、前記油圧シリンダの背圧を検出する検出手段と、前記検出手段が検出した前記背圧に基づいて、前記油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御する制御手段とを有する、油圧回路を提供する。

WO 2014/097693 A1



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：油圧回路及びその制御方法

技術分野

[0001] 本発明は、油圧回路及びその制御方法に関する。

背景技術

[0002] 油圧回路には、油圧ポンプから吐出される圧油を用いて、油圧シリンダを駆動するものがある。また、油圧回路には、方向制御弁及び絞り弁を用いて、油圧シリンダに供給される圧油を制御するものがある。

[0003] 特許文献１では、油圧回路を備える建設機械において、操作レバーによって入力された操作量に基づいて、油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）の速度（動作）を操作（制御）する技術を開示している。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献１：特開２００３－２２７５０１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献１に開示されている技術では、油圧シリンダの駆動に必要な圧油と余剰分の圧油とを油圧ポンプから吐出して、急操作が行われた場合の衝撃や振動を低減する。しかしながら、特許文献１に開示されている技術では、余剰分の圧油をタンクに排出するため、排出した圧油に応じてエネルギー損失が発生する。

[0006] 例えば図１に示す油圧回路１０Ｅ１では、メータイン・メータアウト絞りを備えた方向制御弁ＶｃＥを用いて油圧シリンダＣｙＥに供給する圧油を制御し、アクチュエータＡｃＥの速度を制御する。このため、油圧回路１０Ｅ１では、メータイン側の圧力降下によって、エネルギー損失が発生する。

[0007] また、例えば図２に示す油圧回路１０Ｅ２では、メータアウト制御のために油圧シリンダＣｙＥの供給側の油圧をアクチュエータＡｃＥの駆動に必要な

な圧力より高くする。しかしながら、油圧回路 10E2 では、リリーフ弁 V_t で圧力を設定するため、リリーフ弁 V_t から排出される圧油のエネルギーを損失する。

[0008] 本発明は、このような事情の下に為され、油圧シリンダの動作を制御する油圧回路であって、油圧シリンダの背圧を検出することによって、油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御することができる油圧回路又はその制御方法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

[0009] 本発明の一の態様によれば、油圧シリンダの動作を制御する油圧回路であって、前記油圧シリンダに供給される圧油を吐出する油圧ポンプと、前記油圧シリンダの背圧を検出する検出手段と、前記検出手段が検出した前記背圧に基づいて、前記油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御する制御手段とを有する、油圧回路が提供される。また、本発明は、上記の油圧回路であって、前記油圧シリンダが複数ある場合に、前記制御手段は、各油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された各絞り弁の開度を、複数の前記油圧シリンダの最も高い入口圧及び各油圧シリンダの背圧に基づいて制御する、油圧回路であってもよい。

[0010] また、本発明の他の態様によれば、油圧シリンダの動作を制御する油圧回路の制御方法であって、油圧ポンプの動作を制御し、吐出される圧油の流量を制御する圧油供給ステップと、吐出された前記圧油を前記油圧シリンダに供給する駆動ステップと、前記油圧シリンダの背圧を検出する検出ステップと、検出した前記背圧に基づいて、数式 $A_s = Q_{out} / (C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$ を用いて前記油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された絞り弁の開度 A_s を算出し、算出した前記開度 A_s に基づいて該絞り弁を制御し、ここで、上記数式の Q_{out} は前記油圧ポンプの吐出する圧油が油圧シリンダの流入側に供給されたときに前記油圧シリンダの排出側から排出される流量であり、 C_d は流量係数であり、 ρ は圧油の密度であり、 P_b は検出した前記背圧である、制御ステップとを含む、油圧回路の制御方法が提供される。ま

た、本発明は、上記の制御方法であって、前記検出ステップは、各油圧シリンダの入口圧を更に検出し、前記制御ステップは、各油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された各絞り弁の開度を、前記検出ステップで検出した入口圧の最も高い入口圧及び各油圧シリンダの背圧に基づいて制御する、油圧回路の制御方法であってもよい。

発明の効果

[0011] 本発明に係る油圧回路又はその制御方法によれば、油圧シリンダの背圧に基づいて油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御することによって、油圧ポンプから吐出される圧油のエネルギー損失を低減することができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]油圧回路の一例を示す概略構成図である。

[図2]油圧回路の一例を示す概略構成図である。

[図3]本発明の第1の実施の形態に係る油圧回路の一例を示す概略構成図である。

[図4A]本発明の第1の実施の形態に係る油圧回路の制御の一例を説明するブロック線図である。

[図4B]本発明の第1の実施の形態に係る油圧回路の制御の一例を説明するブロック線図である。

[図4C]本発明の第1の実施の形態に係る油圧回路の油圧シリンダの一例を説明する概略構成図である。

[図5]本発明の第1の実施の形態の変形例に係る建設機械の一例を示す概略外観図である。

[図6]本発明の第2の実施の形態に係る油圧回路の一例を示す概略構成図である。

[図7A]本発明の第2の実施の形態に係る油圧回路の油圧ポンプの制御の一例を説明するブロック線図である。

[図7B]本発明の第2の実施の形態に係る油圧回路の油圧シリンダの一例を説明する概略構成図である。

[図8A]本発明の第2の実施の形態に係る油圧回路の絞り弁の制御の一例を説明するブロック線図である。

[図8B]本発明の第2の実施の形態に係る油圧回路の絞り弁の制御の一例を説明する数式である。

[図9]油圧回路の一例を示す概略構成図である。

発明を実施するための形態

[0013] 添付の図面を参照しながら、本発明の限定的でない例示の実施の形態について説明する。なお、添付の全図面の中の記載で、同一又は対応する部材又は部品には、同一又は対応する参照符号を付し、重複する説明を省略する。また、図面は、部材もしくは部品間の相対比を示すことを目的としない。したがって、具体的な寸法は、以下の限定的でない実施の形態に照らし、当業者により決定することができる。

[0014] (第1の実施の形態)

以後に、第1の実施の形態に係る油圧回路10を用いて、本発明を説明する。本実施の形態に係る油圧シリンダの動作を制御する油圧回路10は、油圧シリンダの背圧を検出することによって、油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御する。すなわち、本実施の形態に係る油圧回路10は、油圧シリンダの背圧に基づいて油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御することによって、油圧ポンプから吐出される圧油のエネルギー損失を低減する。なお、本発明は、本実施の形態以外でも、油圧シリンダの背圧を検出する油圧回路であって、検出した背圧に基づいて油圧ポンプを制御するものであれば、いずれのものにも用いることができる。

[0015] (油圧回路)

図3を用いて、本発明の第1の実施の形態に係る油圧回路10を説明する。ここで、図3に記載した実線は、油路（圧油の通路）を示す。また、／／を付加している実線は、電気制御系を示す。なお、本発明を適用することができる油圧回路は、図3に示すものに限定されない。すなわち、油圧シリンダの背圧を検出する検出手段（後述）を備える油圧回路であれば、いずれの

油圧回路にも本発明を適用することができる。

[0016] 図3に示すように、油圧回路10は、本実施の形態では、圧油（作動油）を吐出する油圧ポンプDpと、油圧ポンプDpから吐出された圧油を供給される方向制御弁Vcと、方向制御弁Vcを経由して圧油（作動油）を供給（流入）される油圧シリンダCyと、油圧シリンダCyから流出される圧油（油圧アクチュエータAcからの戻り油）を排出されるタンクTnkとを有する。また、油圧回路10は、油圧シリンダCyに供給される圧油の圧力（以下、「駆動圧」という。）を検出する検出手段11と、油圧シリンダCyから排出される圧油の油路に配置された絞り弁Sbとを更に有する。更に、油圧回路10は、油圧ポンプDp及び絞り弁Sb、並びに、検出手段11などを制御する制御手段12と、油圧回路10外部から油圧回路10の動作に関する情報を入力する操作手段（不図示）と、を有する。

[0017] 本実施の形態に係る油圧回路10は、油圧ポンプDpの動作を制御することによって、油圧ポンプDpから吐出した圧油を方向制御弁Vcに供給（入力）する。また、油圧回路10は、方向制御弁Vcの動作を制御することによって、方向制御弁Vcから油圧シリンダCyに供給（流入）する圧油（作動油）の流量及び方向を制御する。更に、油圧回路10は、本実施の形態では、検出手段11を用いて検出した駆動圧（例えば油圧シリンダCyの背圧）に基づいて、油圧ポンプDpが吐出する圧油の流量及び絞り弁Sbの開度などを制御する。

[0018] 油圧ポンプDpは、油圧シリンダCyに流入する圧油（油圧アクチュエータAcに供給する作動油）を吐出するものである。油圧ポンプDpは、本実施の形態では、吐出する圧油の流量を変化することができる可変ポンプを用いる。油圧ポンプDpは、後述する制御手段12の入力信号などに基づいて、吐出する圧油の流量を変化する。なお、油圧ポンプDpは、図示しない動力源（原動機、エンジン、モータなど）の出力軸に機械的に接続された構成であって、動力源の動力を用いて圧油を吐出する構成であってもよい。

[0019] 方向制御弁Vcは、油圧シリンダCyに供給する圧油（作動油）を制御す

るものである。方向制御弁 V_c は、本実施の形態では、不図示のリモコン回路から入力されるリモコン圧（又は後述する制御手段 12 の入力信号）に基づいて、油圧シリンダ C_y に供給（流入）する圧油の流れ方向を制御する。

[0020] 具体的には、方向制御弁 V_c （のスプールの形状等）は、油圧シリンダ C_y に圧油（作動油）を供給するための内部通路、及び、油圧シリンダ C_y からの戻り油をタンク $T_n k$ に排出するための内部通路を備える。方向制御弁 V_c は、入力されたりモコン圧に応じてそのスプール位置を切り替えられ、その内部通路の経路を変化される。方向制御弁 V_c は、例えばオペレータが操作した操作レバー（後述する操作手段）の操作に応じたりモコン圧を入力されて、油圧シリンダ C_y に供給する圧油（作動油）の流れ方向（操作方向）を変化される。なお、本発明に用いることができる方向制御弁のスプールの形状等は図 3 に示すものに限定されるものではない。

[0021] 油圧シリンダ C_y は、その伸縮動作によって油圧アクチュエータ A_c を駆動するものである。油圧シリンダ C_y は、本実施の形態では、方向制御弁 V_c から供給された圧油（作動油）を用いて、長手方向に伸縮する。これにより、油圧シリンダ C_y は、油圧アクチュエータ A_c （例えば後述する変形例のブーム 21、アーム 22 及びバケット 23（図 5））を駆動する。なお、油圧シリンダ C_y からの戻り油（作動油）は、方向制御弁 V_c 等を介して、タンク $T_n k$ 等に排出される。

[0022] 本実施の形態に用いることができる油圧シリンダ C_y は、シリンダ容器とピストン等で構成することができる。油圧シリンダ C_y は、ヘッド側（ボトム側、押し側）のチャンバ及びロッド側（引き側）のチャンバに作動油（圧油）を供給される。油圧シリンダ C_y は、ヘッド側に作動油を供給された場合に、内蔵するピストン等を押し方向に移動して、長手方向（例えば後述する図 4 C の x ）に伸張する。また、油圧シリンダ C_y は、ロッド側に作動油を供給された場合に、内蔵するピストン等を引き方向に移動して、長手方向（例えば後述する図 4 C の x の逆方向）に縮小する。

[0023] 絞り弁 S_b は、油圧シリンダ C_y から排出された圧油（油圧アクチュエー

タ A c からの戻り油) の流量を制御するものである。絞り弁 S b は、油圧シリンダ C y から排出される圧油の油路に配置される。絞り弁 S b は、本実施の形態では、後述する制御手段 1 2 の入力信号に基づいて、その開度を変化される。すなわち、絞り弁 S b は、その開度を変化することによって、その油路の流量を変化させることができる。

[0024] 検出手段 1 1 は、油圧シリンダ C y の駆動圧を検出する手段である。検出手段 1 1 は、本実施の形態では、油圧シリンダ C y のヘッド側に供給された圧油の駆動圧（以下、「ヘッド圧 P_h 」という）を検出する圧力センサ S h と、油圧シリンダ C y のロッド側に供給された駆動圧（以下、「ロッド圧 P_r 」という）を検出する圧力センサ S r と、を備える。すなわち、検出手段 1 1 は、油圧シリンダ C y のヘッド側及びロッド側に夫々供給された圧油のヘッド圧 P_h 及びロッド圧 P_r を夫々検出することができる。

[0025] 以後の説明において、油圧回路 1 0 では、油圧シリンダ C y を伸長方向（後述する図 4 C の x）に駆動するとき、ロッド圧 P_r が油圧シリンダ C y の背圧 P_b となる。油圧シリンダ C y を縮小方向（後述する図 4 C の x の逆方向）に駆動するとき、ヘッド圧 P_h が油圧シリンダ C y の背圧 P_b となる。

[0026] 制御手段 1 2 は、油圧回路 1 0 全体の動作を制御する手段である。制御手段 1 2 は、油圧回路 1 0 に入力される情報に応じて、油圧ポンプ D p 及び絞り弁 S b、並びに、検出手段 1 1 などを制御する。

[0027] 具体的には、制御手段 1 2 は、本実施の形態では、油圧シリンダ C y の作動状態を設定する操作手段（後述）の操作量（及び操作方向）に応じて油圧シリンダ C y の目標速度を設定し、この目標速度に基づいて、油圧ポンプ D p が吐出する圧油の流量を制御する。また、制御手段 1 2 は、この目標速度及び検出手段 1 1 が検出した背圧 P_b に基づいて、絞り弁 S b の開度を制御する。制御手段 1 2 は、例えば油圧回路 1 0 を建設機械に搭載する場合（後述する変形例）には、オペレータが操作した操作レバー（操作手段）の操作量（及び操作方向）に応じて、油圧ポンプ D p 及び絞り弁 S b 等を制御する。なお、制御手段 1 2 が背圧 P_b に基づいて絞り弁 S b の開度等を制御する方法

は、後述する（油圧回路の制御方法）で説明する。

[0028] 制御手段12は、例えば油圧回路10を建設機械に搭載する場合には、建設機械の動作を制御するために予め備えられたコントローラを利用してもよい。ここで、コントローラは、CPU及びメモリ（ROM、RAMなど）等を含む演算処理装置で構成することができる。

[0029] 操作手段は、油圧回路10外部から油圧回路10の動作に関する情報（以下、「操作信号」という）を入力する手段である。操作手段は、本実施の形態では、操作信号として、油圧シリンダCyの作動状態を設定する情報などを入力する。操作手段は、例えば油圧回路10を建設機械に搭載する場合（後述する変形例）には、オペレータが操作する操作レバーである。

[0030] （油圧回路の制御方法）

本発明の実施の形態に係る油圧回路10の制御方法を、図4A乃至4Cを用いて説明する。なお、本発明に係る油圧回路10の制御方法は、以下に説明する方法に限定されるものではない。

[0031] 図4Aに示すように、油圧回路10は、先ず、ブロックB41において、圧油供給ステップとして、油圧ポンプDpから吐出する圧油の流量を算出する。油圧回路10は、制御手段12を用いて、例えば「入力信号Pi（操作手段の操作量（及び操作方向）を示す信号）」に「所定の係数Ki」を乗算することで、「速度指令Vref（目標速度）」を算出する。その後、油圧回路10は、ブロックB42に進む。

[0032] 次に、ブロックB42において、油圧回路10は、圧油供給ステップとして、油圧ポンプDpへの「指令流量Qref」を算出する。油圧回路10は、制御手段12を用いて、ブロックB41で算出した「速度指令Vref」に油圧シリンダCyの受圧面積（Ah、Ar）を乗算することで、「指令流量Qref」を算出することができる。その後、油圧回路10は、ブロックB43に進む。

[0033] 具体的には、制御手段12（油圧回路10）は、移動方向が正方向（油圧シリンダCyの伸張方向、後述する図4Cのx）の場合には、次式に示すように、油圧シリンダCyの「ヘッド側の受圧面積Ah」と「速度指令Vref」

との積を油圧ポンプD pの「指令流量 Q_{ref} 」として算出する。

[0034] (数1 a)

$$Q_{ref} = A_h \times V_{ref} \quad (V_{ref} \geq 0)$$

また、制御手段12（油圧回路10）は、移動方向が負方向（油圧シリンダC yの縮小方向、図4 Cのxの逆方向）の場合には、次式に示すように、油圧シリンダC yの「ロッド側の受圧面積 A_r 」と「速度指令 V_{ref} 」の絶対値との積を油圧ポンプD pの「指令流量 Q_{ref} 」として算出する。なお、ここで絶対値としているのは、入力信号 P_i が符号により操作方向を示すような信号としているため、速度指令 V_{ref} も符号付きの値となるためである。よって、入力信号 P_i とは別に操作方向を示す信号を設けて、入力信号 P_i が操作量を常に正值で表すようにすれば絶対値としなくてもよい。

[0035] (数1 b)

$$Q_{ref} = A_r \times |V_{ref}| \quad (V_{ref} < 0)$$

次いで、ブロックB 4 3において、油圧回路10は、圧油供給ステップとして、制御手段12を用いて、算出した「指令流量 Q_{ref} 」を油圧ポンプD pに入力して、油圧ポンプD pから圧油を吐出する動作を制御する。また、油圧回路10は、駆動ステップとして、制御手段12を用いて、油圧ポンプD pから吐出された圧油を油圧シリンダC yに供給して、油圧アクチュエータA cを駆動する。その後、油圧回路10は、ブロックB 4 4に進む。

[0036] 図4 Bに示すように、ブロックB 4 4において、油圧回路10は、検出ステップとして、検出手段11を用いて、油圧シリンダC yに供給された圧油の背圧 P_b を検出する。また、油圧回路10は、制御ステップとして、検出した背圧 P_b を用いて、「値 $(C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$ 」を算出する。算出後、油圧回路10は、ブロックB 4 5に進む。

[0037] ここで、制御手段12は、移動方向が正方向の場合には、背圧 P_b をロッド側のロッド圧 P_r とする。制御手段12は、移動方向が負方向の場合には、背圧 P_b をヘッド側のヘッド圧 P_h とする。また、「値 $(C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$ 」の C_d は流量係数である。 ρ は圧油の密度である。

[0038] ブロック B 4 5 において、油圧回路 1 0 は、制御ステップとして、制御手段 1 2 を用いて、絞り弁 S b の開度 A_s を算出する。具体的には、制御手段 1 2 は、先ず、移動方向が正方向の場合には、次式に示すように、ロッド側の「受圧面積 A_r 」と「速度指令 V_{ref} 」との積をロッド側からの「排出流量 Q_{out} 」とする。

[0039] (数 2 a)

$$Q_{out} = A_r \times V_{ref} \quad (V_{ref} \geq 0)$$

また、制御手段 1 2 は、移動方向が負方向の場合には、次式に示すように、ヘッド側の「受圧面積 A_h 」と「速度指令 V_{ref} 」の絶対値との積をヘッド側からの「排出流量 Q_{out} 」とする。なお、ここで絶対値としているのは、入力信号 P_i が符号により操作方向を示すような信号としているため、速度指令 V_{ref} も符号付きの値となるためである。よって、入力信号 P_i とは別に操作方向を示す信号を設けて、入力信号 P_i が操作量を常に正值で表すようにすれば絶対値としなくてもよい。

[0040] (数 2 b)

$$Q_{out} = A_h \times |V_{ref}| \quad (V_{ref} < 0)$$

次いで、制御手段 1 2 は、次式に示すように、「排出流量 Q_{out} 」をブロック B 4 4 で算出した「値 $(C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$ 」で割算した値を開度 A_s に対応する「指令開度 A_{ref} 」とする。

[0041] (数 3)

$$A_{ref} = Q_{out} / (C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$$

その後、油圧回路 1 0 は、ブロック B 4 6 に進む。

[0042] ブロック B 4 6 において、油圧回路 1 0 は、制御ステップとして、算出した「指令開度 A_{ref} 」を絞り弁 S b に入力し、絞り弁 S b の開度 A_s を制御する。これにより、油圧回路 1 0 (制御手段 1 2) は、絞り弁 S b の開度 A_s を変化させ、油圧シリンダ C y から排出される圧油の流量を制御することができる。

[0043] 油圧回路 1 0 は、ブロック B 4 4 で検出した「背圧 P_b 」に基づいて、油圧

ポンプD pの吐出流量を更に制御（変更）してもよい。また、油圧回路10は、ブロックB46で算出した「指令開度 A_{ref} 」を更に用いて、油圧ポンプD pの吐出流量を制御してもよい。更に、油圧回路10は、所定のマップ等を更に用いて、油圧ポンプD pの吐出流量を制御してもよい。これにより、油圧回路10は、油圧ポンプD pの吐出流量を最適化することができ、余剰分の圧油の流量を削減することができる。また、油圧回路10は、油圧ポンプD pの吐出流量を最適化することができるので、余剰分の圧油が排出されることによるエネルギー損失を低減することができる。

[0044] 以上により、本実施の形態に係る油圧回路10によれば、検出した油圧シリンダC yの背圧 P_b に基づいて、絞り弁S b（メータアウト弁）の開度を制御することができる。また、油圧回路10によれば、可変ポンプD pを用いて、油圧シリンダC yの背圧 P_b 及び絞り弁S bの開度に対応する流量の圧油を吐出することができる。すなわち、油圧回路10によれば、油圧シリンダC yの背圧 P_b 及び絞り弁S bの開度に基づいて圧油の流量を最適化することができるので、余剰分の圧油が排出されることを低減し、余剰分の圧油が排出されることによって発生するエネルギー損失を低減することができる。

[0045] （第1の実施の形態の変形例）

第1の実施の形態に係る油圧回路10を含む建設機械100の変形例を用いて、本発明を説明する。なお、本発明は、本変形例以外でも、油圧シリンダの背圧を検出する油圧回路を備える機械であって、検出した背圧に基づいて油圧シリンダからの排出流量を制御するものであれば、いずれのものにも用いることができる。また、本発明を用いることができる建設機械には、油圧ショベル、クレーン車、ブルドーザ、ホイールローダ及びダンプトラック、並びに、杭打ち機、杭抜き機、ウォータージェット、泥排水処理設備、グラウトミキサ、深礎工用機械及びせん孔機械などが含まれる。

[0046] （建設機械の構成）

図5を用いて、本変形例に係る建設機械100の概略構成を説明する。

[0047] 図5に示すように、建設機械100は、油圧アクチュエータA cとして、

上部旋回体 20Up に基端部を軸支されたブーム 21 と、ブーム 21 の先端に軸支されたアーム 22 と、アーム 22 の先端に軸支されたバケット 23 とを備える。また、建設機械 100 は、油圧シリンダ Cy として、ブーム 21 を駆動するブームシリンダ 21c と、アーム 22 を駆動するアームシリンダ 22c と、バケット 23 を駆動するバケットシリンダ 23c とを備える。

[0048] 建設機械 100 は、油圧回路 10 を用いて、ブームシリンダ 21c に作動油（圧油）を供給することによって、ブームシリンダ 21c を長手方向に伸縮する。このとき、ブーム 21 は、ブームシリンダ 21c の伸縮によって、上下方向に駆動される。また、建設機械 100 は、コントローラ（制御手段 12）を用いて、オペレータ（運転者、作業者）の操作レバー（操作手段）の操作量（及び操作方向）に応じてブーム用方向制御弁を制御し、ブームシリンダ 21c に供給される作動油を制御する。この結果、建設機械 100 は、オペレータの操作レバーの操作量等に応じて、所望の作業を実施する。

[0049] また、建設機械 100 は、ブーム 21 の場合と同様に、アームシリンダ 22c 及びバケットシリンダ 23c の伸縮によって、アーム 22 及びバケット 23 を駆動する。建設機械 100 は、ブームシリンダ 21c の場合と同様に、アーム用方向制御弁及びバケット用方向制御弁によって、アームシリンダ 22c 及びバケットシリンダ 23c に供給される作動油を制御する。

[0050] 更に、建設機械 100 は、車輪及び旋回装置等（例えば下部走行体 20Dw）を用いて、建設機械 100 本体の走行（前後左右の移動）及び回転（旋回など）を行う。また、建設機械 100 は、走行用の方向制御弁などを用いて、オペレータの操作レバーの操作量などに応じて、建設機械 100 の走行などを実施する。

[0051] （建設機械の油圧回路の制御方法）

本変形例に係る建設機械 100 の油圧回路の制御方法は第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 の制御方法と基本的に同様ため、説明を省略する。

[0052] 以上により、本変形例に係る建設機械 100 によれば、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と同様の効果を得ることができる。

[0053] (比較例 1)

比較例 1 に係る油圧回路 10E1 を図 1 に示す。

[0054] 図 1 に示すように、本比較例に係る油圧回路 10E1 は、メータイン・メータアウト絞りを備えた方向制御弁 VcE を用いて油圧シリンダ CyE に供給する圧油を制御し、アクチュエータ AcE の動作を制御する。このため、油圧回路 10E1 では、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と比較して、メータイン側の圧力降下によってエネルギー損失が増大する。また、油圧回路 10E1 では、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と比較して、方向制御弁の構造が複雑になる。更に、油圧回路 10E1 では、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と比較して、方向制御弁の構造が複雑になるため、方向制御弁の内部通路の圧力損失が増大するおそれがある。

[0055] (比較例 2)

比較例 2 に係る油圧回路 10E2 を図 2 に示す。

[0056] 図 2 に示すように、本比較例に係る油圧回路 10E2 は、メータアウト制御のために油圧シリンダ CyE の供給側の油圧をアクチュエータ AcE の駆動に必要な圧力より高くする。すなわち、油圧回路 10E2 では、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と比較して、リリーフ弁 Vt で圧力を設定するため、リリーフ弁 Vt から排出される圧油のエネルギー損失が増大する。また、油圧回路 10E2 では、第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と比較して、リリーフ弁 Vt から圧油を排出するため、油圧ポンプ P の吐出流量が増大する。

[0057] (第 2 の実施の形態)

第 2 の実施の形態に係る油圧回路 30 を用いて、本発明を説明する。なお、本実施の形態に係る油圧回路は、複数の油圧シリンダを制御すること以外は第 1 の実施の形態に係る油圧回路 10 と同様のため、異なる部分を主に説明する。

[0058] 本実施の形態に係る複数の油圧シリンダの動作を制御する油圧回路は、油圧ポンプから吐出された圧油を分流して、高負荷側及び低負荷側の油圧シリ

シリンダ（油圧アクチュエータ）を同時駆動（同時操作）する。また、本実施の形態に係る油圧回路 30 は、油圧シリンダが複数ある場合に、制御手段を用いて、各油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された各絞り弁の開度を、複数の油圧シリンダの最も高い入口圧及び各油圧シリンダの背圧に基づいて制御する。すなわち、本実施の形態に係る油圧回路 30 は、油圧シリンダの駆動圧（入口圧）を更に用いて油圧ポンプ及び絞り弁（メータアウト弁）を制御することによって、複数の油圧シリンダを同時駆動すること及びエネルギー損失を低減することを両立する。なお、本発明は、本実施の形態以外でも、油圧シリンダの駆動圧に基づいて油圧ポンプ及び絞り弁（メータアウト弁）を制御する油圧回路であって、複数の油圧シリンダを同時駆動させるものであれば、いずれのものにも用いることができる。また、図 6 に示す油圧回路 30 は 2 個の油圧シリンダ（油圧アクチュエータ）を備えるが、本発明は 3 個以上の油圧シリンダを備える油圧回路に適用してもよい。

[0059] （油圧回路）

図 6 を用いて、第 2 の実施の形態に係る油圧回路 30 を説明する。ここで、図 6 に記載した実線は、油路（圧油の通路）を示す。また、／／を付加している実線は、電気制御系を示す。

[0060] 図 6 に示すように、油圧回路 30 は、本実施の形態では、圧油（作動油）を吐出する油圧ポンプ D p と、油圧ポンプ D p から吐出された圧油を供給される 2 個の方向制御弁 V c と、方向制御弁 V c を経由して圧油（作動油）を供給（流入）される 2 個の油圧シリンダ C y と、油圧シリンダ C y から流出される圧油（油圧アクチュエータ A c からの戻り油）などを排出されるタンク T n k とを有する。また、油圧回路 30 は、油圧シリンダ C y に供給される圧油の圧力（以下、「駆動圧」という。）を検出する 2 対の検出手段 31 と、油圧シリンダ C y から排出される圧油の油路に配置された 2 個の絞り弁 S b とを更に有する。更に、油圧回路 30 は、油圧ポンプ D p 及び絞り弁 S b、並びに、検出手段 31などを制御する制御手段 32 と、油圧回路 30 外部から油圧回路 30 の動作に関する情報を入力する操作手段（不図示）と、

を有する。

[0061] 本実施の形態に係る油圧回路30は、油圧ポンプDpの動作を制御することによって、油圧ポンプDpから吐出した圧油を方向制御弁Vcに供給（入力）する。また、油圧回路30は、方向制御弁Vcの動作を制御することによって、方向制御弁Vcから油圧シリンダCyに供給（流入）する圧油（作動油）の方向を制御する。更に、油圧回路30は、本実施の形態では、検出手段31を用いて検出した駆動圧（例えば油圧シリンダCyの入口圧と背圧）に基づいて、油圧ポンプDpが吐出する圧油の流量及び絞り弁Sbの開度などを制御する。

[0062] 油圧ポンプDpは、油圧シリンダCyに流入する圧油（油圧アクチュエータAcに供給する作動油）を吐出するものである。油圧ポンプDpは、本実施の形態では、吐出する圧油の流量を変化することができる可変ポンプを用いる。油圧ポンプDpは、後述する制御手段32の入力信号などに基づいて、吐出する圧油の流量を変化する。また、油圧回路30は、油圧ポンプDpから吐出された圧油を分流して、後述する2個の油圧シリンダCyに夫々供給する。なお、油圧ポンプDpは、図示しない動力源（原動機、エンジン、モータなど）の出力軸に機械的に接続された構成であって、動力源の動力を用いて圧油を吐出する構成であってもよい。

[0063] 方向制御弁Vcは、油圧シリンダCyに供給する圧油（作動油）を制御するものである。方向制御弁Vcは、本実施の形態では、後述する2個の油圧シリンダCyに供給する圧油を夫々制御する2個の方向制御弁Vc1、Vc2を備える。

[0064] また、方向制御弁Vcは、不図示のリモコン回路から入力されるリモコン圧（又は後述する制御手段32の入力信号）に基づいて、油圧シリンダCyに供給（流入）する圧油の流れ方向を制御する。具体的には、方向制御弁Vc（のスプールの形状等）は、油圧シリンダCyに圧油（作動油）を供給するための内部通路、及び、油圧シリンダCyからの戻り油をタンクTankに排出するための内部通路を備える。方向制御弁Vcは、入力されたりモコン

圧に応じてそのスプール位置を切り替えられ、その内部通路の経路を変化される。方向制御弁V_cは、例えばオペレータが操作した操作レバー（後述する操作手段）の操作に応じたりモコン圧を入力されて、油圧シリンダC_yに供給する圧油（作動油）の流れ方向（操作方向）を変化される。なお、本発明に用いることができる方向制御弁のスプールの形状等は図6に示すものに限定されるものではない。

[0065] 油圧シリンダC_yは、その伸縮動作によって油圧アクチュエータA_cを駆動するものである。油圧シリンダC_yは、本実施の形態では、2個の油圧アクチュエータA_c（A_c1、A_c2）を夫々駆動する2個の油圧シリンダC_y1、C_y2を備える。

[0066] 油圧シリンダC_yは、方向制御弁V_cから供給された圧油（作動油）を用いて、長手方向に伸縮する。これにより、油圧シリンダC_yは、油圧アクチュエータA_c（例えば図5のブーム21、アーム22及びバケット23）を駆動する。なお、油圧シリンダC_yからの戻り油（作動油）は、方向制御弁V_c等を介して、タンクT_nk等に排出される。

[0067] 本実施の形態に用いることができる油圧シリンダC_yは、シリンダ容器とピストン等で構成することができる。油圧シリンダC_yは、ヘッド側（ボトム側、押し側）のチャンバ及びロッド側（引き側）のチャンバに作動油（圧油）を供給される。油圧シリンダC_yは、ヘッド側に作動油を供給された場合に、内蔵するピストン等を押し方向に移動して、長手方向（例えば後述する図7Bのx）に伸張する。また、油圧シリンダC_yは、ロッド側に作動油を供給された場合に、内蔵するピストン等を引き方向に移動して、長手方向（例えば後述する図7Bのxの逆方向）に縮小する。

[0068] 絞り弁S_bは、油圧シリンダC_yから排出された圧油（油圧アクチュエータA_cからの戻り油）の流量を制御すると共に圧力を補償するものである。絞り弁S_bは、油圧シリンダC_yから排出される圧油の油路に配置される。絞り弁S_bは、本実施の形態では、2個の油圧シリンダC_y1、C_y2から排出される圧油の油路に夫々配置される2個の絞り弁S_b1、S_b2を備え

る。

[0069] 絞り弁 S_b は、本実施の形態では、後述する制御手段 32 の入力信号に基づいて、その開度を変化される。すなわち、絞り弁 S_b は、その開度を変化することによって、その上流側の油路の圧力（油圧シリンダ C_y の背圧）を変化させることができる。

[0070] 検出手段 31 は、油圧シリンダ C_y の駆動圧を検出する手段である。検出手段 31 は、本実施の形態では、2 個の油圧シリンダ C_{y1} 及び C_{y2} のヘッド側の駆動圧 P_h （以下、「ヘッド圧 P_{h1} 及び P_{h2} 」という。）を検出する圧力センサ S_{1a} 、 S_{2a} と、2 個の油圧シリンダ C_{y1} 及び C_{y2} のロッド側の駆動圧 P_r （以下、「ロッド圧 P_{r1} 及び P_{r2} 」という。）を検出する圧力センサ S_{1b} 、 S_{2b} と、を備える。すなわち、検出手段 31 は、2 個の油圧シリンダ C_{y1} 、 C_{y2} の駆動圧を夫々検出する 2 対の圧力センサ（ S_{1a} 及び S_{1b} 、 S_{2a} 及び S_{2b} ）を備え、油圧シリンダ C_y のヘッド側及びロッド側の圧力を夫々検出することができる。

[0071] 以後の説明において、油圧回路 30 では、油圧シリンダ C_y を伸長方向（例えば後述する図 7 B の x ）に駆動するとき、ヘッド圧 P_h が油圧シリンダ C_y の入口圧 P_f となり、ロッド圧 P_r が油圧シリンダ C_y の背圧 P_b となる。また、油圧シリンダ C_y を縮小方向（例えば後述する図 7 B の x の逆方向）に駆動するとき、ロッド圧 P_r が油圧シリンダ C_y の入口圧 P_f となり、ヘッド圧 P_h が油圧シリンダ C_y の背圧 P_b となる。

[0072] 制御手段 32 は、油圧回路 30 全体の動作を制御する手段である。制御手段 32 は、油圧回路 30 に入力される情報に応じて、油圧ポンプ D_p 及び絞り弁 S_b 、並びに、検出手段 31 などを制御する。

[0073] 具体的には、制御手段 32 は、本実施の形態では、検出手段 31 が検出した入口圧 P_f に基づいて、低負荷側の油圧シリンダ C_y を特定する。また、制御手段 32 は、本実施の形態では、油圧シリンダ C_{y1} 及び C_{y2} の作動状態を設定する操作手段（後述）の操作量（及び操作方向）に応じて油圧シリンダ C_{y1} 及び C_{y2} の目標速度を設定し、この目標速度に基づいて、油圧

ポンプD pが吐出する圧油の流量を制御する。また、制御手段3 2は、この目標速度及び検出手段3 1が検出した背圧P_bに基づいて、絞り弁S bの開度を制御する。制御手段3 2は、例えば油圧回路3 0を建設機械に搭載する場合（後述する変形例）には、オペレータが操作した操作レバー（操作手段）の操作量（及び操作方向）に応じて、油圧ポンプD p及び絞り弁S b等を制御する。なお、制御手段3 2が背圧P_bに基づいて絞り弁S bの開度等を制御する方法は、後述する（油圧回路の制御方法）で説明する。

[0074] 制御手段3 2は、例えば油圧回路3 0を建設機械に搭載する場合には、建設機械の動作を制御するために予め備えられたコントローラを利用してもよい。ここで、コントローラは、CPU及びメモリ（ROM、RAMなど）等を含む演算処理装置で構成することができる。

[0075] 操作手段は、油圧回路3 0外部から油圧回路3 0の動作に関する情報（以下、「操作信号」という。）を入力する手段である。操作手段は、本実施の形態では、操作信号として、油圧ポンプ（可変ポンプ）D pの動作（例えば吐出する圧油の流量）に関する情報などを入力する。操作手段は、例えば油圧回路3 0を建設機械に搭載する場合には、オペレータが操作する操作レバーである。

[0076] （油圧回路の制御方法）

図7 A及び図7 B、並びに、図8 A及び図8 Bを用いて、本発明の実施の形態に係る油圧回路3 0の制御方法を説明する。以下の説明では、油圧シリンダC y 1に対応する制御方法（図7 AのブロックB 7 1乃至B 7 4及び図8 AのブロックB 8 5乃至B 8 9）を説明する。油圧シリンダC y 2に対応する制御方法（図7 AのブロックB 7 1 b、B 7 2 b及び図8 AのブロックB 8 5 b乃至B 8 9 b）は、油圧シリンダC y 1に対応する制御方法と同様のため、説明を省略する。なお、本発明に係る油圧回路3 0の制御方法は、以下に説明する方法に限定されるものではない。また、油圧シリンダC y も2個に限定されるものではない。

[0077] 図7 Aに示すように、油圧回路3 0は、先ず、ブロックB 7 1において、

圧油供給ステップとして、油圧ポンプD pから吐出する圧油の流量を算出する。油圧回路30は、制御手段32を用いて、例えば「入力信号P_{i1}（油圧シリンダC y 1に対応する操作手段の操作量（及び操作方向）を示す信号）」に「所定の係数K_{i1}」を乗算することで、油圧シリンダC y 1に対応する「速度指令V_{ref1}（目標速度）」を算出する。その後、油圧回路30は、ブロックB 7 2に進む。

[0078] 次に、ブロックB 7 2において、油圧回路30は、圧油供給ステップとして、油圧ポンプD pへの「指令流量Q_{ref1}」を算出する。油圧回路30は、制御手段32を用いて、ブロックB 7 1で算出した「速度指令V_{ref1}」に油圧シリンダC y 1の受圧面積（A_{h1}、A_{r1}）を乗算することで、「指令流量Q_{ref1}」を算出することができる。その後、油圧回路30は、ブロックB 7 3に進む。

[0079] 具体的には、制御手段32（油圧回路30）は、移動方向が正方向（油圧シリンダC y 1の伸張方向、図7 Bのx）の場合には、次式に示すように、油圧シリンダC y 1の「ヘッド側の受圧面積A_{h1}」と「速度指令V_{ref1}」との積を油圧ポンプD pの「指令流量Q_{ref1}」として算出する。

[0080] （数4 a）

$$Q_{ref1} = A_{h1} \times V_{ref1} \quad (V_{ref1} \geq 0)$$

また、制御手段32（油圧回路30）は、移動方向が負方向（油圧シリンダC y 1の縮小方向、図7 Bのxの逆方向）の場合には、次式に示すように、油圧シリンダC y 1の「ロッド側の受圧面積A_{r1}」と「速度指令V_{ref1}」の絶対値との積を油圧ポンプD pの「指令流量Q_{ref1}」として算出する。なお、ここで絶対値としているのは、入力信号P_{i1}が符号により操作方向を示すような信号としているため、速度指令V_{ref1}も符号付きの値となるためである。よって、入力信号P_{i1}とは別に操作方向を示す信号を設けて、入力信号P_{i1}が操作量を常に正值で表すようにすれば絶対値としなくてもよい。

[0081] （数4 b）

$$Q_{ref1} = A_{r1} \times |V_{ref1}| \quad (V_{ref1} < 0)$$

次いで、ブロック B 7 3 において、油圧回路 1 0 は、圧油供給ステップとして、制御手段 3 2 を用いて、ブロック B 7 2 で算出した油圧シリンダ C y 1 の「指令流量 Q_{ref1} 」及びブロック B 0 2 b で算出した油圧シリンダ C y 2 の「指令流量 Q_{ref2} 」を合算して、油圧ポンプ D p への「指令流量 Q_{ref} 」を算出する。その後、油圧回路 3 0 は、ブロック B 7 4 に進む。

[0082] ブロック B 7 4 において、油圧回路 3 0 は、制御手段 3 2 を用いて、算出した「指令流量 Q_{ref} 」を油圧ポンプ D p に入力して、油圧ポンプ D p から圧油を吐出する動作を制御する。また、油圧回路 3 0 は、駆動ステップとして、制御手段 3 2 を用いて、油圧ポンプ D p から吐出された圧油を油圧シリンダ C y 1 及び C y 2 に夫々供給して、油圧アクチュエータ A c 1 及び A c 2 を夫々駆動する。その後、油圧回路 3 0 は、図 8 A のブロック B 8 5 に進む。

[0083] 図 8 A に示すように、ブロック B 8 5 において、油圧回路 3 0 は、検出ステップとして、検出手段 3 1 を用いて、油圧シリンダ C y 1 の背圧 P_{b1} を検出する。また、油圧回路 3 0 は、制御ステップとして、検出した背圧 P_{b1} を用いて、「値 $(C_d \times (2 / \rho \times P_{b1})^{1/2})$ 」を算出する。算出後、油圧回路 3 0 は、ブロック B 8 6 に進む。ここで、「値 $(C_d \times (2 / \rho \times P_{b1})^{1/2})$ 」の C_d は流量係数である。 ρ は圧油の密度である。

[0084] なお、制御手段 3 2 は、移動方向が正方向の場合には、背圧 P_{b1} をロッド側のロッド圧 P_{r1} とする。制御手段 3 2 は、移動方向が負方向の場合には、背圧 P_{b1} をヘッド側のヘッド圧 P_{h1} とする。これにより、油圧回路 3 0 (制御手段 3 2) は、油圧シリンダ C y の移動方向が切り替わった場合でも、検出手段 3 1 (S 1 a 又は S 1 b) を用いて背圧 P_{b1} を検出することができる。

[0085] ブロック B 8 6 において、油圧回路 3 0 は、制御ステップとして、制御手段 3 2 を用いて、絞り弁 S b 1 の開度 A_{s1} を算出する。その後、油圧回路 3 0 は、ブロック B 8 7 に進む。

[0086] 具体的には、制御手段 3 2 は、先ず、移動方向が正方向の場合には、次式

に示すように、ロッド側の「受圧面積 A_{r1} 」と「速度指令 V_{ref1} 」との積をロッド側からの「排出流量 Q_{out1} 」とする（図8B）。

[0087] (数5 a)

$$Q_{out1} = A_{r1} \times V_{ref1} \quad (V_{ref1} \geq 0)$$

また、制御手段32は、移動方向が負方向の場合には、次式に示すように、ヘッド側の「受圧面積 A_{h1} 」と「速度指令 V_{ref1} 」の絶対値との積をヘッド側からの「排出流量 Q_{out1} 」とする（図8B）。なお、ここで絶対値としているのは、入力信号 P_{i1} が符号により操作方向を示すような信号としているため、速度指令 V_{ref1} も符号付きの値となるためである。よって、入力信号 P_{i1} とは別に操作方向を示す信号を設けて、入力信号 P_{i1} が操作量を常に正值で表すようにすれば絶対値としなくてもよい。

[0088] (数5 b)

$$Q_{out1} = A_{h1} \times |V_{ref1}| \quad (V_{ref1} < 0)$$

次いで、制御手段32は、次式に示すように、ブロックB85で算出した「値 $(C_d \times (2/\rho \times P_{b1})^{1/2})$ 」で「排出流量 Q_{out1} 」を割算した値を開度 A_{s1} に対応する「指令開度 A_{ref1} 」とする。

[0089] (数6)

$$A_{ref1} = Q_{out1} / (C_d \times (2/\rho \times P_{b1})^{1/2})$$

次に、ブロックB87において、油圧回路30は、制御ステップとして、検出手段31が検出した油圧シリンダ $Cy1$ 、 $Cy2$ の入口圧 P_{f1} 、 P_{f2} を比較して、低負荷側の油圧シリンダを特定する。また、油圧回路30は、流入圧偏差（ P_{f1} と P_{f2} との差分）の積分値にゲインを乗じた値を算出する。その後、油圧回路30は、ブロックB88に進む。

[0090] 具体的には、油圧回路30は、例えば $P_{f2} > P_{f1}$ の場合に、油圧シリンダ $Cy1$ を低負荷側の油圧シリンダ（油圧アクチュエータ）であると特定することができる。油圧回路30は、例えば $P_{f2} < P_{f1}$ の場合に、油圧シリンダ $Cy2$ を低負荷側の油圧シリンダ（油圧アクチュエータ）であると特定することができる。これにより、油圧回路30（制御手段32）は、複数の油圧

シリンダC_y（複数の油圧アクチュエータA_c）間で負荷圧の大小が切り替わった場合でも、低負荷側の油圧シリンダを特定して、特定した低負荷側の油圧シリンダC_yの背圧P_b及び流入圧P_fを制御することができる（後述するブロックB88及びB89）。

[0091] ブロックB88において、油圧回路30は、制御ステップとして、ブロックB86で算出した「指令開度A_{ref1}」を補正し、補正した「指令開度A_{ref1}」を絞り弁S_{b1}に入力して、絞り弁S_{b1}の開度A_{s1}を制御する。これにより、油圧回路30（制御手段32）は、絞り弁S_{b1}の開度A_{s1}を変化させ、油圧シリンダC_{y1}から排出される圧油の圧力（絞り弁S_{b1}の上流側の油路の油圧）を補償（増加）すると共に通過流量を制御することができる。その後、油圧回路30は、ブロックB89に進む。

[0092] 具体的には、油圧回路30（制御手段32）は、ブロックB87で算出した「流入圧偏差の積分値にゲインを乗じた値」をブロックB86で算出した「指令開度A_{ref1}」から減算することによって、「指令開度A_{ref1}」を補正する。すなわち、油圧回路30（制御手段32）は、低負荷側の油圧シリンダC_yに対応する絞り弁S_bの開度を減少させ、低負荷側の油圧シリンダC_yの背圧P_b及び流入圧P_fを増加させる。

[0093] ブロックB89において、油圧回路30は、制御ステップとして、算出した「指令開度A_{ref1}」を絞り弁S_{b1}に入力し、絞り弁S_{b1}の開度A_{s1}を制御する。これにより、油圧回路30（制御手段32）は、絞り弁S_{b1}の開度A_{s1}を変化させ、油圧シリンダC_{y1}から排出された圧油の圧力（絞り弁S_{b1}の上流側の油路の油圧）を補償（増加）することができる。これにより、油圧回路30（制御手段32）は、複数の油圧シリンダC_y（油圧アクチュエータA_c）間の流入圧P_fを同じにすることで、油圧ポンプD_pから吐出された圧油を複数の油圧シリンダC_yに分流させることができる。また、油圧回路30（制御手段32）は、油圧ポンプD_pから吐出された圧油を複数の油圧シリンダC_yに分流させることができるので、複数の油圧シリンダC_y（複数のアクチュエータA_c）を同時駆動（同時操作）することができる。

きる。

[0094] 油圧回路30は、ブロックB85で検出した「背圧 P_{b1} 」に基づいて、油圧ポンプDpの吐出流量を更に制御（変更）してもよい。また、油圧回路30は、ブロックB07で算出した「指令開度 A_{ref1} 」を更に用いて、油圧ポンプDpの吐出流量を制御してもよい。更に、油圧回路30は、所定のマップ等を更に用いて、油圧ポンプDpの吐出流量を制御してもよい。これにより、油圧回路30は、油圧ポンプDpの吐出流量を最適化することができ、余剰分の圧油の流量を削減することができる。

[0095] 以上により、第2の実施の形態に係る油圧回路30によれば、油圧シリンダCyに供給された圧油の圧力を制御することができるので、油圧ポンプDpから吐出された圧油を分流して、高負荷側及び低負荷側の油圧シリンダCy（油圧アクチュエータAc）を同時駆動（同時操作）することができる。また、油圧回路30によれば、検出した油圧シリンダCyの圧油の入口圧 P_f に基づいて低負荷側の油圧シリンダCyを特定し、特定した低負荷側の油圧シリンダCyに対応する絞り弁Sb（メータアウト弁）の開度を制御することができるので、複数の油圧シリンダCy間の流入圧 P_f を同じにすることで、油圧ポンプDpから吐出された圧油を複数の油圧シリンダCyに分流させることができる。更に、油圧回路30によれば、可変ポンプDpを用いて、油圧シリンダCyの圧油の背圧 P_b 及び絞り弁Sbの開度に対応する流量の圧油を吐出することができる。すなわち、油圧回路30によれば、油圧シリンダCyの圧油の背圧 P_b 及び絞り弁Sbの開度に基づいて圧油の流量を最適化することができるので、余剰分の圧油が排出されることを低減し、余剰分の圧油が排出されることによって発生するエネルギー損失を低減することができる。

[0096] （第2の実施の形態の変形例）

第2の実施の形態に係る油圧回路30を含む建設機械100の変形例を用いて、本発明を説明する。なお、本発明は、本変形例以外でも、複数の油圧シリンダ（複数の油圧アクチュエータ）を同時駆動（同時操作）する油圧回

路を備える機械であって、油圧シリンダの駆動圧に基づいて油圧ポンプ等を制御するものであれば、いずれのものにも用いることができる。また、本発明を用いることができる建設機械には、油圧ショベル、クレーン車、ブルドーザ、ホイールローダ及びダンプトラック、並びに、杭打ち機、杭抜き機、ウォータージェット、泥排水処理設備、グラウトミキサ、深礎工用機械及びせん孔機械などが含まれる。

[0097] (建設機械の構成)

本変形例に係る建設機械１００の概略構成を、図５に示す。なお、建設機械１００の構成は、前述の第１の実施の形態の変形例の構成と同様のため、説明を省略する。

[0098] (建設機械の油圧回路の制御方法)

本変形例に係る建設機械１００の油圧回路の制御方法は第２の実施の形態に係る油圧回路３０の制御方法と基本的に同様ため、説明を省略する。

[0099] 以上により、本変形例に係る建設機械１００によれば、第２の実施の形態に係る油圧回路３０と同様の効果を得ることができる。

[0100] (比較例３)

比較例３に係る油圧回路３０Ｅを図９に示す。

[0101] 図９に示すように、本比較例に係る油圧回路３０Ｅは、メータイン・メータアウト絞りを備えた方向制御弁ＶｃＥを用いて油圧シリンダＣｙＥに供給する圧油を制御し、アクチュエータＡｃＥの動作を制御する。また、本比較例に係る油圧回路３０Ｅは、低負荷側の油圧アクチュエータＡｃ２Ｅに圧油が逃げることを防止して、高負荷側の油圧アクチュエータＡｃ１Ｅの操作性を確保するために、低負荷側の油圧アクチュエータＡｃ２Ｅの上流に絞り弁ＳＬを備える。

[0102] 本比較例に係る油圧回路３０Ｅでは、本実施の形態に係る油圧回路３０と比較して、メータイン側の圧力降下によってエネルギー損失が増大する。また、油圧回路３０Ｅでは、本実施の形態に係る油圧回路３０と比較して、方向制御弁の構造が複雑になる。更に、油圧回路３０Ｅでは、本実施の形態に係る油圧回路３０と比較して、高負荷側の油圧アクチュエータＡｃ１Ｅの操作性を確保するために、低負荷側の油圧アクチュエータＡｃ２Ｅの上流に絞り弁ＳＬを備える。

る油圧回路 30 と比較して、方向制御弁の構造が複雑になるため、方向制御弁の内部通路の圧力損失が増大するおそれがある。

[0103] また、本比較例に係る油圧回路 30 E では、絞り弁 S L によって圧力降下が発生し、エネルギー損失が発生する。また、複数の油圧アクチュエータにおいて高負荷側と低負荷側とが切り替わった場合に、又は、複数の油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）において操作方向（伸縮方向）が切り替わった場合に、本比較例に係る油圧回路 30 E では高負荷側の油圧アクチュエータの操作性を確保することができない場合がある。

[0104] 更に、本比較例に係る油圧回路 30 E は、メータアウト制御のために油圧シリンダ C y E の供給側の油圧をアクチュエータ A c E の駆動に必要な圧力より高くする。すなわち、油圧回路 30 E では、本実施の形態に係る油圧回路 30 と比較して、リリーフ弁 V t で圧力を設定するため、リリーフ弁 V t から排出される圧油のエネルギー損失が増大する。また、油圧回路 30 E では、本実施の形態に係る油圧回路 30 と比較して、リリーフ弁 V t から圧油を排出するため、油圧ポンプ P の吐出流量が増大する。

[0105] 以上、油圧回路及びその油圧回路を含む建設機械について、本発明の好ましい実施の形態について説明したが、本発明は、上述した実施の形態に制限されるものではない。また、本発明は、添付の特許請求の範囲に照らし、種々に変形又は変更することが可能である。

[0106] 本国際出願は、2012 年 12 月 19 日に出願された日本国特許出願 2012-277346 号及び日本国特許出願 2012-277347 号に基づく優先権を主張するものであり、その全内容を本国際出願に援用する。

符号の説明

[0107] 10, 30 : 油圧回路
11, 31 : 検出手段（圧力センサなど）
12, 32 : 制御手段（コントローラなど）
21 : ブーム
21c : ブームシリンダ

- 2 2 : アーム
- 2 2 c : アームシリンダ
- 2 3 : バケット
- 2 3 c : バケットシリンダ
- 1 0 0 : 建設機械
- A c, A c 1, A c 2 : 油圧アクチュエータ
- C y, C y 1, C y 2 : 油圧シリンダ
- D p : 油圧ポンプ (可変ポンプ)
- T n k : 作動油タンク (タンク)
- S b, S b 1, S b 2 : 絞り弁
- S 1 a, S 1 b, S 2 a, S 2 b : 油圧シリンダの圧力センサ
- S h : 油圧シリンダのヘッド側圧力センサ
- S r : 油圧シリンダのロッド側圧力センサ
- V c, V c 1, V c 2 : 方向制御弁 (コントロールバルブ)
- A h, A h 1, A h 2 : 油圧シリンダのヘッド側受圧面積
- A r, A r 1, A r 2 : 油圧シリンダのロッド側受圧面積
- P b, P b 1, P b 2 : 油圧シリンダの背圧
- P f, P f 1, P f 2 : 油圧シリンダの入口圧
- P h, P h 1, P h 2 : 油圧シリンダのヘッド側駆動圧 (ヘッド圧)
- P r, P r 1, P r 2 : 油圧シリンダのロッド側駆動圧 (ロッド圧)

請求の範囲

- [請求項1] 油圧シリンダの動作を制御する油圧回路であって、
前記油圧シリンダに供給される圧油を吐出する油圧ポンプと、
前記油圧シリンダの背圧を検出する検出手段と、
前記検出手段が検出した前記背圧に基づいて、前記油圧シリンダから排出される圧油の流量を制御する制御手段と
を有する、油圧回路。
- [請求項2] 前記油圧シリンダの作動状態を設定する操作手段を更に有し、
前記油圧ポンプは可変ポンプであり、
前記制御手段は、前記操作手段の操作信号に基づいて、前記可変ポンプの吐出する圧油の流量を制御する、
ことを特徴とする、請求項1に記載の油圧回路。
- [請求項3] 前記制御手段は、前記操作信号に応じて前記油圧シリンダの目標速度を設定し、設定された前記目標速度に基づいて前記可変ポンプの吐出する圧油の流量を制御する、
ことを特徴とする、請求項2に記載の油圧回路。
- [請求項4] 前記油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された絞り弁を更に有し、
前記制御手段は、前記検出手段が検出した前記背圧及び前記目標速度に基づいて、前記絞り弁を制御する、
ことを特徴とする、請求項3に記載の油圧回路。
- [請求項5] 前記油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された絞り弁を更に有し、
前記制御手段は、前記検出手段が検出した前記背圧に基づいて、前記絞り弁を制御する、
ことを特徴とする、請求項1に記載の油圧回路。
- [請求項6] 前記検出手段は、前記油圧シリンダのヘッド側及びロッド側の油圧を夫々検出する圧力センサを備え、該油圧シリンダの伸縮方向に対応

する前記背圧を検出し、

前記制御手段は、検出した前記伸縮方向に対応する前記背圧を用いて、前記絞り弁の開度を制御する、

ことを特徴とする、請求項 4 に記載の油圧回路。

[請求項7]

前記検出手段は、前記油圧シリンダのヘッド側及びロッド側の油圧を夫々検出する圧力センサを備え、該油圧シリンダの伸縮方向に対応する前記背圧を検出し、

前記制御手段は、検出した前記伸縮方向に対応する前記背圧を用いて、前記絞り弁の開度を制御する、

ことを特徴とする、請求項 5 に記載の油圧回路。

[請求項8]

請求項 1 に記載の油圧回路であって、

前記油圧シリンダが複数ある場合に、前記制御手段は、各油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された各絞り弁の開度を、複数の前記油圧シリンダの最も高い入口圧及び各油圧シリンダの背圧に基づいて制御する、油圧回路。

[請求項9]

複数の前記油圧シリンダの作動状態を夫々設定する複数の操作手段を更に有し、

前記油圧ポンプは可変ポンプであり、

前記制御手段は、前記複数の操作手段の操作信号に基づいて、前記可変ポンプの吐出する圧油の流量を制御する、

ことを特徴とする、請求項 8 に記載の油圧回路。

[請求項10]

前記制御手段は、前記操作信号に応じて複数の前記油圧シリンダの目標速度を設定し、設定された前記目標速度に基づいて前記可変ポンプの吐出する圧油の流量を制御する、

ことを特徴とする、請求項 9 に記載の油圧回路。

[請求項11]

前記制御手段は、前記目標速度を更に用いて、前記絞り弁の開度を制御する、

ことを特徴とする、請求項 10 に記載の油圧回路。

[請求項12] 前記検出手段は、前記入口圧及び前記背圧を夫々検出する複数の圧力センサを夫々備え、該油圧シリンダの伸縮方向に対応する該入口圧及び該背圧を検出する、

ことを特徴とする、請求項9に記載の油圧回路。

[請求項13] 前記制御手段は、前記絞り弁の開度を減少させることによって、前記低負荷側の油圧シリンダの前記背圧を増加させて、該低負荷側の油圧シリンダの前記入口圧を増加させる、

ことを特徴とする、請求項9に記載の油圧回路。

[請求項14] 油圧シリンダの動作を制御する油圧回路の制御方法であって、
油圧ポンプの動作を制御し、吐出される圧油の流量を制御する圧油供給ステップと、

吐出された前記圧油を前記油圧シリンダに供給する駆動ステップと、

、

前記油圧シリンダの背圧を検出する検出ステップと、

検出した前記背圧に基づいて、数式 $A_s = Q_{out} / (C_d \times (2 / \rho \times P_b)^{1/2})$ を用いて前記油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された絞り弁の開度 A_s を算出し、算出した前記開度 A_s に基づいて該絞り弁を制御し、ここで、上記数式の Q_{out} は前記油圧ポンプの吐出する圧油が油圧シリンダの流入側に供給されたときに前記油圧シリンダの排出側から排出される流量であり、 C_d は流量係数であり、 ρ は圧油の密度であり、 P_b は検出した前記背圧である、制御ステップと

を含む、油圧回路の制御方法。

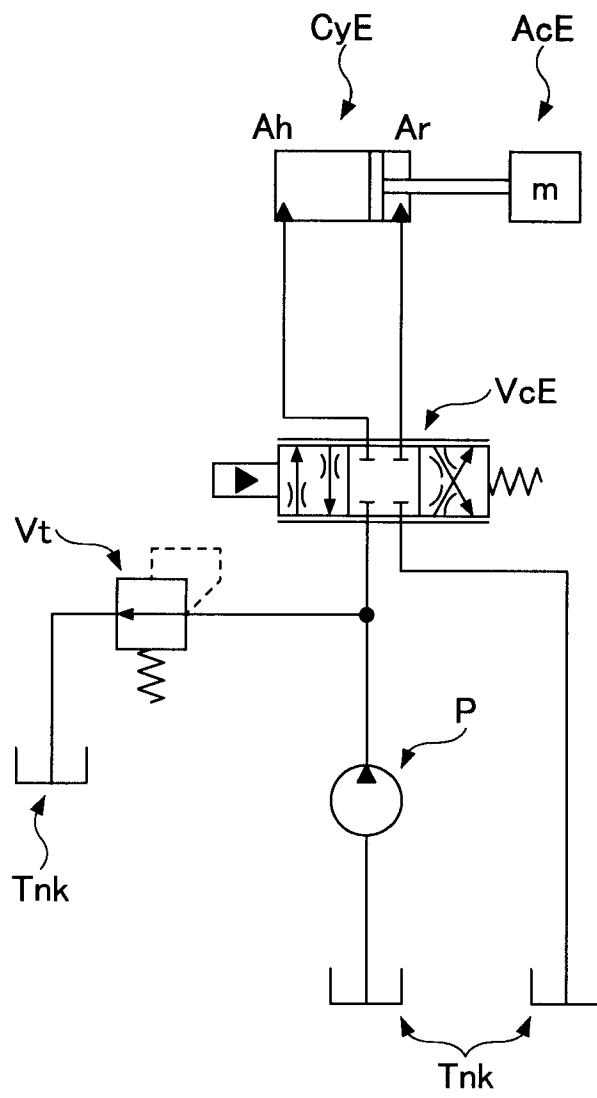
[請求項15] 複数の油圧シリンダの動作を制御する請求項14に記載の油圧回路の制御方法であって、

前記検出ステップは、各油圧シリンダの入口圧を更に検出し、

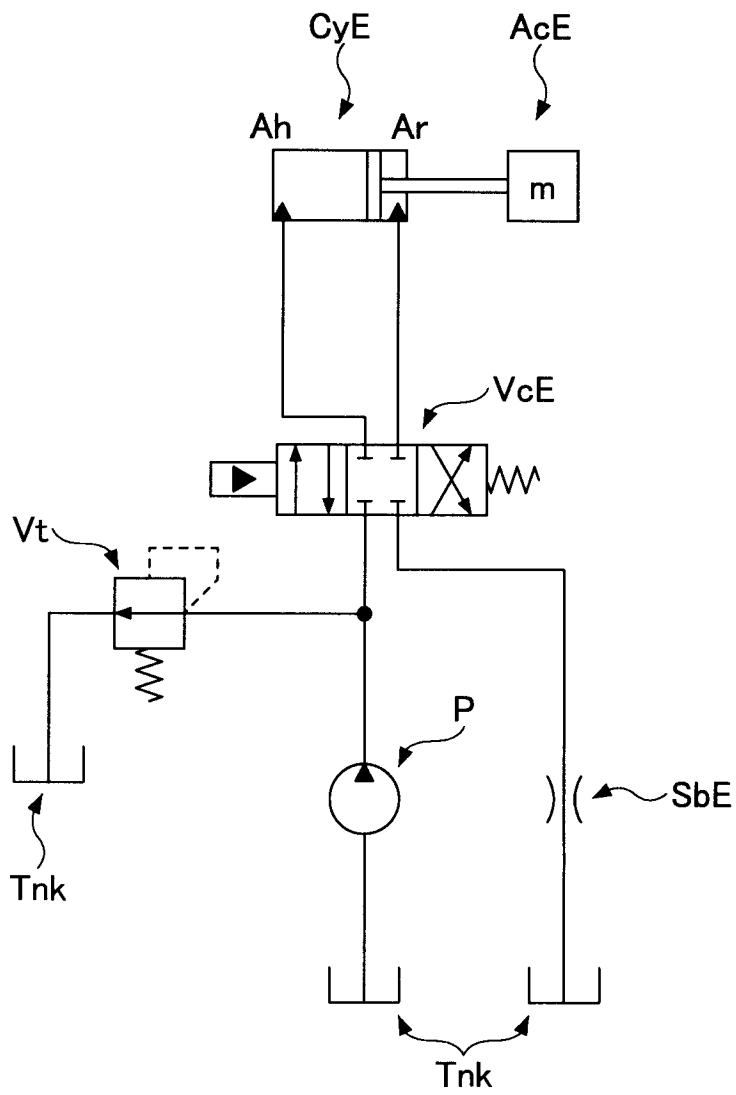
前記制御ステップは、各油圧シリンダから排出される圧油の油路に配置された各絞り弁の開度を、前記検出ステップで検出した入口圧の

最も高い入口圧及び各油圧シリンダの背圧に基づいて制御する、油圧回路の制御方法。

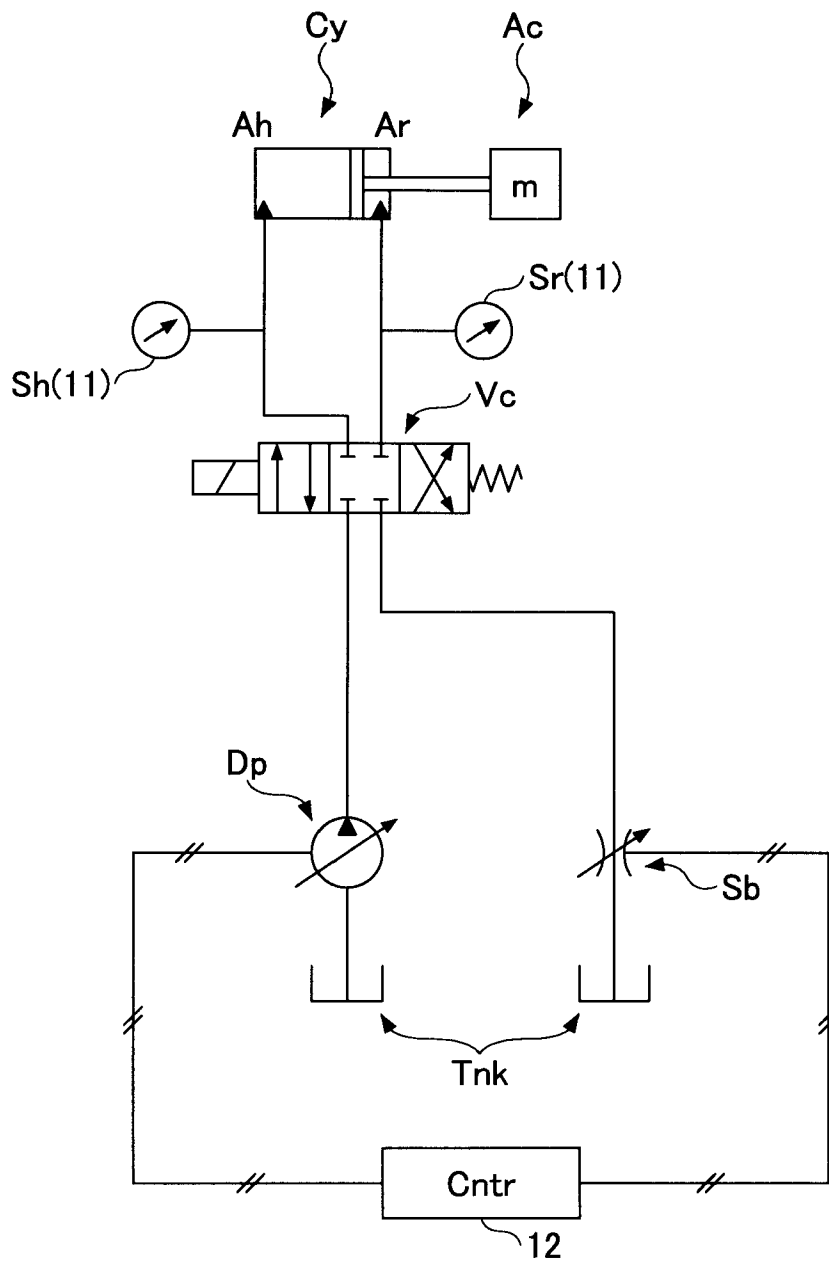
[図1]

10E1

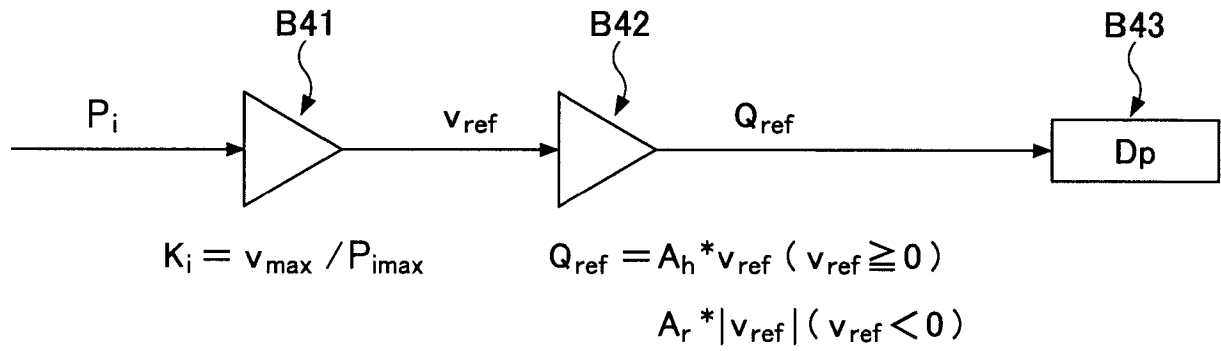
[図2]

10E2

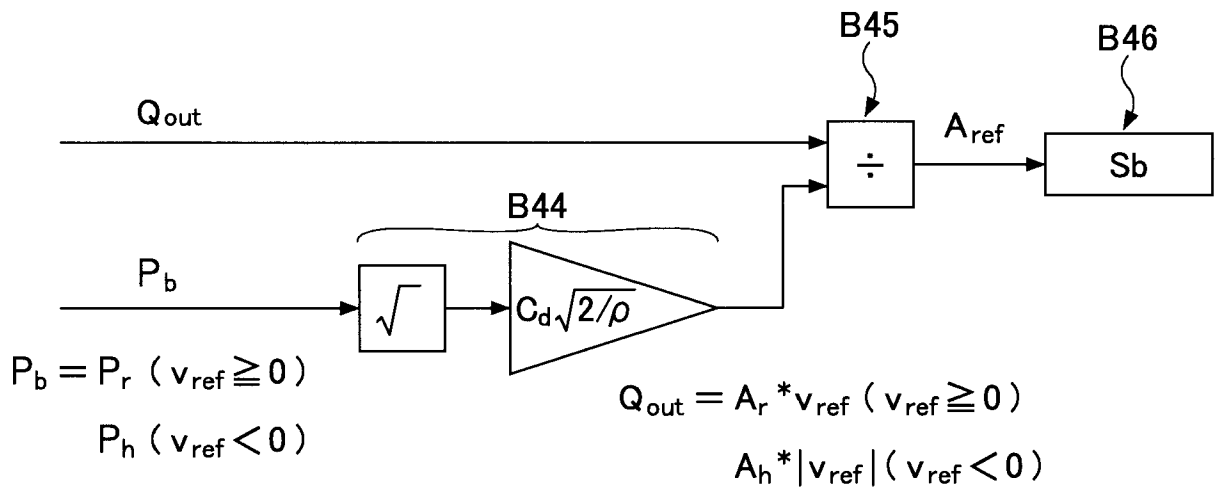
[図3]

10

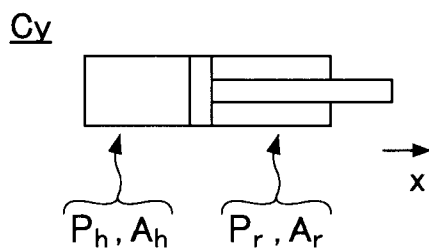
[図4A]



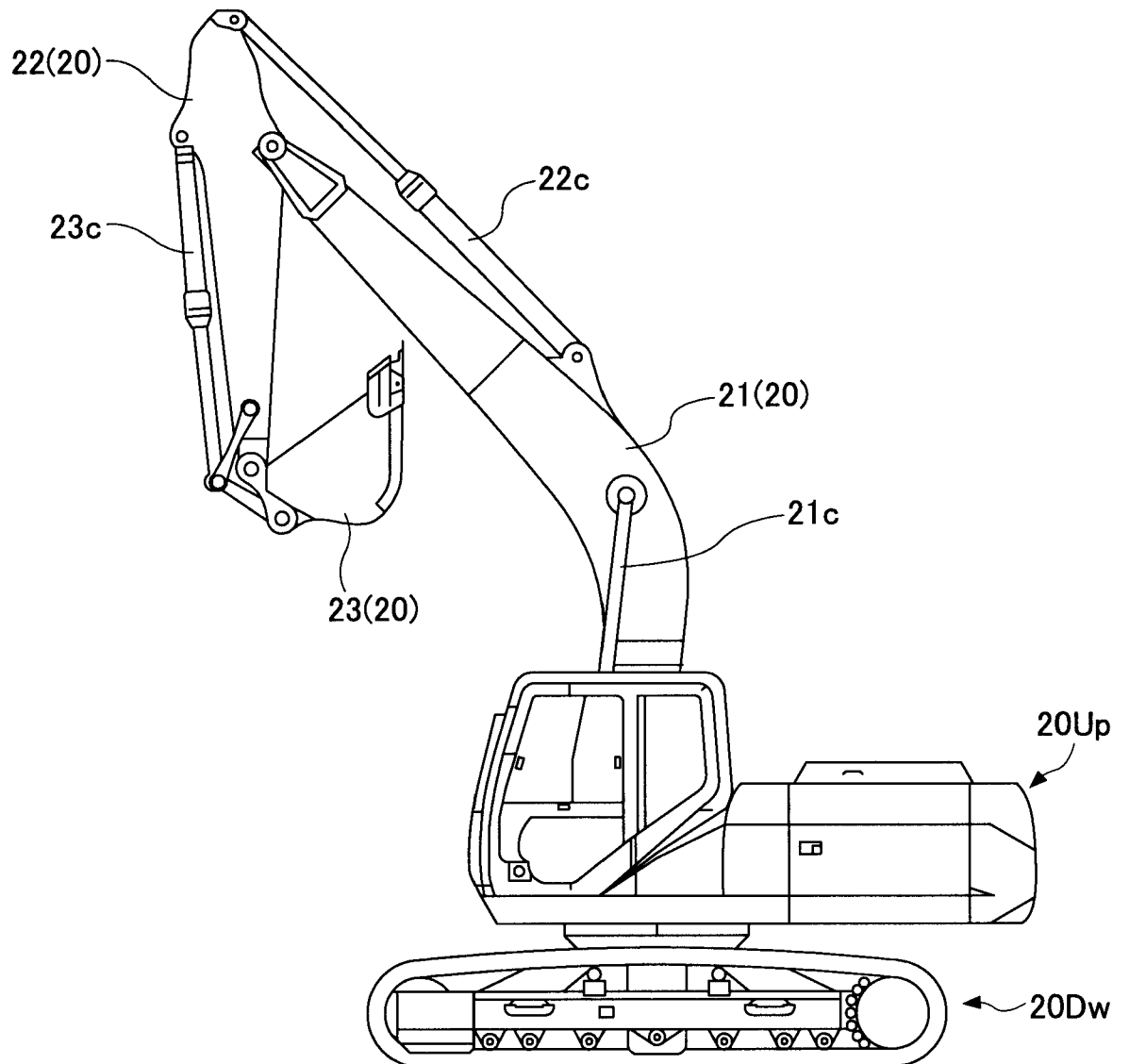
[図4B]



[図4C]

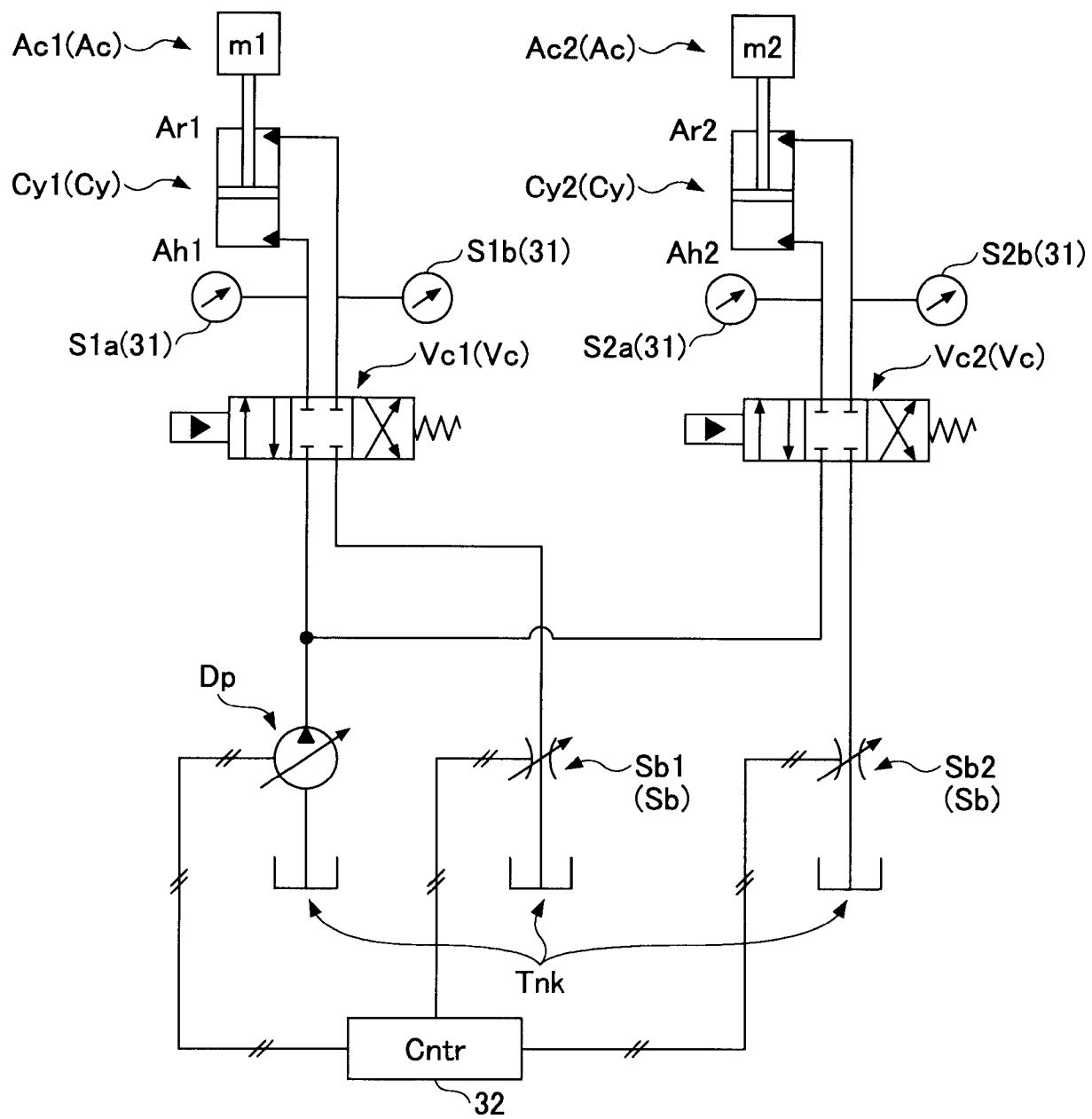


[図5]

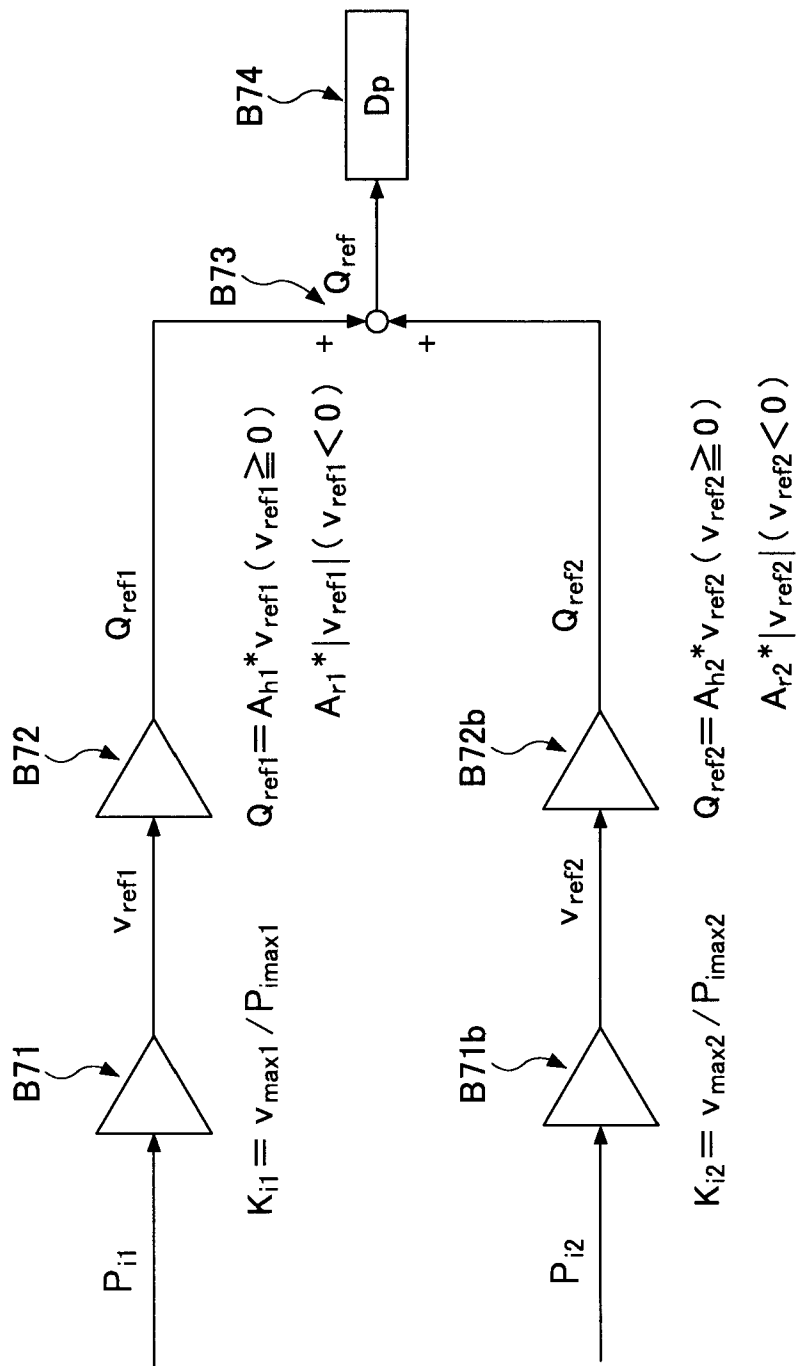
100

[図6]

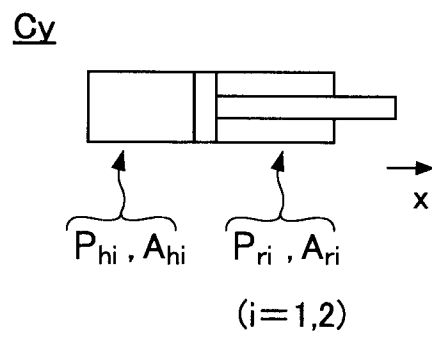
30



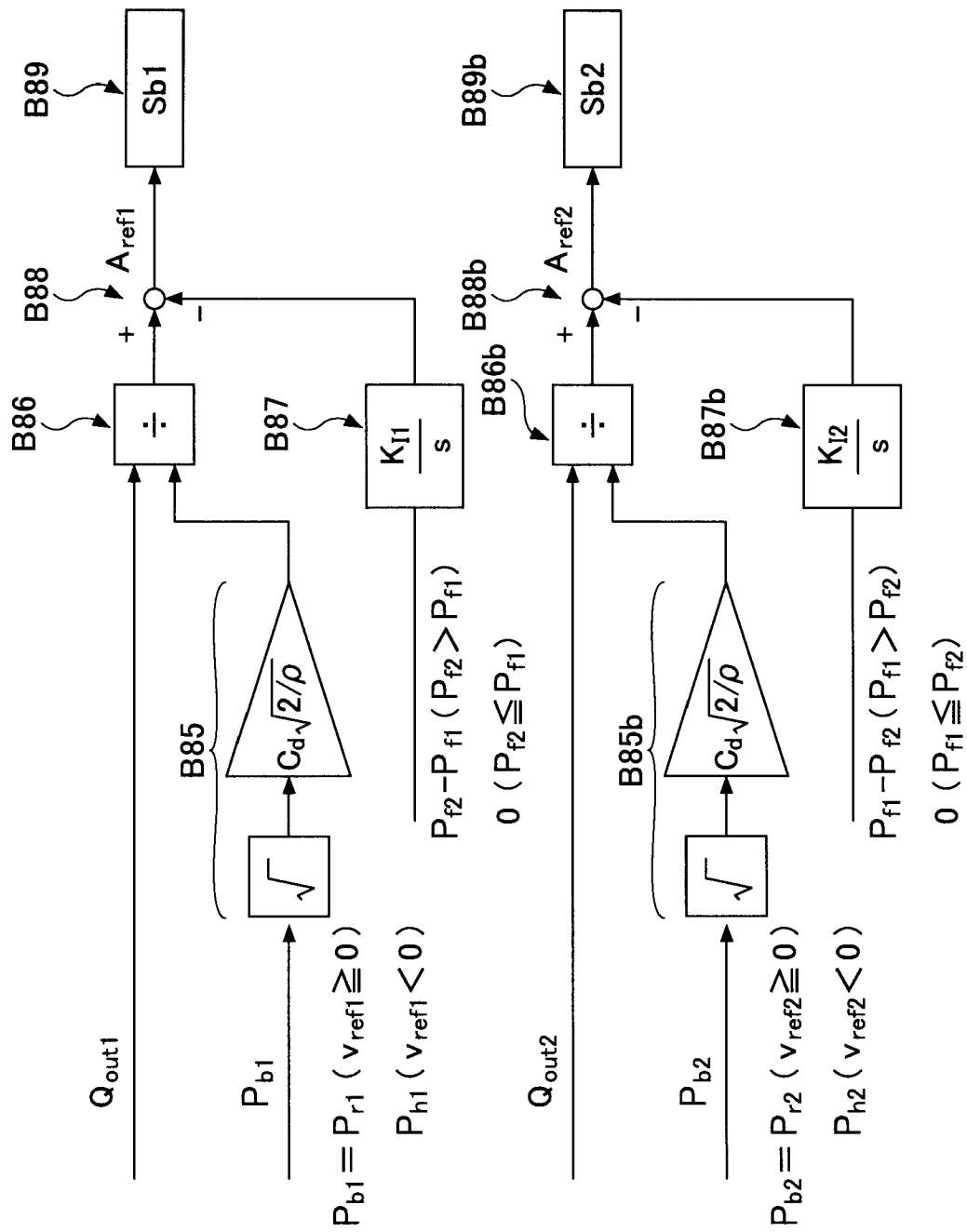
[図7A]



[図7B]



[図8A]

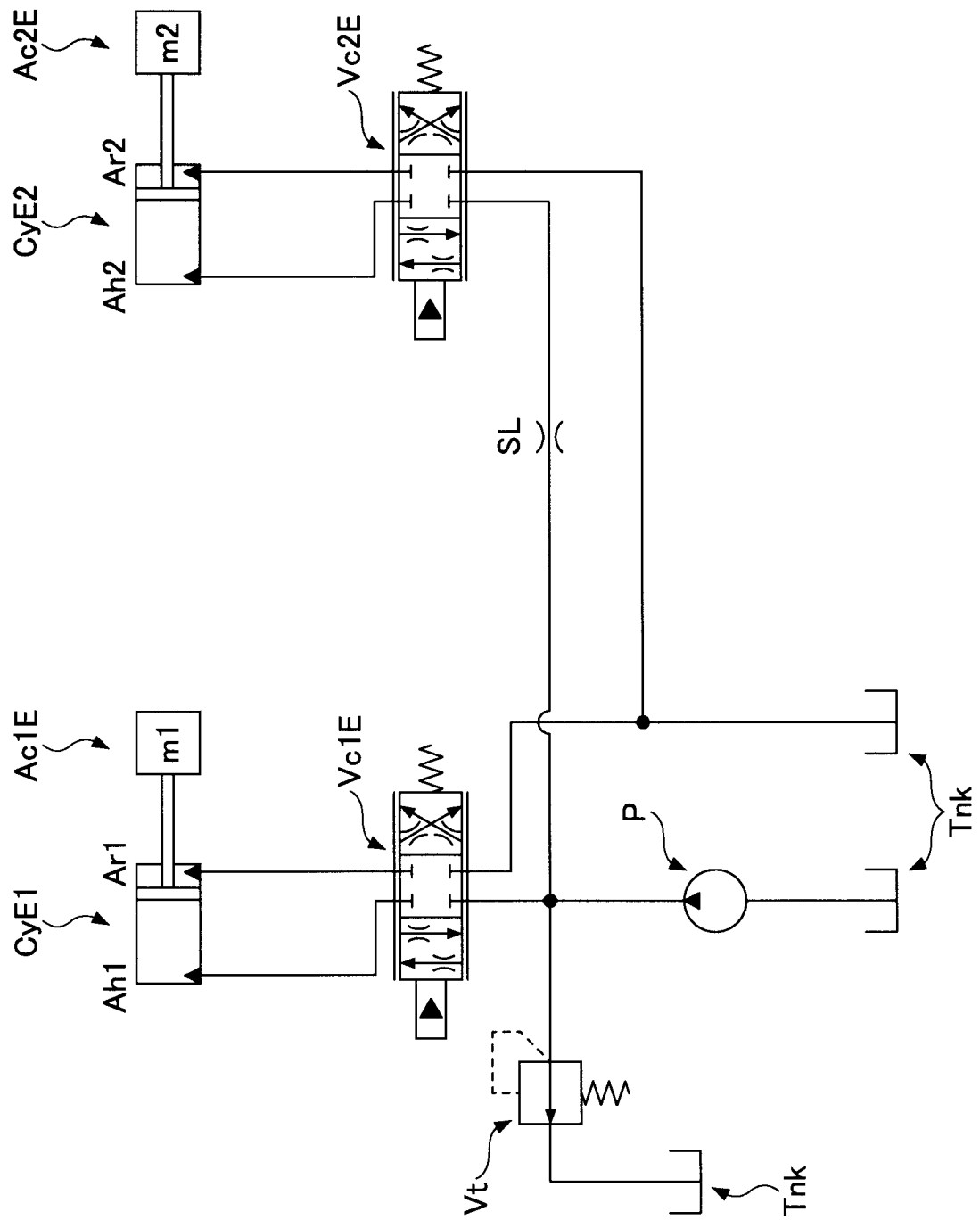


[図8B]

$$\begin{aligned} Q_{\text{out1}} &= A_{r1} * v_{\text{ref1}} \quad (v_{\text{ref1}} \geq 0) \\ &A_{h1} * |v_{\text{ref1}}| \quad (v_{\text{ref1}} < 0) \\ Q_{\text{out2}} &= A_{r2} * v_{\text{ref2}} \quad (v_{\text{ref2}} \geq 0) \\ &A_{h2} * |v_{\text{ref2}}| \quad (v_{\text{ref2}} < 0) \end{aligned}$$

[図9]

30E



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/074526

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/028(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(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)

F15B11/028, E02F9/22, F15B11/00

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	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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.
X Y A	JP 2003-106304 A (Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.), 09 April 2003 (09.04.2003), paragraphs [0035], [0039] to [0051], [0066], [0071]; all drawings (Family: none)	1-5, 14 6, 7 8-13, 15
X A	JP 2005-163344 A (TCM Corp.), 23 June 2005 (23.06.2005), paragraphs [0025], [0026]; fig. 1 (Family: none)	1, 5 8-13, 15

☒ 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
02 December, 2013 (02.12.13)

Date of mailing of the international search report
10 December, 2013 (10.12.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/074526

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 2009-506283 A (Caterpillar Inc.), 12 February 2009 (12.02.2009), paragraphs [0015], [0017], [0021] to [0024], [0031], [0040]; all drawings & US 2007/0044465 A1 & WO 2007/027306 A1 & CN 101253334 A & CN 102562695 A	1, 5 6, 7 8-13, 15
A	JP 2002-372006 A (HUSCO International, Inc.), 26 December 2002 (26.12.2002), entire text; all drawings & US 2002/0162327 A1 & US 6467264 B1 & GB 2392258 A & WO 2002/090780 A1	8-13, 15

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F15B11/028(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/00(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（I P C）） Int.Cl. F15B11/028, E02F9/22, F15B11/00		
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 1971-2013年 日本国実用新案登録公報 1996-2013年 日本国登録実用新案公報 1994-2013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
X Y A	JP 2003-106304 A（コベルコ建機株式会社）2003.04.09, 【0035】, 【0039】-【0051】, 【0066】, 【0071】, 全図（ファミリーなし）	1-5, 14 6, 7 8-13, 15
X A	JP 2005-163344 A（TCM株式会社）2005.06.23, 【0025】, 【0026】, 【図1】（ファミリーなし）	1, 5 8-13, 15
X Y	JP 2009-506283 A（キャタピラー インコーポレイテッド） 2009.02.12, 【0015】, 【0017】, 【0021】-【0024】,	1, 5 6, 7
☒ 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 02.12.2013	国際調査報告の発送日 10.12.2013	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / 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） 関 義彦 電話番号 03-3581-1101 内線 3358	30 9145

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	【0031】、【0040】、全図 & US 2007/0044465 A1 & WO 2007/027306 A1 & CN 101253334 A & CN 102562695 A	8-13, 15
A	JP 2002-372006 A (フスコ インターナショナル インコーポレイテッド) 2002.12.26, 全文, 全図 & US 2002/0162327 A1 & US 6467264 B1 & GB 2392258 A & WO 2002/090780 A1	8-13, 15