

(74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所
(KAICHI IP); 〒1030022 東京都中央区日本橋
室町四丁目3番16号 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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

diagnostic tilt when the discharge pressure of the hydraulic pump reaches a predetermined pressure.

(57) 要約: 片傾転型可変容量式油圧ポンプの微小な漏れ流量を測定することが可能な建設機械を提供する。コントローラは、油圧ポンプの吐出油路とタンクとの連通を遮断し、かつ前記油圧ポンプの傾転をスタンバイ傾転よりも小さく設定された診断用傾転に保持した状態で、原動機の回転数を変化させつつ前記油圧ポンプの吐出圧力を計測し、前記油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力に達したときの前記原動機の回転数と前記診断用傾転とに基づいて前記油圧ポンプの漏れ流量を算出する。

明 細 書

発明の名称： 建設機械

技術分野

[0001] 本発明は、片傾転型可変容量式油圧ポンプを搭載した油圧ショベルやクレーン等の建設機械に関する。

背景技術

[0002] 従来ポンプの故障を診断する方法として例えば特許文献 1 が知られている。

[0003] 特許文献 1 では、油圧ポンプの油圧回路を閉じた状態でポンプ傾転量を増加していき、油圧ポンプの吐出圧が設定圧に達したときのポンプ傾転量を故障判定値と比較し、ポンプ傾転量が故障判定値以上である場合、故障信号を出力するようにしたので、わざわざ油圧配管を切離して油圧テストを取り付ける必要はなく、常時自動的かつ迅速に故障診断を行うことができる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特公平 6－9 4 8 6 8 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 の診断方法においては、油圧回路を閉じた状態でポンプの吐出流量を増加していき、油圧ポンプの吐出圧が設定圧に達したときのポンプ傾転量を故障判定値と比較し、ポンプ吐出流量が故障判定値以上の場合、故障信号を出力するようにしたので、油圧回路等の組替え等が不要で自動的かつ迅速に対応できるように考慮されているが、建設機械のようなポンプを複数利用する装置においては適用することができない場合が存在する。

[0006] また、特許文献 1 では両傾転型ポンプを対象としているのでポンプ吐出量をゼロにすることができるが、油圧ショベルのような建設機械では片ロッドシリンダを駆動するために、オープン回路構成で片傾転型ポンプを採用して

いることがほとんどである。

[0007] 片傾転型ポンプを用いたシステムでは、

- ・ポンプとアクチュエータの間に方向切換弁が介在するため傾転量をゼロにする必要はないこと

- ・アクチュエータ始動時の応答性確保のために、アクチュエータ非動作時もある程度のポンプ流量が必要なこと

- ・ポンプの下流に設けられた回路機器の潤滑やクーリングのためにある程度のポンプ流量が必要なこと

等からアクチュエータ非動作時などのレバー中立のときにおいてもある程度の流量（以下、スタンバイ流量）を片傾転ポンプから吐出するように構成しているのが通常である。このスタンバイ流量に応じて片傾転ポンプの最小傾転量が決定される。

[0008] ここで、スタンバイ流量が最大吐出流量の $1/5$ 程度に設定されていた場合、最大吐出流量が 200 L/min とすると、スタンバイ流量は 40 L/min 程度にもなる。このように、片傾転型ポンプは微小流量を吐出するようには構成されていないため、片傾転型ポンプを用いたシステムに特許文献1の診断方法を適用しても、微小な漏れ流量の検知や評価を行うことができない。

[0009] 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、片傾転型可変容量式油圧ポンプの微小な漏れ流量を測定することが可能な建設機械を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0010] 上記目的を達成するために、本発明は、原動機と、作動油を貯留するタンクと、前記原動機によって駆動され、前記タンクから吸い込んだ作動油を吐出する片傾転型可変容量式の油圧ポンプと、複数の油圧アクチュエータと、前記油圧ポンプの吐出油が供給される吐出油路に接続され、前記油圧ポンプから前記複数の油圧アクチュエータの少なくとも一部に供給される作動油の流れを制御する方向切換弁ユニットと、前記原動機の回転数および前記油圧

ポンプの傾転を制御するコントローラとを備えた建設機械において、前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサを備え、前記コントローラは、前記吐出油路と前記タンクとの連通を遮断し、かつ前記油圧ポンプの傾転をスタンバイ傾転よりも小さく設定された診断用傾転に保持した状態で、前記原動機の回転数を負荷運転可能な変化させつつ前記油圧ポンプの吐出圧力を計測し、前記油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力に達したときの前記原動機の回転数と前記診断用傾転とに基づいて前記油圧ポンプの漏れ流量を算出するものとする。

[0011] 以上のように構成した本発明によれば、油圧ポンプの吐出油路とタンクとの連通を遮断し、かつ油圧ポンプの傾転をスタンバイ傾転よりも小さい診断用傾転に保持した状態で、原動機の回転数を変化させ、油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力に達したときの理論吐出流量を算出することにより、スタンバイ流量よりも小さい微小流量の範囲で油圧ポンプの漏れ流量を測定することが可能となる。

発明の効果

[0012] 本発明に係る建設機械によれば、片傾転型可変容量式油圧ポンプの微小な漏れ流量を測定することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の第1の実施例に係る油圧シヨベルの側面図である。

[図2]図1に示す油圧シヨベルに搭載された油圧駆動装置の概略構成図である。

[図3]可変容量型斜軸式油圧ポンプの構造図である。

[図4]図2に示すコントローラの機能ブロック図である。

[図5]図2に示すコントローラによって実行されるポンプ漏れ流量の測定フローを示す図である。

[図6]本発明の第2の実施例における油圧駆動装置の回路図である。

[図7]本発明の第3の実施例における油圧駆動装置の概略構成図である。

[図8]本発明の第3の実施例におけるポンプ漏れ流量の補正演算処理を示す図

である。

発明を実施するための形態

[0014] 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

[0015] 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。

[0016] 図1において、油圧ショベル100は、走行体101、この走行体101上に旋回可能に取り付けられた旋回体102と、この旋回体102の前側に上下方向に回動可能に取り付けられた作業装置103とを備えている。

[0017] 作業装置103は、旋回体102の前側に上下方向に回動可能に取り付けられたブーム104と、このブーム104の先端部に上下または前後方向に回動可能に取り付けられたアーム105と、このアーム105の先端部に上下または前後方向に回動可能に取り付けられたバケット106とを備えている。ブーム104は、油圧アクチュエータであるブームシリンダ107によって駆動され、アーム105は油圧アクチュエータであるアームシリンダ108によって駆動され、バケット106は油圧アクチュエータであるバケットシリンダ109によって駆動される。旋回体102の前側には、オペレータが搭乗する運転室110が設けられている。

[0018] 図2に油圧ショベル100に搭載された油圧駆動装置の概略構成を示す。

[0019] 図2において、油圧駆動装置200は、原動機としてのエンジン20と、エンジン20によって駆動される片傾転型可変容量式の油圧ポンプ21と、油圧ポンプ21のポンプ押しのけ容積（以下、ポンプ傾転） q_p を制御する油圧パイロット式の傾転制御装置22と、パイロット油圧源（図示せず）からの一次圧を減圧して生成したパイロット圧を傾転制御装置22に出力する電磁比例弁23と、油圧アクチュエータ107～109と、方向切換弁ユニット24と、ブリードオフ閉鎖バルブ25と、リリーフ弁26と、圧力センサ27と、モニタ50と、エンジン20、電磁比例弁23、ブリードオフ閉

鎖バルブ 25、モニタ 50等を制御するコントローラ 40とを備えている。

[0020] 方向切換弁ユニット 24は、油圧ポンプ 21の吐出ポートに接続された吐出油路（以下、ポンプ吐出油路） 28に接続され、操作装置（図示せず）の操作に応じて、油圧ポンプ 21から油圧アクチュエータ 107～109に供給される圧油の流れを制御する。

[0021] ブリッドオフ閉鎖バルブ 25は、ポンプ吐出油路 28の方向切換弁ユニット 24よりも上流側に設けられ、コントローラ 40から制御信号に応じて開閉し、ポンプ吐出油路 28を連通または遮断する。

[0022] リリーフ弁 26は、ポンプ吐出油路 28の圧力を制限する安全弁であり、ポンプ吐出油路 28のブリッドオフ閉鎖バルブ 25よりも上流側に設けられ、ポンプ吐出油路 28の圧力（＝ポンプ吐出圧力 P_p ）が所定の圧力（以下、リリーフ設定圧） P_r を超えると開弁し、ポンプ吐出油路 28の圧油をタンク 29に排出する。

[0023] 圧力センサ 27は、ポンプ吐出油路 28のブリッドオフ閉鎖バルブ 25よりも上流側に設けられ、ポンプ吐出油路 28の圧力（ポンプ吐出圧力 P_p ）を圧力信号に変換し、コントローラ 40に出力する。

[0024] コントローラ 40は、ポンプ漏れ流量の測定指令を受けて、ブリッドオフ閉鎖バルブ 25、エンジン 20の回転数（以下、エンジン回転数） N_{eng} 、ポンプ傾転 q_p を制御し、圧力センサ 27で検出したポンプ吐出圧力 P_p に基づいて、油圧ポンプ 21の漏れ流量 Q_{leak} を算出する。

[0025] 建設機械用の油圧ポンプとしてはアキシャルピストンタイプのポンプが多く用いられており、可変容量機構として斜軸タイプと斜板タイプとがある。どちらもピストンのストローク工程を変化させて押しのけ容積を変化させることで可変容量を実現している。

[0026] 片傾転型可変容量式の油圧ポンプ 21の一例として、図 3 に可変容量型斜軸式油圧ポンプの構造を示す。

[0027] 図 3 において、筒状のケーシング 1は、一端側が軸受部分となった略円筒状のケーシング本体 1Aと、ケーシング本体 1Aの他端側を閉塞したヘッド

ケーシング 1 B とから構成されている。

[0028] 回転軸 2 は、ケーシング本体 1 A 内に回転可能に設けられている。シリンダブロック 3 は、ケーシング本体 1 A 内に位置して回転軸 2 と共に回転する。シリンダブロック 3 には、その軸方向に複数のシリンダ 4 が穿設されている。そして、各シリンダ 4 内にはそれぞれピストン 5 が摺動可能に設けられ、各ピストン 5 にはコネクティングロッド 6 が取り付けられている。

[0029] また、各コネクティングロッド 6 の先端には球形部 6 A が形成され、各球形部 6 A は回転軸 2 の先端に形成されたドライブディスク 7 に揺動自在に支持されている。ここで、シリンダブロック 3 は後述の弁板 8 と共に回転軸 2 に対し傾転量としての傾転角 θ をもって配設され、この傾転角 θ によってポンプ押しのけ容量が決定される。

[0030] 弁板 8 は、その一側端面にシリンダブロック 3 が摺接し、弁板 8 の他側端面はヘッドケーシング 1 B に形成された凹湾曲状の傾転摺動面 9 に摺接している。

[0031] また、弁板 8 の中心には貫通孔 8 A が穿設され、貫通孔 8 A には後述するセンタシャフト 10 と揺動ピン 15 の各先端部が両側からそれぞれ挿入されている。そして、弁板 8 にはシリンダブロック 3 の回転時に各シリンダ 4 と間歇的に連通する一对の給排ポート（図示せず）が穿設され、ヘッドケーシング 1 B の傾転摺動面 9 に開口する一对の給排通路（図示せず）はこれらの給排ポートに弁板 8 の傾転位置（傾転角 θ ）の如何に拘らず連通するようになっている。

[0032] センタシャフト 10 は、ドライブディスク 7 と弁板 8 との間でシリンダブロック 3 を支持する。センタシャフト 10 の一端側には球形部 10 A が形成され、球形部 10 A はドライブディスク 7 の軸中心位置に揺動自在に支持されている。一方、シリンダブロック 3 の中心を貫通して突出したセンタシャフト 10 の他端側は弁板 8 の貫通孔 8 A 内に摺動可能に挿入され、シリンダブロック 3 を弁板 8 に対してセンタリングするようになっている。

[0033] 傾転機構 11 は、傾転摺動面 9 に沿って弁板 8 を傾転させる。傾転機構 1

1 は、ヘッドケーシング 1 B 内に形成され、軸方向両端側に油通孔 1 2 A, 1 2 B を有したシリンダ室 1 2 と、シリンダ室 1 2 内に摺動可能に挿嵌され、シリンダ室 1 2 内に液圧室 1 3 A, 1 3 B を画成したサーボピストン 1 4 と、基端側がサーボピストン 1 4 に固着され、先端側が球形状先端部 1 5 A となって弁板 8 の貫通孔 8 A に揺動可能に挿嵌された揺動ピン 1 5 とから構成されている。

[0034] 制御部 1 6 は、傾転機構 1 1 を介して弁板 8 を傾転制御する。制御部 1 6 は、ヘッドケーシング 1 B の外側に設けられ、パイロットポンプから給排される圧油量（パイロット圧）をフィードバック制御する絞り切換弁（いずれも図示せず）を備えている。そして、この絞り切換弁にはスリーブ（図示せず）が設けられ、このスリーブとサーボピストン 1 4 とは、ヘッドケーシング 1 B の長孔 1 C に挿通されたフィードバックピン 1 7 によって一体的に連結されている。

[0035] ここで、制御部 1 6 の絞り切換弁を操作レバー等で切換操作すると、このときの切換操作量に応じた圧油（パイロット圧）が前記パイロットポンプから前記油通孔 1 2 A, 1 2 B を介して傾転機構 1 1 の液圧室 1 3 A, 1 3 B 内に給排され、液圧室 1 3 A, 1 3 B 間の圧力差でサーボピストン 1 4 を摺動変位させることにより、サーボピストン 1 4 は揺動ピン 1 5 を介して弁板 8 およびシリンダブロック 3 を傾転角 θ をもって矢示 A 方向に傾転させる。そして、前記絞り切換弁のスリーブはサーボピストン 1 4 の変位に追従して変位することにより、前記パイロットポンプからの圧油量をフィードバック制御し、サーボピストン 1 4 の変位量を絞り切換弁の切換操作量に対応させた状態に保持する。

[0036] このような構成を備えたアキシャルピストンタイプの可変容量型油圧ポンプにおいては、斜軸、または斜板ポンプにおいては斜板の傾き量（以下、傾転）を変更可能とすることにより 1 回転当たりのピストンの押しのけ量を変更して、ポンプの吐出流量を可変とすることができる。よってこの斜軸または斜板の傾転量の制御でポンプ吐出量を制御することが可能で、そのポンプ

機構の姿勢が制御される。

[0037] 一方、図示は省略するが、両傾転型ポンプは傾転角を両方向に振れるようにすることが必要で、機能的な面も増えることもあり、大きく構造が異なり部品が増えてコスト的にも高価なものになる。さらに、両傾転型ポンプは吸い込み性能も悪く利用上好ましくない面もあり、また補器への油の循環・潤滑のためにチャージ回路が必要になる。したがって両傾転型ポンプを片傾転で使用するようなことは実用上行われず、ショベルのように片傾転型ポンプで仕様を満たす機械であれば片傾転ポンプ型を使用するのが当然となっている。

[0038] 次に、ポンプの吐出漏れについて説明する。

[0039] ポンプの主要な可動部、摺動部としては上述したように、軸受けや各ピストン5と各シリンダ4との摺動、シリンダブロック3と弁板8の摺動部、弁板8とヘッドケーシング1Bとの摺動等が挙げられる。ポンプからの吐出油はこのシリンダブロック3から弁板8を経由して吐出ポート（図示しない）に移送されることになり、これら摺動部が摺動に際して潤滑不良等が起きると摩耗等が発生して傾転摺動面の隙間が大きくなる。この隙間が追加され部品間クリアランスが正常時の規定量よりも大きくなることになりポンプの吐出油がその隙間から低圧部へ流れ出る（漏れる）ことになる。その結果、ポンプの吐出流量が正常時の吐出流量よりも漏れ流量分減少してしまうことになる。

[0040] 理論ポンプ吐出流量、漏れ流量、およびポンプ吐出圧力の関係について以下に説明する。ここでいう理論ポンプ吐出流量とは、ポンプの漏れ流量がゼロと仮定した場合のポンプ吐出流量である。

[0041] 油圧駆動装置200内の各流量とポンプ吐出圧力 P_p との関係は、以下の式で表される。

[0042] [数1]

$$\frac{dP_p}{dt} = (Q_{pref} - Q_{leak} - Q_{relief} - Q_{cb}) \times \frac{B}{V} \quad \cdots \cdots (1)$$

[0043] Q_{pref} : 理論ポンプ吐出流量

Q_{leak} : ポンプ漏れ流量

Q_{relief} : リリーフ流量

Q_{cb} : センタバイパス流量 (ブリードオフ流量)

B : 体積弾性係数

V : ポンプ吐出部容積

また、理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} は、以下の式で表される。

[0044] [数2]

$$Q_{pref} = q_p \times N_{eng} \quad \cdots \cdots (2)$$

[0045] 式(1)において、ポンプ吐出圧力 P_p がリリーフ設定圧 P_r より低い状態では、リリーフ流量 Q_{relief} はゼロになる。また、ブリードオフ閉鎖バルブ 25 を閉じた状態では、センタバイパス流量 Q_{cb} はゼロになる。さらに、ポンプ吐出圧力 P_p が安定した状態ではポンプ吐出圧力 P_p の変化率 dP_p/dt は十分に小さくなる。このような回路状態では、理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} はポンプ漏れ流量 Q_{leak} に等しくなる。従って、そのような回路状態における理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} を算出することにより、ポンプ漏れ流量 Q_{leak} を測定することができる。

[0046] ここで測定したい漏れ流量 Q_{leak} の程度について補足する。建設機械等で用いられる一般的なアキシャルピストンポンプでの容積効率 η_v は定格運転時でおよそ 85 ~ 95 % 程度であり、漏れの少ない良好なポンプを想定して容積効率 η_v を 95 % とすると、20 t 級油圧ショベルのポンプ吐出流量は約 200 L/min であるからその漏れ流量は、

$$200 \text{ L/min} \times 5\% = 10 \text{ L/min}$$

となる。

[0047] エンジン回転数を定格回転数 (2000 rpm) とすると、5 % の漏れ流量相当を吐出するためのポンプ傾転は、

$$10 \text{ L/min} / 2000 \text{ rpm} \times 1000 \text{ cm}^3/\text{L} = 5 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

となる。

[0048] ここで、エンジン回転数を最小回転数（例えば1000rpm）まで低下させると、5%の漏れ流量相当を吐出するためのポンプ傾転は、

$$10\text{ L}/\text{min}/1000\text{ rpm}\times 1000\text{ cm}^3/\text{L}=10\text{ cm}^3/\text{rev}$$

となり、定格回転数の場合よりの大きくなる。

[0049] しかし、このようにエンジン回転数を最小回転数まで低下させても、5%の漏れ流量相当を吐出するためのポンプ傾転は、最大傾転（100cm³/rev）の1/10まで抑える必要がある。

[0050] 特許文献1では、両傾転型ポンプを対象としているため、ポンプ吐出流量をゼロから自在に変化させることができるが、先に述べた片傾転型ポンプのスタンバイ流量を50L/minとすると、エンジン定格運転時（2000rpm）にスタンバイ流量を吐出するための傾転（スタンバイ傾転）は、

$$50\text{ L}/\text{min}/2000\text{ rpm}\times 1000\text{ cm}^3/\text{L}=25\text{ cm}^3/\text{rev}$$

となり、5%の漏れ流量を測定するためのポンプ傾転（5cm³/rev）の5倍に相当する。また、エンジン回転数をアイドリング回転数（1000rpm）まで落としたとしても、5%の漏れ流量を測定するための傾転（10cm³/rev）の2.5倍に相当する。従って、スタンバイ傾転を最小傾転とするシステムでは、片傾転型ポンプの吐出流量を5%の漏れ流量相当まで低下させることはできない。

[0051] そこで本実施の形態では、ポンプの最小傾転を以下のように通常運転時と漏れ診断時に切り替えられるように構成する。

[0052] 通常運転時 最小傾転（スタンバイ傾転） $q_{ps}=25\text{ cm}^3/\text{rev}$

漏れ診断運転時 最小傾転（診断用傾転） $q_{pd}=10\text{ cm}^3/\text{rev}$

以上の関係をまとめると、診断用傾転 q_{pd} は、建設機械の油圧負荷運転可能な最小エンジン回転数 N_{eng_min} （通常はアイドリング回転数）

および測定可能な最小漏れ流量 Q_{leak_min} に対し、以下の条件を満たす必要がある。

[0053] [数3]

$$qpd \leq \frac{Q_{leak_min}}{N_{eng_min}} \dots\dots (3)$$

[0054] このように診断用傾転 qpd を設定することにより、エンジン回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} まで低下させることでポンプ吐出流量を最小漏れ流量 Q_{leak_min} 以下に抑えることができるため、最小漏れ流量 Q_{leak_min} を測定することが可能となる。

[0055] 図4にコントローラ40の機能ブロックを示す。なお、図4中、油圧ポンプ21の漏れ流量の測定に係わる構成のみを示し、アクチュエータ107～109の駆動に係わる構成は省略している。

[0056] 図4において、コントローラ40は、測定制御部41と、バルブ制御部42と、エンジン回転数制御部43と、ポンプ傾転制御部44と、ポンプ流量算出部45と、ポンプ圧力計測部46と、漏れ流量算出部47とを備えている。

[0057] 測定制御部41は、漏れ流量 Q_{leak} の測定を開始する測定指令を受けて、バルブ制御部42、エンジン回転数制御部43、およびポンプ傾転制御部44を制御する。測定指令は、運転室110に配置されたスイッチ等の入力装置（図示せず）の操作を介して生成させても良いし、油圧ショベル100のエンジン20が始動してコントローラ40の電源が入った直後に自動的に生成させても良い。

[0058] バルブ制御部42は、測定制御部41からの指令に基づいて、ブリードオフ閉鎖バルブ25を開閉する。

[0059] エンジン回転数制御部43は、測定制御部41からの指令に基づいて、エンジン回転数 N_{eng} が所望の値となるようにエンジン20を制御する。

[0060] ポンプ傾転制御部44は、測定制御部41からの指令に基づいて、油圧ポンプ21の傾転 qp が所望の値となるように、電磁比例弁23の開度を調節

し、傾転制御装置 22 を駆動する。

- [0061] ポンプ流量算出部 45 は、エンジン回転数制御部 43 からのエンジン回転数 N_{eng} とポンプ傾転制御部 44 からのポンプ傾転量 q_p とに基づいて、理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} を算出し、漏れ流量算出部 47 に出力する。
- [0062] ポンプ圧力計測部 46 は、圧力センサ 27 からの圧力信号を油圧ポンプ 21 のポンプ吐出圧力 P_p に変換し、漏れ流量算出部 47 に出力する。
- [0063] 漏れ流量算出部 47 は、ポンプ流量算出部 45 からの理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} とポンプ圧力計測部 46 からのポンプ吐出圧力 P_p とに基づいて漏れ流量 Q_{leak} を算出し、運転室 110 に配置されたモニタ 50 等に出力する。なお、漏れ流量 Q_{leak} は、運転室 110 の作業者に限らず、車両管理者やサービス部門等に通知されるように構成しても良い。
- [0064] 図 5 にコントローラ 40 によって実行されるポンプ漏れ流量の測定フローを示す。コントローラ 40 は、ポンプ漏れ流量の測定指令が入力されると、通常の制御フロー（図示せず）を中断し、当該測定フローに移行する。以下、当該測定フローを構成する各ステップについて順に説明する。
- [0065] コントローラ 40 は、先ず、ポンプ傾転 q_p をスタンバイ傾転 q_{ps} よりも小さい診断用傾転 q_{pd} に設定し、エンジン回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} に設定する（ステップ S1）。これにより、油圧ポンプ 21 の吐出流量は微小流量（正常な油圧ポンプの漏れ流量相当）になる。
- [0066] ステップ S1 に続き、ブリードオフ閉鎖バルブ 25 を閉じる（ステップ S2）。これにより、ポンプ吐出油路 28 が遮断され、油圧ポンプ 21 から方向切換弁ユニット 24 への圧油の供給が停止する。すなわち、油圧ポンプ 21 からタンク 29 に排出されるブリードオフ流量はゼロになる。
- [0067] ステップ S2 に続き、エンジン回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から最大回転数 N_{eng_max} まで緩やかに上昇させる制御を開始する（ステップ S3）。ここでいう「緩やかに上昇」とは、式（1）における各流量の変動によるポンプ吐出圧力 P_p の変化率 dP_p/dt が十分に小さくなるような上昇速度であり、例えば数十秒程度の時間をかけてエンジン回

転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から最大回転数 N_{eng_max} まで上昇させることである。これにより、油圧ポンプ 21 の吐出流量が緩やかに増加する。

- [0068] ステップ S3 に続き、ポンプ吐出圧力 P_p を計測する（ステップ S4）。
- [0069] ステップ S4 に続き、ポンプ吐出圧力 P_p が所定の閾値 P_s 以上か否かを判定する（ステップ S5）。ここで、閾値 P_s は、リリーフ弁 26 のリリーフ設定圧 P_r （例えば 35 MPa）よりも小さくかつ比較的大きい値（例えば 30 MPa）に設定することが望ましい。閾値 P_s を比較的大きい値に設定することにより、測定時の回路圧力が安定し、また、傾転摺動面 9 の隙間が小さい場合でも漏れ流量 Q_{leak} が大きくなるため、漏れ流量 Q_{leak} の測定精度を向上させることができる。
- [0070] ステップ S5 でポンプ吐出圧力 P_p が所定の閾値 P_s 未満である（No）と判定した場合は、ステップ S4 に戻る。
- [0071] ステップ S5 でポンプ吐出圧力 P_p が所定の閾値 P_s 以上である（Yes）と判定した場合は、ステップ S3 で開始したエンジン回転数 N_{eng} を緩やかに上昇させる制御を停止する（ステップ S6）。
- [0072] ステップ S6 に続き、診断用傾転 q_{pd} および現在のエンジン回転数 N_{eng} に基づいて理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} を算出し、漏れ流量 Q_{leak} としてモニタ 50 等に出力する（ステップ S7）。
- [0073] ステップ S7 に続き、ブリードオフ閉鎖バルブ 25 を開き（ステップ S8）、当該フローを終了する（通常の制御フローに復帰する）。
- [0074] 本実施例では、原動機 20 と、作動油を貯留するタンク 29 と、原動機 20 によって駆動され、タンク 29 から吸い込んだ作動油を吐出する片傾転型可変容量式の油圧ポンプ 21 と、複数の油圧アクチュエータ 107～109 と、油圧ポンプ 21 の吐出油が供給される吐出油路 28 に接続され、油圧ポンプ 21 から複数の油圧アクチュエータ 107～109 に供給される作動油の流れを制御する方向切換弁ユニット 24 と、原動機 20 の回転数 N_{eng} および油圧ポンプ 21 の傾転 q_p を制御するコントローラ 40 とを備えた建

設機械 100 において、油圧ポンプ 21 の吐出圧力 P_p を検出する圧力センサ 27 を備え、コントローラ 40 は、吐出油路 28 とタンク 29 との連通を遮断し、かつ油圧ポンプ 21 の傾転 q_p をスタンバイ傾転 q_{ps} よりも小さく設定された診断用傾転 q_{pd} に保持した状態で、原動機 20 の回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から上昇させつつ油圧ポンプ 21 の吐出圧力 P_p を計測し、油圧ポンプ 21 の吐出圧力 P_p が所定の圧力 P_s に達したときの原動機 20 の回転数 N_{eng} と診断用傾転 q_{ps} とに基づいて油圧ポンプ 21 の漏れ流量 Q_{leak} を算出する。

- [0075] 以上のように構成された本実施例によれば、油圧ポンプ 21 の吐出油路 28 とタンク 29 との連通を遮断した状態（ブリードオフ流量およびリリーフ流量がゼロの状態）で、油圧ポンプ 21 の傾転 q_p をスタンバイ傾転 q_{ps} よりも小さい診断用傾転 q_{pd} に保持し、原動機 20 の回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から上昇させ、油圧ポンプ 21 の吐出圧力 P_p が所定の圧力 P_s に達したときの吐出流量を算出することにより、スタンバイ流量よりも小さい微小流量の範囲で油圧ポンプ 21 の漏れ流量 Q_{leak} を測定することができる。これにより、油圧ポンプ 21 の予兆診断が可能となる。また、原動機 20 の回転数 N_{eng} を緩やかに上昇させることにより、漏れ流量 Q_{leak} の測定精度を向上させることができる。なお、本実施例では、油圧ポンプ 21 の吐出圧力を計測する際に、原動機 20 の回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から上昇させる制御を行うこととしたが、原動機 20 の回転数の制御方法はこれに限定されず、例えば最大回転数 N_{eng_max} から低下させる制御を行っても良い。

実施例 2

- [0076] 本発明の第 2 の実施例について、第 1 の実施例との相違点を中心に説明する。
- [0077] 第 1 の実施例では、ブリードオフ閉鎖バルブ 25 が油圧ポンプ 21 のすぐ下流に位置しているため、方向切換弁ユニット 24 等の影響を受けることなく油圧ポンプ 21 の漏れ流量を測定することができる。しかし、油圧ポンプ

21の吐出油でアクチュエータ107～109を駆動する建設機械100においては、油圧ポンプ21単体ではなく方向切換弁ユニット24も含めて漏れを評価することが好ましい場合もある。これは、油圧アクチュエータ107～109への圧油供給には油圧ポンプ21だけでなく方向切換弁ユニット24も大きく関わるからである。

[0078] 図6は、本実施例における油圧駆動装置の回路図である。

[0079] 図6において、油圧駆動装置200は、エンジン（原動機）20により駆動される可変容量式の第1および第2油圧ポンプ21a、21bと、第1油圧ポンプ21aの吐出側に平行接続される複数の方向切換弁24a1からなる第1方向切換弁ユニット24aと、第2油圧ポンプ21bの吐出側に平行接続される複数の方向切換弁24b1からなる第2方向切換弁ユニット24bとを備えている。

[0080] 第1方向切換弁ユニット24aを構成する複数の方向切換弁24a1、および第2方向切換弁ユニット24bを構成する複数の方向切換弁24b1はそれぞれ油圧アクチュエータ107～109、120L、120R、121のいずれかに接続されている。そして、各方向切換弁24a1、24b1はパイロット方式（油圧式または電磁式）で切り換わるように構成されており、その切り換え操作は運転室110内に設けられた操作レバーや操作ペダル等の操作手段により行われる。また、第1および第2油圧ポンプ21a、21bからの圧油をタンク29にバイパスするバイパスライン60a、60bには、第1および第2ブリードオフ閉鎖バルブ25a、25bが設けられている。第1および第2ブリードオフ閉鎖バルブ25a、25bは、コントローラ40（図4に示す）からの指令によって第1および第2油圧ポンプ21a、21bからタンク29にバイパスされる流量（以下、ブリードオフ流量）を制御する。

[0081] ここで、油圧ショベル100に設けられる油圧アクチュエータは、油圧モータからなる左右の走行モータ120R、120L及び旋回モータ121と、ブーム104を駆動するブームシリンダ107と、アーム105を駆動す

るアームシリンダ１０８と、バケット１０６を駆動するバケットシリンダ１０９とを含む。これら油圧アクチュエータのうち、ブームシリンダ１０７およびアームシリンダ１０８については、第１および第２油圧ポンプ２１ａ，２１ｂからの圧油を合流させて供給できるようにしている。なお、本実施例に係る油圧駆動装置２００は２台の油圧ポンプ２１ａ，２１ｂを備えているが、油圧ポンプの数は作業負荷等に応じて適宜変更可能である。

[0082] 第１および第２油圧ポンプ２１ａ，２１ｂとタンク２９との間には、油圧回路の最高圧力を規制するためのリリーフ弁２６が設けられており、これにより油圧回路を構成する各部の保護が図られる。

[0083] 本実施例は、方向切換弁ユニット２４の上流側に設けられたブリードオフ閉鎖バルブ２５（図２に示す）に代えて、方向切換弁ユニット２４ａ，２４ｂの下流側に設けられたブリードオフ閉鎖バルブ２５ａ，２５ｂを備えている点で第１の実施例と異なる。図６に示すように、アクチュエータへ供給される圧油の流れを制御する方向切換弁２４ａ１，２４ｂ１が各ポンプの供給ポートに対して並列に設けられており、これら方向切換弁２４ａ１，２４ｂ１からの圧油の漏れがポンプの漏れと同様にアクチュエータの駆動に影響を与える形となっている。

[0084] 本実施例における油圧駆動装置２００の各流量とポンプ吐出圧力 P_p の関係は、以下の式で表される。

[0085] [数４]

$$\frac{dP_p}{dt} = (Q_{pref} - Q_{leak} - Q_{relief} - Q_{cb} - Q_{cv}) \times \frac{B}{V} \quad \cdots \cdots (4)$$

[0086] Q_{pref} ：理論ポンプ吐出流量

Q_{leak} ：ポンプ漏れ流量

Q_{relief} ：リリーフ流量

Q_{cb} ：センタバイパス流量（ブリードオフ流量）

Q_{cv} ：方向切換弁漏れ流量

B ：体積弾性係数

V : ポンプ吐出部容積

ポンプ漏れ流量 Q_{leak} の測定時に第 1 の実施例と同様に回路を制御した場合、式 (4) は以下ようになる。

[0087] [数5]

$$\frac{dP_p}{dt} = (Q_{pref} - Q_{leak} - Q_{cv}) \times \frac{B}{V} \quad \cdots \cdots (5)$$

[0088] これよりポンプ漏れ流量 Q_{leak} と方向切換弁漏れ流量 Q_{cv} の合計流量が理論ポンプ吐出流量 Q_{pref} として算出されることになり、油圧ポンプ 21 a, 21 b および方向切換弁ユニット 24 a, 24 b を含む圧油供給系統全体の漏れ流量を測定することが可能となる。

[0089] 測定時の動作は第 1 の実施例と同様であるため説明を省略するが、これにより、圧油供給系統全体の漏れ流量を微小流量領域から測定できると共に、ブリードオフ流量がゼロ、リリーフ流量がゼロとなっている状況の下でポンプ吐出圧力が閾値 (30 MPa) を緩やかに超えた時の理論ポンプ吐出流量 Q_{leak} を通じて圧油供給系統の漏れ流量が精度良く測定され、建設機械の圧油の供給源としての損傷具合を評価することが可能となる。

[0090] 本実施例における油圧シヨベル 100 は、方向切換弁ユニット 24 a, 24 b とタンク 29 とを接続するバイパスライン 60 a, 60 b に設けられ、コントローラ 40 からの制御信号に応じて開閉するブリードオフ閉鎖バルブ 25 a, 25 b を備え、コントローラ 40 は、ブリードオフ閉鎖バルブ 25 a, 25 b を閉じることにより吐出油路 28 a, 28 b とタンク 29 との連通を遮断する。

[0091] 以上のように構成した本実施例によれば、油圧ポンプ 21 a, 21 b の漏れ流量 Q_{leak} と方向切換弁ユニット 24 a, 24 b の漏れ流量 Q_{cv} との合計流量が算出されるため、油圧ポンプ 21 a, 21 b および方向切換弁ユニット 24 a, 24 b を含む圧油供給系統全体の微小な漏れ流量を測定することが可能となる。

実施例 3

[0092] 本発明の第3の実施例について、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

説明する。

[0093] 本実施例は通常の測定環境とは大きく異なる場合に、測定結果の評価、比較が不適当な場合における漏れ量の評価診断方法を提供することを目的としている。例えば具体的な例としては、極寒地での極寒状態で診断を実施した場合では油温が -20°C などと非常に低い場合もある。この場合、ポンプの環状すきま等から漏れる流量は一般的に油の粘度等の影響を受けるので温度環境が漏れ具合に影響することが想定される。このように作動油の暖気の有無等でも大きく温度が異なる場合では、ポンプ毎に算出された漏れ流量を定量的に評価することは適切ではない。本実施例では、このように測定環境が大きく異なる場合において、評価に適した漏れ流量を算出する方法を説明する。

[0094] 図6の油圧回路構成に示すように、油圧ショベルのような建設機械においては左右の走行モータ120L, 120Rが存在するため、左右の等価性を得るために同一仕様の2つの油圧ポンプを備えるのが通例である。これら2つの油圧ポンプが損傷等がなく同様な漏れ流量特性を持っている場合であれば、温度等の環境が普段と大きく異なった場合であっても2つの油圧ポンプ21a, 21bの漏れ流量は同等になるはずである。逆にいえば、2つの油圧ポンプ21a, 21bの漏れ流量が大きく異なる場合は、漏れ流量の大きい方の油圧ポンプが他方の油圧ポンプよりも損傷していると捉えることができる。

[0095] 従って、このように温度環境が普段と大きく異なっている場合は、2つの油圧ポンプの各漏れ流量を算出する際に2つの油圧ポンプの漏れ流量の偏差の影響を加味することにより、各漏れ流量に対する温度環境の変化による影響を抑えることができより適切な漏れ診断が行えるようになる。

[0096] 図7に本実施例における油圧駆動装置200の概略構成を示し、図8に本実施例における油圧ポンプ21a, 21bの漏れ流量 $Q_{\text{leak}1}$, $Q_{\text{leak}2}$

a k 2 の補正演算処理を示す。なお、油圧ポンプ 2 1 a, 2 1 b の漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} の算出方法は第 1 の実施例で説明した通りである。

[0097] 図 8 に示す例では、漏れ流量 Q_{leak1} と漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} の偏差 ($=Q_{leak1}-Q_{leak2}$) の絶対値との加重平均を補正後の漏れ流量 Q_{leak1} として算出し、漏れ流量 Q_{leak2} と漏れ流量 Q_{leak2} , Q_{leak1} の差分 ($=Q_{leak2}-Q_{leak1}$) の絶対値との加重平均を油圧ポンプ 2 1 a の補正後の漏れ流量 Q_{leak2} として算出する。

[0098] 漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} の比重を決定する係数 K_1 および漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} の偏差の絶対値の比重を決定する係数 K_2 は、 $K_1+K_2=1$ の条件を満たし、かつ標準温度 T_N において K_1 が支配的 (例えば 0.9) であり、温度が低下するに従って係数 K_2 が支配的 (例えば 0.9) になるように設定されている。

[0099] 本実施例における油圧シヨベル 100 は、原動機 20 によって駆動され、タンク 29 から吸い込んだ作動油を吐出する片傾転型可変容量式の第 2 油圧ポンプ 21 b と、第 2 油圧ポンプ 21 b の吐出油が供給される第 2 吐出油路 28 b に接続され、第 2 油圧ポンプ 21 b から複数の油圧アクチュエータ 107~109 に供給される作動油の流れを制御する第 2 方向切換弁ユニット 24 b と、第 2 油圧ポンプ 21 b の吐出圧力を検出する第 2 圧力センサ 27 b と、作動油の温度を検出する温度センサ 30 とを更に備え、コントローラ 40 は、第 2 吐出油路 29 b とタンク 29 との間の連通を遮断し、かつ第 2 油圧ポンプ 21 b の傾転を診断用傾転 qpd に保持した状態で、原動機 20 の回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から上昇させつつ第 2 油圧ポンプ 21 b の吐出圧力を計測し、第 2 油圧ポンプ 21 b の吐出圧力が所定の圧力 P_s に達したときの原動機 20 の回転数 N_{eng} と診断用傾転 $qp0$ とに基づいて第 2 油圧ポンプ 21 b の漏れ流量 Q_{leak2} を算出し、作動油の温度に応じて、第 1 油圧ポンプ 21 a および第 2 油圧ポンプ 21 b の各

漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} の算出値を補正する。なお、本実施例では、第2油圧ポンプ21bの吐出圧力を計測する際に、原動機20の回転数 N_{eng} を最小回転数 N_{eng_min} から上昇させる制御を行うこととしたが、原動機20の回転数の制御方法はこれに限定されず、例えば最大回転数 N_{eng_max} から低下させる制御を行っても良い。

[0100] 以上のように構成した本実施例によれば、作動油の温度に応じて油圧ポンプ21a, 21bの漏れ流量 Q_{leak1} , Q_{leak2} を補正することにより、温度環境によらず適切な漏れ診断を行うことが可能となる。

[0101] 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

[0102] 1…ケーシング、1A…ケーシング本体、1B…ヘッドケーシング、1C…長孔、2…回転軸、3…シリンダブロック、4…シリンダ、5…ピストン、6…コネクティングロッド、6A…球形部、7…ドライブディスク、8…弁板、8A…貫通孔、9…傾転摺動面、10…センタシャフト、11…傾転機構、12…シリンダ室、12A, 12B…油通孔、13A, 13B…液圧室、14…サーボピストン、15…揺動ピン、15A…球形状先端部、16…制御部、17…フィードバックピン、20…エンジン（原動機）、21…油圧ポンプ（第1油圧ポンプ）、21a…油圧ポンプ（第1油圧ポンプ）、21b…油圧ポンプ（第2油圧ポンプ）、22, 22a, 22b…傾転制御装置、23…電磁比例弁、24…方向切換弁ユニット（第1方向切換弁ユニット）、24a…方向切換弁ユニット（第1方向切換弁ユニット）、24b…方向切換弁ユニット（第2方向切換弁ユニット）、25, 25a, 25b

…ブリードオフ閉鎖バルブ、26…リリーフ弁、27…圧力センサ（第1圧力センサ）、27a…圧力センサ（第1圧力センサ）、27b…圧力センサ（第2圧力センサ）、28…ポンプ吐出油路（第1吐出油路）、28a…ポンプ吐出油路（第1吐出油路）、28b…ポンプ吐出油路（第2吐出油路）、29…タンク、30…温度センサ、40…コントローラ、41…測定制御部、42…バルブ制御部、43…エンジン回転数制御部、44…ポンプ傾転制御部、45…ポンプ流量算出部、46…ポンプ圧力計測部、47…漏れ流量算出部、50…モニタ、60a, 60b…バイパスライン、100…油圧ショベル（建設機械）、101…走行体、102…旋回体、103…作業装置、104…ブーム、105…アーム、106…バケット、107…ブームシリンダ（油圧アクチュエータ）、108…アームシリンダ（油圧アクチュエータ）、109…バケットシリンダ（油圧アクチュエータ）、110…運転室、120L, 120R…走行モータ（油圧アクチュエータ）、121…旋回モータ（油圧アクチュエータ）、200…油圧駆動装置。

請求の範囲

[請求項1]

原動機と、
作動油を貯留するタンクと、
前記原動機によって駆動され、前記タンクから吸い込んだ作動油を吐出する片傾転型可変容量式の第1油圧ポンプと、
複数の油圧アクチュエータと、
前記第1油圧ポンプの吐出油が供給される第1吐出油路に接続され、前記第1油圧ポンプから前記複数の油圧アクチュエータに供給される作動油の流れを制御する第1方向切換弁ユニットと、
前記原動機の回転数および前記第1油圧ポンプの傾転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油圧ポンプの吐出圧力を検出する第1圧力センサを備え、
前記コントローラは、
前記第1吐出油路と前記タンクとの連通を遮断し、かつ前記第1油圧ポンプの傾転をスタンバイ傾転よりも小さく設定された診断用傾転に保持した状態で、前記原動機の回転数を変化させつつ前記第1油圧ポンプの吐出圧力を計測し、
前記第1油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力に達したときの前記原動機の回転数と前記診断用傾転とに基づいて前記第1油圧ポンプの漏れ流量を算出することを特徴とした建設機械。

[請求項2]

請求項1に記載の建設機械において、
前記第1方向切換弁ユニットと前記タンクとを接続するバイパスラインに設けられ、前記コントローラからの制御信号に応じて開閉するブリードオフ閉鎖バルブを更に備え、
前記コントローラは、前記ブリードオフ閉鎖バルブを閉じることに より前記第1吐出油路と前記タンクとの連通を遮断することを特徴とする建設機械。

[請求項3]

請求項1に記載の建設機械において、

前記原動機によって駆動され、前記タンクから吸い込んだ作動油を吐出する片傾転型可変容量式の第2油圧ポンプと、

前記第2油圧ポンプの吐出油が供給される第2吐出油路に接続され、前記第2油圧ポンプから前記複数の油圧アクチュエータに供給される作動油の流れを制御する第2方向切換弁ユニットと、

前記第2油圧ポンプの吐出圧力を検出する第2圧力センサと、

前記作動油の温度を検出する温度センサとを更に備え、

前記コントローラは、

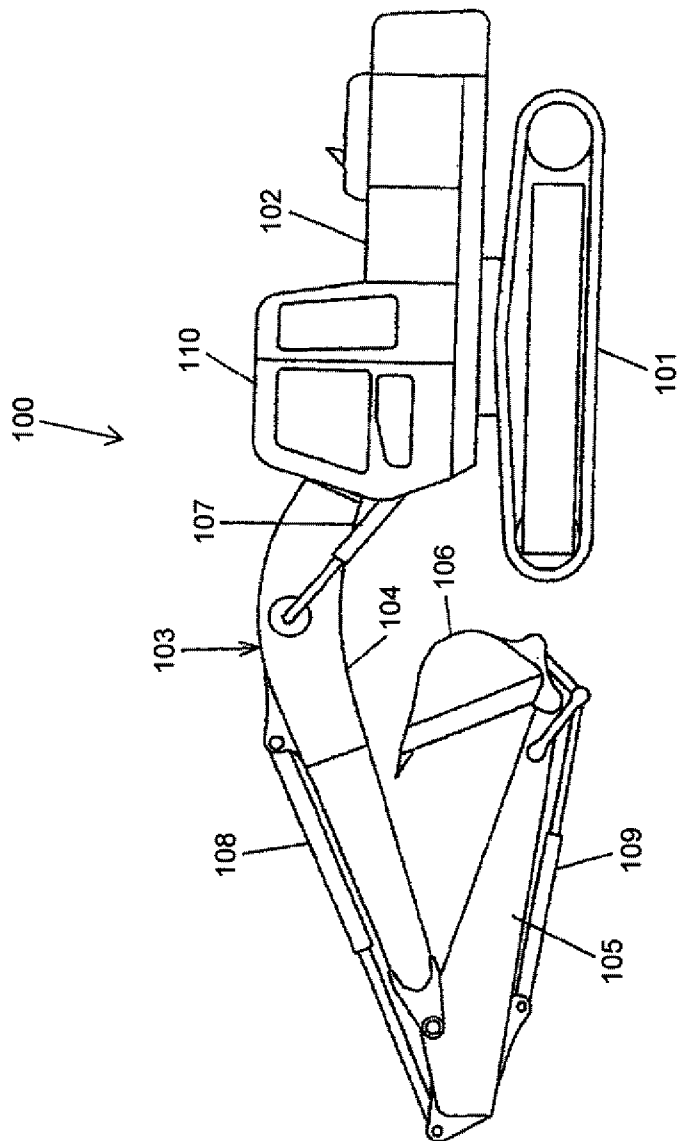
前記第2吐出油路と前記タンクとの間の連通を遮断し、かつ前記第2油圧ポンプの傾転を前記診断用傾転に保持した状態で、前記原動機の回転数を変化させつつ前記第2油圧ポンプの吐出圧力を計測し、

前記第2油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力に達したときの前記原動機の回転数と前記診断用傾転とに基づいて前記第2油圧ポンプの漏れ流量を算出し、

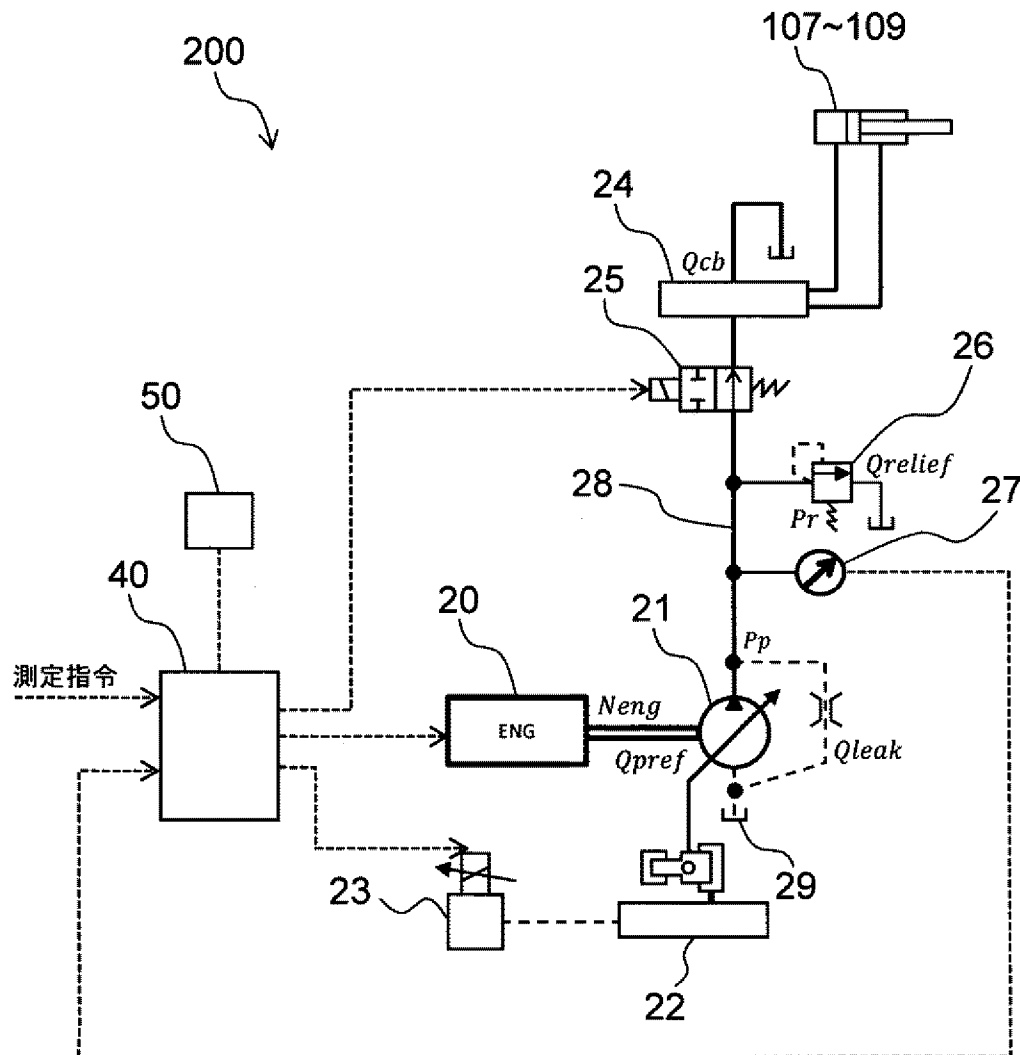
前記作動油の温度に応じて、前記第1油圧ポンプおよび前記第2油圧ポンプの各漏れ流量の算出値を補正する

ことを特徴とした建設機械。

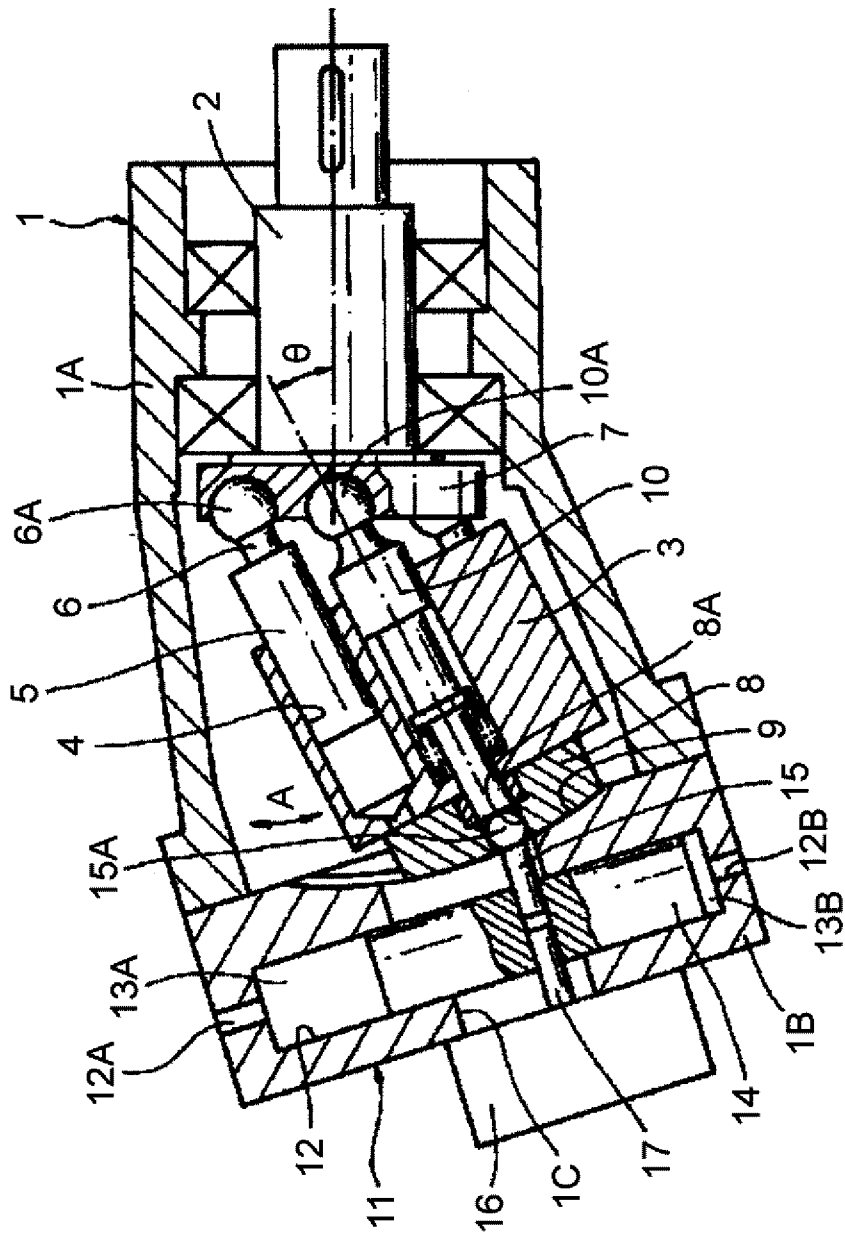
[図1]



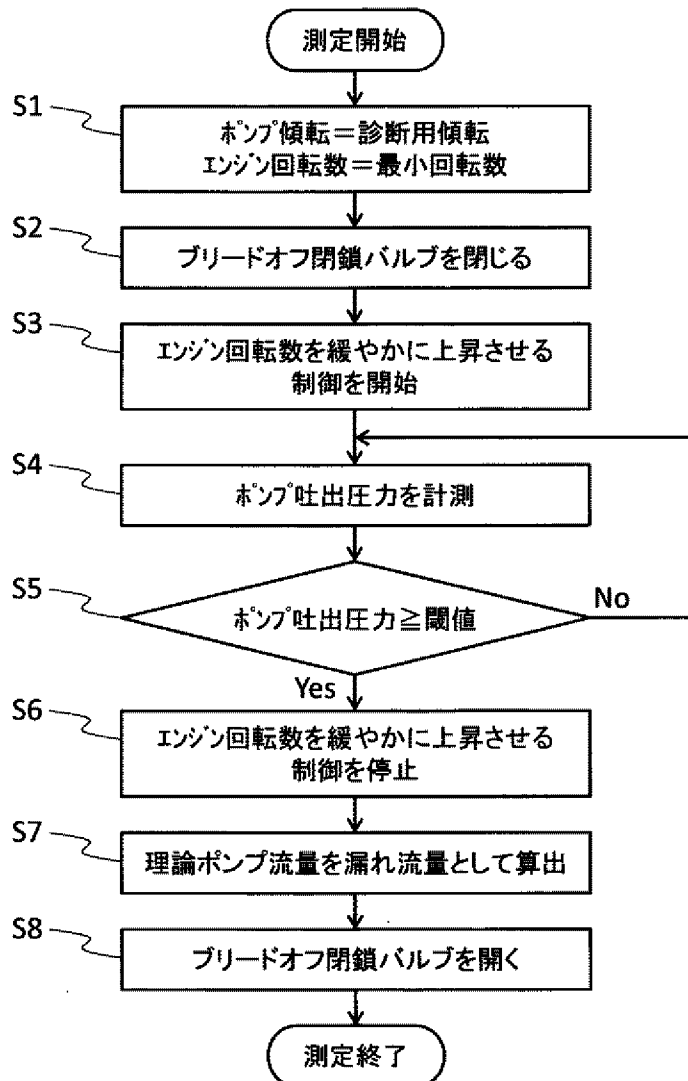
[図2]



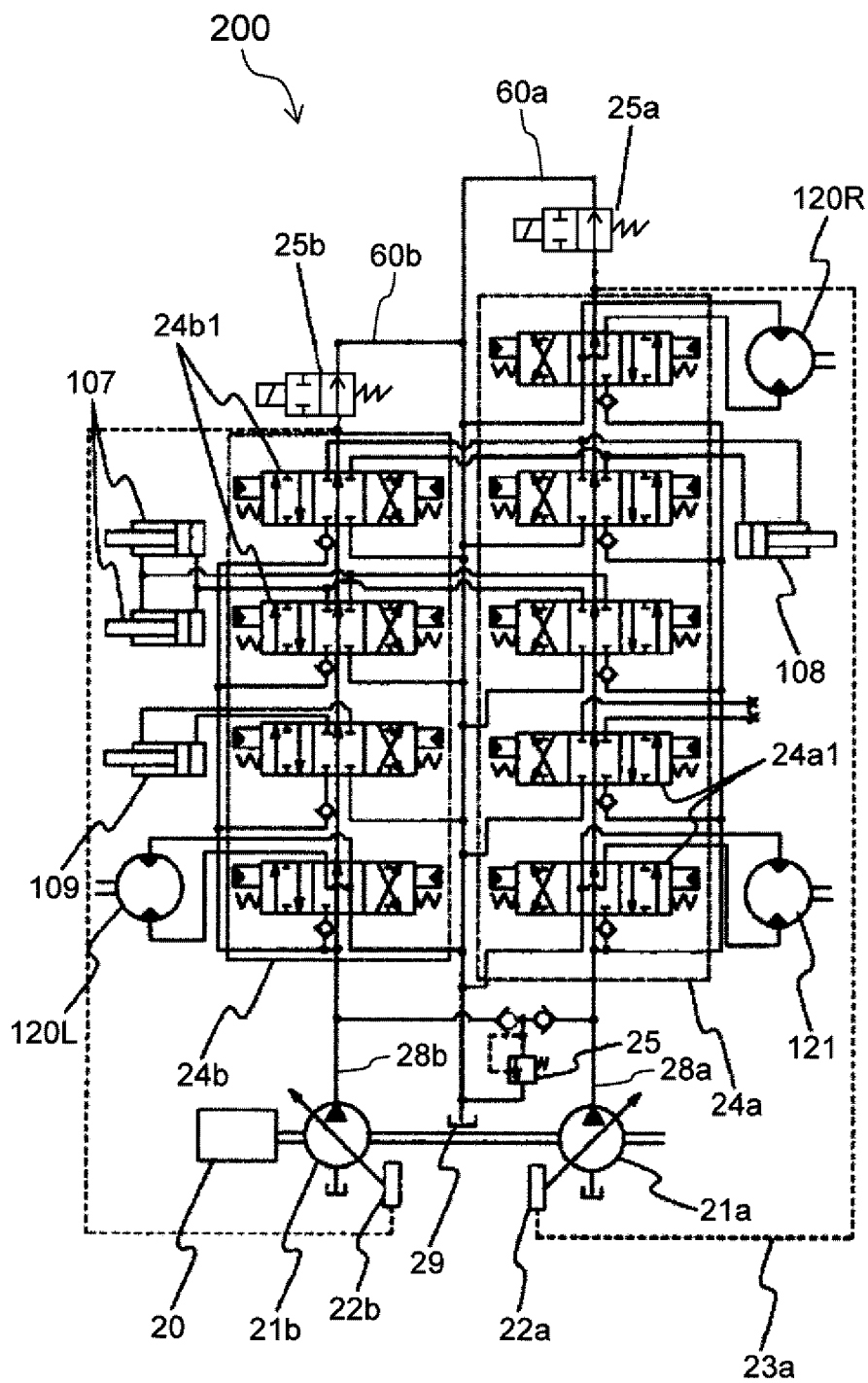
[図3]



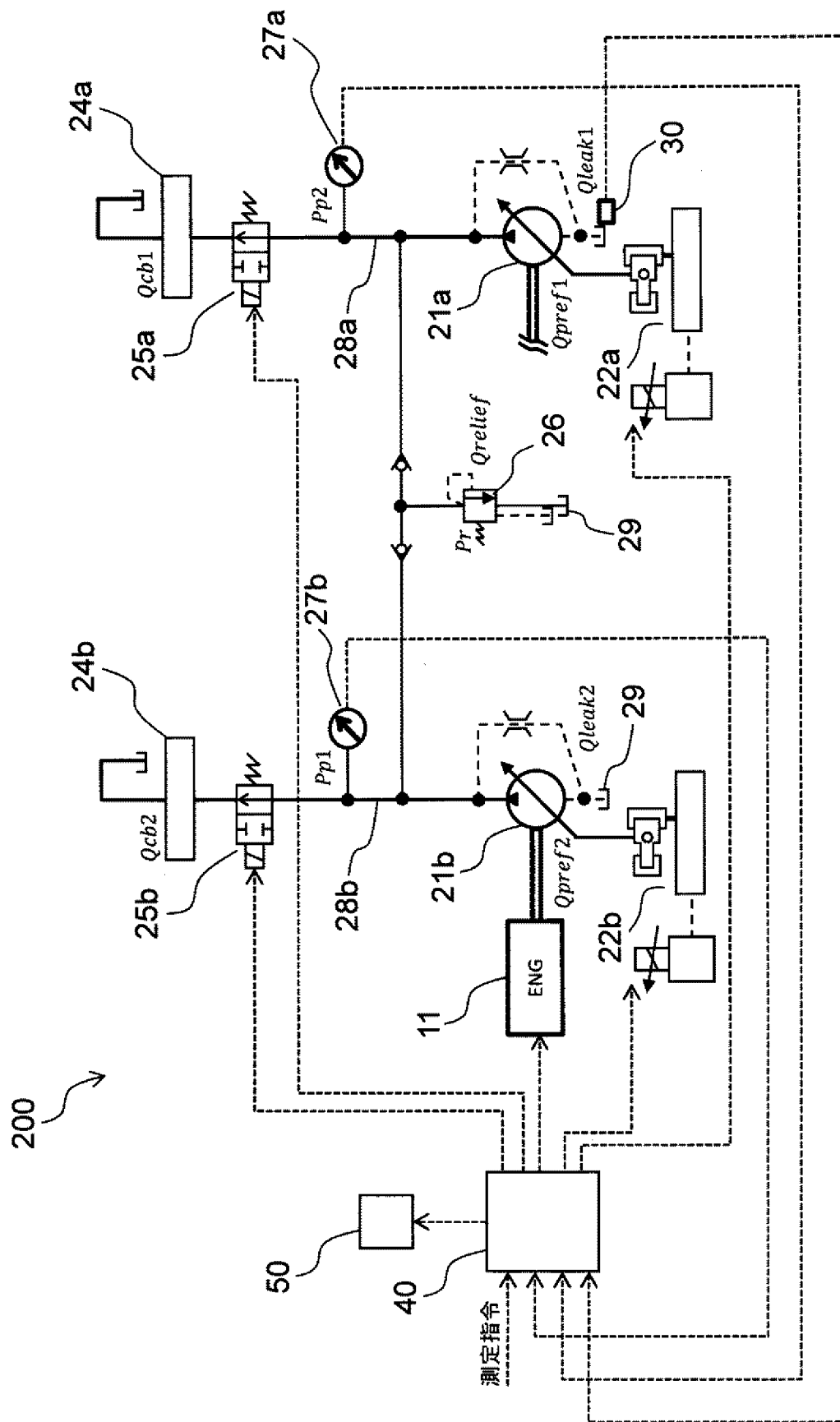
[図5]



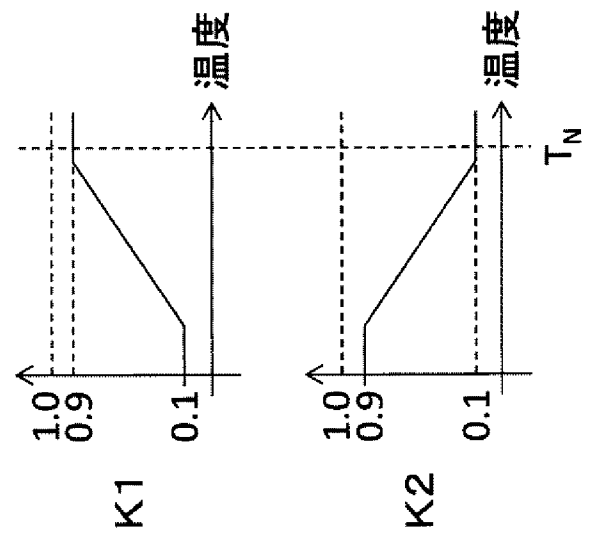
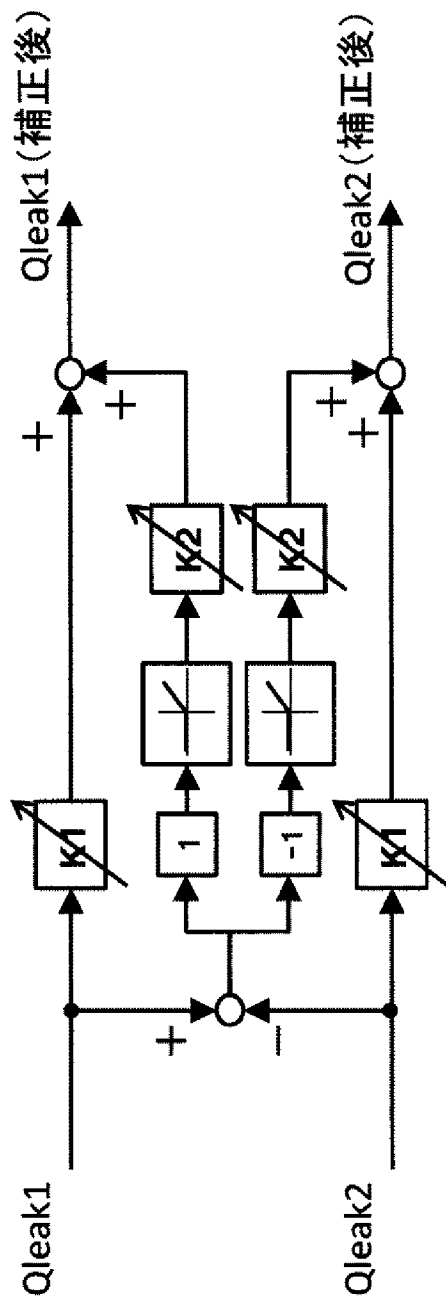
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2020/037478

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B 20/00 (2006.01) i; E02F 9/26 (2006.01) i; F04B 51/00 (2006.01) i
FI: F15B20/00 D; E02F9/26 Z; F04B51/00

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)

F15B20/00; E02F9/26; F04B51/00

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2020
Registered utility model specifications of Japan	1996-2020
Published registered utility model applications of Japan	1994-2020

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	JP 2019-49204 A (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) 28 March 2019 (2019-03-28) paragraphs [0014]-[0089], fig. 1-9, in particular, paragraphs [0020], [0042], [0057]-[0058], [0068]-[0089], fig. 2, 8-9	1-3
Y	JP 10-169604 A (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) 23 June 1998 (1998-06-23) paragraphs [0024]-[0047], fig. 1-2, in particular, paragraph [0036], fig. 2	1-3
Y	JP 2000-46015 A (KOBELCO CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) 15 February 2000 (2000-02-15) paragraphs [0049]-[0066], fig. 7-9	2-3
Y	JP 2013-72454 A (DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) 22 April 2013 (2013-04-22) paragraph [0078]	3

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"I" 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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search
25 November 2020 (25.11.2020)

Date of mailing of the international search report
08 December 2020 (08.12.2020)

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

Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2020/037478

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 2019-49204 A	28 Mar. 2019	(Family: none)	
JP 10-169604 A	23 Jun. 1998	US 5974796 A column 4, line 44 to column 8, line 46, fig. 1-2, in particular, column 6, lines 39-52, fig. 2 EP 848113 A1 DE 69720382 T2 CN 1184899 A KR 10-1998-0063919 A	
JP 2000-46015 A	15 Feb. 2000	(Family: none)	
JP 2013-72454 A	22 Apr. 2013	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F15B 20/00(2006.01)i; E02F 9/26(2006.01)i; F04B 51/00(2006.01)i FI: F15B20/00 D; E02F9/26 Z; F04B51/00		
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）） F15B20/00; E02F9/26; 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 1971-2020年 日本国実用新案登録公報 1996-2020年 日本国登録実用新案公報 1994-2020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	JP 2019-49204 A（日立建機株式会社）28.03.2019（2019-03-28） 段落[0014]-[0089], 図1-9, 特に段落[0020], [0042], [0057]-[0058], [0068]-[0089], 図2, 8-9	1-3
Y	JP 10-169604 A（日立建機株式会社）23.06.1998（1998-06-23） 段落[0024]-[0047], 図1-2, 特に段落[0036], 図2	1-3
Y	JP 2000-46015 A（コベルコ建機株式会社）15.02.2000（2000-02-15） 段落[0049]-[0066], 図7-9	2-3
Y	JP 2013-72454 A（ダイキン工業株式会社）22.04.2013（2013-04-22） 段落[0078]	3
☐ 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、一般的な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抵触するものではなく、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 25. 11. 2020		国際調査報告の発送日 08. 12. 2020
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		権限のある職員（特許庁審査官） 谿花 正由輝 30 3120 電話番号 03-3581-1101 内線 3358

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2020/037478

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2019-49204	A	28.03.2019	(ファミリーなし)	
JP	10-169604	A	23.06.1998	US 5974796 A	
				第4欄第44行-第8欄第46行, 図1-2, 特に第6欄第39-52 行, 図2	
				EP 848113 A1	
				DE 69720382 T2	
				CN 1184899 A	
				KR 10-1998-0063919 A	
JP	2000-46015	A	15.02.2000	(ファミリーなし)	
JP	2013-72454	A	22.04.2013	(ファミリーなし)	