

(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
2016 年 11 月 17 日(17.11.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/181635 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) *F04B 49/06* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/002233
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 28 日(28.04.2016)
- (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 2015-096280 2015 年 5 月 11 日(11.05.2015) JP
- (71) 出願人: 川崎重工業株式会社 (KAWASAKI JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒6508670 兵庫県神戸市中央区東川崎町 3 丁目 1 番 1 号 Hyogo (JP).
- (72) 発明者: 近藤 哲弘(KONDO, Akihiro). 村岡 英泰(MURAOKA, Hideyasu).
- (74) 代理人: 特許業務法人 有古特許事務所(PATENT CORPORATE BODY ARCO PATENT OFFICE); 〒6500031 兵庫県神戸市中央区東町 1 2 3 番地の 1 貿易ビル 3 階 Hyogo (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, 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:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE SYSTEM OF CONSTRUCTION EQUIPMENT

(54) 発明の名称: 建設機械の油圧駆動システム

[図1]

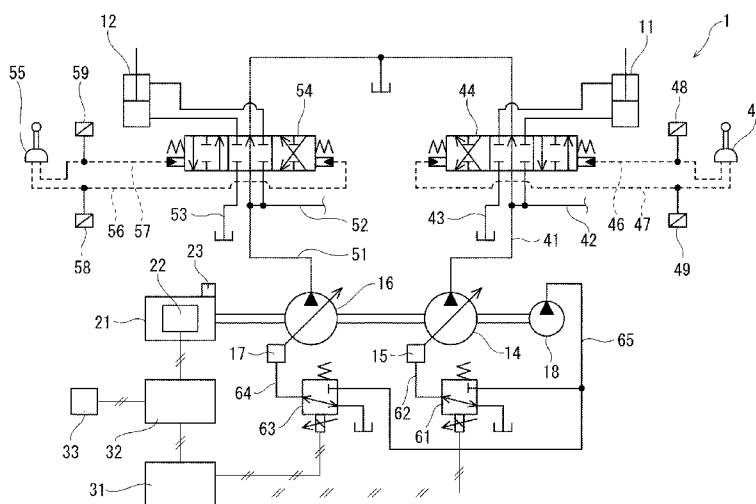


Fig. 1

(57) Abstract: A pump control apparatus according to the present invention outputs, as a command rotation number to an engine control apparatus, a standby rotation number smaller than a selected reference rotation number when an operation apparatus is not receiving a first operation and a second operation, changes the command rotation number such that a rate of increase of the rotation number gradually becomes smaller as the first operation becomes larger from the standby rotation number to a first target rotation number when the operation apparatus has received the first operation, changes the command rotation number such that the rate of increase of the rotation number gradually becomes larger as the second operation becomes larger from the standby rotation number to a second target rotation number when the operation apparatus has received the second operation, and supplies a command current to an electromagnetic proportional valve that outputs a secondary pressure to a regulator that adjusts a tilt angle of a pump such that the sizes of the first operation and the

second operation and a discharge flow amount of the pump achieve a proportional relationship.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/181635 A1



ポンプ制御装置は、操作装置が第1操作および第2操作を受けていないときには選択された基準回転数よりも小さい待機回転数を指令回転数としてエンジン制御装置へ出力し、操作装置が第1操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から第1目標回転数まで第1操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に小さくなるように変化させ、操作装置が第2操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から第2目標回転数まで第2操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に大きくなるように変化させるとともに、第1操作の大きさおよび第2操作の大きさとポンプの吐出流量とが比例関係となるように、ポンプの傾転角を調整するレギュレータへ二次圧を出力する電磁比例弁へ指令電流を送給する。

明 細 書

発明の名称：建設機械の油圧駆動システム

技術分野

[0001] 本発明は、建設機械の油圧駆動システムに関する。

背景技術

[0002] 油圧ショベルや油圧クレーンのような建設機械では、油圧駆動システムによって各種の動作が実行される。例えば、特許文献１には、複数のアクチュエータへ作動油を供給する第１および第２ポンプと、これらのポンプを駆動するエンジンを含む油圧駆動システムが開示されている。

[0003] 第１および第２ポンプは可変容量型のポンプであり、これらのポンプの傾転角は第１および第２レギュレータにより調整される。第１および第２レギュレータには複数の電磁比例弁から二次圧が出力され、それらの電磁比例弁はポンプ制御装置により制御される。

[0004] 第１および第２ポンプを駆動するエンジンは燃料噴射装置を含み、この燃料噴射装置はエンジン制御装置により制御される。また、エンジン制御装置は、エンジンの基準回転数の選択を受け付ける回転数選択装置（特許文献１では、「アクセル操作入力部」と呼ばれている）と接続されている。

[0005] 特許文献１に開示された油圧駆動システムは、建設機械の非作業時および軽作業時にエンジン回転数が低く抑えられ、操作レバーを有する操作装置が操作されたときにエンジン回転数が高くなるように構成されている。操作装置は、操作レバーの傾倒角（受けた操作の大きさ）に応じたパイロット圧を出力するパイロット操作弁である。

[0006] 具体的に、まず、ポンプ制御装置で、選択された基準回転数、ポンプ吐出圧および操作装置から出力されるパイロット圧に基づいて、流量制御必要回転数 N_N およびエンジン必要馬力 P_N が算出される。算出された流量制御必要回転数 N_N およびエンジン必要馬力 P_N は、ポンプ制御装置からエンジン制御装置へ送られる。エンジン制御装置では、エンジン必要馬力 P_N から馬

力根拠回転数 N_K が算出され、馬力根拠回転数 N_K と流量制御必要回転数 N_N の大きい方が目標回転数に設定される。エンジン制御装置は、エンジンの実際の回転数が目標回転数となるように燃料噴射装置を制御する。例えば、操作装置が操作れていないときには流量制御必要回転数 N_N はゼロであるので、馬力根拠回転数 N_K に基づいて燃料噴射装置が制御される。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開平 1 1 - 2 1 4 4 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] しかしながら、上述したようなポンプ制御装置とエンジン制御装置の双方で回転数を算出し、それらを比較するという処理は複雑である。そこで、ポンプ制御装置からエンジン制御装置へ指令回転数を出力することが望まれる。

[0009] また、特許文献 1 に開示された油圧駆動システムでは、1つの操作装置に対して1つの圧力計しか設けられていないので、個々の操作装置が第1操作を受けたときと第2操作を受けたときとで、操作装置から出力されるパイロット圧とエンジン回転数との関係は同じとなる。しかしながら、例えば、油圧ショベルでは、ブームシリンダをロッド伸長方向に作動させるときの負荷は、ロッド短縮方向に作動させるときの負荷に比べて遥かに大きい。このような作動方向による負荷の相違は、アームシリンダ及びバケットシリンダでも同様である。そして、負荷が相違するのに第1操作および第2操作の大きさとエンジン回転数との関係が同じであると、エンジントルクが不足したり、エンジントルクの余剰によりエンジン回転数が必要以上に上昇する、という問題が生じることがある。

[0010] そこで、本発明は、ポンプ制御装置からエンジン制御装置へ指令回転数を出力することができ、かつ、アクチュエータの作動方向に起因する負荷の相

違に応じてエンジン回転数を適切に変化させることができる建設機械の油圧駆動システム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

[0011] 前記課題を解決するために、本発明の建設機械の油圧駆動システムは、アクチュエータを第1方向に作動させるための第1操作を受けるとともに、前記アクチュエータを前記第1方向よりも負荷の小さい第2方向に作動させるための第2操作を受け取る操作装置と、前記アクチュエータに作動油を供給する、エンジンにより駆動される可変容量型のポンプと、指令電流に応じた二次圧を出力する電磁比例弁と、前記電磁比例弁から出力される二次圧に応じて前記ポンプの傾転角を調整するレギュレータと、前記エンジンの燃料噴射装置を制御するエンジン制御装置と、前記エンジンの基準回転数の選択を受け付ける回転数選択装置と、前記エンジン制御装置へ指令回転数を出力するとともに前記電磁比例弁へ前記指令電流を送給するポンプ制御装置と、を備え、前記ポンプ制御装置は、前記操作装置が第1操作および第2操作を受けていないときには選択された基準回転数よりも小さい待機回転数を指令回転数として出力し、前記操作装置が第1操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から選択された基準回転数以下の第1目標回転数まで第1操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に小さくなるように変化させ、前記操作装置が第2操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から選択された基準回転数以下の第2目標回転数まで第2操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に大きくなるように変化させるとともに、第1操作の大きさおよび第2操作の大きさと前記ポンプの吐出流量とが比例関係となるように前記電磁比例弁へ指令電流を送給する、ことを特徴とする。

[0012] 上記の構成によれば、ポンプ制御装置からエンジン制御装置へ指令回転数が出力される。また、アクチュエータが負荷の大きい第1方向に作動するときには、第1操作の直後に指令回転数が早期に上昇するため、ポンプ吸収トルクに対してエンジントルクが不足することが防止される。一方、アクチュエータが負荷の小さい第2方向に作動するときには、第2操作に対して指令

回転数がゆっくりと上昇するため、ポンプ吸収トルクに対してエンジントルクが余剰となることが防止される。従って、アクチュエータの作動方向に起因する負荷の相違に応じてエンジン回転数を適切に変化させることができる。

[0013] 例えば、前記アクチュエータは、ブームシリンダ、アームシリンダおよびバケットシリンダの少なくとも1つであってもよい。

[0014] 前記第2目標回転数は、前記第1目標回転数よりも小さくてもよい。この構成によれば、指令回転数の大小関係を負荷の大小関係と合わせることができる。

[0015] 前記ポンプ制御装置は、第1操作が最大となったときの前記ポンプの傾転角と第2操作が最大となったときの前記ポンプの傾転角が同じ最大値となるように、前記電磁比例弁へ指令電流を送給してもよい。この構成によれば、第1操作が最大となったときと第2操作が最大となったときの双方でポンプ容量を最大とすることができる。

発明の効果

[0016] 本発明によれば、ポンプ制御装置からエンジン制御装置へ指令回転数を出力することができ、かつ、アクチュエータの作動方向に起因する負荷の相違に応じてエンジン回転数を適切に変化させることができる。

図面の簡単な説明

[0017] [図1]本発明の一実施形態に係る油圧駆動システムの概略構成図である。

[図2]建設機械の一例である油圧ショベルの側面図である。

[図3]レギュレータの概略構成図である。

[図4]エンジン回転数とエンジントルクの関係を示すグラフである。

[図5]図5 Aは第1および第2操作の大きさとポンプ吐出流量との関係を規定する吐出流量マップ、図5 Bは第1および第2操作の大きさと指令回転数との関係を規定する回転数マップ、図5 Cは第1および第2操作の大きさとポンプ容量との関係を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0018] 図 1 に、本発明の一実施形態に係る建設機械の油圧駆動システム 1 を示し、図 2 に、その油圧駆動システム 1 が搭載された建設機械 10 を示す。図 2 に示す建設機械 10 は油圧ショベルであるが、本発明は、油圧クレーンなどの他の建設機械にも適用可能である。

[0019] 油圧駆動システム 1 は、油圧アクチュエータとして、図 2 に示すブームシリンダ 11、アームシリンダ 12 およびバケットシリンダ 13 を含むとともに、図示しない旋回モータおよび左右一対の走行モータを含む。また、油圧駆動システム 1 は、図 1 に示すように、それらのアクチュエータへ作動油を供給するための第 1 メインポンプ 14 および第 2 メインポンプ 16 と、第 1 メインポンプ 14 および第 2 メインポンプ 16 を駆動するエンジン 21 を含む。なお、図 1 では、図面の簡略化のために、ブームシリンダ 11 およびアームシリンダ 12 以外のアクチュエータを省略している。

[0020] 第 1 メインポンプ 14 からは、第 1 循環ライン 41 がタンクまで延びている。第 1 循環ライン 41 上には、ブーム制御弁 44 およびバケット制御弁を含む複数の制御弁（ブーム制御弁 44 以外は図示せず）が配置されている。ブーム制御弁 44 は、ブームシリンダ 11 に対する作動油の供給および排出を制御し、その他の制御弁も個々のアクチュエータに対する作動油の供給および排出を制御する。第 1 循環ライン 41 からは平行ライン 42 が分岐しており、この平行ライン 42 を通じて第 1 循環ライン 41 上の全ての制御弁へ第 1 メインポンプ 14 から吐出される作動油が導かれる。

[0021] 同様に、第 2 メインポンプ 16 からは、第 2 循環ライン 51 がタンクまで延びている。第 2 循環ライン 51 上には、アーム制御弁 54 および旋回モータを含む複数の制御弁（アーム制御弁 54 以外は図示せず）が配置されている。アーム制御弁 54 は、アームシリンダ 12 に対する作動油の供給および排出を制御し、その他の制御弁も個々のアクチュエータに対する作動油の供給および排出を制御する。第 2 循環ライン 51 からは平行ライン 52 が分岐しており、この平行ライン 52 を通じて第 2 循環ライン 51 上の全ての制御弁へ第 2 メインポンプ 16 から吐出される作動油が導かれる。

- [0022] ブーム制御弁４４は、一对の給排ラインによりブームシリンダ１１と接続されている。また、ブーム制御弁４４には、タンクライン４３が接続されている。ブーム制御弁４４は、一对のパイロットポートを有しており、これらのパイロットポートは、一对のパイロットライン４６，４７により、パイロット操作弁であるブーム操作装置４５と接続されている。
- [0023] ブーム操作装置４５は、ブームシリンダ１１をブーム上げ方向（第１方向）に作動させるためのブーム上げ操作（第１操作）とブームシリンダ１１をブーム下げ方向（第２方向）に作動させるためのブーム下げ操作（第２操作）を受ける操作レバーを有する。言うまでもなく、ブーム上げ方向の負荷は、ブーム下げ方向の負荷よりも大きい。ブーム操作装置４５は、操作レバーの傾倒角（ブーム上げ操作およびブーム下げ操作の大きさ）に応じたパイロット圧をブーム制御弁４４へ出力する。パイロットライン４６，４７には、ブーム操作装置４５から出力されるパイロット圧（換言すれば、ブーム上げ操作およびブーム下げ操作の大きさ）を検出する圧力計４８，４９が設けられている。
- [0024] アーム制御弁５４は、一对の給排ラインによりアームシリンダ１２と接続されている。また、アーム制御弁５４には、タンクライン５３が接続されている。アーム制御弁５４は、一对のパイロットポートを有しており、これらのパイロットポートは、一对のパイロットライン５６，５７により、パイロット操作弁であるアーム操作装置５５と接続されている。
- [0025] アーム操作装置５５は、アームシリンダ１２をアーム引き方向（第１方向）に作動させるためのアーム引き操作（第１操作）とアームシリンダ１２をアーム押し方向（第２方向）に作動させるためのアーム押し操作（第２操作）を受ける操作レバーを有する。ショベルの主要な作業である掘削作業および放土作業において、掘削作業の負荷であるアーム引き方向の負荷は、放土作業の負荷であるアーム押し方向の負荷よりも大きい。アーム操作装置５５は、操作レバーの傾倒角（アーム引き操作およびアーム押し操作の大きさ）に応じたパイロット圧をアーム制御弁５４へ出力する。パイロットライン５

6, 57 には、アーム操作装置 55 から出力されるパイロット圧（換言すれば、アーム引き操作およびアーム押し操作の大きさ）を検出する圧力計 58, 59 が設けられている。

[0026] 図示は省略するが、バケット制御弁および旋回制御弁などの他の制御弁の構成も、上述したブーム制御弁 44 およびアーム制御弁 54 の構成と同じである。バケットシリンダ 13 について付言すると、バケットイン方向（第 1 方向）に作動するときの負荷がバケットアウト方向（第 2 方向）に作動するときの負荷よりも大きく、第 1 操作がバケットイン操作であり、第 2 操作がバケットアウト操作である。

[0027] 第 1 メインポンプ 14 および第 2 メインポンプ 16 のそれぞれは、傾転角が変更可能な可変容量型のポンプ（斜板ポンプまたは斜軸ポンプ）である。第 1 メインポンプ 14 の傾転角は、第 1 レギュレータ 15 により調整され、第 2 メインポンプ 16 の傾転角は、第 2 レギュレータ 17 により調整される。第 1 メインポンプ 14 の吐出流量および第 2 メインポンプ 16 の吐出流量は、電気ポジティブコントロール方式で制御される。

[0028] 具体的に、第 1 レギュレータ 15 は、二次圧ライン 62 により第 1 電磁比例弁 61 と接続されており、第 2 レギュレータ 17 は、二次圧ライン 64 により第 2 電磁比例弁 63 と接続されている。第 1 電磁比例弁 61 および第 2 電磁比例弁 63 は、一次圧ライン 65 によりサブポンプ 18 と接続されている。サブポンプ 18 は、上述したエンジン 21 により駆動される。

[0029] 第 1 レギュレータ 15 は、第 1 電磁比例弁 61 から出力される二次圧に応じて第 1 メインポンプ 14 の傾転角を調整し、第 2 レギュレータ 17 は、第 2 電磁比例弁 63 から出力される二次圧に応じて第 2 メインポンプ 16 の傾転角を調整する。第 1 電磁比例弁 61 および第 2 電磁比例弁 63 は、指令電流に応じた二次圧を出力する。本実施形態では、第 1 電磁比例弁 61 および第 2 電磁比例弁 63 が、指令電流が増加すると二次圧が増加する正比例型（ノーマルクローズ型）である。第 1 電磁比例弁 61 および第 2 電磁比例弁 63 へは、ポンプ制御装置 31 から指令電流が送給される。

- [0030] 第1レギュレータ15および第2レギュレータ17のそれぞれは、電磁比例弁（61または63）から出力される二次圧が高ければメインポンプ（14または16）の傾転角を大きくし、電磁比例弁から出力される二次圧が低ければメインポンプの傾転角を小さくする。メインポンプの傾転角が大きくなると、ポンプ容量が増加して吐出流量が増加し、メインポンプの傾転角が小さくなると、ポンプ容量が減少して吐出流量が減少する。
- [0031] より詳しくは、第1レギュレータ15および第2レギュレータ17は、図3に示す互いに同様の構成を有している。このため、以下では第1レギュレータ15の構成を代表して説明する。
- [0032] 第1レギュレータ15は、第1メインポンプ14の傾転角を変更するサーボピストン92と、サーボピストン92を操作する切換弁94を含む。例えば、第1メインポンプ14が斜板ポンプである場合、サーボピストン92は第1メインポンプ14の斜板91と当該サーボピストン92が軸方向に摺動し得るように連結される。サーボピストン92の小径側には第1メインポンプ14の吐出圧が作用し、サーボピストン92の大径側には切換弁94から出力される制御圧が作用する。切換弁94は、レバー93によりサーボピストン92と当該サーボピストン92の軸方向に摺動し得るように連結されたスリーブ96と、スリーブ96に収容されたスプール95を有する。サーボピストン92の両側から作用する力（圧力×サーボピストン受圧面積）が釣り合うように、スプール95に対するスリーブ96の相対位置が調整される。
- [0033] 切換弁94のスプール95は、ピストン97により駆動される。ピストン97は、第1電磁比例弁61から出力される二次圧を受け、二次圧が上昇したときにスプール95を流量増加方向（第1メインポンプ14の吐出流量が増加する方向）に移動させ、二次圧が低下したときにスプール95を流量減少方向（第1メインポンプ14の吐出流量が減少する方向）に移動させる。
- [0034] 図1に戻って、ポンプ14、16、18を駆動するエンジン21は、燃料噴射装置22を含む。また、エンジン21には、回転数を検出する回転数計

23が設けられている。燃料噴射装置22は、エンジン制御装置32により制御される。また、エンジン制御装置32は、操縦者からのエンジン21の基準回転数Dの選択を受け付ける回転数選択装置33と接続されている。図4に、基準回転数DがD1～D5の5つの場合を例示する。図4中の実線Eは、エンジン最大トルク線を表す。

[0035] エンジン制御装置32へは、上述したポンプ制御装置31から指令回転数が出力される。油圧シリンダであるブームシリンダ11、アームシリンダ12およびバケットシリンダ13では、作動方向によって負荷が相違するため、本実施形態では、以下のようなエンジン回転数を適切に変化させる制御が行われる。

[0036] 具体的に、ポンプ制御装置31には、ブームシリンダ11、アームシリンダ12およびバケットシリンダ13のそれぞれに対して、図5Aに示す吐出流量マップと図5Bに示す回転数マップが予め格納されている。なお、吐出流量マップおよび回転数マップは、シリンダごとに異なる特性を持つ。上述したように、ブームシリンダ11についてはブーム上げ操作が第1操作、ブーム下げ操作が第2操作であり、アームシリンダ12についてはアーム引き操作が第1操作、アーム押し操作が第2操作であり、バケットシリンダ13についてはバケットイン操作が第1操作、バケットアウト操作が第2操作である。

[0037] 図5Aに示すように、各シリンダに関する吐出流量マップでは、ポンプ吐出流量Qが、第1操作の大きさおよび第2操作の大きさと比例関係となるように、換言すれば、第1操作および第2操作が大きくなるにつれてポンプ吐出流量Qが直線的に増加するように定められている。ただし、第1操作のときのポンプ吐出流量Qは、第2操作のときのポンプ吐出流量Qよりも大きい。

[0038] また、図5Bに示すように、各シリンダに関する回転数マップでは、各操作装置が第1操作を受けたときに、指令回転数が待機回転数N0から第1目標回転数N1まで第1操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に小

さくなるように変化する凸状曲線が設定されている。また、前記回転数マップでは、各操作装置が第2操作を受けたときに、指令回転数が待機回転数 N_0 から第2目標回転数 N_2 まで第2操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に大きくなるように変化する凹状曲線が設定されている。待機回転数 N_0 は、回転数選択装置33で選択された基準回転数 D よりも小さく、第1目標回転数 N_1 および第2目標回転数 N_2 は、選択された基準回転数 D 以下である。

[0039] 例えば、待機回転数 N_0 は、選択された基準回転数 D に1未満の係数（例えば、0.8～0.9）を積算することによって算出される。あるいは、待機回転数 N_0 は、選択された基準回転数 D から所定回転数（例えば、100～300 rpm）を差し引くことによって算出されてもよい。

[0040] ポンプ吐出流量 Q は、ポンプ容量 q とエンジン回転数 N の積である（ $Q = q \times N$ ）。従って、ポンプ制御装置31は、図5Aに示す吐出流量マップおよび図5Bに示す回転数マップから、第1操作および第2操作の大きさに対するポンプ容量 q を算出する。図5Cに示すように、ポンプ容量 q は、図5Bに示す指令回転数とは逆に、第1操作のときは凹状曲線を描き、第2操作のときは凸状曲線を描く。さらに、ポンプ制御装置31は、このポンプ容量 q を達成するメインポンプ（14または16）の傾転角が得られる指令電流を算出し、算出した指令電流を電磁比例弁（61または63）へ送給する。

[0041] 第1目標回転数 N_1 は、選択された基準回転数 D よりも小さくてもよいが、基準回転数 D と等しいことが望ましい。高負荷時の最大エンジン回転数を基準回転数 D に一致させるためである。また、第2目標回転数 N_2 は、基準回転数 D と等しくてもよいが、第1目標回転数 N_1 よりも小さいことが望ましい。指令回転数の大小関係を負荷の大小関係と合わせることができるからである。

[0042] また、ポンプ制御装置31は、第1操作が最大となったときのメインポンプ（14または16）の傾転角と第2操作が最大となったときのメインポンプの傾転角が同じ最大値となるように、電磁比例弁（61または63）へ指

令電流を送給することが望ましい。第1操作が最大となったときと第2操作が最大となったときの双方でポンプ容量 q を最大とすることができるからである。

[0043] ポンプ制御装置31は、ブーム操作装置45、アーム操作装置55およびバケット操作装置（図示せず）のいずれもが第1操作および第2操作を受けていないときには、エンジン制御装置32へ、指令回転数として待機回転数 N_0 を出力する。もちろん、ブーム操作装置45、アーム操作装置55およびバケット操作装置（図示せず）のいずれもが第1操作および第2操作を受けていないときであっても、図略の旋回操作装置、走行右操作装置および走行左操作装置のいずれかが操作されたときには、ポンプ制御装置31は、エンジン制御装置32へ負荷に応じた指令回転数を出力する。以下、ブーム操作装置45の操作時とアーム操作装置55の操作時の制御について詳細に説明する。

[0044] （ブーム操作装置の操作時）

ブーム操作装置45がブーム上げ操作（第1操作）を受けたときには、ポンプ制御装置31は、エンジン制御装置32へ出力する指令回転数を、図5Bに示す凸状曲線に沿って推移するように変化させる。エンジン制御装置32は、回転数計23で計測される実際のエンジン回転数が指令回転数となるように燃料噴射装置22を制御する。また、ポンプ制御装置31は、第1メインポンプ14のポンプ容量 q （傾転角）が図5Cに示す凹状曲線に沿って推移するように第1電磁比例弁61へ指令電流を送給する。これにより、図4中に実線で示すように、エンジントルクが変化する。

[0045] 一方、ブーム操作装置45がブーム下げ操作（第2操作）を受けたときには、ポンプ制御装置31は、エンジン制御装置32へ出力する指令回転数を、図5Bに示す凹状曲線に沿って推移するように変化させる。エンジン制御装置32は、回転数計23で計測される実際のエンジン回転数が指令回転数となるように燃料噴射装置22を制御する。また、ポンプ制御装置31は、第1メインポンプ14のポンプ容量 q （傾転角）が図5Cに示す凸状曲線に

沿って推移するように第 1 電磁比例弁 6 1 へ指令電流を送給する。これにより、図 4 中に一点鎖線で示すように、エンジントルクが変化する。

[0046] なお、図略のバケット操作装置がバケットイン操作（第 1 操作）およびバケットアウト操作を受けたときも、ブーム操作装置の操作時と同様の制御が行われる。

[0047] （アーム操作装置の操作時）

アーム操作装置 5 5 がアーム引き操作（第 1 操作）を受けたときには、ポンプ制御装置 3 1 は、エンジン制御装置 3 2 へ出力する指令回転数を、図 5 B に示す凸状曲線に沿って推移するように変化させる。エンジン制御装置 3 2 は、回転数計 2 3 で計測される実際のエンジン回転数が指令回転数となるように燃料噴射装置 2 2 を制御する。また、ポンプ制御装置 3 1 は、第 2 メインポンプ 1 6 のポンプ容量 q （傾転角）が図 5 C に示す凹状曲線に沿って推移するように第 2 電磁比例弁 6 3 へ指令電流を送給する。これにより、図 4 中に実線で示すように、エンジントルクが変化する。なお、前述したように、アームシリンダ 1 2 用の吐出流量マップおよび回転数マップは、ブームシリンダ 1 1 用の吐出流量マップおよび回転数マップと異なる特性を持つ。

[0048] 一方、アーム操作装置 5 5 がアーム押し操作（第 2 操作）を受けたときには、ポンプ制御装置 3 1 は、エンジン制御装置 3 2 へ出力する指令回転数を、図 5 B に示す凹状曲線に沿って推移するように変化させる。エンジン制御装置 3 2 は、回転数計 2 3 で計測される実際のエンジン回転数が指令回転数となるように燃料噴射装置 2 2 を制御する。また、ポンプ制御装置 3 1 は、第 2 メインポンプ 1 6 のポンプ容量 q （傾転角）が図 5 C に示す凸状曲線に沿って推移するように第 2 電磁比例弁 6 3 へ指令電流を送給する。これにより、図 4 中に一点鎖線で示すように、エンジントルクが変化する。

[0049] なお、複数の操作装置が同時に操作された場合には、第 1 メインポンプ 1 4 および第 2 メインポンプ 1 6 のそれぞれで負荷の最も大きいアクチュエータに応じた制御が行われてもよいし、負荷の合計に応じた制御が行われてもよい。

[0050] 以上説明したように、本実施形態の油圧駆動システム 1 では、ポンプ制御装置 3 1 からエンジン制御装置 3 2 へ指令回転数が出力される。また、ブームシリンダ 1 1、アームシリンダ 1 2 およびバケットシリンダ 1 3 のいずれかが負荷の大きい第 1 方向に作動するときには、第 1 操作の直後に指令回転数が早期に上昇するため、ポンプ吸収トルクに対してエンジントルクが不足することが防止される。一方、ブームシリンダ 1 1、アームシリンダ 1 2 およびバケットシリンダ 1 3 のいずれかが負荷の小さい第 2 方向に作動するときには、第 2 操作に対して指令回転数がゆっくりと上昇するため、ポンプ吸収トルクに対してエンジントルクが余剰となることが防止されるとともに、第 1 メインポンプ 1 4 または第 2 メインポンプ 1 6 のポンプ容量 q が早期に増加してポンプ効率が高い状態で使用可能となる。従って、アクチュエータの作動方向に起因する負荷の相違に応じてエンジン回転数を適切に変化させることができる。

[0051] <変形例>

本発明は上述した前記実施形態に限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲で種々の変形が可能である。

[0052] 例えば、第 1 および第 2 電磁比例弁 6 1, 6 3 は、指令電流が増加すると二次圧が低減する逆比例型（ノーマルオープン型）であって、かつ、第 1 および第 2 レギュレータ 1 5, 1 7 は、電磁比例弁 6 1, 6 3 から出力される二次圧が低減するに従って第 1 および第 2 メインポンプ 1 4, 1 6 の傾転角を大きく（ポンプ容量を増加）するものであってもよい。

[0053] また、前記実施形態では、ブーム操作装置 4 5 およびアーム操作装置 5 5 がパイロット操作弁であったが、ブーム操作装置 4 5 およびアーム操作装置 5 5 は、操作レバーの傾倒角に応じた操作信号を電気信号として出力する電気ジョイスティックであってもよい。この場合、ブーム制御弁 4 4 およびアーム制御弁 5 4 のそれぞれの一对のパイロットポートは、パイロットライン（4 6, 4 7 または 5 6, 5 7）により一对の電磁比例弁と接続されてもよい。

[0054] また、第2メインポンプ16は必ずしも設けられている必要はなく、第1メインポンプ14から全てのアクチュエータへ作動油が供給されてもよい。

[0055] また、本発明のアクチュエータは、ブームシリンダ11、アームシリンダ12およびバケットシリンダ13のそれぞれである必要はなく、ブームシリンダ11、アームシリンダ12およびバケットシリンダ13の少なくとも1つであってもよい。あるいは、建設機械によっては、本発明のアクチュエータは、油圧シリンダでなく、一方向に作動するときと他方向に作動するときとで負荷が相違する油圧モータであってもよい。

符号の説明

- [0056]
- 1 油圧駆動システム
 - 10 建設機械
 - 11 ブームシリンダ（アクチュエータ）
 - 12 アームシリンダ（アクチュエータ）
 - 13 バケットシリンダ（アクチュエータ）
 - 14, 16 メインポンプ
 - 15, 17 レギュレータ
 - 21 エンジン
 - 22 燃料噴射装置
 - 31 ポンプ制御装置
 - 32 エンジン制御装置
 - 33 回転数選択装置
 - 45, 55 操作装置
 - 61, 63 電磁比例弁

請求の範囲

[請求項1]

アクチュエータを第1方向に作動させるための第1操作を受けるとともに、前記アクチュエータを前記第1方向よりも負荷の小さい第2方向に作動させるための第2操作を受ける操作装置と、

前記アクチュエータに作動油を供給する、エンジンにより駆動される可変容量型のポンプと、

指令電流に応じた二次圧を出力する電磁比例弁と、

前記電磁比例弁から出力される二次圧に応じて前記ポンプの傾転角を調整するレギュレータと、

前記エンジンの燃料噴射装置を制御するエンジン制御装置と、

前記エンジンの基準回転数の選択を受け付ける回転数選択装置と、

前記エンジン制御装置へ指令回転数を出力するとともに前記電磁比例弁へ前記指令電流を送給するポンプ制御装置と、を備え、

前記ポンプ制御装置は、前記操作装置が第1操作および第2操作を受けていないときには選択された基準回転数よりも小さい待機回転数を指令回転数として出力し、前記操作装置が第1操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から選択された基準回転数以下の第1目標回転数まで第1操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に小さくなるように変化させ、前記操作装置が第2操作を受けたときには、指令回転数を待機回転数から選択された基準回転数以下の第2目標回転数まで第2操作が大きくなるにつれて回転数の上昇率が徐々に大きくなるように変化させるとともに、第1操作の大きさおよび第2操作の大きさと前記ポンプの吐出流量とが比例関係となるように前記電磁比例弁へ指令電流を送給する、建設機械の油圧駆動システム。

[請求項2]

前記アクチュエータは、ブームシリンダ、アームシリンダおよびバケットシリンダの少なくとも1つである、請求項1に記載の建設機械の油圧駆動システム。

[請求項3]

前記第2目標回転数は、前記第1目標回転数よりも小さい、請求項

1 または 2 に記載の建設機械の油圧駆動システム。

[請求項4] 前記ポンプ制御装置は、第 1 操作が最大となったときの前記ポンプの傾転角と第 2 操作が最大となったときの前記ポンプの傾転角が同じ最大値となるように、前記電磁比例弁へ指令電流を送給する、請求項 3 に記載の建設機械の油圧駆動システム。

[図1]

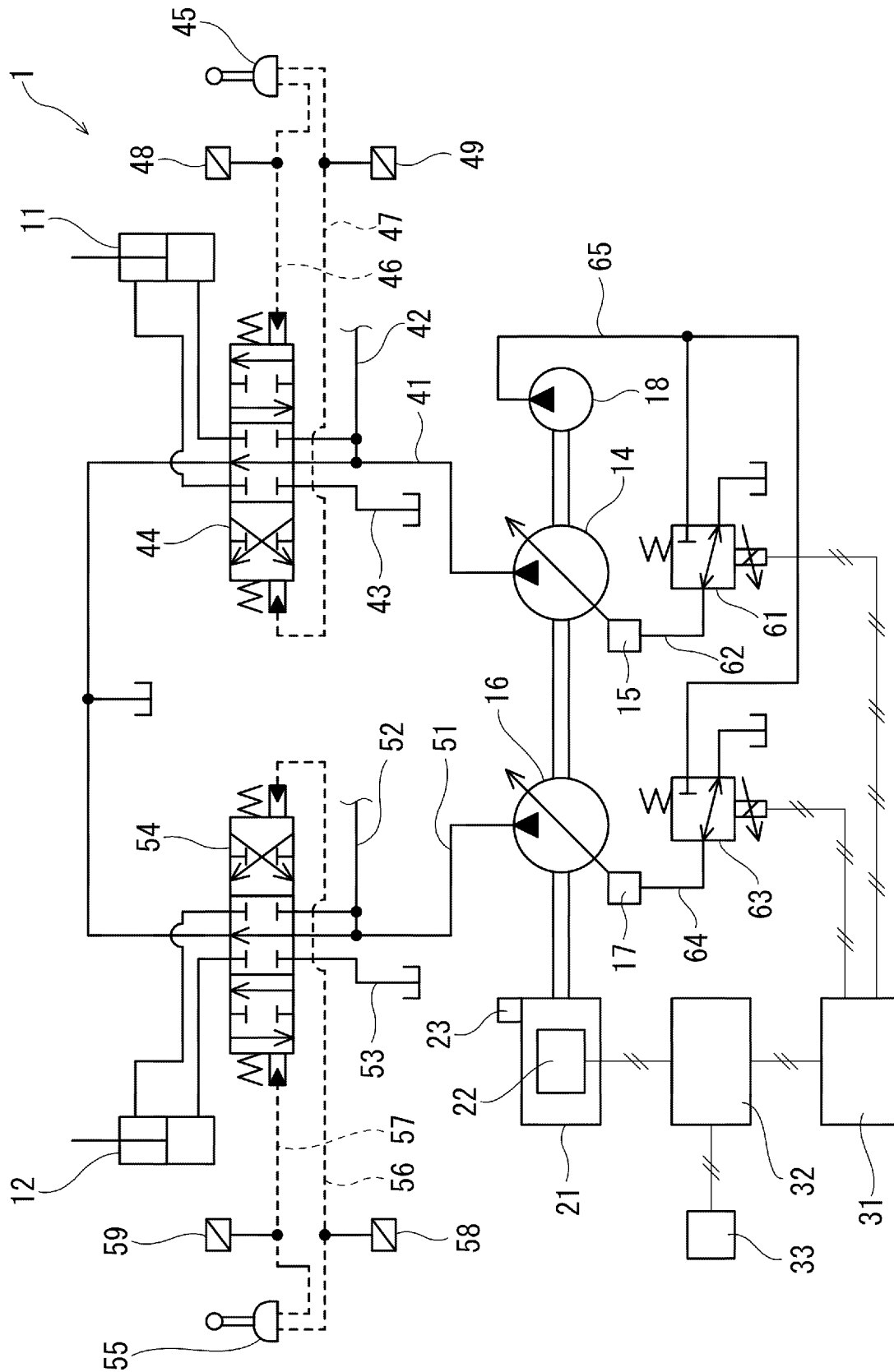


Fig. 1

[図2]

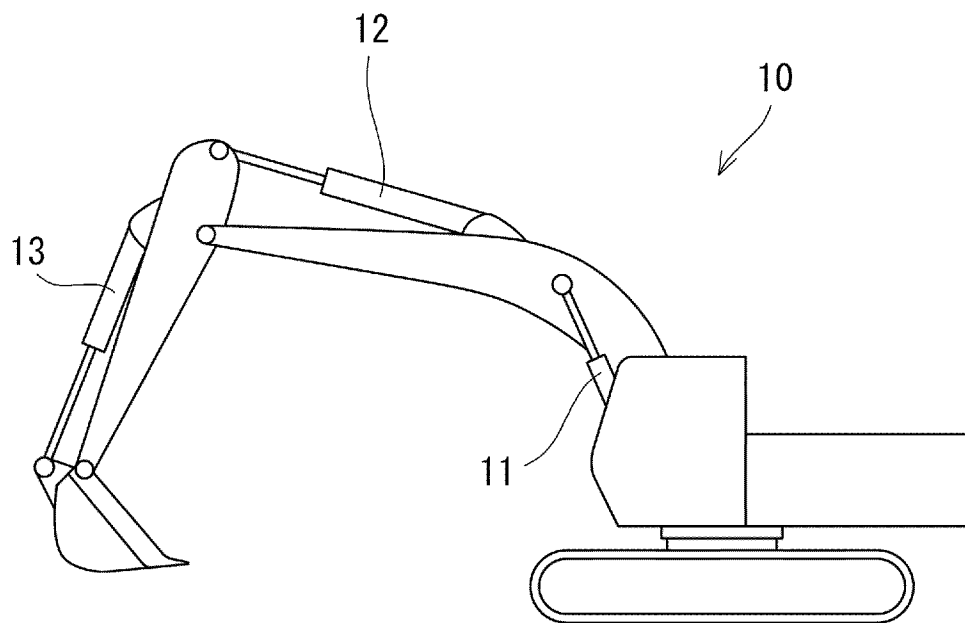


Fig. 2

[illegible]

Fig. 3

[図4]

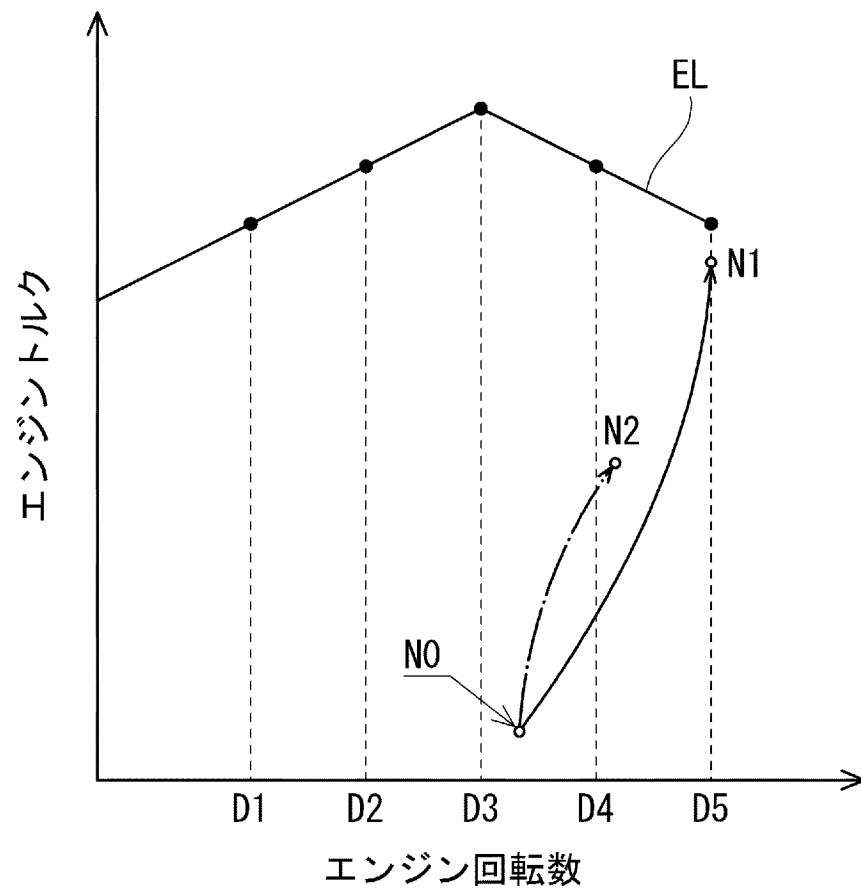


Fig. 4

[図5]

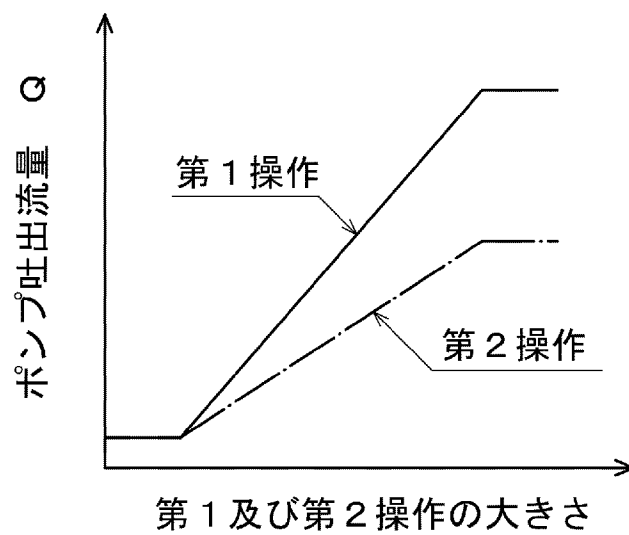


Fig. 5A

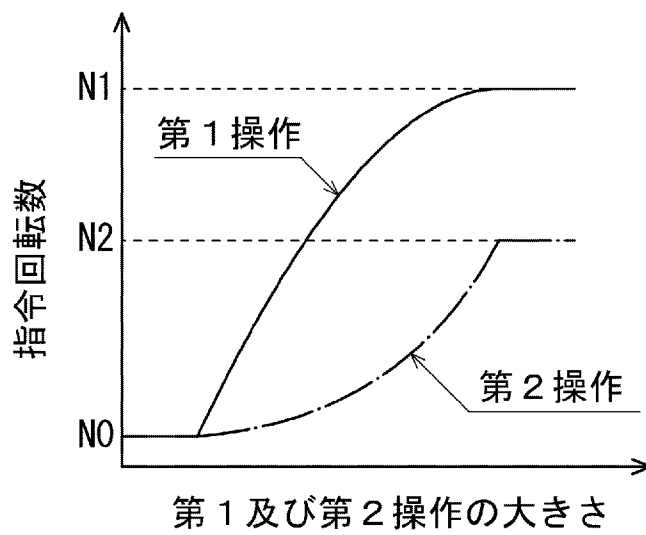


Fig. 5B

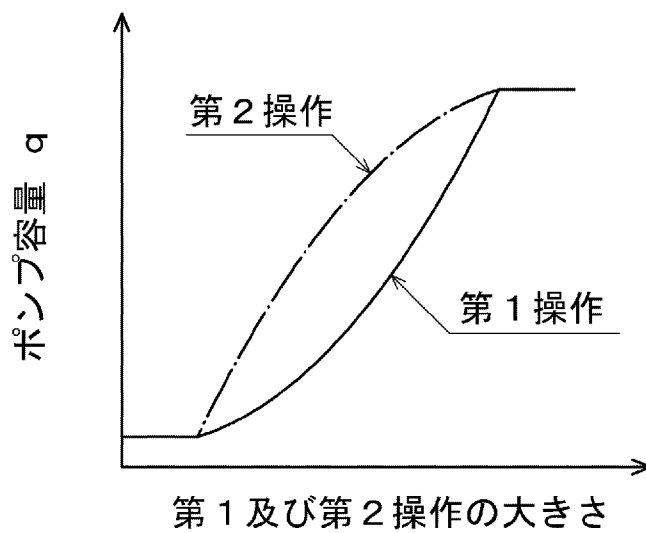


Fig. 5C

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/002233

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F04B49/06(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)

F15B11/02, E02F9/22, F04B49/06

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.
A	JP 5-215101 A (Yutani Heavy Industries, Ltd.), 24 August 1993 (24.08.1993), (Family: none)	1-4
A	JP 2009-293428 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 17 December 2009 (17.12.2009), (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
19 July 2016 (19.07.16)

Date of mailing of the international search report
02 August 2016 (02.08.16)

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

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F04B49/06(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. F15B11/02, E02F9/22, F04B49/06

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
A	JP 5-215101 A（油谷重工株式会社）1993. 08. 24(ファミリーなし)	1-4
A	JP 2009-293428 A（日立建機株式会社）2009. 12. 17(ファミリーなし)	1-4

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

19. 07. 2016

国際調査報告の発送日

02. 08. 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）

加藤 昌人

30

9257

電話番号 03-3581-1101 内線 3358