

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7599347号
(P7599347)

(45)発行日 令和6年12月13日(2024.12.13)

(24)登録日 令和6年12月5日(2024.12.5)

(51)国際特許分類		F I	
F 1 5 B	11/042 (2006.01)	F 1 5 B	11/042
E 0 2 F	9/22 (2006.01)	E 0 2 F	9/22 R
E 0 2 F	9/20 (2006.01)	E 0 2 F	9/20 Q
F 1 5 B	11/02 (2006.01)	F 1 5 B	11/02 C
F 1 5 B	11/08 (2006.01)	F 1 5 B	11/08 A
		請求項の数	12 (全30頁) 最終頁に続く
(21)出願番号	特願2021-16500(P2021-16500)	(73)特許権者	000246273 コベルコ建機株式会社 広島県広島市佐伯区五日市港2丁目2番1号
(22)出願日	令和3年2月4日(2021.2.4)	(73)特許権者	504136568 国立大学法人広島大学 広島県東広島市鏡山1丁目3番2号
(65)公開番号	特開2022-119410(P2022-119410 A)	(74)代理人	100115381 弁理士 小谷 昌崇
(43)公開日	令和4年8月17日(2022.8.17)	(74)代理人	100214961 弁理士 中村 洋三
審査請求日	令和5年11月21日(2023.11.21)	(72)発明者	小岩井 一茂 広島県広島市佐伯区五日市港2丁目2番1号 コベルコ建機株式会社 広島本社内
		(72)発明者	大野 洋平 最終頁に続く

(54)【発明の名称】 油圧式作業機械

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】
油圧式作業機械であって、
支持体と、
前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、
作動油を吐出する油圧ポンプと、
前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、
前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、
前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、
前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、
前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、
前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、
前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、
前記ポンプ制御装置は、
前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御

対象に入力するポンプ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記バルブ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記油圧式作業機械は、前記油圧式作業機械における制御モードを予め設定された第1モードと予め設定された第2モードとの間で切り替えるための入力を受け付けるモード入力受付器をさらに備え、

前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記制御モードが前記第1モードである場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、前記制御モードが前記第2モードである場合には前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行うことを保留し、

前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記制御モードが前記第1モードである場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行い、前記制御モードが前記第2モードである場合には前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行うことを保留する、油圧式作業機械。

【請求項2】

油圧式作業機械であって、

支持体と、

前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、

作動油を吐出する油圧ポンプと、

前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、

前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、

前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、

前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、

前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、

前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、

前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、

前記ポンプ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するポンプ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラ

10

20

30

40

50

メータ調整器と、を備え、

前記バルブ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記油圧式作業機械は、

前記可動部を含む作業装置と、

前記作業装置の少なくとも一部が別の部品に交換されたことを判定する交換判定器と、をさらに備え、

前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記作業装置の少なくとも一部が前記別の部品に交換されたとき前記交換判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、

前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記作業装置の少なくとも一部が前記別の部品に交換されたとき前記交換判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行う、油圧式作業機械。

【請求項3】

油圧式作業機械であって、

支持体と、

前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、

作動油を吐出する油圧ポンプと、

前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、

前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、

前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、

前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、

前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、

前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、

前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、

前記ポンプ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するポンプ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記バルブ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力

10

20

30

40

50

を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記油圧式作業機械は、予め設定された判定条件に基づいて前記油圧式作業機械の劣化を判定する劣化判定器をさらに備え、

前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記油圧式作業機械が劣化したと前記劣化判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、

前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記油圧式作業機械が劣化したと前記劣化判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行う、油圧式作業機械。

【請求項 4】

油圧式作業機械であって、

支持体と、

前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、

作動油を吐出する油圧ポンプと、

前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、

前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、

前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、

前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、

前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、

前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、

前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、

前記ポンプ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するポンプ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記バルブ制御装置は、

前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、

前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、

前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記ポンプ指令算出器は、

前記制御出力の目標である目標出力を前記操作の操作量に応じて設定する目標設定器と、

前記目標出力と前記制御出力との偏差を零にするための制御入力を算出する制御入力算出器と、を含み、

前記ポンプ制御装置は、前記制御入力及び前記制御出力の少なくとも一方と前記少なく

10

20

30

40

50

とも一つのポンプ制御パラメータとに基づいて前記制御対象の特性の変動を補償するように前記制御入力を補正して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する制御入力補正器をさらに含む、油圧式作業機械。

【請求項 5】

請求項 4 に記載の油圧式作業機械であって、
前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータは、静的パラメータと、動的パラメータと、を含み、
前記ポンプ制御装置の前記制御入力補正器は、
前記静的パラメータと前記制御入力とに基づいて、前記制御対象の静的特性の変動を補償する静的補償入力を算出する静的補償器と、
前記動的パラメータと前記制御出力とに基づいて、前記制御対象の動的特性の変動を補償する動的補償入力を算出する動的補償器と、
前記静的補償入力と前記動的補償入力とを合成して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する合成器と、を含む、油圧式作業機械。

【請求項 6】

請求項 4 又は 5 に記載の油圧式作業機械であって、
前記ポンプ制御用理想出力算出器は、前記制御入力と前記制御出力との理想的な入出力関係を規定する入出力モデルを用いて、前記制御入力に対応する前記理想出力を算出する、油圧式作業機械。

【請求項 7】

油圧式作業機械であって、
支持体と、
前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、
作動油を吐出する油圧ポンプと、
前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、
前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、
前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、
前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、
前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、
前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、
前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、
前記ポンプ制御装置は、
前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するポンプ指令算出器と、
前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、
前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラメータ調整器と、を備え、
前記バルブ制御装置は、
前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、
前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、

10

20

30

40

50

前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備え、

前記バルブ指令算出器は、

前記制御出力の目標である目標出力を前記操作の操作量に応じて設定する目標設定器と、

前記目標出力と前記制御出力との偏差を零にするための制御入力を算出する制御入力算出器と、を含み、

前記バルブ制御装置は、前記制御入力及び前記制御出力の少なくとも一方と前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータとに基づいて前記制御対象の特性の変動を補償するように前記制御入力を補正して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する制御入力補正器をさらに含む、油圧式作業機械。

10

【請求項 8】

請求項 7 に記載の油圧式作業機械であって、

前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータは、静的パラメータと、動的パラメータと、を含み、

前記バルブ制御装置の前記制御入力補正器は、

前記静的パラメータと前記制御入力とに基づいて、前記制御対象の静的特性の変動を補償する静的補償入力を算出する静的補償器と、

前記動的パラメータと前記制御出力とに基づいて、前記制御対象の動的特性の変動を補償する動的補償入力を算出する動的補償器と、

20

前記静的補償入力と前記動的補償入力を合成して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する合成器と、を含む、油圧式作業機械。

【請求項 9】

請求項 7 又は 8 に記載の油圧式作業機械であって、

前記バルブ制御用理想出力算出器は、前記制御入力と前記制御出力との理想的な入出力関係を規定する入出力モデルを用いて、前記制御入力に対応する前記理想出力を算出する、油圧式作業機械。

【請求項 10】

請求項 6 又は 9 に記載の油圧式作業機械であって、

前記制御入力と前記制御出力の入出力特性の設定を変更するための入力を受け付ける特性入力受付器をさらに備える、油圧式作業機械。

30

【請求項 11】

請求項 1 ～ 10 の何れか 1 項に記載の油圧式作業機械であって、

前記可動部は、前記支持体に起伏可能に支持されたブームであり、

前記力行動作は、前記ブームの先端部が地面から離れるような前記ブームの動作であるブーム上げ動作であり、前記非力行動作は、前記ブームの前記先端部が地面に近づくような前記ブームの動作であるブーム下げ動作であり、

前記動作判定器は、前記ブームに前記ブーム上げ動作を行わせるための操作であるブーム上げ操作を前記操作装置が受けた場合に前記可動部の動作が前記力行動作であると判定し、前記ブームに前記ブーム下げ動作を行わせるための操作であるブーム下げ操作を前記操作装置が受けた場合に前記可動部の動作が前記非力行動作であると判定する、油圧式作業機械。

40

【請求項 12】

請求項 1 ～ 11 の何れか 1 項に記載の油圧式作業機械であって、

前記アクチュエータの前記制御出力は、前記アクチュエータの動作速度又はこれに対応する物理量であり、

前記出力検出器は、前記動作速度又は前記物理量を検出するためのセンサである、油圧式作業機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

50

【0001】

本発明は、制御対象を制御する制御装置を備える油圧式作業機械に関するものである。

【背景技術】

【0002】

油圧ショベルなどの油圧式作業機械においてオペレータによる操作の操作性を向上させることは、作業現場における作業効率の向上につながる。

【0003】

例えば、特許文献1は、電流制御手段を備える油圧アクチュエータ制御装置を開示し、この油圧アクチュエータ制御装置は、停止状態から油圧アクチュエータを起動させる際の応答遅れを少なくして、操作性を向上させるために、中立位置からの駆動用操作開始時において、操作レバーの操作量に対応する目標電流よりも大きな電流を所定の短時間だけ前記電磁式比例流量制御弁に供給する。

10

【0004】

特許文献2は、操作装置からの操作信号に応じて電磁比例弁を駆動するための指令電流を出力する制御装置を備えた建設機械を開示し、この制御装置は、油圧アクチュエータに応じて異なる初動応答を確保するために、操作装置の中立位置からの操作開始時に、予め設定された所定時間、操作装置の操作量に対応する目標電流より大きくなるように指令電流を補正する補正機能を有する。

【0005】

特許文献3は、省エネ性を確保しつつ油圧アクチュエータの初動応答性を改善するための制御装置を備えた油圧作業機械を開示する。この制御装置は、第1操作レバーの中立位置からの操作後から所定の補正時間が経過するまでの間、第1油圧ポンプのポンプ最小流量よりも大きい所定の補正流量をポンプ目標流量に加算することによりポンプ目標流量を補正する。

20

【0006】

特許文献4は、アタッチメント先端を上下移動させて行う上下動作業時におけるブーム操作量とアタッチメント先端の上下移動量の関係をリーチの変化に関係なく一定とするための制御手段を備えた建設機械を開示する。この制御手段は、負荷方向の操作時であるブーム上げ操作時には、ブーム上げ操作量によって決まるポンプ流量をリーチに応じて補正することにより、ポンプ流量を大リーチで減少させ、小リーチで増加させる。一方、アタッチメント自重が働くブーム下げ時には、ブーム下げ側パイロットラインに設けた比例弁の二次圧をリーチに応じて補正することにより、コントロールバルブの開度を大リーチで小さくし、小リーチで大きくする。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

【文献】特開平5-195546号公報

【文献】特開2017-110774号公報

【文献】特開2019-44933号公報

【文献】特開2012-225084号公報

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

ところで、制御装置からの指令が入力される比例弁とブームなどの可動部を動作させるアクチュエータを含む制御対象の入出力特性は、例えば、先端アタッチメントの交換、作業機械における部品の経年劣化などの要因で大きく変化することがある。しかし、特許文献1～4の制御装置では、制御対象の入出力特性の変化は考慮されていないので、制御対象の入出力特性が大きく変化した場合には、アクチュエータの出力である制御出力は、操作量に見合った出力とはならない。しかも、制御対象は、例えばブーム上げ動作のような力行動作とブーム下げ動作のような非力行動作では異なり、前記経年劣化の度合いは、

50

制御対象を構成する部品ごとに異なる。従って、制御対象の入出力特性の変化が大きく変動した場合であっても、可動部の力行動作と非力行動作のそれぞれを、操作量に見合った理想的な動作に近づけることが求められる。

【０００９】

本発明は、上記の課題を解決するためになされたものであり、制御対象の入出力特性が大きく変動しても、力行動作及び非力行動作のそれぞれを操作量に見合った理想的な動作に近づけることができる油圧式作業機械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】

【００１０】

本発明の一態様に係る油圧式作業機械は、支持体と、前記支持体に対して相対変位可能な可動部と、作動油を吐出する油圧ポンプと、前記作動油の供給を受けて前記可動部を動作させるように作動するアクチュエータと、前記油圧ポンプと前記アクチュエータとの間に介在し、前記アクチュエータに供給される前記作動油の流量を変化させるように開閉作動する制御弁と、前記可動部を動作させるための操作を受ける操作装置と、前記操作装置が受けた前記操作に応じて行われる前記可動部の動作が、前記可動部に作用する負荷に抗するように前記可動部が動作する力行動作及び前記可動部に作用する負荷の向きに沿った向きに前記可動部が動作する非力行動作の何れの動作であるかを判定する動作判定器と、前記油圧ポンプの吐出量を調整するためのポンプ制御装置と、前記制御弁の開度を調整するためのバルブ制御装置と、前記アクチュエータの出力である制御出力を検出する出力検出器と、を備え、前記ポンプ制御装置は、前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するポンプ指令算出器と、前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するポンプ制御用理想出力算出器と、前記可動部の動作が前記力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整するポンプ制御パラメータ調整器と、を備え、前記バルブ制御装置は、前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、前記制御対象に入力するバルブ指令算出器と、前記操作の操作量に関連付けられた前記アクチュエータの理想的な出力である理想出力を算出するバルブ制御用理想出力算出器と、前記可動部の動作が前記非力行動作である場合に、前記制御出力と前記理想出力との差が小さくなるように前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整するバルブ制御パラメータ調整器と、を備える。

【００１１】

この油圧式作業機械では、力行動作が行われるときの制御対象に対する制御指令を算出するためのポンプ制御パラメータが、制御出力と理想出力との差が小さくなるように調整され、非力行動作が行われるときの制御対象に対する制御指令を算出するためのバルブ制御パラメータが、制御出力と理想出力との差が小さくなるように調整される。従って、この油圧式作業機械では、制御対象の入出力特性が大きく変動した場合であっても、油圧ポンプによる積極的な駆動力が必要な力行動作及び制御弁による流量の制限が必要な非力行動作にかかわらず、これらの何れの動作も操作量に見合った理想的な動作に近づけることができる。

【００１２】

前記油圧式作業機械において、前記可動部は、前記支持体に起伏可能に支持されたブームであり、前記力行動作は、前記ブームの先端部が地面から離れるような前記ブームの動作であるブーム上げ動作であり、前記非力行動作は、前記ブームの前記先端部が地面に近づくような前記ブームの動作であるブーム下げ動作であり、前記動作判定器は、前記ブームに前記ブーム上げ動作を行わせるための操作であるブーム上げ操作を前記操作装置が受けた場合に前記可動部の動作が前記力行動作であると判定し、前記ブームに前記ブーム下げ動作を行わせるための操作であるブーム下げ操作を前記操作装置が受けた場合に前記可

10

20

30

40

50

動部の動作が前記非力行動作であると判定することが好ましい。この構成では、ブームを含む作業装置の自重に抗するようにブーム上げ動作をさせるための駆動力の調整と、ブームを含む作業装置の自重の向きに沿った向きにブーム下げ動作をさせるための作動油の流量の制限と、をポンプ制御パラメータ及びバルブ制御パラメータのそれぞれを調整することにより適切に行うことができる。

【0013】

前記油圧式作業機械において、前記アクチュエータの前記制御出力は、前記アクチュエータの動作速度又はこれに対応する物理量であり、前記出力検出器は、前記動作速度又は前記物理量を検出するためのセンサであることが好ましい。この構成では、油圧式作業機械の出力検出器は、パラメータを調節するためのベースとなる制御出力として、アクチュエータの動作速度又はこれに対応する物理量を検出することができる。

10

【0014】

前記油圧式作業機械は、前記油圧式作業機械における制御モードを予め設定された第1モードと予め設定された第2モードとの間で切り替えるための入力を受け付けるモード入力受付器をさらに備え、前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記制御モードが前記第1モードである場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、前記制御モードが前記第2モードである場合には前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行うことを保留し、前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記制御モードが前記第1モードである場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行い、前記制御モードが前記第2モードである場合には前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行うことを保留する。この構成では、オペレータ、作業管理者などの作業関係者は、当該作業関係者が必要であると判断した任意のタイミングで、ポンプ制御装置及びバルブ制御装置にパラメータを調整する制御を行わせることができる。これにより、オペレータの意思を尊重した制御を行うことができる。

20

【0015】

前記油圧式作業機械は、前記可動部を含む作業装置と、前記作業装置の少なくとも一部が別の部品に交換されたことを判定する交換判定器と、をさらに備え、前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記作業装置の少なくとも一部が前記別の部品に交換されたと前記交換判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記作業装置の少なくとも一部が前記別の部品に交換されたと前記交換判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行うことが好ましい。この構成では、作業装置の一部又は全部が交換されたと交換判定器が判定した場合に、ポンプ制御装置及びバルブ制御装置のそれぞれが制御パラメータを調整する制御を行う。このことは、演算制御の負荷を抑制しながら、制御パラメータを調整する必要性の高いときに制御パラメータを調整する制御が自動的に行われることを可能にする。

30

【0016】

前記油圧式作業機械は、予め設定された判定条件に基づいて前記油圧式作業機械の劣化を判定する劣化判定器をさらに備え、前記ポンプ制御パラメータ調整器は、前記油圧式作業機械が劣化したと前記劣化判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータを調整する制御を行い、前記バルブ制御パラメータ調整器は、前記油圧式作業機械が劣化したと前記劣化判定器が判定した場合に前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータを調整する制御を行うことが好ましい。この構成では、油圧式作業機械が劣化したと劣化判定器が判定した場合に、ポンプ制御装置及びバルブ制御装置のそれぞれが制御パラメータを調整する制御を行う。このことは、演算制御の負荷を抑制しながら、制御パラメータを調整する必要性の高いときに制御パラメータを調整する制御が自動的に行われることを可能にする。

40

【0017】

前記油圧式作業機械において、前記ポンプ指令算出器は、前記操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて前記油圧ポンプ及び前記アクチュエータを含む

50

制御対象を作動させるための制御指令を算出可能なものであればよく、具体的な構成は特に限定されないが、例えば次のような構成を備えることが好ましい。すなわち、前記ポンプ指令算出器は、前記制御出力の目標である目標出力を前記操作の操作量に応じて設定する目標設定器と、前記目標出力と前記制御出力との偏差を零にするための制御入力を算出する制御入力算出器と、を含み、前記ポンプ制御装置は、前記制御入力及び前記制御出力の少なくとも一方と前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータとに基づいて前記制御対象の特性の変動を補償するように前記制御入力を補正して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する制御入力補正器をさらに含むことが好ましい。この構成では、制御対象の入出力特性が大きく変動しても、力行動作を操作量に見合った理想的な動作により精度よく近づけることができる。

10

【0018】

前記油圧式作業機械において、前記少なくとも一つのポンプ制御パラメータは、静的パラメータと、動的パラメータと、を含み、前記ポンプ制御装置の前記制御入力補正器は、前記静的パラメータと前記制御入力とに基づいて、前記制御対象の静的特性の変動を補償する静的補償入力を算出する静的補償器と、前記動的パラメータと前記制御出力とに基づいて、前記制御対象の動的特性の変動を補償する動的補償入力を算出する動的補償器と、前記静的補償入力と前記動的補償入力を合成して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する合成器と、を含むことが好ましい。この構成では、動的パラメータ及び制御出力に基づいて算出された動的補償入力によって制御入力が補正されているため、立ち上がり特性及び減衰特性等の制御対象の動的特性の変動を補償することができる。さらに、制御入力と静的パラメータとに基づいて算出された静的補償入力によって制御入力が補正されているため、動的補償入力の合成に伴う制御入力のスケールの変動等の制御対象の静的特性の変動を補償することができる。

20

【0019】

前記油圧式作業機械において、前記ポンプ制御用理想出力算出器は、前記制御入力と前記制御出力との理想的な入出力関係を規定する入出力モデルを用いて、前記制御入力に対応する前記理想出力を算出することが好ましい。この構成では、制御対象の稼働中に算出される理想出力と制御出力とを用いて静的パラメータ及び動的パラメータが調整されている。そのため、制御対象を含む機器の動作を止めることなく稼働中に静的パラメータ及び動的パラメータを調整するオンライン調整が可能となる。

30

【0020】

前記油圧式作業機械において、前記バルブ指令算出器は、前記操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて前記制御弁及び前記アクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出可能なものであればよく、具体的な構成は特に限定されないが、例えば次のような構成を備えることが好ましい。すなわち、前記バルブ指令算出器は、前記制御出力の目標である目標出力を前記操作の操作量に応じて設定する目標設定器と、前記目標出力と前記制御出力との偏差を零にするための制御入力を算出する制御入力算出器と、を含み、前記バルブ制御装置は、前記制御入力及び前記制御出力の少なくとも一方と前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータとに基づいて前記制御対象の特性の変動を補償するように前記制御入力を補正して前記制御指令を算出し、前記制御対象に入力する制御入力補正器をさらに含むことが好ましい。この構成では、制御対象の入出力特性が大きく変動しても、非力行動作を操作量に見合った理想的な動作により精度よく近づけることができる。

40

【0021】

前記油圧式作業機械において、前記少なくとも一つのバルブ制御パラメータは、静的パラメータと、動的パラメータと、を含み、前記バルブ制御装置の前記制御入力補正器は、前記静的パラメータと前記制御入力とに基づいて、前記制御対象の静的特性の変動を補償する静的補償入力を算出する静的補償器と、前記動的パラメータと前記制御出力とに基づいて、前記制御対象の動的特性の変動を補償する動的補償入力を算出する動的補償器と、前記静的補償入力と前記動的補償入力を合成して前記制御指令を算出し、前記制御対象

50

に入力する合成器と、を含むことが好ましい。この構成では、動的パラメータ及び制御出力に基づいて算出された動的補償入力によって制御入力が増正されているため、立ち上がり特性及び減衰特性等の制御対象の動的特性の変動を補償することができる。さらに、制御入力と静的パラメータとに基づいて算出された静的補償入力によって制御入力が増正されているため、動的補償入力の合成に伴う制御入力のスケールの変動等の制御対象の静的特性の変動を補償することができる。

【0022】

前記油圧式作業機械において、前記バルブ制御用理想出力算出器は、前記制御入力と前記制御出力との理想的な入出力関係を規定する入出力モデルを用いて、前記制御入力に対応する前記理想出力を算出することが好ましい。この構成では、制御対象の稼働中に算出される理想出力と制御出力とを用いて静的パラメータ及び動的パラメータが調整されている。そのため、制御対象を含む機器の動作を止めることなく稼働中に静的パラメータ及び動的パラメータを調整するオンライン調整が可能となる。

10

【0023】

前記油圧式作業機械は、前記制御入力と前記制御出力の入出力特性の設定を変更するための入力を受け付ける特性入力受付器をさらに備えることが好ましい。この構成では、制御入力と制御出力の入出力特性を、オペレータが好みに応じた特性を入力することによって制御装置に設定することができる。

【発明の効果】

【0024】

本発明によれば、制御対象の入出力特性が大きく変動しても、力行動作及び非力行動作のそれぞれを操作量に見合った理想的な動作に近づけることができる油圧式作業機械が提供される。

20

【図面の簡単な説明】

【0025】

【図1】本発明の実施形態に係る油圧式作業機械の一例を示す側面図である。

【図2】前記油圧式作業機械における油圧回路及び制御ユニットの一例を示す図である。

【図3】前記制御ユニットにおける制御装置の一例を示すブロック図である。

【図4】前記制御装置の処理の一例を示すフローチャートである。

【図5】前記油圧式作業機械の操作装置が受ける操作の操作量と時間の関係、電気出力と時間の関係及び制御出力と時間の関係の一例をそれぞれ示すグラフである。

30

【図6】制御ループを構成するフィードバック系を示すブロック図である。

【図7】前記油圧式作業機械の油圧回路及び制御ユニットの他の例を示す図である。

【図8】前記油圧式作業機械の油圧回路及び制御ユニットのさらに他の例を示す図である。

【図9】前記油圧式作業機械の操作装置が受ける操作の操作量と時間の関係、電気出力と時間の関係及び制御出力と時間の関係の他の例をそれぞれ示すグラフである。

【図10】前記油圧式作業機械の油圧回路及び制御ユニットのさらに他の例を示す図である。

【図11】前記油圧式作業機械の操作装置が受ける操作の操作量と時間の関係、電気出力と時間の関係及び制御出力と時間の関係のさらに他の例をそれぞれ示すグラフである。

40

【発明を実施するための形態】

【0026】

以下、本発明の実施形態について図面を参照して説明する。図1は、本実施形態に係る油圧式作業機械の一例である油圧ショベル20を示す側面図である。図2は、油圧ショベル20における油圧回路及び制御ユニットの一例を示す図である。

【0027】

図1及び図2に示すように、油圧ショベル20は、自走可能な下部走行体21と、下部走行体21に旋回可能に支持される上部旋回体22と、作業装置23と、複数の油圧アクチュエータと、複数の油圧ポンプと、パイロットポンプ47と、複数の制御弁と、複数の操作装置と、複数の比例弁と、出力検出器12（図3参照）と、制御ユニット1と、を備

50

える。

【0028】

上部旋回体22は、下部走行体21に旋回可能に支持されるアップフレーム30と、当該アップフレーム30に支持されるキャビン31と、キャビン31の後方に配置されたカウンタウェイト32と、を含む。下部走行体21及び上部旋回体22は、支持体の一例である。

【0029】

作業装置23は、アップフレーム30に起伏可能に支持されるブーム24と、ブーム24の先端部に回動可能に支持されるアーム25と、アーム25の先端部に回動可能に支持されるバケット26と、を含む。ブーム24は、可動部の一例である。

10

【0030】

複数の油圧アクチュエータは、ブームシリンダ27と、アームシリンダ28と、バケットシリンダ29と、旋回モータ33と、を含む。

【0031】

複数の油圧ポンプのそれぞれは、複数の油圧アクチュエータの少なくとも一つに作動油を供給するための油圧ポンプである。複数の油圧ポンプは、図2に示す可変容量形の油圧ポンプ41を含む。パイロットポンプ47は、複数の制御弁のそれぞれにパイロット圧を供給するための油圧ポンプである。複数の油圧ポンプ及びパイロットポンプ47のそれぞれは、図略のエンジンによって駆動される。

20

【0032】

なお、図2では、ブームシリンダ27を動作させるための回路のみが代表して図示され、アームシリンダ28、バケットシリンダ29及び旋回モータ33を動作させるための回路の図示は省略されている。アームシリンダ28、バケットシリンダ29及び旋回モータ33を動作させるための回路のそれぞれは、図2に示すブームシリンダ27を動作させるための回路と同様の構造を有する。

【0033】

ブームシリンダ27は、図2に示す油圧ポンプ41からの作動油の供給を受けてブーム24を起伏動作させるように作動する油圧シリンダである。図1に示すように、ブームシリンダ27のシリンダチューブの基端部は、上部旋回体22のアップフレーム30に回動可能に取り付けられ、ブームシリンダ27のピストンロッドの先端部は、ブーム24に回動可能に取り付けられている。図2に示すように、ブームシリンダ27は、ロッド室27Rと、ヘッド室27Hと、を有する。

30

【0034】

アームシリンダ28は、複数の油圧ポンプの何れかの油圧ポンプから作動油の供給を受けてアーム25を回動動作させるように作動する油圧シリンダである。バケットシリンダ29は、複数の油圧ポンプの何れかの油圧ポンプから作動油の供給を受けてバケット26を回動動作させるように作動する油圧シリンダである。旋回モータ33は、複数の油圧ポンプの何れかの油圧ポンプから作動油の供給を受けて下部走行体21に対して上部旋回体22のアップフレーム30を旋回動作させるように作動する油圧モータである。

【0035】

複数の制御弁は、図2に示すブーム制御弁42と、図略のアーム制御弁と、図略のバケット制御弁と、図略の旋回制御弁と、を含む。複数の制御弁のそれぞれは、スプールと、パイロットポンプ47からのパイロット圧を受ける一対のパイロットポートと、を有する。

40

【0036】

ブーム制御弁42は、油圧ポンプ41とブームシリンダ27との間に介在し、ブームシリンダ27に供給される作動油の方向及び流量を変化させるように開閉動作する。前記アーム制御弁は、何れかの油圧ポンプとアームシリンダ28との間に介在し、アームシリンダ28に供給される作動油の方向及び流量を変化させるように開閉動作する。バケット制御弁は、何れかの油圧ポンプとバケットシリンダ29との間に介在し、バケットシリンダ29に供給される作動油の方向及び流量を変化させるように開閉動作する。旋回制御弁は

50

、何れかの油圧ポンプと旋回モータ 33 との間に介在し、旋回モータ 33 に供給される作動油の方向及び流量を変化させるように開閉動作する。

【0037】

複数の操作装置は、ブーム 24 を動作させるための操作を受けるブーム操作装置 43（図 2 参照）と、アーム 25 を動作させるための操作を受ける図略のアーム操作装置と、バケット 26 を動作させるための操作を受ける図略のバケット操作装置と、下部走行体 21 に対して上部旋回体 22 を旋回動作させるための図略の旋回操作装置と、を含む。複数の操作装置のそれぞれは、オペレータが操作を与えることが可能な操作レバーを有する。複数の操作装置のそれぞれは、操作レバーが受けた操作及びその操作量に対応する指令信号（電気信号）を出力する電気レバー装置である。出力された指令信号は、制御ユニット 1

10

【0038】

具体的に、ブーム操作装置 43 は、ブーム上げ動作をブーム 24 に行わせるためのブーム上げ操作と、ブーム下げ動作をブーム 24 に行わせるためのブーム下げ操作と、を受けることが可能なように構成される。ブーム上げ動作は、ブーム 24 の先端部が地面から離れるようなブーム 24 の動作であり、ブーム下げ動作は、ブーム 24 の先端部が地面に近づくようなブーム 24 の動作である。ブーム上げ動作は、図 2 に示すように作業装置 23 を重力に抗する方向に変位させるために油圧ポンプ 41 の吐出量を調整することを要する動作である。ブーム上げ動作は、ブーム 24 を含む作業装置 23 に作用する負荷に抗するようにブーム 24 が動作する力行動作の一例である。ブーム下げ動作は、作業装置 23 に作用する重力の方向に沿った向きに作業装置 23 を所望の動作速度で変位させるためにブーム制御弁 42 の開度を調整することを要する動作である。ブーム下げ動作は、ブーム 24 を含む作業装置 23 に作用する負荷の向きに沿った向きにブーム 24 が動作する非力行動作の一例である。ブーム上げ操作は、力行操作の一例であり、ブーム下げ操作は、非力行操作（回生操作）の一例である。

20

【0039】

ブーム操作装置 43 は、ブーム上げ操作を受けると、ブーム上げ操作及びその操作量に対応するブーム上げ指令信号を制御ユニット 1 に入力する。ブーム操作装置 43 は、ブーム下げ操作を受けると、ブーム下げ操作及びその操作量に対応するブーム下げ指令信号を制御ユニット 1 に入力する。アーム操作装置、バケット操作装置及び旋回操作装置のそれぞれの基本的な構成及び機能は、ブーム操作装置 43 と同様であるので、詳細な説明は省略する。

30

【0040】

複数の比例弁のそれぞれは、制御ユニット 1 から入力される制御指令に応じてパイロットポンプ 47 の圧油を減圧して出力する。複数の比例弁のそれぞれは、例えば電磁比例弁により構成されている。複数の比例弁は、一対のブーム比例弁 44、45 と、図略の一対のアーム比例弁と、図略の一対のバケット比例弁と、図略の一対の旋回比例弁と、ポンプ比例弁 46 と、を含む。

【0041】

具体的に、一対のブーム比例弁 44、45 のそれぞれは、制御ユニット 1 から入力される制御指令（指令電流）に応じてパイロットポンプ 47 からの圧油を減圧し、制御指令に対応するパイロット圧をブーム制御弁 42 に出力する。一対のブーム比例弁 44、45 は、パイロットポンプ 47 とブーム制御弁 42 の一対のパイロットポートとを接続する一対のパイロットラインにそれぞれ設けられている。

40

【0042】

ブーム操作装置 43 がブーム下げ操作を受けると、制御ユニット 1 からの制御指令がブーム比例弁 44 に入力される。ブーム比例弁 44 は、前記制御指令に応じたパイロット圧を生成し、生成されたパイロット圧は、ブーム制御弁 42 の一方のパイロットポート（図 2 では、ブーム制御弁 42 における左側のポート）に供給される。ブーム制御弁 42 のスプールは、供給されたパイロット圧に対応する変位量（中立位置からのシフト量）でシフ

50

トする。これにより、ブーム制御弁 4 2 は、前記変位量に対応する開度（開口量）に調節され、油圧ポンプ 4 1 から吐出される作動油がブームシリンダ 2 7 のロッド室 2 7 R に前記変位量に対応する流量で供給されることを許容し、ヘッド室 2 7 H から作動油が排出されてタンクに戻ることを許容する。

【0043】

ブーム操作装置 4 3 がブーム上げ操作を受けると、制御ユニット 1 からの制御指令がブーム比例弁 4 5 に入力される。制御ユニット 1 は、当該制御指令として、例えば前記ブーム上げ操作の操作量に応じた指令値を出力する。ブーム比例弁 4 5 は、前記制御指令に応じたパイロット圧を生成し、生成されたパイロット圧は、ブーム制御弁 4 2 の他方のパイロットポート（図 2 では、ブーム制御弁 4 2 における右側のポート）に供給される。ブーム制御弁 4 2 のスプールは、供給されたパイロット圧に対応する変位量（中立位置からのシフト量）でシフトする。これにより、ブーム制御弁 4 2 は、前記変位量に対応する開度（開口量）に調節され、油圧ポンプ 4 1 から吐出される作動油がブームシリンダ 2 7 のヘッド室 2 7 H に前記変位量に対応する流量で供給されることを許容し、ロッド室 2 7 R から作動油が排出されてタンクに戻ることを許容する。

【0044】

一対のアーム比例弁のそれぞれは、制御ユニット 1 から入力される制御指令に応じてパイロットポンプ 4 7 からの圧油を減圧し、制御指令に対応するパイロット圧をアーム制御弁に出力する。一対のバケット比例弁のそれぞれは、制御ユニット 1 から入力される制御指令に応じてパイロットポンプ 4 7 からの圧油を減圧し、制御指令に対応するパイロット圧をバケット制御弁に出力する。一対の旋回比例弁のそれぞれは、制御ユニット 1 から入力される制御指令に応じてパイロットポンプ 4 7 からの圧油を減圧し、制御指令に対応するパイロット圧を旋回制御弁に出力する。これらの比例弁のそれぞれの基本的な構成及び機能は、ブーム比例弁 4 4, 4 5 と同様であるので、詳細な説明は省略する。

【0045】

ポンプ比例弁 4 6 は、制御ユニット 1 から出力される制御指令（指令電流）に応じて油圧ポンプ（例えばパイロットポンプ 4 7）からの圧油を減圧し、制御指令に対応する操作圧を油圧ポンプ 4 1 に出力する。ポンプ比例弁 4 6 は、パイロットポンプ 4 7 と油圧ポンプ 4 1 とを接続するポンプラインに設けられている。油圧ポンプ 4 1 に操作圧が入力されると、油圧ポンプ 4 1 の容量（傾転角）は、操作圧に応じた容量（傾転角）に調整される。これにより、油圧ポンプ 4 1 の吐出量が調整される。

【0046】

制御ユニット 1 は、油圧ポンプ 4 1 の吐出量を調整するためのポンプ制御装置 1 4 と、ブーム制御弁 4 2 の開度を調整するためのバルブ制御装置 1 3 と、ブーム 2 4 の動作を判定する動作判定器 1 7 と、を含む。

【0047】

図 3 は、制御ユニット 1 における制御装置の一例を示すブロック図である。図 3 に示す制御装置は、ポンプ制御装置 1 4 及びバルブ制御装置 1 3 のそれぞれの構成を示している。

【0048】

図 3 に示す出力検出器 1 2 は、ブームシリンダ 2 7 の出力である制御出力 $y(k)$ を検出するための検出器である。ブームシリンダ 2 7 の制御出力 $y(k)$ は、例えば、ブームシリンダ 2 7 の動作速度であってもよく、ブームシリンダ 2 7 の動作速度に対応する物理量であってもよい。動作速度に対応する物理量は、例えば、ブームシリンダ 2 7 に供給される作動油の流量であってもよく、ブームシリンダ 2 7 から排出される作動油の流量であってもよく、ブーム 2 4 が起伏動作を行うときのブーム 2 4 の動作速度であってもよい。従って、出力検出器 1 2 は、ブームシリンダ 2 7 の動作速度を検出する速度センサであってもよく、ブームシリンダ 2 7 に供給される作動油の流量又はブームシリンダ 2 7 から排出される作動油の流量を検出する流量センサであってもよく、ブーム 2 4 が起伏動作を行うときのブーム 2 4 の動作速度を検出する速度センサであってもよい。

【0049】

図2に示す動作判定器17は、ブーム操作装置43が受けた操作に応じて行われるブーム24の動作が、ブーム上げ動作及びブーム下げ動作の何れの動作であるかを判定する。ブーム操作装置43がブーム上げ操作を受けると、前記ブーム上げ指令信号が制御ユニット1に入力され、動作判定器17は、ブーム24の動作がブーム上げ動作（力行動作）であると判定する。ブーム操作装置43がブーム下げ操作を受けると、前記ブーム下げ指令信号が制御ユニット1に入力され、動作判定器17は、ブーム24の動作がブーム下げ動作（非力行動作）であると判定する。

【0050】

図3に示すように、ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13のそれぞれは、制御指令としての実入力 $u_p(k)$ に応答して制御出力 $y(k)$ を出力する制御対象100を制御する。本実施形態では、ポンプ制御装置14が制御する制御対象100は、ポンプ比例弁46、ポンプ41及びブームシリンダ27を含み、バルブ制御装置13が制御する制御対象100は、ブーム比例弁44、ブーム制御弁42及びブームシリンダ27を含む。参照符号の括弧内に記載された k は時刻を示す。

【0051】

図3のブロック図は、ポンプ制御装置14の構成を示すとともに、バルブ制御装置13の構成をも示している。本実施形態では、ポンプ制御装置14とバルブ制御装置13は、後述するパラメータなどの具体的な値が異なる場合があるが、基本的な構成は互いに同様である。

【0052】

図3に示すように、ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13のそれぞれは、目標設定器2、減算器3、コントローラ4、静的補償器5、動的補償器6、減算器7（合成器の一例）、パラメータ調整器9、減算器8、理想出力算出器10、及びメモリ11を含む。目標設定器2、減算器3、コントローラ4、静的補償器5、動的補償器6、減算器7、減算器8、パラメータ調整器9、及び理想出力算出器10は、例えばCPU又はASIC等のプロセッサで構成される。静的補償器5、動的補償器6、及び減算器7は、制御入力補正器の一例である。目標設定器2、減算器3、コントローラ4、静的補償器5、動的補償器6、及び減算器7は、指令算出器の一例である。

【0053】

目標設定器2は、制御出力 $y(k)$ の目標である目標出力 $r(k)$ を、ブーム操作装置43が受ける操作の操作量に応じて設定する。具体的に、ポンプ制御装置14における目標設定器2は、例えば、ブーム上げ操作の操作量と目標出力 $r(k)$ との関係を表す予め設定されたマップに基づいて、ブーム上げ操作の操作量に応じた目標出力 $r(k)$ を設定する。バルブ制御装置13における目標設定器2は、例えば、ブーム下げ操作の操作量と目標出力 $r(k)$ との関係を表す予め設定されたマップに基づいて、ブーム下げ操作の操作量に応じた目標出力 $r(k)$ を設定する。

【0054】

減算器3は、目標出力 $r(k)$ から制御出力 $y(k)$ を減じることで、偏差 $e(k)$ を算出する。

【0055】

コントローラ4（制御入力算出器）は、制御出力 $y(k)$ に基づいて、偏差 $e(k)$ を零にするための制御入力 $u_c(k)$ を算出する。コントローラ4は上流のコントローラに相当する。ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13のそれぞれにおいては、制御構造が階層化され、上流のコントローラであるコントローラ4からの指示に従って、制御対象100を直接的に制御する下流の制御ループ50が作動される。制御ループ50については後述する。

【0056】

コントローラ4は、例えばPID制御により偏差 $e(k)$ を零にするための制御入力 $u_c(k)$ を算出するように構成されていてもよい。PID制御に用いられる数式としては、例えば後述の式(17)が採用される。なお、コントローラ4は、PID制御以外のP

10

20

30

40

50

制御、PD制御、及びPI制御等の種々のフィードバック制御又はフィードフォワード制御を用いて制御入力 $u_c(k)$ を算出してもよい。

【0057】

静的補償器5は、静的ゲイン f_0 （静的パラメータの一例）を制御入力 $u_c(k)$ に乘じ、制御対象100の静的特性の変動を補償する静的補償入力を算出する。静的特性とは、時間に依存しない制御対象100の特性である。静的特性としては、例えば、制御出力 $y(k)$ がとり得るスケールが該当する。静的ゲイン f_0 はこの静的特性の変動を補償するためのゲインである。例えば、動的補償器6により算出される動的補償入力が過大になると実入力 $u_p(k)$ が過小になって、制御出力 $y(k)$ の値が想定されるスケールよりも大幅に小さくなる。このような事態を回避するために、静的補償器5は、静的ゲイン f_0 を制御入力 $u_c(k)$ に乘じる。

10

【0058】

動的補償器6は、動的ゲイン（動的パラメータの一例）と制御出力 $y(k)$ とに基づいて制御対象100の動的特性の変動を補償する動的補償入力を算出する。動的特性とは、例えば制御対象100の立ち上がり特性及び減衰特性等の時間に依存する特性である。動的ゲインは、このような動的特性の変動を補償するためのゲインである。動的ゲインには、例えば比例ゲイン K_p 及び微分ゲイン K_D が含まれる。動的補償器6は、例えば $K_p \cdot y(k) + K_D \cdot \Delta y(k)$ の演算式により、動的補償入力を算出する。ここで、 $\Delta y(k)$ は $y(k)$ の微分を表す。

【0059】

20

ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13では、静的ゲイン f_0 がそれぞれ個別に初期設定され、動的ゲイン（比例ゲイン K_p 及び微分ゲイン K_D ）がそれぞれ個別に初期設定されている。従って、ポンプ制御装置14において初期設定された静的ゲイン f_0 とバルブ制御装置13において初期設定された静的ゲイン f_0 は、互いに異なっているとしてもよく、ポンプ制御装置14において初期設定された動的ゲインとバルブ制御装置13において初期設定された動的ゲインは、互いに異なっているとしてもよい。ポンプ制御装置14において設定された静的ゲイン f_0 及び動的ゲインのそれぞれは、ポンプ制御パラメータの一例である。バルブ制御装置13において設定された静的ゲイン f_0 及び動的ゲインのそれぞれは、バルブ制御パラメータの一例である。

【0060】

30

減算器7は、静的補償入力から動的補償入力を減じることにより、制御指令としての実入力 $u_p(k)$ を算出し、実入力 $u_p(k)$ を制御対象100に入力する。これにより、制御対象100の動的特性及び静的特性が補償されるように制御入力 $u_c(k)$ が調整される。具体的に、ポンプ制御装置14における減算器7は、算出した実入力 $u_p(k)$ を制御対象100のポンプ比例弁46に入力する（図2参照）。バルブ制御装置13における減算器7は、算出した実入力 $u_p(k)$ を制御対象100のブーム比例弁44に入力する（図2参照）。実入力 $u_p(k)$ は例えば、下記の式で表される。

【0061】

$$u_p(k) = f_0 \cdot u_c(k) - K_p \cdot y(k) - K_D \cdot \Delta y(k)$$

上述の静的補償器5、動的補償器6、減算器7、及び制御対象100は制御ループ50を構成する。制御ループ50は、制御対象100を直接的に制御する下流の制御ループである。制御ループ50は、制御入力 $u_c(k)$ に応答して制御出力 $y(k)$ を出力する。

40

【0062】

理想出力算出器10は、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との理想的な入出力関係を示す伝達関数である入出力モデル $G_m(z^{-1})$ を用いて、制御入力 $u_c(k)$ に対応する理想出力 $y_r(k)$ を算出する。理想的な入出力関係とは、コントローラ4の設計時における、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との関係が該当する。以下、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との関係を制御ループ50の入出力特性と呼ぶ。例えば、コントローラ4が、初期の制御対象100を含む初期の制御ループ50の入出力特性に基づいて設計されている場合、入出力モデルは初期の制御ループ50の入出力特性を有し

50

ている。したがって、制御対象 100 の入出力特性が初期の特性から変化して、制御ループ 50 の入出力特性が初期の入出力特性から変化したとしても、理想出力算出器 10 は、初期の制御ループ 50 の入出力特性にしたがった理想出力 $y_r(k)$ を算出できる。入出力モデル $G_m(z^{-1})$ は例えば後述の式 (19)、(20)、(21) で表される。

【0063】

減算器 8 は、制御出力 $y(k)$ から理想出力 $y_r(k)$ を減じて差分 A を算出し、差分 A をパラメータ調整器 9 に入力する。

【0064】

パラメータ調整器 9 は、減算器 8 から入力された差分 A が最小化されるように静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) をそれぞれ調整する。パラメータ調整器 9 は例えば逐次最小二乗法により静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) を算出してもよい。この場合、制御装置 13、14 のそれぞれのサンプリング時間に同期して、静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) が調整される。すなわち、静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) のオンライン調整が可能となる。逐次最小二乗法としては、後述の式 (9) で示す評価関数 J を後述の式 (10) ~ (16) を用いて最小化する手法が採用できる。

【0065】

メモリ 11 は、例えば RAM 又はフラッシュメモリで構成される。メモリ 11 は、制御出力 $y(k)$ 及び理想出力 $y_r(k)$ を記憶する。なお、メモリ 11 は、時刻 k から数サンプル前までに算出された制御出力 $y(k)$ 及び理想出力 $y_r(k)$ を記憶してもよい。

【0066】

次に、制御装置 13、14 の処理について説明する。図 4 は、制御装置 13、14 の処理の一例を示すフローチャートである。

【0067】

ブーム操作装置 43 は、ブーム上げ操作を受けると、ブーム上げ操作及びその操作量に対応するブーム上げ指令信号を制御ユニット 1 に入力し、ステップ S0 において、ポンプ制御装置 14 における目標設定器 2 は、予め設定された前記マップに基づいて、ブーム上げ操作の操作量に応じた目標出力 $r(k)$ を設定する。同様に、ブーム操作装置 43 は、ブーム下げ操作を受けると、ブーム下げ操作及びその操作量に対応するブーム下げ指令信号を制御ユニット 1 に入力し、ステップ S0 において、バルブ制御装置 13 における目標設定器 2 は、予め設定された前記マップに基づいて、ブーム下げ操作の操作量に応じた目標出力 $r(k)$ を設定する。

【0068】

ステップ S1 において、減算器 3 は目標出力 $r(k)$ から制御出力 $y(k)$ を減じて偏差 $e(k)$ を算出する。

【0069】

ステップ S2 において、コントローラ 4 は、偏差 $e(k)$ と制御出力 $y(k)$ とを式 (17) に入力して制御入力 $u_c(k)$ を算出する。

【0070】

ステップ S3 において、理想出力算出器 10 は、制御入力 $u_c(k)$ と式 (19) で示す入出力モデル $G_m(z^{-1})$ とを乗じ、理想出力 $y_r(k)$ を算出する。

【0071】

ステップ S4 において、検出器 12 は、制御入力 $u_c(k)$ に対する応答として制御ループ 50 から出力された制御出力 $y(k)$ を検出する。

【0072】

ステップ S5 において、減算器 8 は、検出器 12 で検出された制御出力 $y(k)$ から理想出力 $y_r(k)$ を減じて差分 A を算出する。

【0073】

ステップ S6 において、パラメータ調整器 9 は差分 A が最小化されるように逐次最小二乗法を用いて静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) を算出する。ステップ S6 が

終了すると、処理はステップ S 1 に戻る。これにより、逐次的に静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) が調整される。

【0074】

このように、油圧シヨベル 20 によれば、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との理想的な入出力特性を示す入出力モデル $G_m(z^{-1})$ を用いて制御入力 $u_c(k)$ に対応する理想出力 $y_r(k)$ が算出され、理想出力 $y_r(k)$ と制御出力 $y(k)$ との差分 A が最小化されるように、静的補償器 5 が有する静的ゲイン f_0 と動的補償器 6 が有する動的ゲイン (K_p 、 K_D) とが調整される。これにより、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との入出力特性は、コントローラ 4 の設計時における理想的な入出力特性に維持される。そのため、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、設計時のコントローラ 4 を用いて制御対象 100 を適切に制御できる。これにより、コントローラ 4 の設計が容易化され、油圧シヨベル 20 の開発が円滑化される。

10

【0075】

図 5 の上段のグラフは、ブーム操作装置 43 が受けるブーム操作の操作量（レバー操作量）と時間の関係の一例を示している。図 5 の中段のグラフは、上段のグラフのようなブーム操作（ブーム上げ操作又はブーム下げ操作）をブーム操作装置 43 が受けた場合に、減算器 7 から出力される電気出力と時間の関係の一例を示している。減算器 7 から出力される電気出力は、減算器 7 から制御対象 100 におけるポンプ比例弁 46 又はブーム比例弁 44 に入力される制御指令としての実入力 $u_p(k)$ である。この中段のグラフは、静的補償器 5、動的補償器 6 及び減算器 7 による静的特性の変動の補償及び動的特性の変動の補償の効果を示している。中段のグラフにおいて、実線は、静的特性の変動の補償及び動的特性の変動の補償が行われない場合の電気出力と時間の関係の一例を示し、破線は、本実施形態に係る油圧シヨベル 20 において静的特性の変動の補償及び動的特性の変動の補償が行われる場合の電気出力と時間の関係の一例を示している。

20

【0076】

図 5 の中段のグラフに示されているように、本実施形態に係る油圧シヨベル 20 では、動的特性の変動の補償が行われることにより、電気出力（実入力 $u_p(k)$ ）の立ち上がりが補正される。これにより、破線で示されるように、立ち上がりのオーバーシュートが抑制されるとともに、所望の立ち上がりの傾きが得られる。しかも、本実施形態に係る油圧シヨベル 20 では、静的特性の変動の補償が行われることにより、電気出力（実入力 $u_p(k)$ ）の定常特性が補正される。これにより、破線で示されるように、所望の定常値が得られる。

30

【0077】

図 5 の下段のグラフは、制御対象 100 におけるブームシリンダ 27 から出力される制御出力と時間の関係の一例をそれぞれ示すグラフである。ブームシリンダ 27 の制御出力は、上述したように、ブームシリンダ 27 の動作速度であってもよく、ブームシリンダ 27 の動作速度に対応する物理量であってもよい。具体的には、当該物理量は、ブームシリンダ 27 に供給される作動油の流量、ブームシリンダ 27 から排出される作動油の流量などであってもよい。この下段のグラフは、パラメータ調整器 9 による静的パラメータ及び動的パラメータの調整の効果を示している。下段のグラフにおいて、実線は、パラメータ調整器 9 による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われない場合の制御出力と時間の関係の一例を示し、破線は、本実施形態に係る油圧シヨベル 20 においてパラメータ調整器 9 による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われる場合の制御出力と時間の関係の一例を示している。

40

【0078】

図 5 の下段のグラフに示されているように、本実施形態に係る油圧シヨベル 20 では、パラメータ調整器 9 による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われることにより、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との入出力特性は、コントローラ 4 の設計時における理想的な入出力特性に維持さ

50

れる。そのため、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、設計時のコントローラ 4 を用いて制御対象 100 を適切に制御できる。

【0079】

次に、制御ループ 50 の設計の具体例について説明する。図 6 は、制御ループ 50 を構成するフィードバック系を示すブロック図である。このフィードバック系は、次式で表される。

【0080】

【数 1】

$$u_p(k) = f_0(k)u_c(k) - K_P(k)y(k) - K_D(k)\Delta y(k) \quad (1)$$

10

【0081】

ここで、 $u_p(k)$ 、 $y(k)$ 、 $u_c(k)$ 、 P は、それぞれ実入力、制御出力、制御入力、制御対象を表す。また、 Δ は、差分演算子を表しており、後退演算子 z^{-1} を用いて $\Delta = 1 - z^{-1}$ と表される。 $f_0(k)$ 、 $K_P(k)$ 、 $K_D(k)$ は、それぞれパラメータを表している。パラメータ調整器 9 は、 $f_0(k)$ 、 $K_P(k)$ 、 $K_D(k)$ のパラメータを逐次最小二乗法によりオンラインでチューニングする。逐次最小二乗法のメリットは計算コストが低いことにある。パラメータ調整器 9 は、操業データ（実入力 $u_p(k)$ 、制御出力 $y(k)$ ）から静的補償器 5 及び動的補償器 6 のパラメータを算出する。

【0082】

次に、操業データに基づくパラメータの調整法について説明する。

$f_0(k) = 0$ でないと仮定すると、式 (1) は以下のように変形される。

【0083】

【数 2】

$$\begin{aligned} u_c(k) = & \frac{1}{f_0(k)}u_p(k) + \frac{K_P(k) + K_D(k)}{f_0(k)}y(k) \\ & - \frac{K_D(k)}{f_0(k)}y(k-1) \end{aligned} \quad (2)$$

30

$$= \theta_1(k)u_p(k) + \theta_2(k)y(k) + \theta_3(k)y(k-1) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \theta_1(k) = & \frac{1}{f_0(k)}, \quad \theta_2(k) = \frac{K_P(k) + K_D(k)}{f_0(k)}, \\ \theta_3(k) = & -\frac{K_D(k)}{f_0(k)} \end{aligned} \quad (4)$$

40

【0084】

但し、式 (3) において、 $\theta_1(k)$ 、 $\theta_2(k)$ 、 $\theta_3(k)$ は式 (4) で表される。

【0085】

また、理想的な制御ループ 50 の伝達関数を示す入出力モデル $G_m(z^{-1})$ に制御入力 $u_c(k)$ を入力した際に得られる応答を理想出力 $y_r(k, \theta(k))$ とする。この場合、理想出力 $y_r(k, \theta(k))$ は式 (5) で表される。

50

【 0 0 8 6 】

【数 3】

$$y_r(k, \theta(k)) = G_m(z^{-1}) u_c(k, \theta(k)) \quad (5)$$

【 0 0 8 7 】

式 (3) と式 (5) の関係より次式が得られる。

【 0 0 8 8 】

【数 4】

$$y_r(k, \theta(k)) = \theta_1 \hat{u}_p(k) + \theta_2 \hat{y}(k) + \theta_3 \hat{y}(k-1) \quad (6)$$

$$\hat{u}_p(k) = G_m(z^{-1}) u_p(k) \quad (7)$$

$$\hat{y}(k) = G_m(z^{-1}) y(k) \quad (8)$$

【 0 0 8 9 】

評価関数 J は以下のように定義される。

【 0 0 9 0 】

【数 5】

$$J = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \{y(k) - y_r(k, \theta(k))\}^2 \quad (9)$$

【 0 0 9 1 】

但し、N はデータの総数であり、評価関数 J を最小化することにより、制御出力 y (k) が理想出力 y_r (k) に追従するようにパラメータ θ (k) が調整される。よって、最適化されたパラメータを用いることにより、静的補償器 5 と動的補償器 6 と制御対象 100 とを含む制御ループ 50 の入出力特性と入出力モデル G_m (z⁻¹) の入出力特性とを一致させることが可能となる。

【 0 0 9 2 】

次に、式 (9) の二乗和を最小化するため以下に示す逐次最小二乗法が適用される。

【 0 0 9 3 】

【数 6】

$$\theta(k) = \theta(k-1) + K(k) \{y(k) - y_r(k, \theta(k))\} \quad (10)$$

$$K(k) = \frac{\Gamma(k-1) \psi(k)}{\omega + \psi^T(k) \Gamma(k-1) \psi(k)} \quad (11)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{\omega} \left\{ \Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1) \psi(k-1) \psi^T(k-1) \Gamma(k-1)}{\omega + \psi^T(k-1) \Gamma(k-1) \psi(k-1)} \right\} \quad (12)$$

10

20

30

40

50

【0094】

ω は忘却係数である。 $\theta(k)$ 及び $\psi(k)$ は次式で表される。

【0095】

【数7】

$$\theta(k) = [\theta_1(k) \ \theta_2(k) \ \theta_3(k)]^T \quad (13)$$

$$\psi(k) = G_m(z^{-1})[u_p(k) \ y(k) \ y(k-1)]^T \quad (14)$$

10

【0096】

誤差共分散行列 $\Gamma(k)$ の初期値 $\Gamma(0)$ と推定値 $\theta(k)$ の初期値 $\theta(0)$ とは次式で定められる。

【0097】

【数8】

$$\Gamma(0) = \alpha I \quad (15)$$

$$\theta(0) = [\theta_1(0) \ \theta_2(0) \ \theta_3(0)]^T \quad (16)$$

20

【0098】

α は $\alpha > 0$ を満たす任意の実数である。 I は 3×3 の単位行列である。 $\theta_i(0)$ は任意の実数である。 f_0 は 0 でないとの条件より $\theta_i(0)$ は 0 でないと定める。

【0099】

次に、本実施形態に係るポンプ制御装置 14 及びバルブ制御装置 13 のそれぞれの構成について具体例を挙げて説明する。ポンプ制御装置 14 及びバルブ制御装置 13 のそれぞれは、上述した図 3 で表される。

【0100】

制御ループ 50 は、静的補償器 5 及び動的補償器 6 の組み合わせを含む制御系で構成された下流の制御ループである。コントローラ 4 は、上流の制御ループである。コントローラ 4 は、固定の制御パラメータを有する P I D（比例積分微分）制御系で構成される。

30

【0101】

図 3 の構成では、制御ループ 50 の入出力特性と入出力モデル $G_m(z^{-1})$ の入出力特性とが一致するように静的補償器 5 及び動的補償器 6 のパラメータが調整されている。これにより、下流の制御ループ 50 が入出力モデル $G_m(z^{-1})$ と同等の入出力特性を有することになる。その結果、上流のコントローラ 4 を理想的な入出力モデル $G_m(z^{-1})$ に基づいて設計することが可能となる。

【0102】

本実施形態では、コントローラ 4 は、式 (17) で示す P I D 制御系で構成される。

【0103】

【数9】

$$u_C(k) = k_c \left\{ \frac{1}{T_I} e(k) - \Delta y(k) - T_D \Delta^2 y(k) \right\} \quad (17)$$

$$e(k) = r(k) - y(k) \quad (18)$$

40

【0104】

k_c は比例ゲインを示し、 T_I は積分時間 [s] を示し、 T_D は微分時間 [s] を示す。

50

【 0 1 0 5 】

次に、本実施形態に係るポンプ制御装置 1 4 及びバルブ制御装置 1 3 のそれぞれを、油圧モータ制御システムに適用したシミュレーションについて説明する。

【 0 1 0 6 】

本実施形態では、制御ループ 5 0 の理想的な入出力モデル $G_m(z^{-1})$ を以下のように設計した。

【 0 1 0 7 】

【数 1 0】

$$G_m(z^{-1}) = \frac{z^{-1}P(1)}{P(z^{-1})} \quad (19)$$

10

【 0 1 0 8 】

分母の $P(z^{-1})$ は次式で表される。係数 p_1 、 p_2 は次式で表される。

【 0 1 0 9 】

【数 1 1】

$$P(z^{-1}) = 1 + \rho_1 \cdot z^{-1} + \rho_2 \cdot z^{-2} \quad (20)$$

20

$$\begin{cases} p_1 = -2 \exp \left(-\frac{\rho}{2\mu} \cos \left(\frac{\sqrt{4\mu - 1}}{2\mu} \rho \right) \right) \\ p_2 = \exp \left(-\frac{\rho}{\mu} \right) \\ \rho = \frac{T_s}{\sigma} \\ \mu = 0.25(1 - \delta) + 0.51\delta \end{cases} \quad (21)$$

30

【 0 1 1 0 】

T_s はサンプリング時間、 σ 、 δ はそれぞれ制御対象 1 0 0 の立ち上がり特性及び減衰特性等の動的パラメータを表している。これらの動的パラメータは、制御対象 1 0 0 の入出力特性に基づいて設計者が任意に設定する。

【 0 1 1 1 】

〔変形例〕

以上、本発明の実施形態に係る油圧式作業機械の一例である油圧ショベル 2 0 について説明したが、本発明は、上記の実施形態に限定されるものではなく、例えば以下のような変形例を含む。

40

【 0 1 1 2 】

(A) モード入力受付器について

図 7 は、油圧ショベル 2 0 における油圧回路及び制御ユニット 1 の他の例を示す図である。図 7 に示す変形例では、油圧ショベル 2 0 は、モード入力受付器 6 1 をさらに備える。モード入力受付器 6 1 は、油圧ショベル 2 0 の制御モードを予め設定された第 1 モードと予め設定された第 2 モードとの間で切り替えるための入力を受け付ける。この入力は、オペレータ、作業管理者などの作業関係者によって行われる。モード入力受付器 6 1 は、例えばキャビン 3 1 の内部に設けられるスイッチを含んでいてもよい。

50

【0113】

第1モードは、パラメータ調整器9によるパラメータの調整が行われるモードであり、第2モードは、パラメータ調整器9によるパラメータの調整が行われないモードである。なお、第2モードでは、静的特性の変動の補償及び動的特性の変動の補償が行われてもよく、これらの補償が行われなくてもよい。

【0114】

ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13のそれぞれのパラメータ調整器9は、制御モードが第2モードである場合には、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行わない。一方、モード入力受付器61が作業関係者による入力を受けて、制御モードが第2モードから第1モードに切り替えられた場合には、ポンプ制御装置14及びバルブ制御装置13のそれぞれのパラメータ調整器9は、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行う。

10

【0115】

この変形例では、オペレータの意思を尊重した制御を行うことができる。具体的には、例えば、熟練したオペレータは、油圧式作業機械による自動的な制御に頼ることなく、自らのスキルを活用して油圧式作業機械を操縦することができ、経験の少ない非熟練者は、油圧式作業機械による自動的な制御を頼ることにより、作業の効率を向上させることができる。

【0116】

(B) 交換判定及び劣化判定に基づく制御について

20

図8は、油圧シヨベル20における油圧回路及び制御ユニット1のさらに他の例を示す図である。図8に示す変形例では、制御ユニット1は、判定器16をさらに備える。判定器16は、例えば、作業装置23の少なくとも一部が別の部品に交換されたことを判定する交換判定器であってもよく、油圧シヨベル20の劣化を判定する劣化判定器であってもよい。交換判定器は、予め設定された判定条件に基づいて、作業装置23の一部が別の部品に交換されたことを判定する。劣化判定器は、予め設定された判定条件に基づいて油圧シヨベル20の劣化を判定する。

【0117】

具体的には、作業装置23の少なくとも一部が別の部品に交換される具体例としては、例えば、作業装置23の先端アタッチメントが同じ種類で重量の異なる先端アタッチメントに交換される場合、作業装置23の先端アタッチメントが種類の異なる先端アタッチメントに交換される場合、などを挙げることができる。先端アタッチメントの種類としては、例えばバケット26の他、グラップル、圧碎機（破碎機）、ブレーカ、フォークなどを挙げることができる。

30

【0118】

図9の上段のグラフは、ブーム操作装置43が受けるブーム操作の操作量（レバー操作量）と時間の関係の一例を示し、図9の中段のグラフは、上段のグラフのようなブーム操作（ブーム上げ操作又はブーム下げ操作）をブーム操作装置43が受けた場合に、減算器7から出力される電気出力と時間の関係の一例を示している。図9における上段及び中段のグラフは、図5における上段及び中段のグラフと同様であるので、説明を省略する。

40

【0119】

図9における下段のグラフは、制御対象100におけるブームシリンダ27から出力される制御出力と時間の関係の一例をそれぞれ示すグラフである。図9における下段のグラフにおいて、実線は、パラメータ調整器9による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われない場合の制御出力と時間の関係の一例を示し、破線は、本実施形態に係る油圧シヨベル20においてパラメータ調整器9による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われる場合の制御出力と時間の関係の一例を示している。

【0120】

作業装置23の少なくとも一部が別の部品に交換されたことに起因して、制御対象100の入出力特性が大きく変動すると、図9における下段のグラフにおいて実線で示す制御

50

出力の立ち上がりの傾き s_2 及び制御出力の定常値 f_2 は、コントローラ 4 の設計時における理想的な制御出力の立ち上がりの傾き s_1 及び制御出力の定常値 f_1 から大きく変動する。

【0121】

また、油圧シヨベル 20 の劣化が進行したことに起因して、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動すると、図 9 における下段のグラフにおいて実線で示す制御出力の立ち上がりの傾き s_2 及び制御出力の定常値 f_2 は、コントローラ 4 の設計時における理想的な制御出力の立ち上がりの傾き s_1 及び制御出力の定常値 f_1 から大きく変動する。

【0122】

この変形例では、前記判定条件は、例えば、制御出力の立ち上がりの傾き s_2 が理想的な制御出力の立ち上がりの傾き s_1 から予め設定された閾値 s_e 以上ずれたことという条件であってもよい。また、前記判定条件は、例えば、制御出力の定常値 f_2 が理想的な制御出力の定常値 f_1 から予め設定された閾値 f_e 以上ずれたことという条件であってもよい。判定器 16 は、出力検出器 12 から制御ユニット 1 に入力される制御出力に基づいて、制御出力の立ち上がりの傾き及び制御出力の定常値を算出することができる。

【0123】

ポンプ制御装置 14 のパラメータ調整器 9 は、作業装置 23 の少なくとも一部が別の部品に交換されていないと判定器 16（前記交換判定器）が判定した場合、又は油圧シヨベル 20 が劣化していないと判定器 16（前記劣化判定器）が判定した場合には、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行わない。一方、ポンプ制御装置 14 のパラメータ調整器 9 は、作業装置 23 の少なくとも一部が別の部品に交換されたと判定器 16（前記交換判定器）が判定した場合、又は油圧シヨベル 20 が劣化したと判定器 16（前記劣化判定器）が判定した場合には、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行う。

【0124】

同様に、バルブ制御装置 13 のパラメータ調整器 9 は、作業装置 23 の少なくとも一部が別の部品に交換されていないと判定器 16（前記交換判定器）が判定した場合、又は油圧シヨベル 20 が劣化していないと判定器 16（前記劣化判定器）が判定した場合には、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行わない。一方、バルブ制御装置 13 のパラメータ調整器 9 は、作業装置 23 の少なくとも一部が別の部品に交換されたと判定器 16（前記交換判定器）が判定した場合、又は油圧シヨベル 20 が劣化したと判定器 16（前記劣化判定器）が判定した場合には、静的パラメータ及び動的パラメータを調整する制御を行う。

【0125】

図 8 に示す変形例では、パラメータ調整器 9 による静的パラメータ及び動的パラメータの調整が行われることにより、部品の交換又は油圧シヨベル 20 の劣化に起因して制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ との入出力特性は、コントローラ 4 の設計時における理想的な入出力特性に維持される。そのため、制御対象 100 の入出力特性が大きく変動しても、設計時のコントローラ 4 を用いて制御対象 100 を適切に制御できる。

【0126】

（C）モード入力受付器について

図 10 は、油圧シヨベル 20 における油圧回路及び制御ユニット 1 のさらに他の例を示す図である。図 10 に示す変形例では、油圧シヨベル 20 は、特性入力受付器 62 をさらに備える。特性入力受付器 62 は、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ の入出力特性の設定を変更するための入力を受け付ける。この変形例では、例えば、図 11 における下段のグラフに示すように、例えば、制御出力の立ち上がりの傾きを、オペレータの好みの傾きに変更することができる。オペレータなどの作業関係者は、例えば所望の立ち上がりの傾きなどの入力力特性を変更するための入力を特性入力受付器 62 に与える。特性入力受付器 62 は、前記入力に対応する信号を制御ユニット 1 に出力する。制御ユニット 1 は

10

20

30

40

50

、前記入力に対応する前記信号に基づいて、制御入力 $u_c(k)$ と制御出力 $y(k)$ の入出力特性の設定を変更する。具体的に、制御ユニット 1 は、前記作業関係者の入力に基づいて、例えば前記入出力モデル $G_m(z^{-1})$ の設定を変更する。これにより、制御出力の立ち上がりの傾きなどの応答特性（入出力特性）がオペレータの好みの傾きに変更される。

【0127】

（D）制御対象について

ポンプ制御装置が制御する制御対象 100 は、ポンプ比例弁、ポンプ、及びアームシリンダであってもよく、バルブ制御装置が制御する制御対象 100 は、アーム比例弁、アーム制御弁及びアームシリンダであってもよい。また、ポンプ制御装置が制御する制御対象 100 は、ポンプ比例弁、ポンプ、及びバケットシリンダであってもよく、バルブ制御装置が制御する制御対象 100 は、バケット比例弁、バケット制御弁及びバケットシリンダであってもよい。また、ポンプ制御装置が制御する制御対象 100 は、ポンプ比例弁、ポンプ、及び旋回モータであってもよく、バルブ制御装置が制御する制御対象 100 は、旋回比例弁、旋回制御弁及び旋回モータであってもよい。

【0128】

（E）指令算出器について

前記実施形態では、ポンプ制御装置 14 の指令算出器及びバルブ制御装置 13 の指令算出器のそれぞれは、目標設定器 2、減算器 3、コントローラ 4、静的補償器 5、動的補償器 6、及び減算器 7 により構成される。ただし、ポンプ制御装置の指令算出器は、操作の操作量と少なくとも一つのポンプ制御パラメータとを用いて油圧ポンプ及びアクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、当該制御対象に入力するものであればよく、前記実施形態の構成に限られない。バルブ制御装置の指令算出器は、操作の操作量と少なくとも一つのバルブ制御パラメータとを用いて制御弁及びアクチュエータを含む制御対象を作動させるための制御指令を算出し、当該制御対象に入力するものであればよく、前記実施形態の構成に限られない。

【0129】

（F）パラメータ調整器について

パラメータ調整器 9 は、データベース駆動型制御手法を用いて静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) を調整してもよい。データベース駆動型制御手法は、データベースに記憶された過去に算出されたパラメータに基づいて、制御対象の現在の状態に適合するパラメータを算出する手法である。

【0130】

この手法を採用する場合、制御装置 13、14 のそれぞれは、過去に算出された静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) を記憶するデータベースをさらに備える。パラメータ調整器 9 は、制御対象 100 の現在の状態を示す要求点をメモリ 11 から取得する。要求点は例えば 1 サンプルから数サンプル前までの制御出力 $y(k)$ 及び理想出力 $y_r(k)$ を含む。パラメータ調整器 9 は、要求点とデータベースに記憶されたパラメータセットとのそれぞれの距離を算出し、距離が短い順に k 個のパラメータセットを抽出する。パラメータセットは例えば 1 組の静的ゲイン f_0 、比例ゲイン K_p 、及び微分ゲイン K_D を含む。パラメータ調整器 9 は、抽出した k 個のパラメータセットのそれぞれについて距離が短いほど値が大きくなるように重み係数を求める。パラメータ調整器 9 は、算出した重み係数を用いて k 個のパラメータセットを平均し、最終的なパラメータセットを算出し、最終的なパラメータセットを静的ゲイン f_0 及び動的ゲイン (K_p 、 K_D) として算出する。

【0131】

（G）その他

動的補償器 6 が動的補償入力を算出する際に用いる演算式には、制御出力 $y(k)$ の 2 次の微分項と 2 次の微分ゲインとの積が含まれていてもよい。さらに、この演算式には、制御出力 $y(k)$ の i 次の微分項と i 次の微分ゲインとの積を、 $i = 1$ から $i = n$ (n は

正の整数)まで加算した値が含まれていてもよい。

【0132】

また、前記油圧式作業機械は、エンジンと電動機とを併用するハイブリッドタイプの作業機械であってもよい。ハイブリッドタイプの作業機械は、例えば、発電電動機と蓄電装置とを備える。発電電動機は、エンジンの駆動力によって発電した電力を蓄電装置に充電し、また、蓄電装置の電力を用いて作業機械において力行動作を行わせることによりエンジンをアシストする。

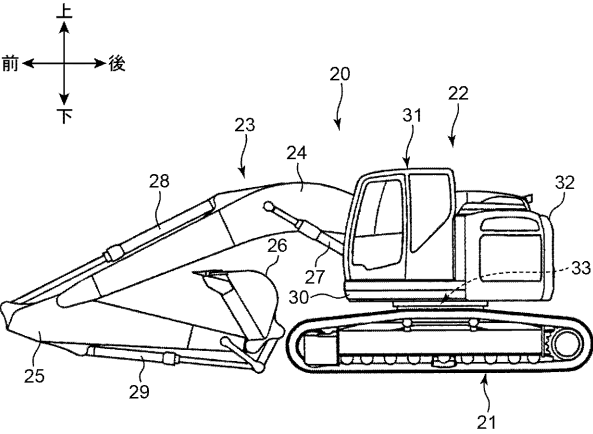
【符号の説明】

【0133】

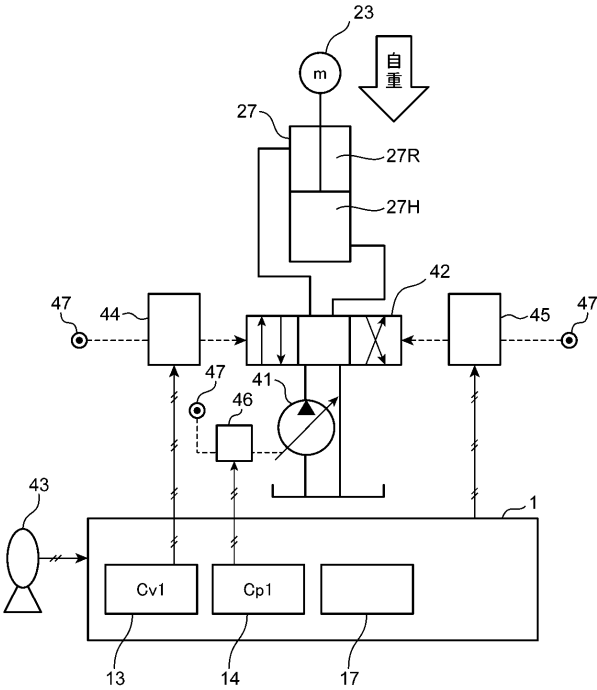
2	: 目標設定器	10
3	: 減算器	
4	: コントローラ (制御入力算出器)	
5	: 静的補償器	
6	: 動的補償器	
7	: 減算器 (合成器の一例)	
8	: 減算器	
9	: ポンプ制御装置のパラメータ調整器 (ポンプ制御パラメータ調整器)、バルブ制御装置のパラメータ調整器 (バルブ制御パラメータ調整器)	
10	: ポンプ制御装置の理想出力算出器 (ポンプ制御用理想出力算出器)、バルブ制御装置の理想出力算出器 (バルブ制御用理想出力算出器)	20
12	: 出力検出器	
13	: バルブ制御装置	
14	: ポンプ制御装置	
16	: 判定器 (交換判定器又は劣化判定器)	
17	: 動作判定器	
20	: 油圧シヨベル (油圧式作業機械の一例)	
22	: 上部旋回体	
23	: 作業装置	
24	: ブーム	
27	: ブームシリンダ (アクチュエータの一例であり、制御対象の一部)	30
41	: 油圧ポンプ (制御対象の一部)	
42	: ブーム制御弁 (制御弁の一例であり、制御対象の一部)	
43	: ブーム操作装置 (操作装置の一例)	
44	: ブーム比例弁 (制御対象の一部)	
46	: ポンプ比例弁 (制御対象の一部)	
61	: モード入力受付器	
62	: 特性入力受付器	
100	: 制御対象	
Gm	: 入出力モデル	
KD	: 微分ゲイン (動的パラメータの一例)	40
Kp	: 比例ゲイン (動的パラメータの一例)	
f0	: 静的ゲイン	

【図面】

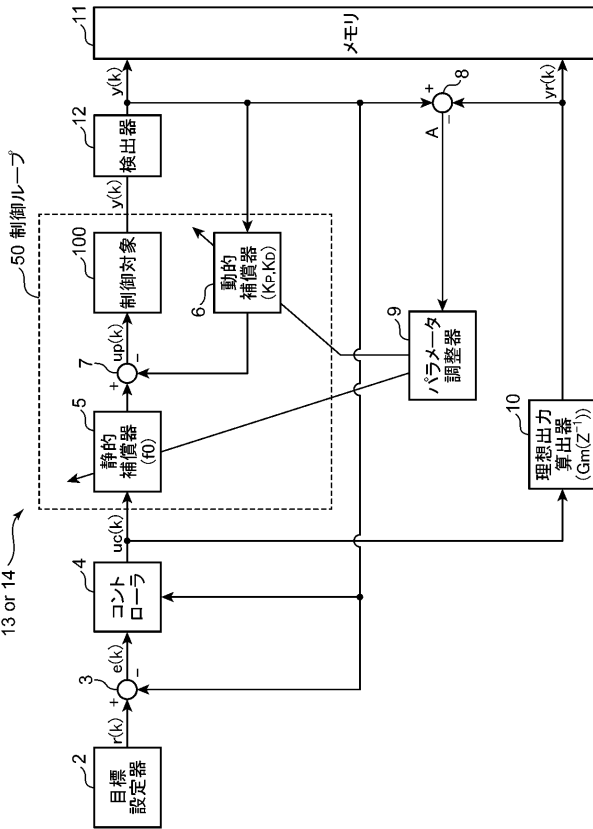
【図 1】



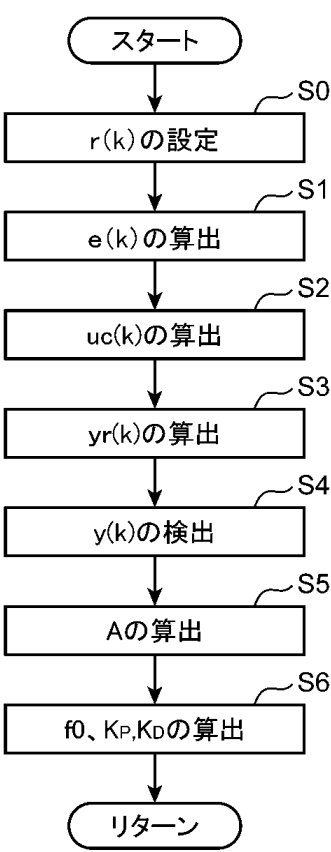
【図 2】



【図 3】



【図 4】



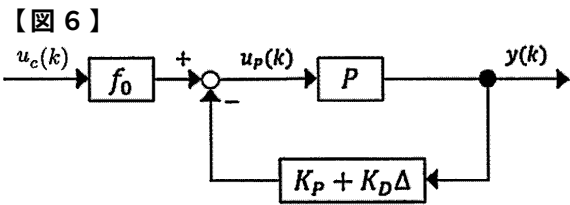
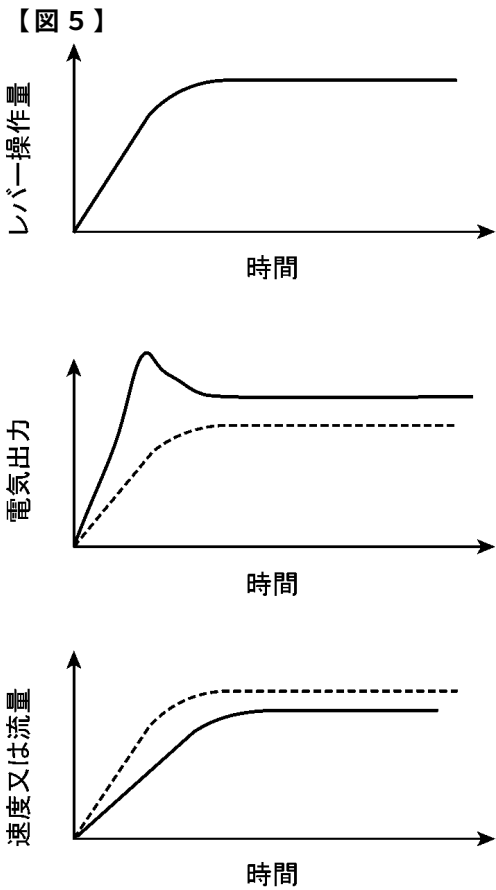
10

20

30

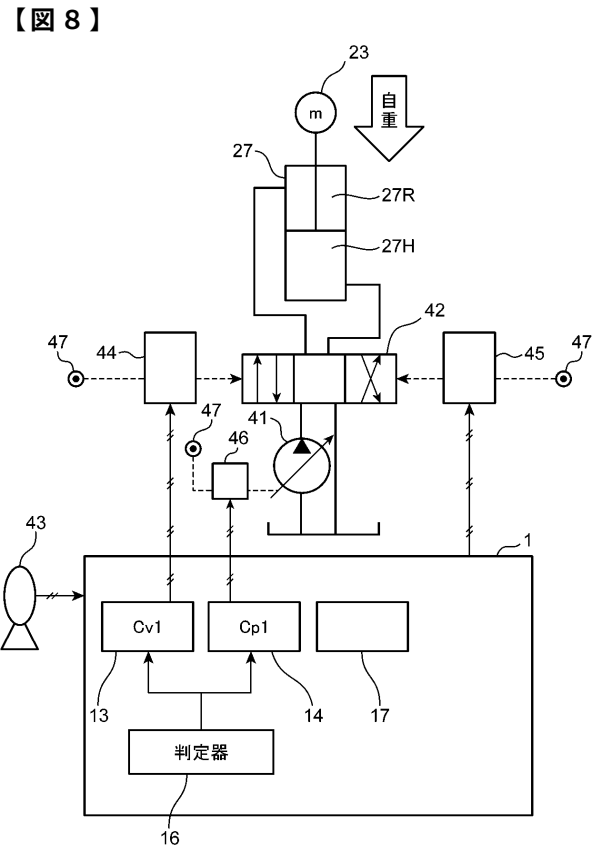
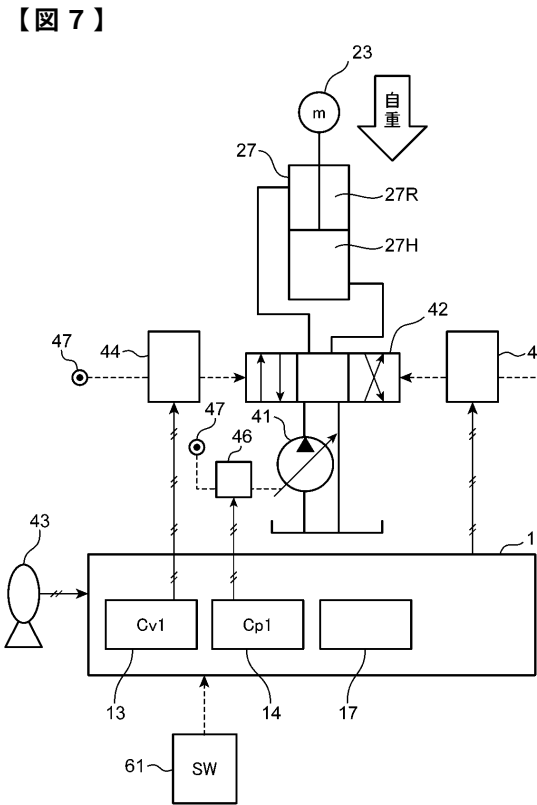
40

50



10

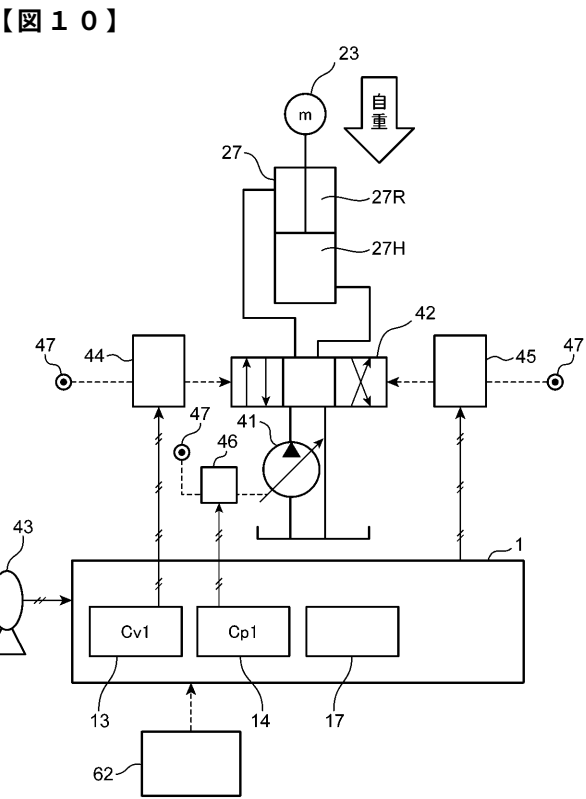
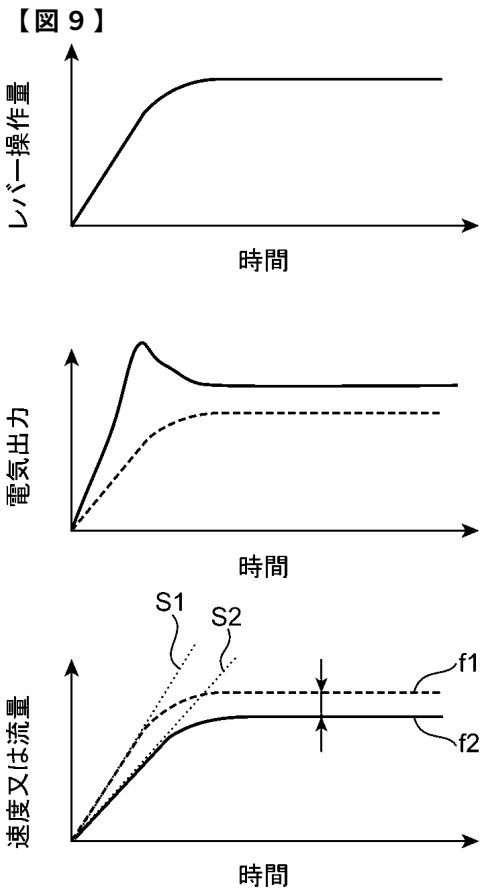
20



30

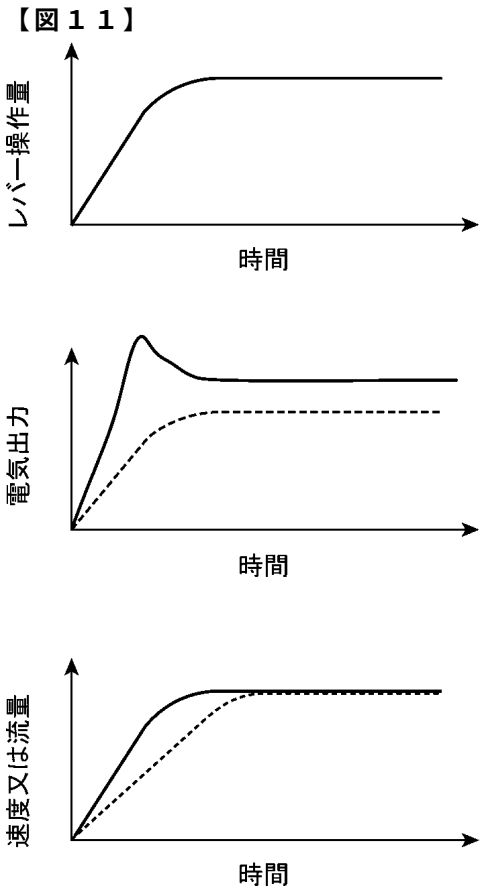
40

50



10

20



30

40

50

フロントページの続き

- (51)国際特許分類

F 1 5 B

11/028 (2006.01)

F 1 5 B

11/04 (2006.01)

F I

F 1 5 B

11/028

F 1 5 B

11/04

G

A

(72)発明者

広島県広島市佐伯区五日市港2丁目2番1号 コベルコ建機株式会社 広島本社内

柚本 夏輝

(72)発明者

広島県広島市佐伯区五日市港2丁目2番1号 コベルコ建機株式会社 広島本社内

脇谷 伸

(72)発明者

広島県東広島市鏡山1丁目3番2号 国立大学法人広島大学内

山本 透

(72)発明者

広島県東広島市鏡山1丁目3番2号 国立大学法人広島大学内

高吉 統久

(56)参考文献

特開2012-225084 (JP, A)

特開2014-222006 (JP, A)

特開平09-236101 (JP, A)

米国特許出願公開第2015/0059568 (US, A1)

特開平11-311203 (JP, A)

特開2018-155066 (JP, A)

特開2020-133705 (JP, A)

(58)調査した分野

(Int.Cl., DB名)

E 0 2 F

9 / 2 0

E 0 2 F

9 / 2 2

F 1 5 B

1 1 / 0 0 - 1 1 / 2 2

F 1 5 B

2 1 / 1 4