

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6596458号  
(P6596458)

(45) 発行日 令和1年10月23日(2019.10.23)

(24) 登録日 令和1年10月4日(2019.10.4)

(51) Int. Cl.	F 1
<b>E O 2 F 9/20 (2006.01)</b>	E O 2 F 9/20 C
<b>F 1 5 B 11/00 (2006.01)</b>	E O 2 F 9/20 Z
	F 1 5 B 11/00 E
	F 1 5 B 11/00 F

請求項の数 8 (全 39 頁)

(21) 出願番号	特願2017-47817 (P2017-47817)	(73) 特許権者	398071668
(22) 出願日	平成29年3月13日 (2017. 3. 13)		株式会社日立建機ティエラ
(65) 公開番号	特開2018-150728 (P2018-150728A)		滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
(43) 公開日	平成30年9月27日 (2018. 9. 27)	(74) 代理人	110001829
審査請求日	平成30年12月19日 (2018.12.19)		特許業務法人開知国際特許事務所
		(72) 発明者	高橋 究
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
			株式会社日立建機テ
			ィエラ 滋賀工場内
		(72) 発明者	滝下 竜夫
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
			株式会社日立建機テ
			ィエラ 滋賀工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動式油圧作業機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1油圧ポンプと、  
前記第1油圧ポンプから供給される圧油により駆動される複数のアクチュエータと、  
前記複数のアクチュエータへ供給される圧油の方向と流量を制御する複数の流量制御弁と、

前記第1油圧ポンプを駆動する第1電動機と、  
前記第1電動機に電力を供給する第1蓄電装置と、  
前記第1油圧ポンプの吐出圧が上昇したときに前記第1油圧ポンプの吐出流量を減少させることで前記第1油圧ポンプの吸収馬力が第1許容値を超えないように制御する第1馬力制御装置とを備えた電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、

第2油圧ポンプと、  
前記第1及び第2油圧ポンプから吐出された圧油が合流し、前記複数の流量制御弁へと供給される共通の圧油供給路と、

前記第2油圧ポンプを駆動する第2電動機と、  
前記第2電動機に電力を供給する第2蓄電装置と、  
前記第2油圧ポンプの吐出圧が上昇したときに前記第2油圧ポンプの吐出流量を減少させることで前記第2油圧ポンプの吸収馬力が第2許容値を超えないように制御する第2馬力制御装置と、

前記第1及び第2蓄電装置の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように前記第1及び第2馬

力制御装置の前記第 1 及び第 2 許容値を変更する馬力配分制御装置とを備えることを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 及び第 2 油圧ポンプは、それぞれ、固定容量型の油圧ポンプであり、

前記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの回転数を制御することで、前記馬力配分制御装置によって変更された前記第 1 及び第 2 許容値を超えないように前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吸収馬力を制御することを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

【請求項 3】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 及び第 2 油圧ポンプは、それぞれ、可変容量型の油圧ポンプであり、

前記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの容量を制御することで、前記馬力配分制御装置によって変更された前記第 1 及び第 2 許容値を超えないように前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吸収馬力を制御することを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

【請求項 4】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、

前記複数のアクチュエータの動作を指令する複数の操作装置と、

前記複数の操作装置の少なくとも 1 つが操作されたとき、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧が前記複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう、前記第 1 油圧ポンプの吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う第 1 流量制御装置と、

前記複数の操作装置の少なくとも 1 つが操作されたとき、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が前記複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう、前記第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う第 2 流量制御装置を更に備え、

前記第 1 及び第 2 流量制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの回転数を制御することで、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出圧が前記複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御し

、  
前記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吸収馬力が前記第 1 及び第 2 許容値を超えないように、前記ロードセンシング制御により制御される前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

【請求項 5】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、

前記複数のアクチュエータの動作を指令する複数の操作装置と、

前記複数の操作装置の少なくとも 1 つが操作されたとき、その操作装置による要求流量が増加するにしたがって前記第 1 油圧ポンプの吐出流量を制御するポジティブ流量制御を行う第 1 流量制御装置と、

前記複数の操作装置の少なくとも 1 つが操作されたとき、その操作装置による要求流量が増加するにしたがって前記第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御するポジティブ流量制御を行う第 2 流量制御装置とを更に備え、

前記第 1 及び第 2 流量制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの回転数を制御することで、前記要求流量が増加するにしたがって前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御し、

前記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吸収馬力が前記第 1 及び第 2 許容値を超えないように、前記ポジティブ流量制御により制御される前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

【請求項 6】

10

20

30

40

50

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、  
 前記馬力配分制御装置は、  
 前記第 1 蓄電装置の蓄電状態を推定する第 1 蓄電状態推定部と、  
 前記第 2 蓄電装置の蓄電状態を推定する第 2 蓄電状態推定部と、  
 前記第 1 蓄電状態推定部によって推定された前記第 1 蓄電装置の蓄電状態が前記第 2 蓄電状態推定部によって推定された前記第 2 蓄電装置の蓄電状態より少ないときは、前記第 1 油圧ポンプの吸収馬力を減少させるための第 1 馬力制御量を演算し、前記第 2 蓄電状態推定部によって推定された前記第 2 蓄電装置の蓄電状態が前記第 1 蓄電状態推定部によって推定された前記第 1 蓄電装置の蓄電状態より少ないときは、前記第 2 油圧ポンプの吸収馬力を減少させるための第 2 馬力制御量を演算する馬力制御量演算部と、  
 前記馬力制御量演算部によって演算された前記第 1 馬力制御量に基づいて前記第 1 馬力制御装置の前記第 1 許容値を変更する第 1 許容値変更部と、  
 前記馬力制御量演算部によって演算された前記第 2 馬力制御量に基づいて前記第 2 馬力制御装置の前記第 2 許容値を変更する第 2 許容値変更部とを有することを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

10

【請求項 7】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、  
 前記第 1 油圧ポンプからの圧油を前記共通の圧油供給路に導く第 1 圧油供給路と、  
 前記第 2 油圧ポンプからの圧油を前記共通の圧油供給路に導く第 2 圧油供給路と、  
 前記第 1 圧油供給路に設けられ、前記共通の圧油供給路から前記第 1 油圧ポンプへの圧油の流れを阻止する第 1 チェック弁と、  
 前記第 2 圧油供給路に設けられ、前記共通の圧油供給路から前記第 2 油圧ポンプへの圧油の流れを阻止する第 2 チェック弁とを更に備えることを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

20

【請求項 8】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、  
 前記複数のアクチュエータの動作を指令する複数の操作装置の元圧であるパイロット 1 次圧を生成する固定容量型のパイロットポンプと、  
 前記第 1 及び第 2 蓄電装置の一方によって電力が供給され、前記パイロットポンプを駆動する第 3 電動機と、  
 前記パイロットポンプにより生成されるパイロット 1 次圧が目標圧力と等しくなるよう前記第 3 電動機の回転数を制御するパイロットポンプ制御装置とを更に備えることを特徴とする電動式油圧作業機械の油圧駆動装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

電動機により油圧ポンプを駆動してアクチュエータを駆動し、各種作業を行う油圧ショベル等の電動式油圧作業機械の油圧駆動装置に係わり、特にその油圧ポンプの吸収トルクが、ある値以下になるように、その油圧ポンプを駆動する電動機の回転数を制御し、いわゆる馬力制御を行う油圧駆動装置に関する。

40

【背景技術】

【0002】

電動機により油圧ポンプを駆動してアクチュエータを駆動し、各種作業を行う油圧ショベル等の電動式油圧作業機械の従来技術が特許文献 1、特許文献 2 に記載されている。

【0003】

特許文献 1 によれば、電動機により駆動される固定容量型の油圧ポンプを備え、この油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最大負荷圧との差圧が一定になるように電動機の回転数を制御することでロードセンシング制御を行う構成が提案されており、この技術を用いれば、可変容量型油圧ポンプを用いてロードセンシング制御を行う場合よりも油圧配管を減らすことができ、高効率なロードセンシング制御を、必要な搭載スペースの少

50

ない小型油圧シヨベルなどへ適用することが容易になる。

【 0 0 0 4 】

また、特許文献 2 によれば、油圧ポンプを馬力制御機能のみを有する可変容量型とするか、電動機回転数の制御コントローラに、可変容量型油圧ポンプの馬力制御特性を模擬する制御アルゴリズムを備えた電動式油圧作業機械が提案されており、この技術を用いれば、特許文献 1 の効果に加え、電動機の動力源である蓄電装置を長持ちさせ、かつ電動機を小型化することが可能となる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 5 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 8 - 2 5 6 0 3 7 号公報

【特許文献 2】W O 2 0 1 3 / 0 5 8 3 2 6 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 6 】

しかしながら、特許文献 1、特許文献 2 に記載の従来技術を用いた場合でも、以下のような問題があった。

【 0 0 0 7 】

一般に、電動式油圧作業機械に必要とされる馬力が大きくなると、それに応じて電動機についても大きな定格出力を有するものを選択しないとイケないが、電動機の定格出力が大きくなると、電動機およびその制御回路であるインバータに流れる電流が大きくなるのを避けるため、定格電圧が高くなる場合がある（例えば定格出力が 2 0 kW では定格電圧は 2 0 0 V だが定格出力が 4 0 kW では定格電圧は 4 0 0 V）。

【 0 0 0 8 】

その場合、蓄電装置の定格電圧や、昇降圧チョッパの定格電圧を、より小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通にすることができず、専用のものを設定する必要があり、煩わしさがあった。

【 0 0 0 9 】

その煩わしさを回避するための対策として、油圧ポンプ、電動機、インバータ、昇降圧チョッパ、蓄電装置などを複数系統、並列に設け、それら複数系統のポンプから吐出される圧油を合流して各アクチュエータへの圧油を制御する複数の流量制御弁に供給するようにすることが考えられる。

【 0 0 1 0 】

このようにすれば、複数系統の油圧ポンプから吐出される圧油を合流するので、各アクチュエータを所定のスピードで作動させることができるとともに、蓄電装置の定格電圧や、昇降圧チョッパの定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通化することができる。

【 0 0 1 1 】

しかしながら、前記のような構成とした場合でも、以下のような場合に問題があった。

【 0 0 1 2 】

第一に、複数系統の油圧ポンプ、電動機、インバータ、昇降圧チョッパ、蓄電装置を並列に設けるので、仮に前記複数系統の油圧ポンプが同じ仕様で、それらのポンプが同じ動力を発生させている場合でも、それら複数系統の油圧ポンプの機械効率、インバータおよび昇降圧チョッパの効率などにより、蓄電装置の消費電力に僅かに差が生じてしまうことがあった。

【 0 0 1 3 】

第二に、蓄電装置は通常、複数のセルを直列に接続して構成される場合が多いが、それらセルの電圧にはバラつきがあり、それら複数のセルの内、最も電圧が低下しているセルの電圧により蓄電装置の蓄電状態（= SOC (State of Charge)）が強く影響される。このため、前記のように複数系統の蓄電装置を備える場合には、それら複数系統の蓄電装置が

10

20

30

40

50

、仮に全く同じ電力を消費したとしても、それら複数系統の蓄電装置それぞれを構成する複数のセル電圧のバラツキの違いなどから、異なるSOCを示してしまうことがあった。

【0014】

これら第一、第二の場合に、電動式油圧作業機械の稼働を続けると、前述の複数系統の蓄電装置のSOCにアンバランスが発生し、結果的にいずれかひとつの蓄電装置のSOCが先に使用できる限界水準を下回り、使用できなくなってしまうことがあった。

【0015】

そのような場合には、複数の蓄電装置のうち、いずれかひとつの蓄電装置が使用できなくなり、その蓄電装置によって電力を供給されていた電動機により駆動されていた油圧ポンプから圧油が供給されなくなり、油圧作業機械の各アクチュエータスピード、更には油圧作業機械の作業性が著しく低下する、という問題があった。

【0016】

本発明の目的は、複数の蓄電装置と複数の電動機と複数の油圧ポンプとを並列に設けることで、蓄電装置などの種々の電気機器の定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通化することができるとともに、電動式油圧作業機械の稼働に伴い、複数の蓄電装置の内いずれか一つの蓄電状況だけが著しく低下することを防止し、電動式油圧作業機械の各アクチュエータが所定のスピードを得られる時間を延長することができる電動式油圧作業機械の油圧駆動装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0017】

上記課題を解決するため、本発明は、第1油圧ポンプと、前記第1油圧ポンプから供給される圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記複数のアクチュエータへ供給される圧油の方向と流量を制御する複数の流量制御弁と、前記第1油圧ポンプを駆動する第1電動機と、前記第1電動機に電力を供給する第1蓄電装置と、前記第1油圧ポンプの吐出圧が上昇したときに前記第1油圧ポンプの吐出流量を減少させることで前記第1油圧ポンプの吸収馬力が第1許容値を超えないように制御する第1馬力制御装置とを備えた電動式油圧作業機械の油圧駆動装置において、第2油圧ポンプと、前記第1及び第2油圧ポンプから吐出された圧油が合流し、前記複数の流量制御弁に供給される共通の圧油供給路と、前記第2油圧ポンプを駆動する第2電動機と、前記第2電動機に電力を供給する第2蓄電装置と、前記第2油圧ポンプの吐出圧が上昇したときに前記第2油圧ポンプの吐出流量を減少させることで前記第2油圧ポンプの吸収馬力が第2許容値を超えないように制御する第2馬力制御装置と、前記第1及び第2蓄電装置の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように前記第1及び第2馬力制御装置の前記第1及び第2許容値を変更する馬力配分制御装置とを備えるものとする。

【0018】

このように第1油圧ポンプ、第1電動機、第1蓄電装置に加え第2油圧ポンプ、第2電動機、第2蓄電装置と、第1及び第2油圧ポンプから吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路を設け、この合流した圧油を複数の流量制御弁に供給し、更に複数のアクチュエータへと供給する構成とすることにより、蓄電装置などの種々の電気機器の定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通化することができる。

【0019】

また、第1及び第2蓄電装置の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように第1及び第2馬力制御装置の第1及び第2許容値を変更する馬力配分制御装置を設けることにより、第1及び第2油圧ポンプ（複数の油圧ポンプ）の機械効率、それら複数の油圧ポンプをそれぞれ駆動する複数の電動機の回転数を制御するインバータや昇降圧チョッパなどの電気機器の効率に差がある場合でも、或いは複数の蓄電装置の消費電力量或いは蓄電状態特性に差がある場合でも、複数の蓄電装置の蓄電状態は等しくなるように制御されながら減少していく。このため複数の蓄電装置の内、いずれか一つの蓄電状況だけが著しく低下することが防止され、電動式油圧作業機械の各アクチュエータが所定のスピードを得られる時間を延長することができる。

10

20

30

40

50

## 【発明の効果】

## 【0020】

本発明によれば、蓄電装置などの種々の電気機器の定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通化することができる。

## 【0021】

また、本発明によれば、電動式油圧作業機械の各アクチュエータが所定のスピードを得られる時間を延長することができる。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0022】

【図1】本発明の第1の実施の形態による電動式油圧作業機械の油圧駆動装置を示す図である。 10

【図2】本発明の油圧駆動装置が搭載された電動式油圧ショベルの外観を示す図である。

【図3】コントローラの機能を示すブロック図である。

【図4】コントローラの仮想トルク演算部の機能を示すブロック図である。

【図5A】仮想トルク演算部の第1テーブルの特性を示す図である。

【図5B】仮想トルク演算部の第2テーブルの特性を示す図である。

【図6】コントローラの第1及び第2電動機回転数制御部の機能を示すブロック図である。

【図7】第1及び第2電動機回転数制御部における可変馬力制御テーブルの特性を示す図である。 20

【図8】本発明の第2の実施の形態による電動式油圧作業機械の油圧駆動装置を示す図である。

【図9】本発明の第3の実施の形態による電動式油圧作業機械の油圧駆動装置を示す図である。

【図10】パイロットポンプ用のコントローラの機能を示すブロック図である。

【図11】パイロットポンプ用のコントローラの仮想容量の増減量を演算するテーブルの特性を示す図である。

【図12A】仮想トルク演算部の第1テーブルの特性の変形例を示す図である。

【図12B】仮想トルク演算部の第2テーブルの特性の変形例を示す図である。

【図12C】仮想トルク演算部の第1テーブルの特性の他の変形例を示す図である。 30

【図12D】仮想トルク演算部の第2テーブルの特性の他の変形例を示す図である。

【図13】本発明の第4の実施の形態による電動式油圧作業機械の油圧駆動装置を示す図である。

【図14】コントローラの機能を示すブロック図である。

【図15】コントローラの比例電磁弁目標電流演算部の機能を示すブロック図である。

【図16A】比例電磁弁目標電流演算部の第1テーブルの特性を示す図である。

【図16B】比例電磁弁目標電流演算部の第2テーブルの特性を示す図である。

【図17】可変容量型のメインポンプのレギュレータピストンによる馬力制御特性を示す図である。

【発明を実施するための形態】 40

## 【0023】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

## 【0024】

<第1の実施の形態>

～構成～

図1は、本発明の第1の実施の形態による電動式油圧作業機械（油圧ショベル）の油圧駆動装置を示す図である。

## 【0025】

本実施の形態の油圧駆動装置は、電動機101、201（第1及び第2電動機）と、それら電動機101、201によってそれぞれ駆動される固定容量型のメインポンプ102 50

、202（第1及び第2油圧ポンプ）と、固定容量型のパイロットポンプ130、230と、固定容量型のメインポンプ102、202から吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータであるブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、バケットシリンダ3d、スイングシリンダ3e、走行モータ3f、3g、ブレードシリンダ3hと、固定容量型のメインポンプ102、202から吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hへ導くための圧油供給路105、205と、圧油供給路105、205の下流に設けられ、固定容量型のメインポンプ102、202から吐出された圧油が導かれる制御弁ブロック4とを備えている。

#### 【0026】

制御弁ブロック4は、圧油供給路105、205に接続され、メインポンプ102、202から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路305と、共通の圧油供給路305に接続され、共通の圧油供給路305から複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hへ供給される圧油の方向と流量を制御する複数の流量制御弁6a、6b、6c、6d、6e、6f、6g、6hと、複数の流量制御弁6a、6b、6c、6d、6e、6f、6g、6hの前後差圧をそれぞれ制御する圧力補償弁7a、7b、7c、7d、7e、7f、7g、7hと、共通の圧油供給路305に設けられ、共通の圧油供給路305の圧力が設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁14と、複数の流量制御弁6a、6b、6c、6d、6e、6f、6g、6hの負荷ポートに接続され、複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hの最高負荷圧 $P_{lmax}$ を検出し、その検出した最高負荷圧 $P_{lmax}$ を最高負荷圧油路306に出力するシャトル弁9a、9b、9c、9d、9e、9f、9gと、共通の圧油供給路305に接続され、共通の圧油供給路305の圧力が複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hの最高負荷圧 $P_{lmax}$ にバネの設定圧力を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって共通の圧油供給路305の圧油をタンクに戻すアンロード弁15とを有している。

#### 【0027】

アンロード弁15の作動圧を決めるバネは、複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hの動作を指令する複数の操作装置の操作レバーが中立位置にあるときに共通の圧油供給路305の圧力が目標LS差圧 $P_{gr}$ （後述）よりも僅かに高くなるよう、そのバネ力を設定してある。

#### 【0028】

また、本実施の形態の油圧駆動装置は、固定容量型のパイロットポンプ130、230から吐出された圧油が、それぞれ、チェック弁133、233を介して導かれる圧油供給路31と、圧油供給路31に接続され、圧油供給路31の圧力を一定に保つパイロットリリーフ弁32と、圧油供給路31に接続され、下流側のパイロット圧油路を圧油供給路31に接続するかタンクに接続するかを切り換えるゲートロック弁100と、油圧作業機械の運転席入側に配置され、ゲートロック弁100を切り換え操作するためのゲートロックレバー24とを備えている。

#### 【0029】

ゲートロック弁100の下流側のパイロット圧油路は、上記複数の操作装置に備えられた複数のパイロット弁60a、60b、60c、60d、60e、60f、60e、60f、60g、60h（図13参照）に接続され、複数のパイロット弁60a、60b、60c、60d、60e、60f、60e、60f、60g、60h（図13参照）は、ゲートロック弁100の下流側のパイロット圧油路の圧油に基づいて操作量に応じたパイロット操作圧を生成し、このパイロット操作圧により複数の流量制御弁6a、6b、6c、6d、6e、6f、6g、6hを切り換え制御する。

#### 【0030】

本実施の形態の油圧駆動装置は、更に、電動機101、201の回転数を制御するインバータ160、260と、インバータ160、260へ一定の電圧で電力を供給する昇降圧チョッパ161、261と、昇降圧チョッパ161、261、インバータ160、260を介して電動機101、201に電力を供給するように接続された蓄電装置170、2

10

20

30

40

50

70 (第1及び第2蓄電装置)と、蓄電装置170, 270の電圧や温度などの情報を後述するコントローラ50に出力するバッテリマネジメントシステム(BMS)171, 271と、複数のアクチュエータ3a~3hの最大速度を指示するための基準回転数指示ダイヤル56と、共通の圧油供給路305に設けられ、共通の圧油供給路305の圧力、すなわちメインポンプ102, 202の吐出圧(以下適宜ポンプ圧という)Psを検出する圧力検出器40と、最高負荷圧油路306に設けられ、最高負荷圧油路306の圧力(複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hの最高負荷圧P<sub>lmax</sub>)を検出する圧力検出器41と、バッテリマネジメントシステム171, 271、基準回転数指示ダイヤル56、圧力検出器40, 41からの信号を入力し、それらの情報からインバータ160, 260に対する回転数指示信号を生成するコントローラ50とを備えている。

10

#### 【0031】

図2に、上記油圧駆動装置が搭載された電動式油圧ショベルの外観を示す。

#### 【0032】

電動式油圧ショベルは、下部走行体501と、上部旋回体502と、スイング式のフロント作業機504を備え、フロント作業機504は、ブーム511、アーム512、バケット513から構成されている。上部旋回体502は下部走行体501に対し旋回モータ3cの回転によって旋回可能である。上部旋回体の前部にはスイングポスト503が取付けられ、このスイングポスト503にフロント作業機504が上下動可能に取付けられている。スイングポスト503はスイングシリンダ3eの伸縮により上部旋回体502に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機504のブーム511、アーム512、バケット513はブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3dの伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体501の中央フレーム505には、ブレードシリンダ3hの伸縮により上下動作を行うブレード506が取付けられている。下部走行体501は、走行モータ3f, 3gの回転により左右の履帯を駆動することによって走行を行う。

20

#### 【0033】

上部旋回体502には運転室508が設置され、運転室508内には、運転席521と、パイロット弁60a~60dを内蔵したブーム用、アーム用、バケット用、旋回用の操作装置522, 523(図2では左側のみ図示)と、パイロット弁60eを内蔵したスイング用の操作装置(図示せず)と、パイロット弁60hを内蔵したブレード用の操作装置(図示せず)と、パイロット弁60f, 60gを内蔵した走行用の操作装置524a, 524b(図2では左側のみ図示)と、ゲートロックレバー24等が設けられている。

30

#### 【0034】

操作装置522, 523の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作装置522の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置522は旋回用の操作装置として機能して旋回用のパイロット弁60c(図13参照)が動作し、同操作装置522の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置522はアーム用の操作装置として機能してアーム用のパイロット弁60b(図13参照)が動作し、右側の操作装置523の操作レバーを前後方向に操作すると、操作装置523はブーム用の操作装置として機能してブーム用のパイロット弁60aが動作し、同操作装置523の操作レバーを左右方向に操作すると、操作装置523はバケット用の操作装置として機能してバケット用のパイロット弁60d(図13参照)が動作する。

40

#### 【0035】

図3に、上記コントローラ50の機能ブロック図を示す。

#### 【0036】

コントローラ50は固定容量型のメインポンプ102, 202の仮想制限トルク演算部51と、第1電動機回転数制御部52及び第2電動機回転数制御部53とを有している。

#### 【0037】

仮想制限トルク演算部51は、バッテリマネジメントシステム171, 271からの情報(電圧、温度など)を入力し、所定の演算処理を行う。仮想制限トルク演算部51の出

50

力は、圧力検出器 4 0 , 4 1、基準回転数指示ダイヤル 5 6 からの出力とともに、第 1 電動機回転数制御部 5 2 及び第 2 電動機回転数制御部 5 3 に入力される。第 1 電動機回転数制御部 5 2 及び第 2 電動機回転数制御部 5 3 は、それぞれ、それらの入力を用いて所定の演算処理を行い、その処理結果がそれぞれインバータ 1 6 0 , 2 6 0 へと出力される。

【 0 0 3 8 】

図 4 に、コントローラ 5 0 内の仮想制限トルク演算部 5 1 の機能ブロック図を示す。

【 0 0 3 9 】

仮想制限トルク演算部 5 1 は、第 1 及び第 2 SOC 推定部 5 1 a , 5 1 b と、差分器 5 1 c と、第 1 及び第 2 テーブル 5 1 d , 5 1 e とを有している。

【 0 0 4 0 】

第 1 及び第 2 SOC 推定部 5 1 a , 5 1 b は、それぞれ、バッテリーマネジメントシステム 1 7 1 , 2 7 1 からの情報（電圧、温度など）を入力し、蓄電装置 1 7 0 , 2 7 0 の蓄電状態を示す SOC ( Stage of Charge ) を演算し、それぞれの SOC として SOC1 , SOC2 を出力する。SOC1 と SOC2 は差分器 5 1 c によって差分され、 $SOC (= SOC1 - SOC2)$  が演算される。SOC は第 1 及び第 2 テーブル 5 1 d , 5 1 e に入力され、メインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルク T1 とメインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルク T2 ( 馬力制御量 ) に変換される。

【 0 0 4 1 】

図 5 A 及び図 5 B にテーブル 5 1 d , 5 1 e の特性を示す。

【 0 0 4 2 】

図 5 A に示すように、テーブル 5 1 d の特性は、蓄電状態の差分 SOC が正の値にあるとき仮想制限トルク T1 として所定の最大値 T1\_max ( 一定 ) を出力し、SOC が負の値にあるとき、SOC が小さくなるにしたがって小さくなる仮想制限トルク T1 を出力し、SOC が最小値 - SOC\_max 近傍の - SOC\_0 に達すると仮想制限トルク T1 として最小値 T1\_min を出力するように設定されている。

【 0 0 4 3 】

図 5 B に示すように、テーブル 5 1 e の特性はテーブル 5 1 d の特性と逆に設定されている。すなわち、テーブル 5 1 e の特性は、SOC が負の値にあるとき仮想制限トルク T2 として最大値 T2\_max を出力し、SOC が正の値にあるとき、SOC が大きくなるにしたがって小さくなる仮想制限トルク T2 を出力し、SOC が最大値 SOC\_max 近傍の SOC\_0 に達すると仮想制限トルク T2 として最小値 T2\_min を出力するように設定されている。

【 0 0 4 4 】

図 6 に、コントローラ 5 0 の第 1 及び第 2 電動機回転数制御部 5 2 , 5 3 の機能ブロック図を示す。以下、( ) 内の番号はそれらが電動機回転数制御部 5 3 の場合の番号であることを示す。

【 0 0 4 5 】

圧力検出器 4 0 , 4 1 からの出力を Vps , Vplmax とすると、これらの出力 Vps , Vplmax は、それぞれ圧力テーブル 5 2 a ( 5 3 a ) , 5 2 b ( 5 3 b ) により共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧 Ps と複数のアクチュエータ 3 a ~ 3 h の最高負荷圧 Plmax に変換され、差分器 5 2 c ( 5 3 c ) によりそれらの差分 Pls = Ps - Plmax が算出される。

【 0 0 4 6 】

一方、基準回転数指示ダイヤル 5 6 からの出力を Vec とすると、出力 Vec は、回転数テーブル 5 2 d ( 5 3 d ) により基準回転数 N\_0 に変換され、更に前記基準回転数 N\_0 は、差圧テーブル 5 2 e ( 5 3 e ) により目標 LS 差圧 Pgr に変換される。

【 0 0 4 7 】

前述の Pls と Pgr は差分器 5 2 f ( 5 3 f ) に入力され、差分  $P = Pgr - Pls$  が算出される。

【 0 0 4 8 】

前記 P はテーブル 5 2 g ( 5 3 g ) に入力され、仮想容量の増減量 q が算出される。

【 0 0 4 9 】

前記 q は、メモリーに格納されている 1 制御ステップ前の、馬力制御反映後の仮想容

10

20

30

40

50

量 $q1^{**}$  ( $q2^{**}$ )に加算され、更にテーブル5 2 i (5 3 i)によりそれらの最小値と最大値で制限され、新たな馬力制御反映前の仮想容量 $q1^*$  ( $q2^*$ )が算出される。

【0050】

一方、前述のポンプ圧 $P_s$ と、前記コントローラ5 0内の仮想制限トルク演算部5 1の出力である仮想制限トルク $T1$  ( $T2$ )が可変馬力制御テーブル5 2 r (5 3 r)に入力され、メインポンプ1 0 2, 2 0 2の吸収馬力(消費馬力)の第1及び第2許容値としての仮想容量の制限値 $q1^*limit$  ( $q2^*limit$ )に変換され、出力される。

【0051】

図7に可変馬力制御テーブル5 2 r, 5 3 rの特性を示す。

【0052】

可変馬力制御テーブル5 2 r, 5 3 rの実線A 1で示す特性はいわゆる馬力制御を模擬した特性となっており、ポンプ圧 $P_s$ が高くなると、その仮想容量の制限値 $q1^*limit$  ( $q2^*limit$ )が小さくなるような特性となっている。

【0053】

また、仮想ポンプトルク $T1$  ( $T2$ )が小さくなると、図7に矢印で示すように馬力制御を模擬した特性が破線B 1, C 1のように変化することで、その制限の程度がより強くなり、仮想容量の制限値 $q1^*limit$  ( $q2^*limit$ )が小さくなるような特性となっている。

【0054】

前述の馬力制御反映前の仮想容量 $q1^*$  ( $q2^*$ )と、前述の可変馬力制御テーブル5 2 r (5 3 r)によって出力される仮想容量の制限値 $q1^*limit$  ( $q2^*limit$ )のうちの小さい方の値が馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$  ( $q2^{**}$ )として、最小値選択器5 2 s (5 3 s)によって選択される。

【0055】

更に仮想容量 $q1^{**}$  ( $q2^{**}$ )は乗算器5 2 j (5 3 j)によって基準回転数 $N_0$ が乗算され、目標流量 $Q1d$  ( $Q2d$ )として出力される。

【0056】

固定容量型のメインポンプ1 0 2, 2 0 2の物理的な容量を $qmax1$  ( $qmax2$ )とすると、目標流量 $Q1d$ にゲイン5 2 k (5 3 k)の $1/qmax1$  ( $1/qmax2$ )を乗じ、目標回転数 $N1d$  ( $N2d$ )に変換される。

【0057】

更に目標回転数 $N1d$  ( $N2d$ )はテーブル5 2 m (5 3 m)によって、インバータ1 6 0 (2 6 0)への入力 $Vinv1$  ( $Vinv2$ )に変換され、インバータ1 6 0 (2 6 0)へ出力される。

【0058】

～請求の範囲との対応～

以上において、固定容量型のメインポンプ1 0 2, 2 0 2は第1及び第2油圧ポンプであり、第1及び第2油圧ポンプから吐出された圧油は共通の圧油供給路3 0 5で合流して複数の流量制御弁6 a, 6 b, 6 c, 6 d, 6 e, 6 f, 6 g, 6 hに供給され、更に複数のアクチュエータ3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 e, 3 f, 3 g, 3 hへと供給される。

【0059】

電動機1 0 1, 2 0 1は、メインポンプ1 0 2, 2 0 2(第1及び第2油圧ポンプ)をそれぞれ駆動する第1及び第2電動機であり、蓄電装置1 7 0, 2 7 0は、電動機1 0 1, 2 0 1(第1及び第2電動機)にそれぞれ電力を供給する第1及び第2蓄電装置である。

【0060】

コントローラ5 0の電動機回転数制御部5 2内の可変馬力制御テーブル5 2 rと最小値選択器5 2 sは、圧力検出器4 0とともに、メインポンプ1 0 2(第1油圧ポンプ)の吐出圧が上昇したときにメインポンプ1 0 2(第1油圧ポンプ)の吐出流量を減少させることでメインポンプ1 0 2(第1油圧ポンプ)の吸収馬力が仮想容量の制限値 $q1^*limit$ (第1許容値)を超えないように制御する第1馬力制御装置を構成し、コントローラ5 0の電動機回転数制御部5 3内の可変馬力制御テーブル5 3 rと最小値選択器5 3 sは、圧力検出

10

20

30

40

50

器40とともに、メインポンプ202（第2油圧ポンプ）の吐出圧が上昇したときにメインポンプ202（第2油圧ポンプ）の吐出流量を減少させることでメインポンプ202（第2油圧ポンプ）の吸収馬力が仮想容量の制限値 $q2*limit$ （第2許容値）を超えないように制御する第2馬力制御装置を構成する。

【0061】

コントローラ50の仮想制限トルク演算部51と電動機回転数制御部52、53内の可変馬力制御テーブル52r、53rは、蓄電装置170、270（第1及び第2蓄電装置）の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように上記第1及び第2馬力制御装置の仮想容量の制限値 $q1*limit$ 、 $q2*limit$ （第1及び第2許容値）を変更する馬力配分制御装置を構成する。

【0062】

また、本実施の形態において、メインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）は、それぞれ、固定容量型の油圧ポンプであり、上記第1及び第2馬力制御装置は、それぞれ、メインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の回転数を制御することで、上記馬力配分制御装置によって変更された上記第1及び第2馬力制御装置の仮想容量の制限値 $q1*limit$ 、 $q2*limit$ （第1及び第2許容値）を超えないようにメインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の吸収馬力を制御する。

【0063】

コントローラ50の電動機回転数制御部52内のテーブル52a~52mとインバータ160は、圧力検出器40、41及び基準回転数指示ダイヤル56とともに、複数の操作装置522、523、524a、524b...の少なくとも1つが操作されたとき、メインポンプ102（第1油圧ポンプ）の吐出圧 $P_s$ が複数のアクチュエータ3a~3hの最高負荷圧 $PI_{max}$ より目標差圧（目標LS差圧 $P_{gr}$ ）だけ高くなるよう、メインポンプ102（第1油圧ポンプ）の吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う第1流量制御装置を構成し、コントローラ50の電動機回転数制御部53内のテーブル53a~53mとインバータ260は、圧力検出器40、41及び基準回転数指示ダイヤル56とともに、複数の操作装置522、523、524a、524b...の少なくとも1つが操作されたとき、メインポンプ202（第2油圧ポンプ）の吐出圧 $P_s$ が複数のアクチュエータ3a~3hの最高負荷圧 $PI_{max}$ より目標差圧（目標LS差圧 $P_{gr}$ ）だけ高くなるよう、メインポンプ202（第2油圧ポンプ）の吐出流量を制御するロードセンシング制御を行う第2流量制御装置を構成する。

【0064】

上記第1及び第2流量制御装置は、それぞれ、メインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の回転数を制御することで、メインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の吐出圧が複数のアクチュエータ3a~3hの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるようメインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の吐出流量を制御し、上記第1及び第2馬力制御装置は、それぞれ、メインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の吸収馬力が上記仮想容量の制限値 $q1*limit$ 、 $q2*limit$ （第1及び第2許容値）を超えないように、上記ロードセンシング制御により制御されるメインポンプ102、202（第1及び第2油圧ポンプ）の吐出流量を制御する。

【0065】

バッテリーマネジメントシステム171とコントローラ50の仮想制限トルク演算部51内の第1SOC推定部51aは、蓄電装置170（第1蓄電装置）の蓄電状態を推定する第1蓄電状態推定部を構成し、バッテリーマネジメントシステム271とコントローラ50の仮想制限トルク演算部51内の第2SOC推定部51bは、蓄電装置270（第2蓄電装置）の蓄電状態を推定する第2蓄電状態推定部を構成する。

【0066】

コントローラ50の仮想制限トルク演算部51内の差分器51cと第1及び第2テーブル51d、51eは、上記第1蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置170（第1蓄電装置）の蓄電状態が上記第2蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置270（第2蓄電装置）の蓄電状態より少ないときは、メインポンプ102（第1油圧ポンプ）の吸収馬力を減少させるための仮想制限トルク $T1$ （第1馬力制御量）を演算し、上記第2蓄電状

10

20

30

40

50

態推定部によって推定された蓄電装置 270 (第2蓄電装置)の蓄電状態が上記第1蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置 170 (第1蓄電装置)の蓄電状態より少ないときは、メインポンプ 202 (第2油圧ポンプ)の吸収馬力を減少させるための仮想制限トルクT2 (第2馬力制御量)を演算する馬力制御量演算部を構成する。

【0067】

コントローラ 50 の電動機回転数制御部 52 内の可変馬力制御テーブル 52r は、上記馬力制御量演算部によって演算された仮想制限トルクT1 (第1馬力制御量)に基づいて上記第1馬力制御装置の仮想容量の制限値 $q1 \cdot limit$  (第1許容値)を変更する第1許容値変更部を構成し、コントローラ 50 の電動機回転数制御部 53 内の馬力制御特性を模擬した可変馬力制御テーブル 53r は、上記馬力制御量演算部によって演算された仮想制限トルクT2 (第2馬力制御量)に基づいて上記第2馬力制御装置の仮想容量の制限値 $q2 \cdot limit$  (第2許容値)を変更する第2許容値変更部を構成する。

10

【0068】

～作動～

本実施の形態の作動を図1～7を用いて説明する。

【0069】

電動機 101, 201 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 130, 230 から吐出された圧油は、それぞれチェック弁 133, 233 を介して圧油供給路 31 に供給される。圧油供給路 31 には、パイロットリリーフ弁 32 が接続されており、圧油供給路 31 にパイロット 1 次圧 $P_{pi0}$ を生成している。

20

【0070】

一方、蓄電装置 170, 270 の電圧、温度などの情報はバッテリーマネジメントシステム 171, 271 を介し、コントローラ 50 内の仮想制限トルク演算部 51 における第1及び第2SOC推定部 51a, 51b に導かれ、それぞれ、蓄電装置 170 の蓄電状態SOC1と蓄電装置 270 の蓄電状態SOC2から、固定容量型のメインポンプ 102, 202 の仮想制限トルクT1, T2を演算し、電動機 101 の回転数制御部 52 と電動機 201 の回転数制御部 53 へそれぞれ出力している。

【0071】

(a) 蓄電装置 170 と蓄電装置 270 のSOCが等しい場合

まず、図4に示す仮想制限トルク演算部 51 の機能ブロック図において、第1SOC推定部 51a で推定される蓄電装置 170 の蓄電状態SOC1と、第2SOC推定部 51b で推定される蓄電装置 270 の蓄電状態SOC2が等しい場合を考える。

30

【0072】

SOC1 = SOC2なので、差分器 51c で計算される  $SOC = SOC1 - SOC2 = 0$  となり、図5A及び図5Bに示すテーブル 51d, 51e の特性から、固定容量型のメインポンプ 102, 202 の仮想制限トルクT1, T2は、それぞれ $T1 = T1_{max}$ 、 $T2 = T2_{max}$ となる。

【0073】

仮想制限トルク演算部 51 の出力である仮想制限トルクT1, T2は、電動機回転数制御部 52, 53 のそれぞれ可変馬力制御テーブル 52r, 53r に導かれる。

【0074】

<(a-1) 全ての操作レバーが中立の場合>

全ての操作装置 522, 523, 524a, 524b... の操作レバー (以下適宜単に操作レバーという) が中立なので、全ての流量制御弁 6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h (図13参照) が全て中立位置にある。

40

【0075】

このため、アクチュエータ 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3h の最高負荷圧 $P_{lmax}$ は、流量制御弁 6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h 及びシャトル弁 9a, 9b, 9c, 9d, 9e, 9f, 9g を介してタンク圧と等しくなっている。

【0076】

最高負荷圧 $P_{lmax}$ は、アンロード弁 15 と圧力検出器 41 に導かれている。

50

## 【 0 0 7 7 】

電動機 1 0 1 , 2 0 1 によって駆動される固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 から吐出された圧油は共通の圧油供給路 3 0 5 に導かれるが、前述のように複数の流量制御弁 6 a , 6 b , 6 c , 6 d , 6 e , 6 f , 6 g , 6 h が全て中立位置にあるため、アンロード弁 1 5 からタンクに排出される。

## 【 0 0 7 8 】

アンロード弁 1 5 に導かれた  $P_{lmax}$  がタンク圧 (タンク圧 0 と推定) と等しいので、共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力、すなわちポンプ圧  $P_s$  は、アンロード弁 1 5 に設けられたバネの働きにより、目標 LS 差圧である  $P_{gr}$  よりも若干高く保たれる。

## 【 0 0 7 9 】

共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力 (ポンプ圧)  $P_s$  は圧力検出器 4 0 に導かれている。

10

## 【 0 0 8 0 】

ポンプ圧  $P_s$  の圧力検出器 4 0 の出力  $V_{ps}$ 、最高負荷圧  $P_{lmax}$  の圧力検出器 4 1 の出力  $V_{plmax}$  と、基準回転数指示ダイヤル 5 6 の出力  $V_{ec}$  が、前述の仮想制限トルク  $T_1, T_2$  に加えて、コントローラ 5 0 内の電動機回転数制御部 5 2 , 5 3 に入力される。

## 【 0 0 8 1 】

電動機回転数制御部 5 2 と電動機回転数制御部 5 3 は同じ作動をするので、以下、電動機回転数制御部 5 2 を例に挙げ説明する。

## 【 0 0 8 2 】

前述の  $V_{ps}$  ,  $V_{plmax}$  ,  $V_{ec}$  はそれぞれ、テーブル 5 2 a , 5 2 b , 5 2 d により、 $P_s$  ,  $P_{lmax}$  ,  $N_0$  に変換され、 $P_s$  ,  $P_{lmax}$  は差分器 5 2 c ( 5 3 c ) によりそれらの差分  $P_{ls} = P_s - P_{lmax}$  が算出される。

20

## 【 0 0 8 3 】

テーブル 5 2 e によって基準回転数  $N_0$  から変換された目標 LS 差圧  $P_{gr}$  と、差分器 5 2 f によって前述の  $P_{ls}$  との差分  $P$  が演算される。このとき、全ての操作レバーが中立の場合は、前述のように  $P_s$  は  $P_{gr}$  よりも若干高い値に保たれており、 $P_{lmax}$  がタンク圧 (タンク圧 0 と推定) なので、 $P_{ls} = P_s - P_{lmax}$  も  $P_{gr}$  よりも若干高い値に保たれている。このため  $P = P_{gr} - P_{ls} < 0$  となり、テーブル 5 2 g により演算される仮想容量の増減量  $q$  は負の値となる。

## 【 0 0 8 4 】

仮想容量の増減量  $q$  は、1 制御ステップ前の馬力制御反映後の仮想容量  $q_{1^{**}}$  と加算され、更にテーブル 5 2 i によって最小値と最大値で制限された上で、新たな馬力制御反映前の仮想容量  $q_{1^*}$  となる。仮想容量の増減量  $q$  が負の値なので、制御ステップを重ねることにより、馬力制御反映前の仮想容量  $q_{1^*}$  はテーブル 5 2 i で規定される最小値に保たれる。

30

## 【 0 0 8 5 】

一方、可変馬力制御テーブル 5 2 r には前述のように仮想制限トルク  $T_1$  として  $T_{1\_max}$  が入力されるので、仮想容量の制限値  $q_{1^*limit}$  は図 7 の実線 A 1 上の値となる。

## 【 0 0 8 6 】

前述のように、全ての操作レバーが中立の場合は、ポンプ圧  $P_s$  は  $P_{gr}$  より若干高い値に保たれており、その時の  $P_s$  を  $P_{ntr}$  とすると、図 7 から、仮想容量の制限値  $q_{1^*limit} = q_{max1}$  となる。

40

## 【 0 0 8 7 】

前述のように、全ての操作レバーが中立の場合は馬力制御反映前の仮想容量  $q_{1^*}$  はテーブル 5 2 i で規定される最小値に保たれており、 $q_{1^*} < q_{1^*limit}$  の関係が成り立つことから、最小値選択器 5 2 s によって  $q_{1^*}$  と  $q_{1^*limit}$  のうち  $q_{1^*}$  が選択され、馬力制御反映後の仮想容量  $q_{1^{**}}$  となる。

## 【 0 0 8 8 】

馬力制御反映後の仮想容量  $q_{1^{**}}$  は乗算器 5 2 j により基準回転数  $N_0$  と乗算され、目標流量  $Q_{1d}$  となり、目標流量  $Q_{1d}$  はゲイン 5 2 k で  $1/q_{max1}$  を掛けて目標回転数  $N_{1d}$  に変換され、

50

更にテーブル 5 2 mによってインバータ 1 6 0 への出力 $V_{inv1}$ に変換される。

【 0 0 8 9 】

前述のように全ての操作レバーが中立の場合には、馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ はテーブル 5 2 iで規定される最小値に保たれているので、目標流量 $Q1d$ 、目標回転数 $N1d$ も最小値に保たれる。

【 0 0 9 0 】

すなわち、全ての操作レバーが中立の場合は、電動機 1 0 1 の回転数は最小回転数に保持され、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 からの吐出流量も最小に保たれる。

【 0 0 9 1 】

電動機回転数制御部 5 3 も同様の作動をするので、電動機 2 0 1 の回転数が最小回転数に保持され、固定容量型のメインポンプ 2 0 2 からの吐出流量も最小に保たれる。

10

【 0 0 9 2 】

< ( a - 2 ) ブーム上げを操作した場合 >

ブーム用操作装置 5 2 3 の操作レバーを上げ方向、すなわちブームシリンダ 3 a が伸長する方向に操作レバーを入力した場合を考える。

【 0 0 9 3 】

ブーム用の流量制御弁 6 a が図中で左方向に切り替わり、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 からの圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油は、共通の圧油供給路 3 0 5、圧力補償弁 7 a、流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a のボトム側に供給される。

【 0 0 9 4 】

20

一方、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、流量制御弁 6 a の負荷ポートと、シャトル弁 9 a , 9 b , 9 c , 9 d , 9 e , 9 f , 9 g 及び最高負荷圧油路 3 0 6 を介して最高負荷圧 $P_{lmax}$ として各圧力補償弁 7 a , 7 b , 7 c , 7 d , 7 e , 7 f , 7 g , 7 h、アンロード弁 1 5、圧力検出器 4 1 にそれぞれ導かれる。

【 0 0 9 5 】

アンロード弁 1 5 に導かれたブームシリンダ 3 a の負荷圧により、アンロード弁 1 5 のセット圧はアンロード弁 1 5 のバネ力と最高負荷圧 $P_{lmax}$  ( ブームシリンダ 3 a の負荷圧 ) を加えた圧力まで上昇し、共通の圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。

【 0 0 9 6 】

30

共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力 ( ポンプ $P_s$  ) は圧力検出器 4 0 に導かれる。

【 0 0 9 7 】

ポンプ圧 $P_s$ の圧力検出器 4 0 の出力 $V_{ps}$ 、最高負荷圧 $P_{lmax}$ の圧力検出器 4 1 の出力 $V_{plmax}$ と、基準回転数指示ダイヤル 5 6 の出力 $V_{ec}$ が、に前述の仮想制限トルク $T_1$  ,  $T_2$ に加えて、コントローラ 5 0 内の電動機回転数制御部 5 2 , 5 3 に入力される。

【 0 0 9 8 】

電動機回転数制御部 5 2 と電動機回転数制御部 5 3 は同じ作動をするので、以下、電動機回転数制御部 5 2 を例に説明する。

【 0 0 9 9 】

前述の $V_{ps}$  ,  $V_{plmax}$  ,  $V_{ec}$ がそれぞれ、テーブル 5 2 a , 5 2 b , 5 2 d により、 $P_s$  ,  $P_{lmax}$  ,  $N_0$ に変換される。

40

【 0 1 0 0 】

ブーム上げ起動直後には、ポンプ圧 $P_s$ は全ての操作レバーが中立の場合と同様に、目標LS差圧より若干高い値となっており、通常、ブームシリンダ 3 a を伸長する場合はブームシリンダ 3 a の負荷圧の方がポンプ圧よりも高いことが多い。その場合、 $P_s < P_{lmax}$ となるので、 $P_{ls} = P_s - P_{lmax} < 0$ となる。

【 0 1 0 1 】

テーブル 5 2 e によって基準回転数 $N_0$ から変換された目標LS差圧 $P_{gr}$ と、差分器 5 2 f によって前述の $P_{ls}$ との差分  $P$ が演算される。

【 0 1 0 2 】

50

前述のようにPIsは負の値となるため、 $P = Pgr - PIs$ はPgrよりも大きな正の値となる。

【0103】

Pはテーブル52gにより、仮想容量の増減量  $q$ に変換されるが、PがPgrよりも大きな正の値となることから、仮想容量の増減量  $q$ も正の値となる。

【0104】

仮想容量の増減量  $q$ は、1制御ステップ前の馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ と加算され、更にテーブル52iによって最小値と最大値で制限された上で、新たな馬力制御反映前の仮想容量 $q1^*$ となる。

【0105】

前述のように仮想容量の増減量である  $q$ が正の値なので、制御ステップを重ねることにより、馬力制御反映前の仮想容量 $q1^*$ はテーブル52iの最小値、最大値の範囲内で増加していき、 $P = Pgr - PIs$ が0、すなわちPIsが目標LS差圧であるPgrと等しくなるまで増加が継続する。

【0106】

一方、可変馬力制御テーブル52rには前述のように仮想制限トルクT1として $T1_{max}$ が入力されるので、仮想容量の制限値 $q1^*limit$ は図7の実線A1上の値となる。

【0107】

ブーム上げ動作において、前述のようにLS差圧PIsが目標LS差圧Pgrと等しくなっている場合、ポンプ圧Psは最高負荷圧 $PI_{max}$ より目標LS差圧Pgr分だけ高い圧力に保たれている。

【0108】

図7から、このときのブーム上げ動作時のポンプ圧Psを $Pbmr$ とすると、仮想容量の制限値 $q1^*limit$ は馬力制御を模擬して $q_{max}$ よりも小さい $q_{bmr1}$ となる。

【0109】

最小値選択器52sにおいて、前述の馬力制御反映前の仮想容量 $q1^*$ と可変馬力制御テーブル52rの出力 $q1^*limit$ のうち小さい方が、馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ ととして選択されるので、馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ は、可変馬力制御テーブル52rで規定される馬力制御特性の範囲で必要な流量を吐出する可変容量型のメインポンプを模擬した作動を行うようになる。

【0110】

馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ は乗算器52jにより基準回転数 $N_0$ と乗算され、目標流量 $Q1d$ となり、目標流量 $Q1d$ はゲイン52kで $1/q_{max1}$ を掛けて目標回転数 $N1d$ に変換され、更にテーブル52mによってインバータ160への出力 $V_{inv1}$ に変換される。

【0111】

電動機回転数制御部53も同様の作動をし、固定容量型のメインポンプ102, 202から吐出された流量は合流して流量制御弁6aに供給される。

【0112】

前述のように、馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ ,  $q2^{**}$ は可変馬力制御テーブル52r, 53rで規定される馬力制御特性の範囲で必要な流量を吐出する可変容量型のメインポンプを模擬した作動をし、その流量を実現するように電動機101, 201の回転数が制御されるので、固定容量型のメインポンプ102, 202の消費馬力がある値を超えない範囲で、固定容量型のメインポンプ102, 202の吐出量の合計が流量制御弁6aの要求する流量になるように電動機101の回転数を制御するように作動することになる。

【0113】

(b) 蓄電装置270より蓄電装置170のSOCが大きい場合

図4に示す仮想制限トルク演算部51の機能ブロック図において、第1SOC推定部51aで推定される蓄電装置170の蓄電状態SOC1と、第2SOC推定部51bで推定される蓄電装置270の蓄電状態SOC2の関係が、 $SOC1 > SOC2$ の場合を考える。

【0114】

$SOC1 > SOC2$ なので、差分器51cで計算される  $SOC = SOC1 - SOC2 > 0$ 、すなわち正の値

10

20

30

40

50

となるので、図 5 A 及び図 5 B に示すテーブル 5 1 d , 5 1 e の特性から、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルク  $T1$  は  $T1 = T1\_max$  となり、固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルク  $T2$  は  $T2\_max$  よりも小さい値となる。ここでは仮に、 $SOC = SOC1 - SOC2 = SOC\_0$  の場合を考える。図 5 B から、このときの  $T2$  は、 $T2 = T2\_min$  となる。

【 0 1 1 5 】

仮想制限トルク演算部 5 1 の出力である仮想制限トルク  $T1$  ,  $T2$  は、電動機回転数制御部 5 2 , 5 3 のそれぞれ可変馬力制御テーブル 5 2 r , 5 3 r に導かれる。

【 0 1 1 6 】

< (b-1) 全ての操作レバーが中立の場合 >

全ての操作レバーが中立の場合、前述の (a)  $SOC1 = SOC2$  の場合と同様に、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 はともに最小の回転数にて最小の流量を吐出する。

10

【 0 1 1 7 】

< (b-2) ブーム上げを操作した場合 >

メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 がそれぞれの仮想制限トルク  $T1$  ,  $T2$  が規定する馬力の範囲で、ロードセンシング制御にて必要な流量を吐出する基本的な作動については、前述の (a)  $SOC1 = SOC2$  の場合と同様である。

【 0 1 1 8 】

前述のように  $SOC1 > SOC2$  で、 $SOC (= SOC1 - SOC2)$  が  $SOC\_0$  の場合は、 $T1 = T1\_max$ 、 $T2 = T2\_min$  である。

【 0 1 1 9 】

固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルク  $T1$  は、 $T1 = T1\_max$  なので、前述の (a) と全く同じ作動をする。

20

【 0 1 2 0 】

一方、固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルク  $T2$  は、 $T2 = T2\_min$  であり、メインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルク  $T1$  よりも小さく、図 7 の破線 C 1 に示すように、馬力制御反映後の仮想容量  $q2^{**}$  は、テーブル 5 3 r により  $qbmr2\_min$  に制限される。

【 0 1 2 1 】

馬力制御反映後の仮想容量  $q2^{**}$  は乗算器 5 3 j により基準回転数  $N\_0$  と乗算され、目標流量  $Q2d$  となり、目標流量  $Q2d$  はゲイン 5 3 k で  $1 / qmax2$  を掛けて目標回転数  $N2d$  に変換され、更にテーブル 5 3 m によってインバータ 2 6 0 への出力  $Vinv2$  に変換される。

30

【 0 1 2 2 】

このとき、前述のように固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の馬力制御反映後の仮想容量  $q2^{**}$  は  $qbmr2\_min$  に制限されているので、その回転数  $N2d$  は、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の回転数  $N1d$  よりも小さく制限される。

【 0 1 2 3 】

このように、 $SOC1 > SOC2$ 、すなわち蓄電装置 1 7 0 の  $SOC$  よりも蓄電装置 2 7 0 の  $SOC$  が小さい場合には、蓄電装置 2 7 0 によって電力を供給され駆動されるメインポンプ 2 0 2 から吐出される流量が、蓄電装置 1 7 0 によって電力を供給され駆動されるメインポンプ 1 0 2 から吐出される流量よりも小さくなる。

【 0 1 2 4 】

ポンプの消費動力は、圧力 × 流量に比例し、共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力 (ポンプ圧  $Ps$ ) は共通で等しいが、前述のようにメインポンプ 2 0 2 の流量がメインポンプ 1 0 2 の流量よりも小さいので、メインポンプ 2 0 2 の消費動力がメインポンプ 1 0 2 の消費動力よりも小さくなる。

40

【 0 1 2 5 】

このため、メインポンプ 2 0 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力が、メインポンプ 1 0 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力よりも小さくなる。

【 0 1 2 6 】

メインポンプ 2 0 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力が、メインポンプ 1 0 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力よりも小さいので、蓄電装置 2 7

50

0 のSOC2が減少する速度が、蓄電装置 1 7 0 のSOC1が減少する速度よりも小さくなり、それはSOC1とSOC2が等しくなるまで続く。

【 0 1 2 7 】

SOC1 = SOC2となれば、( a ) の場合と同じ作動をする。

【 0 1 2 8 】

( c ) 蓄電装置 1 7 0 より蓄電装置 2 7 0 のSOCが大きい場合

図 4 に示す仮想制限トルク演算部 5 1 の機能ブロック図において、第 1 SOC推定部 5 1 a で推定される蓄電装置 1 7 0 の蓄電状態SOC1と、第 2 SOC推定部 5 1 b で推定される蓄電装置 2 7 0 の蓄電状態SOC2の関係が、SOC1 < SOC2の場合を考える。

【 0 1 2 9 】

以下、( b ) のSOC1 > SOC2の場合と、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 と 2 0 2 の関係が逆になる。

【 0 1 3 0 】

SOC1 < SOC2なので、差分器 5 1 c で計算される  $SOC = SOC1 - SOC2 < 0$ 、すなわち負の値となるので、図 5 A 及び図 5 B に示すテーブル 5 1 d , 5 1 e の特性から、固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルクT2は $T2 = T2\_max$ となり、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルクT1は $T1\_max$ よりも小さい値となる。ここでは仮に、 $SOC = SOC1 - SOC2 = - SOC\_0$ の場合を考える。図 5 A から、このときの仮想制限トルクT1は、 $T1 = T1\_min$ となる。

【 0 1 3 1 】

仮想制限トルク演算部 5 1 の出力である仮想制限トルクT1, T2は、電動機回転数制御部 5 2 , 5 3 のそれぞれ可変馬力制御テーブル 5 2 r , 5 3 r に導かれる。

【 0 1 3 2 】

< ( c-1 ) 全ての操作レバーが中立の場合 >

全ての操作レバーが中立の場合は、前述の ( a ) SOC1 = SOC2、( b ) SOC1 > SOC2の場合と同様に、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 はともに最小の回転数にて最小の流量を吐出する。

【 0 1 3 3 】

< ( c-2 ) ブーム上げを操作した場合 >

メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 がそれぞれの仮想制限トルクT1, T2が規定する馬力の範囲で、ロードセンシング制御にて必要な流量を吐出する基本的な作動については、前述の ( a ) SOC1 = SOC2の場合と同様である。

【 0 1 3 4 】

前述のようにSOC1 < SOC2で、 $SOC (= SOC1 - SOC2)$  が  $- SOC\_0$  の場合は、 $T1 = T1\_min$ 、 $T2 = T2\_max$ である。

【 0 1 3 5 】

固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルクT2は、 $T2 = T2\_max$ なので、前述の ( a ) と全く同じ作動をする。

【 0 1 3 6 】

一方、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の仮想制限トルクT1は、 $T1 = T1\_min$ であり、メインポンプ 2 0 2 の仮想制限トルクT2よりも小さく、図 7 の破線 C 1 に示すように、馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ は、テーブル 5 2 r により $qbmr1\_min$ に制限される。

【 0 1 3 7 】

馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ は乗算器 5 2 j により基準回転数 $N\_0$ と乗算され、目標流量 $Q1d$ となり、目標流量 $Q1d$ はゲイン 5 2 k で  $1 / qmax1$  を掛けて目標回転数 $N1d$ に変換され、更にテーブル 5 2 m によってインバータ 1 6 0 への出力 $Vinv1$ に変換される。

【 0 1 3 8 】

このとき、前述のように固定容量型のメインポンプ 1 0 2 の馬力制御反映後の仮想容量 $q1^{**}$ は $qbmr1\_min$ に制限されているので、その回転数 $N1d$ は、固定容量型のメインポンプ 2 0 2 の回転数 $N2d$ よりも小さく制限される。

10

20

30

40

50

## 【 0 1 3 9 】

このように、SOC1 < SOC2、すなわち蓄電装置 2 7 0 のSOCよりも蓄電装置 1 7 0 のSOCが小さい場合には、蓄電装置 1 7 0 によって電力を供給され駆動されるメインポンプ 1 0 2 から吐出される流量が、蓄電装置 2 7 0 によって電力を供給され駆動されるメインポンプ 2 0 2 から吐出される流量よりも小さくなる。

## 【 0 1 4 0 】

ポンプの消費動力は、圧力 × 流量に比例し、共通の圧油供給路 3 0 5 の圧力（ポンプ圧 Ps）は共通で等しいが、前述のようにメインポンプ 1 0 2 の流量がメインポンプ 2 0 2 の流量よりも小さいので、メインポンプ 1 0 2 の消費動力がメインポンプ 2 0 2 の消費動力よりも小さくなる。

10

## 【 0 1 4 1 】

このため、メインポンプ 1 0 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力が、メインポンプ 2 0 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力よりも小さくなる。

## 【 0 1 4 2 】

メインポンプ 1 0 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力が、メインポンプ 2 0 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力よりも小さいので、蓄電装置 1 7 0 のSOC1が減少する速度が、蓄電装置 2 7 0 のSOC2が減少する速度よりも小さくなり、それはSOC1とSOC2が等しくなるまで続く。

## 【 0 1 4 3 】

SOC1 = SOC2となれば、(a)の場合と同じ作動をする。

20

## 【 0 1 4 4 】

～効果～

本実施の形態によれば以下の効果が得られる。

## 【 0 1 4 5 】

メインポンプ 1 0 2、電動機 1 0 1、蓄電装置 1 7 0 に加えメインポンプ 2 0 2、電動機 2 0 1、蓄電装置 2 7 0 と、メインポンプ 1 0 2、2 0 2 から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路 3 0 5 を設け、この合流した圧油を複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c, 6 d, 6 e, 6 f, 6 g, 6 h に供給し、更に複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 e, 3 f, 3 g, 3 h へと供給する構成としたため、蓄電装置などの種々の電気機器の定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと共通化することができる。

30

## 【 0 1 4 6 】

また、仮想制限トルク演算部 5 1 と可変馬力制御テーブル 5 2 r, 5 3 r を設け、蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 の一方の蓄電状態が他方の蓄電状態よりも低下した場合に、蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように仮想容量の制限値  $q1 \cdot limit$  ( $q2 \cdot limit$ ) を変更し、蓄電状態が低い方の油圧ポンプの消費動力を抑えるようにしたため、メインポンプ 1 0 2, 2 0 2 の機械効率、インバータ 1 6 0, 2 6 0 や昇降圧チョッパ 1 6 1, 2 6 1 などの電気機器の効率に差がある場合でも、或いは蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 の消費電力量或いは蓄電状態特性に差がある場合でも、蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 の蓄電状態は等しくなるように制御されながら減少していく。このため蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 の内、いずれか一方の蓄電状況だけが著しく低下することが防止され、電動式油圧作業機械の各アクチュエータが所定のスピードを得られる時間を延長することができる。

40

## 【 0 1 4 7 】

～テーブル 5 1 d, 5 1 e の特性の変形例～

図 1 2 A 及び図 1 2 B にテーブル 5 1 d, 5 1 e の特性の第 1 変形例を示す。

## 【 0 1 4 8 】

図 5 A 及び図 5 B では、テーブル 5 1 d, 5 1 e の特性は、SOC が正の値にあるとき（図 5 A）或いは SOC が負の値にあるとき（図 5 B）の仮想制限トルク T1 として一定の値（最大値 T1\_max）を出力するように設定したが、SOC が大きくなる（図 1 2 A）或いは小さくなる（図 1 2 B）にしたがって最大値 T1\_max と同じ値から値 T1\_od 1 へと更に大きくなるように仮想制限トルク T1 を設定してもよい。これにより蓄電装置 1 7 0 と蓄電装置

50

270とでSOCが異なる場合、SOCが小さい側の蓄電装置の消費電力が小さくなるだけでなく、SOCが大きい側の蓄電装置の消費電力が増加するため、より短時間で蓄電装置170のSOC1と蓄電装置270のSOC2を等しくすることができる。

【0149】

図12C及び図12Dにテーブル51d, 51eの特性の第2変形例を示す。

【0150】

図12A及び図12Bでは、SOCが0から大きくなる(図12A)或いは小さくなる(図12B)にしたがって最大値T1\_maxと同じ値から値T1\_od1へと更に大きくなるように仮想制限トルクT1を設定したが、図12C及び図12Dでは、0~SOC\_1(図12C)或いは0~-SOC\_1(図12D)の不感帯を持たせ、SOCが不感帯を超えると最大値T1\_maxと同じ値から値T1\_od1へと更に大きくなるように仮想制限トルクT1を設定したものである。これにより不感帯を超えた場合のみSOCが大きい側の蓄電装置の消費電力を増大させ、制御の安定性を図ることができる。

10

【0151】

<第2の実施の形態>

~構成~

図8は、本発明の第2の実施の形態による電動式油圧作業機械(油圧ショベル)の油圧駆動装置を示す図である。

【0152】

本実施の形態の油圧駆動装置は、図1に示す第1の実施の形態の構成に対し、固定容量型のメインポンプ102の圧油供給路105に設けられ、共通の圧油供給路305から可変容量型のメインポンプ102への圧油の流れを阻止するチェック弁180(第1チェック弁)と、固定容量型のメインポンプ202の圧油供給路205に設けられ、共通の圧油供給路305から可変容量型のメインポンプ202への圧油の流れを阻止するチェック弁280(第2チェック弁)とを更に備えている。

20

【0153】

また、本実施の形態の油圧駆動装置は入力装置58を有し、蓄電装置170, 270のうちどちらか一方のSOCが著しく他方のSOCに比べ低下した場合や、蓄電装置170, 270のうちどちらか一方のみを用い、他方の蓄電装置に蓄えられた電力を温存し、油圧作業機の作業量を低く抑える代わりに、合計の稼働時間を増やしたい場合などに、オペレータ

30

【0154】

その他の構成は第1の実施の形態と同じである。

【0155】

~作動~

以上のように構成した本実施の形態においては、圧油供給路105, 205にチェック弁180, 280を設けたため、固定容量型のメインポンプ102, 202を駆動する電動機101, 201のどちらか一方を停止した場合に、共通の圧油供給路305の圧力が停止している固定容量型のメインポンプ102, 202の吐出ポートに印加されることが防止される。

40

【0156】

その他の動作は第1の実施の形態と同じである。

【0157】

~効果~

本実施の形態によれば、第1の実施の形態の効果に加えて以下の効果が得られる。

【0158】

オペレータが入力装置58を操作し、固定容量型のメインポンプ102, 202を駆動する電動機101, 201のどちらか一方を停止させた場合に、チェック弁180, 28

50

0は停止している固定容量型のメインポンプからタンクへ圧油が漏れ出すのを防止し、駆動している固定容量型のメインポンプから吐出された圧油の動力がリークにより無駄に失われるのを防ぐことができる。

【0159】

<第3の実施の形態>

～構成～

図9は、本発明の第3の実施の形態による電動式油圧作業機械（油圧ショベル）の油圧駆動装置を示す図である。

【0160】

本実施の形態の油圧駆動装置は、第1の実施の形態に備えられていた、電動機101、201によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ130、230を備えておらず、電動機101、201は固定容量型のメインポンプ102、202だけを駆動する構成となっている。

10

【0161】

また、本実施の形態の油圧駆動装置は、電動機301（第3電動機）と、電動機301によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ30と、電動機301の回転数を制御するインバータ360と、インバータ360へ一定の電圧で電力を供給する昇降圧チョッパ361と、パイロットポンプ30の圧油供給路31に設けられ、圧油供給路31の圧力、すなわちパイロットポンプ30の吐出圧（以下適宜ポンプ圧という）を検出する圧力検出器42と、圧力検出器42の検出信号に基づいてインバータ360に対する回転数指示信号を生成し、インバータ360を制御するコントローラ55とを備えている。

20

【0162】

蓄電装置270は、第1の実施の形態と同様に、昇降圧チョッパ261、インバータ260を介して電動機201に電力を供給するとともに、昇降圧チョッパ361、インバータ360を介して電動機301にも電力を供給するように接続されている。

【0163】

固定容量型のパイロットポンプ30から吐出された圧油は圧油供給路31に供給される。圧油供給路31には、下流側のパイロット圧油路を圧油供給路31に接続するかタンクに接続するかを切り換えるゲートロック弁100が接続され、ゲートロック弁100にはゲートロックレバー24が設けられている。

30

【0164】

図10に、第3の実施の形態におけるコントローラ55の機能ブロック図を示す。

【0165】

コントローラ55は、テーブル55aと、テーブル55bと、加算器55cと、テーブル55dと、テーブル55fとを有している。

【0166】

圧力検出器42からの出力を $V_{pi}$ とすると、出力 $V_{pi}$ はテーブル55aにより圧油供給路31の圧力（パイロット1次圧 $P_{pi}$ ）に変換され、テーブル55bによりパイロットポンプ30の仮想容量 $q_i$ の増減量 $q_i$ に変換される。

【0167】

図11にテーブル55bの特性を示す。

40

【0168】

テーブル55bの特性は、目標のパイロット1次圧 $P_{pi}$ を $P_{pi0}$ としたとき、圧油供給路31の圧力 $P_{pi}$ が $P_{pi0}$ よりも小さいとき、 $q_i$ として0から $q_{i\_max}$ の間の正の値を出力し、 $P_{pi}$ が $P_{pi0}$ よりも大きいとき、 $q_i$ として $q_{i\_min}$ から0の間の負の値を出力し、 $P_{pi}$ が $P_{pi0}$ と等しいとき、 $q_i = 0$ を出力するように構成されている。

【0169】

パイロットポンプの仮想容量増減量 $q_i$ は、1制御ステップ前のパイロットポンプ仮想容量 $q_i$ と加算器55cで加算され、新たなパイロットポンプ仮想容量 $q_i$ となる。

【0170】

50

パイロットポンプ仮想容量 $q_i$ はテーブル 5 5 dにより、電動機 3 0 1 の目標回転数 $N_{pi}$ に変換され、更にテーブル 5 5 fによりインバータ 3 6 0 への入力 $V_{inv3}$ に変換され、インバータ 3 6 0 へ出力されるよう構成されている。

【 0 1 7 1 】

上記以外の構成は、第 1 の実施の形態と同じである。

【 0 1 7 2 】

～ 請求の範囲との対応～

以上において、電動機 3 0 1 は、蓄電装置 1 7 0 , 2 7 0 ( 第 1 及び第 2 蓄電装置 ) の一方によって電力が供給され、パイロットポンプ 3 0 を駆動する第 3 電動機であり、コントローラ 5 5 は、圧力検出器 4 2 及びインバータ 3 6 0 とともに、パイロットポンプ 3 0 により生成されるパイロット 1 次圧 $P_{pi}$ が目標圧力 ( 目標パイロット 1 次圧 $P_{pi0}$  ) と等しくなるよう電動機 3 0 1 ( 第 3 電動機 ) の回転数を制御するパイロットポンプ制御装置を構成する。

10

【 0 1 7 3 】

～ 作動～

第 3 の実施の形態の作動を、図 9、図 1 0、図 1 1 を用いて以下説明する。

【 0 1 7 4 】

固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 を駆動する電動機 1 0 1 , 2 0 1 の回転数制御機能は第 1 の実施の形態と同じである。

【 0 1 7 5 】

20

また、蓄電装置 1 7 0 , 2 7 0 の蓄電状態によって固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の仮想制限トルク $T_1, T_2$ を制御し、蓄電装置 1 7 0 , 2 7 0 の蓄電状態のアンバランスを解消するように制御する機能も第 1 の実施の形態と同じである。

【 0 1 7 6 】

第 3 の実施の形態が第 1 の実施の形態と異なるのは、固定容量型のパイロットポンプ 3 0 を、固定容量型のメインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 を駆動する電動機 1 0 1 , 2 0 1 と別の電動機 3 0 1 によって独立して駆動する点である。

【 0 1 7 7 】

以下、パイロットポンプ 3 0 を駆動する電動機 3 0 1 の回転数制御について、本実施の形態の作動を説明する。

30

【 0 1 7 8 】

( a ) 圧油供給路 3 1 の圧力が目標パイロット 1 次圧よりも低い場合

圧油供給路 3 1 の圧力 ( パイロット 1 次圧 ) が目標パイロット 1 次圧 $P_{pi0}$ よりも低かった場合を考える。

【 0 1 7 9 】

図 1 0 に示すように、圧力検出器 4 2 によって入力された $V_{pi}$ は、テーブル 5 5 a によってパイロット 1 次圧 $P_{pi}$ に変換される。

【 0 1 8 0 】

$P_{pi} < P_{pi0}$  の場合、図 1 1 から、パイロットポンプ仮想容量  $q_i$  は、0 から  $q_{i\_max}$  の間の正の値となる。

40

【 0 1 8 1 】

パイロットポンプ仮想容量  $q_i$  は、1 制御ステップ前のパイロットポンプ仮想容量 $q_i$ に加算され、前述のように $P_{pi}$ が目標パイロット 1 次圧 $P_{pi0}$ よりも低かった場合には、パイロットポンプ仮想容量 $q_i$ は増加していく。

【 0 1 8 2 】

その増加は、パイロット 1 次圧 $P_{pi}$ が目標パイロット 1 次圧 $P_{pi0}$ と等しくなるまで継続する。

【 0 1 8 3 】

パイロットポンプ仮想容量 $q_i$ は、テーブル 5 5 dにて目標回転数 $N_{pi}$ に、更にテーブル 5 5 fにてインバータ 3 6 0 への出力 $V_{inv3}$ に変換され、電動機 3 0 1 の回転数を制御する

50

。

【0184】

すなわち、圧油供給路31の圧力が目標パイロット1次圧 $P_{pi0}$ よりも低かった場合は、圧油供給路31の圧力（パイロット1次圧）が目標パイロット1次圧と等しくなるまで電動機301がその回転数を増加させる。

【0185】

(b) 圧油供給路31の圧力が目標パイロット1次圧よりも高い場合

圧油供給路31の圧力（パイロット1次圧）が目標パイロット1次圧 $P_{pi0}$ よりも高かった場合を考える。

【0186】

図10に示すように、圧力検出器42によって入力された $V_{pi}$ は、テーブル55aによってパイロット1次圧 $P_{pi}$ に変換される。

【0187】

$P_{pi} > P_{pi0}$ の場合、図11から、パイロットポンプ仮想容量  $q_i$ は、 $q_{i\_min}$ から0の間の負の値となる。

【0188】

パイロットポンプ仮想容量  $q_i$ は、1制御ステップ前のパイロットポンプ仮想容量 $q_i$ に加算され、前述のように $P_{pi}$ が目標パイロット1次圧 $P_{pi0}$ よりも高かった場合には、パイロットポンプ仮想容量 $q_i$ は減少していく。

【0189】

その減少は、パイロット1次圧 $P_{pi}$ が目標パイロット1次圧 $P_{pi0}$ と等しくなるまで継続する。

【0190】

パイロットポンプ仮想容量 $q_i$ は、テーブル55dにて目標回転数 $N_{pi}$ に、更にテーブル55fにてインバータ360への出力 $V_{inv3}$ に変換され、電動機301の回転数を制御する。

【0191】

すなわち、圧油供給路31の圧力が目標パイロット1次圧 $P_{pi0}$ よりも高かった場合は、圧油供給路31の圧力（パイロット1次圧）が目標パイロット1次圧と等しくなるまで電動機301がその回転数を減少させる。

【0192】

以上、上記(a)(b)で説明したように、コントローラ55は、圧油供給路31の圧力（パイロット1次圧）が目標パイロット1次圧( $P_{pi0}$ )と等しくなるよう、電動機301の回転数を制御する。

【0193】

～効果～

本実施の形態によれば、第1の実施の形態の効果に加えて以下の効果が得られる。

【0194】

本実施の形態においては、蓄電装置270が消費する電力が、固定容量型のメインポンプ202を駆動する電動機201の消費電力と、固定容量型のパイロットポンプを駆動する電動機301の消費電力を合計したものとなるので、第1の実施の形態の場合と比較し、蓄電装置170の蓄電状態よりも蓄電装置270の蓄電状態の方が早く減少する傾向となる。しかし、第1の実施の形態と同様に、一方の蓄電装置（第3の実施の形態では蓄電装置270）の蓄電状態が他方の蓄電装置（第3の実施の形態では蓄電装置170）の蓄電状態よりもより低下した場合に、蓄電状態が低い方の蓄電装置（第3の実施の形態では蓄電装置270）から電力を供給される電動機で駆動される油圧ポンプ（第3の実施の形態では202）の回転数が制限され、その電動機の消費電力を抑え、それら2つの蓄電装置の蓄電状態が再び等しくなるように制御される。

【0195】

よって、第1の実施の形態と同様に、2つの蓄電装置170, 270のうち、どちらか

10

20

30

40

50

一方の蓄電状態が著しく偏って減少することが防止されるので、それにより油圧作業機械がそれら2つの蓄電装置170, 270を用いて稼働する時間が短くなるのを防止できる。

【0196】

<第4の実施の形態>

～構成～

図13は、本発明の第4の実施の形態による電動式油圧作業機械（油圧ショベル）の油圧駆動装置を示す図である。

【0197】

本実施の形態の油圧駆動装置は、電動機101, 201, 401, 601と、それら電動機101, 201, 401, 601によってそれぞれ駆動される可変容量型のメインポンプ122, 222, 422, 622と、電動機301と、電動機301によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ30と、可変容量型のメインポンプ122, 222, 422, 622から吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータであるブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、バケットシリンダ3d、スイングシリンダ3e、走行モータ3f, 3g、ブレードシリンダ3hと、可変容量型のメインポンプ122, 222, 422, 622から吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hへ導くための圧油供給路105a, 105b, 205a, 205bと、圧油供給路105a, 105bに接続され、メインポンプ122, 222（第1及び第2油圧ポンプ）から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路307と、圧油供給路205a, 205bに接続され、メインポンプ422, 622（第1及び第2油圧ポンプ）から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路308と、共通の圧油供給路307, 308の下流に設けられ、共通の圧油供給路307で合流したメインポンプ122, 222から吐出された圧油と、共通の圧油供給路308で合流したメインポンプ422, 622から吐出された圧油が導かれる制御弁ブロック104とを備えている。

【0198】

制御弁ブロック104は、共通の圧油供給路307に接続され、複数のアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3e, 3gに供給される圧油の方向と流量を制御する複数の方向切換弁16a, 16d, 16e, 16g, 16jと、共通の圧油供給路308に接続され、複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3f, 3hに供給される圧油の方向と流量を制御する複数の方向切換弁16b, 16c, 16f, 16h, 16iと、チェック弁80a, 80b, 80c, 80d, 80e, 80f, 80g, 80h, 80i, 80jと、共通の圧油供給路307, 308の下流にチェック弁80e, 80fを介して設けられ、共通の圧油供給路307, 308の圧力が設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁14とを有している。

【0199】

共通の圧油供給路307の下流には、方向切換弁16gが最上流に配置され、その下流に方向切換弁16a, 16dがチェック弁80a, 80bを介して平行接続され、更にその下流に方向切換弁16j, 16eがそれぞれチェック弁80c, 80dを介して、方向切換弁16jが方向切換弁16eよりも上流側になるようにタンデム接続されている。

【0200】

共通の圧油供給路308の下流には、方向切換弁16c, 16b, 16i, 16hがそれぞれチェック弁80g, 80h, 80i, 80jを介して平行接続され、方向切換弁16hの下流に方向切換弁16fがタンデム接続されている。

【0201】

複数の方向切換弁16a, 16d, 16e, 16g, 16jと複数の方向切換弁16b, 16c, 16f, 16h, 16iはオープンセンタ型であり、メインポンプ122, 222及びメインポンプ422, 622と制御弁ブロック104は開回路の油圧駆動装置を構成している。

【0202】

可変容量型のメインポンプ122, 222, 422, 622は、自らの吐出圧力が高く

なるとその容量を減じてトルクを制限するためのレギュレータピストン 1 2 2 a , 2 2 2 a , 4 2 2 a , 6 2 2 a を有している。

【 0 2 0 3 】

また、メインポンプ 1 2 2 とメインポンプ 4 2 2 は、それぞれ、互いに一方の吐出圧力が高くなると他方のメインポンプの容量を減じてトルクを制限するためのレギュレータピストン 1 2 2 b , 4 2 2 b を有し、メインポンプ 2 2 2 とメインポンプ 6 2 2 は、それぞれ、互いに一方の吐出圧力が高くなると他方のメインポンプの容量を減じてトルクを制限するためのレギュレータピストン 2 2 2 b , 6 2 2 b を有している。

【 0 2 0 4 】

メインポンプ 1 2 2 , 2 2 2 , 4 2 2 , 6 2 2 は吸収馬力の制限値  $q1*limit$  , 制限値  $q2*limit$  , 制限値  $q3*limit$  , 制限値  $q4*limit$  をそれぞれ設定するためのバネ 1 2 2 f , 2 2 2 f , 4 2 2 f , 6 2 2 f を有している。

【 0 2 0 5 】

更に、メインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 は、外部圧力（後述する比例電磁弁 2 0 の出力圧）によりそれらの容量を減少させ、トルクを減少させるためのレギュレータピストン 1 2 2 c , 4 2 2 c を有し、メインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 は、外部圧力（後述する比例電磁弁 2 1 の出力圧）によりそれらの容量を減少させ、トルクを減少させるためのレギュレータピストン 2 2 2 c , 6 2 2 c を有している。

【 0 2 0 6 】

また、本実施の形態の油圧駆動装置は、固定容量型のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油が導かれる圧油供給路 3 1 と、圧油供給路 3 1 に接続され、下流側のパイロット圧油路を圧油供給路 3 1 に接続するかタンクに接続するかを切り換えるゲートロック弁 1 0 0 と、油圧作業機械の運転席入側に配置され、ゲートロック弁 1 0 0 を切り換え操作するためのゲートロックレバー 2 4 とを備えている。

【 0 2 0 7 】

ゲートロック弁 1 0 0 の下流側のパイロット圧油路は、複数の操作装置操作装置 5 2 2 , 5 2 3 , 5 2 4 a , 5 2 4 b , ... ( 図 2 参照 ) に備えられた複数のパイロット弁 6 0 a , 6 0 b , 6 0 c , 6 0 d , 6 0 e , 6 0 f , 6 0 e , 6 0 f , 6 0 g , 6 0 h に接続され、複数のパイロット弁 6 0 a , 6 0 b , 6 0 c , 6 0 d , 6 0 e , 6 0 f , 6 0 g , 6 0 h は、ゲートロック弁 1 0 0 の下流側のパイロット圧油路の圧油に基づいて操作量に応じたパイロット操作圧を生成し、このパイロット操作圧により複数の方向切換弁 1 6 a , 1 6 b , 1 6 c , 1 6 d , 1 6 e , 1 6 f , 1 6 g , 1 6 h , 1 6 i , 1 6 j を切り換え制御する。

【 0 2 0 8 】

本実施の形態の油圧駆動装置は、更に、電動機 1 0 1 , 2 0 1 , 4 0 1 , 6 0 1 の回転数を制御するインバータ 1 6 0 , 2 6 0 , 4 6 0 , 6 6 0 と、インバータ 1 6 0 , 4 6 0 へ一定の電圧で電力を供給する昇降圧チョッパ 1 6 1 と、インバータ 2 6 0 , 6 6 0 へ一定の電圧で電力を供給する昇降圧チョッパ 2 6 1 と、電動機 3 0 1 の回転数を制御するインバータ 3 6 0 と、インバータ 3 6 0 へ一定の電圧で電力を供給する昇降圧チョッパ 3 6 1 と、昇降圧チョッパ 1 6 1、インバータ 1 6 0 , 4 6 0 を介して電動機 1 0 1 , 4 0 1 ( 第 1 電動機 ) に電力を供給するように接続された蓄電装置 1 7 0 ( 第 1 蓄電装置 ) と、昇降圧チョッパ 2 6 1、インバータ 2 6 0 , 6 6 0 を介して電動機 2 0 1 , 6 0 1 ( 第 2 電動機 ) に電力を供給するように接続されるとともに、昇降圧チョッパ 3 6 1、インバータ 3 6 0 を介して電動機 3 0 1 に電力を供給するように接続された蓄電装置 2 7 0 ( 第 2 蓄電装置 ) と、蓄電装置 1 7 0 , 2 7 0 の電圧や温度などの情報を後述するコントローラ 1 5 0 に出力するバッテリーマネジメントシステム ( BMS ) 1 7 1 , 2 7 1 と、複数のアクチュエータ 3 a ~ 3 h の最大速度を指示するための基準回転数指示ダイヤル 5 6 と、パイロット弁 6 0 a , 6 0 b , 6 0 d , 6 0 e , 6 0 g の出力圧のうちの最も高い圧力を選択し出力するシャトル弁 1 9 a , 1 9 b , 1 9 c , 1 9 d , 1 9 e , 1 9 f , 1 9 g , 1 9 h と、その選択した最高圧力を検出する圧力検出器 4 3 と、パイロット弁 6 0 a , 6 0 b , 6 0 c , 6 0 h , 6 0 f の出力圧のうちの最も高い圧力を選択し出力するシャトル弁 1 9 i , 1 9 j , 1 9 k ,

10

20

30

40

50

19l, 19m, 19n, 19o, 19pと、その選択した最高圧力を検出する圧力検出器44と、パイロットポンプ30の圧油供給路31に設けられ、圧油供給路31の圧力、すなわちパイロットポンプ30の吐出圧(以下適宜ポンプ圧という)を検出する圧力検出器42と、ゲートロック弁100の下流側のパイロット圧油路に接続され、固定容量型のパイロットポンプ30から圧油が吐出される圧油供給路31の圧力を減圧してレギュレータピストン122c, 422cに導かれるトルク制御圧を生成する比例電磁弁20と、圧油供給路31の圧力を減圧してレギュレータピストン222c, 622cに導かれるトルク制御圧を生成する比例電磁弁21と、バッテリーマネジメントシステム171, 271、基準回転数指示ダイヤル56、圧力検出器43, 44からの信号を入力し、それらの情報からインバータ160, 260, 460, 660に対する回転数指示信号と、比例電磁弁20, 21に対する制御信号を生成し、インバータ160, 260, 460, 660と比例電磁弁20, 21を制御するコントローラ150と、圧力検出器42の検出信号に基づいてインバータ360に対する回転数指示信号を生成し、インバータ360を制御するコントローラ55とを備えている。

10

## 【0209】

図14に、第4の実施の形態におけるコントローラ150の機能ブロック図を示す。

## 【0210】

コントローラ150は、比例電磁弁目標電流演算部151と、ゲインテーブル152a, 152bと、乗算器153a, 153bと、回転数指示値テーブル154と、指令値テーブル155a, 155bとを有している。

20

## 【0211】

バッテリーマネジメントシステム171, 271の出力は、比例電磁弁目標電流演算部151に入力され、その出力が比例電磁弁20, 21へと出力される。

## 【0212】

一方、ブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3d、スイングシリンダ3e、右走行モータ3gの最大操作パイロット圧が圧力検出器43を介してコントローラ150に入力され、ブームシリンダ3a(上げ方向のみ)、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、ブレードシリンダ3h、左走行モータ3fの最大操作パイロット圧が圧力検出器44を介してコントローラ150に入力される。

## 【0213】

圧力検出器43, 44からの出力は、それぞれゲインテーブル152a, 152bに入力され、0~100%の範囲でゲインN\_gain1, N\_gain2に変換され、更に基準回転数指示ダイヤル56からの出力は、回転数指示値テーブル154にて基準回転数指示値N\_0に変換される。

30

## 【0214】

回転数指示値テーブル154の出力である基準回転数指示値N\_0にゲインN\_gain1, N\_gain2を乗算器153a, 153bで乗算し、それぞれインバータ160, 260及びインバータ460, 660に対する目標回転数N1d, N2dが求められる。

## 【0215】

目標回転数N1d, N2dはそれぞれ指令値テーブル155a, 155bに入力され、それぞれインバータ160, 260及びインバータ460, 660に対する指令値Vinv1, Vinv2に変換され、インバータ160, 260及びインバータ460, 660に出力される。

40

## 【0216】

図15に、第4の実施の形態におけるコントローラ150内の、比例電磁弁目標電流演算部151の機能ブロック図を示す。

## 【0217】

比例電磁弁目標電流演算部151は、第1及び第2SOC推定部151a, 151bと、差分器151cと、第1及び第2テーブル151d, 151eとを有している。

## 【0218】

バッテリーマネジメントシステム171, 271からの情報(電圧、温度など)は、蓄電

50

装置 170, 270 の蓄電状態を示す第 1 及び第 2 SOC 推定部 151a, 151b に入力され、それぞれの SOC として SOC1, SOC2 を出力する。SOC1 と SOC2 は差分器 151c によって差分され  $SOC (= SOC1 - SOC2)$  となる。差分 SOC は第 1 及び第 2 テーブル 151d, 151e に入力され、目標電流 I1, I2 (馬力制御量) に変換し、比例電磁弁 20, 21 に出力される。

【0219】

図 16A 及び図 15B に第 1 及び第 2 テーブル 151d, 151e の特性を示す。

【0220】

図 16A に示すように、第 1 テーブル 151d の特性は、SOC が正の値にあるとき比例電磁弁 20 の目標電流 I1 として 0 を出力し、SOC が負の値にあるとき、SOC が不感帯 - SOC<sub>2</sub> より小さくなるにしたがって小さくなり、SOC が最小値 - SOC<sub>max</sub> 近傍の SOC<sub>0</sub> に達すると目標電流 I1 として 最大値 I<sub>max</sub> を出力するように設定されている。

10

【0221】

図 16B に示すように、第 2 テーブル 151e の特性は第 1 テーブル 151d の特性と逆に設定されている。すなわち、第 2 テーブル 151e の特性は、SOC が負の値にあるとき比例電磁弁 21 の目標電流 I2 として 0 を出力し、SOC が正の値にあるとき、SOC が不感帯 SOC<sub>2</sub> より大きくなるにしたがって大きくなり、SOC が最大値 SOC<sub>max</sub> 近傍の SOC<sub>0</sub> に達すると目標電流 I1 として 最大値 I<sub>max</sub> を出力するように設定されている。

【0222】

図 17 に、可変容量型のメインポンプ 122, 422 のレギュレータピストン 122a, 422a、レギュレータピストン 122b, 422b、レギュレータピストン 122c, 422c による馬力制御特性を示す。また、図 17 に、かっこ書きで、可変容量型のメインポンプ 222, 622 のレギュレータピストン 222a, 622a、レギュレータピストン 222b, 622b、レギュレータピストン 222c, 622c による馬力制御特性を示す。

20

【0223】

図 17 の横軸はメインポンプ 122, 422 の吐出圧 P1, P2 の平均値 Pa ( $= P1 + P2 / 2$ ) であり、実線 A2 で示す特性は比例電磁弁 20 の目標電流 I1 が 0 で比例電磁弁 20 の出力圧が 0 であるときの特性であり、レギュレータピストン 122a, 422a, 122b, 422b は、吐出圧 P1, P2 の平均値 Pa が Pa<sub>a</sub> を超え、それ以上に高くなるにしたがってメインポンプ 122, 422 の容量 qq1 が小さくなるような特性となっている。

30

【0224】

また、比例電磁弁 20 の目標電流 I1 が増大し、比例電磁弁 20 の出力圧が高くなるにしたがって、図 17 に矢印で示すように馬力制御特性は破線 B2, C2 のように変化することで、その制限の程度がより強くなり、メインポンプ 122, 422 の容量 qq1 が小さくなるような特性となっている。

【0225】

図 17 にかっこ書きで示す可変容量型のメインポンプ 222, 622 のレギュレータピストン 222a, 622a、レギュレータピストン 222b, 622b、レギュレータピストン 222c, 622c による馬力制御特性も同様である。

【0226】

～請求の範囲との対応～

以上において、可変容量型のメインポンプ 122, 222 (又は 422, 622) は第 1 及び第 2 油圧ポンプであり、第 1 及び第 2 油圧ポンプから吐出された圧油は共通の圧油供給路 307 (又は 308) で合流して複数の流量制御弁 16a, 16b, 16d, 16e, 16g (又は 16a, 16b, 16c, 16f, 16h) に供給され、更に複数のアクチュエータ 3a, 3b, 3d, 3e, 3g (又は 3a, 3b, 3d, 3e, 3g) へと供給される。

40

【0227】

電動機 101, 201 (又は 401, 601) は、メインポンプ 122, 222 (又は 422, 622) (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) をそれぞれ駆動する第 1 及び第 2 電動機であり、蓄電装置 170, 270 は、電動機 101, 201 (又は 401, 601) (第 1

50

及び第 2 電動機) にそれぞれ電力を供給する第 1 及び第 2 蓄電装置である。

【 0 2 2 8 】

レギュレータピストン 1 2 2 a (又は 4 2 2 a) は、メインポンプ 1 2 2 (又は 4 2 2) (第 1 油圧ポンプ) の吐出圧が上昇したときにメインポンプ 1 2 2 (又は 4 2 2) (第 1 油圧ポンプ) の吐出流量を減少させることでメインポンプ 1 2 2 (又は 4 2 2) (第 1 油圧ポンプ) の吸収馬力が制限値  $q1 \cdot limit$  (第 1 許容値) を超えないように制御する第 1 馬力制御装置を構成し、レギュレータピストン 2 2 2 a (又は 6 2 2 a) は、メインポンプ 2 2 2 (又は 6 2 2) (第 2 油圧ポンプ) の吐出圧が上昇したときにメインポンプ 2 2 2 (又は 6 2 2) (第 2 油圧ポンプ) の吐出流量を減少させることでメインポンプ 2 2 2 (又は 6 2 2) (第 2 油圧ポンプ) の吸収馬力が制限値  $q2 \cdot limit$  (第 2 許容値) を超えないよ

10

【 0 2 2 9 】

比例電磁弁目標電流演算部 1 5 1 は、バッテリーマネジメントシステム 1 7 1, 2 7 1 とともに、蓄電装置 1 7 0, 2 7 0 (第 1 及び第 2 蓄電装置) の蓄電状態がそれぞれ等しくなるように上記第 1 及び第 2 馬力制御装置の制限値  $q1 \cdot limit$  (第 1 許容値) 及び制限値  $q2 \cdot limit$  (第 2 許容値) を変更する馬力配分制御装置を構成する。

【 0 2 3 0 】

また、本実施の形態において、メインポンプ 1 2 2, 2 2 2 (又は 4 2 2, 6 2 2) は、それぞれ、可変容量型の油圧ポンプであり、上記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、メインポンプ 1 2 2, 2 2 2 (又は 4 2 2, 6 2 2) (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) の容量を制御することで、上記馬力配分制御装置によって変更された制限値  $q1 \cdot limit$  (第 1 許容値) 及び制限値  $q2 \cdot limit$  (第 2 許容値) を超えないようにメインポンプ 1 2 2, 2 2 2 (又は 4 2 2, 6 2 2) (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) の吸収馬力を制御する。

20

【 0 2 3 1 】

ゲインテーブル 1 5 2 a (1 5 2 b)、乗算器 1 5 3 a (1 5 3 b)、回転数指示値テーブル 1 5 4、指令値テーブル 1 5 5 a (1 5 5 b)、インバータ 1 6 0 (又は 4 6 0) は、複数の操作装置 5 2 2, 5 2 3, 5 2 4 a, 5 2 4 b... の少なくとも 1 つが操作されたとき、その操作装置による要求流量が増加するにしたがってメインポンプ 1 2 2 (又は 4 2 2) (第 1 油圧ポンプ) の吐出流量を制御するポジティブ流量制御を行う第 1 流量制御装置を構成し、ゲインテーブル 1 5 2 a (1 5 2 b)、乗算器 1 5 3 a (1 5 3 b)、回転数指示値

30

【 0 2 3 2 】

上記第 1 及び第 2 流量制御装置は、それぞれ、メインポンプ 1 2 2, 2 2 2 (又は 4 2 2, 6 2 2) (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) の回転数を制御することで、上記要求流量が増加するにしたがってメインポンプ 1 2 2, 2 2 2 (又は 4 2 2, 6 2 2) (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) の吐出流量を制御し、上記第 1 及び第 2 馬力制御装置は、それぞれ、メイン

40

【 0 2 3 3 】

バッテリーマネジメントシステム 1 7 1 とコントローラ 1 5 0 の比例電磁弁目標電流演算部 1 5 1 内の第 1 SOC 推定部 1 5 1 a は、蓄電装置 1 7 0 (第 1 蓄電装置) の蓄電状態を推定する第 1 蓄電状態推定部を構成し、バッテリーマネジメントシステム 2 7 1 とコントローラ 1 5 0 の比例電磁弁目標電流演算部 1 5 1 内の第 2 SOC 推定部 1 5 1 b は、蓄電装置 2 7

50

0 (第2蓄電装置)の蓄電状態を推定する第2蓄電状態推定部を構成する。

【0234】

コントローラ150の比例電磁弁目標電流演算部151内の差分器151cと第1及び第2テーブル151d, 151eは、上記第1蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置170(第1蓄電装置)の蓄電状態が上記第2蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置270(第2蓄電装置)の蓄電状態より少ないときは、メインポンプ122(又は422)(第1油圧ポンプ)の吸収馬力を減少させるための比例電磁弁20の目標電流I1(第1馬力制御量)を演算し、上記第2蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置270(第2蓄電装置)の蓄電状態が上記第1蓄電状態推定部によって推定された蓄電装置170(第1蓄電装置)の蓄電状態より少ないときは、メインポンプ222(又は622)(第2油圧ポンプ)の吸収馬力を減少させるための比例電磁弁21の目標電流I2(第2馬力制御量)を演算する馬力制御量演算部を構成する。

10

【0235】

比例電磁弁20及びメインポンプ122(又は422)のレギュレータピストン122c(又は422c)は、上記馬力制御量演算部によって演算された比例電磁弁20の目標電流I1(第1馬力制御量)に基づいて上記第1馬力制御装置の制限値 $q1 \cdot limit$ (又は $q3 \cdot limit$ )(第1許容値)を変更する第1許容値変更部を構成し、比例電磁弁21及びメインポンプ222(又は622)のレギュレータピストン222c(又は622c)は、上記馬力制御量演算部によって演算された比例電磁弁21の目標電流I2(第2馬力制御量)に基づいて上記第2馬力制御装置の制限値 $q2 \cdot limit$ (又は $q4 \cdot limit$ )(第2許容値)を変更する第2許容値変更部を構成する。

20

【0236】

～作動～

第4の実施の形態の作動を図12～17を用いて説明する。

【0237】

第3の実施の形態と同様、固定容量型のパイロットポンプ30を駆動する電動機301の回転数を制御することにより、圧油供給路31の圧力はパイロット1次圧 $P_{pi0}$ に保たれている。

【0238】

(a)蓄電装置170と蓄電装置270のSOCが等しい場合

30

図15に比例電磁弁目標電流演算部151の機能ブロック図を示す。

【0239】

まず、第1SOC推定部151aで推定される蓄電装置170の蓄電状態SOC1と、第2SOC推定部151bで推定される蓄電装置270の蓄電状態SOC2が等しい場合には、 $SOC1 = SOC2$ となっているので、差分器151cで計算される  $SOC = SOC1 - SOC2 = 0$ となり、図16に示すテーブル151d, 151eの特性から、比例電磁弁20, 21への電流指令は0となるので、図17に示すようにメインポンプ122, 422の容量は $qq_{max1}$ に、メインポンプ222, 622の容量は $qq_{max2}$ となる。

【0240】

<(a-1)全ての操作レバーが中立の場合>

40

前述のようにブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3d、スイングシリンダ3e、右走行モータ3gの最大操作パイロット圧が前記圧力検出器43を介してコントローラ150に入力され、ブームシリンダ3a(上げ方向のみ)、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、ブレードシリンダ3h、左走行モータ3fの最大操作パイロット圧が前記圧力検出器44を介してコントローラ150に入力されるので、全ての操作レバーが中立の場合は、コントローラ150内のゲインテーブル152a, 152bによって、それぞれのゲイン $N_{gain1}$ ,  $N_{gain2}$ は最小の値(例えば0%)に保たれる。

【0241】

更に、基準回転数指示ダイヤル56からの出力は、回転数指示値テーブル154にて基準回転数指示値 $N_0$ に変換され、乗算器153a, 153bによって前記 $N_{gain1}$ ,  $N_{gain2}$

50

と乗算され、目標回転数 $N_{1d}$ 、 $N_{2d}$ に変換され、更に指令値テーブル155a、155bによってインバータ160、260への出力 $V_{inv1}$ と、インバータ460、660への出力 $V_{inv2}$ にそれぞれ変換されるので、全ての操作レバーが中立の際には前述のように $N_{gain1}$ 、 $N_{gain2}$ は最小の値（例えば0%）に保たれているので、インバータ160、260への出力 $V_{inv1}$ と、インバータ460、660への出力 $V_{inv2}$ はともに最小の値に保たれる。

【0242】

$V_{inv1}$ 、 $V_{inv2}$ が最小の値に保たれるので、電動機101、201、401、601はともに最小回転数でメインポンプ122、222、422、622を駆動し、圧油を供給する。

【0243】

メインポンプ122、222、422、622が最小の回転数で駆動されるので、それらメインポンプから吐出される流量も最小となる。

【0244】

また、メインポンプ122、222から吐出された圧油はそれぞれ圧油供給路105a、105bを経由し圧油供給路307で合流し、制御弁ブロック104のP1ポートに供給される。

【0245】

全ての操作レバーが中立なので、P1ポートに供給された圧油は、方向切換弁16g、16d、16a、16j、16eの中立回路を経由し、タンクに排出される。

【0246】

一方、メインポンプ422、622から吐出された圧油は、それぞれ圧油供給路205a、205bを経由し圧油供給路308で合流し、制御弁ブロック104のP2ポートに供給される。

【0247】

全ての操作レバーが中立なので、P2ポートに供給された圧油は、方向切換弁16c、16b、16i、16h、16fの中立回路を経由してタンクに排出される。

【0248】

< (a-2) ブーム上げを操作した場合 >

ブーム用の操作レバーを上げ方向、すなわちブームシリンダ3aが伸長する方向に操作レバーを入力した場合を考える。

【0249】

ブーム操作用のパイロット弁60aが操作され、a1に操作パイロット圧が発生する。

【0250】

操作パイロット圧a1が加圧されるので、ブーム用の方向切換弁16a、16iがともに図中で右方向に切り替わり、可変容量型のメインポンプ122と222から圧油供給路307を介して供給される圧油と、可変容量型のメインポンプ422と622から圧油供給路308を介して供給される圧油は合流し、ブームシリンダ3aのボトム側に供給される。

【0251】

一方、ブーム操作用のパイロット弁60aの出力圧は、シャトル弁19a、19e、19f、19g、19hを介して圧力検出器43に導かれると同時に、シャトル弁19pを介して圧力検出器44に導かれる。

【0252】

圧力検出器43、44の出力 $V_{pc1}$ 、 $V_{pc2}$ は、それぞれゲインテーブル152a、152bに導かれ、ブーム操作用パイロット弁60aの出力に応じて $N_{gain1}$ 、 $N_{gain2}$ を出力する。

【0253】

例えばブーム上げ操作がフル操作の場合には、 $N_{gain1}$ 、 $N_{gain2}$ は共に最大値100%となる。

【0254】

10

20

30

40

50

一方、回転数指示値テーブル154にて基準回転数指示値 $N_0$ に変換される基準回転数指示ダイヤル56からの出力は、更に乗算器153a, 153bにより前記 $N_{gain1}$ ,  $N_{gain2}$ と乗算され、目標回転数 $N1d$ ,  $N2d$ に変換され、更に指令値テーブル155a, 155bによってインバータ160, 260への出力 $V_{inv1}$ と、インバータ460, 660への出力 $V_{inv2}$ にそれぞれ変換されるので、ブーム上げ操作がフル操作の場合には、 $N_{gain1}$ ,  $N_{gain2}$ は最大の値(例えば100%)に保たれているので、インバータ160, 260への出力 $V_{inv1}$ と、インバータ460, 660への出力 $V_{inv2}$ はともに基準回転数指示ダイヤル56からの入力通りの値となる。

【0255】

また、ブーム上げ操作がハーフ操作でゲインテーブル152a, 152bで出力される $N_{gain1}$ ,  $N_{gain2}$ が50%だった場合には、目標回転数 $N1d$ ,  $N2d$ は、基準回転数指示ダイヤル56からの基準回転数指示値 $N_0$ に50%を掛けた数字となるので、 $N1d = N2d = N_0 / 2$ となり、電動機101, 201, 401, 601は、それぞれ基準回転数 $N_0$ の半分の回転数で回転する。

【0256】

このように、ブーム上げ操作をした場合には、ブーム操作用パイロット弁60aの出力が大きくなるにつれ、電動機101, 201, 401, 601の回転数が大きくなり、操作レバー入力の大きさをブームシリンダ3aの伸長スピードを調整することができる。

【0257】

また、ブーム上げ時のブームシリンダ3aの負荷圧が $P_{a\_bmr}$ だったとすると、ブーム上げ操作時には前述のようにメインポンプ122と222, 422と622の吐出圧は共にブームシリンダ3aの負荷圧 $P_{a\_bmr}$ と等しくなる。

【0258】

ここで、比例電磁弁20, 21の電流指令値 $I1$ ,  $I2$ が最小、例えば0だった場合には、可変容量型のメインポンプ122, 222, 422, 622の馬力制御特性は図17の実線A2に示すようになり、ポンプ吐出圧が $P_{a\_bmr}$ で可変容量型のメインポンプ122, 222の容量は $q_{qbmr1}$ に、可変容量型のメインポンプ422, 622の容量が $q_{qbmr2}$ にそれぞれ制限される。

【0259】

このように、ブーム上げ操作を行った際には、メインポンプ122, 222, 422, 622はブーム上げ操作入力に応じた回転数で、それぞれの馬力制御特性によって決まる容量で圧油を供給する。

【0260】

(b) 蓄電装置270より蓄電装置170のSOCが大きい場合

図15に示す比例電磁弁目標電流演算部151の機能ブロック図において、第1SOC推定部151aで推定される蓄電装置170の蓄電状態SOC1と、第2SOC推定部151bで推定される蓄電装置270の蓄電状態SOC2の関係が、 $SOC1 > SOC2$ の場合を考える。

【0261】

$SOC1 > SOC2$ なので、差分器151cで計算される  $SOC = SOC1 - SOC2 > 0$ 、すなわち正の値となるので、比例電磁弁20に対する電流指令値 $I1$ は最小 $I1 = 0$ となり、比例電磁弁21に対する電流指令値 $I2$ は、図16に示すテーブル151eの特性に従った値となる。仮に、 $SOC > SOC_0$ の場合には、比例電磁弁21に対する電流指令値 $I2$ は、 $I2 = I_{max}$ となる。

【0262】

比例電磁弁20の電流指令値 $I1$ は0なので、可変容量型のメインポンプ122, 422は図17でa)  $I1 = 0$ の実線A2で示す特性となる。

【0263】

一方、比例電磁弁21の電流指令値 $I2$ が $I_{max}$ なので、可変容量型のメインポンプ222, 622は図17でc)  $I2 = I_{max}$ の破線C2で示す特性となる。

10

20

30

40

50

## 【 0 2 6 4 】

< (b-1) 全ての操作レバーが中立の場合 >

全ての操作レバーが中立の場合、前述の (a) SOC1 = SOC2と同様に、可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 2 2 2 , 4 2 2 , 6 2 2 はともに最小の回転数にて最小の流量を吐出する。

## 【 0 2 6 5 】

< (b-2) ブーム上げを操作した場合 >

可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 2 2 2 , 4 2 2 , 6 2 2 を駆動する電動機 1 0 1 , 2 0 1 , 4 0 1 , 6 0 1 の回転数がブーム上げの操作レバー入力量に応じて増加する基本的な作動については、前述の (a) SOC1 = SOC2の場合と同様である。

10

## 【 0 2 6 6 】

前述のようにSOC1 > SOC2で、SOC (= SOC1 - SOC2) が SOC\_0の場合は、比例電磁弁 2 0 の電流指令値I1が最小値0となり、メインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 は図 1 7 でa) I1 = 0の特性に従い、一方、比例電磁弁 2 1 の電流指令値I2がI2 = I\_maxとなるので、メインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 は図 1 7 でc) I2 = I\_maxの破線C 2 で示す特性に従う。

## 【 0 2 6 7 】

ブーム上げ操作時のポンプ負荷圧をPa\_bmrとすると、可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 の容量は図 1 7 でqqbmr1となる。

## 【 0 2 6 8 】

一方、可変容量型のメインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 の容量はqqbmr2\_minとなり、qqbmr2\_min < qqbmr1となる。

20

## 【 0 2 6 9 】

可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 を駆動する電動機 1 0 1 , 4 0 1 と、可変容量型のメインポンプ 4 2 2 , 6 2 2 を駆動する電動機 2 0 1 , 6 0 1 の回転数はブーム上げ操作量でのみ決まるが、可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 の容量qq1と、可変容量型のメインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 の容量qq2は前述のように差があるため、可変容量型のメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 によって吐出される流量よりも、可変容量型のメインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 によって吐出される流量が小さくなる。

## 【 0 2 7 0 】

ポンプの消費動力は、圧力 × 流量に比例し、ブーム上げ操作時には圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧力は等しいが、前述のようにメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 の吐出流量よりも、メインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 の吐出流量が小さいので、メインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 の消費動力がメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 の消費動力よりも小さくなる。

30

## 【 0 2 7 1 】

このため、メインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力が、メインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力よりも小さくなる。

## 【 0 2 7 2 】

メインポンプ 2 0 2 に電力を供給している蓄電装置 2 7 0 の消費電力が、メインポンプ 1 0 2 に電力を供給している蓄電装置 1 7 0 の消費電力よりも小さいので、蓄電装置 2 7 0 のSOC2が減少する速度が、蓄電装置 1 7 0 のSOC1が減少する速度よりも小さくなり、それはSOC1とSOC2が等しくなるまで続く。

40

## 【 0 2 7 3 】

SOC1 = SOC2となれば、(a)の場合と同じ作動をする。

## 【 0 2 7 4 】

(c) 蓄電装置 1 7 0 より蓄電装置 2 7 0 のSOCが大きい場合

SOC1 > SOC2がSOC1 < SOC2に換わることによりメインポンプ 1 2 2 , 4 2 2 とメインポンプ 2 2 2 , 6 2 2 との関係が逆になることを除いて、作動は実質的に(b)と同じである。

## 【 0 2 7 5 】

50

～効果～

本実施の形態によっても、従来の2ポンプを備えた開回路の油圧駆動装置に対して第1の実施の形態と同様の効果が得られる。

【0276】

すなわち、メインポンプ122, 422、電動機101, 401、蓄電装置170に加え、メインポンプ222, 622、電動機401, 601、蓄電装置270と、メインポンプ122, 222から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路307とメインポンプ422, 622から吐出された圧油が合流する共通の圧油供給路308を設け、この合流した圧油を複数の方向切換弁（流量制御弁）16a, 16d, 16e, 16g, 16j或いは複数の方向切換弁（流量制御弁）16b, 16c, 16f, 16h, 16iに供給し、更に複数のアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3e, 3g或いは複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3f, 3hへと供給する構成としたため、蓄電装置などの種々の電気機器の定格電圧をより小さな馬力で済む電動式油圧作業機械のものと同通化することができる。

10

【0277】

また、比例電磁弁目標電流演算部151と比例電磁弁20, 21を設け、蓄電装置170, 270の一方の蓄電状態が他方の蓄電状態よりも低下した場合に、蓄電装置170, 270の蓄電状態がそれぞれ等しくなるようにメインポンプ122, 222（又は422, 622）の馬力制御の制限値 $q1 \cdot limit$  ( $q2 \cdot limit$ )を変更し、蓄電状態が低い方の油圧ポンプの消費動力を抑えるようにしたため、メインポンプ122, 222或いは422, 622の機械効率、インバータ160, 260或いは460, 660や昇降圧チョッパ161, 261などの電気機器の効率に差がある場合でも、或いは蓄電装置170, 270の消費電力量或いは蓄電状態特性に差がある場合でも、蓄電装置170, 270の蓄電状態は等しくなるように制御されながら減少していく。このため蓄電装置170, 270の内、いずれか一方の蓄電状況だけが著しく低下することが防止され、電動式油圧作業機械の各アクチュエータが所定のスピードを得られる時間を延長することができる。

20

【符号の説明】

【0278】

3a～3h アクチュエータ  
 4 制御弁ブロック  
 6a～6h 流量制御弁  
 7a～7h 圧力補償弁  
 9a～9g シャトル弁  
 14, 32 リリーフ弁  
 16a～16j 方向切換弁（流量制御弁）  
 19a～19p シャトル弁  
 20, 21 比例電磁弁（馬力配分制御装置）  
 24 ゲートロックレバー  
 31 圧油供給路（パイロット）  
 40, 41, 42 圧力検出器  
 43, 44 圧力検出器  
 50, 55 コントローラ  
 51 仮想制限トルク演算部（馬力配分制御装置）  
 51a 第1SOC推定部（第1蓄電状態推定部）  
 51b 第2SOC推定部（第2蓄電状態推定部）  
 51c 差分器（馬力制御量演算部）  
 51d 第1テーブル（馬力制御量演算部）  
 51e 第2テーブル（馬力制御量演算部）  
 52, 53 電動機回転数制御部  
 52r, 53r 可変馬力制御テーブル（第1及び第2馬力制御装置；馬力配分制御装置；第1及び第2許容値変更部）

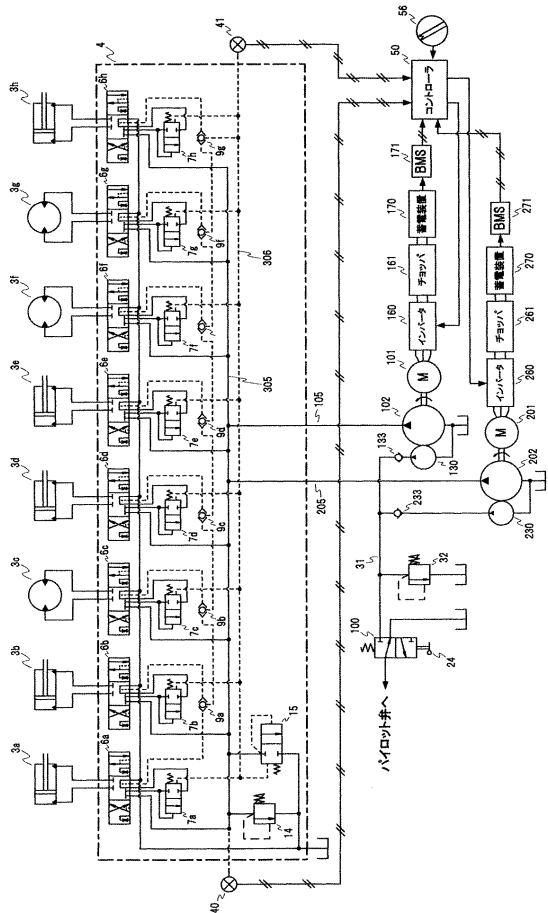
30

40

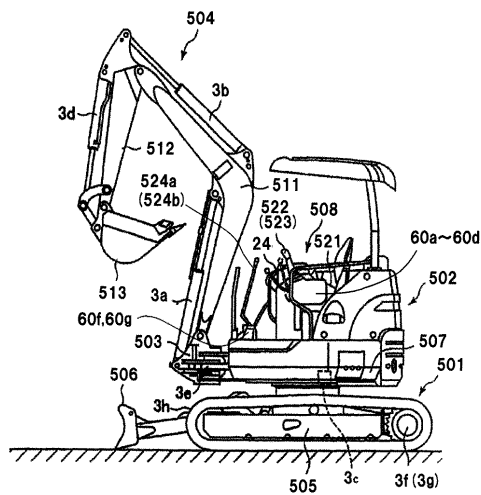
50

5 2 s , 5 3 s	最小値選択器 (第 1 及び第 2 馬力制御装置)	
5 2 a ~ 5 2 m	テーブルその他の演算要素 (第 1 流量制御装置)	
5 3 a ~ 5 3 m	テーブルその他の演算要素 (第 2 流量制御装置)	
5 6	基準回転数指示ダイヤル	
8 0 a ~ 8 0 j	チェック弁	
1 0 0	切換弁	
1 0 1 , 2 0 1	電動機 (第 1 及び第 2 電動機)	
1 0 2 , 2 0 2	固定容量型のメインポンプ (第 1 及び第 2 油圧ポンプ)	
1 0 4	制御弁ブロック	
1 0 5 , 2 0 5	圧油供給路 (メイン)	10
1 2 2 , 4 2 2	可変容量型のメインポンプ (第 1 油圧ポンプ)	
1 2 2 a , 2 2 2 a , 4 2 2 a , 6 2 2 a	レギュレータピストン (第 1 及び第 2 馬力制御装置)	
1 3 0 , 2 3 0 , 3 0	固定容量型のパイロットポンプ	
1 3 3 , 2 3 3 , 1 8 0 , 2 8 0	チェック弁	
1 5 0	コントローラ	
1 5 1	比例電磁弁出力電流演算部 (馬力配分制御装置)	
1 5 2 a , 1 5 2 b ~ 1 5 5 a , 1 5 5 b	テーブル及び乗算器 (第 1 及び第 2 流量制御装置)	
1 6 0 , 2 6 0 , 3 6 0	インバータ	
1 6 1 , 2 6 1 , 3 6 1	昇降圧チョッパ	20
1 7 0 , 2 7 0	蓄電装置 (第 1 及び第 2 蓄電装置)	
1 7 1 , 2 7 1	バッテリーマネジメントシステム (BMS)	
1 8 0 , 2 8 0	チェック弁 (第 1 及び第 2 チェック弁)	
2 2 2 , 6 2 2	可変容量型のメインポンプ (第 2 油圧ポンプ)	
3 0 1	電動機 (第 3 電動機)	
3 0 5 , 3 0 7 , 3 0 8	共通の圧油供給路	
4 0 1 , 6 0 1	電動機 (第 1 及び第 2 電動機)	
4 6 0 , 6 6 0	インバータ	

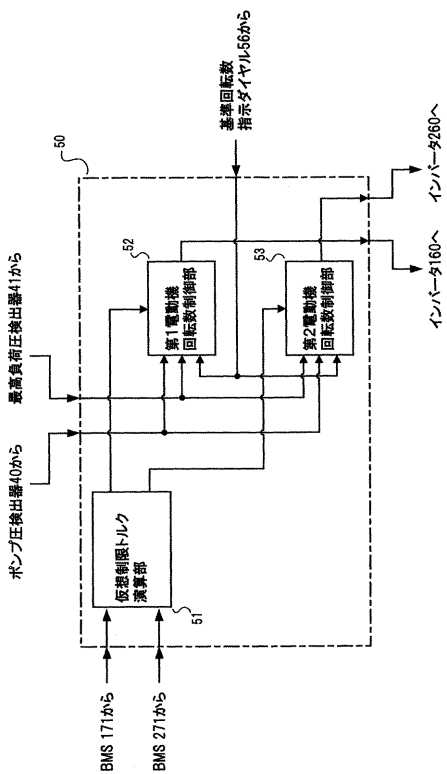
【図1】



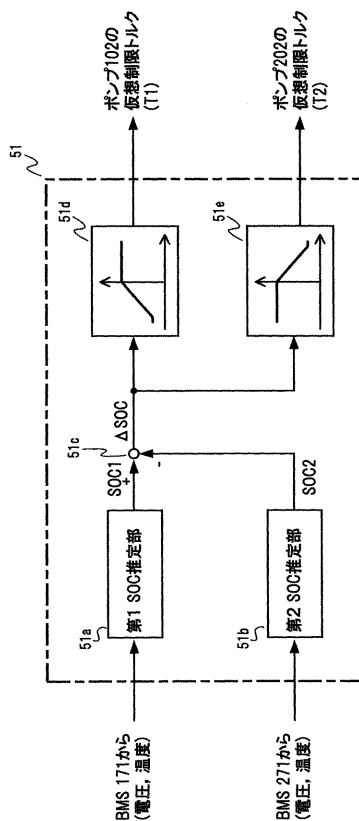
【図2】



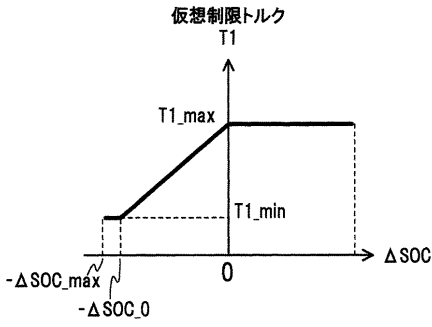
【図3】



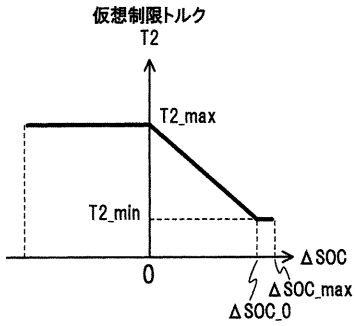
【図4】



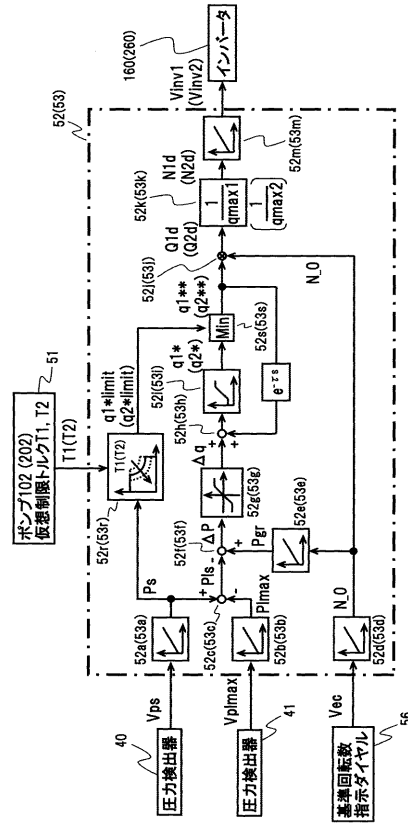
【図5A】



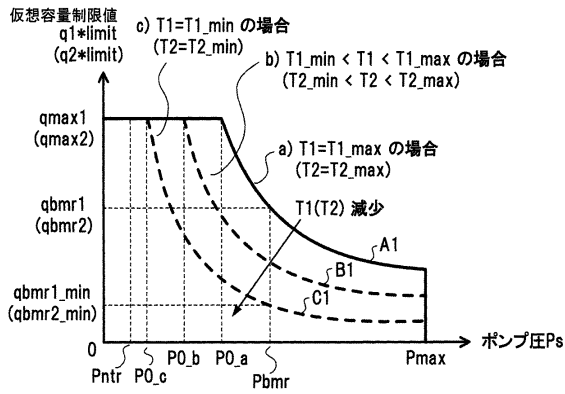
【図5B】



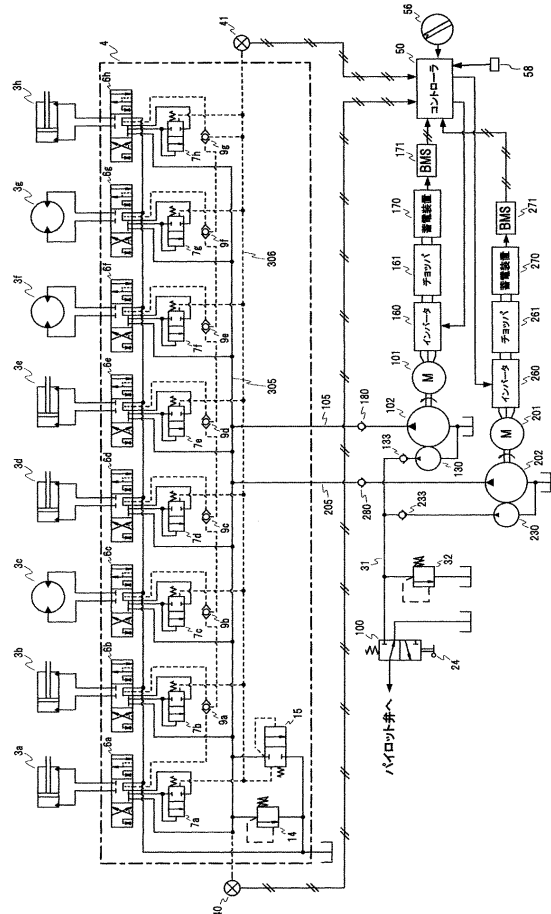
【図6】



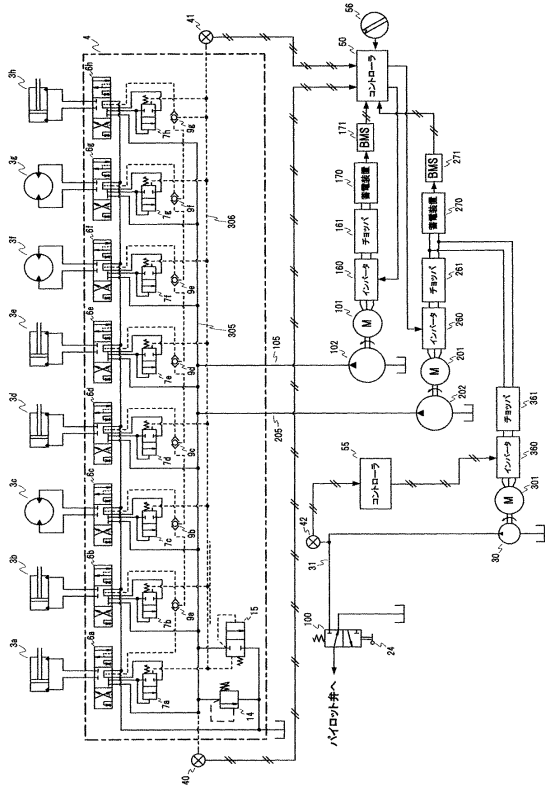
【図7】



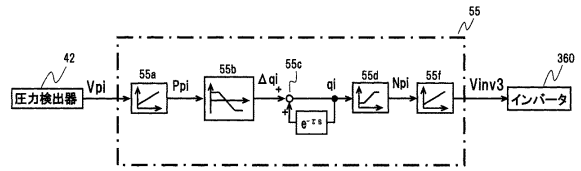
【図8】



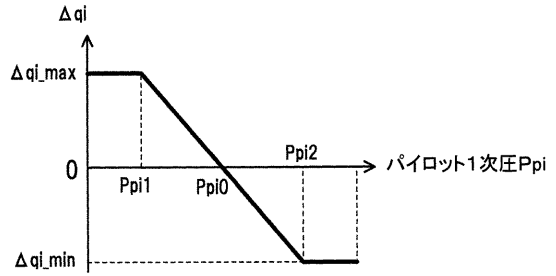
【図9】



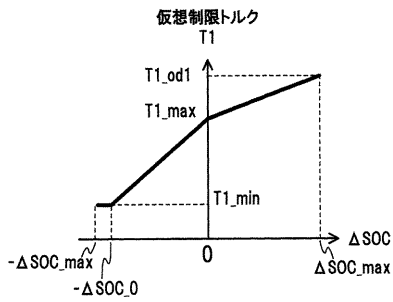
【図10】



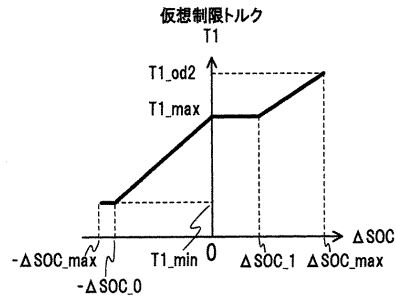
【図11】



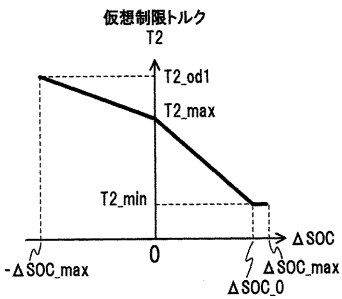
【図12A】



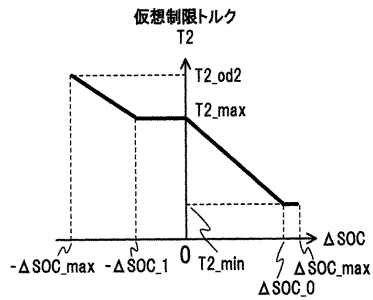
【図12C】



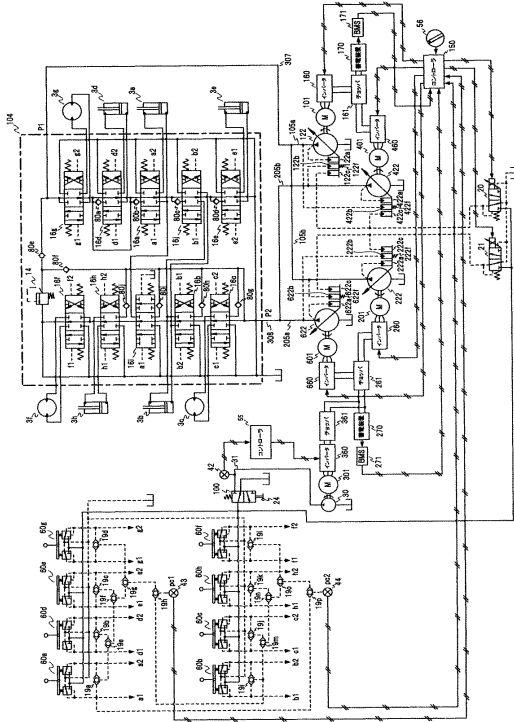
【図12B】



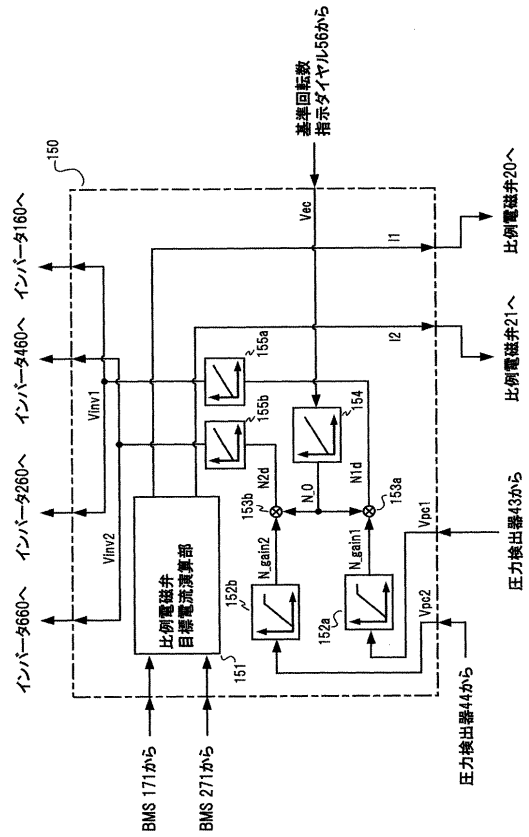
【図12D】



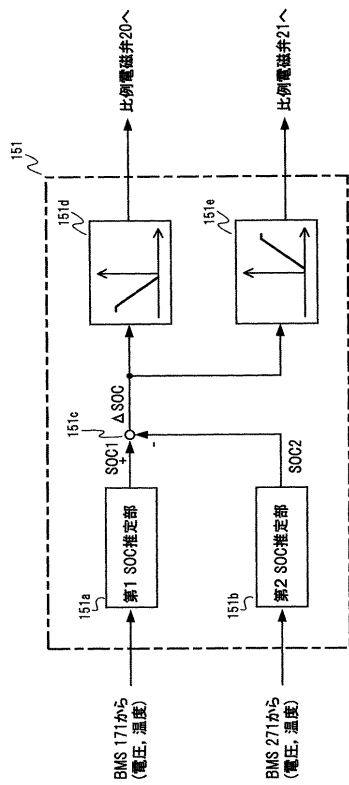
【図13】



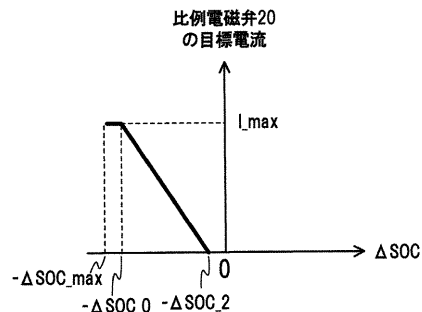
【図14】



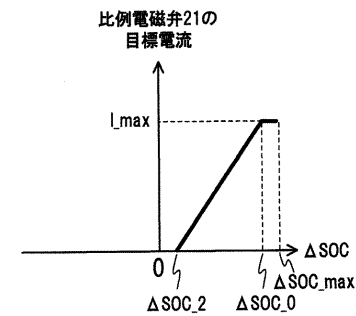
【図15】



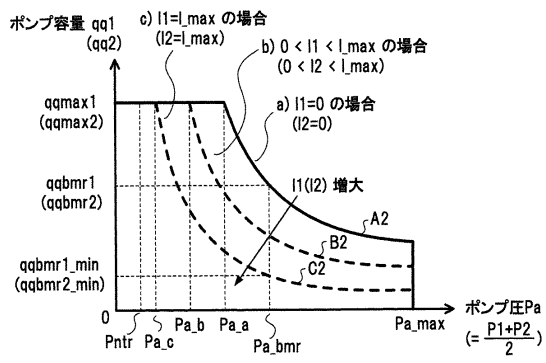
【図16A】



【図16B】



【 図 17 】



## フロントページの続き

- (72)発明者 湯上 誠之  
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1 - 2  
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 中谷 賢一郎  
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1 - 2  
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 前原 太平  
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1 - 2  
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

審査官 石川 信也

- (56)参考文献 特開2003 - 155760 (JP, A)  
特開2015 - 198495 (JP, A)  
特開2005 - 083427 (JP, A)

## (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

E 0 2 F      9 / 2 0  
F 1 5 B      1 1 / 0 0