

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5562870号
(P5562870)

(45) 発行日 平成26年7月30日(2014.7.30)

(24) 登録日 平成26年6月20日(2014.6.20)

(51) Int.Cl.	F 1
FO4B 49/00 (2006.01)	FO4B 49/00 A
FO4B 49/08 (2006.01)	FO4B 49/08 311
FO4B 49/06 (2006.01)	FO4B 49/06 311
EO2F 9/20 (2006.01)	EO2F 9/20 Z

請求項の数 12 (全 32 頁)

(21) 出願番号	特願2010-546661 (P2010-546661)
(86) (22) 出願日	平成22年1月15日 (2010.1.15)
(86) 国際出願番号	PCT/JP2010/050434
(87) 国際公開番号	W02010/082636
(87) 国際公開日	平成22年7月22日 (2010.7.22)
審査請求日	平成23年7月11日 (2011.7.11)
(31) 優先権主張番号	特願2009-7949 (P2009-7949)
(32) 優先日	平成21年1月16日 (2009.1.16)
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)
(31) 優先権主張番号	特願2009-142638 (P2009-142638)
(32) 優先日	平成21年6月15日 (2009.6.15)
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)

(73) 特許権者	000002107 住友重機械工業株式会社 東京都品川区大崎二丁目1番1号
(74) 代理人	100070150 弁理士 伊東 忠彦
(72) 発明者	吳 春男 神奈川県横須賀市夏島町19番地 住友重 機械工業株式会社 横須賀製造所内

審査官 尾崎 和寛

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ハイブリッド式作業機械及びその制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンと、
該エンジンに連結された可変容量式油圧ポンプと、
前記エンジンに連結され、該エンジンをアシストする電動発電機と、
該電動発電機を制御する制御部と
を有するハイブリッド式作業機械であって、
前記制御部は、
所定のアルゴリズムを用いて、前記油圧ポンプに供給されるポンプ電流及び前記油圧ポンプからの吐出圧力から前記油圧ポンプの油圧ポンプ算出値を求め、
該油圧ポンプ算出値と油圧ポンプ実際値との油圧想定誤差に基づいて前記所定のアルゴリズムで用いられる油圧ポンプ特性パラメータを補正し、
補正した油圧ポンプ特性パラメータを用いて補正後油圧想定出力を算出し、
該補正後油圧想定出力に基づいて前記電動発電機を制御する
ことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 2】

請求項1記載のハイブリッド式作業機械であって、
前記油圧ポンプ算出値は前記油圧ポンプの出力としての油圧想定出力、前記油圧ポンプ実際値は前記油圧ポンプの実際の出力としての油圧実際出力であり、
前記制御部は、前記エンジンの出力及び前記電動発電機の出力から前記油圧実際出力を

10

20

算出し、

前記所定のアルゴリズムを用いて、前記油圧ポンプに供給されるポンプ電流及び前記油圧ポンプからの吐出圧力から前記油圧想定出力を算出し、

前記油圧想定出力と前記油圧実際出力との差として前記油圧想定誤差を算出することを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 3】

請求項 1 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記油圧ポンプ特性パラメータは、油圧ポンプ効率マップであることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 4】

請求項 1 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記油圧ポンプ特性パラメータは、前記油圧ポンプの圧力流量特性線図であることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 5】

請求項 2 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記制御部は、前記油圧ポンプでの動力損失と前記電動発電機での動力損失とを考慮して前記油圧実際出力を算出することを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 6】

請求項 1 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記油圧ポンプ特性パラメータは油圧ポンプの制御信号であり、

該制御信号に対して油圧ポンプが有する前記固有の流量変化特性に近づくように補正を行ない、

該補正された制御信号に基づいて前記油圧ポンプの出力を算出し、

該算出された前記油圧ポンプの出力に基づいて、前記エンジンをアシストする電動発電機の出力を制御する

ことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 7】

請求項 6 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記制御信号は時間遅れを有するように補正されることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 8】

請求項 6 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記制御信号は、前記油圧ポンプの吐出圧力若しくは制御電流を表す信号であることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 9】

請求項 8 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記油圧ポンプの出力を算出する際に、前記制御信号としてネガティブコントロール圧を表す信号の変化に伴う前記油圧ポンプの固有の流量変化特性を求め、求められた流量変化特性に基づいて前記油圧ポンプの吐出量を算出し、

前記制御信号に基づいて算出した吐出量と前記ネガティブコントロール圧から算出した吐出量のいずれか小さいほうを前記油圧ポンプの吐出量として用いて前記油圧ポンプの出力を算出する

ことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 10】

請求項 6 記載のハイブリッド式作業機械であって、

前記ハイブリッド式作業機械の作業モード別に、前記油圧ポンプの制御信号の変化による前記油圧ポンプの固有の流量変化特性を求めるることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 11】

請求項 6 記載のハイブリッド式作業機械であって、

10

20

30

40

50

前記固有の流量変化特性を、前記制御信号の増大及び減少のそれぞれに対して求めるこ
とを特徴とするハイブリッド式作業機械。

【請求項 1 2】

固有の流量変化特性を有する油圧ポンプをエンジンの出力で駆動するハイブリッド式作
業機械の制御方法であって、

制御信号に対して、油圧ポンプが有する前記固有の流量変化特性に近づくように油圧ボ
ンプ特性パラメータの補正を行ない、

該補正された油圧ポンプ特性パラメータに基づいて前記油圧ポンプの出力を算出し、

該算出された前記油圧ポンプの出力に基づいて、前記エンジンをアシストする電動発電
機の出力を制御する

10

ことを特徴とするハイブリッド式作業機械の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明はハイブリッド式作業機械に係り、特に内燃機関を電動モータによりアシストし
てポンプを駆動して油圧を発生させるハイブリッド式作業機械及びその制御方法に関する
。

【背景技術】

【0 0 0 2】

ハイブリッド式作業機械は、一般的にエンジン（内燃機関）の出力で油圧ポンプを駆動
し、発生した油圧により作業を行なう。そして、電動モータでエンジンをアシストするこ
とでエンジンを効率的に運転する。電動モータは主にバッテリからの電力により駆動され
る。バッテリは充放電式であり、エンジンをアシストするときは放電して電動モータに電
力を供給する。一方、エンジンをアシストしないときには、エンジンで駆動される発電機
からの電力や油圧負荷からの回生電力により充電される。これにより、バッテリが常にあ
る程度充電された状態に維持して電動モータをアシストできるようとする。

20

【0 0 0 3】

このようにハイブリッド式作業機械では、エンジンを電動モータでアシストするこ
ができるため、エンジンの最大出力を小さくして小型のエンジンとすることができる。エン
ジンの最大出力より大きな出力が油圧ポンプに要求された場合には、電動モータでアシス
トしてその要求に応えることができる。

30

【0 0 0 4】

電動モータを電動発電機とすることで、電動モータと発電機の機能を一つにまとめるこ
とができる。この場合、電動モータとしてアシスト機能を実行するか、あるいは発電機と
して発電機能を実行するかを制御する必要がある。

【0 0 0 5】

そこで、油圧ポンプの出力を演算により求め、求めた油圧ポンプ出力と閾値とを比較し
て電動発電機を電動モータとして機能させるか発電機として機能させるかを切替え制御す
ることが提案されている（例えば、特許文献 1 参照。）。

40

【0 0 0 6】

また、ハイブリッド式作業機械では、油圧負荷の要求に応じて発生する油圧を変化させ
ることができるよう、可変容量式油圧ポンプが用いられることが多い（例えば、特許文
献 2 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0 0 0 7】

【特許文献 1】特開 2004 - 11256 号公報

【特許文献 2】特開平 10 - 103112 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

【0008】

油圧ポンプの出力Wは、油圧ポンプの圧力と流量から演算により求めることができる。すなわち、油圧ポンプの出力Wは、油圧ポンプの吐出圧力Pと吐出流量Qを掛け合わせたものをポンプ効率で割ることにより求められる ($W = P Q / \eta$)。このように演算により求められるポンプ出力Wを油圧想定出力Wと称する。

【0009】

ポンプ効率は油圧ポンプの設計値から設定されているだけである。したがって、ポンプ効率には個々の油圧ポンプの出力特性は反映されていない。このため、個々の油圧ポンプの出力特性のばらつきに起因して、ポンプ効率に基づいて算出した油圧想定出力Wと、実際のポンプ出力との間に誤差が生じるおそれがある。また、油圧ポンプを使用している間に油圧ポンプが劣化して出力特性が変化してポンプ効率も変化してしまう。この場合にも、ポンプ効率マップから求めたポンプ効率は、実際のポンプ効率とは異なる値となってしまい、油圧想定出力Wと実際のポンプ出力との間に誤差が生じるおそれがある。

10

【0010】

油圧想定出力Wと実際のポンプ出力との間に誤差が生じると、油圧想定出力Wに基づいて決定するアシストモータとエンジンへのエネルギー配分を適切に行なうことができなくなる。したがって、アシストモータの運転制御を適切に行なうことができなくなり、例えば、アシストモータによる急負荷補償を適切に行なうことができずにエンジンがストールするおそれがある。また、アシストモータが無駄に運転される結果、エンジンの燃費が悪化したり、エンジン回転数が不要に変動して操作性が悪化するといった問題が発生するおそれがある。

20

【0011】

また、上述のようなハイブリッド式作業機械において、エンジンをアシストする電動モータの出力は、油圧負荷及び電気負荷の要求する出力に基づき、エンジンとバッテリの状態に応じて制御される。そこで、電動モータの出力を精確に制御するためには、油圧負荷を精確に算出する必要がある。

【0012】

油圧負荷の算出に誤差が含まれている場合、電動モータのアシスト量を適切に決定できない。すなわち、算出した油圧負荷に含まれる誤差は、エンジンと電動モータとの出力配分(エネルギー配分)に影響を及ぼす。エンジンへの負荷が過大になった場合には、例えばエンジンの燃費が悪化したり、最悪の場合にはエンジンが停止してしまい(エンストを起し)、システムが破綻するおそれもある。また、システムが不安になって作業機械の操作性が悪化することもある。

30

【0013】

本発明は上述の問題に鑑みなされたものであり、油圧ポンプの特性のばらつきや劣化を考慮して算出した油圧想定出力に基づいてアシストモータの運転を適切に制御することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0014】

上述の目的を達成するために、本発明の一実施態様によれば、エンジンと、該エンジンに連結された可変容量式油圧ポンプと、前記エンジンに連結され、該エンジンをアシストする電動発電機と、該電動発電機を制御する制御部とを有するハイブリッド式作業機械であって、該制御部は、所定のアルゴリズムを用いて、該油圧ポンプに供給されるポンプ電流及び該油圧ポンプからの吐出圧力から該油圧ポンプの油圧ポンプ算出値を求め、該油圧ポンプ算出値と油圧ポンプ実際値との油圧想定誤差に基づいて該所定のアルゴリズムで用いられる油圧ポンプ特性パラメータを補正し、補正した油圧ポンプ特性パラメータを用いて補正後油圧想定出力を算出し、該補正後油圧想定出力に基づいて該電動発電機を制御することを特徴とするハイブリッド式作業機械が提供される。

40

【0015】

また、本発明の他の実施態様によれば、固有の流量変化特性を有する油圧ポンプをエン

50

ジンの出力で駆動するハイブリッド式作業機械の制御方法であって、制御信号に対して、油圧ポンプが有する前記固有の流量変化特性に近づくように油圧ポンプ特性パラメータの補正を行ない、該補正された油圧ポンプ特性パラメータに基づいて前記油圧ポンプの出力を算出し、該算出された前記油圧ポンプの出力に基づいて、前記エンジンをアシストする電動発電機の出力を制御することを特徴とするハイブリッド式作業機械の制御方法が提供される。

【発明の効果】

【0016】

本発明の一実施態様によれば、油圧ポンプの油圧想定出力を実際の油圧出力に近い値として精度よく算出することができる。このため、算出した油圧想定出力に基づいてアシストモータの運転を適切に制御することができ、エンジンを運転効率の良い状態に維持することができる。10

【0017】

また、本発明の他の実施態様によれば、油圧ポンプの吐出圧、制御電流、ネガコン圧などの過渡特性におけるポンプ吐出流量特性を考慮したうえで、油圧ポンプの吐出流量を算出する。したがって、精確に算出された油圧負荷に基づいて電動モータによるアシストを適切に制御することができるので、エンジンの負荷を適切に制御することができる。

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明に適用される油圧ショベルの制御回路である。

【図2】図1の制御回路によって実現させる油圧ポンプの吐出圧力と吐出流量の関係を示す特性図である。

【図3】図1に示す制御装置が設けられた油圧ショベルの駆動系のブロック図である。

【図4】油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図5】油圧ポンプ効率マップを示す図である。

【図6】ネガコン圧力を考慮したときの油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図7】本発明の第1実施形態による油圧想定出力算出アルゴリズムを示す機能ブロック図である。

【図8】効率マップ自動調整処理のフローチャートである。

【図9】効率マップのデータ更新を示す図である。

【図10】ポジコン制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、軸入力側の出力（動力）を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図11】ポジコン制御を行なう場合において、油圧想定出力を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図12】ロードセンシング制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、軸入力側の出力（動力）を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図13】ロードセンシング制御を行なう場合において、油圧想定出力を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。40

【図14】本発明の第2実施形態による油圧想定出力算出アルゴリズムを示す機能ブロック図である。

【図15】P Q マップ自動調整処理のフローチャートである。

【図16】P Q マップにおけるポンプ吐出流量のデータを書き換える処理を示す図である。

【図17】ポジコン制御を行なう場合において、油圧想定出力を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図18】ロードセンシング制御を行なう場合において、油圧想定出力を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図19】コントローラにより実行される動力分配処理の一例を示す制御ブロック図であ50

る。

【図20】本発明の第3実施形態による油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。

【図21】油圧ポンプの吐出圧力・吐出量特性を示すPQ線図である。

【図22】ネガティブコントロール圧・吐出量特性線図を示すグラフである。

【図23】ポンプ吐出圧を上昇させる際の変化特性を示すグラフである。

【図24】図23に示す圧力変化に対応したポンプ吐出流量の変化を示すグラフである。

【図25】ポンプ制限電流を上昇させる際の変化特性を示すグラフである。

【図26】図25に示す電流変化に対応したポンプ吐出流量の変化を示すグラフである。

【図27】ネガコン圧力を上昇させる際の変化特性を示すグラフである。

【図28】図27に示す圧力変化に対応したポンプ吐出流量の変化を示すグラフである。 10

【図29】ポンプ吐出圧力の変化特性を示すグラフである。

【図30】ポンプ制御電流の変化特性を示すグラフである。

【図31】ネガティブコントロール圧の変化特性を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0019】

本発明の実施形態について図面を参照しながら説明する。

【0020】

まず、本発明による出力制限方法が適用されるハイブリッド式作業機械の一例としての油圧ショベルの制御装置について説明する。図1は本発明による制御方法が適用される油圧ショベルの制御回路を示すブロック図である。なお、本発明が適用されるハイブリッド式作業機械は、油圧ショベルに限定されるものではない。 20

【0021】

まず、図1に示す油圧ショベルの制御回路の構成について説明する。エンジンモータ1によって駆動される可変容量式油圧ポンプ（以下、単に油圧ポンプと称する）21の油路には、それぞれ、切換弁22a, 22b, 22cが接続されている。そして、切換弁22aの上流側の油路には、ポンプ吐出圧センサ23が接続されている。ポンプ吐出圧センサ23は、油圧ポンプ21の吐出圧を検出する。さらに、切換弁22cの下流側の油路は、ネガティブコントロール絞り弁（以下、ネガコン絞り弁と称する）24を介してタンク25に接続されている。

【0022】

可変容量式油圧ポンプ21は、例えば可変斜板式油圧ポンプであり、斜板の角度を変更することでポンプ出力を変更することができる。すなわち、油圧ポンプ21への制御電流を変更することにより斜板の角度を調整し、これにより油圧ポンプ21の出力を変更することができる。 30

【0023】

ネガコン絞り弁24の上流側には、ネガティブコントロールセンサ（以下、ネガコンセンサ）26が接続されている。ネガコンセンサ26はコントローラ2に結線され、それらのタンク25への油圧流路の油圧を検出し、検出圧力の信号をコントローラ2へ入力する。

【0024】

ネガコン絞り弁24、ネガコンセンサ26及びコントローラ2からなるネガティブコントローラ（以下、ネガコンと称する）は、タンク25に戻る油圧ポンプ21の吐出流量の損失を低減するための制御システムである。 40

【0025】

コントローラ2には、重掘削モード（Hモード）、標準掘削モード（Sモード）、仕上げ掘削モード（Lモード）などの各作業モードに切り換えるためのモード切換器3、及びエンジン回転数を設定するためのスロットルボリューム4が接続されている。さらに、コントローラ2には、電磁比例弁5と吐出圧センサ23が結線されている。また、電磁比例弁5はレギュレータ27に接続され、レギュレータ27が油圧ポンプ21の吐出流量を制御する。 50

【0026】

通常、油圧ショベルには、重掘削モード（Hモード）、標準掘削モード（Sモード）、仕上げ掘削モード（Lモード）などの各作業モードに切り換えるための切換機構が装備されている。すなわち、モード切換器3の切り換え操作によってコントローラ2がポンプ電流Iを変更することで、各作業モードに適宜切り換えている。このような制御回路の切換機構によって、レギュレータ27によって変更されたポンプ電流Iに対応して斜板21aの傾転角を変更し、油圧ポンプ21の吐出流量を制御している。さらに、電磁比例弁5によって油圧ポンプ21の入力馬力を変化させると共に、コントローラ2によってエンジンモータ1の回転数を変化させて上記の各作業モードを切り替え、図2に示すような油圧ポンプの吐出圧力-吐出流量特性（P-Q特性）を実現させている。

10

【0027】

そして、ネガコンセンサ26によってポンプ吐出量を制御し、さらに、ポンプ吐出圧センサ23によってポンプ吐出圧Pの変動を検出して油圧ポンプ21の吐出量を制御する。

【0028】

図3は図1に示す制御装置が設けられた油圧ショベルの駆動系のブロック図である。内燃機関からなるエンジン30と電動発電機からなるアシストモータ34は、動力分配機であるスプリッタ32に接続される。エンジン30とアシストモータ34とスプリッタ32とで、図1に示すエンジンモータ1を構成する。可変容量式油圧ポンプ21はスプリッタ32に接続され、スプリッタ32からの出力により駆動されて高圧の作動油を吐出する。

20

【0029】

油圧ポンプ21から吐出された作動油は、図1に示す切換弁22a, 22b, 22cからなるコントローラバルブ22に送られ、コントロールバルブ22から油圧シリンダや油圧モータ等の油圧負荷に供給される。油圧ポンプ21には油圧出力を検出して制御するためのパイロット・ギアポンプ21Aが接続されている。このパイロット・ギアポンプ21Aで検出した圧力P及び吐出流量Qに基づいて、油圧ポンプ21の軸出力側の出力（動力）Woutを求めることができる。

【0030】

アシストモータ34はインバータ（INV）36を介して蓄電器であるバッテリ38に接続されている。アシストモータ34はバッテリ38から電力の供給を受けて駆動され、電動機として機能してエンジン30をアシストする。また、アシストモータ34はエンジンの動力をスプリッタ32を介して受けることで、発電機として機能してバッテリ38を充電する。電動モータや電動アクチュエータ等の電気負荷は、インバータ（INV）40を介してバッテリ38に接続され、バッテリ38からの電力の供給を受けて作動する。

30

【0031】

図3に示すシステムにおいて、エンジン30、アシストモータ34及び油圧ポンプ21の作動は、コントローラ42により制御される。特に、コントローラ42は、油圧ポンプ21の軸入力側の出力（動力）Winを油圧ポンプ算出値として精確に算出してアシストモータ34の出力（アシスト量）を制御する。これにより、エンジン30の出力を常に適切な値に維持し、エンジンの作動が異常とならないように且つ効率の良い範囲で運転されるように制御する。

40

【0032】

ここで、コントローラ42が油圧ポンプ21の軸入力側の出力（動力）Winを算出する際に用いるアルゴリズムについて、図4を参照しながら説明する。

【0033】

油圧負荷は油圧ポンプ出力（軸出力側）Woutに相当し、油圧ポンプ21の吐出圧力Piと吐出流量Qの積として算出される（Wout = Pi × Q）。吐出圧力Piとしては、油圧センサにより実測された値が用いられる。吐出流量Qは、ポンプ吐出量Vにポンプ回転速度（回転数）Npを乗じることで算出される。ポンプ吐出量Vは、油圧ポンプ21の吐出圧力-吐出量特性を示すP-Q線図に基づいて、吐出圧力Piと油圧ポンプ21に供給する制御電流Iとから求めることができる。

50

【0034】

以上のように、まず油圧ポンプ21の吐出圧力 P_i とポンプ制限電流 I とを用いてポンプ馬力制御PQ線図からポンプ吐出量 V を求め、求めたポンプ吐出量 V にポンプ回転速度(回転数) N_p を乗じることで油圧ポンプ流量 Q を算出する。そして、算出した油圧ポンプ流量 Q に吐出圧力 P_i を乗じることで油圧ポンプ出力(軸出力側) W_{out} を算出する。

【0035】

次に、油圧ポンプ出力(軸出力側) W_{out} を油圧ポンプ効率 η で割ることにより油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} を算出する。油圧ポンプ効率 η を考慮することで、油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} を精度良く求めることができる。油圧ポンプ効率 η は、油圧ポンプ21の吐出圧力 P_i や傾斜板角度 K_i により変動するが、変動範囲の平均値として固定値としてもよい。ただし、より精度よく油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} を算出するためには、油圧ポンプ21の吐出圧力 P_i 及び傾斜板角度 K_i に基づいて油圧ポンプ効率 η を算出し、算出した値で油圧ポンプ出力(軸出力側) W_{out} を割って油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} を算出することが好ましい。10

【0036】

油圧ポンプ効率 η は、吐出圧力 P_i と傾斜板角度 K_i とを用いて油圧ポンプ効率マップにより求めることができる。傾斜板角度 K_i は、上述のPQ線図から求めたポンプ吐出量 V をポンプ最大吐出量 V_{max} で割ることにより算出する。すなわち、算出したポンプ吐出量 V と吐出圧力 P_i とを用いて油圧ポンプ効率マップにより油圧ポンプ効率 η を精度よく算出することができる。20

【0037】

油圧ポンプ効率マップは、予め吐出圧力と傾斜板角度を変えながら油圧ポンプを運転して効率を求めて作成する。図5は油圧ポンプ効率マップを示す図である。図5に示す例では、吐出圧力を縦軸にして P_1 から P_n まで変化させ、ポンプ傾斜板角度を横軸として K_1 から K_n まで変化させた際の、ポンプ効率の値がテーブル化されている。例えば、ポンプ傾斜板角度が K_j で、ポンプ吐出圧力が P_j であった場合、ポンプ傾斜板角度 K_j の列とポンプ吐出圧力 P_j の行の交点である(j, j)がポンプ効率として求められる。

【0038】

図4に示すように、演算により求めた油圧ポンプ出力(軸出力側) W_{out} を、以上の演算処理により求めたポンプ効率 η で割ることで、油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} を精度よく推定し求めることができる。このようにして推定演算により算出した油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} は、油圧ポンプ21に入力する動力に相当する。油圧ポンプ21に入力する動力は、エンジン30の出力とアシストモータ34の出力の和であるから、エンジン30の出力とアシストモータ34の出力の和が求めた油圧ポンプ出力(軸入力側) W_{in} となるようにアシストモータ30の出力を制御することで、エンジン30の出力(すなわち、エンジン30の負荷)を精度よく制御することができる。したがって、エンジン30への負荷が常に適切な負荷となるように制御することができ、エンジン30を効率のよい状態で運転することができる。30

【0039】

以上説明した油圧負荷推定アルゴリズムではネガティブコントロール圧力(ネガコン圧力 N_c)が考慮されていないが、ネガコン圧力 N_c を考慮することで、より精度よく油圧想定出力(油圧ポンプ出力(軸入力側)) W_{in} を求めることができる。40

【0040】

図6はネガコン圧力 N_c を考慮して油圧想定出力 W_{in} を算出する際に用いる油圧想定出力算出アルゴリズムを示す図である。ネガコン圧力 N_c を考慮した場合、ポンプ吐出量 V を求めるまでの処理が図4に示す油圧想定出力算出アルゴリズムと異なり、他の部分は同じであるので、ポンプ吐出量 V を求めるまでの処理について説明する。

【0041】

ポンプ吐出量 V を求める際に、油圧ポンプ吐出圧力 P_i とポンプ制御電流 I からPQ

50

線図を用いて馬力制御吐出量 V_p を求めるのと同時に、ネガコン圧力 N_c からネガコン制御吐出量 V_n を求める。ここで、図 1 に示す如く、馬力制御吐出量 V_p は吐出圧力 P_i を元に算出されたポンプ 2 1 の吐出量であり、ネガコン制御吐出量 V_n はネガコン圧力 N_c を元に算出されたポンプ 2 1 の吐出量である。なお、図 4 に示す油圧想定出力算出アルゴリズムでは、馬力制御吐出量 V_p をそのままポンプ吐出量 V としている。

【0042】

図 6 に示す P Q 線図において、横軸が吐出圧力 P を表し、縦軸が馬力制御吐出量 V_p を表す。油圧ポンプ 2 1 の吐出圧力 P と馬力制御吐出量 V_p とは反比例の関係にあり、P Q 線図はポンプ制御電流 I によって変化する。この P Q 線図において、ポンプ制御電流 I と吐出圧力 P とが決まれば、馬力制御吐出量 V_p を求めることができる。

10

【0043】

ネガコン制御吐出量 V_n は、ネガティブコントロール圧 - 吐出量特性線図に基づいて、ネガティブコントロール圧力（ネガコン圧） N_c から求めることができる。図 6 に示すネガコン圧 - 吐出量特性線図にネガコン圧を入れることで、ネガコン制御吐出量 V_n を求めることができる。

【0044】

ポンプ吐出量 V は、上述の馬力制御吐出量 V_p とネガコン制御吐出量 V_n のうちいずれか小さい方となる。このようにして求めたポンプ吐出量 V を、油圧ポンプ出力（軸出力側） W_{out} の算出及び油圧ポンプ効率 η の算出に用いることで、より精度よく油圧想定出力 W_{in} を算出することができる。

20

【0045】

以上説明した油圧想定出力算出アルゴリズムにおいて、油圧ポンプ効率 η を図 5 に示す油圧ポンプ効率マップから求めている。この油圧ポンプ効率マップは、予め一つの油圧ポンプを運転して効率を求めて作成したものであり、個々の油圧ポンプの出力特性のはらつきは考慮されていない。したがって、この油圧ポンプ効率マップから求めた油圧ポンプ効率を用いて算出された油圧想定出力 W_{in} は、個々の油圧ポンプの出力（軸入力側）に対して厳密に対応していない。また、油圧ポンプは使用時間が経つにつれて劣化し、その出力特性は変化する。出力特性が変化するということは、油圧ポンプ効率も変化したことであり、実際の油圧ポンプ効率は、予め用意されていた油圧ポンプ効率マップから求められる油圧ポンプ効率とは異なることとなってしまう。

30

【0046】

以上のように、油圧ポンプ効率マップから求められる油圧ポンプ効率が実際の油圧ポンプ効率と異なると、油圧想定出力アルゴリズムにより算出した油圧想定出力と軸入力側の実際の油圧ポンプの出力（油圧実際出力 W_{act} ）との間に誤差（油圧想定出力誤差 W ）が生じてしまう。したがって、電動発電機 3 4 のアシスト運転が正確になされず、その結果、バッテリ 3 8 が充電不足となってしまい、継続運転ができなくなってしまう。

【0047】

そこで、本発明の第 1 実施形態では、油圧想定出力と油圧実際出力との間の油圧想定出力誤差を求め、求めた油圧想定出力誤差に基づいて油圧ポンプ効率マップのデータを更新して、より実際の値に近い油圧想定出力が算出されるようにしている。

40

【0048】

図 7 は本発明の第 1 実施形態による油圧想定出力算出アルゴリズムを示す機能ブロック図である。ネガコン圧 N_c 、油圧ポンプ圧力 P_i 、及びポンプ電流 I から油圧想定出力 W_{in} を算出するまでのアルゴリズム（図 7 で点線で囲まれた部分）は、図 6 に示す油圧想定出力算出アルゴリズムと同じである。本実施形態では、算出した油圧想定出力 W_{in} が効率マップ調整量自動算出部 5 0 に供給される。また、油圧実際出力算出部 5 2 で求められた油圧実際出力 W_{act} が効率マップ調整量自動算出部 5 0 に供給される。

【0049】

油圧実際出力算出部 5 2 は、エンジンの出力軸において測定されたエンジン実際出力とアシストモータの出力軸において測定されたアシストモータ出力との和からスプリッタ損

50

失、エンジン損失及びアシストモータ損失を引くことにより、油圧実際出力 W_{act} を油圧ポンプ実際値として求める。すなわち、油圧実際出力算出部 52 は、以下の式によりに油圧実際出力 W_{act} を求めて、求めた油圧実際出力 W_{act} を効率マップ調整量自動算出部 50 に供給する。

【0050】

油圧実際出力 W_{act} = エンジン出力 + アシストモータ出力 - (スプリッタ損失 + エンジン損失 + アシストモータ損失)

効率マップ調整量自動算出部 50 は、油圧想定出力 W_{in} から油圧実際出力 W_{act} を減算して油圧想定出力誤差 W を求める。油圧想定出力 W_{in} のほうが油圧実際出力 W_{act} より小さい場合は、油圧想定出力誤差 W は負の値(マイナス)となる。油圧想定出力 W_{in} のほうが油圧実際出力 W_{act} より大きい場合は、油圧想定出力誤差 W は正の値(プラス)となる。そして、効率マップ調整量自動算出部 50 は、求められた油圧想定出力誤差 W が大きすぎる場合は、油圧ポンプ効率マップ 54 のデータを更新して油圧想定出力算出アルゴリズムで用いられる油圧ポンプ効率 i_j がより実際の油圧ポンプ効率に近くなるように調整する。10

【0051】

図 8 は効率マップ調整量自動算出部 50 で行なわれる効率マップ自動調整処理のフローチャートである。

【0052】

効率マップ自動調整処理が開始されると、まずステップ S1A 及びステップ S1B の処理が行なわれる。ステップ S1A では、ポンプ電流 I_i 、ポンプ吐出圧力 P_i 、及び効率マップ 54 から求めたポンプ効率 i_j を用いて、油圧想定出力算出アルゴリズムにより油圧想定出力 W_{in} が算出される。また、ステップ S1B では、油圧実際出力算出部 52 が、エンジン出力とアシストモータ出力を用いて油圧実際出力 W_{act} を算出する。20

【0053】

続いて、ステップ S2 において、効率マップ調整量自動算出部 50 は、ステップ S1A で算出された油圧想定出力 W_{in} からステップ S1B で算出された油圧実際出力 W_{act} を減算して油圧想定出力誤差 W を算出する。そして、ステップ S3 において、効率マップ調整量自動算出部 50 は、油圧想定出力誤差 W が予め設定された閾値 1(負の値)より小さいか否かを判定する。30

【0054】

ステップ S3 において油圧想定出力誤差 W が閾値 1(負の値)より小さいと判定されると、処理はステップ S4 に進む。ステップ S4 において、効率マップ調整量自動算出部 50 は、ステップ S1A で用いたポンプ効率 i_j より小さなポンプ効率 $'i_j$ を決定する。油圧想定出力誤差 W が閾値 1(負の値)より小さいと判定されることは、算出された油圧想定出力 W_{in} が油圧実際出力 W_{act} よりかなり小さいことを意味する。したがって、算出された油圧想定出力 W_{in} が油圧実際出力 W_{act} に等しいか近くなるよう補正するには、 $W_{in} = (P_i \times Q) /$ の分母となるポンプ効率 i_j を小さくして算出結果である W_{in} を大きくすればよい。ポンプ効率 i_j より小さなポンプ効率 $'i_j$ の値は、油圧想定出力誤差 W の大きさに応じて予め設定しておくことがほしい。40

【0055】

油圧ポンプ効率マップ 54 には、図 5 に示すようにポンプ吐出圧力 P とポンプ斜板角度 K とで決まるポンプ効率 i_j が格納されている。したがって、ステップ S4 では、ポンプ吐出圧力 P_i とポンプ斜板角度 K_j により決定されるポンプ効率 i_j より小さなポンプ効率 $'i_j$ を決定することとなる。

【0056】

一方、ステップ S3 において油圧想定出力誤差 W が閾値 1 以上であると判定されると、処理はステップ S5 に進む。そして、ステップ S5 において、効率マップ調整量自動算出部 50 は、油圧想定出力誤差 W が予め設定された閾値 2(正の値)より大きいか否かを判定する。50

【0057】

ステップS5において油圧想定出力誤差Wが閾値2(正の値)より大きいと判定されると、処理はステップS6に進む。ステップS6において、効率マップ調整量自動算出部50は、ステップS1Aで用いたポンプ効率*i j*より大きなポンプ効率'*i j*を求める。油圧想定出力誤差Wが閾値2(正の値)より大きいと判定されることは、算出された油圧想定出力W_{in}が油圧実際出力W_{act}よりもかなり大きいことを意味する。したがって、算出された油圧想定出力W_{in}が油圧実際出力W_{act}に等しいか近くなるように補正するには、W_{in} = (P_i × Q) / の分母となるポンプ効率を大きくして算出結果であるW_{in}を小さくすればよい。ポンプ効率*i j*より大きなポンプ効率'*i j*の値は、油圧想定出力誤差Wの大きさに応じて予め設定しておくことが好ましい。

10

【0058】

油圧ポンプ効率マップ54には、図5に示すようにポンプ吐出圧力Pとポンプ斜板角度Kとで決まるポンプ効率が格納されている。したがって、ステップS6では、ポンプ吐出圧力P_iとポンプ斜板角度K_jにより決定されるポンプ効率*i j*より大きなポンプ効率'*i j*を決定することとなる。

【0059】

ステップS4又はステップS6でポンプ効率*i j*より小さな又は大きなポンプ効率'*i j*が求められたら、処理はステップS7に進む。ステップS7では、効率マップ調整量自動算出部50は、ポンプ効率'*i j*のデータを効率マップ54に送って効率マップ54中のポンプ効率*i j*をポンプ効率'*i j*で書き換える。この際、図9に示すように、ポンプ効率*i j*の周囲のポンプ効率*i - 1, j - 1 ~ i + 1, j + 1*も、それより小さなポンプ効率'*i - 1, j - 1 ~ i + 1, j + 1*に書き換えることが好ましい。

20

【0060】

なお、上述の油圧想定出力算出アルゴリズムにおいて、調整される油圧ポンプ効率マップは油圧ポンプ特性パラメータに相当する。

【0061】

以上のステップS7までの処理が、効率マップ自動調整処理に相当する。ステップS7においてメモリに格納されたポンプ効率マップを更新したら、処理はステップS8に進む。ステップS8では、ポンプ電流I_i、ポンプ吐出圧力P_i、及び書き換えられた効率マップ54から求めたポンプ効率'*i j*を用いて、油圧想定出力算出アルゴリズムにより油圧想定出力W_{in}が算出される。ステップS8で算出される油圧想定出力W_{in}は、書き換えられたポンプ効率'*i j*に基づいて算出されており、実際のポンプ出力に近い値となっている。

30

【0062】

その後、ステップS9において、ステップS8で算出された油圧想定出力W_{in}を用いてアシストモータ34の運転を制御する。油圧想定出力W_{in}は実際のポンプ出力に近い値となっているため、アシストモータ34の運転を適切に制御して、エンジン30の負荷を適切な状態に維持することができる。

【0063】

40

なお、ステップS5において油圧想定出力誤差Wが閾値2(正の値)以下である(大きくない)と判定されると、ポンプ効率マップを更新しないで、処理はステップS9に進む。したがって、ステップS1Aで算出された油圧想定出力W_{in}がステップS9の処理で用いられる。

【0064】

以上の説明では、油圧ポンプ21の駆動をネガティブコントロール(略して、ネガコン制御)に基づいて制御しているが、油圧ポンプ21の駆動制御方法には、ネガコン制御の他に、ポジティブコントロール(略して、ポジコン制御)及びロードセンシング制御という駆動制御方法がある。

【0065】

50

まず、ポジコン制御により油圧ポンプ21の駆動を制御する場合について説明する。図10はポジコン制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、軸入力側の油圧ポンプ出力（動力） W_{in} を算出する際に用いる油圧負荷推定アルゴリズムを示す図である。ポジコン制御を行なう場合、ポンプ吐出量Vを求めるまでの処理が、図4に示すネガコン制御を行なう場合の油圧負荷推定アルゴリズムと異なり、他の部分は同じであるので、ポンプ吐出量Vを求めるまでの処理について説明する。

【0066】

ポジコン制御を行なう場合には、油圧駆動部を駆動するために運転者が操作する操作レバーのレバー操作量 v_1, v_2, \dots から、各操作レバーの操作量に応じた油圧ポンプ21に要求される吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots が、レバー操作量 v_1, v_2, \dots と吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots との関係を示すマップから求められる。そして、全ての吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots を加算したものが、油圧ポンプ21に要求される要求吐出量 V_L となる。

【0067】

そして、ポンプ吐出量Vは、馬力制御吐出量 V_p と要求吐出量 V_L のうちいずれか小さい方となる。このようにして求めたポンプ吐出量Vを、油圧ポンプ出力（軸出力側） W_{out} の算出及び油圧ポンプ効率 η の算出に用いることで、図11に示すアルゴリズムを用いて油圧想定出力（油圧ポンプ出力（軸入力側）） W_{in} を算出することができる。

【0068】

次に、ロードセンシング制御により油圧ポンプ21の駆動を制御する場合について説明する。図12はロードセンシング制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、軸入力側の油圧ポンプ出力（動力） W_{in} を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。ロードセンシング制御を行なう場合、ポンプ吐出量Vを求めるまでの処理が、図4に示す油圧負荷推定アルゴリズムと異なり、他の部分は同じであるので、ポンプ吐出量Vを求めるまでの処理について説明する。

【0069】

ロードセンシング制御を行なう場合には、図4における油圧ポンプ吐出圧力 P_i を、最大負荷圧力 P_{max} に差圧 P を加算した値とする。差圧 P はポンプの吐出量にある程度余裕を持たせるために加算するものであり、一定の値としても可変値としてもよい。そして、ポンプ吐出量Vは、油圧ポンプ21の吐出圧力 - 吐出量特性を示すPQ線図に基づいて、上述のようにして求められた油圧ポンプ吐出圧力 P_i と油圧ポンプ21に供給するポンプ電流（制御電流）Iから求める。このようにして求めたポンプ吐出量Vを、油圧ポンプ出力（軸出力側） W_{out} の算出及び油圧ポンプ効率 η の算出に用いることで、図13に示すアルゴリズムを用いて油圧想定出力（油圧ポンプ出力（軸入力側）） W_{in} を算出することができる。

【0070】

次に、本発明の第2実施形態による油圧想定出力算出アルゴリズムについて説明する。図14は本発明の第2実施形態による油圧想定出力算出アルゴリズムを示す機能ブロック図である。図14において、ネガコン圧NC、油圧ポンプ圧力 P_i 、及びポンプ電流Iから油圧想定出力 W_{in} を算出するまでのアルゴリズム（図14で点線で囲まれた部分）は、図7に示す油圧想定出力算出アルゴリズムと同じである。本実施形態では、油圧ポンプ算出値として算出した油圧想定出力 W_{in} がPQマップ調整量自動算出部56に供給される。また、油圧実際出力算出部58で求められた油圧実際出力 W_{act} がPQマップ調整量自動算出部56に供給される。

【0071】

油圧実際出力算出部58は、図7に示す油圧実際出力算出部52と同様の機能を有しており、エンジンの出力軸において測定されたエンジン実際出力とアシストモータの出力軸において測定されたアシストモータ出力との和からスプリッタ損失、エンジン損失及びアシストモータ損失を引くことにより、油圧実際出力 W_{act} を油圧ポンプ実際値として求め、求めた油圧実際出力 W_{act} をPQマップ調整量自動算出部56に供給する。

10

20

30

40

50

【0072】

PQマップ調整量自動算出部56は、油圧想定出力Winから油圧実際出力Wactを減算して油圧想定出力誤差Wを求める。油圧想定出力Winのほうが油圧実際出力Wactより小さい場合は、油圧想定出力誤差Wは負の値(マイナス)となる。油圧想定出力Winのほうが油圧実際出力Wactより大きい場合は、油圧想定出力誤差Wは正の値(プラス)となる。そして、PQマップ調整量自動算出部56は、求められた油圧想定出力誤差Wが大きすぎる場合は、PQマップ60のデータを更新して油圧想定出力算出アルゴリズムで用いられる油圧ポンプ吐出流量がより実際の油圧ポンプ吐出流量に近くなるように調整する。

【0073】

10

図12はPQマップ調整量自動算出部56で行なわれるPQマップ自動調整処理のフローチャートである。

【0074】

PQマップ自動調整処理が開始されると、まずステップS11A及びステップS11Bの処理が行なわれる。ステップS11Aでは、ポンプ電流Ii、ポンプ吐出圧力Pi、及び効率マップ54から求めたポンプ効率ijを用いて、油圧想定出力算出アルゴリズムにより油圧想定出力Winが算出される。また、ステップS11Bでは、油圧実際出力算出部58が、エンジン出力とアシストモータ出力を用いて油圧実際出力Wactを算出する。

【0075】

20

続いて、ステップS12において、PQマップ調整量自動算出部56は、ステップS11Aで算出された油圧想定出力WinからステップS11Bで算出された油圧実際出力Wactを減算して油圧想定出力誤差Wを算出する。そして、ステップS13において、PQマップ調整量自動算出部50は、油圧想定出力誤差Wが予め設定された閾値1(負の値)より小さいか否かを判定する。

【0076】

ステップS13において油圧想定出力誤差Wが閾値1(負の値)より小さいと判定されると、処理はステップS14に進む。ステップS14において、PQマップ調整量自動算出部56は、ステップS11Aの処理で用いたPQマップから求められるポンプ吐出流量Qiより大きなポンプ吐出流量Q'iを決定する。油圧想定出力誤差Wが閾値1(負の値)より小さいと判定されることは、算出された油圧想定出力Winが油圧実際出力Wactより大幅に小さいことを意味する。したがって、算出された油圧想定出力Winが油圧実際出力Wactに等しいか近くなるように補正するには、 $Win = (Pi \times Q) /$

30

の分子におけるポンプ吐出流量Qを大きくして算出結果であるWinを大きくすればよい。ポンプ吐出流量Qiより大きなポンプ吐出流量Q'iの値は、油圧想定出力誤差Wの大きさに応じて予め設定しておくことが好ましい。

【0077】

一方、ステップS13において油圧想定出力誤差Wが閾値1以上であると判定されると、処理はステップS15に進む。そして、ステップS15において、PQマップ調整量自動算出部56は、油圧想定出力誤差Wが予め設定された閾値2(正の値)より大きいか否かを判定する。

40

【0078】

ステップS15において油圧想定出力誤差Wが閾値2(正の値)より大きいと判定されると、処理はステップS16に進む。ステップS16において、PQマップ調整量自動算出部56は、ステップS11Aの処理で用いたPQマップから求められるポンプ吐出流量Qiより小さなポンプ吐出流量Q'iを決定する。油圧想定出力誤差Wが閾値2(正の値)より大きいと判定されることは、算出された油圧想定出力Winが油圧実際出力Wactより大幅に大きいことを意味する。したがって、算出された油圧想定出力Winが油圧実際出力Wactに等しいか近くなるように補正するには、 $Win = (Pi \times Q) /$ の分子におけるポンプ吐出流量Qを小さくして算出結果であるWinを小さくすればよ

50

い。ポンプ吐出流量 Q_i より小さなポンプ吐出流量 $Q'i$ の値は、油圧想定出力誤差 W の大きさに応じて予め設定しておくことが好ましい。

【0079】

ステップ S 14 又はステップ S 16 でポンプ吐出流量 Q_i より小さな又は大きなポンプ吐出流量 $Q'i$ が求められたら、処理はステップ S 17 に進む。ステップ S 17 では、P Q マップ調整量自動算出部 56 は、ポンプ吐出流量 $Q'i$ のデータを P Q マップ 60 に送って P Q マップ 60 中のポンプ吐出流量 Q_i をポンプ吐出流量 $Q'i$ で書き換える。

【0080】

図 16 は P Q マップ 60 におけるポンプ吐出流量のデータを書き換える処理を示す図である。ポンプ吐出流量のデータを書き換える前の P Q マップ 60 には、図 16 の実線で示される P Q 線に沿った値のデータが格納されている。ポンプ吐出圧力 P_i が与えられる、実線の P Q 線上の点 A 1 におけるポンプ吐出流量 Q_i が P Q マップ 60 から出力される。

【0081】

油圧想定出力誤差 W が閾値 1 (負の値) より小さい場合は、上述のステップ S 14 における処理により、ポンプ吐出流量 Q_i より大きなポンプ吐出流量 $Q'i$ が決定される。そして、P Q マップ 60 においてポンプ吐出圧力 P_i に対応するポンプ吐出流量が Q から Q' に書き換えられる。すなわち、実線の P Q 線上の点 A 1 が点 A 2 に移動することとなり、あたかも P Q 線が 2 点鎖線で示すように変えられたようになる。

【0082】

反対に油圧想定出力誤差 W が閾値 2 (正の値) より大きい場合は、上述のステップ S 14 における処理により、ポンプ吐出流量 Q_i より小さなポンプ吐出流量 $Q'i$ が決定される。そして、P Q マップ 60 においてポンプ吐出圧力 P_i に対応するポンプ吐出流量が Q_i から $Q'i$ に書き換えられる。すなわち、実線の P Q 線上の点 A 1 が点 A 3 に移動することとなり、あたかも P Q 線が変えられたようになる。したがって、P Q マップ自動調整処理が行なわれる前は、P Q マップ 60 にポンプ吐出圧力 P_i が入力されると P_i に対応するポンプ吐出流量 Q_i が出力されるが、P Q マップ自動調整処理が行なわれた後は、ポンプ吐出圧力 P_i が入力されるとポンプ吐出流量 $Q'i$ が出力される。

【0083】

P Q マップ自動調整処理は、ポンプ吐出圧力 P_i を変えて図 16 における点 B 1 や点 C 1 においても行なうことが好ましい。図 16 は、点 B 1 が点 B 2 に移動するように、また点 C 1 が点 C 2 に移動するように P Q マップ 60 のデータが更新されたことを示している。

【0084】

なお、上述の油圧想定出力算出アルゴリズムにおいて、調整される P Q マップは油圧ポンプ特性パラメータに相当する。

【0085】

以上のステップ S 17までの処理が、P Q マップ自動調整処理に相当する。ステップ S 17 においてメモリに格納された P Q マップを更新したら、処理はステップ S 18 に進む。ステップ S 18 では、ポンプ電流 I_i 、ポンプ吐出圧力 P_i 、及び書き換えられた P Q マップ 60 から求めたポンプ吐出流量 Q' を用いて、油圧想定出力算出アルゴリズムにより油圧想定出力 W_{in} が算出される。ステップ S 18 で算出される油圧想定出力 W_{in} は、書き換えられたポンプ吐出流量 Q' に基づいて算出されており、実際のポンプ出力に近い値となっている。

【0086】

その後、ステップ S 19 において、ステップ S 18 で算出された油圧想定出力 W_{in} を用いてアシストモータ 34 の運転を制御する。油圧想定出力 W_{in} は実際のポンプ出力に近い値となっているため、アシストモータ 34 の運転を適切に制御して、エンジン 30 の負荷を適切な状態に維持することができる。

【0087】

10

20

30

40

50

なお、ステップ S 15において油圧想定出力誤差 W が閾値 2 (正の値) 以下である (大きくない) と判定されると、P Q マップを更新しないで、処理はステップ S 19 に進む。したがって、ステップ S 11 A で算出された油圧想定出力 W_{in} がステップ S 19 の処理で用いられる。

【0088】

以上の説明では、油圧ポンプ 21 の駆動をネガコン制御に基づいて制御しているが、上述の第 1 実施形態と同様に、ポジコン制御又はロードセンシング制御により油圧ポンプ 21 の駆動を制御してもよい。

【0089】

まず、ポジコン制御により油圧ポンプ 21 の駆動を制御する場合について説明する。図 17 はポジコン制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、油圧想定出力 W_{in} を算出する際に用いる油圧負荷推定アルゴリズムを示す図である。ポジコン制御を行なう場合、ポンプ吐出流量 Q を求めるまでの処理が、図 14 に示すネガコン制御を行なう場合の油圧負荷推定アルゴリズムと異なり、他の部分は同じであるので、ポンプ吐出流量 Q を求めるまでの処理について説明する。

【0090】

ポジコン制御を行なう場合には、油圧駆動部を駆動するために運転者が操作する操作レバーのレバー操作量 V_{L1}, V_{L2}, \dots から、各操作レバーの操作量に応じた油圧ポンプ 21 に要求される吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots が、レバー操作量 V_{L1}, V_{L2}, \dots と吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots の関係を示すマップから求められる。そして、全ての吐出量 V_{L1}, V_{L2}, \dots を加算したものが、油圧ポンプ 21 に要求される要求吐出流量 Q_L となる。

【0091】

そして、ポンプ吐出流量 Q は、P Q 線図から求めた油圧ポンプ吐出流量と要求吐出流量 Q_L のうちいちずか小さい方となる。このようにして求めたポンプ吐出流量 Q を、油圧想定出力 W_{in} の算出に用いることで、図 17 に示すアルゴリズムを用いて油圧想定出力 W_{in} を精度よく算出することができる。

【0092】

次に、ロードセンシング制御により油圧ポンプ 21 の駆動を制御する場合について説明する。図 18 はロードセンシング制御を行なうようにポンプの制御回路が構成された場合において、油圧想定出力 W_{in} を算出する際に用いる油圧負荷算出アルゴリズムを示す図である。ロードセンシング制御を行なう場合、ポンプ吐出流量 Q を求めるまでの処理が、図 14 に示す油圧負荷推定アルゴリズムと異なり、他の部分は同じであるので、ポンプ吐出流量 Q を求めるまでの処理について説明する。

【0093】

ロードセンシング制御を行なう場合には、図 14 における油圧ポンプ圧力 P_i を、最大負荷圧力 P_{max} に差圧 P を加算した値とする。差圧 P はポンプの吐出流量にある程度余裕を持たせるために加算するものであり、一定の値としても可変値としてもよい。そして、ポンプ吐出流量 Q は、油圧ポンプ 21 の吐出圧力 - 吐出量特性を示す P Q 線図に基づいて、上述のようにして求められた油圧ポンプ圧力 P_i と油圧ポンプ 21 に供給するポンプ電流 (制御電流) I とから求める。このようにして求めたポンプ吐出流量 Q を、油圧想定出力 W_{in} の算出に用いることで、図 18 に示すアルゴリズムを用いて油圧想定出力 W_{in} を精度よく算出することができる。

【0094】

また、上述の第 2 実施形態では、ネガコン圧力 N_c と油圧ポンプ圧力 P_i の両方を用いて算出するブロック図を示したが、必ずしもネガコン圧力 N_c を用いる必要はなく、油圧ポンプ圧力 P_i よりポンプ吐出流量 Q を算出してもよい。

【0095】

以上説明した図 7、図 11、図 13、図 14、図 17、及び図 18 に示す油圧想定出力算出アルゴリズムを用いて油圧ポンプ出力 (軸入力側) である油圧想定出力 W_{in} を精度

10

20

30

40

50

よく算出して、アシストモータ34のアシスト量を制御することにより、エンジン30の負荷を常に適切にすることができます。したがって、エンジン30への過負荷が防止され、常に効率のよい条件で運転することができます。

【0096】

すなわち、アシストモータ34の出力（電動状態を正の値とした場合）が、可変容量式油圧ポンプ21の出力（軸入力側） W_{in} とエンジン30の出力 W_e との差分に等しくなるように制御する（ $W_a = W_{in} - W_e$ ）。また、油圧ポンプ21の出力 W_{in} がエンジン30の出力 W_e とアシストモータ34の出力 W_a との和より大きくなると（ $W_{in} > W_e + W_a$ ）、エンジン30に過大な負荷が加わることとなるので、アシストモータ34の最大出力 W_{amax} が、可変容量式油圧ポンプ21の出力 W_{in} とエンジンの最大出力 W_{emax} の差分より大きくなるように制御する（ $W_{amax} > W_{in} - W_{emax}$ ）。ここで、電動状態にあるアシストモータ34の最大出力 W_{amax} は、電気負荷に出力要求 W_{out} がある場合にバッテリ38の最大出力 W_{bmax} を考慮すると、バッテリ38の最大出力 W_{bmax} と電気負荷の出力要求 W_{out} との差分より小さい範囲に制限される（ $W_{amax} < W_{bmax} - W_{out}$ ）。

【0097】

ここで、上述した本発明の実施形態を用いて、各油圧負荷算出アルゴリズムに基づいて求められた油圧負荷に基づいて、エンジン及びバッテリからの動力を分配する動力分配処理を用いる場合において、その一例について説明する。以下に説明する例は、図4及び図7に示す油圧負荷算出アルゴリズムを用いて油圧ポンプ出力（軸入力側）を推定演算により求めた場合である。油圧ポンプ出力（軸入力側）を精度よく算出して、アシストモータ34のアシスト量を制御することにより、エンジン30の負荷を常に適切にすることができます。したがって、エンジン30への過負荷が防止され、常に効率のよい条件で運転することができます。なお、動力分配処理はコントローラ42により行なわれる。

【0098】

図19は、コントローラ42の動力分配処理の一例を示す制御ブロック図である。コントローラ42には、ポンプ制御電流 I 、ポンプ吐出圧力 P_i 、旋回用電動機要求出力 P_{er} 、エンジン回転数 N_{act} 、及びバッテリ電圧 V_m が入力される。

【0099】

旋回用電動機要求出力 P_{er} は、電気負荷が必要とする電気的パワーに相当する。例えば、旋回用電動機要求出力 P_{er} は、例えば、操縦者が操作する操作レバーの操作量に基づいて算出される。

【0100】

エンジン回転数 N_{act} は、エンジン30の実際の回転数に相当する。エンジン30は、油圧ショベルの運転時には常時駆動されており、その回転数 N_{act} が検出されている。バッテリ電圧 V_m は、バッテリ38の端子間電圧に相当し、電圧計により検出される。

【0101】

ポンプ制御電流 I 及びポンプ吐出圧力 P_i は、油圧負荷推定演算部70に入力される。油圧負荷推定演算部70は、ポンプ制御電流 I 及びポンプ吐出圧力 P_i を用いて、上述の油圧負荷算出アルゴリズムにより、油圧負荷として油圧ポンプ出力 W_{in} を算出する。算出した油圧ポンプ出力 W_{in} は動力分配部80に供給される。

【0102】

エンジン回転数 N_{act} は、エンジン出力範囲決定部52に入力される。エンジン出力範囲決定部72には、エンジン回転数 N_{act} から、エンジン出力上限値及びエンジン出力下限値を求めるためのマップ又は変換テーブルが格納されている。エンジン出力範囲決定部74は、入力されたエンジン回転数 N_{act} から、エンジン出力上限値 P_{gou} 及びエンジン出力下限値 P_{gol} を算出し、動力分配部80に供給する。

【0103】

バッテリ電圧 V_m 及び目標SOCは、バッテリ出力決定部54に入力される。バッテリ出力決定部74は、バッテリ出力範囲決定部74A、バッテリ出力目標値決定部74B、

10

20

30

40

50

及び、充電状態算出部 74C を含む。充電状態算出ブロック 74C は、入力されたバッテリ電圧 V_m から充電状態 (SOC) を算出する。算出された SOC は、バッテリ出力範囲決定部 74A 及びバッテリ出力目標値決定部 74B に与えられる。

【0104】

バッテリ出力範囲決定部 74A には、SOC からバッテリ出力上限値及び下限値を算出するためのマップ又は変換テーブルが格納されている。バッテリ出力目標値決定部 74B には、SOC 及び目標 SOC からバッテリ出力目標値を算出するためのマップ又は変換テーブルが格納されている。このマップ又は変換テーブルは、例えば、入力された SOC と目標 SOC との間の偏差と、バッテリ出力目標値との関係を定義するものであってよい。なお、目標 SOC は、任意の様式で決定されてよく、通常時は（即ち後述の内部抵抗計測パターンとして目標 SOC のパターンが生成される場合を除く通常時は）、固定値であってもよいし、可変値であってもよい。バッテリ出力範囲決定部 74A は、SOC から第 1 のバッテリ出力上限値及び下限値 P_{bou0} , P_{bol0} を求め、動力分配部 80 に供給する。バッテリ出力目標値決定ブロック 74B は、入力された SOC 及び目標 SOC から第 1 のバッテリ出力目標値 P_{bot0} を算出し、動力分配部 80 に供給する。10

【0105】

第 1 のバッテリ出力上限値 P_{bou0} は、放電電力の上限値に相当する。第 1 のバッテリ出力下限値 P_{bol0} は、負であり、その絶対値は、充電電力の上限値に相当する。第 2 のバッテリ出力上限値及び下限値 P_{bou1} , P_{bol1} により、バッテリ 38 の入出力電圧の適正範囲が定義される。例えば、バッテリ 38 の内部抵抗計測結果に基づいてバッテリ 38 の劣化が検出されない場合は、 $P_{bou1} = P_{bou0}$, $P_{bol1} = P_{bol0}$ とされる一方、バッテリ 38 の劣化が検出された場合は、 $P_{bou1} < P_{bou0}$, $P_{bol1} > P_{bol0}$ とされる。20

【0106】

動力分配部 80 は、油圧負荷要求出力 P_{hr} , 旋回用電動機要求出力 P_{er} , エンジン出力上限値 P_{go0} 及びエンジン出力下限値 P_{go1} 、第 1 のバッテリ出力上限値及び下限値 P_{bou0} , P_{bol0} 及び第 1 のバッテリ出力目標値 P_{bot0} に基づいて、最終的な油圧負荷出力 P_{ho} 、アシストモータ 34 に対する電動発電機出力 P_{ao} 、及び、電気負荷出力 P_{eo} を決定する。この際、動力分配部 80 は、エンジン出力がエンジン出力上限値 P_{go0} 及びエンジン出力下限値 P_{go1} により定義される範囲内に収まり、且つ、バッテリ出力が第 1 のバッテリ出力上限値及び下限値 P_{bou0} , P_{bol0} により定義される範囲に収まるように、最終的な油圧負荷出力 P_{ho} 、アシストモータ 34 に対する電動発電機出力 P_{ao} 、及び、電気負荷出力 P_{eo} を決定し、出力する。30

【0107】

コントローラ 42 は、これらの決定された出力に基づいて、アシストモータ 34 を制御する。

【0108】

以上のように、油圧負荷推定アルゴリズムを用いて油圧ポンプ出力（軸入力側） W_{in} を精度よく算出して、アシストモータ 34 のアシスト量を制御することにより、エンジン 30 の負荷を常に適切にすることができます。したがって、エンジン 30 への過負荷が防止され、常に効率のよい条件で運転することができる。40

【0109】

また、ポジコン制御の場合にはポンプ吐出圧 P_i に代えてレバー操作量 i が、ロードセンシング制御の場合には最大負荷圧力 P_{max} 及び差圧 P が、コントローラ 42 へ入力される。

【0110】

しかしながら、特に、油圧負荷を算出する際に、エンジン及び電動モータの出力により駆動される油圧ポンプの吐出流量を正確に算出する必要がある。油圧ポンプの吐出流量は、油圧ポンプの吐出圧、油圧ポンプの制御電流、ネガティブコントロール（ネガコン）圧を用いて、油圧ポンプのポンプ圧力 - 流量特性線図（PQ 線図）やネガコン制御マップ（50

N C 制御マップ) により求められる。ここで、P Q 線図やN C 制御マップは、静特性を表すものであり、過渡特性における算出誤差が大きいという問題がある。

【0111】

具体的には、例えば油圧ポンプの吐出圧実測値をP 1からP 2に急激に短時間で直線的に増大する場合には、P Q 線図より求められた油圧ポンプの吐出流量QもQ 1からQ 2に急激に短時間で直線的に低下してしまい、P Q 線図から求めた吐出流量と実際の流量変化特性との誤差が大きくなってしまう。油圧ポンプの出力は、吐出圧と吐出流量の積として求められるので、吐出圧に対する吐出流量変化に誤差が含まれると、油圧ポンプの出力にも誤差が含まれることとなり、精確に油圧負荷を算出することができない。

【0112】

上述のような過渡特性におけるポンプ吐出流量の誤差の問題は、油圧ポンプの吐出圧だけでなく、ポンプ制御電流やネガコン圧からポンプ吐出流量を求める場合にも存在する。したがって、ポンプ制御電流やネガコン圧から求められたポンプ吐出量にも誤差が含まれることとなり、油圧負荷の算出に誤差が生じて油圧負荷を精確に算出することができないという問題がある。

【0113】

上述のように、油圧ポンプの吐出圧、制限電流、ネガコン圧などの実測値をそのまま使用してポンプ吐出流量を計算すると、過渡特性におけるポンプ吐出流量の計算による誤差が大きい。

【0114】

そこで、上述の問題に鑑みて、本発明の第3実施形態において、油圧ポンプの吐出圧、制御電流、ネガコン圧などの過渡特性におけるポンプ吐出流量特性を考慮したうえで、油圧ポンプの吐出流量を算出し、油圧負荷を精確に算出するようにした。

【0115】

次に本発明の第3実施形態について説明する。

【0116】

本発明の第3実施形態では、油圧ポンプの吐出圧、制御電流、ネガコン圧などの過渡特性におけるポンプ吐出流量特性を考慮したうえで、油圧ポンプの吐出流量を算出する。これにより、精確に算出された油圧負荷に基づいて電動モータによるアシストを適切に制御することができるので、エンジンの負荷を適切に制御することができる。

【0117】

ここで、本実施形態において、コントローラ42が油圧負荷を算出する際に用いるアルゴリズムについて、図20を参照しながら説明する。

【0118】

油圧負荷は油圧ポンプ出力(油圧ポンプ21の軸出力W_o)に相当し、油圧ポンプ21の吐出圧力Pと吐出流量Qの積として算出される(W_o=P×Q)。吐出圧力Pとしては、油圧センサにより実測された値を用いる。吐出流量Qは、ポンプ吐出量Vにポンプ回転速度(回転数)N_pを乗じることで算出される。

【0119】

ポンプ吐出量Vは、油圧ポンプ21の馬力制御吐出量V_pとネガコン制御吐出量V_nのいずれか小さい方として求められる。

【0120】

馬力制御吐出量V_pは、油圧ポンプ21の吐出圧力-吐出量特性を示すP Q 線図に基づいて、吐出圧力Pと油圧ポンプ21に供給する制御電流Iとから求めることができる。図21は油圧ポンプ21の吐出圧力-吐出量特性を示すP Q 線図である。図21に示すP Q 線図において、横軸が吐出圧力Pを表し、縦軸が馬力制御吐出量V_pを表す。油圧ポンプ21の吐出圧力Pと馬力制御吐出量V_pとは反比例の関係にあり、P Q 線図はポンプ制御電流Iによって変化する。このP Q 線図において、ポンプ制御電流Iと吐出圧力Pとが決まれば、馬力制御吐出量V_pを求めることができる。

【0121】

10

20

30

40

50

ネガコン制御吐出量 V_n は、ネガティブコントロール圧 - 吐出量特性線図に基づいて、ネガティブコントロール圧 P_n から求めることができる。図 2 2 はネガティブコントロール圧 - 吐出量特性線図を示すグラフである。図 2 2 に示すグラフにおいて、横軸がネガティブコントロール圧 P_n を表し、縦軸がネガコン制御吐出量 V_n を表す。図 6 に示すグラフにおいて、ネガティブコントロール圧 P_n が決まれば、ネガコン制御吐出量 V_n を求めることができる。

【 0 1 2 2 】

油圧ポンプ 2 1 の馬力制御吐出量 V_p とネガコン制御吐出量 V_n のいずれか小さい方を吐出量 V として求めたら、求めた吐出量 V に油圧ポンプ 2 1 の回転速度（回転数） N_p を乗じて油圧ポンプ 2 1 の吐出流量 Q を求める ($Q = V \times N_p$)。そして、油圧ポンプ 2 1 の吐出圧力 P に吐出流量 Q を乗じることで、油圧ポンプ 2 1 の出力 W_o を求めることができる ($W_o = P \times Q$)。

【 0 1 2 3 】

以上のような図 2 0 に示す油圧負荷算出アルゴリズムにおいて、 P Q 線図から馬力制御吐出量 V_p を求める際に、油圧ポンプ吐出圧力 P とポンプ制御電流 I を用いる。ここで、ポンプ吐出圧センサ 2 3 における吐出圧力 P が所定の値より大きくなつてから、実際に、油圧ポンプ 2 1 の吐出流量 Q が減少するまでには時間遅れが発生するため、油圧ポンプ吐出圧力 P に対する吐出流量 Q には過渡特性が発生してしまう。このため、例えば、図 2 3 に示すように、油圧ポンプ 2 1 の吐出圧力 P が P_1 から P_2 に上昇した場合（図中、実線で示す変化）、図 2 4 に示すように P Q 線図より計算された油圧ポンプ算出値としてのポンプ吐出量は Q_1 から Q_2 に急激に低下してしまい（図 2 4 中、実線で示す変化）、油圧ポンプ実際値としての固有の吐出流量変化特性（図 2 4 中、二点鎖線で示す変化）との誤差が大きくなつてしまふ。この固有の吐出流量変化特性はベンチテスト等によって求められる特性である。

【 0 1 2 4 】

そこで、油圧ポンプ吐出圧力 P をそのまま使用せず、ポンプ吐出流量の過渡特性（固有の吐出流量変化特性）に合うように、油圧ポンプ特性パラメータとしての吐出圧力 P を時定数 T_{pa} を用いて補正する。その結果、補正したポンプ吐出圧 P （図 2 3 中、二点鎖線で示す）から求められた油圧ポンプ吐出流量（図 2 4 中、一点鎖線で示す）は、固有の吐出量変化特性（図 2 4 中、二点鎖線で示す）との誤差が小さくなり、求めた流量変化特性に基づいて油圧負荷を算出することで、油圧負荷を精確に算出することができる。これにより、電動発電機 3 4 を精確に制御することができ、ハイブリッド式建設機械を継続的に運転することができる。

【 0 1 2 5 】

吐出圧力 P と同様に、ポンプ制御電流 I の変化についても固有の吐出流量変化特性を考慮する必要がある。例えば、図 2 5 に示すように、油圧ポンプ 2 1 の制御電流 I が I_1 から I_2 に上昇した場合（図中、実線で示す変化）、図 2 6 に示すように P Q 線図より計算された油圧ポンプ算出値としてのポンプ吐出量は Q_1 から Q_2 に急激に上昇してしまい（図 2 6 中、実線で示す変化）、油圧ポンプ実際値としての固有の吐出流量変化特性（図 2 6 中、二点鎖線で示す変化）との誤差が大きくなつてしまふ。

【 0 1 2 6 】

そこで、ポンプ制御電流 I をそのまま使用せず、ポンプ吐出流量の過渡特性に合うように油圧ポンプ特性パラメータとしてのポンプ制御電流 I を時定数 T_{ia} を用いて補正する。その結果、補正した制限電流 I （図 2 5 中、二点鎖線で示す）から求められた油圧ポンプ吐出流量（図 2 6 中、一点鎖線で示す）は、固有の吐出流量変化特性（図 2 6 中、二点鎖線で示す）との誤差が小さくなり、求めた流量変化特性に基づいて油圧負荷を算出することで、油圧負荷を精確に算出することができる。

【 0 1 2 7 】

さらに、ネガティブコントロール圧 P_n の変化についても固有の吐出流量変化特性を考慮する必要がある。例えば、図 2 7 に示すようにネガティブコントロール圧 P_n が P_{n1}

10

20

30

40

50

から $P_n 2$ に上昇した場合（図 27 中、実線で示す変化）、図 28 に示すように PQ 線図より計算された油圧ポンプ算出値としてのポンプ吐出量は Q_1 から Q_2 に急激に低下してしまい（図 28 中、実線で示す変化）、油圧ポンプ実際値としての固有の吐出流量変化特性（図 28 中、二点鎖線で示す変化）との誤差が大きくなってしまう。

【0128】

そこで、ネガティブコントロール圧 P_n をそのまま使用せず、ポンプ吐出流量の過渡特性に合うように、油圧ポンプ特性パラメータとしてのネガティブコントロール圧 P_n を時定数 T_{na} を用いて補正する。その結果、補正したネガティブコントロール圧 P_n （図 27 中、二点鎖線で示す）から求められた油圧ポンプ吐出流量（図 28 中、一点鎖線で示す）は、油圧ポンプ実際値としての固有の吐出流量変化特性（図 28 中、二点鎖線で示す）との誤差が小さくなり、求めた流量変化特性に基づいて油圧負荷を算出することで、油圧負荷を精確に算出することができる。
10

【0129】

本実施形態では、図 20 に示す負荷計算アルゴリズムにおいて用いる制御信号として、油圧ポンプ吐出圧力 P 、ポンプ制御電流 I 、及びネガティブコントロール圧 P_n の値を、上述の固有の流量変化特性に基づいて補正し、補正した値を用いて馬力制御吐出量 V_p 及び NC 制御吐出量 V_n を求めている。

【0130】

すなわち、油圧ポンプ 21 の駆動を制御するための制御信号として油圧ポンプ 21 に入力される油圧ポンプ吐出圧力 P 及びポンプ制御電流 I の値を、油圧ポンプ 21 の固有の流量変化特性に基づいて補正し、補正した値を用いて馬力制御吐出量 V_p を精確に求めている。また、ネガティブコントロール圧 P_n の値を、ネガティブコントロールシステムに固有の流量変化特性に基づいて補正し、補正した値を用いて NC 制御吐出量 V_n を精確に求めている。
20

【0131】

ここで、油圧ポンプ 21 の駆動を制御するための制御信号の一つである油圧ポンプ吐出圧力 P の補正に関してさらに詳しく説明する。図 23 はポンプ吐出圧 P を圧力 P_1 から P_2 に上昇させる際の変化特性を示すグラフである。図 23 において、実測上の圧力変化が実線で示され、油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性を考慮して吐出圧力を補正した場合の圧力変化が一点鎖線で示されている。油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性を考慮して補正した圧力変化は、実測上の圧力変化に追従せずに時間遅れをもって変化する。
30

【0132】

図 24 は図 23 に示す圧力変化に基づいて計算により求めたポンプ吐出流量 Q の変化を示すグラフである。吐出圧力を P_1 から P_2 に上昇させると、吐出流量は Q_1 から Q_2 に減少する。図 24 において、図 23 の実線で示される実測上の圧力変化に基づいて求められた補正無しの計算上の吐出流量変化が実線で示されている。しかし、図 23 の実線で示される実測上の圧力変化があったとしても実際の吐出流量は圧力変化に追従できず、実際の吐出流量は図 24 の二点鎖線に示すように油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性に従って変化する。
40

【0133】

そこで、図 23 の一点鎖線で示すように吐出流量変化特性を考慮して圧力変化を補正し、補正した圧力変化に基づいて吐出流量を算出すると、図 24 の一点鎖線で示すように、二点鎖線で示す実際の吐出流量に近似した吐出流量変化を算出することができる。

【0134】

このように、固有の流量変化特性を考慮して補正した吐出圧力 P により油圧ポンプ 21 の吐出流量を算出することで、実際の吐出流量にほぼ等しい吐出流量を算出することができ、油圧ポンプ 21 の出力をより精度良く算出することができる。これにより、油圧ポンプ 21 への入力を精度よく求めることができ、電動発電機 34 のアシスト量を適切に設定することができる。この結果、エンジン 30 への負荷を適切に制御することができ、過負
50

荷によるエンジン 30 の燃費悪化やエンストを防止することができる。

【0135】

なお、上述の説明では、吐出圧力 P を P1 から P2 に上昇させるとときに立ち上がり時定数 T_{pa} を用いて吐出圧力 P を補正する場合について説明したが、図 19 に示すように、吐出圧力 P を P2 から P1 に下降させるとても立ち下がり時定数 T_{pb} を用いて吐出圧力 P を補正することが好ましい。

【0136】

次に、油圧ポンプ 21 を駆動するための制御信号の一つであるポンプ制御電流 I の補正に関してさらに詳しく説明する。図 25 はポンプ制限電流 I を電流 I1 から I2 に上昇させる際の変化特性を示すグラフである。図 25 において、実測上の電流変化が実線で示され、油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性を考慮してポンプ制御電流を補正した場合の電流変化が一点鎖線で示されている。油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性を考慮した電流変化は実測上の電流変化に追従せず、時間遅れをもって変化する。

10

【0137】

図 26 図 25 に示す電流変化に基づいて計算により求めたポンプ吐出流量 Q の変化を示すグラフである。ポンプ制限電流 I を I1 から I2 に上昇させると、吐出流量は Q1 から Q2 に増大する。図 26 において、図 25 の実線で示される実測上の電流変化に基づいて求められた補正無しの計算上の吐出流量変化が実線で示されている。また、図 25 の一点鎖線で示される電流変化特性を考慮した場合の吐出流量変化が同様に一点鎖線で示されている。しかし、図 25 の実線で示される実測上の電流変化があったとしても実際の吐出流量は圧力変化に追従できず、実際の吐出流量は図 26 の二点鎖線で示すように油圧ポンプ 21 の固有の吐出流量変化特性に従って変化する。

20

【0138】

そこで、図 25 の一点鎖線で示すように吐出流量変化特性を考慮して電流変化を補正し、補正した電流変化に基づいて吐出流量を算出すると、図 26 の一点鎖線で示すように、二点鎖線で示す実際の吐出流量に近似した吐出流量変化を算出することができる。

【0139】

このように、吐出流量変化特性を考慮して補正したポンプ制限電流 I により油圧ポンプ 21 の吐出流量を算出することで、実際の吐出流量にほぼ等しい吐出流量を算出することができ、油圧ポンプ 21 の出力をより精度良く算出することができる。これにより、油圧ポンプ 21 への入力を精度よく求めることができ、電動発電機 34 のアシスト量を適切に設定することができる。この結果、エンジン 30 への負荷を適切に制御することができ、過負荷によるエンジン 30 の燃費悪化やエンストを防止することができる。

30

【0140】

ここで、上述のポンプ制御電流 I の変化特性は、作業機械の作業モードによって調整する方が好ましい。例えば、ハイブリッド式作業機械の一例としての油圧ショベルでは、図 2 に示すように。重掘削モード (H モード)、標準掘削モード (S モード)、仕上げ掘削モード (L モード) があり、各モードによって油圧ポンプの特性を変えて、掘削条件に適合させることができます。そのため、作業モードによって、ポンプ制御電流 I の変化特性を異なるものに設定する。すなわち、ポンプ制限電流 I の変化の時定数を、作業モードによって調整することで、油圧ポンプの特性を変えて、掘削条件に適合させることができます。

40

【0141】

なお、上述の説明では、ポンプ制限電流 I を I1 から I2 に増大させるとときに立ち上がり時定数 T_{ia} を用いてポンプ制限電流 I を補正する場合について説明したが、図 30 に示すように、ポンプ制限電流 I を I2 から I1 に減少させるとても立ち下がり時定数 T_{ib} を用いてポンプ制限電流 I を補正することが好ましい。

【0142】

次に、油圧ポンプ 21 の駆動を制御する制御信号の一つであるネガティブコントロール圧 (ネガコン圧力) P_n の補正に関してさらに詳しく説明する。図 27 はネガコン圧力 P

50

n_1 を圧力 P_{n1} から P_{n2} に上昇させる際の変化特性を示すグラフである。図27において、実測上のネガコン圧力変化が実線で示され、圧力変化特性を考慮してネガコン圧力を補正した場合の圧力変化が一点鎖線で示されている。また、油圧ポンプ21の固有の吐出流量変化特性を考慮して吐出圧力を補正した場合のネガコン圧力変化が一点鎖線で示されている。油圧ポンプ21の固有の吐出流量特性を考慮して補正したネガコン圧力変化は実測上のネガコン圧力変化に追従せず、時間遅れをもって変化する。

【0143】

図28は図27に示すネガコン圧力変化に対応したポンプ吐出流量Qの変化を示すグラフである。ネガコン圧力 P_n を P_{n1} から P_{n2} に上昇させると、ポンプ吐出流量Qは Q_1 から Q_2 に減少する。図28において、図27の実線で示される実測上の圧力変化に基づいて求められた補正無しの計算上の吐出流量変化が実線で示されている。しかし、図27の実線で示される実測上のネガコン圧力変化があったとしても実際の吐出流量はネガコン圧力変化に追従できず、実際の吐出流量は図28の二点鎖線に示すように油圧ポンプ21の固有の流量変化特性に従って変化する。

【0144】

そこで、図27の一点鎖線で示すように吐出流量変化特性を考慮してネガコン圧力変化を補正し、補正したネガコン圧力変化に基づいて吐出流量を算出すると、図28の一点鎖線で示すように、二点鎖線で示す実際の吐出流量に近似した吐出流量変化を算出することができる。

【0145】

このように、吐出流量変化特性を考慮して補正したネガコン圧力 P_n に基づいて油圧ポンプ21の吐出流量を算出することで、実際の吐出流量にほぼ等しい吐出流量を算出することができ、油圧ポンプ21の出力をより精度良く算出することができる。これにより、油圧ポンプ21への入力を精度よく求めることができ、電動発電機34のアシスト量を適切に設定することができる。この結果、エンジン30への負荷を適切に制御することができ、過負荷によるエンジン30の燃費悪化やエンストを防止することができる。

【0146】

なお、上述の説明では、ネガコン圧力 P_n を P_{n1} から P_{n2} に上昇させるときに立ち上がり時定数 T_{na} を用いてネガコン圧力 P_n を補正する場合について説明したが、図31に示すように、ネガコン圧力 P_n を P_{n2} から P_{n1} に下降させるときにも立ち下がり時定数 T_{nb} を用いてネガコン圧力 P_n を補正することが好ましい。

【0147】

以上のように、油圧ポンプ21の固有の流量変化特性を求め、固有の流量変化特性に基づいて油圧ポンプ21の出力 W_{hyd} を補正後油圧想定出力として算出し、算出された油圧ポンプ21の出力 W_{hyd} に基づいて電動発電機34の出力を制御する。具体的には、電動発電機34の出力が、油圧ポンプ21の出力 W_{hyd} とエンジン30の出力 W_e との差分に等しくなるように制御する ($W_a = W_{hyd} - W_e$)。また、油圧ポンプ21の出力 W_{hyd} がエンジン30の出力 W_e と電動発電機34の出力 W_a (電動運転状態を正の値とした場合)との和より大きくなると ($W_{hyd} > W_e + W_a$)、エンジン30に過大な負荷が加わることとなるので、油圧ポンプ21の出力 W_{hyd} と電動発電機34の最大出力 W_{max} の差分が、エンジンの最大出力 W_{max} より小さくなるように制御する ($W_{max} > W_{hyd} - W_{max}$)。

【0148】

ここで、電動状態にある電動発電機34の最大出力 W_{max} は、電気負荷に出力要求 W_{out} がある場合にバッテリの最大出力 W_{bmax} を考慮すると、バッテリの最大出力 W_{bmax} と電気負荷の出力要求 W_{out} との差分より小さい範囲に制限される ($W_{max} < W_{bmax} - W_{out}$)。

【0149】

また、上述の第1実施形態及び第2実施形態と同様に、図19に示すような動力分配を行なって、電動発電機34を制御することとしてもよい。

10

20

30

40

50

【0150】

以上説明した第3実施形態を、上述の第1実施形態、第2実施形態、及びそれらの変形例（ポジコン制御、ロードセンシング制御）と組み合わせることで、油圧想定出力（油圧ポンプ出力（軸入力側））Winにより精度高く算出することができる。これにより、エンジン30の出力（すなわち、エンジン30の負荷）をより精度よく制御することができるので、エンジン30への負荷が常に適切な負荷となるように制御することができ、エンジン30を効率のよい状態で運転することができる。

【0151】

第3実施形態においては、ネガコン回路を用いたハイブリッド式作業機械について説明したが、ポジコン制御やロードセンシング制御を用いて制御する場合には、図27及び図28を用いて説明した補正は不要である。10

【0152】

また、第3実施形態の補正方法は、図19に示す油圧負荷推定演算部70内で行なうこともできる。

【0153】

さらにまた、第3実施形態で説明した補正方法は、第1及び第2実施形態と組み合わせて用いることもできる。

【0154】

本発明は具体的に開示された実施形態に限られず、特許請求の範囲から逸脱することなく、種々の変形や変更が可能である。20

【0155】

本出願は2009年1月16日出願の優先権主張日本特許出願2009-007949号及び2009年6月15日出願の優先権主張日本特許出願2009-142638号に基づくものであり、その全内容はここに援用される。

【産業上の利用可能性】**【0156】**

本発明は、内燃機関を電動モータによりアシストしてポンプを駆動して油圧を発生させるハイブリッド式作業機械に適用可能である。

【符号の説明】**【0157】**

1 エンジンモータ30

2 コントローラ

3 モード切換器

4 スロットルボリューム

5 電磁比例弁

21 油圧ポンプ

21A パイロット・ギアポンプ

22 コントローラバルブ

22a, 22b, 22c 切換弁

23 ポンプ吐出圧センサ

24 ネガティブコントロール絞り弁（ネガコン絞り弁）

25 タンク

26 ネガティブコントロールセンサ（ネガコンセンサ）

27 レギュレータ

30 エンジン

32 スプリッタ

34 アシストモータ

36, 40 インバータ

38 バッテリ

42 コントローラ

10

20

30

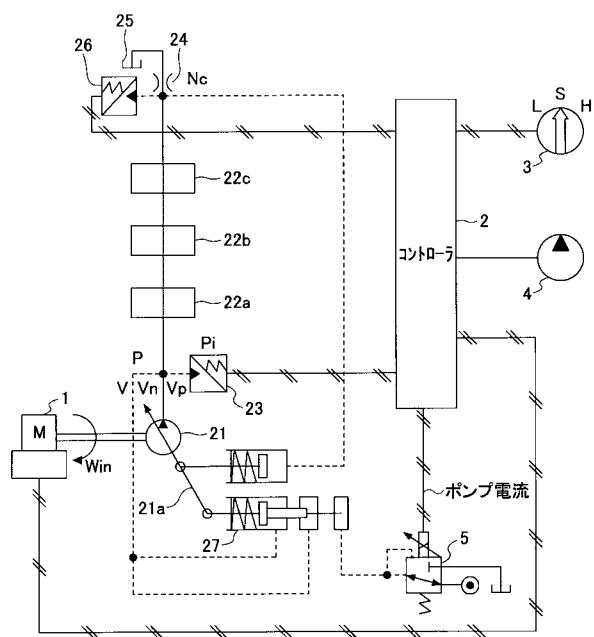
40

50

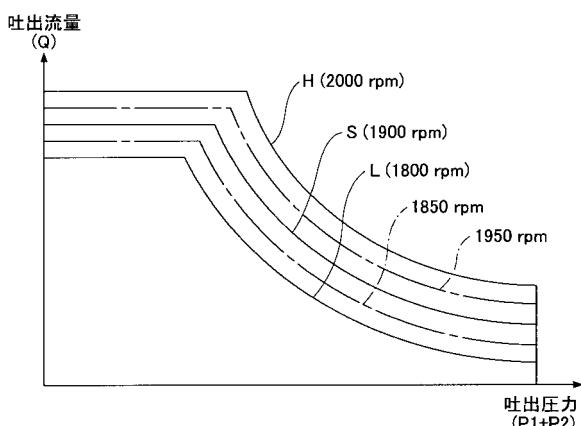
- 5 0 効率マップ調整量自動算出部
 5 2 , 5 8 油圧実際出力算出部
 5 4 油圧ポンプ効率マップ
 5 6 P Q マップ調整量自動算出部
 6 0 P Q マップ
 7 0 油圧負荷推定演算部
 7 2 エンジン出力範囲決定部
 7 4 バッテリ出力決定部
 7 4 A バッテリ出力範囲決定部
 7 4 B バッテリ出力目標値決定部
 7 4 C 充電状態算出部
 8 0 動力分配部

10

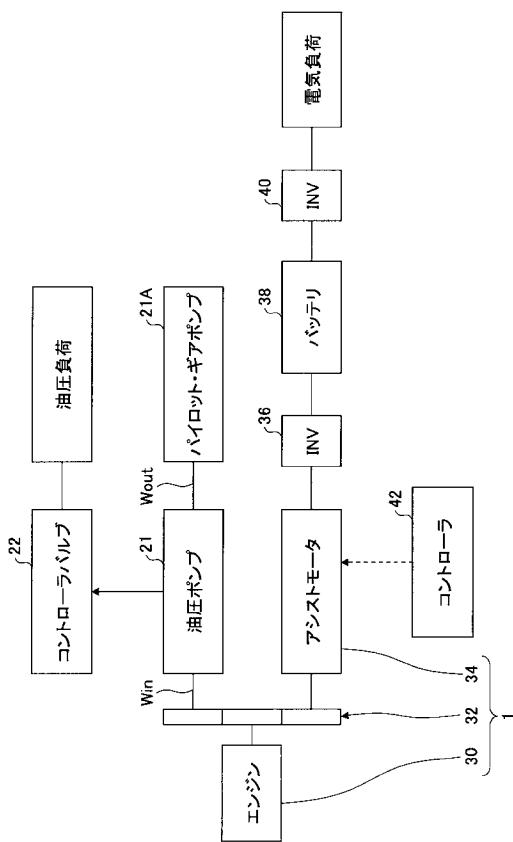
【図 1】



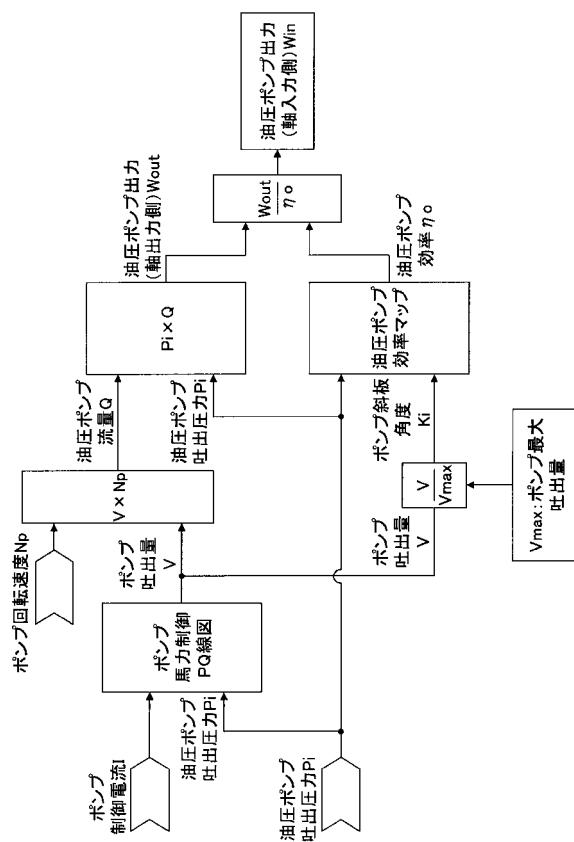
【図 2】



【図3】



【図4】

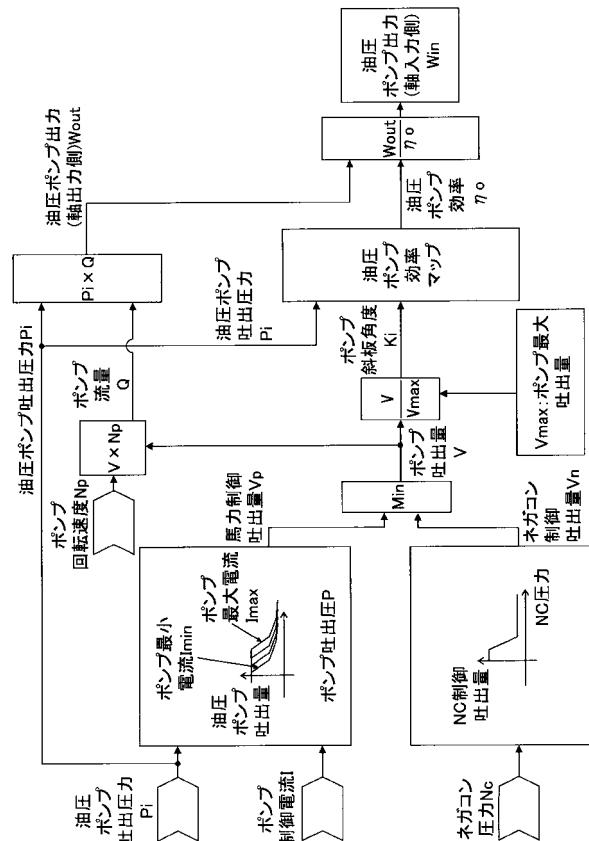


【図5】

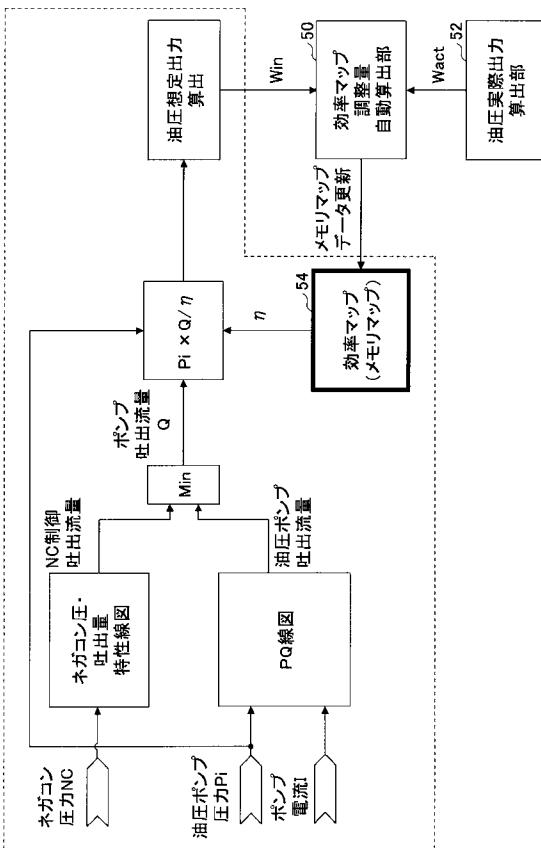
	K1	...	Kj	Ki	Kj+1	...	Kn
P1	$\eta_{1,1}$		$\eta_{1,j}$	$\eta_{1,j+1}$			$\eta_{1,n}$
.
.
Pj(1)	$\eta_{j,1}$		$\eta_{j,j}$	$\eta_{j,j+1}$			$\eta_{j,n}$
Pi	$\eta_{i,1}$		$\eta_{i,j}$	η_o	$\eta_{i,j+1}$		$\eta_{i,n}$
Pj+(1)	$\eta_{j+1,1}$		$\eta_{j+1,j}$	$\eta_{j+1,j+1}$			$\eta_{j+1,n}$
.
.
Pn	$\eta_{n,1}$		$\eta_{n,j}$	$\eta_{n,j}$	$\eta_{n,j+1}$		$\eta_{n,n}$

$P_1 < P_2 < \dots < P_j \leq P_{j+1} < P_m$
 $K_1 < K_2 < \dots < K_i \leq K_{i+1} < K_n$

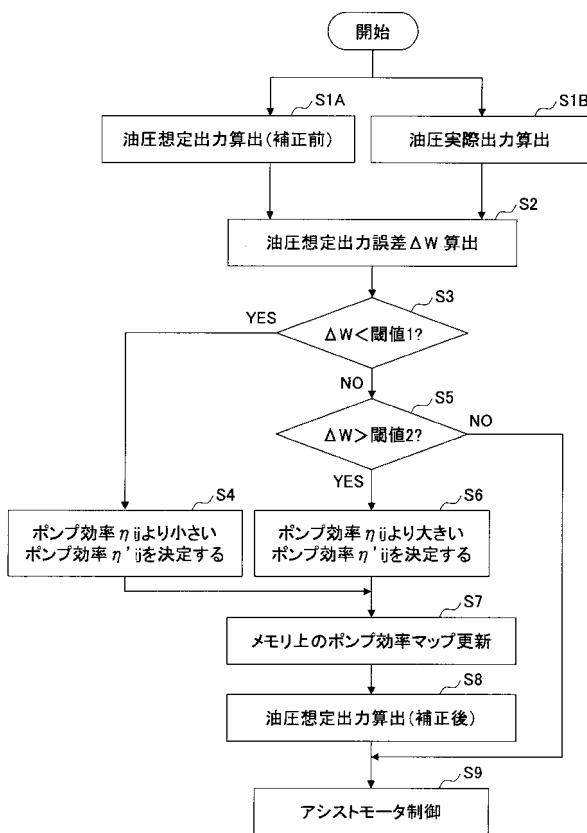
【図6】



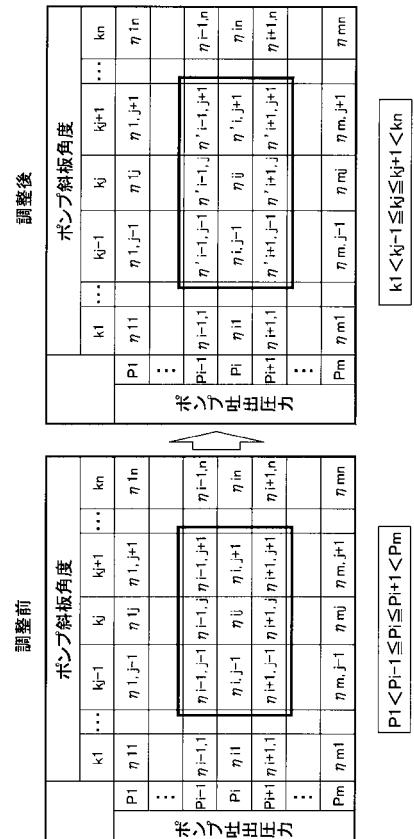
【四七】



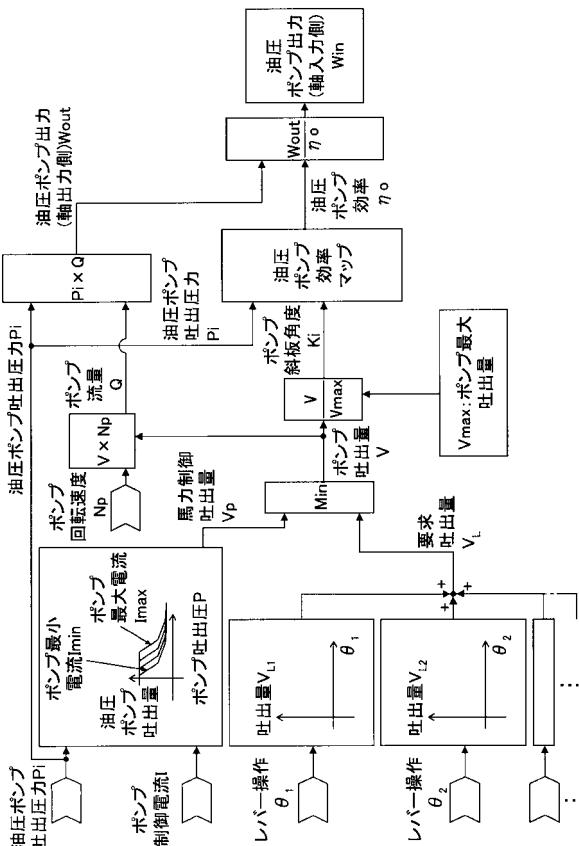
【図8】



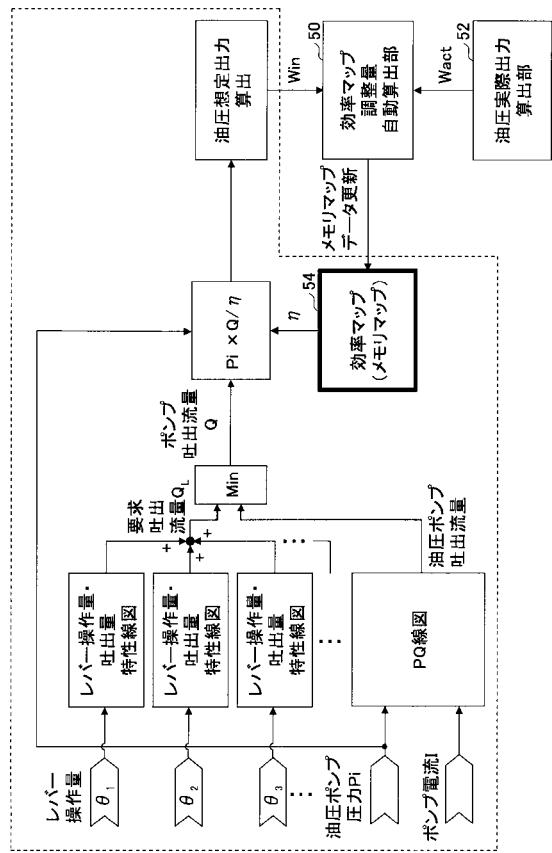
【 四 9 】



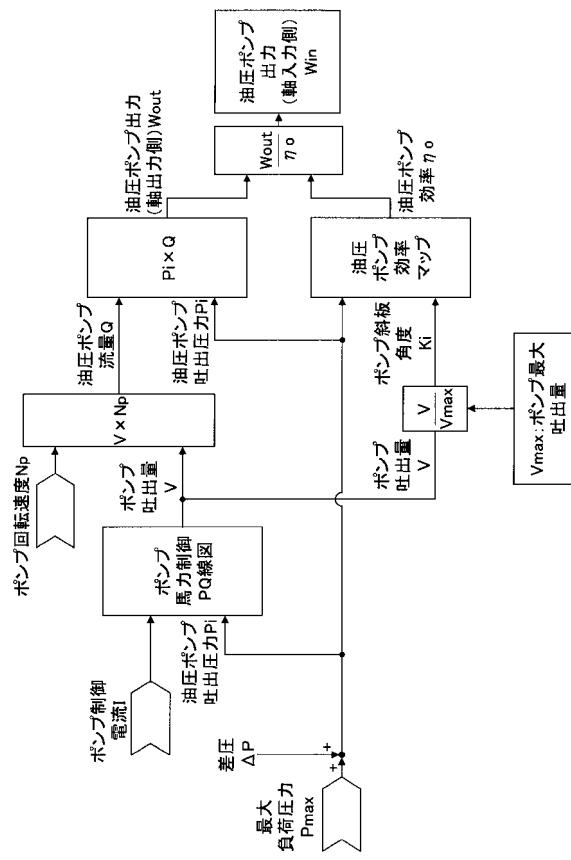
【図10】



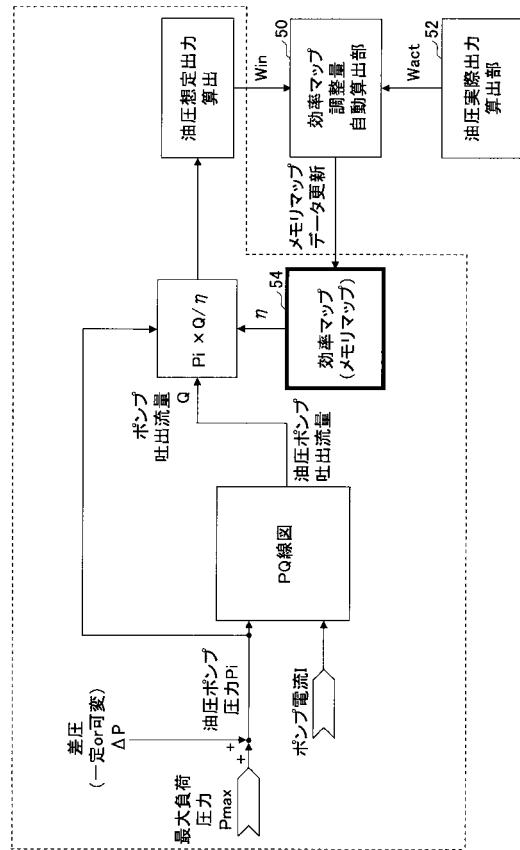
【図 1-1】



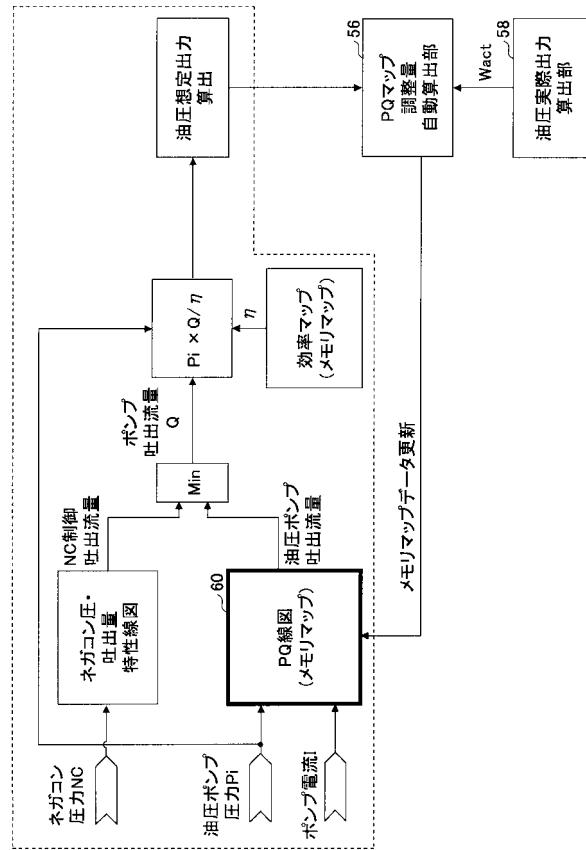
【図 1-2】



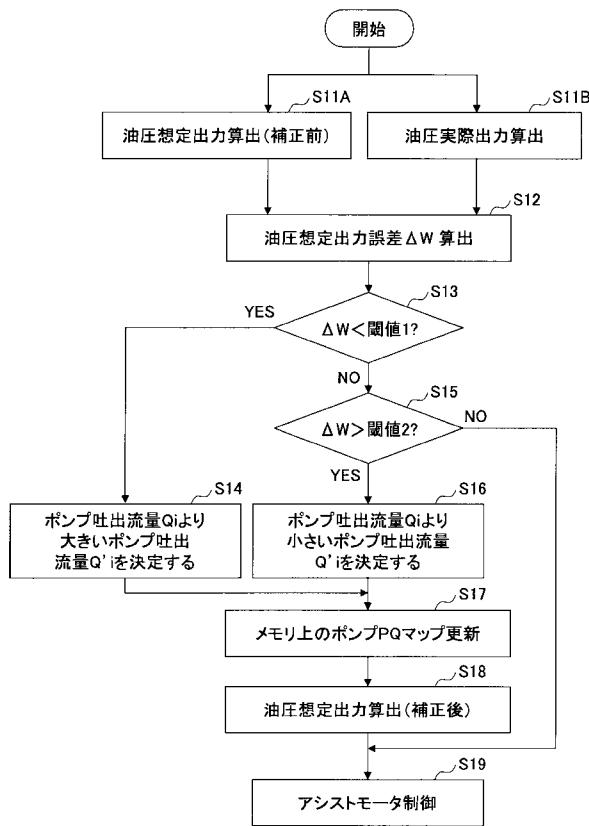
【図 1-3】



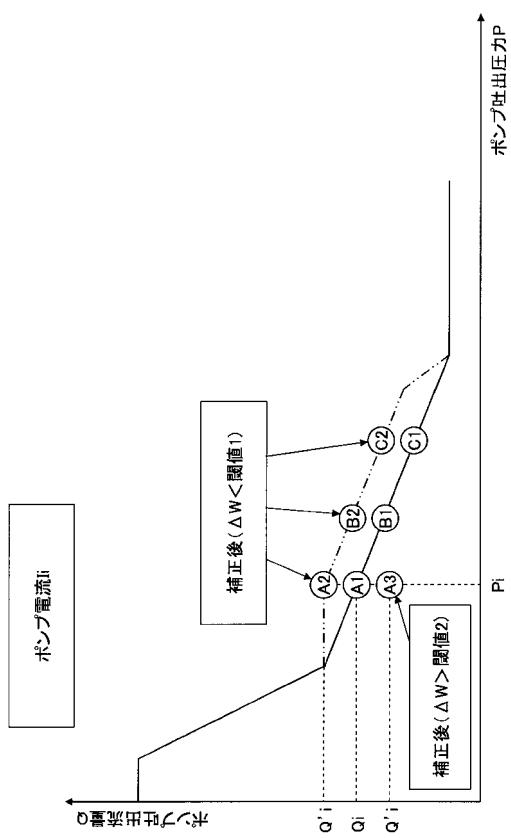
【図 1-4】



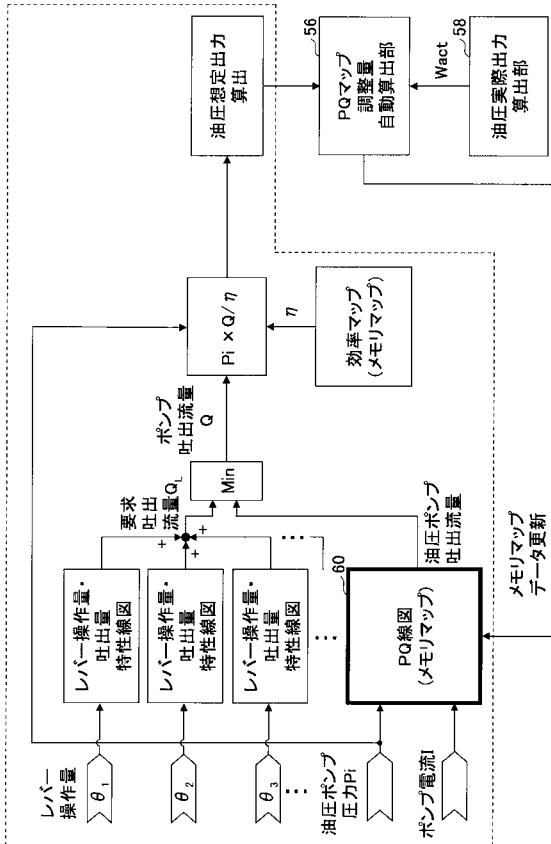
【図15】



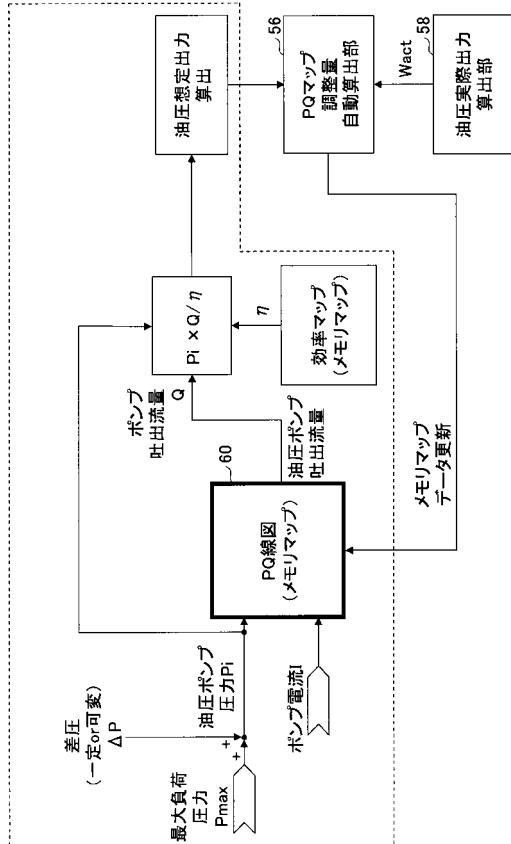
【図16】



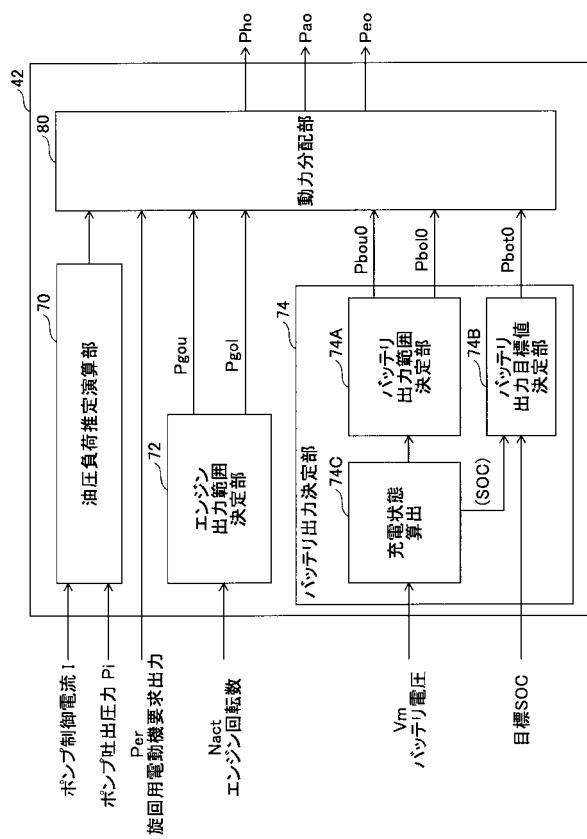
【図17】



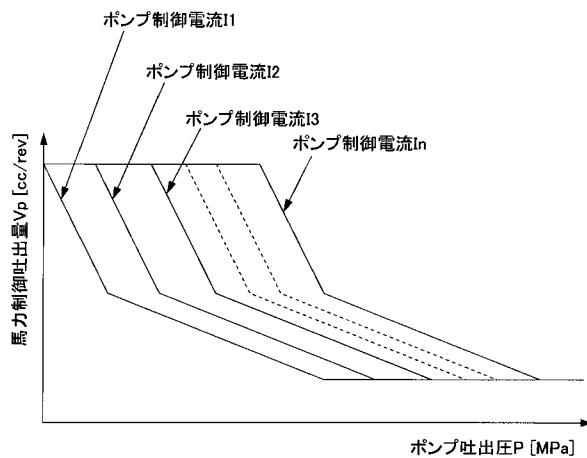
【図18】



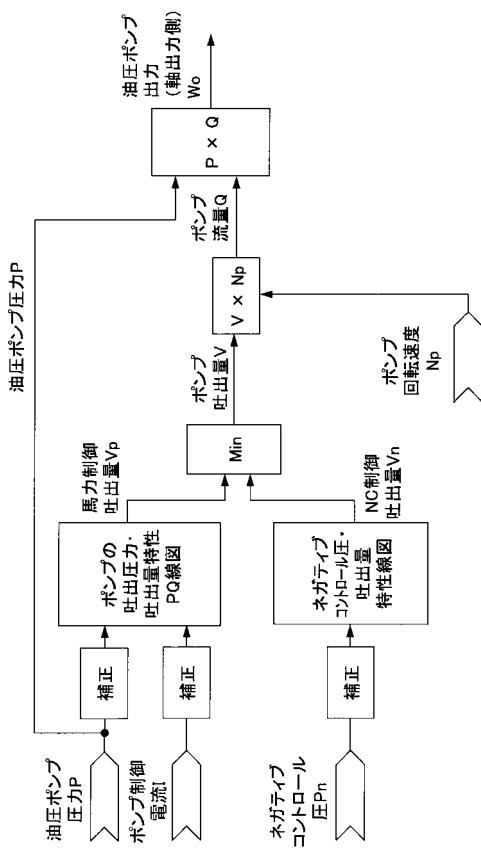
【図19】



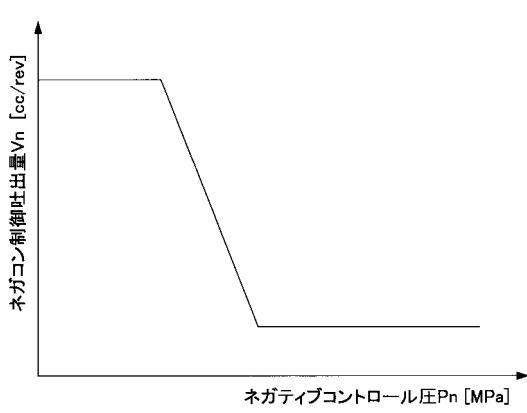
【図21】



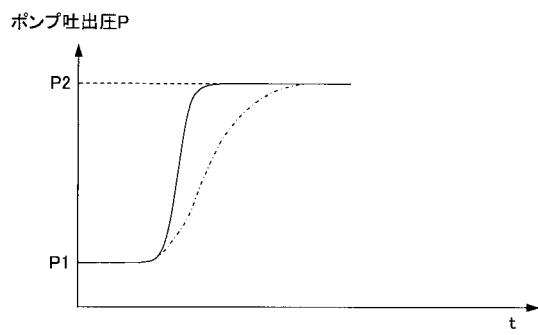
【 図 20 】



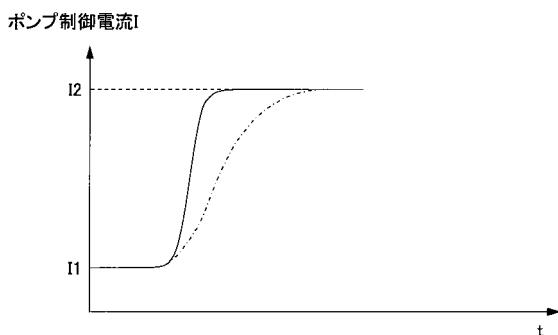
【 図 2 2 】



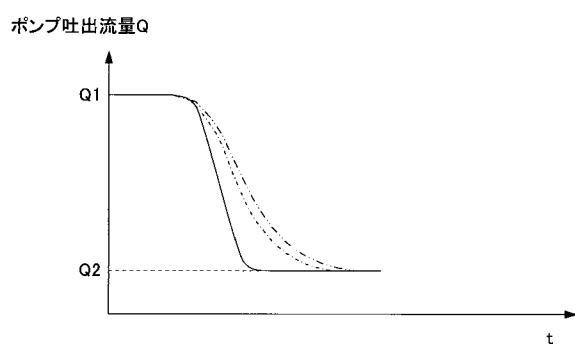
【図23】



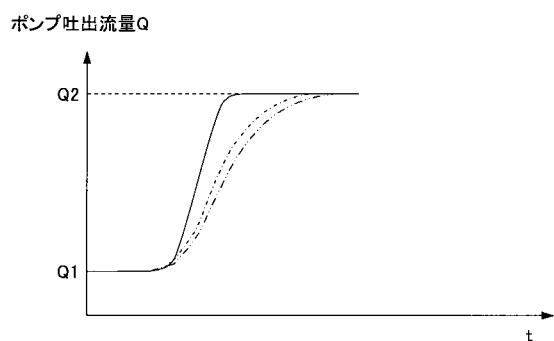
【図25】



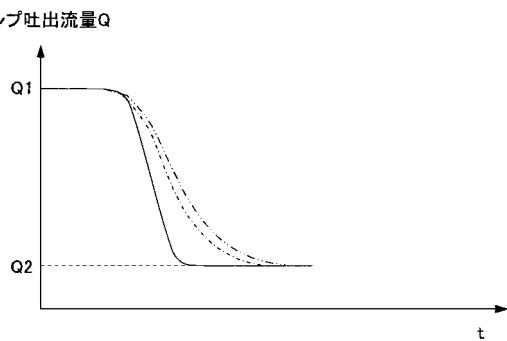
【図24】



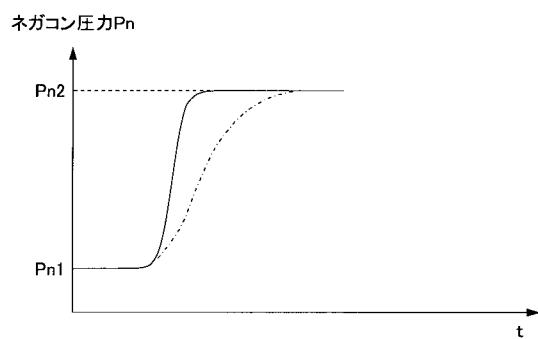
【図26】



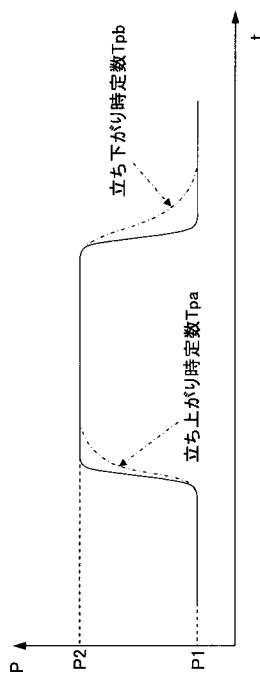
【図28】



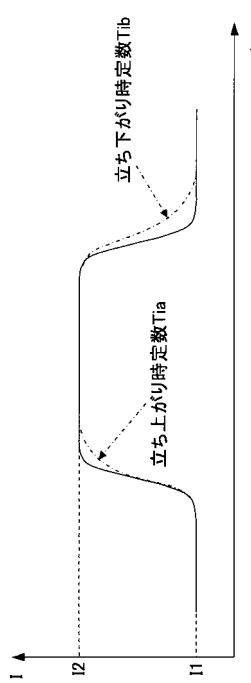
【図27】



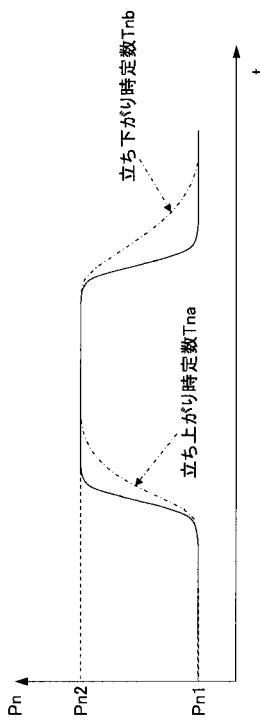
【図29】



【図30】



【図31】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2007-290607(JP,A)
特開2009-299480(JP,A)
特開昭56-096188(JP,A)
特開2008-255699(JP,A)
特開2008-088660(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04B 49/00 ~ 51/00
E02F 9/20