(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第5356436号
(P5356436)
(45)発行日　平成25年12月4日(2013.12.4)　(24)登録日　平成25年9月6日(2013.9.6)

(51)Int.Cl.		FI	
E02F　9/20	(2006.01)	E02F　9/20	Z
F02D　29/04	(2006.01)	F02D　29/04	G

請求項の数 8　(全 22 頁)

(21)出願番号　特願2011-44257(P2011-44257)
(22)出願日　平成23年3月1日(2011.3.1)
(65)公開番号　特開2012-180683(P2012-180683A)
(43)公開日　平成24年9月20日(2012.9.20)
審査請求日　平成25年1月9日(2013.1.9)

(73)特許権者　000005522
日立建機株式会社
東京都文京区後楽二丁目５番１号
(74)代理人　100077816
弁理士　春日　讓
(74)代理人　100156524
弁理士　猪野木　雄一
(72)発明者　石原　新士
茨城県ひたちなか市堀口８３２番地２
株式会社日立製作所
機械研究所内
(72)発明者　井村　進也
茨城県ひたちなか市堀口８３２番地２
株式会社日立製作所
機械研究所内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】建設機械の制御装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される油圧アクチュエータと、前記エンジンとの間でトルクの伝達を行う電動・発電機と、この電動・発電機に電力を供給する蓄電手段と、操作信号に基づいて前記油圧ポンプの容量を調節するポンプ容量調節手段とを備える建設機械の制御装置において、

前記エンジンの実回転数を検出する実回転数検出手段と、

前記エンジンの目標回転数を定める目標回転数設定手段と、

前記エンジンによる出力をアシストするために前記電動・発電機により発生させるアシスト出力を算出するアシスト出力演算手段と、

前記油圧ポンプの吸収トルク上限値を算出する吸収トルク上限演算手段と、

この吸収トルク上限演算手段で算出された値に基づいて前記油圧ポンプの容量を調節するために前記容量調節手段に出力する操作信号を生成する操作信号生成手段とを備え、

前記吸収トルク上限演算手段は、前記実回転数検出手段から入力される実回転数と前記目標回転数設定手段から入力される前記目標回転数との差である回転数偏差が、前記アシスト出力演算手段で算出されるアシスト出力の大きさに応じて設定される設定値以上のとき、前記油圧ポンプの吸収トルク上限値を前記算出した値から低減することを特徴とする建設機械の制御装置。

【請求項２】

　請求項１に記載の建設機械の制御装置において、
　前記回転数偏差の設定値は、前記電動・発電機のアシスト出力が大きくなるほど小さく設定されることを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項３】
　請求項１又は２に記載の建設機械の制御装置において、
　前記蓄電手段における蓄電量を検出する蓄電量検出手段をさらに備え、
　前記回転数偏差の設定値は、前記蓄電量検出手段から入力される前記蓄電手段の蓄電量が少なくなるほど小さく設定されることを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項４】
　請求項１から３のいずれかに記載の建設機械の制御装置において、
　前記油圧ポンプの負荷を検出する負荷検出手段と、
　前記エンジンの実際の出力を検出するエンジン出力検出手段とをさらに備え、
　前記アシスト出力演算手段は、前記回転数偏差に基づいて加速アシスト出力を算出し、さらに、前記負荷検出手段から入力される前記油圧ポンプの負荷と前記エンジン出力検出手段から入力されるエンジン出力との差に基づいてパワーアシスト出力を算出することを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項５】
　請求項４に記載の建設機械の制御装置において、
　前記実回転数検出手段から入力される実回転数に基づいて前記エンジンの最大出力を演算するエンジン最大出力演算手段をさらに備え、
　前記アシスト出力演算手段は、前記エンジン最大出力設定手段から入力されるエンジン最大出力をさらに参照することで前記パワーアシスト出力の最小値を算出することを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項６】
　請求項２に記載の建設機械の制御装置において、
　前記回転数偏差の設定値は、前記電動・発電機のアシスト出力の変化に合わせて連続して変化することがあることを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項７】
　請求項１から６のいずれかに記載の建設機械の制御装置において、
　前記目標回転数設定手段は、前記エンジンの必要出力に対する燃料消費量が最小となる動作点を目標回転数とすることを特徴とする建設機械の制御装置。
【請求項８】
　請求項１に記載の建設機械の制御装置において、
　前記吸収トルク上限演算手段は、前記回転数偏差が前記設定値以上のときに前記ポンプの吸収トルク上限値を低減する量を、前記回転数偏差と前記設定値の差の大きさに応じて大きくすることを特徴とする建設機械の制御装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
　本発明は、油圧ショベルやホイールローダ等の油圧アクチュエータを備えるハイブリッド式建設機械に係り、特にその制御装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
　油圧システムによって駆動される油圧ショベル等の建設機械では、軽負荷から重負荷までの全ての作業に対応できるように、最大負荷時の作業を見込んで選定した大型のエンジンを備えていることが多い。しかし、このように大型のエンジンを備えても、建設機械の作業全体において重負荷となる作業（例えば、油圧ショベルにおいて土砂の掘削・積み込みを頻繁に行う重掘削作業時）はあくまでも一部であり、軽負荷時や中負荷時（例えば、油圧ショベルにおいて地面を均すための水平引き作業を行う軽掘削作業時）にエンジンの能力が余ってしまうので、燃料消費量（以下、燃費と略すことがある）を低減する観点か

らは好ましくない傾向がある。この点を鑑みて、燃費低減のためにエンジンを小型化するとともに、エンジンの小型化に伴う出力不足を電動・発電機による出力で補助（アシスト）するハイブリッド式建設機械が知られている。

【０００３】

　ハイブリッド式建設機械に関する技術としては、例えば、特開２００７－２１８１１１号公報に記載されているものがある。この技術は、アイドル状態から即座に作業に復帰する場合等、低速回転中のエンジンを急加速する場合におけるオペレータの操作フィーリングの向上を図ったものである。この技術に係るハイブリッド式建設機械の制御装置は、エンジン（電動・発電機）の目標回転数、電動・発電機の実回転数及び蓄電器の残量に基づいて、電動・発電機によるアシスト出力の発生が必要か否かを判断する判定手段を備えており、当該判定手段においてアシスト出力の発生が不要であると判断された場合には、油圧ポンプが吸収可能な最大吸収トルクを示す最大トルク線として、エンジン目標回転数の上昇とともに最大吸収トルクを増加させる第１最大トルク線を選択し、一方、当該判定手段においてアシスト出力の発生が必要であると判断された場合には、最大トルク線として、第１最大トルク線と比較してエンジン低回転領域で最大吸収トルクが大きくなる第２最大トルク線を選択している。これにより、電動・発電機によるアシスト出力を発生する場合には、エンジン回転数の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクがアシスト出力を発生しない場合と比較して大きくなるため、操作レバーの動きに対して建設機械の動き出しが早くなり、オペレータに与える操作フィーリングの違和感が軽減される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００４】

【特許文献１】特開２００７－２１８１１１号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００５】

　ところで、ハイブリッド式建設機械において燃費低減を図るためには、エンジンだけでなく、電動・発電機の消費電力低減と小型化を図ることが好ましい。

【０００６】

　ここで、この観点から上記技術を検討する。上記技術では、エンジン回転数に応じて油圧ポンプの最大吸収トルクを一意に決定しており、さらに、電動・発電機でエンジンをアシストする場合には低回転数領域で最大吸収トルクを他の場合よりも大きな値としている。そのため、当該低回転数領域でエンジンを動作させている最中に作業装置に大きな負荷が加わった場合には、当然エンジンにも大きな負荷が加わることになる。したがって、電動・発電機によるエンジントルクアシストが不足したり遅れたりすると、エンジン回転数が落ち込むラグダウンが生じたり、場合によってはエンジンストールが生じる可能性がある。ラグダウンの発生は、エンジン回転数を目標回転数へ復帰させようとする急激な燃料噴射による黒煙の発生などの排ガス状況や燃費の悪化を招くことになる。また、エンジン回転数の減少に伴うエンジン音の変化がオペレータに不快感を与える。

【０００７】

　このような事態を回避するためには、電動・発電機によって過渡的に大きなアシスト出力を発生する必要がある。しかし、大きなアシスト出力を発生させると、電力消費量が大きくなり、小型化したエンジンを電動・発電機でアシストすることで燃費向上を図るという当初の設計趣旨に反して燃費が悪化する。また、大きなトルクアシストを行うためには、電動・発電機のサイズを大きくする必要があるが、これは電動・発電機に電力を供給するための蓄電装置の容量増加にもつながる。そのため、電動コンポーネントの小型化、ひいては建設機械そのものの小型化も困難になる。

【０００８】

　本発明は、このような問題を解消するためになされたもので、エンジンを加速する際に、電動・発電機による過渡的なアシスト出力を抑える省電力で低燃費なハイブリッド式建

設機械の制御装置を提供することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００９】
　本発明は、上記目的を達成するために、エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される油圧アクチュエータと、前記エンジンとの間でトルクの伝達を行う電動・発電機と、この電動・発電機に電力を供給する蓄電手段と、操作信号に基づいて前記油圧ポンプの容量を調節するポンプ容量調節手段とを備える建設機械の制御装置において、前記エンジンの実回転数を検出する実回転数検出手段と、前記エンジンの目標回転数を定める目標回転数設定手段と、前記油圧ポンプの負荷を検出する負荷検出手段と、前記実回転数検出手段から入力される実回転数と前記目標回転数設定手段から入力される前記目標回転数との差である回転数偏差、又は前記負荷検出手段から入力される前記油圧ポンプの負荷に基づいて、前記電動・発電機により発生させるアシスト出力を算出するアシスト出力演算手段と、前記油圧ポンプの吸収トルク上限値を算出する吸収トルク上限演算手段と、この吸収トルク上限演算手段で算出された値に基づいて前記油圧ポンプの容量を調節するために前記容量調節手段に出力する操作信号を生成する操作信号生成手段とを備え、前記吸収トルク上限演算手段は、前記回転数偏差が、前記アシスト出力演算手段で算出されるアシスト出力の大きさに応じて設定される設定値以上のとき、前記油圧ポンプの吸収トルク上限値を前記算出した値から低減するものとする。
【発明の効果】
【００１０】
　本発明によれば、作業装置の負荷増加時におけるエンジン回転数の減少が防止できる
【図面の簡単な説明】
【００１１】
【図１】本発明の実施の形態である係るハイブリッド式油圧ショベルの油圧駆動制御装置の概略図。
【図２】本発明の実施の形態に係るレギュレータ１４によるポンプ吸収トルクの制御特性図。
【図３】本発明の実施の形態におけるコントローラ８の概略構成図。
【図４】本発明の実施の形態におけるアシスト出力演算部１９の概略構成図。
【図５】本実施の形態における回転数偏差の設定値ＮＣとアシスト出力の関係を示す図。
【図６】回転偏差ΔＮが設定値ＮＣ以上のときにおけるレギュレータ１４によるポンプ吸収トルクの制御特性図の変化の一例。
【図７】アシスト出力の大きさが変化した場合におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図の変化の一例。
【図８】回転数偏差ΔＮの大きさに応じてポンプ吸収トルク上限値の許容率を設定するテーブル図の一例。
【図９】エンジン１がアシスト出力無しで目標回転数で動作している状況から、油圧ポンプ３の負荷が徐々に重負荷になってアシスト出力が増加する場合における建設機械の制御例。
【図１０】エンジン出力及びアシスト出力が最大でエンジン１が目標回転数で動作している状況から、油圧ポンプ３の負荷が徐々に重負荷になって回転数偏差ΔＮが増加する場合における建設機械の制御例。
【図１１】エンジン１の実回転数が一定の目標回転数Ｎ*で動作している状況で、油圧ポンプ３の負荷が急激に増加する場合における建設機械の制御例。
【図１２】図１１における各時刻ｔ１、ｔ２、ｔ３に対応するトルク線図。
【図１３】油圧ポンプ３の負荷が急激に増加したことに対応するためにエンジン１の目標回転数を急激に増加させた場合における建設機械の制御例。
【図１４】図１３における各時刻ｔ１、ｔ２、ｔ３に対応するトルク線図。
【図１５】本実施の形態における回転数偏差の設定値ＮＣと蓄電装置１０の蓄電量の関係

を示す図。
【図１６】蓄電装置１０の蓄電量が変化した場合におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図の変化の一例を示す図。
【発明を実施するための形態】
【００１２】
以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。図１は本発明の実施の形態である係るハイブリッド式油圧ショベルの油圧駆動制御装置の概略図である。この図に示す油圧駆動制御装置は、エンジン１と、エンジン１の燃料噴射量を調整するガバナ７と、エンジン１の実回転数を検出する回転数センサ（実回転数検出手段）１６と、エンジン１のトルクを検出するエンジントルクセンサ（エンジントルク検出手段）３１と、エンジン１により駆動される可変容量型油圧ポンプ３（以下、単に「油圧ポンプ３」と称することがある）と、油圧ポンプ３から吐出される圧油によって駆動される油圧アクチュエータ５と、エンジン１の駆動軸上に配置されエンジン１との間でトルクの伝達を行う電動・発電機２と、電動・発電機２に電力を供給する蓄電装置（蓄電手段）１０と、油圧ポンプ３の容量を調節するポンプ容量調節装置（ポンプ容量調節手段）４５と、電動・発電機２の回転数を制御して必要に応じて蓄電装置１０と電力の授受を行うインバータ（電動・発電機制御手段）９と、ガバナ７を制御し燃料噴射量を調整してエンジン回転数を制御するとともに、インバータ９を制御し電動・発電機２のトルクを制御するコントローラ（制御装置）８を備えている。
【００１３】
図１に示す油圧駆動制御装置は、油圧ポンプ３で吐出した圧油をまず複数のコントロールバルブを備えるバルブ装置４に供給し、当該バルブ装置４で圧油の流量・方向・圧力を適宜変更した後に各油圧アクチュエータ５に供給することで各油圧アクチュエータ５の駆動を制御している。本実施の形態に係る油圧ショベルに設置される油圧アクチュエータ５としては、上部旋回体の前方に取り付けられた多関節型のフロント作業装置を駆動するための油圧シリンダ（ブームシリンダ、アームシリンダ及びバケットシリンダ等）や、上部旋回体を旋回させるための油圧モータ（旋回モータ）や、上部旋回体の下部に取り付けられた下部走行体を走行させるための油圧モータ（走行モータ）等があるが、図１ではこれらをまとめて油圧アクチュエータ５と表記している。
【００１４】
エンジン１は、ガバナ７によって燃料噴射量を制御することで調速される。油圧ポンプ３には、油圧ポンプ３の負荷を演算するために必要な情報を検出する手段（ポンプ情報検出手段２１）として、油圧ポンプ３から吐出される圧油の圧力を計測する吐出圧センサと、当該圧油の流量を計測する流量計と、油圧ポンプ３の傾転角を計測する傾転角センサとが設置されており、これら吐出圧センサ、流量計及び傾転角センサはコントローラ８に検出したセンサ値を出力している。コントローラ８におけるポンプ負荷演算部２６（後述）は、このポンプ情報検出手段２１から入力される各センサ値に基づいて油圧ポンプ３の負荷を演算する。
【００１５】
ポンプ容量調節装置４５は、コントローラ８から出力される操作信号に基づいて油圧ポンプ３の容量を調節するもので、レギュレータ１４と電磁比例弁１５を有している。レギュレータ１４は油圧ポンプ３に備えられており、レギュレータ１４によって油圧ポンプ３の斜板もしくは斜軸の傾転角を操作すると、油圧ポンプ３の容量（押しのけ容積）が変更されて油圧ポンプ３の吸収トルク（入力トルク）を制御することができる（ポンプ吸収トルク制御）。本実施の形態におけるレギュレータ１４は、電磁比例弁１５が発生する制御圧によって制御されている。電磁比例弁１５は、コントローラ８における操作信号生成部２４（後述）から出力される指令値に基づいて作動する。
【００１６】
本実施の形態に係るレギュレータ１４は、例えば、図２に示した制御特性図に従って油圧ポンプ３の容量を制御している。図２は本発明の実施の形態に係るレギュレータ１４に

によるポンプ吸収トルクの制御特性図である。この図に示す折れ線２Ａは、油圧ポンプ３の吐出圧に対して設定される油圧ポンプ３の容量の特性を示しており、エンジン１と電動・発電機２の合計出力の最大値（図２中の破線で示した双曲線（一定トルク線図））を超えない範囲で油圧ポンプ３のトルク（ポンプ容量とポンプ吐出圧力の積）がほぼ一定になるように設定されている。すなわち、その時々のポンプ吐出圧力に応じて折れ線２Ａを利用して油圧ポンプ３の容量を設定すれば、エンジン１と電動・発電機２による最大出力を超えないように油圧ポンプ３のトルクを制御できる。ポンプ吐出圧力がＰ１以下である時にはポンプ吸収トルク制御は実施されず、ポンプ容量はバルブ装置４の各コントロールバルブを操作するための操作レバーの操作量によって決定される（例えば、いずれかの操作レバーの操作量が最大の時にｑ１になる）。一方、ポンプ吐出圧力がＰ１～Ｐ２になると、レギュレータ１４によるポンプ吸収トルク制御が実施され、ポンプ吐出圧の増加に伴って折れ線２Ａに沿ってポンプ容量が減少するようにレギュレータ１４によってポンプ傾転角が操作される。これにより、ポンプ吸収トルクは、折れ線２Ａで規定したトルク以下になるように制御される。なお、Ｐ２はポンプ吐出圧力の最大値であり、バルブ装置２において油圧ポンプ３側の回路に接続されるリリーフ弁の設定圧力に等しく、ポンプ吐出圧力はこの値以上に上昇しない。なお、ここでは、油圧ポンプの吸収トルクの制御特性図として、２つの直線を組み合わせた折れ線２Ａを使用したが、図２中の一定トルク線図（双曲線）を超えない範囲で設定すれば他の制御特性図を利用しても良い。　コントローラ８は、油圧ポンプ３の吸収トルクに基づいて生成した操作信号（電気信号）を電磁比例弁１５に出力し、電磁比例弁１５は当該操作信号に応じた制御圧力を生成することでレギュレータ１４を駆動する。これによりレギュレータ１４によって油圧ポンプ３の容量が変更され、油圧ポンプ３の吸収トルクはエンジンストールが発生しない範囲に調整される。

【００１７】

バッテリ又はキャパシタ等で構成される蓄電装置１０には、蓄電装置１０の蓄電量を演算するために必要な情報を検出する手段（蓄電情報検出手段２２）として、電流センサ１１、電圧センサ１２及び温度センサ１３が取り付けられている。コントローラ８は、これらセンサ１１，１２，１３によって検出された電流、電圧及び温度等の情報に基づいて蓄電量演算部２５（後述）において蓄電装置１０の蓄電量を演算し、蓄電装置１０の蓄電量を管理している。

【００１８】

図３は本発明の実施の形態におけるコントローラ８の概略構成図である。この図に示すコントローラ８は、エンジン１、電動・発電機２及び油圧ポンプ３に対するそれぞれの指令値の演算を行うもので、目標回転数設定部（目標回転数設定手段）１７と、エンジン最大出力演算部（エンジン最大出力演算手段）１８と、アシスト出力演算部（アシスト出力演算手段）１９と、吸収トルク上限演算部（吸収トルク上限演算手段）２２と、操作信号生成部（操作信号生成手段）２４と、蓄電量演算部２５と、ポンプ負荷演算部２６と、エンジン出力演算部３２を備えている。

【００１９】

コントローラ８には、回転数センサ（実回転数検出手段）１６によって検出されるエンジン実回転数と、エンジントルクセンサ（エンジントルク検出手段）３１によって検出されるエンジントルクと、蓄電情報検出手段２２によって検出された蓄電情報（蓄電装置１０の電流、電圧及び温度）と、ポンプ情報検出手段２１によって検出されたポンプ情報（圧油の圧力及び流量並びに油圧ポンプ３の傾転角）と、油圧ショベルの運転室（キャブ）内に設置されオペレータによって所望の目標エンジン回転数が入力される目標回転数入力装置２９（例えば、エンジンコントロールダイヤル）から入力される目標エンジン回転数が入力されている。

【００２０】

蓄電量演算部２５は、電流センサ１１、電圧センサ１２及び温度センサ１３（蓄電情報検出手段２２）から入力される蓄電情報に基づいて蓄電装置１０の蓄電量を演算する部分であり、蓄電情報検出手段２２とともに蓄電量検出部２７を構成している。蓄電量演算部

２５で演算された蓄電量は、アシスト出力演算部１９及び吸収トルク上限演算部２２に出力されている。

【００２１】

ポンプ負荷演算部２６は、吐出圧センサ、流量計及び傾転角センサ（ポンプ情報検出手段２１）から入力されるポンプ情報に基づいて油圧ポンプ３の負荷を演算する部分であり、ポンプ情報検出手段２１とともにポンプ負荷検出部２８を構成している。ポンプ負荷演算部２６で演算されたポンプ負荷は、アシスト出力演算部１９に出力されている。

【００２２】

エンジン出力演算部３２は、エンジントルクセンサ３１から入力されるエンジントルクに基づいてエンジン１の実際の出力を演算する部分であり、エンジントルクセンサ３１とともにエンジン出力検出部（エンジン出力検出手段）２０を構成している。エンジン出力演算部３２で演算された出力はアシスト出力演算部１９に出力されている。

【００２３】

目標回転数設定部１７は、ポンプ負荷演算部２６で算出される油圧ポンプ３の負荷（油圧アクチュエータ５の負荷状態）に応じたエンジン出力が確保されるようにエンジン１の目標回転数を定める部分であり、当該目標回転数は目標回転数入力装置２９から入力されるものよりも優先して決定される。なお、その際、エンジン１における燃料消費量を低減する観点から、エンジン１の必要出力に対する燃料消費量が最小となる動作点をエンジン１の目標回転数指令値として設定することが好ましい。目標回転数設定部１７で定められた目標回転数は、吸収トルク上限演算部２２と操作信号生成部２３に出力されている。さらに、目標回転数は、回転数センサ１６によって検出される実回転数との偏差としてアシスト出力演算部１９に出力されている。なお、ここで定められる目標回転数は、発電・電動機２の制御にも利用されるが、エンジン１と電動・発電機２が減速機などを介して接続されている場合には、一旦定めた目標回転数に当該減速機の減速比を乗じた値を別途目標回転数として定義して利用すれば良い。

【００２４】

エンジン最大出力演算部１８は、回転数センサ１６から入力されるエンジン１の実回転数と、エンジン特性に応じて設定されたテーブルであって記憶装置（ＲＯＭ等）に記憶されたものとに基づいて、エンジン１が出力可能な最大出力を演算する部分である。エンジン最大出力演算部１８で演算された最大出力はアシスト出力演算部１９に出力されている。

【００２５】

アシスト出力演算部１９は、目標回転数設定部１７で定められた目標回転数へとエンジン１を素早く加速するための加速アシストと、エンジン単体での出力の不足分を補うためのパワーアシストの両方を実現するために電動・発電機２が出力するべきモータトルク指令値（アシスト出力指令値）を演算する部分である。アシスト出力演算部１９は、具体的には、回転数センサ１６から入力される実回転数と目標回転数設定部１７から入力される目標回転数との差である回転数偏差ΔＮ、又は、ポンプ負荷検出部２８から入力される油圧ポンプ３の負荷に基づいて、電動・発電機２により発生させるアシスト出力（エンジンアシスト出力）を算出している。ここで図を用いてアシスト出力演算部１９の詳細を説明する。

【００２６】

図４は本発明の実施の形態におけるアシスト出力演算部１９の概略構成図である。この図に示すアシスト出力演算部１９は、加速アシスト演算部４１と、パワーアシスト演算部４２と、出力決定部４３を備えている。

【００２７】

加速アシスト演算部４１は、エンジン１の実回転数を目標回転数まで速やかに加速するためにエンジン１の出力をアシストする場合（加速アシスト時）における電動・発電機２のアシスト出力（加速アシスト出力）を演算する部分であり、加速アシスト演算部４１には、エンジン１の目標回転数と実回転数の差である回転数偏差ΔＮが入力されている。加

速アシスト演算部４１では、アシスト出力は、エンジン１の目標回転数と実回転数の差である回転数偏差ΔＮに基づいて演算され、回転数偏差ΔＮがゼロに近づくほど小さくなる。加速アシスト演算部４１では、回転数偏差ΔＮが比較的大きいときにエンジン１の加速を素早く行う観点からは、主に微分制御と比例制御を利用してアシスト出力を演算することが好ましい。

【００２８】

パワーアシスト演算部４２は、エンジン１の出力のみでは出力不足となるために電動・発電機２によるアシストが必要となる場合（パワーアシスト時）における電動・発電機２のアシスト出力（パワーアシスト出力）を演算する部分であり、パワーアシスト演算部４２には、回転数偏差ΔＮと、最大エンジン出力と、エンジン出力と、ポンプ負荷が入力されている。パワーアシスト演算部４２では、アシスト出力は、ポンプ負荷演算部２６から入力される油圧ポンプ３の負荷と、エンジン出力演算部３２（エンジン出力検出部２０）から入力されるエンジン出力との差に基づいて演算される。なお、この演算において、エンジン最大出力演算部１８から入力されるエンジン最大出力を参照すると、その時におけるエンジン１の実回転数において必要となり得るパワーアシスト出力の最小値を算出することができる。エンジン１のみでは出力不足となる場合には定常的なアシスト出力が必要となることが多いので、パワーアシスト演算部４２では、フィードフォワード入力や積分制御を利用してアシスト出力を演算することが好ましい。本実施の形態では、さらに、過負荷によるエンジンストールの発生を回避する観点から、フィードフォワード入力の演算において、ポンプ負荷検出部２８によって検出されるポンプ負荷とエンジン出力検出部２０で検出されたエンジン出力の差を電動・発電機２で発生すべきアシスト出力として算出している。

【００２９】

出力決定部４３は、加速アシスト演算部４１とパワーアシスト演算部４２で算出されたアシスト出力を加算し、当該加算後のアシスト出力に相当するモータトルク指令値を生成する部分であり、出力決定部４３には、加速アシスト演算部４１及びパワーアシスト演算部４２で演算されたアシスト出力の和と、蓄電装置１０の蓄電量が入力されている。また、出力決定部４３は、蓄電量演算部２５から入力される蓄電装置１０の蓄電量が少ないためにアシスト演算部４１，４２で演算されたアシスト出力を発生できない場合に、電動・発電機２によるアシスト出力量を制限し、当該制限後のアシスト出力に対応するモータトルク指令値を算出する機能を有する。さらに、蓄電装置１０の蓄電量が少なく（例えば、設定値未満の場合）かつエンジンアシストが不要な場合には、電動・発電機２に発電を実行させるモータトルク指令値を算出する機能を有する。

【００３０】

なお、アシスト出力演算部１９では、エンジン最大出力演算部１８から入力されるエンジン最大出力と、エンジン出力検出部２０から入力されるエンジン出力とに基づいて、電動・発電機２によるアシスト出力を演算しても良い。このようにすれば、電動・発電機によるアシスト出力は、エンジン１の現在の出力とその回転数におけるエンジン１の最大出力を判断材料に定められるので、エンジン１の出力に余裕があるうちには電動・発電機２によるアシストを実施せずに蓄電装置１０の蓄電量を無駄に消費すること避けることができる。また、エンジン出力が最大値に達している場合には、すぐにアシストが実施されるため、エンストの回避が実現できるのはもちろんのこと、エンジン回転数を目標回転数へ応答良く追従することもできる。

【００３１】

図３に戻り、吸収トルク上限演算部２３は、油圧ポンプ３の吸収トルク（入力トルク）の上限値（最大値）を演算する部分であり、ここで算出した吸収トルク上限値を操作信号生成部２４に出力している。

【００３２】

本実施の形態における吸収トルク上限演算部３３は、通常、図２に示した制御特性図に従ってポンプ吸収トルク上限値を算出する。しかし、回転数偏差ΔＮが、設定値（以下、

「設定値ＮＣ」と称することがある）以上のときには、図２の制御特性図に基づいて算出した値から更に所定の吸収トルクを低減した値をポンプ吸収トルク上限値として算出する。

【００３３】

図５は本実施の形態における回転数偏差の設定値ＮＣとアシスト出力の関係を示す図である。この図に示すように、設定値ＮＣは、アシスト出力演算部１９で算出されるアシスト出力の大きさに応じて設定されている。さらに具体的には、この図に示す設定値ＮＣは、アシスト出力ＰＭがゼロのときに最大値ＮＣmaxをとり、アシスト出力ＰＭが最大のときに最小値ＮＣminをとっており、電動・発電機２のアシスト出力が大きくなるほど小さくなるように設定されている。次に、回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣ以上の場合において吸収トルク上限演算部２３で行われるポンプ吸収トルク制御ついて図を用いて説明する。

【００３４】

図６は回転偏差ΔＮが設定値ＮＣ以上のときにおけるレギュレータ１４によるポンプ吸収トルクの制御特性図の変化の一例である。例えば、説明を簡単にするために、アシスト出力が一定で設定値ＮＣが一定値である場合において、回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣ未満の値から設定値ＮＣより大きい値まで変化したとし、この図における折れ線７Ａが図２における折れ線２Ａに相当したとする。この場合には、本実施の形態における吸収トルク上限演算部２３は、回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣ以上に達すると、回転数偏差ΔＮと設定値ＮＣの偏差の大きさに応じて、折れ線が７Ａから７Ｂへ、さらには７Ｂから７Ｃへと遷移するようにポンプ吸収トルク上限値を低減する。このようにポンプ吸収トルク上限値を低減すると、回転数偏差ΔＮの大きさに合わせてポンプ吸収トルクを低減することができるので、回転数偏差ΔＮの大きさに合わせてエンジン１又は電動・発電機２の負荷を小さくすることができる。

【００３５】

なお、制御特性（折れ線）は、回転数偏差ΔＮと設定値ＮＣの偏差の大きさに応じて段階的（例えば、図７に示した７Ａ，７Ｂ，７Ｃの３段階）に遷移させても良いし、回転数偏差ΔＮと設定値ＮＣの偏差の大きさに応じて折れ線７Ａから折れ線７Ｃまで徐々に遷移させても良い。後者の制御特性を利用すると、ポンプ吸収トルク上限値が急激に変化することが抑制できるので、前者の場合よりもフロント作業装置の操作性の悪化を抑制できる。また、制御特性の折れ線を遷移させるパラメータを関数で定義できるので、前者のように事前に多くのデータテーブルを用意せずに済む。次に、回転数偏差ΔＮと設定値ＮＣの偏差の大きさに応じて折れ線７Ａから折れ線７Ｃまで徐々に遷移させた場合について、図を用いて説明する。

【００３６】

図７は、アシスト出力の大きさが変化した場合（すなわち、設定値ＮＣが変化した場合）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図の変化の一例を示す図である。ここでは、基準となる特性図をアシスト出力の大きさに合わせて水平方向（横軸方向）に平行移動したものを各アシスト出力値における特性図として説明する（なお、この場合、アシスト出力の増加に合わせて特性図は図中の矢印のように左方向に平行移動する）。

【００３７】

この図において、図５におけるアシスト出力がＰＭ１の状態（設定値ＮＣ＝ＮＣ１）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図が図７中の５Ａの状態であったとする。この場合、回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣ１以下のときはポンプ吸収トルク上限値を低減することなく、つまり、油圧ポンプ３の吸収トルクに対して減トルク制御を実施することなく、エンジン１の目標回転数に応じたポンプ吸収トルク上限値５ａを利用した制御が実施される（すなわち、図６の折れ線７Ａ上で吸収トルク制御が行われる）。この場合には、ポンプ吸収トルク上限値を制限しないので済むので、フロント作業装置の良好な操作性を保持することができる。

【００３８】

一方、回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣ１を超えたときには、回転数偏差ΔＮの大きさに応

じて減トルク量が増加する（すなわち、図６の折れ線が７Ａから７Ｃに向かう）。これによりポンプ吸収トルク上限値は、回転数偏差ΔＮの増加に合わせて、上限値５ａから下限値５ｂに向かって徐々に下がる。このように回転数偏差ΔＮの大きさに合わせてポンプ吸収トルク上限値の低減量を大きくすると、油圧ポンプ負荷に起因するエンジン１又は電動・発電機２の負荷を回転数偏差ΔＮの大きさに合わせて小さくすることができる。

【００３９】

また、回転数偏差ΔＮがＮＣ１を超えて一定以上に達するとポンプ吸収トルク上限値を下げ止める。図７の例では、５ｂがポンプ吸収トルク上限値の最小値となっており、この値で下げ止めている。なお、このポンプ吸収トルク上限値の最小値としては、オペレータによる操作レバーの操作に対してフロント作業装置が全く作動しなくなるという事態を回避する観点から、フロント作業装置の動作において最低限必要となるポンプ吸収トルク値を設定することが好ましい。また、当該最小値は、ポンプ吸収トルク上限値をできるだけ高めに設定してフロント作業装置の迅速な動作を確保する観点から、エンジン１及び電動・発電機２の出力や、蓄電装置１０の蓄電量の大きさに合わせて逐次変更可能にすることが好ましい。すなわち、当該最小値は、エンジン１及び電動・発電機２の余剰出力の大きさに合わせて大きくすることが好ましく、また、蓄電装置１０の蓄電量の大きさに合わせて大きくすることが好ましい。

【００４０】

次に、図５におけるアシスト出力が最大（ＰＭmax）の状態（設定値ＮＣ＝ＮＣmin）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図が図７中の５Ｂの状態であったとする。この場合は、例えば、５Ａのポンプ吸収トルク上限値の特性図が利用されている状態からフロント作業装置の負荷が増える等してエンジン１の負荷が増加し、エンジン１の出力を補うために電動・発電機２によるアシスト出力が最大に達したとき等に相当する。

【００４１】

特性図が５Ｂの場合には回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣminに達した時点からポンプ吸収トルク上限値の低減が開始されるので、５Ａの場合（ＮＣ１）よりもポンプ吸収トルク上限値が下がり始める値が小さくなる。これにより、エンジン出力が最大に近い状態で電動・発電機２によるアシストを行っているにもかかわらず、エンジン回転数が落ち込んでしまうような過負荷な状況になることを防ぐことができる。

【００４２】

次に、図５におけるアシスト出力がゼロの状態（設定値ＮＣ＝ＮＣmax）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図が図７中の５Ｃの状態であったとする。この場合は、例えば、５Ａのポンプ吸収トルク上限値の特性図が利用されている状態からフロント作業装置の負荷が減る等してエンジン１の負荷が減少し、電動・発電機２によるアシスト出力が不要になったとき等に相当する。

【００４３】

特性図が５Ｃの場合には回転数偏差ΔＮが設定値ＮＣmaxに達した時点からポンプ吸収トルク上限値の低減が開始されるので、５Ａの場合（ＮＣ１）よりもポンプ吸収トルク上限値が下がり始める値が大きくなる。ここで、特性図が５Ｃの場合には、電動・発電機２によるアシスト出力は発生しないので、油圧ポンプ３の負荷は、エンジン１の最大出力以下となる。よって、この状態において生じた回転数偏差ΔＮはエンジン単体の出力や電動・発電機２によるアシスト出力によって解消される傾向が強い。この場合には、ポンプ吸収トルク上限値を制限しないで済むので、フロント作業装置の良好な操作性を保持することができる。

【００４４】

なお、特性図が５Ｃの状態においてポンプ吸収トルク上限値の制限が実施される場合は、５Ａや５Ｂ等の状態と比較して回転数偏差ΔＮが大きくなった場合（ＮＣｃ以上の場合）になる。このような大きな回転数偏差ΔＮの発生理由はポンプ負荷の急激な増加などが考えられるため、一般的な油圧ショベルではラグダウンの発生が懸念される。しかし、本実施の形態では、このような場合には、回転数偏差ΔＮの増大に先立ってアシスト出力演

算部１９で算出されるアシスト出力が増加するので、特性図は５Ｃから５Ａへと徐々に変更されていく。そのため、ラグダウンが大きく生じることは無い。

【００４５】

ところで、上記の例では、吸収トルク上限値演算部２３において、図２を利用して設定されたポンプ吸収トルク上限値（以下において、「基準となる吸収トルク上限値」と称することがある）から所定の吸収トルクを低減したものを実際のポンプ吸収トルク上限値とする制御について説明してきたが、図８に示すように、回転数偏差ΔＮの値を入力値として基準となる吸収トルク上限値に対する許容率ｘ（0＜ ｘ ≦１）を返すテーブルを設定し、当該テーブルによって設定された許容率を当該基準となる吸収トルク上限値に乗じた値を実際のポンプ吸収トルク上限値として利用しても良い。図８は回転数偏差ΔＮの大きさに応じてポンプ吸収トルク上限値の許容率を設定するテーブル図の一例である。図８に示した例では、アシスト出力が最大の場合には６Ｂに示した特性図に基づいて許容率が算出され、アシスト出力がゼロの場合には６Ａに示した特性図に基づいて許容率が算出されるようになっている。

【００４６】

また、図７，８では、回転数偏差ΔＮに対してポンプ吸収トルク上限値が線形に変化する場合のみを図示したが、本実施の形態で利用可能な特性図はこれらに限られない。また、図７における５Ａ、５Ｂ、５Ｃの切り換えも、アシスト出力によって線形的に切り換わるものに限られないことはもちろん、切り換えにヒステリシスを設けても良い。さらに、図７に示したポンプ吸収トルク上限値における最大値５ａ及び最小値５ｂは、前述のようにエンジン目標回転数に基づいて変化させる場合に限られず、例えば、エンジン１の実回転数など建設機械の運転状況によって変化させても良い。

【００４７】

図３に戻り、操作信号生成部２４は、吸収トルク上限演算部２３で算出された値に基づいて油圧ポンプ３の容量（ポンプ吸収トルク上限値）を調節するために容量調節装置４５（電磁比例弁１５）に出力する操作信号（比例弁出力指令値）を生成する部分であり、ここで生成された操作信号は電磁比例弁１５に出力される。操作信号生成部２４で生成された操作信号の入力を受けた電磁比例弁１５は当該送信号に対応する制御圧を発生し、当該制御圧の大きさに応じてレギュレータ１４を作動させる。このように作動するレギュレータ１４によって油圧ポンプ３の容量が変更され、油圧ポンプ３の吸収トルクの上限値は吸収トルク上限演算部２３で算出された値に制御される。

【００４８】

次に上記のように構成される本実施の形態の建設機械において、エンジン１の回転数偏差ΔNと、ポンプ吸収トルク上限値と、電動・発電機２によるアシスト出力の挙動を図を用いて説明する。

【００４９】

図９は、エンジン１がアシスト出力無しで目標回転数（すなわち、回転数偏差ΔＮ＝０）で動作している状況から、油圧ポンプ３の負荷が徐々に重負荷になってアシスト出力が増加する場合における建設機械の制御例を示している。図中では、アシスト出力の変化に基づく設定値ＮＣの変化を、回転数偏差ΔＮの変化とともに１点鎖線で示している。

【００５０】

この図において、期間（ａ）１は、油圧ポンプ３の負荷（油圧ポンプ３の出力トルク＝流量×圧力）が少なく、エンジン１の出力のみで目標回転数を維持できる場合であり、電動・発電機２によるアシスト出力はゼロである（すなわち、設定値ＮＣ＝ＮＣmax）。期間（ａ）２は、エンジン１だけでは回転数偏差ΔＮを解消できなくなり、電動・発電機２によるアシスト出力の発生を開始する。期間（ａ）２の開始時以後、アシスト出力の増加とともに回転数偏差ΔＮの設定値ＮＣはＮＣmaxから徐々に低下していくが（すなわち、図７の特性図は5Cの状態から左方向へ平行移動するが）、それでも回転数偏差ΔＮは設定値ＮＣを超えないのでポンプ吸収トルク上限値の制限は行われない。しかし、期間（ａ）２の終了時（期間（ａ）３の開始時）には、アシスト出力の増加とともに減少した設定

値ＮＣに回転数偏差ΔＮが達するため、ポンプ吸収トルク上限値の制限が行われ、減トルク量が発生する。期間（ａ）３では、回転数偏差ΔＮは常に設定値ＮＣ以上であり、回転数偏差ΔNと設定値ＮＣの偏差に応じてポンプ吸収トルク上限値の制限が行われる。これによりエンジン１の負荷を低減できるので、過渡的に大きなアシスト出力が発生することを抑制しながらエンジン１を目標回転数に近づけることができる。また、過負荷に伴うエンジンストールを回避することができる。

【００５１】

図１０は、エンジン出力及びアシスト出力が最大でエンジン１が目標回転数で動作している状況から、油圧ポンプ３の負荷が徐々に重負荷になって回転数偏差ΔＮが増加する場合における建設機械の制御例を示している。この場合には、アシスト出力は最大ＰMmaxであるので、回転数偏差の設定値ＮＣは、ＮＣmin（すなわち、ゼロに近い値）に保持されている。

【００５２】

この図において、期間（ｂ）１では、エンジン及びアシスト出力が最大で油圧ポンプ３の負荷が釣り合っている状態である。回転数偏差の設定値ＮＣはゼロに近い値（ＮＣmin）に保持されているが、回転数偏差ΔＮが発生しないためポンプ吸収トルク上限値の制限は行われない。期間（ｂ）２が開始して油圧ポンプ３の負荷が増加し始めると、エンジン１及び電動・発電機２は既に最大出力に達しているため、実回転数が徐々に低下して回転数偏差ΔＮが増加し始める。これにより、回転数偏差ΔＮは設定値ＮＣminを超えるので、ポンプ吸収トルク上限値の制限が行われ、減トルク量が発生する。このように、エンジン及びアシスト出力が最大の場合に回転数偏差が発生した場合には、即座にエンジン１の負荷を低減できるので、過渡的に大きなアシスト出力が発生することを抑制しながらエンジン１を目標回転数に近づけることができる。また、これにより過負荷に伴うエンジンストールを回避することができる。

【００５３】

図１１は、エンジン１の実回転数が一定の目標回転数N*で動作している状況で、油圧ポンプ３の負荷が急激に増加する場合における建設機械の制御例の１つを示している。

【００５４】

ここでは、フロント作業装置が急激な重負荷作業を実施したことにより、図１１における（ａ）のように油圧ポンプ３の負荷が変化したものとする。このとき、アシスト出力演算部１９は、ポンプ負荷の急激な増加に対応するためにフィードフォワード入力を利用したパワーアシスト演算部４２の演算に従って、回転数偏差ΔＮが小さい動作点からもモータトルク指令値として最大のアシスト出力ＰMmaxを算出し、電動・発電機２は図１１中の（ｃ）に示すように最大のアシスト出力ＰMmaxを発生する。このように最大のアシスト出力が発生されると、回転数偏差の設定値は最小値ＮＣminに設定されるが、発生する回転数偏差ΔＮが小さい。そのため、油圧ポンプ３に負荷が印加された時刻ｔ１周辺におけるポンプ吸収トルクは、図１１中の（ｄ）に示すように目標とするポンプ吸収トルク（目標ポンプ負荷）に対してあまり制限されることはない。

【００５５】

しかし、この状況においては、エンジン１が過渡的な過負荷状態になるため、図１１中の（ｂ）における時刻ｔ１～ｔ２の区間に示したように、エンジン１の実回転数は徐々に低下する。これにより回転数偏差ΔＮが徐々に増加し、吸収トルク上限演算部２３において演算される減トルク量が増加するので、油圧ポンプ３の負荷は、図１１中の（ｄ）における時刻ｔ１～ｔ２の区間に示すように目標ポンプ負荷に対して制限が大きくなり、時刻ｔ２においてエンジン１の実回転数の落ち込みが停止する。時刻ｔ２以降においては、エンジン１と電動・発電機２の出力の和がポンプ負荷を上回るので、エンジン回転数が目標回転数N*に復帰する。

【００５６】

上記のように、エンジン１が一定の目標回転数N*で動作しかつ電動・発電機２が十分なアシスト出力を発生している場合にポンプ負荷が大きくなり回転数偏差ΔＮが生じたと

きには、ポンプ吸収トルク上限値の制限を実施することでアシスト出力をそれ以上大きくさせることなくエンジン１を目標回転数Ｎ*に復帰させることができる。また、これによりラグダウンを軽減することができる。さらに、ポンプ負荷の増加分を電動・発電機２によるアシスト出力でまかなえる場合には、エンジン回転数が落ち込むこともないのでポンプ吸収トルク上限値の制限が実施されず、フロント作業装置の操作性を損なうこともない。

【００５７】

図１２は図１１における各時刻ｔ１、ｔ２、ｔ３に対応するトルク線図である。次にこの図を用いて各時刻ｔ１～ｔ３におけるエンジン１、電動・発電機２、油圧ポンプ３のトルクの挙動について説明する。

【００５８】

図１２中の（ａ）は図１１の時刻ｔ１に対応するトルク線図である。（ａ）における符号１０ａが示す線は図２を利用して設定された基準となる吸収トルク上限値であり、符号１０ｂが示す線は各回転数におけるエンジン１の最大トルクの特性を示している。時刻ｔ１では、エンジン１の実回転数Ｎ１と目標回転数Ｎ*が一致しており回転数偏差ΔＮは存在しないが、油圧ポンプ３の負荷の増大に伴ってパワーアシスト演算部４２がフィードフォワード出力として最大トルクを算出し、当該最大トルクで電動・発電機２はエンジンアシスト１０ｅを実施する。これにより、アシスト出力は最大値ＰＭmaxとなり、回転数偏差の設定値は最小値ＮＣminに設定されるので、ポンプ吸収トルク上限値の制限特性は図７における５Ｂに相当することになる。しかし、その後に発生する回転数偏差ΔＮは小さいため、油圧ポンプ３の減トルク量はわずかになる。そのため、油圧ポンプ３の吸収トルクは規定されていた最大吸収トルク線１０ａとほぼ同等の上限１０ｃになるように制御される。このとき、エンジン１と電動・発電機２のトルク和（合計トルク）の不足分１０ｄによって僅かながらラグダウンが発生する。

【００５９】

図１２中の（ｂ）は図１１の時刻ｔ２に対応するトルク線図である。時刻ｔ１の直後よりも回転数偏差ΔＮ（実回転数Ｎ２と目標回転数Ｎ*の偏差）が増加している。エンジン１のトルクは時刻ｔ１よりも増加しているが、最大トルクまでは達していない。また、電動・発電機２は時刻ｔ１に引き続きパワーアシストを実施しているため、アシストトルク１０ｆは（ａ）のときと変わらない。すると、回転数偏差ΔＮの増加によりポンプ吸収トルク上限値がさらに制限される。これにより、油圧ポンプ３の吸収トルクは、規定された最大吸収トルク線１１ａに対して制限のかかった吸収トルク線１０ｇとなり、時刻ｔ１の時と異なり、エンジン１と電動・発電機２のトルク和がポンプ負荷に対して余剰分１０ｈを生じる。この余剰トルク１０ｈによってエンジン１を目標回転数Ｎ*まで加速することができるので、過渡的に大きなアシスト出力を発生させることなくエンジン１の実回転数を上昇させることができる。

【００６０】

図１２中の（ｃ）は図１１の時刻ｔ３に対応するトルク線図である。このときは、余剰トルク１０ｈによって回転数偏差ΔＮは解消されており、実回転数Ｎ３と目標回転数Ｎ*は一致している。そのため、油圧ポンプ３の吸収トルク上限値の制限は実施されず、油圧ポンプ３の最大吸収トルク線１０ａがそのまま利用されることになる。ただし、本実施の形態では燃費向上の観点から、１０ａのポンプトルクはエンジン１の最大トルクを上回っている。そのため、不足するトルクは、アシスト出力演算部１９によってパワーアシスト量１０ｉとして演算された値を電動・発電機２によって出力する。なお、時刻ｔ３においてはエンジン１のトルクが最大トルクとなっているため、パワーアシスト量１０ｉは時刻ｔ１のパワーアシスト量１０ｅよりも小さくなっている。また、時刻ｔ３においては、油圧ポンプ３の負荷制限が実施されていないため、この領域においては操作性も十分に確保できる。

【００６１】

上記のように、本実施の形態によれば、発電・電動機２によって過渡的に大きなアシス

ト出力が発生されることを抑制できるので、電動・発電機２での電力消費を抑えることができ、ひいては電動・発電機２そのものを低出力の小型のものを利用することもできる。さらに、電動・発電機２による電力消費が少ないということは、蓄電装置１０としてキャパシタを利用している場合には充放電を減らすことによる効率向上が実現される。また、蓄電装置１０にバッテリを用いた場合にも、放電量を少なく抑えることができるので、蓄電装置１０の小型化が実現できる。すなわち、本実施の形態によれば、過渡的に大きなアシスト出力が発生されることが防止でき消費電力を抑制できるので、電動・発電機２及び蓄電装置１０の大型化を抑制することができ、ハイブリッド式建設機械において省電力化と低燃費化を実現することができる。

【００６２】

また、油圧ポンプ３の負荷が増加した場合には、それに応じて電動・発電機２によるアシスト出力が増加してポンプ吸収トルク上限値に制限がかかるため、油圧ポンプ３の負荷がエンジン１と電動・発電機２の合計出力の最大値以上になることが防止でき、過負荷によるエンジンストールの発生を回避できる。

【００６３】

一方、掘削作業開始時など、油圧ポンプ３の負荷が低負荷から重負荷へと急激に増加することで回転数偏差ΔＮが大きくなり、通常、ラグダウン発生のおそれがある状況においては、アシスト出力の大小に関わらずポンプ吸収トルク上限値の制限が実施される。これによりエンジン回転数を目標回転数に素早く復帰できるので、エンジン１に高負荷がかかる状態が低減でき、ラグダウンの発生が抑制できる。さらに、エンジン回転数を目標回転数へと復帰する時にはポンプ吸収トルク上限値が制限され、エンジン１が過負荷になる状況を防ぐことができるので、排ガス状況の改善や燃費の低減も実現できる。

【００６４】

図１３は、油圧ポンプ３の負荷が急激に増加したことに対応するためにエンジン１の目標回転数を急激に増加させた場合における建設機械の制御例の１つを示している。

【００６５】

ここでは、フロント作業装置が急激な重負荷作業を実施したことにより、図１３における（ａ）のように油圧ポンプ３の負荷が変化したものとする。このとき、目標回転数設定部１７は、ポンプ負荷の急激な増加に対応するために目標回転数を図１３中の（ｃ）のように素早く立ち上げてエンジン出力を上げる。すなわち、一時的に回転数偏差ΔＮが大きく生じる。ここで、アシスト出力演算部１９は、生じた回転数偏差ΔＮを解消するためにモータトルク指令値として最大のアシスト出力ＰＭmaxを算出し、電動・発電機２は図１３中の（ｃ）に示すように最大のアシスト出力ＰＭmaxを発生する。このように最大のアシスト出力が発生されると、回転数偏差の設定値は最小値ＮＣminに設定される。このとき、当該設定値と回転数偏差ΔＮの差は非常に大きな値となるため、吸収トルク上限演算部２３では減トルク量が大きくとられる。これによりポンプ吸収トルク上限値は大きく減少して、ポンプ負荷は図１３中の（ｄ）のように目標に対して大きく制限されることになる。

【００６６】

このように、目標となるポンプ負荷が大きくなる時には、ポンプ吸収トルク上限値の制限によってエンジン１に対する負荷が小さくなるため、電動・発電機２によって過渡的に大きなアシスト出力を発生させることなくエンジン１を目標回転数に素早く追従させることが可能になる。

【００６７】

また、エンジン１の実回転数が目標回転数に近づくにつれて回転数偏差ΔＮが小さくなるため、電動・発電機２によるアシスト出力は徐々に小さくなる。これに従い、ポンプ吸収トルクの特性図は図７の５Ｂの状態から５Ａ、さらに５Ｃへと徐々に遷移するので、回転数偏差ΔＮの減少とともにポンプ吸収トルク上限値の制限も解除される。これにより、定常的にはフロント作業装置の操作性を維持することができるようになる。

【００６８】

図１４は図１３における各時刻ｔ１、ｔ２、ｔ３に対応するトルク線図である。次にこの図を用いて各時刻ｔ１～ｔ３におけるエンジン１、電動・発電機２、油圧ポンプ３のトルクの挙動について説明する。

【００６９】

図１４中の（ａ）は図１３の時刻ｔ１に対応するトルク線図である。（ａ）における符号１２ａが示す線は図２を利用して設定された基準となる吸収トルク上限値であり、符号１２ｂが示す線は各回転数におけるエンジン１の最大トルクの特性を示している。時刻ｔ１では、エンジン１の実回転数Ｎ１と目標回転数Ｎ*との回転数偏差ΔＮが非常に大きいため、電動・発電機２の最大トルクによってエンジンアシストを実施する。これにより、アシスト出力は最大値ＰＭmaxとなり、回転数偏差の設定値は最小値ＮＣminに設定されるので、ポンプ吸収トルク上限値の制限特性は図７における５Ｂに相当することになる。そして、回転数偏差ΔＮが大きいため、これに応じた大きな減トルク量が算出される。そのため、油圧ポンプ３の吸収トルクは、規定されていた最大吸収トルク線１２ａから大きく制限がかかり、その結果、符号１２ｃが付された線が示すポンプ吸収トルク上限値で制御される。このため、エンジン１と電動・発電機２のトルク和の余剰分１２ｄがエンジン回転数上昇のための加速分として利用されるため、エンジン回転数を素早く立ち上げることができる。また、過剰な負荷がエンジン１にかかるのを防止できるため、ラグダウンが発生するのを回避できる。

【００７０】

図１４中の（ｂ）は図１３の時刻ｔ２に対応するトルク線図である。時刻ｔ１に比べて回転数偏差ΔＮ（実回転数Ｎ２と目標回転数Ｎ*の偏差）が小さくなっているため、電動・発電機２によるエンジンアシストは（ａ）に比べて少なくなる。そのため、ポンプ吸収トルク上限値の制限特性は図７の５Ｂの状態から５Ａの状態に向かうことになり、このときの回転数偏差ΔＮに応じたポンプ吸収トルクの制限を実施する。これにより、油圧ポンプ３の吸収トルクは、（ａ）のときよりも制限の緩くなった符号１２ｅが付された線が示すポンプ吸収トルク上限値で制御される。これにより、時刻ｔ１の時と同様に、エンジン１と電動・発電機２のトルク和の余剰分１２ｆによってエンジン回転数を加速させることができる。

【００７１】

図１４中の（ｃ）は図１３の時刻ｔ３に対応するトルク線図である。このとき、実回転数Ｎ３と目標回転数Ｎ*が一致するため、回転数偏差ΔＮは解消されている。そのため、油圧ポンプ３の吸収トルク上限値の制限は実施されず、油圧ポンプ３の最大吸収トルク線１２ａがそのまま利用されることになる。ただし、本実施の形態では燃費向上の観点から、１２ａのポンプトルクはエンジン１の最大トルクを上回っている。そのため、不足するトルクは、アシスト出力演算部１９によってパワーアシスト量１２ｇとして演算された値を電動・発電機２によって出力する。なお、時刻ｔ３においては、油圧ポンプ３の負荷制限が実施されていないため、この領域においては操作性も十分に確保できる。

【００７２】

上記のように、本実施の形態によれば、加速時にポンプ吸収トルク上限値を低減することで、電動・発電機２による加速アシストを小さく抑えることができるので、消費電力が抑制でき電動・発電機２及び蓄電装置１０の大型化を抑制することができる。また、これにより、素早くエンジン１の実回転数を素早く目標回転数まで上昇させることができるので、エンジン１が過負荷状態になることが回避でき、高濃度燃焼の抑制や排ガス改善の効果が得られる。さらに、蓄電装置１０としてキャパシタを利用している場合には充放電を減らすことによる効率向上を図れるので省電力化が実現できる。

【００７３】

なお、本実施の形態では、負荷急増時には一時的にポンプ負荷を意図的に下げることになるので、その際にフロント作業装置の操作に対する応答性が失われる懸念がある。しかし、一般に、建設機械において負荷が急増するのは掘削動作の掘り始めなど元々フロント作業装置が素早く動くことがない動作なので、操作性が悪化する実際の場面は少ない。し

たがって、本実施の形態によれば、フロント作業装置の操作性を確保することができる。

【００７４】

ところで、上記では、回転数偏差の設定値ＮＣをアシスト出力の大小に対応付けて設定する場合について説明してきたが、設定値ＮＣは蓄電装置１０の蓄電量の大小に対応付けて設定しても良く、蓄電量及びアシスト出力の双方の大小を対応付けて設定しても良い。以下では、前者の場合について詳細に説明する。

【００７５】

図１５は本実施の形態における回転数偏差の設定値ＮＣと蓄電装置１０の蓄電量の関係を示す図である。この図に示す設定値ＮＣは、蓄電量ＡＨがゼロのときに最小値ゼロをとり、蓄電量ＡＨが最大ＡＭmaxのときに最大値ＮＣmaxをとっており、蓄電装置１０の蓄電量が小さくなるほど小さくなるように設定されている。

【００７６】

図１６は、蓄電装置１０の蓄電量が変化した場合（すなわち、設定値ＮＣが変化した場合）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図の変化の一例を示す図である。ここでは、基準となる特性図を蓄電量に合わせて水平方向（横軸方向）に平行移動したものを各蓄電量における特性図として説明する（なお、この場合、蓄電量の増加に合わせて特性図は図中の矢印のように右方向に平行移動する）。

【００７７】

この図において、図１５における蓄電量がＡＨ１の状態（設定値ＮＣ＝ＮＣ１’）におけるポンプ吸収トルク上限値の特性図が図１６中の１５Ａの状態であったとし、蓄電量がゼロの状態（設定値ＮＣ＝ＮＣmin　０）の特性図が１５Ｂの状態であったとし、蓄電量が最大の状態（設定値ＮＣ＝ＮＣmax）の特性図が１５Ｃの状態であったとする。この場合において、例えば、１５Ａのポンプ吸収トルク上限値の特性図が利用されている状態において、蓄電量検出手段２２によって検出された蓄電装置１０の蓄電量が低下したときには、特性図は１５Ｂの状態に向かって移動する。このように特性図を変更することで設定値をＮＣ１’より小さい値に変更すると、電動・発電機２によるアシスト出力を蓄電量不足により充分に発生できない場合には、１５Ａの場合（ＮＣ１’）よりもポンプ吸収トルク上限値が下がり始める値が小さくなる。これにより、蓄電量が不足しているために電動・発電機２によるアシストが実施できない場合には、優先的に油圧ポンプ３の負荷を下げることで、回転数偏差ΔＮが小さいうちから油圧ポンプ３の吸収トルク上限値を制限することになるので、エンジンストールの回避はもちろん、ラグダウンも防止できる。

【００７８】

また、上記に関連して、電動・発電機２によって発電を行っている場合は、当然、蓄電装置１０の蓄電量が小さい場合であると判断される。そのため、電動・発電機２が発電している場合には、その発電量が大きくなるほど設定値ＮＣが小さくなるように設定しても良い。すなわち、発電量が大きくなるほど１５Ｂの特性図に近づくことになる。例えば、電動・発電機２によって発電を行う場合に１５Ｂの特性図が利用されるものとし、このときのエンジン１の目標回転数を電動・発電機２による高効率な発電が可能な高回転領域に合わせるとすると、当該目標回転数に到達するまでに一時的に回転数偏差ΔＮが生じることになる。しかし、１５Ｂの特性図を利用している場合に回転数偏差ΔＮが生じると即座にポンプ吸収トルク上限値が低減されるため、油圧ポンプ３の負荷を減らすことができる。そのため、電動・発電機２によるアシスト出力が無くてもエンジン単体で素早く回転数を立ち上げて発電を実施することができる。

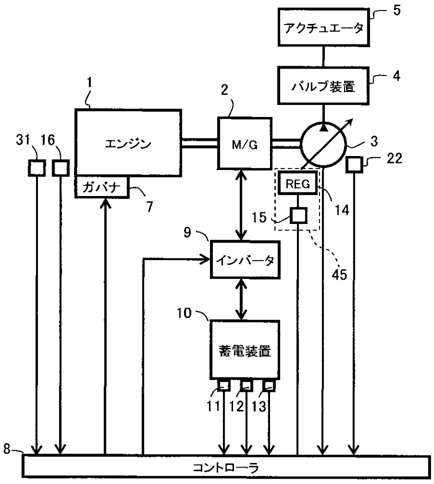
【００７９】

なお、電動・発電機２による発電を行う場合には、エンジン回転数が十分に立ち上がるまでは、アシスト出力演算部１９の出力決定部４３にて、モータトルク指令を回生側にせずに多少の加速アシストを行うか、もしくは、電動・発電機２がエンジン１に対する負荷にならないように０トルクの状態で保つように設定することが好ましい。このように設定すると、電動・発電機２による発電がエンジン３の負荷となる程度が小さくなり、エンジン１の実回転数を目標回転数まで上昇させるまでの時間を短縮できるとともに、効率の高

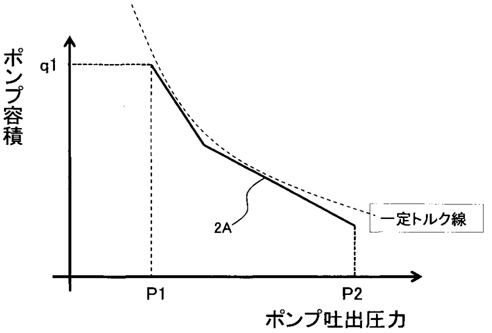
い高回転数領域での発電が可能になり、燃費を向上できるからである。
【符号の説明】
【００８０】

１	エンジン
２	電動・発電機
３	ポンプ
４	バルブ装置
５	アクチュエータ
７	ガバナ
８	コントローラ
９	インバータ
１０	蓄電装置
１１	電流センサ
１２	電圧センサ
１３	温度センサ
１４	レギュレータ
１５	電磁比例弁
１６	回転数センサ
１７	目標回転数設定部
１８	エンジン最大出力演算部
１９	アシスト出力演算部
２１	ポンプ情報検出手段
２２	蓄電情報検出手段
２３	吸収トルク上限演算部
２４	操作信号生成部
２５	蓄電量演算部
２６	ポンプ負荷演算部
２７	蓄電量検出部
２８	ポンプ負荷検出部
２９	目標回転数入力装置
４１	加速アシスト演算部
４２	パワーアシスト演算部
４３	出力決定部
４５	ポンプ容量調節装置
ＮＣ	回転数偏差ΔＮの設定値
ΔN	回転数偏差

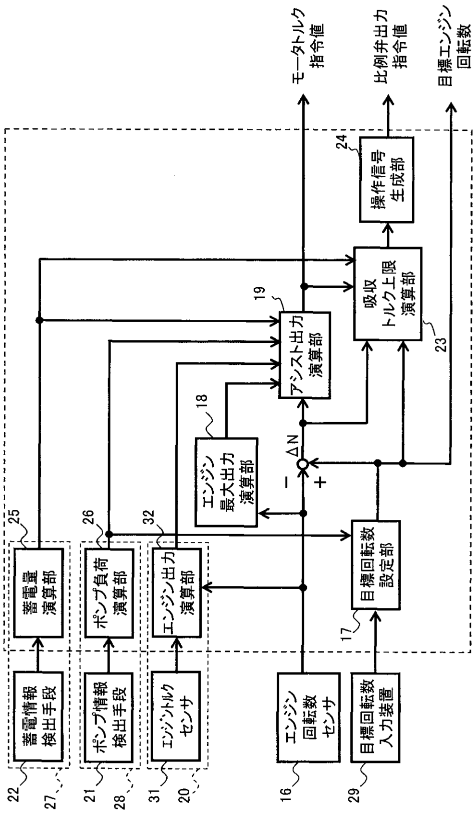
【図１】


アクチュエータ
バルブ装置
エンジン
M/G
ガバナ
REG
インバータ
蓄電装置
コントローラ
1
2
3
4
5
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
22
31
45

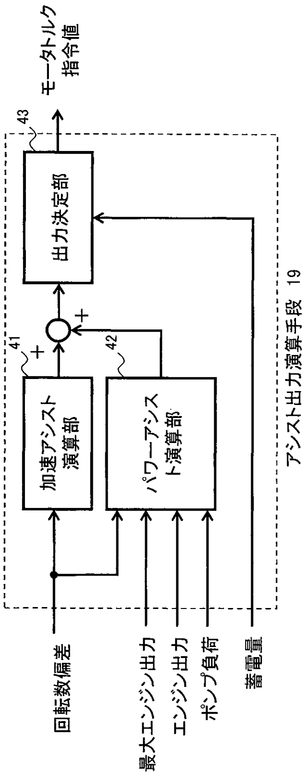
【図２】


ポンプ容積
q1
一定トルク線
2A
P1
P2
ポンプ吐出圧力

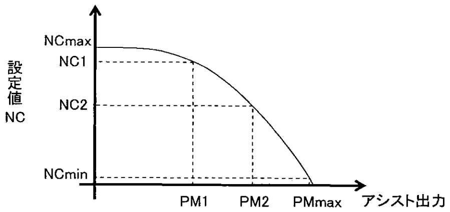
【図３】


モータトルク指令値
比例弁出力指令値
目標エンジン回転数
操作信号生成部
吸収トルク上限演算部
アシスト出力演算部
エンジン最大出力演算部
目標回転数設定部
蓄電量演算部
ポンプ負荷演算部
エンジン出力演算部
蓄電情報検出手段
ポンプ情報検出手段
エンジントルクセンサ
エンジン回転数センサ
目標回転数入力装置
コントローラ 8
ΔN

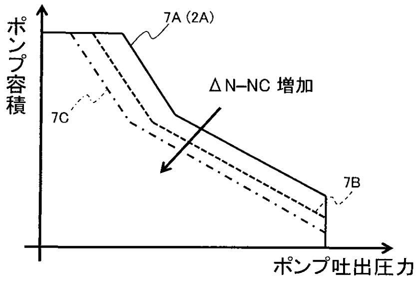
【図４】


モータトルク指令値
出力決定部
加速アシスト演算部
パワーアシスト演算部
アシスト出力演算手段 19
回転数偏差
最大エンジン出力
エンジン出力
ポンプ負荷
蓄電量
41
42
43

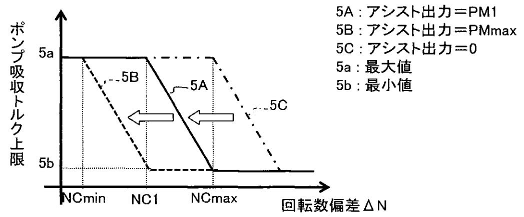
【図５】



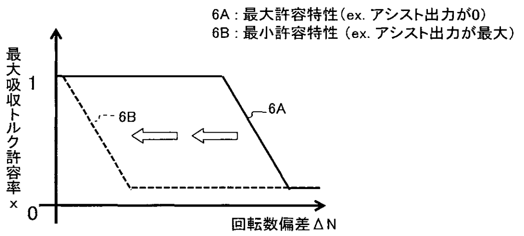
【図６】



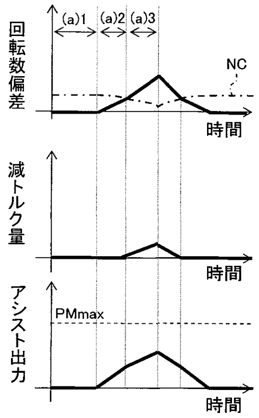
【図７】



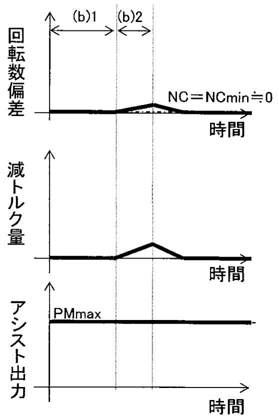
【図８】



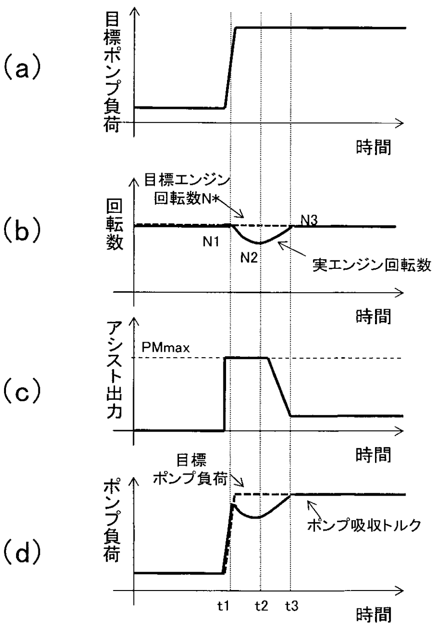
【図９】



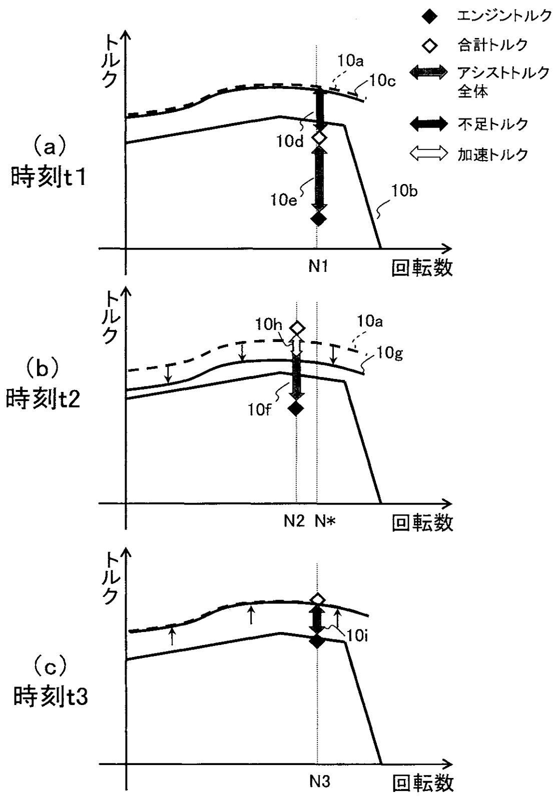
【図１０】



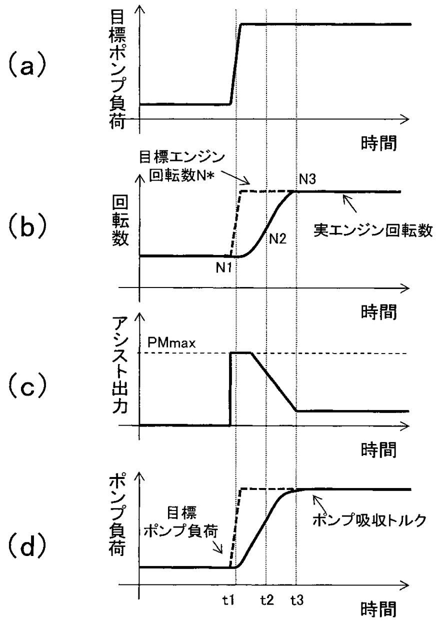
【図１１】



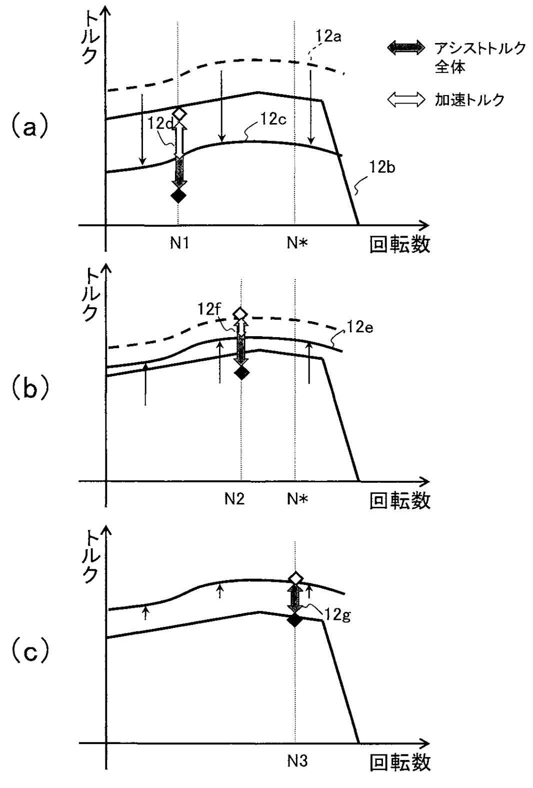
【図１２】



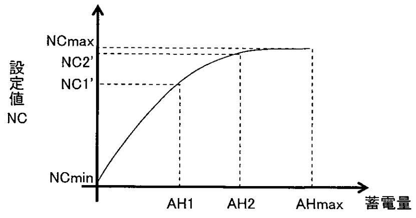
【図１３】



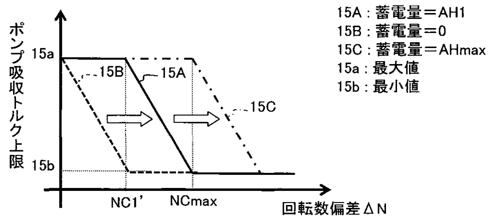
【図１４】



【図１５】


設定値
NC
NCmax
NC2'
NC1'
NCmin
AH1
AH2
AHmax
蓄電量

【図１６】


ポンプ吸収トルク上限
15a
15b
15B
15A
15C
NC1'
NCmax
回転数偏差ΔN
15A : 蓄電量＝AH1
15B : 蓄電量＝0
15C : 蓄電量＝AHmax
15a : 最大値
15b : 最小値

フロントページの続き

(72)発明者　星野　雅俊
　　　　　茨城県土浦市神立町６５０番地　日立建機株式会社　土浦工場内
(72)発明者　藤島　一雄
　　　　　茨城県土浦市神立町６５０番地　日立建機株式会社　土浦工場内

審査官　石川　信也

(56)参考文献　特開２００９－０１３６３２（ＪＰ，Ａ）
　　　　　　特開２００４－１５０３０６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
　　ＥＯ２Ｆ　　９／２０
　　Ｆ０２Ｄ　２９／０４