(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2015 年 6 月 25 日(25.06.2015)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2015/092933 A1

(51) 国際特許分類:
F15B 21/14 (2006.01) *E02F 9/20* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2013/084353

(22) 国際出願日: 2013 年 12 月 20 日(20.12.2013)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒 1128563 東京都文京区後楽二丁目５番１号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 泉 枝穂(IZUMI Shiho); 〒 1008280 東京都千代田区丸の内一丁目６番６号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 石川 広二(ISHIKAWA Kouji); 〒 3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 井村 進也(IMURA Shinya); 〒 1008280 東京都千代田区丸の内一丁目６番６号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 西川 真司(NISHIKAWA Shinji); 〒 3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 金田 朋晃(KANETA Tomoaki); 〒 3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 天野 裕昭(AMANO Hiroaki); 〒 3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP).

(74) 代理人: 春日 譲(KASUGA Yuzuru); 〒 1030023 東京都中央区日本橋本町三丁目４番１号トリイ日本橋ビル Tokyo (JP).

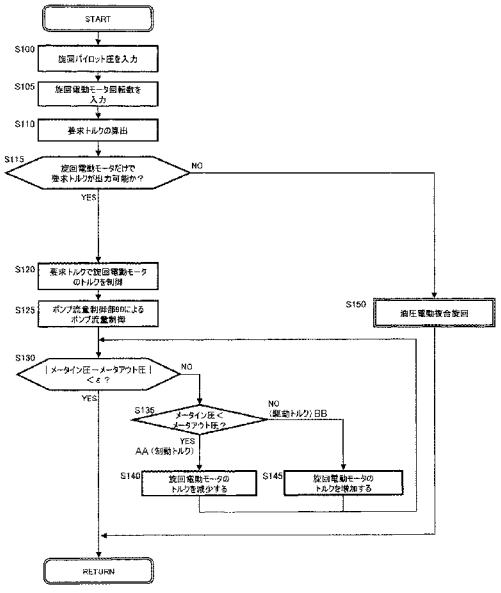
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW,

[続葉有]

(54) **Title**: CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称 : 建設機械



S100 Input turning pilot pressure
S105 Input turning electric motor rotational frequency
S110 Calculate required torque
S115 Can required torque be output by turning electric motor alone?
S120 Control torque of turning electric motor with required torque
S125 Control pump flow volume by means of pump flow volume control unit (90)
S130 |meter-in pressure - meter-out pressure| < ε?
S135 Meter-in pressure < Meter-out pressure?
S140 Reduce torque of turning electric motor
S145 Increase torque of turning electric motor
S150 Combined hydraulic/electric turning
AA Braking torque
BB Drive torque

(57) **Abstract**: A construction machine is equipped with: a turning body (20); a hydraulic motor (27) and an electric motor (25), which are mechanically linked to each other, and both of which drive the turning body; a hydraulic pump (41) for supplying pressurized oil to the hydraulic motor; a turning operation lever (72) for directing the turning operation of the turning body; and a controller (80) which, when the required torque required for the turning operation of the turning body as directed by the turning operation lever can be output by the electric motor alone, controls the discharge flow volume of the hydraulic pump and/or the output torque of the electric motor such that the meter-out pressure and the meter-in pressure of the hydraulic motor (which rotates in conjunction with the electric motor) approach each other.

(57) 要約: 旋回体（２０）と、当該旋回体を共通の駆動対象とし、互いに機械的に連結された油圧モータ（２７）および電動モータ（２５）と、油圧モータに圧油を供給するための油圧ポンプ（４１）と、旋回体の旋回動作を指示するための旋回操作レバー（７２）と、旋回操作レバーにより指示される旋回体の旋回動作に要求される要求トルクを電動モータ単独で出力可能なとき、電動モータと伴って回転される油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧が近づくように油圧ポンプの吐出流量と電動モータの出力トルクの少なくとも一方を制御するコントローラ（８０）とを備える。

WO 2015/092933 A1

MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 建設機械

技術分野

[0001] 本発明は、旋回体を備える建設機械に係るものであり、特に、当該旋回体を駆動するための電動モータおよび油圧モータとを備えるハイブリッド式の建設機械に関する。

背景技術

[0002] 油圧ショベル等の旋回体を有する建設機械は、従来、エンジンで油圧ポンプを駆動し、油圧ポンプから吐出される油圧にて油圧モータを回転し、慣性体である旋回体を駆動するものが主流であった。しかし、近年に至り、エンジンの燃費向上、騒音レベルの低減及び排ガス量の低減などを図るため、従来から旋回体の駆動に利用されている油圧モータに加えて、蓄電装置から電気エネルギの供給を受けて駆動される電動モータをさらに用いて旋回体を駆動するハイブリッド方式のものが提案されている。

[0003] ハイブリッド方式で旋回体を駆動する建設機械においては、油圧モータのみを用いて旋回体を駆動する従来方式の建設機械（従来機）の操作に慣れたオペレータが違和感なく操作できるように、油圧モータ及び電動モータが分担する駆動トルクを適切に制御する必要がある。

[0004] 特開２００８－６３８８８号公報には、上記のようなハイブリッド方式の建設機械の制御手段として、旋回体駆動用の油圧モータに設置されている油の吸い込み口（イン側）および吐き出し口（アウト側）となる２つのポートに生じる差圧に基づいて、旋回体駆動用の電動モータへのトルク指令値を算出する技術が開示されている。ここでは、旋回加速時における油圧モータのトルクと電動モータのトルクの比率及び減速時における油圧モータのトルクと電動モータのトルクの比率を、油圧モータのイン側とアウト側の差圧をパラメータとして定めている。この技術によれば、慣性体である旋回体を連続してスムースに駆動制御することが可能になり、かつ制動時のエネルギを電

気エネルギとして効果的に蓄電装置に取り込むことができる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開２００８－６３８８８号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、油圧モータと電動モータの損失は、旋回操作レバーの操作量または旋回体の旋回速度に応じて個別に変化する。しかしながら、上記文献に記載の技術は、旋回体の駆動に用いられる全トルクのうちの電動モータのトルクの割合を、旋回操作レバーの操作量（旋回パイロット圧）と無関係に油圧モータのイン側とアウト側の差圧によって決定している。よって、油圧モータと電動モータを駆動した場合に生じる各部の損失については考慮されておらず、エネルギ効率を改善する余地があった。

[0007] 本発明は上述した課題を解決するためになされたものであり、その目的は、旋回体を油圧モータ単独で駆動する従来のものと同等の操作性を確保すると共に、旋回体駆動時のシステム全体のエネルギ効率を向上することができる建設機械を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 本発明は、上記目的を達成する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、旋回体と、当該旋回体を共通の駆動対象とし、互いに機械的に連結された油圧モータおよび電動モータと、原動機によって駆動され、前記油圧モータに圧油を供給するための油圧ポンプと、前記旋回体の旋回動作を指示するための操作装置と、前記操作装置により指示される前記旋回体の旋回動作に要求される要求トルクを前記電動モータ単独で出力可能なとき、前記電動モータと伴って回転される前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧が近づくように、または、当該メータアウト圧が当該メータイン圧よりも大きくなるように、前記油圧ポンプの吐出流量と前記電動モータの出力ト

ルクの少なくとも一方を制御する制御装置とを建設機械に備えるものとする。

発明の効果

[0009] 本発明によれば、主として電動モータで旋回体を駆動する際に、当該電動モータに伴って回転される油圧モータで発生する損失を低減できるので、旋回体駆動時のエネルギ効率が改善して大きな燃料低減効果が得られる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]本発明の実施の形態に係る油圧ショベルの側面図。

[図2]図１に示した油圧ショベル搭載された電動・油圧機器のシステム構成図。

[図3]図２のシステム構成図の詳細図。

[図4]図２および図３に示したシステム構成図のうち上部旋回体の旋回動作に係る油圧システムを抽出した図。

[図5]油圧電動複合旋回制御部８３の機能ブロック図の一部。

[図6]旋回スプール４４のスプールストロークに対するブリードオフ開口面積、メータイン開口面積およびメータアウト開口面積の関係図。

[図7]旋回油圧モータ単独で旋回動作をした場合の定常旋回時における油圧部の損失と、それと同等の速度で旋回電動モータ単独で旋回動作をした場合の電動部の損失を示した図。

[図8]本実施形態において、電動モータ２５と油圧モータ２７の出力配分を旋回レバー操作圧に応じて設定した旋回出力特性の一例。

[図9]旋回電動モータ２５のトルクを増加させた場合における電動トルクと油圧部の損失の関係図。

[図10]図９に示したバルブ損失をブリードオフ損失、メータイン損失およびメータアウト損失に分解して示した図。

[図11]図９および図１０の場合における電動トルクと旋回メイン圧との関係図。

[図12]旋回電動モータ２５のトルクを増加させた場合における電動トルクと

油圧部の損失の関係を旋回電動モータ２５の回転数ごとに示した図。

[図13]旋回電動モータ２５の目標トルクＴｍｓ＊と旋回パイロット圧の関係を旋回速度ごとに示した図。

[図14]油圧ポンプ４１の流量を増加させた場合におけるポンプ流量と油圧部の損失の関係図。

[図15]図１４の場合におけるポンプ流量と旋回メイン圧との関係図。

[図16]本実施の形態における旋回油圧モータ２７に係る油圧回路の簡略図。

[図17]油圧ポンプ４１の流量が所定値で旋回電動モータ２５のトルクを制御して旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態を作り出すときのフローチャート。

[図18]旋回電動モータ２５のトルクが所定値で油圧ポンプ４１の流量を制御して旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態を作り出す場合のフローチャート。

[図19]油圧ポンプ４１の流量をスタンバイ流量に保持しつつ旋回電動モータ２５のトルクを制御するときのフローチャート。

発明を実施するための形態

[0011] まず、本発明の各実施の形態を説明する前に、本発明の各実施の形態に係る建設機械に含まれる主な特徴について説明する。

[0012] （１）後述する本発明の実施の形態に係る建設機械は、旋回体と、当該旋回体を共通の駆動対象とし、互いに機械的に連結された油圧モータおよび電動モータと、原動機によって駆動され、前記油圧モータに圧油を供給するための油圧ポンプと、前記旋回体の旋回動作を指示するための操作装置と、前記操作装置により指示される前記旋回体の旋回動作に要求される要求トルクを前記電動モータ単独で出力可能なとき、前記電動モータと伴って回転される前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧が近づくように、または、当該メータアウト圧が当該メータイン圧よりも大きくなるように、前記油圧ポンプの吐出流量（本稿では「ポンプ流量」または「流量」という略称を用いることがある）と前記電動モータが出力するトルク（本稿では「出力ト

ルク」または「トルク」という略称を用いることがある）の少なくとも一方を制御する制御装置とを備えることを特徴とする。

[0013] 発明者らは、前記要求トルクが前記電動モータ単独で出力可能な程度に小さく（例えば、前記旋回体が低速で加速中のとき、または、前記旋回体の回転速度が一定のとき（定常旋回中））、当該要求トルクの全てまたは殆どを前記電動モータで出力する場合には、当該電動モータに伴って回転される前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧が一致するときに、当該油圧モータを駆動する油圧システムの損失（油圧モータについてのブリードオフ損失、メータイン損失およびメータアウト損失の和）が最小化することを知見した。さらに、前記要求トルクが前記電動モータ単独で出力可能な程度に小さい場合には、前記油圧モータを利用することなく前記電動モータ単独で前記旋回体を駆動した方が効率が良いことも知見した。そこで、上記のように構成した建設機械によれば、前記要求トルクの全てまたは殆どを前記電動モータで出力するとき、当該電動モータに伴って回転される前記油圧モータで発生する損失を最小化することができるので、旋回駆動時のエネルギ効率が改善して大きな燃料低減効果を得ることができる。

[0014] また、上記のように前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧を一致させることは本発明の必須事項ではない。発明者らは、上記の場合に前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧を一致させることが難しい場合には、当該メータアウト圧が当該メータイン圧よりも大きくなっても（すなわち、前記油圧モータが力行トルクを発生しない場合であっても）、前記油圧モータ単独で前記旋回体を駆動する場合よりもシステム全体のエネルギ効率が改善される場合があることを知見した。つまり、前記油圧モータのメータアウト圧がメータイン圧よりも大きい場合には、前記油圧モータは制動トルクを発生して前記電動モータの負荷として作用するが、それでもなお、前記油圧モータの吐出流量によっては、前記油圧モータ単独で前記旋回体を駆動する場合よりもシステム全体のエネルギ効率が高くなることがあるということである。したがって、前記油圧モータが制動トルクを発生する場合につ

いても燃料低減効果を発揮できる。

[0015] 前記油圧モータが制動トルクを発生しても効率の改善がみられる前記油圧ポンプの流量の具体例としてはスタンバイ流量がある。これはポンプ流量をスタンバイ流量に下げることにより油圧システムでの損失を大幅に低減できるからである。なお、本稿における「スタンバイ流量」とは、建設機械に搭載された油圧アクチュエータの駆動指示用の操作装置（操作レバー）の全てが中立位置にある場合に前記油圧ポンプの流量として設定される流量のことを示す。油圧システムの効率向上の観点からは、当該操作装置の全てが中立位置にある場合に当該建設機械の稼働維持が可能な前記油圧ポンプの最低流量をスタンバイ流量と設定することが好ましい。

[0016] なお、「前記要求トルクが前記電動モータ単独で出力可能な程度に小さい場合」の具体例としては、前記操作装置が微操作されて前記旋回体が加速中のとき（低速で加速中のとき）と、前記操作装置の操作量の大小に関わらず前記旋回体の回転速度が一定のとき（定常旋回中のとき）がある。ここにおける「微操作」とは、前記旋回体への旋回指令時に前記操作装置から出力される旋回操作圧（旋回パイロット圧）が基準値以下となる操作量の領域である。当該基準値としては、前記電動モータのみで旋回駆動する場合の効率と前記電動モータおよび前記油圧モータで旋回駆動する場合の効率とを比較し、前者の方が高効率となる値を適宜選択することが好ましい。当該基準値の程度を示す指標としては、１．５ＭＰａ程度の旋回パイロット圧が１つの目安となり得る。

[0017] （２）上記（１）において、前記要求トルクは、前記操作装置の操作量（旋回パイロット圧）と前記旋回体の回転数（旋回速度）に基づいて決定することが好ましい。具体的には、前記操作装置の操作量の増加するほど前記要求トルクが増加するように設定されており、さらに、前記旋回体の回転数が減少するほど前記要求トルクが増加するように設定されている。なお、（１）の場合には、当該要求トルクの全てまたは殆どを前記電動モータで出力する場合なので、前記要求トルクは、前記電動モータのトルクと同義となる。

[0018] 上記（１）または（２）における前記電動モータと前記油圧モータの制御の具体例としては次の（３）および（４）に示すものがある。

[0019] （３）上記（１）または（２）において、前記操作装置の操作量が基準値以下の微操作域で前記旋回体が加速中のとき（低速で加速中のとき）、または、前記操作装置の操作量に関わらず前記旋回体の回転速度が一定のとき（定常旋回中のとき）、前記制御装置は前記油圧ポンプの吐出流量を所定の目標値に保持し、さらに、前記制御装置は、前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記電動モータの出力トルクを制御することが好ましい。

[0020] つまり、この場合、前記油圧ポンプの流量を目標値に保持しながら、前記電動モータのトルクを制御することでメータイン圧とメータアウト圧を調節することになる。この場合、電動モータのトルクを制御することになるので、油圧モータを制御する後述の（４）の場合と比較して応答性が良い点がメリットとなる。また、前記油圧ポンプが前記油圧モータに加えて他の油圧アクチュエータにも圧油を供給している場合には、（４）のように前記油圧モータを制御すると前記他の油圧アクチュエータの制御にも影響が出るおそれがあるが、上記のように前記電動モータを制御すれば、前記他の油圧アクチュエータの制御に本発明の制御の影響が出にくいという点もメリットとなる。

[0021] （４）上記（１）または（２）において、前記操作装置の操作量が基準値以下の微操作域で前記旋回体が加速中のとき、または、前記操作装置の操作量に関わらず前記旋回体の回転速度が一定のとき、前記制御装置は前記操作装置の操作量と前記旋回体の回転数に基づいて決定される所定の目標値に前記電動モータのトルクを保持し、さらに、前記制御装置は、前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記油圧モータの吐出流量を制御することが好ましい。

[0022] つまり、この場合、前記電動モータのトルクを目標値に保持しながら、前記油圧ポンプの流量を制御することでメータイン圧とメータアウト圧を調節することになる。この場合、油圧ポンプ流量（ポンプ出力）を制御することになるので、油圧システムに係る損失を直接的に低減することができ、（３）の場合よりもエンジンの燃料消費量の低減効果が大きい点がメリットとなる。また、前記電動モータに対する電力供給の制限が行われている場合にも本制御は利用可能であり、これによりエネルギ効率を向上できる点もメリットとなる。

[0023] なお、（３）および（４）のいずれの場合についても、前記メータアウト圧と前記メータイン圧が一致するように前記電動モータと前記油圧モータを制御することがシステム効率の向上に最も寄与することは前述の通りである。

[0024] （５）上記（３）において、前記操作装置の操作量が前記微操作域で前記旋回体が加速中のとき、前記制御装置は、前記油圧ポンプの吐出流量をスタンバイ流量に保持し、さらに、前記制御装置は、前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記電動モータの出力トルクを制御することが好ましい。

[0025] 「前記操作装置の操作量が前記微操作域で前記旋回体が加速中のとき」には、非操作状態（例えば、油圧ショベルにおける全ての操作装置が中立位置にある状態）から旋回体の旋回を開始することを示すので、前記油圧ポンプの流量をスタンバイ流量に保持して、油圧システムの損失を最小限にすることがシステム効率を改善する上で重要となる。この場合、前記油圧ポンプの流量はスタンバイ流量未満に低減できないため、上記（３）および（４）の場合と比較して前記電動モータと前記油圧モータの制御が大きく制限されることになるが、上記のように前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように前記電動モータのトルク値を制御することを利用することで、この場合にもシステム効率を改善できる。

[0026] なお、上記（１）～（５）にように前記メータアウト圧と前記メータイン圧に基づいて、前記油圧ポンプの流量と前記電動モータのトルクを制御する場合には、前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧のセンサ検出値に基づいて前記油圧ポンプの流量と前記電動モータのトルクを制御するいわゆるフィードバック制御を利用しても良い。

[0027] また、前記要求トルクの大きさに応じて前記メータアウト圧と前記メータイン圧が上記の関係を保持するような、前記油圧ポンプの流量と前記電動モータのトルクを予め設定しておき（例えば、要求トルク、油圧ポンプ流量および電動モータトルクの関係をテーブルで記憶しておく）、当該設定値に基づいて前記油圧ポンプの流量と前記電動モータのトルクを制御しても良い。

[0028] さらに、まずは後者の制御を利用した上で、前記メータアウト圧と前記メータイン圧のセンサ検出値に基づいて前者の制御を追加的に利用することで、後者の制御に前者の制御（フィードバック制御）による補正を加える構成としても良い。このように後者と前者の制御を組み合わせた場合には本発明の制御に係る応答性および精度を著しく向上することができる。

[0029] 以下、建設機械として油圧ショベルを例にとって本発明の実施の形態について具体的に説明する。なお、本発明は、旋回体を備えた全ての作業機械及び建設機械に適用可能であり、油圧ショベルへの適用に限定されるものではない。

[0030] 図１は本発明の実施の形態に係る油圧ショベルの側面図であり、図２は図１に示した油圧ショベル搭載された電動・油圧機器のシステム構成図であり、図３は図２のシステム構成図の詳細図である。なお、これらの図および以降の各図も含めて、同じ部分には同じ符号を付して説明を省略することがある。

[0031] 図１に示すように、本例の油圧ショベルは、下部走行体１０と、下部走行体１０の上部に旋回可能に取り付けられた上部旋回体２０と、一端が上部旋回体２０に連結された多関節リンク機構を有するショベル機構（フロント作業装置）３０とを備えている。

[0032] 下部走行体１０は、左右一対のクローラ１１及びクローラフレーム１２（図１には片側のみを示す）を備えている。各クローラ１１は、図示しない減速機構等を介して、図２に示す一対の走行用油圧モータ１３，１４により、それぞれ独立に駆動される。

[0033] 上部旋回体２０は、下部走行体１０に旋回可能に取り付けられた旋回フレーム２１を有しており、この旋回フレーム２１には、エンジン２２と、エンジン２２により駆動されるアシスト発電モータ２３と、旋回電動モータ２５と、アシスト発電モータ２３及び旋回電動モータ２５に接続される蓄電装置であるキャパシタ２４と、旋回油圧モータ２７とが搭載されている。また、この旋回フレーム２１には、さらに、図２に示す油圧ポンプ４１及びコントロールバルブ４２を含む油圧システム４０と、パワーコントロールユニット５５及びコントローラ（制御装置）８０を含む旋回制御システムとが搭載されている。

[0034] 旋回フレーム２１は、旋回電動モータ２５の回転を減速する減速機構を含み、旋回電動モータ２５と旋回油圧モータ２７の駆動力により駆動させる旋回機構２６を介して、下部走行体１０の上部に旋回可能に取り付けられる。

[0035] なお、本実施の形態においては、蓄電装置としてキャパシタ２４を用いているが、蓄電池を用いることもできるし、キャパシタと蓄電池の双方を併用することもできる。さらに、蓄電装置に代えて、有線接続された外部電源から電力供給を受けても良い。

[0036] ショベル機構３０は、ブーム３１と、ブーム３１を駆動するためのブームシリンダ３２と、ブーム３１の先端部近傍に回転自在に軸支されたアーム３３と、アーム３３を駆動するためのアームシリンダ３４と、アーム３３の先端に回転可能に軸支されたバケット３５と、バケット３５を駆動するためのバケットシリンダ３６を備えている。ブーム３１の基端部は、旋回フレーム２１に回転可能に軸支されている。ブーム３１、アーム３３及びバケット３５は、それぞれの連結軸を中心として回動され、これにより油圧ショベルによる掘削等の作業が行われる。

[0037] 図１の油圧システム４０は、図２に示すように、エンジン２２と、エンジン２２によって駆動される油圧ポンプ４１と、油圧ポンプ４１から油圧配管４３を介して吐出される作動油（圧油）により駆動される複数の油圧アクチュエータ（走行用油圧モータ１３，１４、旋回油圧モータ２７、ブームシリンダ３２、アームシリンダ３４及びバケットシリンダ３６）と、これらの各油圧アクチュエータに供給される作動油の供給量及び供給方向を操作レバー７２，７３（図３参照）からの指令に基づいて切り換えるコントロールバルブ４２を備えている。

[0038] 油圧ポンプ４１は、レギュレータ８８（ポンプ容量調整装置）により傾転角を変更することでポンプ容量が変更される可変容量形ポンプである。ポンプ容量が変更されると、ポンプ出力および／またはポンプ流量が変更される。レギュレータ８８は、コントローラ８０からの電気信号が電気・油圧信号変換装置７５ｃで変換された油圧信号によって制御され、油圧ポンプ４１の容量を制御する。

[0039] なお、本実施形態に係るコントロールバルブ４２は、旋回操作レバー７２（図３参照）の操作量が中間域の時のメータアウト開口面積を通常機（油圧モータ単独で上部旋回体を旋回駆動するもの）よりも大きくし、操作量が中間域での旋回油圧モータ２７の制動トルク（上部旋回体２０を制動する方向のトルク）が通常機よりも小さくなるようにしている。

[0040] 旋回制御システムとしては、図３に示すように、旋回操作レバー７２からの指令に応じた制御信号（操作信号）を、コントロールバルブ４２と、キャパシタ２４の充放電を制御するパワーコントロールユニット５５とに出力するコントローラ８０が備えられる。

[0041] 図１の油圧ショベルは、図３において、エンジン２２を始動するためのイグニッションキー７０と、作業中止時にパイロット圧遮断弁７６をＯＮにして油圧システムの作動を不能とするゲートロックレバー装置７１とを備えている。

[0042] パワーコントロールユニット５５は、キャパシタ２４から旋回電動モータ

２５への電力供給と、旋回電動モータ２５から回収された交流電力のキャパシタ２４への充電を制御するもので、キャパシタ２４から供給される直流電力を所定の母線電圧に昇圧するチョッパ５１と、旋回電動モータ２５を駆動するためのインバータ５２と、アシスト発電モータ２３を駆動するためのインバータ５３と、母線電圧を安定化させるために設けられる平滑コンデンサ５４とを備えている。なお、図３中の符号５６はメインコンタクトを示しており、このメインコンタクト５６は、メインリレー及び突入電流防止回路を備えている。

[0043] 旋回電動モータ２５の回転軸と旋回油圧モータ２７の回転軸は機械的に連結されており、これらの各モータが発生する合計のトルクで上部旋回体２０を駆動する。アシスト発電モータ２３及び旋回電動モータ２５の駆動状態（力行しているか回生しているか）に応じて、キャパシタ２４の充電又は放電が決定されることになる。

[0044] 図４は、図２および図３に示したシステム構成図のうち上部旋回体の旋回動作に係る油圧システムを抽出した図である。この図において、油圧ポンプ４１から吐出された作動油は、旋回操作レバー７２から出力される旋回操作レバー信号（旋回パイロット圧）に基づいて位置が変更される旋回スプール４４を介して旋回油圧モータ２７に導入される。なお、旋回スプール４４は、コントロールバルブ４２（図２，３参照）に含まれる複数のスプールのうちの１つである。

[0045] 旋回操作レバー７２は、オペレータが上部旋回体２０の旋回動作を制御するためのもので、その操作量および操作方向に応じて生成した油圧信号（操作信号）を旋回スプール４４の２つの圧力室の何れかに出力する。旋回操作レバー７２は上部旋回体２０の旋回方向に対応する２方向に操作可能であり、操作量に比例する旋回パイロット圧を旋回スプール４４の圧力室に作用させる。旋回操作レバー７２の操作方向および操作量（旋回パイロット圧）は、旋回操作レバー７２からの作動油を旋回スプール４４に作用するための管路に取り付けられた圧力センサ７４ａ，７４ｂにより検出可能である。圧力

センサ８９ａ，８９ｂの検出値はコントローラ８０に出力されている。なお、圧力センサ７４ａ，７４ｂは、図３中の油圧・電気信号変換装置７４に該当する。

[0046] 旋回油圧モータ２７は、作動油の入口と出口になる２つのポート（Ａポート、Ｂポート）を有する。本明細書では、左旋回する際に作動油の入口となるポートをＡポート、出口となるポートをＢポートとし、右旋回する際に作動油の入口となるポートをＢポート、出口となるポートをＡポートと定義する。

[0047] 図４において、Ａポート側には、Ａポート側の圧力がリリーフ圧に達したときに開放されるＡポート側リリーフ弁２８が取り付けられており、Ｂポート側には、Ｂポート側の圧力がリリーフ圧に達したときに開放されるＢポート側リリーフ弁２９が取り付けられている。このＡポート側リリーフ弁２８及びＢポート側リリーフ弁２９は、電磁式可変リリーフ弁からなり、旋回油圧モータ２７のＡポート圧力、Ｂポート圧力をそれぞれ制御するものである。Ａポート側リリーフ弁２８及びＢポート側リリーフ弁２９のリリーフ圧は、コントローラ８０から入力されるリリーフ圧切替信号に基づいて変更され得る。

[0048] また、ＡポートにはＡポートの圧力を検出するための圧力センサ８７ａが取り付けられており、ＢポートにはＢポートの圧力を検出するための圧力センサ８７ｂが設けられている。２つの圧力センサ８７ａ，８７ｂの出力値はコントローラ８０に入力されている。なお、以下では、２つの圧力センサ８７ａ，８７ｂをまとめて示す場合に、添字を省略して「圧力センサ８７」と記載することがある。

[0049] 旋回スプール４４の切り替え量（スプールストローク）は、旋回操作レバー７２から出力され圧力室に作用される操作圧に応じて制御され、当該操作圧により旋回スプール４４は図４中の中立位置ＯからＡ位置又はＢ位置に連続的に切り換わる。旋回スプール４４の位置を変更すると、旋回スプール４４を介して油圧ポンプ４１から旋回油圧モータ２７へ供給される作動油の流

量が制御される。

[0050] 例えば、旋回操作レバー７２が中立状態である場合には、旋回スプール４４が中立位置Ｏにある時は、油圧ポンプ４１から吐出された作動油は、ブリードオフ絞りを通ってタンクへ戻る。

[0051] 一方、例えば、旋回操作レバー７２が左旋回を行うように操作された場合には、旋回スプール４４がＡ位置に切り換わってブリードオフ絞りの開口面積が減少し、メータイン絞り、メータアウト絞りの開口面積が増加する。油圧ポンプ４１から吐出された作動油はこのＡ位置のメータイン絞りを通って旋回油圧モータ２７のＡポートに送られ、旋回油圧モータ２７からの戻り油はＡ位置のメータアウト絞りを通ってタンクへ戻る。このような作動油の制御を行うことで、旋回油圧モータ２７は左に回転する。また、この場合、ＡポートからＢポートに向かって作動油が流れるので、圧力センサ８７ａの検出値が油圧モータ２７のメータイン圧、圧力センサ８７ｂの検出値がそのメータアウト圧となる。

[0052] また、例えば、旋回操作レバー７２が右旋回を行うように操作された場合には、旋回スプール４４がＢ位置に切り換わってブリードオフ絞りの開口面積が減少し、メータイン絞り、メータアウト絞りの開口面積が増加する。油圧ポンプ４１から吐出された作動油はＢ位置のメータイン絞りを通って旋回油圧モータ２７のＢポートに送られ、旋回油圧モータ２７からの戻り油はＢ位置のメータアウト絞りを通ってタンクへ戻る。このような作動油の制御を行なうことで、旋回油圧モータ２７はＡ位置の場合とは逆方向の右に回転する。また、この場合、ＢポートからＡポートに向かって作動油が流れるので、圧力センサ８７ａの検出値が油圧モータ２７のメータアウト圧、圧力センサ８７ｂの検出値がメータイン圧となる。

[0053] なお、旋回スプール４４が中立位置ＯとＡ位置の中間に位置している時は、油圧ポンプ４１が吐出した作動油はブリードオフ絞りとメータイン絞りに分配される。中立位置ＯとＢ位置の中間の場合も同様である。

[0054] 図２および図３に戻り、コントローラ８０は、圧力センサ７４からの旋回

操作レバー信号（旋回パイロット圧）、圧力センサ８７からの旋回油圧モータ圧力、パワーコントロールユニット５５からの旋回モータ速度等の信号を用いて、油圧ポンプ４１の制御、リリーフ弁２８，２９のリリーフ圧の制御、パワーコントロールユニット５５の制御を行う。なお、図３中に示した電気・油圧信号変換装置７５ｃ～７５ｅは、コントローラ８０からの電気信号を油圧パイロット信号に変換する各種装置であり、例えば電磁比例バルブがこれに該当する。

[0055] また、コントローラ８０は、図３に示すように、異常監視・異常処理制御部８１と、エネルギマネジメント制御部８２と、油圧電動複合旋回制御部８３と、油圧単独旋回制御部８４と、油圧電動複合旋回制御部８３による駆動と油圧単独旋回制御部８４による駆動を切り替えるための切替制御部８５と、ポンプ流量制御部９０を備えている。

[0056] コントローラ８０は、コントロールバルブ４２、パワーコントロールユニット５５に対して指令を行い、油圧単独旋回モードと油圧電動複合旋回モードの切り替え、及び、各モードの旋回制御、電動システムの異常監視、エネルギマネジメント等の制御も行う。

[0057] 油圧電動複合旋回制御部８３は、旋回操作レバー７２から出力され、油圧・電気信号変換装置（例えば、圧力センサ）７４によって電気信号に変換され、旋回操作レバー７２の操作量及び操作方向を示す旋回パイロット圧信号と、パワーコントロールユニット５５から出力され上部旋回体２０の回転速度を示す旋回モータ速度と、コントロールバルブ４２から出力され、圧力センサ（油圧・電気信号変換装置）８７ａ，８７ｂによって電気信号に変換された旋回作動圧（メータイン圧・メータアウト圧）とを入力している。また、油圧電動複合旋回制御部８３は、パワーコントロールユニット５５への旋回電動モータトルク指令と、油圧ポンプ４１（レギュレータ８８）へのポンプ容量指令と、Ａポート側リリーフ弁２８及びＢポート側リリーフ弁２９（図２参照）へのリリーフ圧切替信号を出力する。

[0058] パワーコントロールユニット５５から出力される旋回モータ速度は、旋回

電動モータ２５と機械的に連結された上部旋回体２０の回転速度と同値で、さらに旋回油圧モータ２７の回転速度とも同値であり、本実施形態では主に前者の上部旋回体２０の回転速度（旋回速度）を示す値として利用する。パワーコントロールユニット５５における旋回モータ速度の算出は、公知の方法が利用可能であり、例えば、旋回電動モータ２５の発生電圧値または旋回電動モータ２５への電流値から算出できる。また、この構成に代えて、旋回機構２６の上部旋回体２０への出力軸の周囲に上部旋回体２０の回転速度（回転数）を検出するための速度センサ８６（図４参照）を取り付け、速度センサ８６の検出値をコントローラ８０に出力し、これ上部旋回体２０の速度としても良い。また、速度センサ８６に代えて旋回電動モータ２５または旋回油圧モータ２７の出力軸の周囲に速度センサを設置し、当該速度センサの検出値に旋回機構２６の減速比を勘案して上部旋回体２０の回転速度を検出しても良い。

[0059] ポンプ流量制御部９０は、操作レバー７２，７３から出力されるパイロット圧、各油圧アクチュエータに作用する負荷、およびエンジン回転数等を含む各種情報に基づいて、オペレータの所望する動作に必要な油圧ポンプ４１の出力（吸収トルク）を算出し、油圧ポンプ４１の吐出圧を考慮しながら当該出力に必要な値に油圧ポンプ４１の流量を制御する部分である。ポンプ流量制御部９０からは、所望のポンプ流量を達成するために必要な指令をレギュレータ８８とエンジン２２に出力可能となっており、当該指令によって油圧ポンプ４１の容量（傾転角）および／またはエンジン回転数が制御される。但し、ここでは説明を簡略化するために、ポンプ容量のみでポンプ流量を制御することにし、ポンプ流量制御に伴うエンジン回転数制御については特に説明しないことにする。ポンプ流量制御部９０から出力されたポンプ流量指令は、電気・油圧変換装置７５ｃを介して油圧信号に変換されてレギュレータ８８に入力され、レギュレータ８８が当該油圧信号に基づいてポンプ容量を変更することで油圧ポンプ４１の流量が制御される。

[0060] 油圧単独旋回制御部８４は、旋回操作レバー７２から出力され、油圧・電

気信号変換装置７４によって電気信号に変換された旋回パイロット圧信号を入力し、コントロールバルブ４２への油圧旋回特性補正指令および旋回パイロット圧補正信号を出力する。

[0061] パワーコントロールユニット５５、旋回電動モータ２５、キャパシタ２４等の電動システムに故障、異常、警告状態が発生した場合や、キャパシタ２４の蓄電量が所定の範囲外になった場合は、異常監視・異常処理制御部８１及びエネルギマネジメント制御部８２が切替制御部８５を切り替えて油圧単独旋回制御部８４を選択し、油圧電動複合旋回モードから油圧単独旋回モードへの切替えを行う。旋回の油圧システムは、旋回電動モータ２５と協調して動作するようマッチングされているので、油圧単独旋回制御部８４は、旋回駆動特性補正指令と旋回パイロット圧補正信号（Ｌ／Ｒ）をそれぞれ電気・油圧変換装置７５ｄ，７５ｅに出力し、旋回油圧モータ２７の駆動トルクを増加させる補正または旋回油圧モータ２７の制動トルクを増加させる補正を行うことにより、旋回電動モータ２５のトルクが無くても旋回操作性が損なわれないような制御を行う。

[0062] 油圧単独旋回モード固定スイッチ７７は、何らかの理由（例えば、電動システムの故障時や、特定のアタッチメント装着時など）で油圧単独旋回モードに固定したい場合に使用するものであり、固定スイッチ７７がＯＮ位置に操作されると、切替制御部８５は油圧単独旋回制御部８４を選択するように固定される。これにより、異常監視・異常処理制御部８１及びエネルギマネジメント制御部８２が上記のように油圧単独旋回制御部８４に切替制御部８５を切り替えない場合にも油圧単独旋回モードが選択可能となる。

[0063] 図５は油圧電動複合旋回制御部８３の機能ブロック図の一部である。この図に示すように油圧電動複合旋回制御部８３は、目標力行トルク演算部８３ａと、制限ゲイン演算部８３ｂと、制限トルク演算部８３ｃと、トルク指令値演算部８３ｄと、油圧ポンプ出力減少制御部８３ｅと、ポンプ流量補正演算部８３ｇを備えている。

[0064] 目標力行トルク演算部８３ａは、旋回パイロット圧および旋回モータ回転

速度を入力し、旋回電動モータ２５の目標力行トルクを演算して出力する。目標力行トルクの値は、エネルギマネジメント制御部８２から出力されるエネマネ制限トルク要求により、そのときのキャパシタ２４の蓄電残量で旋回電動モータ２５が発生可能なトルクの範囲に制限されている。具体的には、キャパシタ２４の電圧が低くなるにつれ、旋回電動モータ２５のトルクの上限値は小さくなる。

[0065] 制限ゲイン演算部８３ｂでは、操作レバー７３から出力されるブーム上げ操作パイロット圧に応じたゲインＫ１を定めている。ゲインＫ１の最大値は１であり、ブーム上げ操作パイロット圧が大きいほど制御ゲインＫ１は小さな値となり、最終的には零出力となる。また、同様に、エンジン回転数に応じたゲインＫ２を定めている。ゲインＫ２の最大値は１であり、エンジン回転数が小さいほど制御ゲインＫ２は小さな値となるように設定している。また、旋回パイロット圧に応じたゲインＫ３を定めており、本実施の形態では旋回パイロット圧の中間領域においてゲインが大きくなるようにしている。

[0066] 制限トルク演算部８３ｃでは、旋回油圧モータ２７の旋回メイン圧信号と、制限ゲイン演算部８３ｂで算出した制御ゲインＫ３とを入力し、旋回油圧モータ２７の旋回メイン圧から演算した旋回油圧モータ２７のトルクに制限ゲインＫ３を乗算することで、制限トルクＴｍｓ３を演算してトルク指令値演算部８３ｄに出力する。

[0067] トルク指令値演算部８３ｄには、上述した制御ゲインＫ１，Ｋ２および、上述した制限トルクＴｍｓ３を入力する。目標力行トルク演算部８３ａで演算された目標力行トルクと上述した制御ゲインＫ１，Ｋ２を乗算して目標トルクＴを算出する。さらに、制限トルク演算部８３ｃで演算された制限トルクＴｍｓ３を入力し、目標トルクＴを制限トルクＴｍｓ３の値で制限する演算を行い（すなわち、目標トルクＴが制限トルクＴｍｓ３を超える場合には制限トルクＴｍｓ３がトルク指令値となり、目標トルクＴが制限トルクＴｍｓ３以下の場合には目標トルクＴがトルク指令値となる）、それをトルク指令値としてパワーコントロールユニット５５と油圧ポンプ出力減少部８３ｅ

に出力する。パワーコントロールユニット５５は、このトルク指令値に基づいて、旋回電動モータ２５にトルクを発生させる。

[0068] 油圧ポンプ出力減少制御部８３ｅは、トルク指令値演算部８３ｄで演算したトルク指令値を入力しており、旋回電動モータ２５が出力するトルクの分だけ、旋回油圧モータ２７のトルクが減少するように、油圧ポンプ４１の出力を減少させる指令（ポンプ出力減少指令）をポンプ流量補正演算部８３ｇに出力する。

[0069] ポンプ流量補正演算部８３ｇでは、油圧ポンプ出力減少制御部８３ｅで演算されたポンプ出力減少指令に従うように、油圧ポンプ４１のポンプ流量を減少させる指令（ポンプ流量補正指令）を出力する。具体的には、ポンプ流量補正指令は、ポンプ流量補正演算部８３ｇからポンプ流量制御部９０に出力され、ポンプ流量制御部９０は当該ポンプ流量補正指令を反映したポンプ容量指令を電気・油圧変換装置７５ｃに出力する。そして、電気・油圧変換装置７５ｃはこのポンプ容量指令に対応する制御圧力をレギュレータ８８に出力し、レギュレータ８８が斜板の傾転角を制御することで油圧ポンプ４１の流量が制御される。

[0070] 以上のように、本実施の形態では、油圧電動複合旋回制御部８３により、旋回電動モータ２５が出力するトルク分だけ旋回油圧モータ２７のトルクが減少するように、油圧ポンプ４１の出力が制限される。つまり、旋回操作レバー７２の操作量および操作方向に基づいて指示される上部旋回体２０の旋回動作に要求される要求トルクを、旋回電動モータ２５と旋回油圧モータ２７がそれぞれ発生するトルクの合計で出力することで上部旋回体２０を旋回駆動する。これにより、旋回油圧モータ２７のみで上部旋回体２０を旋回する従来機と同じ操作を本実施の形態で行っても、同等の旋回速度が得られるようになっている。なお、例えば、旋回電動モータ２５のみで上部旋回体２０を駆動する場合には、旋回油圧モータ２７は発生するトルクはゼロとなり、旋回電動モータ２５が発生するトルクがゼロの場合は、旋回油圧モータ２７が発生するトルクのみで駆動する。

[0071] 図６に、本実施形態における旋回スプール４４のスプールストロークに対するブリードオフ開口面積、メータイン開口面積およびメータアウト開口面積を示す。スプールストロークは旋回操作レバー７２の操作量によって変化するので、旋回レバー操作量と考えても良い。

[0072] 図６のメータアウト開口面積に係る実線は、旋回油圧モータ単独で上部旋回体を駆動する建設機械（「従来機」と称することがある）において、良好な操作性を確保できる旋回油圧モータの開口面積を示している。一方、図６のメータアウト開口面積に係る点線は、本実施形態における旋回スプール４４のメータアウト開口面積の大きさを示し、始点と終点は実線で示された開口面積とほぼ同じ面積で、中間域では本発明の方が実線で示された開口面積よりも広くなるように設定されている。

[0073] この場合、旋回スプール４４のメータアウト絞りの開口面積が広くなると、旋回油圧モータ２７で得られる制動トルクは小さくなる。よって、制動トルクの大きさはメータアウト絞りの開口面積の大きさに依存するので、旋回レバー操作量が中間域での旋回油圧モータ２７の制動トルクは、従来機の旋回油圧モータの制動トルクよりも小さくなる。また、旋回レバー操作量が中立および最大状態においては、実線の開口面積とほぼ同じにしているので、旋回油圧モータ２７の制動トルクの大きさとほぼ同じになるように設定される。

[0074] 以上のように、本実施形態に係る建設機械では、旋回操作レバー７２の操作量に対して決定される旋回スプール４４のメータアウト開口面積に応じて、旋回油圧モータ２７の制動トルクの大きさが決定される。一方、駆動トルクについては、旋回油圧モータ単独で旋回体を駆動する従来機と同様の操作性を確保できるように、旋回油圧モータ２７のブリードオフ開口面積を決定しており、従来機と同じ特性を採用している。

[0075] 以下、油圧電動旋回複合制御部８３における旋回電動モータ２５の制御方法と油圧ポンプ４１の出力（ポンプ出力）の制御方法について説明する。

[0076] まず、旋回電動モータ２５の回転数（上部旋回体２０の回転数）ωは、旋

回油圧モータ２７のトルクＴｏｍと旋回電動モータ２５のトルクＴｅｍを用いると、数式（１）で表すことができ、旋回油圧モータ２７のトルクＴｏｍは、メータイン圧とメータアウト圧を用いると数式（２）で表すことができる。

$$\frac{d\omega}{dt}=\frac{1}{J_s}\cdot(T_{om}+T_{em}-T_{loss}) \qquad (1)$$

[0077]

$$T_{om}=\frac{q}{2\pi}\cdot(P_{mi}-P_{mo})\cdot R \qquad (2)$$

[0078] ここで、数式（１）におけるＪｓは上部旋回体２０の慣性モーメントを、Ｔｌｏｓｓは旋回部の損失を表している。

[0079] 本実施形態において、旋回電動モータ２７を力行駆動した場合においても、油圧単独動作のときと同等の操作性を得るためには、旋回操作レバー７２で同じレバー操作をした際に、旋回電動モータ回転数ωが同等になる必要がある。すなわち、同じレバー操作を行った場合には、数式（２）において、Ｔｅｍ＝０の場合とＴｅｍ≠０の場合で、同等のωとなるように旋回電動モータのトルクやポンプ出力を制御する。

[0080] 図７に、旋回油圧モータ単独で旋回動作をした場合の定常旋回時（上部旋回体２０の回転数が一定値に収束した状態）における油圧部の損失を実線で示し、それと同等の速度で旋回電動モータ単独で旋回動作をした場合の定常旋回時における電動部の損失を破線で示す。油圧部の損失は、旋回油圧モータの出力に対してポンプ出力が大きくなる傾向があるため、特に旋回速度が小さいところ、すなわち旋回操作が微操作からハーフ領域において損失が相対的に大きい。これは、良好な応答性確保の観点から旋回油圧モータの開口面積が大きく設定されており、それに伴いポンプ出力も大きくなるためである。また、旋回速度が大きい領域、すなわち旋回操作がフルレバーに近いところでは油圧部の損失は他の場合と比較して相対的に低減する。

[0081] 一方、電動部の損失は、旋回速度の増加に応じて、すなわち旋回操作レバーの操作量に応じて、増加する傾向がある。これは、旋回電動モータによる

旋回駆動は、旋回速度が大きくなるにつれて旋回出力も増加し、キャパシタへの充放電エネルギも増加するためである。

[0082] そこで、本実施形態では、微操作域（旋回速度が小、レバー操作量が小）では効率の良い電動モータ２５のみによる旋回駆動を実施し、油圧の効率が高くなる旋回域（旋回速度が中または大、レバー操作量中または大）においては、電動モータ２５と油圧モータ２７の複合による駆動を実施する。より具体的には、次のように電動モータ２５と油圧モータ２７の出力配分を設定する。

[0083] 本実施の形態では、旋回操作レバー７２の操作量に基づいて決定される上部旋回体２０の旋回動作に要求される出力（要求トルク）を１とした場合、旋回電動モータ２５の出力（トルク）の割合をαとし、残りの割合分（すなわち、１－α）の出力を旋回油圧モータ２７で出力することで、従来機と同等の操作性を確保する。図８に、本実施形態における旋回の出力特性として、電動モータ２５と油圧モータ２７の出力配分（トルク配分）を旋回レバー操作圧（旋回パイロット圧とも称する）に応じて設定した例を示す。

[0084] 本実施形態では、図８に示すように、旋回レバー操作圧が設定値β以下の微操作域では、電動モータ２５単独で要求トルクを出力し（すなわち、α＝１）、当該微操作域内では旋回操作レバー操作圧の増加に従って電動モータ２５の出力を増加させるように設定している。なお、設定値βは１．５ＭＰａ程度の値である。

[0085] 一方、設定値βを超える領域では、電動モータ２５と油圧モータ２７の双方で要求トルクを出力し、当該領域内では旋回レバー操作圧の増加に従って、電動モータ２５の出力の割合αを減少させるように設定している。

[0086] これは、前述した通り旋回レバー操作圧が低く旋回速度が低い領域（操作圧がβ以下の領域）では、油圧モータ２７で駆動するよりも電動モータ２５で駆動した方が高効率となり、一方で、旋回レバー操作圧が高くなるような旋回速度が高い領域（操作圧がβを超える領域）では、油圧モータ２７による駆動の効率が良くなる為であり、消費エネルギを低減することを目的とし

ている。

[0087] なお、設定値βの値を決定する際の条件としては、旋回レバー操作圧がβのときの要求トルクが旋回電動モータ２５単独で出力可能であることが必要である。さらに、その際に油圧ポンプ４１の流量をスタンバイ流量またはその近傍まで低減可能であることも条件に加えることが好ましい。これはポンプ流量をスタンバイ流量程度に下げることにより、油圧部での損失を大幅に低減できるからである。

[0088] ところで、上部旋回体の旋回に必要な要求トルクは、旋回操作レバー７２の操作量だけでなく、上部旋回体２０の旋回速度（回転数）によっても変化する。具体的には、旋回操作レバー７２の操作量の増加するほど要求トルクが増加し、さらに、上部旋回体２０の回転数が減少するほど要求トルクが増加する。したがって、上部旋回体２０の回転数が増加するほど要求トルクは低減するため、上部旋回体２０の回転数が一定値に収束した状態（定常旋回時）では、旋回レバー操作圧がβより大きい領域でも旋回電動モータ２５単独で要求トルクの出力が可能となる。図７に示したように、定常旋回時の油圧部と電動部の損失は、全領域に亘って油圧部の損失の方が大きくなっているため、旋回電動モータ２５単独で要求トルクの出力が可能な場合には、当該要求トルクを旋回電動モータ２５だけで出力することがシステム効率上から好ましい。

[0089] 一方、本実施の形態のような旋回機構を備える油圧ショベルでは、旋回電動モータ２５と旋回油圧モータ２７が機械的に連結されている関係上、旋回電動モータ２５単独で要求トルクを出力しても旋回油圧モータ２７が一緒に回転するため油圧による損失が生じる。

[0090] そこで、旋回電動モータ２５単独で要求トルクの出力が可能な場合（すなわち、旋回操作レバーの操作量が微操作域の時、または、旋回操作レバー操作量が微操作域を超えるが定常旋回の時）において、本実施の形態では、システム効率向上の観点から、旋回電動モータ２５のトルクと、旋回油圧モータ２７に供給する作動油の流量をどのように決定したかについて説明する。

[0091] まず、旋回パイロット圧と油圧ポンプ４１の流量を固定した場合の旋回電動モータ２５のトルクの決定について説明する。図９に、旋回パイロット圧と油圧ポンプ４１の流量を固定にし、旋回電動モータ２５のトルク（電動トルク）を徐々に増加させた場合における電動トルクと油圧部の損失（バルブ損失）の関係を示す。図９より、電動トルクを増加するに従い、或る電動トルク（目標トルクＴｍｓ＊と称する）まではバルブ損失が徐々に下がり、目標トルクＴｍｓ＊を超えるとバルブ損失が再度増加する傾向となる。

[0092] 図９に示したようにバルブ損失が下に凸の曲線を描く理由は、旋回油圧モータ２７に係るバルブ部の損失が図１０に示すような内訳となる為である。図１０は図９に示したバルブ損失をブリードオフ損失、メータイン損失およびメータアウト損失に分解して示した図である。図１０において、目標トルク（Ｔｍｓ＊）以下の領域では、電動トルクを徐々に増加すると、旋回油圧モータ２７のトルクが低減するので、バルブ損失の大部分を占めているブリードオフ損失が減少してバルブ損失を減少させることができる。しかし、目標トルク（Ｔｍｓ＊）を超える領域では、電動トルクを増加するに従って、ブリードオフ損失の減少量以上にメータアウト損失が増加するため、バルブ損失が再度増加することになる。

[0093] 図１１に、図９および図１０の場合（すなわち、旋回パイロット圧は同じ）における電動トルクと旋回メイン圧（メータイン圧およびメータアウト圧）との関係を表す。電動トルクが目標トルク（Ｔｍｓ＊）未満の場合は、メータイン圧＞メータアウト圧となっており（数式（２）において油圧モータトルクＴｏｍが正となる状態を表す）、旋回油圧モータ２７が駆動トルクを出力するため損失が大きくなる。この場合、電動トルクを増加して目標トルク（Ｔｍｓ＊）に近づけるほど損失は小さくなる。一方、電動トルクが目標トルク（Ｔｍｓ＊）より大きい場合、メータイン圧＜メータアウト圧となり（数式（２）において油圧モータトルクＴｏｍが負となる状態を表す）、旋回油圧モータ２７が制動トルクを出力するため損失が大きくなる。この場合、電動トルクを減少して目標トルク（Ｔｍｓ＊）に近づけるほど損失は小さ

くなる。その結果、全体でみると、図９に示したとおり電動トルクの増加とともに油圧部の損失は一旦減少するが目標トルクＴｍｓ＊を超えると再度増加する。したがって、図１１からは、図９においてバルブ損失が最小となる「電動トルクが目標トルク（Ｔｍｓ＊）に一致するとき」は、メータイン圧力とメータアウト圧力が等しく、旋回油圧モータ２７のトルクが０になるときであることが分かる。

[0094] 上記の図９から図１１によれば、旋回パイロット圧とポンプ流量を固定した場合、旋回モータ回転数ごとに、バルブ損失が最小となる電動トルクの値が存在することが分かる。この電動トルク値の分布を例示したものを図１２に示す。

[0095] 図１２は、旋回パイロット圧と油圧ポンプ４１の流量を固定したとき、旋回電動モータ２５のトルク（電動トルク）を徐々に増加させた場合における電動トルクと油圧部の損失（バルブ損失）の関係を旋回電動モータ２５の回転数ごとに示した図である。

[0096] 図１２中の回転数の大小関係はＷ１＜Ｗ２＜Ｗ３であり、回転数が上昇するほど損失が最小になる電動トルク（目標トルク）Ｔｍｓ＊は低下する。各回転数の目標トルクＴｍｓ＊を結ぶと、図１２に示すように回転数の上昇に伴って目標トルクＴｍｓ＊が単調減少する略左下がりの曲線を描くことができる。これにより、発明者らは、当該曲線に従って各回転数において損失が最小となるように電動モータのトルクを出力すれば、システム効率を最適化できるという知見を得た。このように旋回電動モータ２５のトルクを制御すれば、旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧を等しくすることができ、損失を最小限にすることが可能である。

[0097] 図１２の結果を踏まえて、油圧ポンプ４１の流量を固定のまま旋回パイロット圧（旋回操作レバー７２の操作量）を変化させると、目標トルクＴｍｓ＊は旋回電動モータ２５の回転数ごとに図１３のように表すことができる。

[0098] 図１３は、旋回電動モータ２５の目標トルクＴｍｓ＊と旋回パイロット圧の関係を旋回速度ごとに示した図である。図中の旋回速度（回転数）の大小

関係はＷ０＜Ｗ１＜Ｗ２とする。この図に示すように、目標トルクＴｍｓ＊は、旋回操作レバー７２の操作量が大きくなるにつれて増加して所定の値に収束するようになっており、電動モータ２５の速度が大きくなるにつれて収束値が減少するようになっている。

[0099] これにより、油圧ポンプ４１の流量が所定値に保持され、エネマネ制限トルク要求が無ければ、油圧電動複合旋回制御部８３の目標力行トルク演算部８３ａは、旋回パイロット圧と旋回速度を入力して図１３を利用することでシステム効率の良い目標力行トルクを決定することができる。

[0100] 次に、旋回パイロット圧と旋回電動モータ２５のトルクを固定した場合の油圧ポンプ４１の流量の決定について説明する。図１４に、旋回パイロット圧と旋回電動モータ２５のトルクを固定にし、油圧ポンプ４１の流量（ポンプ流量）を徐々に増加させた場合におけるポンプ流量と油圧部の損失（バルブ損失）の関係を示す。この図に示すように、先に説明した電動トルクの図９と同様に、ポンプ流量を増加するに従い、或るポンプ流量（目標流量Ｑ＊と称する）まではバルブ損失が徐々に下がり、目標流量Ｑ＊を超えるとバルブ損失が再度増加する傾向となる。

[0101] 図１５に、図１４の場合におけるポンプ流量と旋回メイン圧との関係を表す。この図に示すように、先の図１１の電動モータ２５のトルクの場合と比較してメータイン圧とメータアウト圧の位置関係が逆転していることが分かる。具体的には、ポンプ流量が目標流量（Ｑ＊）未満の場合は、メータイン圧＜メータアウト圧となり（数式（２）において油圧モータトルクＴｏｍが負となる状態を表す）、旋回油圧モータ２７が制動トルクを出力するため損失が大きくなる。この場合、ポンプ流量を増加して目標流量（Ｑ＊）に近づけるほど損失は小さくなる。一方、ポンプ流量が目標流量（Ｑ＊）より大きい場合、メータイン圧＞メータアウト圧となっており（数式（２）において油圧モータトルクＴｏｍが正となる状態を表す）、旋回油圧モータ２７が駆動トルクを出力するため損失が大きくなる。この場合、ポンプ流量を減少して目標流量（Ｑ＊）に近づけるほど損失は小さくなる。その結果、全体でみ

ると、図１４に示したとおりポンプ流量の増加とともに油圧部の損失は一旦減少するが目標流量Ｑ＊を超えると再度増加する。したがって、図１５からは、図１４においてバルブ損失が最小となる「ポンプ流量が目標流量（Ｑ＊）に一致するとき」は、メータイン圧力とメータアウト圧力が等しく、旋回油圧モータ２７のトルクが０になるときであることが分かる。

[0102] 上記の図１４および図１５によれば、旋回パイロット圧と電動トルクを固定した場合、旋回モータ回転数ごとに、バルブ損失が最小となるポンプ流量の値が存在することが分かる。このときのポンプ流量の分布の図示は省略するが、各回転数の目標流量Ｑ＊を結ぶと、先の図１２と同様に、回転数の上昇に伴って目標流量Ｑ＊が単調減少する略左下がりの曲線を描くことができる。これにより、発明者らは、原則、当該曲線に従って各回転数において損失が最小となるようにポンプ流量を出力すれば、システム効率を最適化できるという知見を得た。このように油圧ポンプ４１の流量を制御すれば、旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧を等しくすることができ、損失を最小限にすることが可能である。

[0103] 次に、油圧ポンプ４１の流量制御により、旋回油圧モータ２７の回転数（上部旋回体２０の回転数）が制御可能であることについて説明する。図１６は、本実施の形態における旋回油圧モータ２７に係る油圧回路の簡略図であり、当該図面には後述する数式で利用される当該油圧回路に係る各種記号が記載されている。図１６におけるメータイン流量Ｑｍｉ、メータアウト流量Ｑｍｏおよびブリードオフ流量Ｑｂｏは、図４の旋回スプール４４内に形成される３つの流路を通過する際の作動油の流量をそれぞれ示している。

[0104] まず、旋回油圧モータ２７および旋回電動モータ２５の回転数（旋回モータ回転数）Ｗは、旋回油圧モータの流量（モータ流量）Ｑｍｔに比例し、その関係は次の数式で表される。

$$Q_{mt} = \frac{q \cdot R}{2\pi} \cdot \omega \qquad (3)$$

[0105] ここで、ｑは旋回油圧モータ２７の容量、Ｒはギア比（２つのモータ２５

，２７と上部旋回体２０の減速比）を表している。旋回モータ回転数Wは左旋回を正、右旋回を負と定義し、旋回電動モータ２５と旋回油圧モータ２７の回転数は同じとする。数式（３）を用いれば、所望の旋回モータ回転数Wを得るために必要な旋回油圧モータ２７の流量（旋回モータ流量）Ｑｍｔを算出できる。

[0106] 次に、メータアウト流量Ｑｍｏは次の数式（４）で表される。

$$Q_{mo} = C_v \cdot A_{mo} \sqrt{\frac{2 \cdot P_{mo}}{\gamma}} \qquad (4)$$

[0107] ここで、Ｃｖは流体係数、Ａｍｏは旋回油圧モータ２７のメータアウト開口面積、Ｐｍｏは旋回油圧モータ２７のメータアウト圧を表している。メータアウト開口面積Ａｍｏは、旋回油圧モータ２７のみで駆動する場合に良好な操作性が確保できるように設定されており、旋回パイロット圧に応じて変化する。モータ流量Ｑｍｔがメータアウト流量Ｑｍｏにほぼ等しいとすると、数式（３）と数式（４）より、油圧モータ２７のみで駆動した場合と同等の旋回速度を同じ旋回レバー操作で本実施の形態で得るためには、油圧モータ２７のみで駆動した場合と同等のモータ流量Ｑｍｔ、すなわちメータアウト流量Ｑｍｏが必要となる。このときのメータアウト圧Ｐｍｏは、数式（４）を変形し、所望の旋回速度Wを得るために必要なメータアウト流量をＱｍｏとすると、次の数式（５）で表される。

$$P_{mo} = \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{Q_{mo}^{\ 2}}{C_v^{\ 2} \cdot A_{mo}^{\ 2}} \qquad (5)$$

[0108] また、所望の旋回速度Wを得るためのメータアウト流量Ｑｍｏを用いると、メータイン流量Ｑｍｉも同様に、下記式（６）で表すことができる。ここで、ＬｏｓｓＱｍｔは、旋回部における損失を表している。

$$Qmi = Qmt + LossQmt \qquad (6)$$

[0109] また、メータイン流量Ｑｍｉは、メータアウト流量Ｑｍｏの数式（４）と同様に、メータイン開口面積Ａｍｉを用いると次の数式（７）で表される。

数式（７）を数式（５）と同様に変形してメータイン圧Ｐｍｉで表し、当該変形後の数式のメータイン流量Ｑｍｉに数式（６）を代入することで、メータイン圧Ｐｍｉは次の数式（８）で表すことができる。

$$Q_{mi} = C_v \cdot A_{mi} \sqrt{\frac{2 \cdot P_{mi}}{\gamma}} \qquad (7)$$

[0110]

$$P_{mi} = \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{Q_{mi}^{\ 2}}{C_v^{\ 2} \cdot A_{mo}^{\ 2}} = \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{(Q_{mt} + LossQ_{mt})^2}{C_v^{\ 2} \cdot A_{mo}^{\ 2}} \qquad (8)$$

[0111] 所望の旋回速度Ｗを得るためのメータアウト流量Ｑｍｔは予め把握できるため、そのときのメータイン圧Ｐｍｉは、数式（８）により算出できる。

[0112] また、ブリードオフ流量Ｑｂｏは、旋回のブリードオフ開口面積Ａｂｏを用いると、次の数式（９）で表される。

$$Q_{bo} = C_v \cdot A_{bo} \sqrt{\frac{2 \cdot P_p}{\gamma}} \qquad (9)$$

[0113] 数式（８）においてメータイン圧Ｐｍｉがポンプ圧Ｐｐと等しいとし、数式（７）と数式（９）からＰｐとγを消去すると、ブリードオフ流量Ｑｂｏは次の数式（１０）で表すことができる。

$$Q_{bo} = \frac{A_{bo}}{A_{mi}} \cdot Q_{mi} \qquad (10)$$

[0114] ところで、ポンプ流量Ｑｐは、メータイン流量Ｑｍｉとブリードオフ流量Ｑｂｏの合計であり、次の数式（１１）で算出することができる。

$$Q_p = Q_{mi} + Q_{bo} \quad = (1 + \frac{A_{bo}}{A_{mi}}) \cdot Q_{mi} \qquad (11)$$

[0115] 数式（１１）におけるメータイン流量Ｑｍｉは、数式（７）によりメータイン圧Ｐｍｉで表すことができ、当該メータイン圧Ｐｍｉは数式（８）によりモータ流量Ｑｍで表すことができ、さらに、当該モータ流量Ｑｍｔは数式（３）によりモータ回転数Ｗで表すことができる。つまり、ポンプ流量Ｑｐは、モータ回転数Ｗで表すことができる。したがって、ポンプ流量Ｑｐを制

御することで、旋回モータ回転数Ｗを所望の値に制御できる。

[0116] なお、実際の制御において、各旋回モータ回転数Ｗに対して目標とするモータ流量Ｑｍｔを数式（３）に基づいて決めた場合には、まず、当該モータ流量Ｑｍｔと数式（８）を用いてメータイン圧Ｐｍｉを算出し、次に、当該メータイン圧Ｐｍｉと数式（７）を用いてメータイン流量Ｑｍｉを算出し、さらに、当該メータイン流量Ｑｍｉと数式（１１）を用いて必要なポンプ流量Ｑｐを算出することができる。実際の制御ロジックにおいては、旋回操作レバー７２の操作量毎に決まる旋回モータ回転数Ｗに対して目標とするポンプ流量Ｑｐをそれぞれ予め設定しておけばよい。すなわち、レバー操作量とポンプ流量Ｑｐの組合せをテーブル形式などで記憶装置（例えば、半導体メモリ）に記憶しておき、圧力センサ等で検出したレバー操作量に対応するポンプ流量Ｑｐを当該テーブルから探索し、当該探索した値を目標値としてコントローラ８０により油圧ポンプ４１の流量を制御すれば足りる。

[0117] ところで、本実施の形態では、旋回電動モータ２５のみで旋回体２０を駆動し、上述したようにＰｍｉ＝Ｐｍｏ（メータイン圧＝メータアウト圧）となるようにポンプ流量Ｑｐを制御するため、数式（４）と数式（８）から「Ｑｍｉ＝Ａｍｉ・Ｑｍｏ／Ａｍｏ」が導出でき、数式（１１）は最終的に下記の数式（１２）のように表せる。

$$Q_p = (1 + \frac{A_{bo}}{A_{mi}}) \cdot \frac{A_{mi}}{A_{mo}} \cdot Q_{mo} \qquad (12)$$

[0118] 上記で計算されたポンプ流量Ｑｐは、ポンプ流量制御部９０から電気・油圧信号変換装置７５ｃにポンプ容量指令として出力され、電気・油圧信号変換装置７５ｃはこの電気信号に対応する制御圧力をレギュレータ８８に出力し、レギュレータ８８が斜板の傾点角を制御することで、油圧ポンプ４１の流量が制御される。その際、メータイン圧とメータアウト圧が等しくなるようポンプ流量を制御すれば、そのときの油圧部の損失を最小化することができる。なお、油圧ポンプ４１の流量は、ポンプ回転数（エンジン回転数）とポンプ容量（斜板の傾転角）の積に基づいて決定されるので、斜板の傾転角

を保持しながらエンジン回転数を変更させれば制御することが可能であり、上記の傾転角の制御に代えてエンジン回転数の制御を行うことでポンプ流量を制御しても良い。

[0119] 次に上記のように旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態を作り出すために本実施の形態に係るシステムによって実行される処理のフローチャートの具体例を説明する。

[0120] 図１７は、上部旋回体２５の駆動に必要なトルクを旋回電動モータ２５のみで出力可能な場合に、油圧ポンプ４１の流量が所定の目標値で保持され旋回電動モータ２５のトルクを制御して旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態を作り出すときのフローチャートを示す図であり、図９～図１３に示した方法で旋回電動モータ２５のトルクを制御する。

[0121] 図１７に示すフローチャートは旋回操作レバー７２の操作中に実行される。旋回操作レバー７２の操作が開始されたら当該フローチャートの処理を開始し、油圧電動複合旋回制御部８３は、まず、旋回操作レバー７２から出力される旋回パイロット圧と、パワーコントロールユニット５５から出力される旋回電動モータ回転数（旋回モータ速度）をと入力し（Ｓ１００，Ｓ１０５）、上部旋回体２０の旋回動作に要求される要求トルク（旋回電動モータ２５と旋回油圧モータ２７が出力すべきトルクの合計値）を算出する（Ｓ１１０）。

[0122] 次に、油圧電動複合旋回制御部８３は、Ｓ１１０で算出した要求トルクが、旋回電動モータ２５だけで出力可能かどうかの判定を行う（Ｓ１１５）。Ｓ１１５で、旋回電動モータ２５だけで出力可能であると判定された場合には、本発明に係る制御を実行することになる。具体的には、油圧電動複合旋回制御部８３は、Ｓ１１０の要求トルクに相当するトルク値のトルク指令（旋回電動モータトルク指令）をパワーコントロールユニット５５に出力し、当該トルク指令に基づいてパワーコントロールユニット５５のインバータによって旋回電動モータ２５が制御される（Ｓ１２０）。

[0123] この場合、要求トルクの全てを旋回電動モータ２５で賄うので、油圧電動

複合旋回制御部８３（ポンプ流量補正演算部８３ｇ）は、ポンプ流量制御部９０に対してポンプ流量補正指令を出力しない（Ｓ１２５）。これによりポンプ流量制御部９０はポンプ流量補正指令による補正を行うことなく他の条件から決定される所定の流量値にポンプ流量を制御する。

[0124] Ｓ１３０では、油圧電動複合旋回制御部８３は、圧力センサ８７ａ，８７ｂの検出値であり、メータイン圧およびメータアウト圧を示す旋回作動圧を入力し、当該メータイン圧と当該メータアウト圧の差の絶対値（以下では「圧力差」と称することがある）が設定値ε未満であるか否かを判定し、当該圧力差が設定値ε未満であればメータイン圧とメータアウト圧が等しいと同定する。Ｓ１３０で圧力差が設定値ε未満であれば、旋回電動モータのトルク指令をそのままにしてＳ１００に戻り、後続する処理を上記と同様に繰り返す。

[0125] 一方、Ｓ１３０で圧力差が設定値ε以上の場合には、圧力センサ８７ａ，８７ｂからの入力値に基づき、メータイン圧よりメータアウト圧の方が大きいか否かを判定する（Ｓ１３５）。Ｓ１３５でメータアウト圧の方が大きいと判定された場合には、図１１から油圧モータ２７が制動トルクを発生していることになるので、油圧電動複合旋回制御部８３は、メータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけるべく、直前に出力した値（すなわち、Ｓ１２０、Ｓ１４０またはＳ１４５で出力した値）から旋回電動モータ２５のトルク指令を減少し（Ｓ１４０）、Ｓ１３０に戻る。Ｓ１４０が完了したら、Ｓ１３０に戻り再度圧力差の判定を行い、Ｓ１３０の判定が真になるまで旋回電動モータ２５のトルクを制御する。

[0126] なお、Ｓ１４０における一回のトルク減少量としては、予め設定した同じ値を利用するものがある。この場合、フィードバック制御によりメータイン圧の値とメータアウト圧の値が徐々に近づくことになる。また、Ｓ１３０で算出した圧力差の値の大きさごとに、Ｓ１４０におけるトルク減少量を定めておき、短時間でメータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけても良い。

[0127] 一方、Ｓ１３５でメータイン圧の方が大きいと判定された場合には、図１１から油圧モータ２７が駆動トルクを発生していることになるので、油圧電動複合旋回制御部８３は、メータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけるべく、直前に出力した値（すなわち、Ｓ１２０、Ｓ１４０またはＳ１４５で出力した値）から旋回電動モータ２５のトルク指令を増加し（Ｓ１４５）、Ｓ１３０に戻る。Ｓ１４５が完了したら、Ｓ１３０に戻り再度圧力差の判定を行い、Ｓ１３０の判定が真になるまで旋回電動モータ２５のトルクを制御する。なお、Ｓ１４５における一回のトルク増加量については、Ｓ１４０と同様のものがある。

[0128] なお、Ｓ１１５で旋回電動モータ２５だけで要求トルクが出力できないと判定された場合には、Ｓ１５０において旋回油圧モータ２７との複合旋回処理を実行することになるが、この場合の具体的処理については本発明との関連性が低いため説明は省略する。

[0129] 上記のように旋回電動モータ２５のトルクを制御すると、メータイン圧とメータアウト圧の値が異なっていても、両者の値を近づけることができるので、油圧モータ２７で発生するトルクを略ゼロに保持することができる。これにより油圧部の損失を最小限にできるとともに、損失の少ない旋回電動モータ２５のみによる上部旋回体２０の旋回動作を実行することができるので、旋回駆動時のエネルギ効率が改善し大きな燃料低減効果を得ることができる。

[0130] また、上記の場合には、電動モータ２５のトルクを制御することになるので、油圧モータ４１を制御する後述の図１８の場合と比較して応答性が良い点がメリットとなる。また、油圧ポンプ４１が油圧モータ２７に加えて他の油圧アクチュエータにも圧油を供給している場合には、図１８のように油圧モータ４１を制御すると当該他の油圧アクチュエータの制御にも影響が出るおそれがあるが、上記のように電動モータ２５を制御すれば、当該他の油圧アクチュエータの制御に本発明の制御の影響が出にくいという点もメリットとなる。

[0131] 図１８は、上部旋回体２５の駆動に必要なトルク（要求トルク）を旋回電動モータ２５のみで出力可能な場合に、旋回電動モータ２５のトルクが要求トルクから決定される所定の目標値で保持され油圧ポンプ４１の流量を制御して旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態を作り出す場合のフローチャートを示す図であり、図１４，図１５に示した方法で油圧ポンプ４１の流量を制御する。この図に示すフローチャートは、図１７のものと同様に旋回操作レバー７２の操作中に実行され、Ｓ１００からＳ１３５およびＳ１５０は図１７と同じなので説明を省略する。

[0132] 図１８のＳ１３５でメータアウト圧の方が大きいと判定された場合には、図１５から油圧モータ２７が制動トルクを発生していることになるので、油圧電動複合旋回制御部８３は、メータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけるべく、直前に出力した値（すなわち、Ｓ１２５、Ｓ１６０またはＳ１６５で出力した値）から油圧ポンプ４１の流量を増加する補正指令（ポンプ流量補正指令）をポンプ流量制御部９０に出力し（Ｓ１６０）、Ｓ１３０に戻る。Ｓ１６０が完了したら、Ｓ１３０に戻り圧力差の判定を再度行い、Ｓ１３０の判定が真になるまで油圧ポンプ４１の流量を制御する。

[0133] なお、Ｓ１６０における一回の流量増加量としては、予め設定した同じ値を利用するものがある。この場合、フィードバック制御によりメータイン圧の値とメータアウト圧の値が徐々に近づくことになる。また、Ｓ１３０で算出した圧力差の値の大きさごとに、Ｓ１６０における流量減少量を定めておき、短時間でメータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけても良い。

[0134] 一方、Ｓ１３５でメータイン圧の方が大きいと判定された場合には、図１５から油圧モータ２７が駆動トルクを発生していることになるので、油圧電動複合旋回制御部８３は、メータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけるべく、直前に出力した値（すなわち、Ｓ１２５、Ｓ１６０またはＳ１６５で出力した値）から油圧ポンプ４１の流量を減少する補正指令（ポンプ流量補正指令）をポンプ流量制御部９０に出力し（Ｓ１６５）、Ｓ１３０に戻る。Ｓ１６５が完了したら、Ｓ１３０に戻り再度圧力差の判定を行い、Ｓ１３

０の判定が真になるまで油圧ポンプ４１の流量を制御する。なお、Ｓ１６５における一回の流量減少量については、Ｓ１６０と同様のものがある。

[0135] 上記のように油圧ポンプ４１の流量を制御すると、メータイン圧とメータアウト圧の値が異なっていても、両者の値を近づけることができるので、油圧モータ２７で発生するトルクを略ゼロに保持することができる。これにより油圧部の損失を最小限にできるとともに、損失の少ない旋回電動モータ２５のみによる上部旋回体２０の旋回動作を実行することができるので、旋回駆動時のエネルギ効率が改善し大きな燃料低減効果を得ることができる。

[0136] また、上記の場合、油圧ポンプ４１の流量を制御することになるので、油圧システムに係る損失を直接的に低減することができ、図１７の場合よりもエンジン２２の燃料消費量の低減効果が大きい点がメリットとなる。また、電動モータ２５に対する電力供給の制限が行われている場合にも本制御は利用可能であり、これによりエネルギ効率を向上できる点もメリットとなる。

[0137] 図１７および図１８の例では、油圧モータ２７のメータアウト圧とメータイン圧を一致させることを前提として説明したが、これは必須事項ではない。例えば、旋回操作レバー７２の操作量が微操作域で上部旋回体２０が加速中または一定速度（定常旋回中）の場合には、油圧ポンプ４１の流量をスタンバイ流量に保持できる。この場合には、ポンプ流量が最小に保持されて油圧部の損失を大幅に低減できるので、その状態で油圧モータ２７のメータアウト圧がメータイン圧よりも大きくなっても（すなわち、油圧モータ２７が制動トルクを発生しても）、油圧モータ単独で上部旋回体２０を駆動する場合よりもシステム全体のエネルギ効率が改善されることを発明者らは知見した。次に、この場合の具体的な処理内容について図１９を用いて説明する。

[0138] 図１９は、上部旋回体２５の駆動に必要なトルクを旋回電動モータ２５のみで出力可能な場合に、油圧ポンプ４１の流量をスタンバイ流量に保持しつつ旋回電動モータ２５のトルクを制御するときのフローチャートを示す図である。この図に示すフローチャートは、図１７のものと同様に旋回操作レバー７２の操作中に実行され、Ｓ１００からＳ１１５およびＳ１５０は図１７

と同じなので説明を省略する。

[0139] 図１９のＳ１１５で、旋回電動モータ２５だけで出力可能であると判定された場合には、油圧電動複合旋回制御部８３は、旋回レバー操作圧が設定値β以下か否か、すなわち旋回操作レバー７２の操作量が微操作域であるかどうかの判定を行う（Ｓ１７０）。Ｓ１７０で、操作圧が設定値β以上であると判定された場合には、油圧電動複合旋回制御部８３は、Ｓ１１０の要求トルクに相当するトルク値のトルク指令（旋回電動モータトルク指令）をパワーコントロールユニット５５に出力し、当該トルク指令に基づいてパワーコントロールユニット５５のインバータによって旋回電動モータ２５が制御される（Ｓ１２０）。

[0140] この場合、油圧電動複合旋回制御部８３（ポンプ流量補正演算部８３ｇ）は、ポンプ流量制御部９０に対してポンプ流量をスタンバイ流量に保持するポンプ流量補正指令を出力する（Ｓ１７５）。これによりポンプ流量制御部９０は油圧ポンプ４１の流量をスタンバイ流量に保持する。

[0141] Ｓ１３０では、油圧電動複合旋回制御部８３は、旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧の差の絶対値（圧力差）が設定値ε未満であるか否かを判定し、当該圧力差が設定値ε未満であればメータイン圧とメータアウト圧が等しいと同定する。Ｓ１３０で圧力差が設定値ε未満であれば、旋回電動モータのトルク指令をそのままにしてＳ１００に戻り、後続する処理を上記と同様に繰り返す。

[0142] 一方、Ｓ１３０で圧力差が設定値ε以上の場合には、圧力センサ８７ａ，８７ｂからの入力値に基づき、メータイン圧よりメータアウト圧の方が大きいか否かを判定する（Ｓ１３５）。Ｓ１３５でメータアウト圧の方が大きいと判定された場合には、図１１から油圧モータ２７が制動トルクを発生していることになるが、それでもなお従来機よりもシステム効率面で優れているので、旋回電動モータ２５のトルク指令をそのままにしてＳ１００に戻り、後続する処理を上記と同様に繰り返す。

[0143] 一方、Ｓ１３５でメータイン圧の方が大きいと判定された場合には、図１

１から油圧モータ２７が駆動トルクを発生していることになるので、油圧電動複合旋回制御部８３は、メータイン圧の値とメータアウト圧の値を近づけるべく、直前に出力した値（すなわち、Ｓ１２０またはＳ１８０で出力した値）から旋回電動モータ２５のトルク指令を増加し（Ｓ１８０）、Ｓ１３０に戻る。Ｓ１８０が完了したら、Ｓ１３０に戻り再度圧力差の判定を行い、Ｓ１３０の判定が真になるまで旋回電動モータ２５のトルクを制御する。なお、Ｓ１８０における一回のトルク増加量については、図１７の場合に説明したものと同様である。

[0144] ところで、Ｓ１７０で操作圧が設定値βを超えていると判定された場合には、図１７のＳ１２０または図１８のＳ１２０に進み各図の処理を実行する。そして、各図のフローチャートの最後（ＲＥＴＵＲＮ）まで到着したら、図１９に戻ってＳ１００以降の処理を繰り返す。なお、図１７のＳ１２０と図１８０のＳ１２０のいずれに進むべきかを予め設定しておいても良いし、スイッチ等の切替器で手動で適宜切り替え可能にしておいても良い。なお、このように操作圧が設定値βを超えていると判定される場合は、例えば、操作量がβを超えた状態で上部旋回体２０が定常旋回中である場合が該当する。定常旋回中は要求トルクが充分低下するので、旋回電動モータ２５のみで要求トルクの出力が可能になることがある。このことは図１７および図１８の場合にも該当し、当該２つの図のフローチャートにおけるＳ１２０以降の処理が実行される具体的な場合としては、上部旋回体２０が定常旋回中である場合が挙げられる。

[0145] 上記のように旋回電動モータ２５のトルクを制御すると、メータイン圧とメータアウト圧の値が異なっていても、両者の値をシステム効率が向上する値に近づけることができる。これにより油圧部の損失を低減できるとともに、損失の少ない旋回電動モータ２５のみによる上部旋回体２０の旋回動作を実行することができるので、旋回駆動時のエネルギ効率が改善し大きな燃料低減効果を得ることができる。

[0146] なお、上記のＳ１７０では、旋回操作レバー７２の操作量が微操作域であ

るかどうかの判定を行ってＳ１２０に進むか否かを分類したが、上記Ｓ１７０の処理に代えて、油圧ポンプ４１をスタンバイ流量に保持可能か否かという処理を実行しても良い。

[0147] 以上のように、本実施の形態によれば、旋回電動モータ２５のトルク又は油圧ポンプ４１の流量を最適に制御することによって、旋回油圧モータ２７と旋回電動モータ２５の駆動によって発生する損失の合計を最小とすることができるので、旋回駆動時におけるシステム効率を最適化することができる。つまり、オペレータの操作感を損ねることなくエネルギを有効に活用でき、燃料消費量を削減できる。

[0148] なお、上記の各例では、本発明の理解を容易にするために、油圧ポンプ４１の流量を固定した場合の旋回電動モータ２５のトルク制御と、旋回電動モータ２５のトルクを固定した場合の油圧ポンプ４１の流量制御について説明したが、旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が等しい状態（または両者の値が近い状態）が作り出せれば、旋回電動モータ２５のトルクと油圧ポンプ４１の流量の双方または少なくとも一方を制御しても良い。

[0149] また、上記では、旋回油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧を圧力センサ８７ａ，８７ｂで検出しながら、両者の差が所定の範囲に収まるように旋回電動モータ２５のトルクまたは油圧ポンプ４１の流量をフィードバック制御することでシステム効率の改善を図ったが次のような制御を行っても良い。すなわち、旋回パイロット圧の値と旋回電動モータ２５の回転数の組み合わせごとに、油圧モータ２７のメータイン圧とメータアウト圧が所定の範囲に収まるような旋回電動モータ２５のトルクまたは油圧ポンプ４１の流量の目標値を予め設定し、当該設定を例えばコントローラ８０内の記憶装置等にテーブル形式で記憶しておいたうえで、各種センサで検出した旋回パイロット圧と旋回電動モータ２５の回転数の値に対応する旋回電動モータ２５のトルク値または油圧ポンプ４１の流量値を当該テーブルから探索し、当該探索した値を目標値としてトルク制御または流量制御を行うようにしても良い。さらに、この制御を行った場合に、図１７から図１９に示したフロ

ーチャートの一連の処理を実行することで、当該テーブルに基づいた制御により生じる誤差をフィードバック制御により解消することで精度向上を図っても良い。このように２つの制御を組み合わせた場合には本発明の制御に係る応答性および精度を著しく向上することができる。

[0150] なお、上記では、油圧ショベルを具体例に挙げて説明したが、本発明は、上部旋回体を備え、当該旋回体を電動モータおよび油圧モータで駆動する機構を有するものであれば、クレーン等の他の建設機械にも適用可能である。

[0151] また、本発明は、上記の実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲内の様々な変形例が含まれる。例えば、本発明は、上記の実施の形態で説明した全ての構成を備えるものに限定されず、その構成の一部を削除したものも含まれる。

[0152] また、上記のコントローラ８０に係る各構成や当該各構成の機能及び実行処理等は、それらの一部又は全部をハードウェア（例えば各機能を実行するロジックを集積回路で設計する等）で実現しても良い。また、上記のコントローラ８０に係る構成は、演算処理装置（例えばＣＰＵ）によって読み出し・実行されることでコントローラ８０の構成に係る各機能が実現されるプログラム（ソフトウェア）としてもよい。当該プログラムに係る情報は、例えば、半導体メモリ（フラッシュメモリ、ＳＳＤ等）、磁気記憶装置（ハードディスクドライブ等）及び記録媒体（磁気ディスク、光ディスク等）等に記憶することができる。

[0153] また、上記の実施の形態の説明では、制御線や情報線は、当該実施の形態の説明に必要であると解されるものを示したが、必ずしも製品に係る全ての制御線や情報線を示しているとは限らない。実際には殆ど全ての構成が相互に接続されていると考えて良い。

符号の説明

[0154] ２０…上部旋回体、２２…エンジン、２４…キャパシタ、２５…旋回電動モータ、２６…減速機構、２７…旋回油圧モータ、３０…ショベル機構、３１…ブーム、３２…ブームシリンダ、３３…アーム、３４…アームシリンダ

、３５…バケット、３６…バケットシリンダ、４４…旋回用スプール、４０…油圧システム、４１…油圧ポンプ、４２…コントロールバルブ、５１…チョッパ、５２…旋回電動モータ用インバータ、５４…平滑コンデンサ、５５…パワーコントロールユニット、５６…メインコンタクタ、７０…イグニッションキー、７１…ゲートロックレバー、７２…旋回操作レバー、７３…操作レバー（旋回以外）、７４…油圧・電気信号変換装置（圧力センサ）、７５…電気・油圧信号変換装置、７６…パイロット圧信号遮断弁、７７…油圧単独旋回モード固定スイッチ、８０…コントローラ、８１…異常監視・異常処理制御部、８２…エネルギマネジメント制御部、８３…油圧電動複合旋回制御部、８３ａ…目標力行トルク演算部、８３ｂ…制限ゲイン演算部、８３ｃ…制限トルク演算部、８３ｄ…トルク指令値演算部、８３ｅ…油圧ポンプ出力減少制御部、８３ｇ…ポンプ流量補正演算部、８４…油圧単独制御部、８６…速度センサ、８７…圧力センサ、８８…レギュレータ、９０…ポンプ流量制御部

請求の範囲

[請求項1] 旋回体と、

当該旋回体を共通の駆動対象とし、互いに機械的に連結された油圧モータおよび電動モータと、

原動機によって駆動され、前記油圧モータに圧油を供給するための油圧ポンプと、

前記旋回体の旋回動作を指示するための操作装置と、

前記操作装置により指示される前記旋回体の旋回動作に要求される要求トルクを前記電動モータ単独で出力可能なとき、前記電動モータと伴って回転される前記油圧モータのメータアウト圧とメータイン圧が近づくように、または、当該メータアウト圧が当該メータイン圧よりも大きくなるように、前記油圧ポンプの吐出流量と前記電動モータの出力トルクの少なくとも一方を制御する制御装置とを備えることを特徴とする建設機械。

[請求項2] 請求項１に記載の建設機械において、

前記要求トルクは、前記操作装置の操作量と前記旋回体の回転数に基づいて決定されることを特徴とする建設機械。

[請求項3] 請求項２に記載の建設機械において、

前記操作装置の操作量が基準値以下の微操作域で前記旋回体が加速中のとき、または、前記操作装置の操作量に関わらず前記旋回体の回転速度が一定のとき、

前記制御装置は、

前記油圧ポンプの吐出流量を所定値に保持しつつ、

前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記電動モータの出力トルクを制御することを特徴とする建設機械。

[請求項4] 請求項２に記載の建設機械において、

前記操作装置の操作量が基準値以下の微操作域で前記旋回体が加速

中のとき、または、前記操作装置の操作量に関わらず前記旋回体の回転速度が一定のとき、

前記制御装置は、

前記電動モータの出力トルクを所定値に保持しつつ、

前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記油圧モータの吐出流量を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項5] 請求項３に記載の建設機械において、

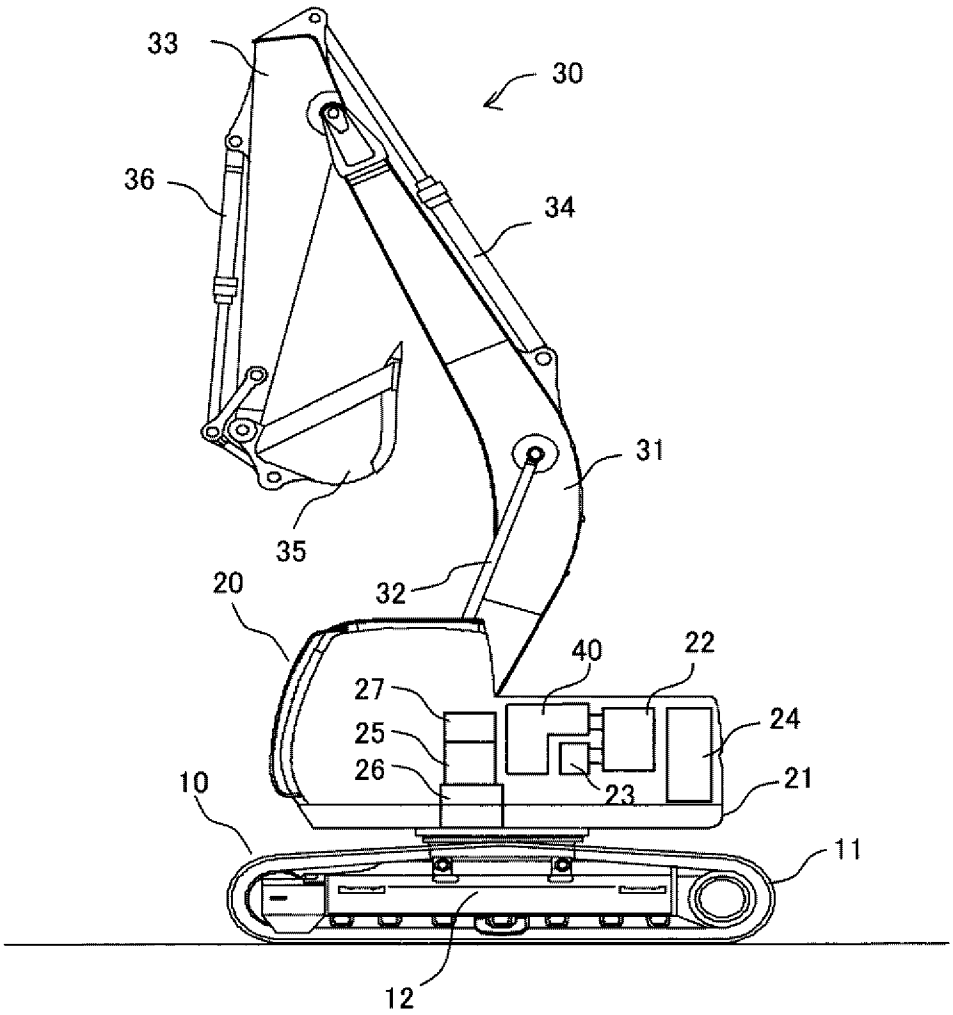
前記操作装置の操作量が前記微操作域で前記旋回体が加速中のとき、

前記制御装置は、

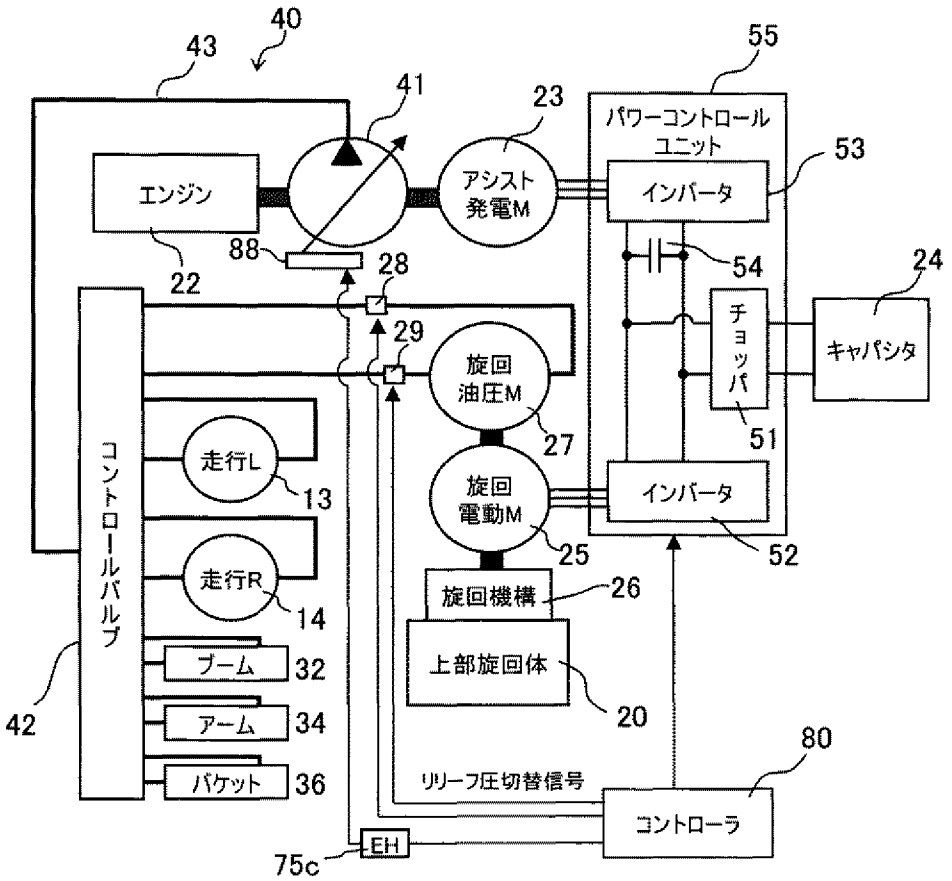
前記油圧ポンプの吐出流量をスタンバイ流量に保持しつつ、

前記メータアウト圧と前記メータイン圧が近づくように、または、前記メータアウト圧が前記メータイン圧よりも大きくなるように、前記電動モータの出力トルクを制御することを特徴とする建設機械。

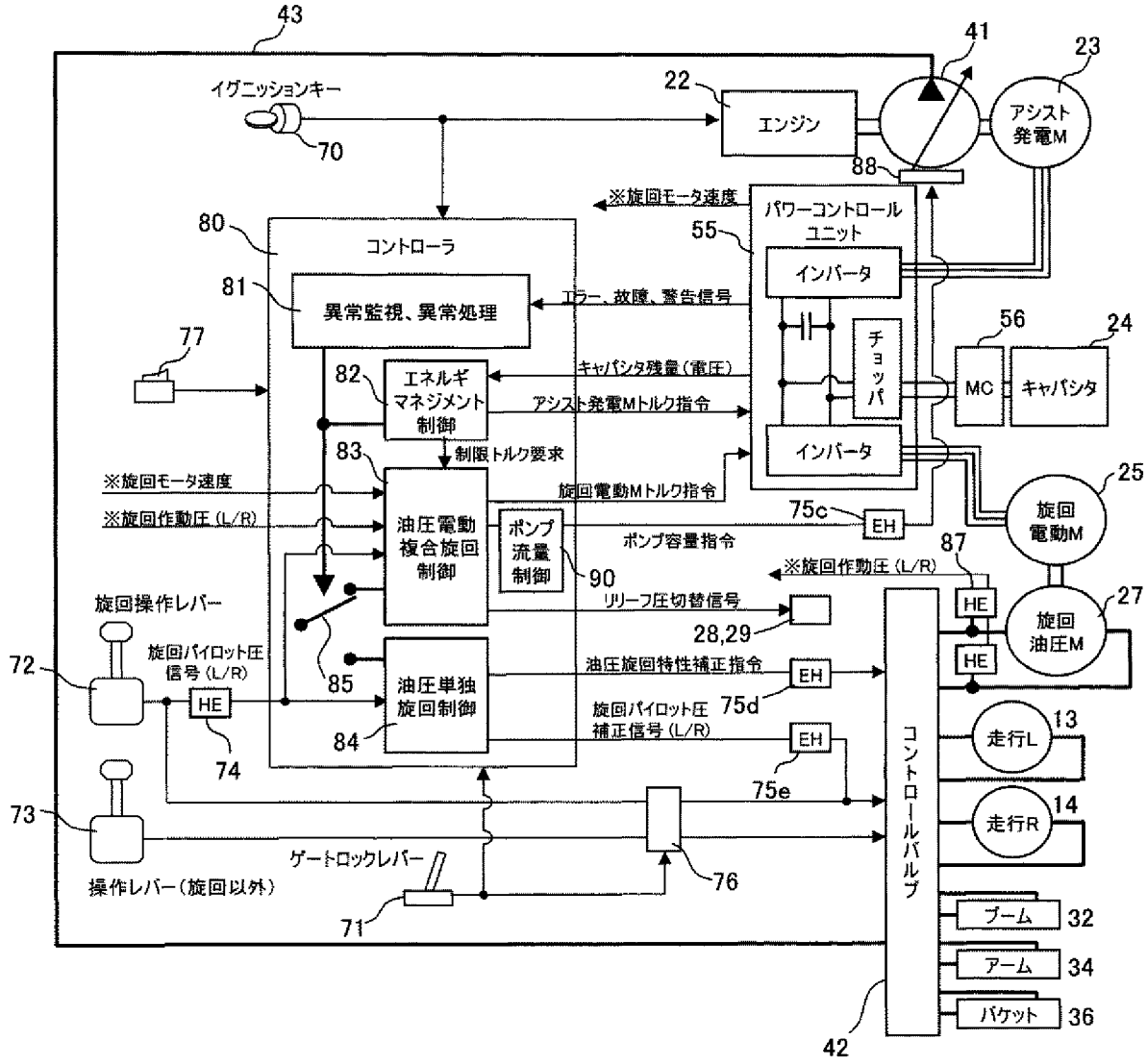
[図1]



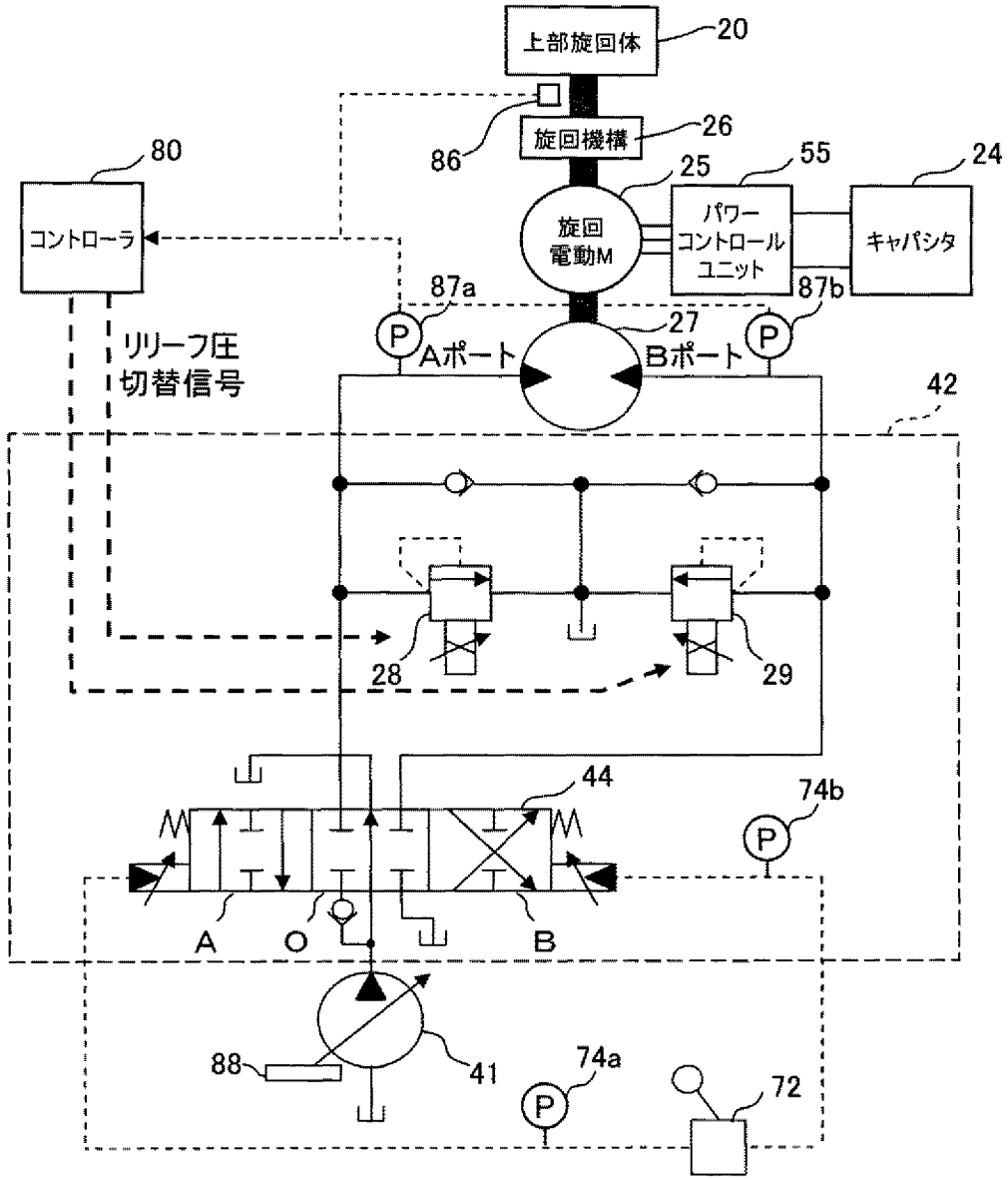
[図2]


40
43
41
23
55
パワーコントロール
ユニット
エンジン
アシスト
発電M
インバータ
53
22
88
28
54
24
チョッパ
キャパシタ
29
旋回
油圧M
51
コントロールバルブ
走行L
13
27
旋回
電動M
インバータ
走行R
14
25
52
旋回機構
26
42
ブーム
32
上部旋回体
20
アーム
34
80
バケット
36
リリーフ圧切替信号
コントローラ
EH
75c

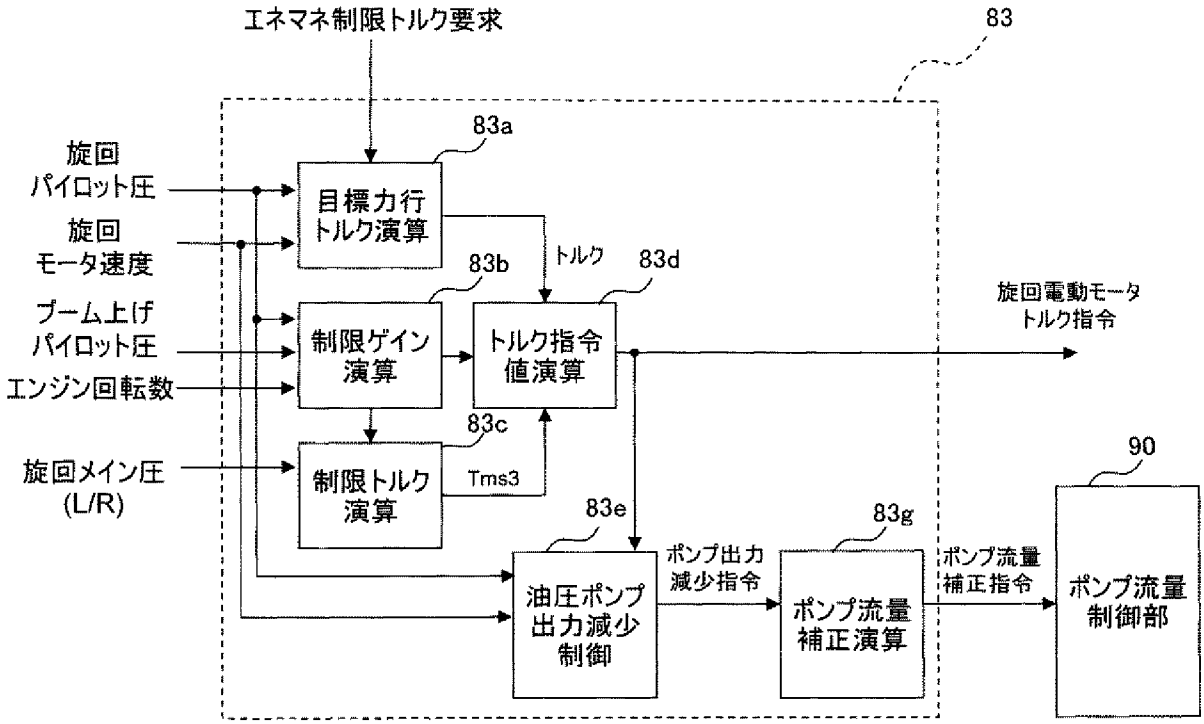
[図3]


43
41
23
イグニッションキー
70
22
エンジン
アシスト
発電M
88
※旋回モータ速度
パワーコントロール
ユニット
80
コントローラ
55
インバータ
81
異常監視、異常処理
エラー、故障、警告信号
77
56
24
82
エネルギ
マネジメント
制御
キャパシタ残量（電圧）
チョッパ
MC
キャパシタ
アシスト発電Mトルク指令
インバータ
83
制限トルク要求
25
※旋回モータ速度
旋回電動Mトルク指令
旋回
電動M
※旋回作動圧（L/R）
油圧電動
複合旋回
制御
ポンプ
流量
制御
75c
EH
ポンプ容量指令
87
※旋回作動圧（L/R）
旋回操作レバー
リリーフ圧切替信号
HE
27
旋回
油圧M
28,29
72
旋回パイロット圧
信号（L/R）
HE
85
油圧単独
旋回制御
油圧旋回特性補正指令
EH
HE
75d
旋回パイロット圧
補正信号（L/R）
EH
走行L
13
74
84
75e
73
走行R
14
ゲートロックレバー
76
コントロールバルブ
操作レバー（旋回以外）
71
ブーム
32
アーム
34
バケット
36
42

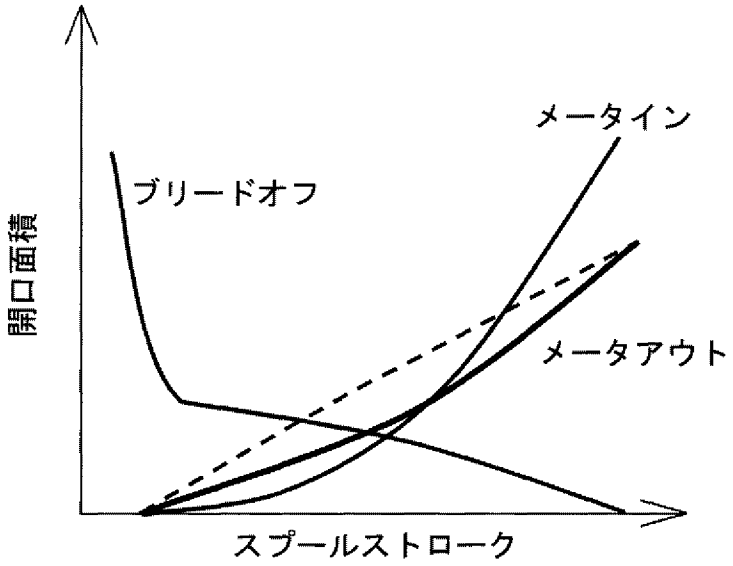
[図4]


上部旋回体
20
旋回機構
26
86
80
コントローラ
25
55
24
旋回
電動M
パワー
コントロール
ユニット
キャパシタ
87a
87b
27
P
Aポート
Bポート
リリーフ圧
切替信号
42
28
29
44
74b
A
O
B
88
41
74a
72

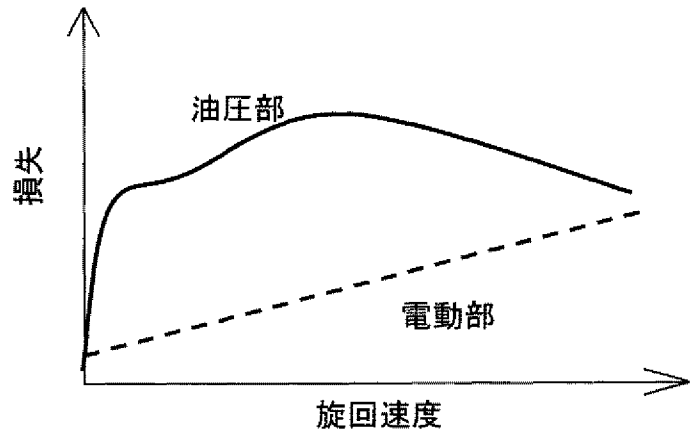
[図5]


エネマネ制限トルク要求
83
83a
旋回
パイロット圧
旋回
モータ速度
目標力行
トルク演算
トルク
83b
83d
ブーム上げ
パイロット圧
エンジン回転数
制限ゲイン
演算
トルク指令
値演算
旋回電動モータ
トルク指令
83c
90
旋回メイン圧
(L/R)
制限トルク
演算
Tms3
83e
83g
ポンプ出力
減少指令
ポンプ流量
補正指令
油圧ポンプ
出力減少
制御
ポンプ流量
補正演算
ポンプ流量
制御部

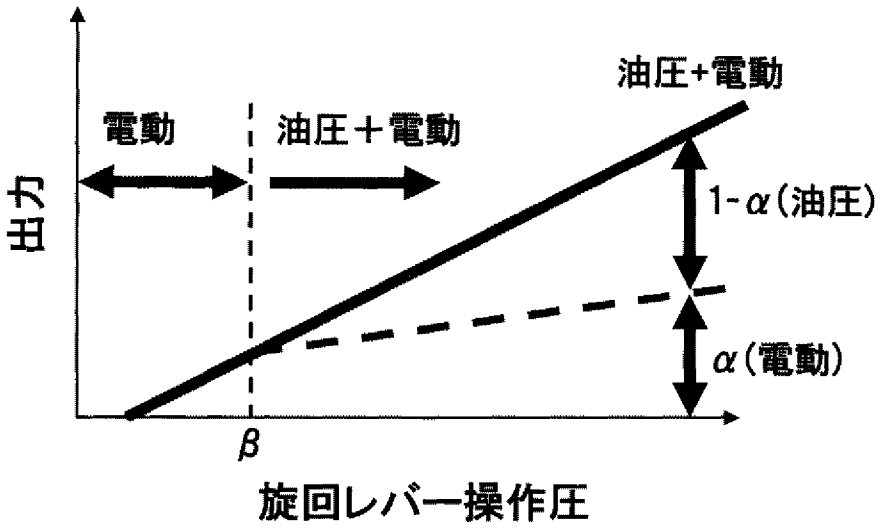
[図6]


メータイン
ブリードオフ
開口面積
メータアウト
スプールストローク

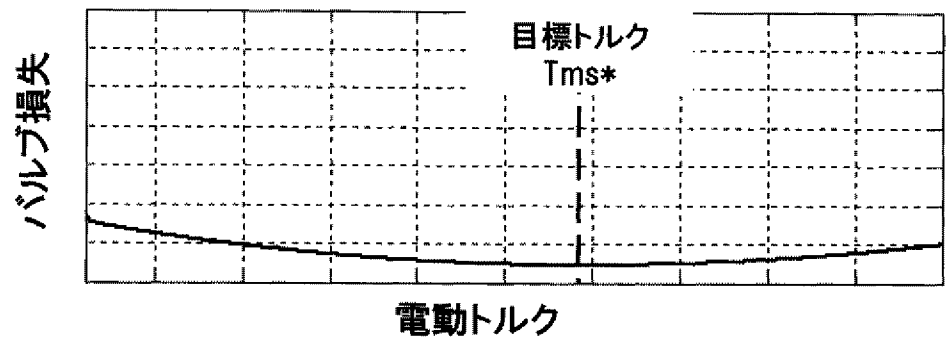
[図7]


油圧部
損失
電動部
旋回速度

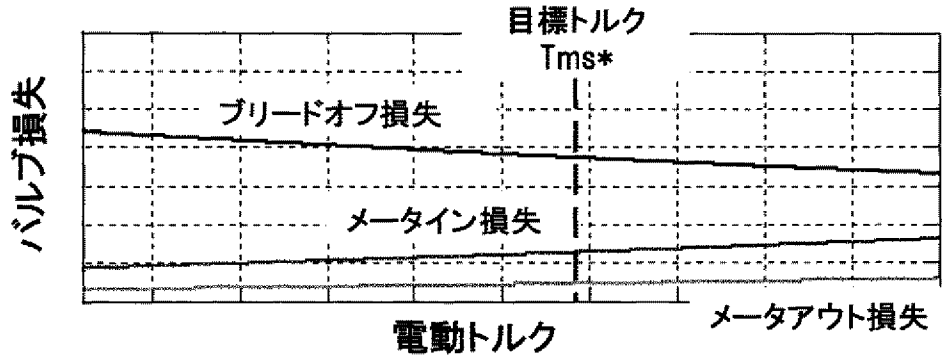
[図8]


油圧+電動
電動
油圧＋電動
出力
1-α(油圧)
α(電動)
β
旋回レバー操作圧

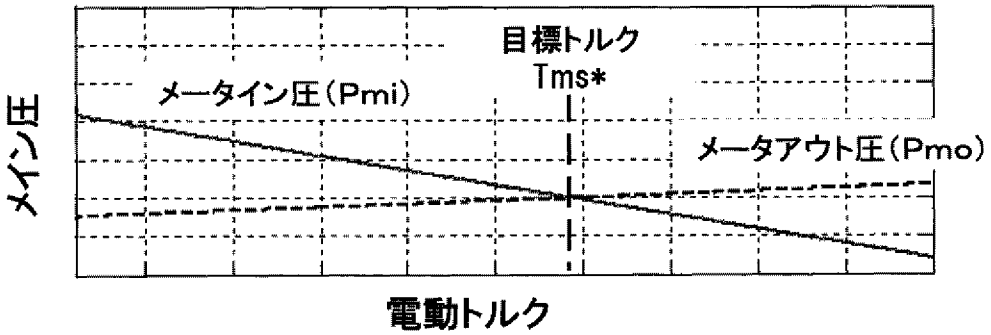
[図9]


目標トルク
Tms*
バルブ損失
電動トルク

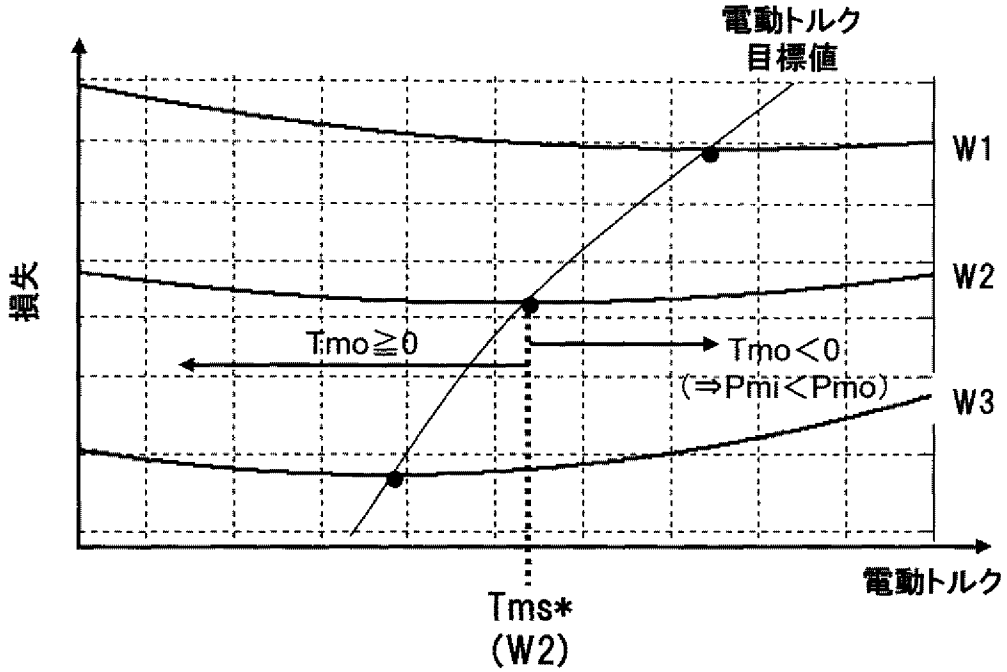
[図10]


目標トルク
Tms*
ブリードオフ損失
メータイン損失
メータアウト損失
パルプ損失
電動トルク

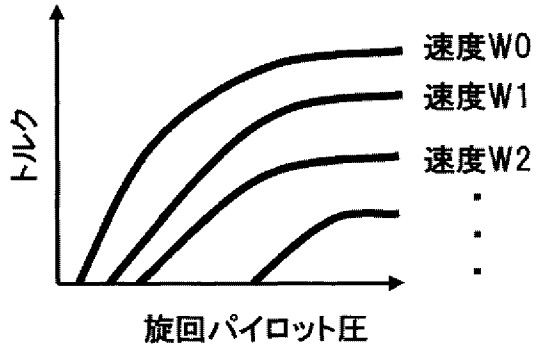
[図11]


目標トルク
Tms*
メータイン圧(Pmi)
メータアウト圧(Pmo)
メイン圧
電動トルク

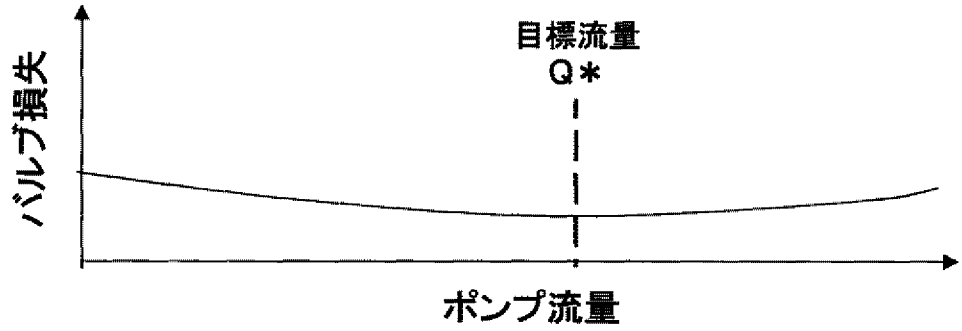
[図12]


電動トルク
目標値
W1
W2
W3
Tmo≧0
Tmo<0
(⇒Pmi<Pmo)
損失
電動トルク
Tms*
(W2)

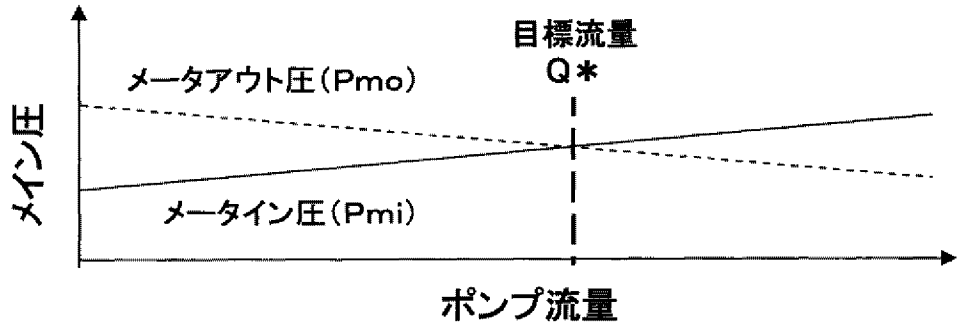
[図13]


速度W0
速度W1
速度W2
トルク
旋回パイロット圧

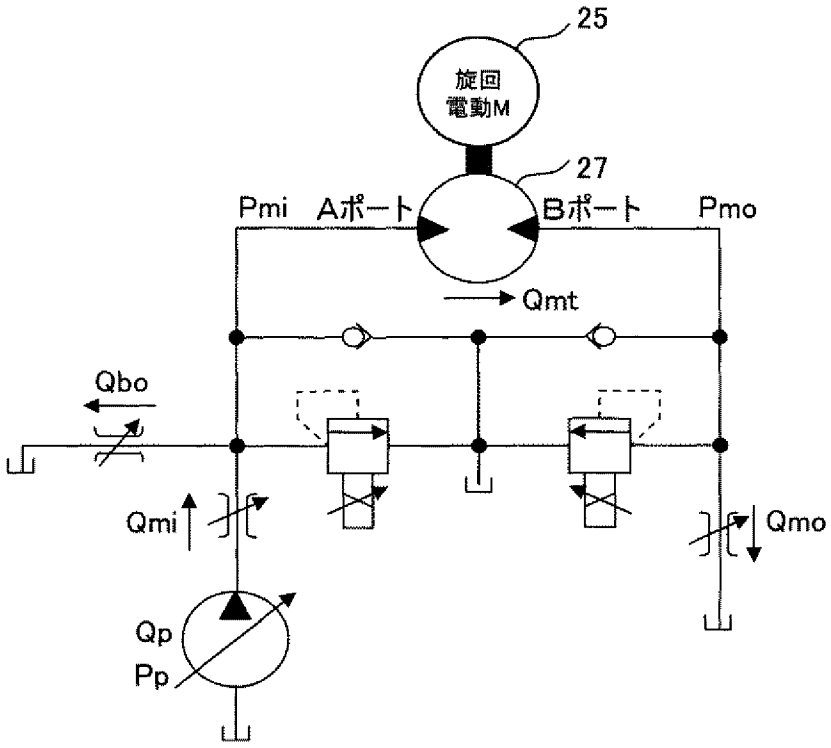
[図14]


目標流量
Q*
バルブ損失
ポンプ流量

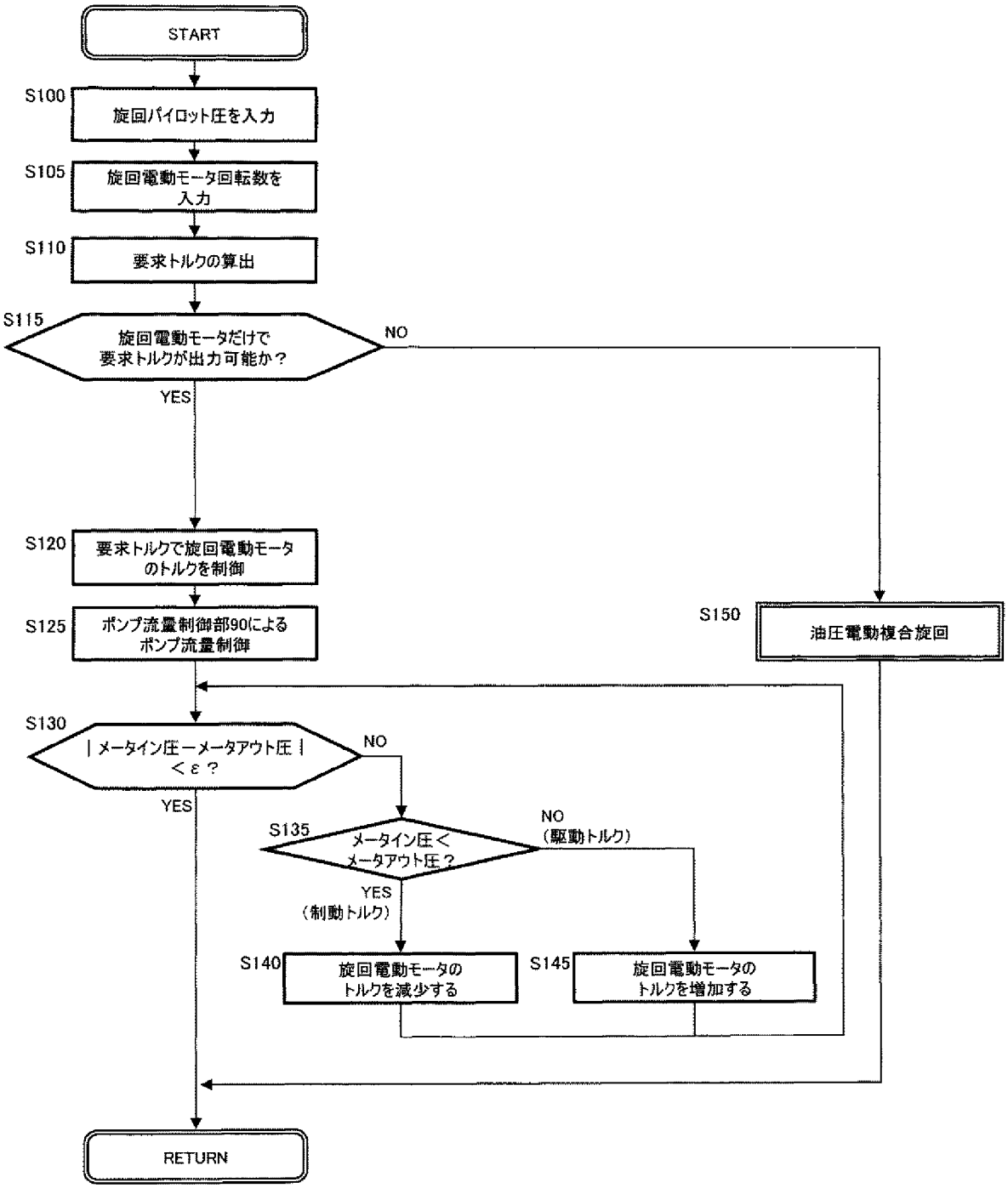
[図15]


目標流量
Q*
メータアウト圧(Pmo)
メータイン圧(Pmi)
メイン圧
ポンプ流量

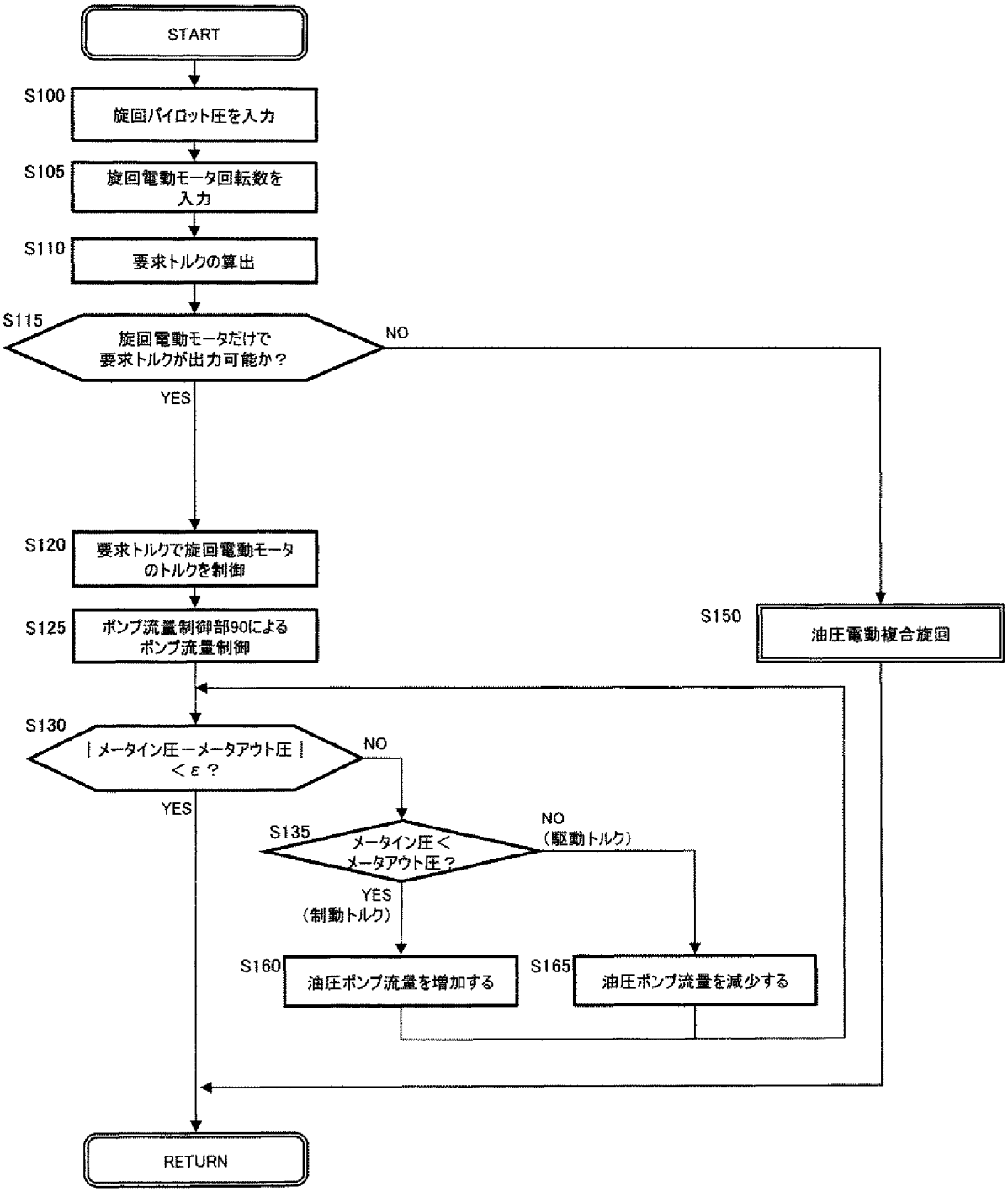
[図16]



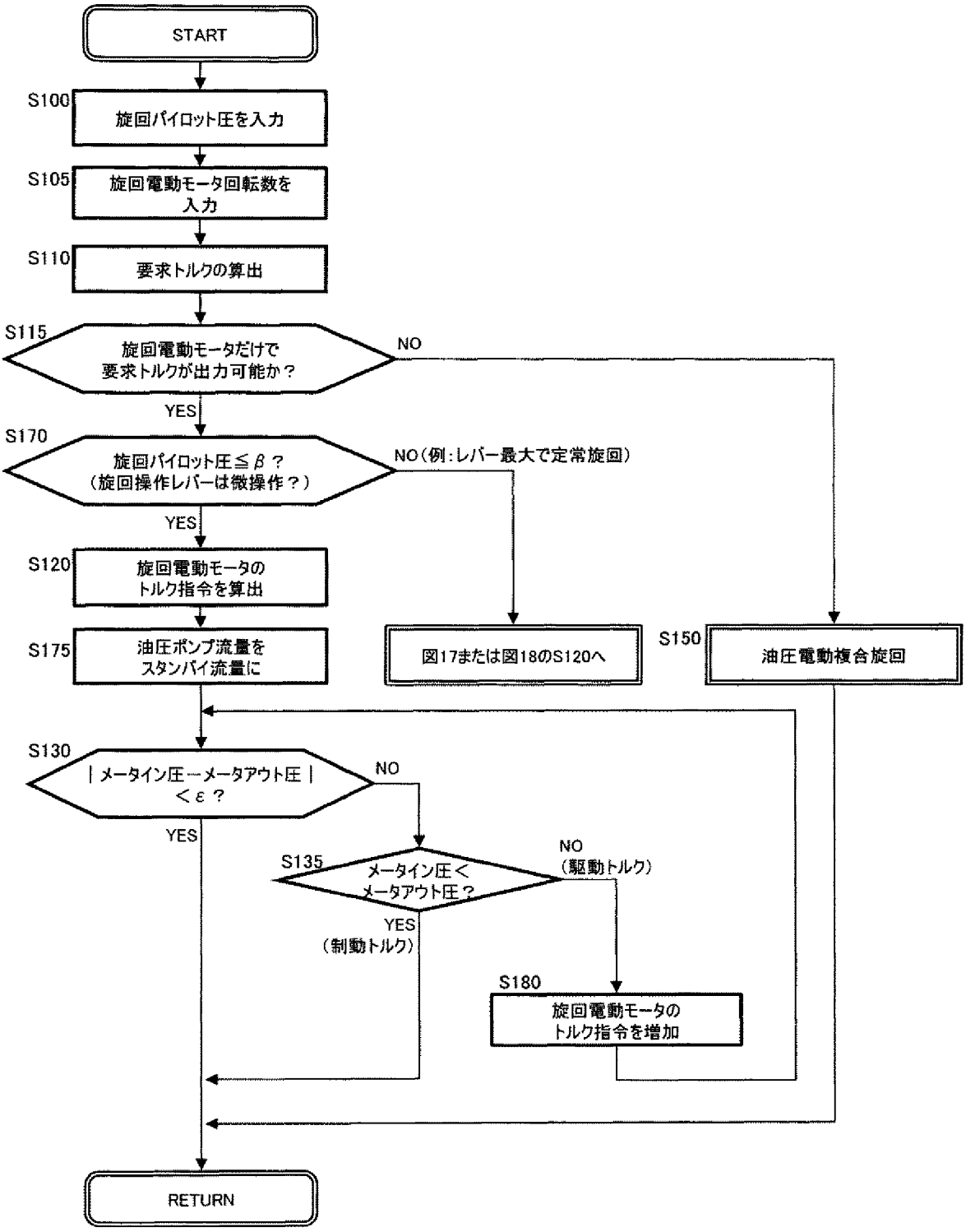
[図17]


START
S100
旋回パイロット圧を入力
S105
旋回電動モータ回転数を入力
S110
要求トルクの算出
S115
旋回電動モータだけで要求トルクが出力可能か？
NO
YES
S120
要求トルクで旋回電動モータのトルクを制御
S125
ポンプ流量制御部90によるポンプ流量制御
S150
油圧電動複合旋回
S130
｜メータイン圧－メータアウト圧｜＜ε？
NO
YES
S135
メータイン圧＜メータアウト圧？
NO
（駆動トルク）
YES
（制動トルク）
S140
旋回電動モータのトルクを減少する
S145
旋回電動モータのトルクを増加する
RETURN

[図18]


START
S100
旋回パイロット圧を入力
S105
旋回電動モータ回転数を入力
S110
要求トルクの算出
S115
旋回電動モータだけで要求トルクが出力可能か？
NO
YES
S120
要求トルクで旋回電動モータのトルクを制御
S125
ポンプ流量制御部90によるポンプ流量制御
S150
油圧電動複合旋回
S130
｜メータイン圧－メータアウト圧｜＜ε？
NO
YES
S135
メータイン圧＜メータアウト圧？
NO（駆動トルク）
YES（制動トルク）
S160
油圧ポンプ流量を増加する
S165
油圧ポンプ流量を減少する
RETURN

[図19]


START
S100
旋回パイロット圧を入力
S105
旋回電動モータ回転数を入力
S110
要求トルクの算出
S115
旋回電動モータだけで要求トルクが出力可能か？
NO
YES
S170
旋回パイロット圧≦β？（旋回操作レバーは微操作？）
NO（例：レバー最大で定常旋回）
YES
S120
旋回電動モータのトルク指令を算出
S175
油圧ポンプ流量をスタンバイ流量に
図17または図18のS120へ
S150
油圧電動複合旋回
S130
｜メータイン圧－メータアウト圧｜＜ε？
NO
YES
S135
メータイン圧＜メータアウト圧？
NO（駆動トルク）
YES（制動トルク）
S180
旋回電動モータのトルク指令を増加
RETURN

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/084353

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F15B21/14(2006.01)i, *E02F9/20*(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F15B21/14, E02F9/20

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2012-62653 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 29 March 2012 (29.03.2012), paragraphs [0022] to [0058]; fig. 1 to 5 & US 2013/0213026 A1 & EP 2617999 A1 & WO 2012/035735 A1	1-5
A	JP 2007-56998 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 08 March 2007 (08.03.2007), claim 2; paragraph [0035]; fig. 1, 2 & US 2008/0317574 A1 & WO 2007/023584 A1 & CN 101018915 A	1-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
18 February, 2014 (18.02.14)	25 February, 2014 (25.02.14)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/084353

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2012-41978 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 01 March 2012 (01.03.2012), paragraphs [0021] to [0036]; fig. 1, 2 & US 2013/0180247 A1 & WO 2012/023231 A1 & CN 102753841 A	1-5
A	JP 2011-144531 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 28 July 2011 (28.07.2011), paragraphs [0061] to [0081]; all drawings & EP 2524995 A1 & WO 2011/086888 A1 & CN 102203352 A	1-5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１３／０８４３５３

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F15B21/14(2006.01)i, E02F9/20(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F15B21/14, E02F9/20

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１４年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１４年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１４年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2012-62653 A（川崎重工業株式会社）2012.03.29,【００２２】－【００５８】、図１－５ & US 2013/0213026 A1 & EP 2617999 A1 & WO 2012/035735 A1	１－５
A	JP 2007-56998 A（新キャタピラー三菱株式会社）2007.03.08, 請求項２,【００３５】、図１，２ & US 2008/0317574 A1 & WO 2007/023584 A1 & CN 101018915 A	１－５

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー

「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献

「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
１８．０２．２０１４	２５．０２．２０１４

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｏ　３７３４
北村　一
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５８

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Ａ	JP 2012-41978 A (川崎重工業株式会社) 2012.03.01, 【００２１】－【００３６】、図１，２ & US 2013/0180247 A1 & WO 2012/023231 A1 & CN 102753841 A	１－５
Ａ	JP 2011-144531 A (川崎重工業株式会社) 2011.07.28, 【００６１】－【００８１】、全図 & EP 2524995 A1 & WO 2011/086888 A1 & CN 102203352 A	１－５