(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 9 月 3 日(03.09.2015)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2015/129852 A1

(51) 国際特許分類:
B60T 8/172 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2015/055798

(22) 国際出願日: 2015 年 2 月 27 日(27.02.2015)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2014-036214 2014 年 2 月 27 日(27.02.2014) JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 **(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)** [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場２５２０番地 Ibaraki (JP).

(72) 発明者: 加藤　周**(KATO Shu)**; 〒2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目７番地１号　日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 綾田　正道**(AYATA Masamichi)**; 〒2120014 神奈川県川崎市幸区大宮町２２－２　ロイヤルシャトー川崎２０３ Kanagawa (JP).

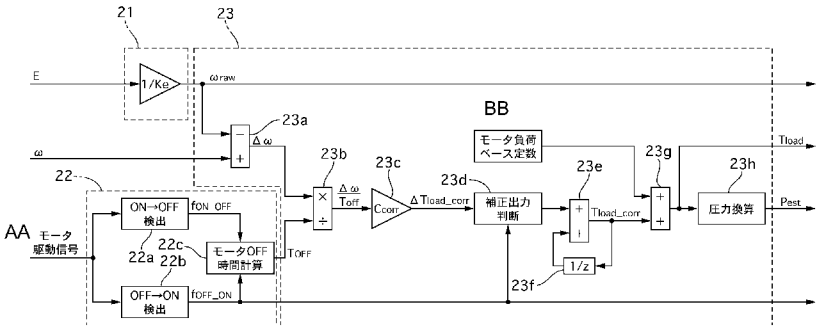
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, 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, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, 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)）

(54) **Title**: BRAKE CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称 : ブレーキ制御装置



22a ON->OFF detection
22b OFF-> ON detection
22c Motor OFF time calculation
23d Correction output determination
23h Pressure conversion
AA Motor drive signal
BB Motor load base constant

(57) **Abstract**: In the present invention, a load on a motor is estimated on the basis of the difference between a model rotational speed estimated from motor characteristics and an actual rotational speed estimated from voltage between terminals of the motor, and the pressure on the discharge side of a fluid pressure source is estimated on the basis of the estimated load.

(57) 要約:　モータ特性から推定したモデル回転数と、モータの端子間電圧から推定した実回転数との差分に基づきモータにかかる負荷を推定し、推定した負荷に基づき液圧源の吐出側の圧力を推定する。

WO 2015/129852 A1

明　細　書

発明の名称 ： ブレーキ制御装置

技術分野

[0001]　本発明は、ブレーキ制御装置に関する。

背景技術

[0002]　特許文献１には、マスタシリンダまたはリザーバ内のブレーキ液を液圧源で吸入し、ホイルシリンダへ吐出することでホイルシリンダ液圧を増圧するブレーキ制御装置が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2004-231071号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004]　上記従来技術において、液圧源の吐出側の圧力がわかればホイルシリンダ液圧の制御精度を向上できる。ここで、液圧源の吐出側の圧力を知るために圧力センサを設けることが考えられるが、コストアップを招く。

本発明の目的は、付加的な部材を追加することなく液圧源の吐出側の圧力を精度よく推定できるブレーキ制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0005]　本発明では、モータ特性から推定したモデル回転数と、モータの端子間電圧から算出した実回転数との差分に基づきモータにかかる負荷を推定し、推定した負荷に基づき液圧源の吐出側の圧力を推定する。

発明の効果

[0006]　よって、付加的な部材を追加することなく液圧源の吐出側の圧力を精度よく推定できる。

図面の簡単な説明

[0007] [図1]実施例１のブレーキ制御装置の構成図である。

[図2]実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおける電圧換算モータ回転数推定部21とモータOFF時間算出部22とポンプ吐出側圧推定部23の制御ブロック図である。

[図3]実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおけるモータモデル回転数推定部24の制御ブロック図である。

[図4]実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐出側圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図5]実施例１のモータ回転数、モータ起電力およびモータ推定負荷のタイムチャートである。

[図6]実施例１のポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

[図7]比較例におけるリザーバのブレーキ液量、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

[図8]実施例１と比較例におけるモータOFF時の惰性回転数の差異を示すタイムチャートである。

[図9]実施例１における調圧リザーバのブレーキ液量、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

[図10]実施例２のブレーキコントロールユニットBCUにおける電圧換算モータ回転数推定部21とモータOFF時間算出部22とポンプ吐出側圧推定部23の制御ブロック図である。

[図11]実施例２のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐出側圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図12]実施例２における回転数差積分値、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

[図13]実施例３のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐出側圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図14]実施例３における電圧換算モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

[図15]実施例４における車両挙動安定制御介入前のモータ駆動信号およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。

符号の説明

[0008] M　モータ

M/C　マスタシリンダ

P　オイルポンプ（液圧源）

W/C　ホイルシリンダ

1　管路（油路）

11　管路（油路）

12　管路（油路）

13　調圧リザーバ（リザーバ）

20　モータ駆動部

21　電圧換算モータ回転数推定部（モータ実回転数算出部，モータ回転数算出部，モータ回転数推定部）

23　ポンプ吐出側圧推定部（液圧源吐出側圧推定部）

23g　モータ推定負荷演算ブロック（モータ状態推定部，負荷推定部）

24　モータモデル回転数推定部（モータモデル回転数算出部）

発明を実施するための形態

[0009] 〔実施例１〕

［システム構成］

図１は、実施例１のブレーキ制御装置の構成図である。

液圧制御ユニットHUは、車両の各車輪に付与する制動力を調整する。液圧制御ユニットHUは、ブレーキコントロールユニットBCUからの指令に基づき、左後輪のホイルシリンダW/C(RL)、右前輪のホイルシリンダW/C(FR)、左前輪のホイルシリンダW/C(FL)、右後輪のホイルシリンダW/C(RR)の各液圧を増減または保持する。

液圧制御ユニットHUは、P系統とS系統との２系統からなる、X配管と呼ばれる配管構造を有している。X配管を採用することで、一方の配管系統が故障し

た場合であっても、他方の配管系統を用いて正常時の半分の制動力を発生できる。なお、図１に記載された各部位の符号の末尾に付けられたPはP系統、SはS系統を示し、RL,FR,FL,RRは左後輪、右前輪、左前輪、右後輪に対応することを示す。以下の説明では、P,S系統または各輪を区別しないとき、P,SまたはRL,FR,FL,RRの記載を省略する。

[0010] 実施例１の液圧制御ユニットHUは、クローズド油圧回路を用いている。ここで、「クローズド油圧回路」とは、ホイルシリンダW/Cへ供給されたブレーキ液を、マスタシリンダM/Cを介してリザーバタンクRSVへと戻す油圧回路をいう。ちなみに、クローズド油圧回路に対し、ホイルシリンダW/Cへ供給されたブレーキ液を、マスタシリンダM/Cを介すことなく直接リザーバタンクRSVへ戻すことが可能な油圧回路を、「オープン油圧回路」という。

ブレーキペダルBPは、インプットロッドIRを介してマスタシリンダM/Cに接続されている。ブレーキペダルBPへ入力されたペダル踏力は、ブレーキブースタBBによって倍力される。マスタシリンダM/Cは、ブレーキブースタBBの出力に応じたブレーキ液圧を発生させる。

P系統には、左前輪FLのホイルシリンダW/C(FL)、右後輪RRのホイルシリンダW/C(RR)が接続されている。S系統には、左後輪RLのホイルシリンダW/C(RL)、右前輪FRのホイルシリンダW/C(FR)が接続されている。また、P系統、S系統には、オイルポンプ（ポンプ）PP,PSが設けられている。オイルポンプPP,PSは、１つのモータMにより駆動される。モータMは直流モータである。また、オイルポンプPP,PSはプランジャポンプである。

[0011] マスタシリンダM/CとホイルシリンダW/Cは、管路1と管路2により接続される。管路2Sは、管路2RL,2FRに分岐し、管路2RLはホイルシリンダW/C(RL)と接続され、管路2FRはホイルシリンダW/C(FR)と接続される。管路2Pは、管路2FL,2RRに分岐し、管路2FLはホイルシリンダW/C(FL)と接続され、管路2RRはホイルシリンダW/C(RR)と接続される。

管路1上には、常開型の比例制御弁であるゲートアウトバルブ3が設けられている。P系統の管路1Pのゲートアウトバルブ3Pよりもマスタシリンダ側の位

置には、マスタシリンダ液圧を検出する圧力センサ17が設けられている。管路1上には、ゲートアウトバルブ3と並列に管路4が設けられている。管路4上には、チェックバルブ5が設けられている。チェックバルブ5は、マスタシリンダM/Cからホイルシリンダ W/Cへ向かうブレーキ液の流れを許容し、反対方向の流れを禁止する。

管路2上には、各ホイルシリンダW/Cに対応する常開型の比例制御弁であるソレノイドインバルブ6が設けられている。管路2上には、ソレノイドインバルブ6と並列に管路7が設けられている。管路7上には、チェックバルブ8が設けられている。チェックバルブ8は、ホイルシリンダW/Cからマスタシリンダ M/Cへ向かう方向へのブレーキ液の流れを許容し、反対方向の流れを禁止する。

[0012] オイルポンプPの吐出側と管路2とは、管路9により接続される。管路9上には、吐出バルブ10が設けられている。吐出バルブ10は、オイルポンプPから管路2へ向かう方向へのブレーキ液の流れを許容し、反対方向の流れを禁止する。

管路1のゲートアウトバルブ3よりもマスタシリンダ側の位置と、オイルポンプPの吸入側とは、管路11と管路12により接続される。管路11と管路12との間には、調圧リザーバ13が設けられている。

管路2のソレノイドインバルブ6よりもホイルシリンダ側の位置と調圧リザーバ13とは管路14により接続される。管路14Sは管路14RL,14FRに分岐し、管路14Pは管路14FL,14RRに分岐し、対応するホイルシリンダW/Cと接続される。

管路14上には、常閉型の電磁弁であるソレノイドアウトバルブ15が設けられている。

調圧リザーバ13は、リザーバピストン（ピストン）13aとリザーバスプリング13bおよびチェックバルブ16を備える。リザーバピストン13aは、リザーバ内部を上下にストローク可能に設けられている。リザーバピストン13aは、リザーバ内部に流入したブレーキ液量が増加するに従い下降し、ブレーキ液量が減少するに従い上昇する。リザーバスプリング13bは、リザーバピストン13

aを上昇する方向に付勢する。チェックバルブ16は、ボール弁（弁体）16aおよび弁座16bを有する。ボール弁16aは、リザーバピストン13aと一体に設けられ、リザーバピストン13aのストロークに応じて上下動する。ボール弁16aは、図外のバルブスプリングにより下降方向に付勢されている。バルブスプリングの弾性力は、リザーバスプリング13bの弾性力よりも弱く設定されている。弁座16bは、ボール弁16aの下降時にボール弁16aと当接する。

[0013] リザーバピストン13aは、管路14からブレーキ液が流入した場合にはリザーバスプリング13bの付勢力に抗して下降する。これにより、リザーバ内部にブレーキ液が流入する。リザーバ内部に流入したブレーキ液は、管路12を経由してオイルポンプPの吸入側へ供給される。このとき、リザーバピストン13aの下降に伴ってボール弁16aも下降し、バルブスプリングの付勢力によって弁座16bに着座（当接）する。これにより、チェックバルブ16は閉弁状態となる。よって、オイルポンプPの作動時、オイルポンプPの吸引能力よりも多くのブレーキ液が調圧リザーバ13に流入すれば、チェックバルブ16は閉弁状態となってマスタシリンダ側から調圧リザーバ13へのブレーキ液の流入は停止する。一方、オイルポンプPの作動時に調圧リザーバ13へ流入するブレーキ液がオイルポンプPの吸引能力よりも少ない場合は、管路12内の圧力が低下することでリザーバピストン13aが上昇する。このとき、リザーバピストン13aの上昇に伴ってボール弁16aも上昇し弁座16bから離間する。これにより、チェックバルブ16は開弁状態となる。よって、マスタシリンダ側とオイルポンプPの吸入側とが連通されるため、マスタシリンダ側から調圧リザーバ13へブレーキ液が流入する。なお、チェックバルブ16は、ドライバがブレーキペダルBPを踏み込んでいる場合等、管路11内の圧力が所定圧を超える高圧となった場合には閉弁状態となる。これにより、マスタシリンダ側から調圧リザーバ13へのブレーキ液の流動は起こらず、オイルポンプPの吸入側に高圧が作用するのを防止できる。

[0014] ［ブレーキ制御］

ブレーキコントロールユニットBCUは、ブレーキ制御として、アンチロック

ブレーキ(ABS)制御を実施する。ABS制御は、ドライバのブレーキ操作時に車輪がロック傾向になったことを検知すると、当該車輪に対し、ロックを防止しつつ最大の制動力を発生させるためにホイルシリンダ液圧の減圧、保持、増圧を繰り返す制御である。ABS減圧制御時には、図１の状態（各バルブがOFFの状態）からソレノイドインバルブ6を閉じると共にソレノイドアウトバルブ15を開き、ホイルシリンダW/Cのブレーキ液を調圧リザーバ13に逃がすことでホイルシリンダ液圧を低下させる。ABS保持制御では、ソレノイドインバルブ6およびソレノイドアウトバルブ15を共に閉じることでホイルシリンダ液圧を保持する。ABS増圧制御では、ソレノイドインバルブ6を開方向へ制御すると共にソレノイドアウトバルブ15を閉じ、マスタシリンダM/Cからブレーキ液をホイルシリンダW/Cへ供給することでホイルシリンダ液圧を増加させる。

また、実施例１の液圧制御ユニットHUは、ブレーキ制御として、各バルブおよびオイルポンプPを作動させることにより、車両挙動安定制御、ブレーキアシスト制御、先行車追従制御等の自動ブレーキ制御を実施可能である。車両挙動安定制御は、車両旋回時にオーバーステア傾向やアンダーステア傾向が強くなったことを検出すると、所定の制御対象輪のホイルシリンダ液圧を制御して車両挙動安定化を図る制御である。ブレーキアシスト制御は、ドライバのブレーキ操作時に実際にマスタシリンダM/Cで発生する圧力よりも高い圧力をホイルシリンダW/Cで発生させる制御である。先行者追従制御は、オートクルーズコントロールにより先行車との相対関係に応じて自動的に制動力を発生させる制御である。

[0015] ブレーキコントロールユニットBCUは、上記各ブレーキ制御において、圧力センサ17や他の車載センサ（車輪速センサ、操舵角センサ、ヨーレイトセンサ、横加速度センサ等）からの信号に基づいてホイルシリンダW/Cの目標液圧を生成する。そして、ホイルシリンダ液圧が目標液圧と一致するように、液圧制御ユニットHUの各バルブおよびモータMを駆動する。ゲートアウトバルブ3とソレノイドインバルブ6は一定の制御周期でPWM制御し、モータMは一定の制御周期でON/OFF制御する。モータMの制御周期はPWM制御よりも十分に長い

制御周期とする。ソレノイドアウトバルブ15はON/OFF制御する。ブレーキコントロールユニットBCUは、モータMをON/OFF駆動するモータ駆動部20を有する。

ここで、上記自動ブレーキ制御では、ゲートアウトバルブ3を閉じる、または閉じ方向に制御（比例制御）することでゲートアウトバルブ3の上下流に所望の差圧を発生させ、ホイルシリンダ液圧を目標液圧と一致させる。このため、差圧を所望の値とするためには、実際の差圧を知る必要がある。ここで、実施例１の液圧制御ユニットHUには、ゲートアウトバルブ3の上流側には圧力センサ17が設けられているものの、ゲートアウトバルブ3の下流側、すなわち、オイルポンプPの吐出側には圧力センサが設けられていないため、他のパラメータに基づきオイルポンプPの吐出側の圧力（以下、ポンプ吐出側圧）の推定を行う。実施例１では、圧力センサ等の付加的な部材を追加することなくポンプ吐出側圧を精度よく推定することを狙いとし、以下に示すようなポンプ吐出側圧の推定を行う。なお、ゲートアウトバルブ3の比例制御を実施しない場合であっても、ポンプ吐出側圧を精度よく推定できることは、ホイルシリンダ液圧の制御性向上にとって重要である。ここで、車両に発生する減速度から液圧源の吐出側の圧力を推定することも可能であるが、推定精度の低下が問題となる。

[0016] ［ポンプ吐出側圧力の推定］

図２は、実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおける電圧換算モータ回転数推定部（モータ実回転数算出部，モータ回転数算出部，モータ回転数推定部）21とモータOFF時間算出部（駆動周期算出部）22とポンプ吐出側圧推定部（液圧源吐出側圧推定部）23の制御ブロック図である。

（電圧換算モータ回転数推定部）

電圧換算モータ回転数推定部21は、モータMの端子間電圧（以下、モータ端電圧）Eから電圧換算モータ回転数ω_{raw}を推定する。電圧換算モータ回転数推定部21は、モータ端電圧Eに$1/K_e$を乗じて電圧換算モータ回転数ω_{raw}を演算する。K_eは逆起電力定数である。直流モータでは、モータ回転数×逆起電力定数

＝モータ起電力であるから、モータ起電力と逆起電力定数がわかればモータ回転数を求めることができる。ここで、モータMはON/OFF制御されており、ON時はモータ起電力を求めることができない。一方、OFF時はモータ端電圧＝モータ起電力であるため、OFF時のモータ端電圧と逆起電力定数からモータ回転数を求めることができる。電圧換算モータ回転数ω_{raw}は、ポンプ吐出側圧推定部23とモータモデル回転数推定部（モータモデル回転数算出部）24（図３参照）とに出力される。

[0017] （モータOFF時間算出部）

モータOFF時間算出部22は、モータ駆動信号からモータOFF時間T_{off}を算出する。モータOFF時間算出部22は、ON→OFFタイミング検出部22aとOFF→ONタイミング検出部22bとモータOFF時間計算部22cとを有する。ON→OFFタイミング検出部22aは、モータ駆動信号からモータMがONからOFFに切り替わるタイミングであるモータON→OFFタイミング$f_{ON\ OFF}$を検出する。OFF→ONタイミング検出部22bは、モータ駆動信号からモータMがOFFからONに切り替わるタイミングであるモータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$を検出する。モータOFF時間計算部22cは、モータON→OFFタイミング$f_{ON\ OFF}$とモータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$とからモータMのOFF時間であるモータOFF時間T_{OFF}を計算する。モータOFF時間T_{off}はポンプ吐出側圧推定部23に出力され、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$はポンプ吐出側圧推定部23とモータモデル回転数推定部24とに出力される。

[0018] （ポンプ吐出側圧推定部）

ポンプ吐出側圧推定部23は、電圧換算モータ回転数ω_{raw}とモータモデル回転数推定部24により推定されたモータモデル推定回転数ωとモータOFF時間T_{off}とモータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$とに基づいて、ポンプ吐出側圧P_{est}を推定する。

回転数差分演算ブロック23aは、モータモデル推定回転数ωから電圧換算モータ回転数ω_{raw}を減算して回転数差分$\Delta\omega$を演算する。

回転数差分変化率演算ブロック23bは、回転数差分$\Delta\omega$をモータOFF時間T_{off}で除算した回転数差分変化率$\Delta\omega/T_{off}$を演算する。

モータ推定負荷補正値変化率演算ブロック23cは、回転数差分変化率$\Delta\omega/T_{off}$にモータ推定負荷補正係数C_{corr}を乗算してモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ core}$を演算する。

補正出力判断ブロック23dは、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたときモータ推定負荷補正値変化率演算ブロック23cで演算されたモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$を出力する。それ以外はモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$として0を出力する。

モータ推定負荷選択ブロック23eは、補正出力判断ブロック23dから出力されたモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$とモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$の前回値とを加算してモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を演算する。

前回値演算ブロック23fは、モータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$の前回値を演算する。

モータ推定負荷演算ブロック（モータ状態推定部，負荷推定部）23gは、あらかじめ設定されたモータ負荷ベース定数とモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$とを加算してモータ推定負荷T_{load}を演算する。モータ推定負荷T_{load}は、後段の圧力換算ブロック23hとモータモデル回転数推定部24とに出力される。

圧力換算ブロック23hは、モータ推定負荷T_{load}を圧力換算してポンプ吐出側圧P_{est}を演算する。

[0019] （モータモデル回転数推定部）

図３は、実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおけるモータモデル回転数推定部24の制御ブロック図である。

モータモデル回転数推定部24は、モータ端電圧Eと電圧換算モータ回転数ω_{raw}とモータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$とモータ推定負荷T_{load}とに基づき、モータMの特性に応じてあらかじめ設定されたモータモデルから、モータモデル推定回転数ωを推定する。

モータモデル回転数推定部24は、モータモデルとして、モータ回転数推定モデル25とモータ電流推定モデル26とを有する。モータ回転数推定モデル25は、モータ推定負荷T_{load}とOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$と電圧換算モータ回転数ω_r

$_{aw}$とモータ推定電流Iとを入力し、モータモデル推定回転数ωを出力する。モータ電流推定モデル26は、モータ端電圧EとモータMの誘導起電力E_mとを入力し、モータ推定電流Iを出力する。

[0020] まず、モータ回転数推定モデル25について説明する。

モータ回転数推定モデル25では、モータMの機械的特性を表す下記の関係式からモータモデル推定回転数ωを求めるためのモデルを構成している。

$$T = K_t * I$$

$$T_{rot} = J * d\omega/dt$$

$$T_{rot} = T - T_f - T_{load}$$

$$= K_t * I - \omega * K_f - T_{load}$$

ここで、Tはモータトルク、K_tはモータトルク定数、Iはモータ推定電流、$T_{ro}$$_t$は回転トルク、Jはモータ慣性モーメント、dω/dtはモータ角加速度、T_fは回転数依存トルク、T_{load}はモータ推定負荷、K_fはモータ摩擦定数である。

回転数切り替えブロック（モータ回転数補正部）25aは、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたとき、モータモデル推定回転数として電圧換算モータ回転数ω_{raw}を出力し、それ以外は入力したモータモデル推定回転数ωをそのまま出力する。

モータトルク演算ブロック25bは、モータ推定電流Iにモータトルク定数K_tを乗算してモータトルクTを演算する。

ゲイン乗算ブロック25cは、モータモデル推定回転数ωにモータ摩擦定数K_fを乗算して回転数依存トルクT_fを演算する。

回転トルク演算ブロック25dは、モータトルクTからモータ推定負荷T_{load}と回転数依存トルクT_fとを減算して回転トルクT_{rot}を演算する。

モータ角加速度演算ブロック25eは、回転トルクT_{rot}をモータ慣性モーメントJで除算してモータ角加速度dω/dtを演算する。

モータ回転数演算ブロック25fは、モータ角加速度dω/dtを積分してモータモデル推定回転数ωを演算する。モータモデル推定回転数ωは、後段の逆起電力演算ブロック25gとポンプ吐出側圧推定部23に出力される。

逆起電力演算ブロック25gは、モータモデル推定回転数ωに逆起電力定数K_eを乗算して逆起電力（誘導起電力）E_mを演算する。

[0021] 次に、モータ電流推定モデル26について説明する。

モータ電流推定モデル26では、モータMの電気的特性を表す下記の関係式からモータ推定電流Iを求めるためのモデルを構成している。

$$E = E_R + E_L + E_m$$

$$= RI + L * dI/dt + K_e * \omega$$

ここで、E_Rはモータ抵抗による電圧降下、E_Lはモータのインダクタンスによる電圧降下、E_mは逆起電力、dI/dtはモータ電流変化速度、K_eは逆起電力定数である。

モータ抵抗電圧演算部26aでは、モータ推定電流IにモータMの内部抵抗Rを乗算してモータ抵抗による電圧降下E_Rを演算する。

ブラシ電圧降下演算ブロック26bは、モータ端電圧Eから逆起電力E_mとモータ抵抗による電圧降下E_Rを減算してモータのインダクタンスによる電圧降下E_Lを演算する。

モータ電流変化速度演算部26cは、モータのインダクタンスによる電圧降下E_Lを自己インダクタンスLで除算してモータ電流変化速度dI/dtを演算する。

モータ電流演算ブロック26dは、モータ電流変化速度dI/dtを積分してモータ推定電流Iを演算する。

[0022] ［ポンプ吐出側圧演算処理］

図４は、実施例１のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐出側圧演算処理の流れを示すフローチャートであり、以下、各ステップについて説明する。

ステップS1では、モータモデル回転数推定部24において、モータモデル推定回転数ωを推定する。

ステップS2では、電圧換算モータ回転数推定部21において、電圧換算モータ回転数ω_{raw}を推定する。

ステップS3では、モータOFF時間算出部22のOFF→ONタイミング検出部22bに

おいて、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$を検出する。

ステップS4では、モータOFF時間算出部22のON→OFFタイミング検出部22aにおいて、モータON→OFFタイミング$f_{ON\ OFF}$を検出する。

ステップS5では、モータOFF時間算出部22のモータOFF時間計算部22cにおいて、モータOFF時間T_{off}を計算する。

ステップS6では、ポンプ吐出側圧推定部23の補正出力判断ブロック23dにおいて、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたか否かを判断する。YESの場合はステップS7へ進み、NOの場合はステップS8へ進む。

ステップS7では、ポンプ吐出側圧推定部23のモータ推定負荷選択ブロック23eにおいて、モータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を計算する。モータOFF→ONタイミングであるため、モータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$はモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$とモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$の前回値とを加算した値となる。

ステップS8では、ポンプ吐出側圧推定部23のモータ推定負荷選択ブロック23eにおいて、モータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を計算する。モータOFF→ONタイミングではないため、モータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$は前回値となる。

ステップS9では、モータ回転数推定モデル25の回転数切り替えブロック25aにおいて、モータモデル推定回転数として電圧換算モータ回転数ω_{raw}を出力する。

ステップS10では、ポンプ吐出側圧推定部23のモータ推定負荷演算ブロック23gにおいて、モータ推定負荷T_{load}を計算する。

ステップS11では、ポンプ吐出側圧推定部23の圧力換算ブロック23hにおいて、ポンプ吐出側圧P_{est}を計算する。

[0023] ［モータ推定負荷に応じたポンプ吐出側圧の推定］

直流モータのモータ起電力は、モータ回転数と逆起電力定数とを乗じて求めることができる。換言すると、モータ起電力と起電力定数がわかれば、モータ回転数を知ることができる。一般的なモータのON/OFF制御では、回路の一部にスイッチを持ち、それをON/OFFすることによってモータを制御する。スイッチのON時はモータ起電力を知ることはできないが、スイッチのOFF時に

はモータ端子間電圧を測定することでモータ起電力がわかる。つまり、スイッチのOFF時にはモータ端子間電圧からモータ回転数を知ることができる。

そこで、実施例１では、モータモデル回転数推定部24において、モータ推定負荷T_{load}のパラメータを持つモータMのプラントモデル（モータ回転数推定モデル25およびモータ電流推定モデル26）を用い、モータ回転数（モータモデル推定回転数ω）を推定する。また、電圧換算モータ回転数推定部21において、スイッチをOFFしている間の実際のモータ回転数（電圧換算モータ回転数ω_{raw}）を計算する。

ポンプ吐出側圧推定部23では、モータMをOFF→ONする手前のモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数ω_{raw}との差（回転数差分Δω）をモータ推定負荷T_{load}の推定誤差として、回転数差分Δωをモータ OFF時間T_{off}で除算したものにモータ推定負荷補正係数C_{corr}を掛けてモータ推定負荷補正値変化率Δ$T_{load\ corr}$を演算し、Δ$T_{load\ corr}$に応じてモデル内のモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を上下させる。つまり、回転数差分Δωを無くすようにモータ推定負荷T_{load}を補正することにより、モータ推定負荷T_{load}を実際のモータ負荷に近付けることができる。また、モータOFF→ONタイミングでモータモデル推定回転数ωを電圧換算モータ回転数ω_{raw}へ合わせる。

オイルポンプPはポンプ吐出圧に比例してモータトルクが変化する。ポンプ吐出圧はポンプ吐出側圧P_{est}に比例するため、モータ負荷ベース定数にモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を加算して求めたモータ推定負荷T_{load}を圧力換算式へ代入することにより、ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

[0024] 図５は、実施例１のモータ回転数、モータ起電力およびモータ推定負荷のタイムチャートである。

上述したように、モータON時はモータ端電圧≠モータ起電力であるが、モータOFFの間はモータ端電圧＝モータ起電力である。このため、モータOFF時にモータ端電圧から推定したモータ回転数（電圧換算モータ回転数ω_{raw}）は実際のモータ回転数とほぼ一致している。

モータモデルから推定したモータモデル推定回転数ωは、モータOFF→ONタ

イミング毎に電圧換算モータ回転数ω_{raw}と一致させる処理を行う。ここで、モータ推定負荷T_{load}が実際のモータ負荷と異なる場合、モータOFFの間、ωとω_{raw}との間に回転数差分$\Delta\omega$が生じる。そこで、$\Delta\omega$に応じたモータ推定負荷補正値$\Delta T_{load\ corr}$によりモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$およびモータ推定負荷T_{load}を補正する。$\omega > \omega_{raw}$の場合、すなわち、$\Delta\omega$が正の値である場合には、モータ推定負荷T_{load}が実際のモータ負荷よりも小さい。よって、この場合は$\Delta\omega$に応じた正のモータ推定負荷補正値$\Delta T_{load\ corr}$によりモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を増加補正し、モータ推定負荷T_{load}を増加補正する。一方、$\omega < \omega_{raw}$の場合、すなわち、$\Delta\omega$が負の値である場合には、モータ推定負荷T_{load}が実際のモータ負荷よりも大きい。よって、この場合は$\Delta\omega$に応じた負のモータ推定負荷補正値$\Delta T_{load\ corr}$によりモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$を減少補正し、モータ推定負荷T_{load}を減少補正する。これにより、モータ推定負荷T_{load}の推定精度が向上するため、モータ推定負荷T_{load}を圧力換算して求まるポンプ吐出側圧P_{est}を精度よく推定できる。また、圧力センサ等の付加的な部材の追加によるコストアップを抑制できる。図６に示すように、実施例１では、ポンプ吐出側圧P_{est}を精度よく推定できるため、ポンプ吐出側圧P_{est}を実際のポンプ吐出側圧（実測値）に対し僅かな遅れを持って追従させることができる。

[0025] ポンプ吐出側圧推定部23は、モータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数ω_{raw}との回転数差分$\Delta\omega$をモータOFF時間T_{off}で除算して回転数差分変化率$\Delta\omega/T_{off}$を演算し、回転数差分変化率$\Delta\omega/T_{off}$にモータ推定負荷補正係数C_{corr}を乗算してモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$を演算している。回転数差分$\Delta\omega$をモータOFF時間T_{off}で除算することにより、モータOFF時間における回転数差分$\Delta\omega$のバラツキを抑制できるため、モータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

回転数切り替えブロック25aは、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたとき、モータモデル推定回転数ωとして電圧換算モータ回転数ω_{raw}を出力する。モータON時はモータ端電圧≠モータ起電力であるが、モータOFF→ONタイミングではモータ端電圧＝モータ起電力であるため、モータモデル推定回転

数ωを実際のモータ回転数に一致させることでモータモデル推定回転数ωの推定精度を向上できる。なお、モータOFF時もモータ端電圧＝モータ起電力となるため、モータOFF時であれば実回転数をいつ補正してもよいが、モータMをONする直前のタイミングが一番大きくΔωの差が出る。よって、モータOFF→ONタイミングにモータモデル推定回転数ωを電圧換算モータ回転数ω_{raw}で補正することにより、モータ推定負荷T_{load}の推定精度低下を抑制できる。

[0026] ［調圧リザーバの採用］

実施例１では、リザーバとして、圧力感応型のチェックバルブ16を有する調圧リザーバ13を採用している。調圧リザーバ13の採用は、モータMの負荷推定を行う上で有利となる。以下にその理由を説明する。

まず、比較例として、チェックバルブを持たないリザーバを採用した場合について説明する。図７は、比較例におけるリザーバのブレーキ液量、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。時刻t1でモータがONからOFFに切り替わると、リザーバにブレーキ液が貯留されている間は、モータが回転するとオイルポンプがリザーバのブレーキ液を吸い込んで吐出側へ吐出するため、モータに負荷が発生する。モータの（惰性）回転数はモータ負荷に応じて低下する。ところが、時刻t2でオイルポンプがリザーバのブレーキ液を全て汲み出してしまうと、吐出するブレーキ液が無いため、吐出側に圧力が発生している場合であってもモータに負荷は発生せず、モータは空転に近い状態で惰性回転している（図８参照）。よって、吐出側の圧力による影響がモータの回転数や電圧に現れないため、モータ推定負荷T_{load}は実際のモータ負荷よりも小さな値となる。この結果、時刻t3のモータOFF→ONタイミングで推定されるポンプ吐出側圧P_{est}は、実測値と大きく乖離する。時刻t4～t6についても時刻t1～t3と同様であり、モータに負荷が発生しないため、時刻t5で推定されるポンプ吐出側圧P_{est}は実測値と大きく乖離している。以上のように、比較例では、リザーバのブレーキ液量が0になると、ポンプ吐出側圧P_{est}が推定できない。なお、比較例において、リザーバに常時ブレーキ液を貯留する方法も考えられるが、この場合、ソレノイドアウトバルブを開く必

要があり、ブレーキペダルの吸い込まれによるペダルフィールの悪化や、ホイルシリンダ液圧の低下による減速度の低下を招く。

[0027] これに対し、実施例１の調圧リザーバ13は、内部にブレーキ液が貯留されていない場合であっても、モータMが回転するとチェックバルブ16が開弁状態となる。よって、マスタシリンダ側とオイルポンプPの吸入側とが連通状態となるため、オイルポンプPはマスタシリンダM/Cからブレーキ液を吸入、加圧して吐出する。すなわち、調圧リザーバ13におけるブレーキ液の有無にかかわらず、モータMの回転中はオイルポンプPが常にブレーキ液を吐出する。これにより、オイルポンプPには常に吐出側（管路2）の圧力相当の負荷が作用し、モータ回転数はモータ負荷に応じて低下している（図８参照）。つまり、モータMの回転中は吐出側の圧力による影響がモータMの回転数や電圧に反映されるため、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

図９は、実施例１における調圧リザーバのブレーキ液量、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。時刻t1でモータMがONからOFFに切り替わると、モータMの（惰性）回転数はモータ負荷に応じて低下する。時刻t2では調圧リザーバ13のブレーキ液が0となるが、オイルポンプPはマスタシリンダM/Cからブレーキ液を吸入して吐出し続ける。このため、モータMにはオイルポンプPの吐出側の圧力相当の負荷が作用し、モータ回転数はモータ負荷に応じて低下する。時刻t3のモータOFF→ONタイミングでは、実測値に近似したポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。時刻t4～t5、時刻t6～t7、時刻t8～t9についても時刻t1～t3と同様であり、時刻t5,t7,t9で推定されるポンプ吐出側圧P_{est}は実測値に近似した値である。

[0028] 実施例１にあっては、以下に列挙する効果を奏する。

(1) マスタシリンダM/Cまたは調圧リザーバ13内のブレーキ液を用いてホイルシリンダW/Cへ送ることでホイルシリンダ液圧を増圧するための液圧源（オイルポンプP）と、液圧源を駆動するモータMと、モータMをON/OFF駆動するモータ駆動部20と、モータMの端子間電圧に基づきモータMの実回転数である電圧換算モータ回転数ω_{raw}を算出する電圧換算モータ回転数推定部21と、モータ

Mの特性に基づきあらかじめ設定されたモータモデルからモータMのモデル回転数であるモータモデル推定回転数ωを推定するモータモデル回転数推定部24と、モータモデル回転数推定部24により推定されたモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数推定部21により算出された電圧換算モータ回転数ω_{raw}との差分である回転数差分Δωに基づきモータMにかかる負荷であるモータ推定負荷T_{load}を推定し、モータ推定負荷T_{load}に基づき液圧源の吐出側の圧力であるポンプ吐出側圧P_{est}を推定するポンプ吐出側圧推定部23と、を備えた。

よって、付加的な部材を追加することなくポンプ吐出側圧P_{est}を精度よく推定できる。

(2) (1)に記載のブレーキ制御装置において、調圧リザーバ13は、マスタシリンダM/Cと液圧源との間の油路（管路11,12）に設けられ、内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するリザーバピストン13aと、リザーバピストン13aに連動して作動し、リザーバピストン13aの上昇時に油路を開放し、下降時に油路を閉塞するボール弁16aと、を備え、液圧源は、調圧リザーバ13を介してマスタシリンダM/Cからブレーキ液が供給される。

よって、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

[0029] (3) (2)に記載のブレーキ制御装置において、モータモデル回転数推定部24により推定されたモータモデル推定回転数ωを電圧換算モータ回転数推定部21により算出された電圧換算モータ回転数ω_{raw}に基づき補正する回転数切り替えブロック25aを備えた。

よって、モータモデル推定回転数ωの推定精度を向上できる。

(4) (1)に記載のブレーキ制御装置において、モータMのON/OFFの駆動周期を表すモータOFF時間T_{off}を算出するモータOFF時間算出部22を備え、ポンプ吐出側圧推定部23は、回転数差分Δωとモータ0FF時間算出部22により算出されたモータOFF時間T_{off}とに基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、モータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

(5) (1)に記載のブレーキ制御装置において、液圧源は、オイルポンプPである。

よって、ポンプアップ時の圧力を精度よく推定できるため、ブレーキ制御の制御精度を向上できる。

[0030] (6) マスタシリンダM/Cまたは調圧リザーバ13内のブレーキ液を吸入しホイルシリンダW/C側へ吐出するオイルポンプPと、オイルポンプPを駆動するモータMと、モータMを駆動するモータ駆動部20と、モータMの端子間電圧に基づきモータMの回転数である電圧換算モータ回転数ω_{raw}を算出する電圧換算モータ回転数推定部21と、モータMの電気的特性からモータMのモデル回転数であるモータモデル推定回転数ωを算出するモータモデル回転数推定部24と、モータモデル回転数推定部24により算出されたモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数推定部21により算出された電圧換算モータ回転数ω_{raw}との違いからモータMの状態であるモータ推定負荷T_{load}を推定するモータ推定負荷演算ブロック23gと、推定されたモータ推定負荷T_{load}に基づきオイルポンプPの吐出側の圧力であるポンプ吐出側圧P_{est}を推定するポンプ吐出側圧推定部23と、を備えた。

よって、付加的な部材を追加することなくポンプ吐出側圧P_{est}を精度よく推定できる。

(7) (6)に記載のブレーキ制御装置において、電圧換算モータ回転数推定部21は、電圧換算モータ回転数ω_{raw}として実回転数を算出している。

よって、実回転数を用いることでモータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

[0031] (8) (7)に記載のブレーキ制御装置において、モータ推定負荷演算ブロック23gは、モータモデル回転数推定部24により算出されたモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数推定部21により算出された電圧換算モータ回転数ω_{raw}との偏差である回転数差分$\Delta\omega$に基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、モータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

(9) (6)に記載のブレーキ制御装置において、調圧リザーバ13は、マスタシリンダM/Cとオイルポンプとの間の油路（管路11,12）に設けられ、内部に貯

留したブレーキ液量に応じて作動するリザーバピストン13aと、リザーバピストン13aに連動して作動し、リザーバピストン13aの上昇時に油路を開放し、下降時に油路を閉塞するボール弁16aと、を備え、オイルポンプPは、調圧リザーバ13を介してマスタシリンダM/Cからブレーキ液を吸入する。

よって、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

[0032] (10) マスタシリンダM/Cと接続された油路（管路1,11,12）を介してブレーキ液を吸入し吐出することによりホイルシリンダW/Cを加圧するブレーキ液圧を生成するオイルポンプPと、オイルポンプPを駆動するモータMと、モータMを駆動するモータ駆動部20と、モータMの端子間電圧に基づきモータMの回転数である電圧換算モータ回転数ω_{raw}を推定する電圧換算モータ回転数推定部21と、モータMの電気的特性からモータMのモデル回転数であるモータモデル推定回転数ωを算出するモータモデル回転数推定部24と、モータモデル回転数推定部24により算出されたモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数推定部21により推定された電圧換算モータ回転数ω_{raw}との違いからオイルポンプPにかかる負荷に対応するモータ推定負荷T_{load}を推定するモータ推定負荷演算ブロック23gと、モータ推定負荷T_{load}に基づきオイルポンプPの吐出側の圧力であるポンプ吐出側圧P_{est}を推定するポンプ吐出側圧推定部23と、を備えた。

よって、付加的な部材を追加することなくポンプ吐出側圧P_{est}を精度よく推定できる。

(11) (10)に記載のブレーキ制御装置において、モータMのON/OFFの駆動周期を表すモータOFF時間T_{off}を算出するモータOFF時間算出部22を備え、モータ推定負荷演算ブロック23gは、モータモデル回転数推定部24により算出されたモータモデル推定回転数ωと電圧換算モータ回転数推定部21により推定された電圧換算モータ回転数ω_{raw}との差分である回転数差分$\Delta\omega$と、モータOFF時間算出部22により算出されたモータOFF時間T_{off}とに基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、モータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

(12) (11)に記載のブレーキ制御装置において、オイルポンプPは、マスタシリンダM/Cまたは調圧リザーバ13からブレーキ液を吸入するものであって、調圧リザーバ13は、油路（管路1,11,12）のうちマスタシリンダM/Cとオイルポンプの吸入側との間の油路（管路11,12）に設けられ、内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するリザーバピストン13aと、リザーバピストン13aに連動して作動し、リザーバピストン13aの上昇時に油路を開放し、下降時に油路を閉塞するボール弁16aと、を備えた。

よって、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

[0033] 〔実施例２〕

実施例２は、ポンプ吐出側圧推定部23の構成のみ実施例１と相違する。実施例１と同じ構成には同一の符号を付して図示および説明は省略する。

（ポンプ吐出側圧推定部）

図１０は、実施例２のブレーキコントロールユニットBCUにおける電圧換算モータ回転数推定部21とモータOFF時間算出部22とポンプ吐出側圧推定部23の制御ブロック図である。

回転数差積分値演算ブロック23iは、回転数差分Δωを積分して回転数差積分値I_{ω}を演算する。

補正出力判断ブロック23dは、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたとき、または回転数差積分値I_{ω}が閾値に達したとき、モータ推定負荷補正値変化率演算ブロック23cで演算されたモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$を出力する。それ以外はモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$として0を出力する。

［ポンプ吐出側圧演算処理］

図１１は、実施例２のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐出側圧演算処理の流れを示すフローチャートである。なお、図４のフローチャートと同じ処理を行うステップには同一のステップ番号を付して説明は省略する。

ステップS21では、ポンプ吐出側圧推定部23の回転数差積分値演算ブロック

23iにおいて、回転数差積分値I_ωを演算する。

ステップS22では、ポンプ吐出側圧推定部23の補正出力判断ブロック23dにおいて、回転数差積分値I_ωが閾値に達したか否かを判断する。YESの場合はステップS23へ進み、NOの場合はステップS8へ進む。

ステップS23では、ポンプ吐出側圧推定部23の回転数差積分値演算ブロック23iにおいて、回転数差積分値I_ωをリセット(=0)する。また、モータOFF時間算出部22のモータOFF時間計算部22cにおいて、モータOFF時間T_{off}をリセット(=0)する。

[0034] ［回転数差積分値に応じたモータ推定負荷の補正］

実施例１では、モータMがOFFからONに切り替わったタイミングを補正トリガとし、回転数差分Δωに応じたモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$によりモータ推定負荷T_{load}を補正した。実施例２では、上記のタイミングに加え、回転数差積分値I_ωが閾値に達したタイミングを補正トリガとし、モータ推定負荷T_{load}を補正する。モータOFF中に回転数差積分値I_ωが閾値に達した場合、モータモデル推定回転数ωと実際のモータ回転数との乖離が大きいと判断できる。つまり、回転数差積分値I_ωが閾値に達した場合、モータ推定負荷T_{load}と実際のポンプ吐出側圧（実測値）とが乖離しているため、このタイミングでモータ推定負荷T_{load}を補正することにより、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

図１２は、実施例２における回転数差積分値、モータ回転数およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。時刻t1でモータMがONからOFFに切り替わると、モータMの（惰性）回転数はモータ負荷に応じて低下する。時刻t2では、回転数差積分値I_ωが閾値に達したため、回転数差積分値I_ωをリセットし、モータモデル推定回転数ωを電圧換算モータ回転数ω_{raw}と一致させる。電圧換算モータ回転数ω_{raw}は実測時と一致する。また、回転数差分Δωに応じたモータ推定負荷補正値$T_{load\ corr}$によりモータ推定負荷T_{load}を増加補正し、ポンプ吐出側圧P_{est}を補正する。ポンプ吐出側圧P_{est}は実測値に近付く。時刻t3では、回転数差積分値I_ωが再び閾値に達したため、モータ推定負荷T_{load}を増加補正する。

ポンプ吐出側圧P_{est}は実測値と一致する。実施例１では、時刻t1でモータMがONからOFFに切り替わった後、時刻t4でモータMがOFFからONに切り替わるまでの間はモータ推定負荷T_{load}の補正が行われない。これに対し、実施例２では、回転数差積分値I_{ω}が閾値に達したときにもモータ推定負荷T_{load}を補正するため、モータMがOFFからONに切り替わるのを待ってモータ推定負荷T_{load}を補正する場合と比較して、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

[0035] 実施例２にあっては、以下に列挙する効果を奏する。

(13) (1)に記載のブレーキ制御装置において、ポンプ吐出側圧推定部23は、回転数差分Δωを積分することでモータMにかかる負荷を推定する。

よって、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

(14) (13)に記載のブレーキ制御装置において、モータMのON/OFFの駆動周期を表すモータOFF時間T_{off}を算出するモータOFF時間算出部22を備え、ポンプ吐出側圧推定部23は、回転数差分Δωの積分値である回転数差積分値I_{ω}とモータOFF時間算出部22により算出されたモータOFF時間T_{off}とに基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、モータ推定負荷T_{load}の推定精度を向上できる。

(15) (14)に記載のブレーキ制御装置において、モータモデル回転数推定部24により推定されたモータモデル推定回転数ωを電圧換算モータ回転数推定部21により算出された電圧換算モータ回転数ω_{raw}に基づき補正する回転数切り替えブロック25aを備えた。

よって、モータモデル推定回転数ωの推定精度を向上できる。

(16) (8)に記載のブレーキ制御装置において、モータ推定負荷演算ブロック23gは、回転数差分Δωの積分値である回転数差積分値I_{ω}に基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

[0036] (17) (16)に記載のブレーキ制御装置において、調圧リザーバ13は、マスタシリンダM/Cとオイルポンプとの間の油路（管路11,12）に設けられ、内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するリザーバピストン13aと、リザーバピ

ストン13aに連動して作動し、リザーバピストン13aの上昇時に油路を開放し、下降時に油路を閉塞するボール弁16aと、を備え、オイルポンプPは、調圧リザーバ13を介してマスタシリンダM/Cからブレーキ液を吸入する。

よって、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

(18) (11)に記載のブレーキ制御装置において、モータ推定負荷演算ブロック23gは、回転数差分$\Delta\omega$の積分値である回転数差積分値I_{ω}とモータOFF時間算出部22により算出されたモータOFF時間T_{off}とに基づきモータ推定負荷T_{load}を推定する。

よって、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

(19) (18)に記載のブレーキ制御装置において、オイルポンプPは、マスタシリンダM/Cまたは調圧リザーバ13からブレーキ液を吸入するものであって、調圧リザーバ13は、油路のうちマスタシリンダM/Cとオイルポンプの吸入側との間に設けられ、内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するリザーバピストン13aと、リザーバピストン13aに連動して作動し、リザーバピストン13aの上昇時に油路を開放し、下降時に油路を閉塞するボール弁16aと、備えた。

よって、モータMの回転中は常時ポンプ吐出側圧P_{est}を推定できる。

[0037] 〔実施例３〕

実施例３は、ポンプ吐出側圧推定部23の構成のみ実施例１と相違する。実施例１と同じ構成には同一の符号を付して図示および説明は省略する。

（ポンプ吐出側圧推定部）

補正出力判断ブロック23dは、モータOFF→ONタイミング$f_{OFF\ ON}$が入力されたとき、回転数差積分値I_{ω}が閾値に達したとき、またはモータOFF時間T_{off}が閾値に達したとき、モータ推定負荷補正値変化率演算ブロック23cで演算されたモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$を出力する。それ以外はモータ推定負荷補正値変化率$\Delta T_{load\ corr}$として0を出力する。

［ポンプ吐出側圧演算処理］

図１３は、実施例３のブレーキコントロールユニットBCUにおけるポンプ吐

出側圧演算処理の流れを示すフローチャートである。なお、図１１のフローチャートと同じ処理を行うステップには同一のステップ番号を付して説明は省略する。

ステップS31では、ポンプ吐出側圧推定部23の補正出力判断ブロック23dにおいて、モータOFF時間T_{off}が閾値に達したか否かを判断する。YESの場合はステップS32へ進み、NOの場合はステップS8へ進む。

ステップS32では、ポンプ吐出側圧推定部23の回転数差積分値演算ブロック23iにおいて、回転数差積分値I_{ω}をリセット(=0)する。また、モータOFF時間算出部22のモータOFF時間計算部22cにおいて、モータOFF時間T_{off}をリセット(=0)する。

［モータOFF時間に応じたモータ推定負荷の補正］

実施例３では、モータMがOFFからONに切り替わったタイミング、および回転数差積分値I_{ω}が閾値に達したタイミングに加え、モータOFF時間T_{off}が閾値に達したタイミングを補正トリガとし、モータ推定負荷T_{load}を補正する。モータMの惰性回転中にモータ負荷が低下すると、モータMは空転する。図１４に示すように、モータMが空転している間、一定間隔で負荷推定を行うことにより、ポンプ吐出側圧P_{est}の実測値に対する追従性を向上できる。

[0038] 〔実施例４〕

実施例４は、ブレーキ制御介入前にオイルポンプPを駆動してポンプ吐出側圧P_{est}を推定する点で実施例１と相違する。実施例１と同じ構成には同一の符号を付して図示および説明は省略する。

各ブレーキ制御において、ポンプ吐出側圧P_{est}の推定精度を高めることで、各ブレーキ制御の制御精度向上に寄与できる。特に、制御介入前のポンプ吐出側圧P_{est}が実測値に近ければ、制御介入直後から正確なポンプ吐出側圧を用いてブレーキ制御を実施できるため、精度的に有利となる。例えば、ゲートアウトバルブ3を閉弁（または比例制御）してホイルシリンダ液圧を増圧する際、ドライバのブレーキ操作によりマスタシリンダ液圧が立ち上がっていると、その分だけホイルシリンダ液圧はかさ上げされて目標液圧を超えてしま

う。これを解決するために、実施例４では、ブレーキ制御介入前にモータMを回してポンプ吐出側圧P_{est}を推定する。ここで、ブレーキ制御介入前に常時モータMを回すことは静粛性や省燃費の観点から好ましくない。そこで、制御介入前と思わしき状態となったら、モータMを回してポンプ吐出側圧P_{est}を推定する。

[0039] 一例として、車両挙動安定制御の制御介入前にポンプ吐出側圧P_{est}を推定する場合について説明する。まず、車両挙動安定制御は以下の通りである。

ブレーキコントロールユニットBCUは、車両の走行中、操舵角および車速から車両に作用するヨーレイト（舵角換算ヨーレイト）を算出し、舵角換算ヨーレイトとヨーレイトセンサのセンサ値（実測値）との差分であるヨーレイト差分を常時演算している。ブレーキコントロールユニットBCUは、ヨーレイト差分が制御介入閾値に達したとき、車両挙動安定制御を開始する。ここで、制御介入閾値は正負それぞれに設定されている。ヨーレイト差分が正の制御介入閾値に達した場合、アンダーステア傾向が強くなっている。この場合は、例えば旋回内側の前輪を制御対象輪とし、制御対象輪のホイルシリンダ液圧を増圧する。目標液圧はヨーレイト差分に応じて決定する。これにより、アンダーステア傾向を抑制できる。一方、ヨーレイト差分が負の制御介入閾値に達した場合、オーバーステア傾向が強くなっている。この場合は、例えば旋回外側の前輪を制御対象輪とし、制御対象輪のホイルシリンダ液圧を増圧する。目標液圧はヨーレイト差分に応じて決定する。これにより、オーバーステア傾向を抑制できる。

[0040] 実施例４では、制御介入前と思わしき状態を検知するために、制御介入閾値よりも絶対値の小さな制御介入前閾値を正側と負側にそれぞれ設定する。そして、ヨーレイト差分が制御介入前閾値に達したとき、モータMをOFFからONに切り替え、ポンプ吐出側圧P_{est}を推定する。モータMは、一定時間毎にONし、モータMのON時間はポンプ吐出側圧P_{est}が推定可能な最短の時間に留める。

図１５は、実施例４における車両挙動安定制御介入前のモータ駆動信号およびポンプ吐出側圧のタイムチャートである。時刻t1ではヨーレイト差分が

制御介入前閾値に達したため、モータMをOFFからONに切り替え、ポンプ吐出側圧P_{est}を補正する。ポンプ吐出側圧P_{est}は実測値に近付く。時刻t2では時刻t1から一定時間が経過したため、再びモータMをOFFからONに切り替え、ポンプ吐出側圧P_{est}を補正する。ポンプ吐出側圧P_{est}はさらに実測値に近付く。時刻t3ではヨーレイト差分が制御介入閾値に達したため、車両挙動安定制御により制御対象輪（旋回内側前輪）のホイルシリンダ液圧を増圧する。このとき、ポンプ吐出側圧P_{est}は実測値に近い値まで補正されているため、制御介入直後から正確なポンプ吐出側圧を用いて高精度な車両挙動安定制御を実施できる。

[0041] 〔他の実施例〕

以上、本発明を実施するための形態を実施例に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は実施例に示した構成に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても本発明に含まれる。

本発明は圧力センサを設けることなくポンプ吐出側圧を精度よく推定できるものであるが、ポンプ吐出側圧を検出する圧力センサを備えた液圧制御ユニットにおいても有用である。すなわち、通常は圧力センサのセンサ値を用い、圧力センサの失陥時に本発明の推定により求めたポンプ吐出側圧を用いることで、圧力センサの失陥時にもブレーキ制御を継続でき、装置の信頼性向上に寄与できる。

回転数センサを用いてモータの実回転数を求める構成としてもよい。

実施例４では車両挙動安定制御の介入前にポンプ吐出側圧を推定する例を示したが、他のブレーキ制御においても制御介入前にポンプ吐出側圧の推定を行うことで実施例４と同様の作用効果を奏する。

請求の範囲

[請求項1] マスタシリンダまたはリザーバ内のブレーキ液を用いてホイルシリンダへ送ることで前記ホイルシリンダ液圧を増圧するための液圧源と、

前記液圧源を駆動するモータと、

前記モータをON/OFF駆動するモータ駆動部と、

前記モータの端子間電圧に基づき前記モータの実回転数を算出するモータ実回転数算出部と、

前記モータの特性に基づきあらかじめ設定されたモータモデルから前記モータのモデル回転数を推定するモータモデル回転数推定部と、

前記モータモデル回転数推定部により推定されたモデル回転数と前記モータ実回転数算出部により算出された実回転数との差分に基づき前記モータにかかる負荷を推定し、推定した負荷に基づき前記液圧源の吐出側の圧力を推定する液圧源吐出側圧推定部と、

を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項2] 請求項１に記載のブレーキ制御装置において、

前記リザーバは、

前記マスタシリンダと前記液圧源との間の油路に設けられ、

内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するピストンと、

前記ピストンに連動して作動し、前記ピストンの上昇時に前記油路を開放し、下降時に前記油路を閉塞する弁体と、

を備え、

前記液圧源は、前記リザーバを介して前記マスタシリンダからブレーキ液が供給されることを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項3] 請求項２に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータモデル回転数推定部により推定されたモデル回転数を前記モータ実回転数算出部により算出された実回転数に基づき補正するモータ回転数補正部を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項4] 請求項１に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータのON/OFFの駆動周期を算出する駆動周期算出部を備え、

前記液圧源吐出側圧推定部は、前記差分と前記駆動周期算出部により算出された駆動周期とに基づき前記モータにかかる負荷を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項5] 請求項１に記載のブレーキ制御装置において、

前記液圧源は、ポンプであることを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項6] 請求項１に記載のブレーキ制御装置において、

前記液圧源吐出側圧推定部は、前記差分を積分することで前記モータにかかる負荷を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項7] 請求項６に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータのON/OFFの駆動周期を算出する駆動周期算出部を備え、

前記液圧源吐出側圧推定部は、前記差分の積分と前記駆動周期算出部により算出された駆動周期とに基づき前記モータにかかる負荷を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項8] 請求項７に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータモデル回転数推定部により推定されたモデル回転数を前記モータ実回転数算出部により算出された実回転数に基づき補正するモータ回転数補正部を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項9] マスタシリンダまたはリザーバ内のブレーキ液を吸入しホイルシリンダ側へ吐出するポンプと、

前記ポンプを駆動するモータと、

前記モータを駆動するモータ駆動部と、

前記モータの端子間電圧に基づき前記モータの回転数を算出するモータ回転数算出部と、

前記モータの電気的特性から前記モータのモデル回転数を算出するモータモデル回転数算出部と、

前記モータモデル回転数算出部により算出されたモデル回転数と前

記モータ回転数算出部により算出された回転数との違いから前記モータの状態を推定するモータ状態推定部と、

推定されたモータの状態に基づき前記ポンプの吐出側の圧力を推定するポンプ吐出側圧推定部と、

を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項10] 請求項９に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータ回転数算出部は、前記モータ回転数として実回転数を算出していることを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項11] 請求項１０に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータ状態推定部は、前記モータモデル回転数算出部により算出されたモデル回転数と前記モータ回転数算出部により算出された回転数との偏差に基づき前記モータの状態を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項12] 請求項１１に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータ状態推定部は、前記偏差の積分値に基づき前記モータの状態を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項13] 請求項１２に記載のブレーキ制御装置において、

前記リザーバは、

前記マスタシリンダと前記ポンプとの間の油路に設けられ、

内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するピストンと、

前記ピストンに連動して作動し、前記ピストンの上昇時に前記油路を開放し、下降時に前記油路を閉塞する弁体と、

を備え、

前記ポンプは、前記リザーバを介して前記マスタシリンダからブレーキ液を吸入することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項14] 請求項９に記載のブレーキ制御装置において、

前記リザーバは、

前記マスタシリンダと前記ポンプとの間の油路に設けられ、

内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するピストンと、

前記ピストンに連動して作動し、前記ピストンの上昇時に前記油路を開放し、下降時に前記油路を閉塞する弁体と、

を備え、

前記ポンプは、前記リザーバを介して前記マスタシリンダからブレーキ液を吸入することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項15] マスタシリンダと接続された油路を介してブレーキ液を吸入し吐出することにより前記ホイルシリンダを加圧するブレーキ液圧を生成するポンプと、

前記ポンプを駆動するモータと、

前記モータを駆動するモータ駆動部と、

前記モータの端子間電圧に基づき前記モータの回転数を推定するモータ回転数推定部と、

前記モータの電気的特性から前記モータのモデル回転数を算出するモータモデル回転数算出部と、

前記モータモデル回転数算出部により算出されたモデル回転数と前記モータ回転数推定部により推定された回転数との違いから前記ポンプにかかる負荷を推定する負荷推定部と、

推定された負荷に基づき前記ポンプの吐出側の圧力を推定するポンプ吐出側圧推定部と、

を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項16] 請求項１５に記載のブレーキ制御装置において、

前記モータのON/OFFの駆動周期を算出する駆動周期算出部を備え、

前記負荷推定部は、前記モータモデル回転数算出部により算出されたモデル回転数と前記モータ回転数推定部により推定された回転数との差分と、前記駆動周期算出部により算出された駆動周期とに基づき前記負荷を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項17] 請求項１６に記載のブレーキ制御装置において、

前記ポンプは、マスタシリンダまたはリザーバからブレーキ液を吸入するものであって、

前記リザーバは、

前記油路のうち前記マスタシリンダと前記ポンプの吸入側との間に設けられ、

内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するピストンと、

前記ピストンに連動して作動し、前記ピストンの上昇時に前記油路を開放し、下降時に前記油路を閉塞する弁体と、

を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項18] 請求項１６に記載のブレーキ制御装置において、

前記負荷推定部は、前記差分の積分と前記駆動周期算出部により算出された駆動周期とに基づき前記負荷を推定することを特徴とするブレーキ制御装置。

[請求項19] 請求項１８に記載のブレーキ制御装置において、

前記ポンプは、マスタシリンダまたはリザーバからブレーキ液を吸入するものであって、

前記リザーバは、

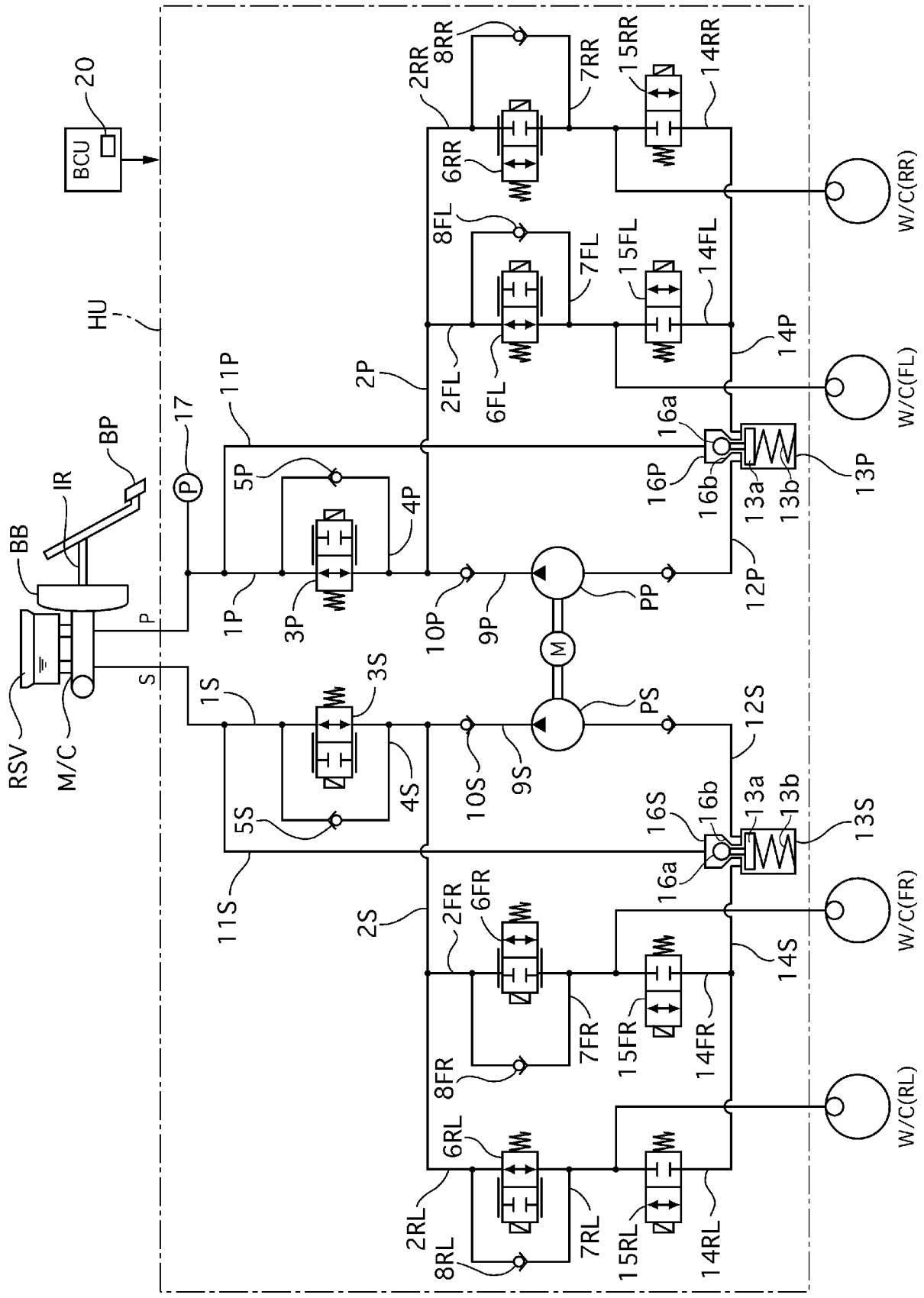
前記油路のうち前記マスタシリンダと前記ポンプの吸入側との間に設けられ、

内部に貯留したブレーキ液量に応じて作動するピストンと、

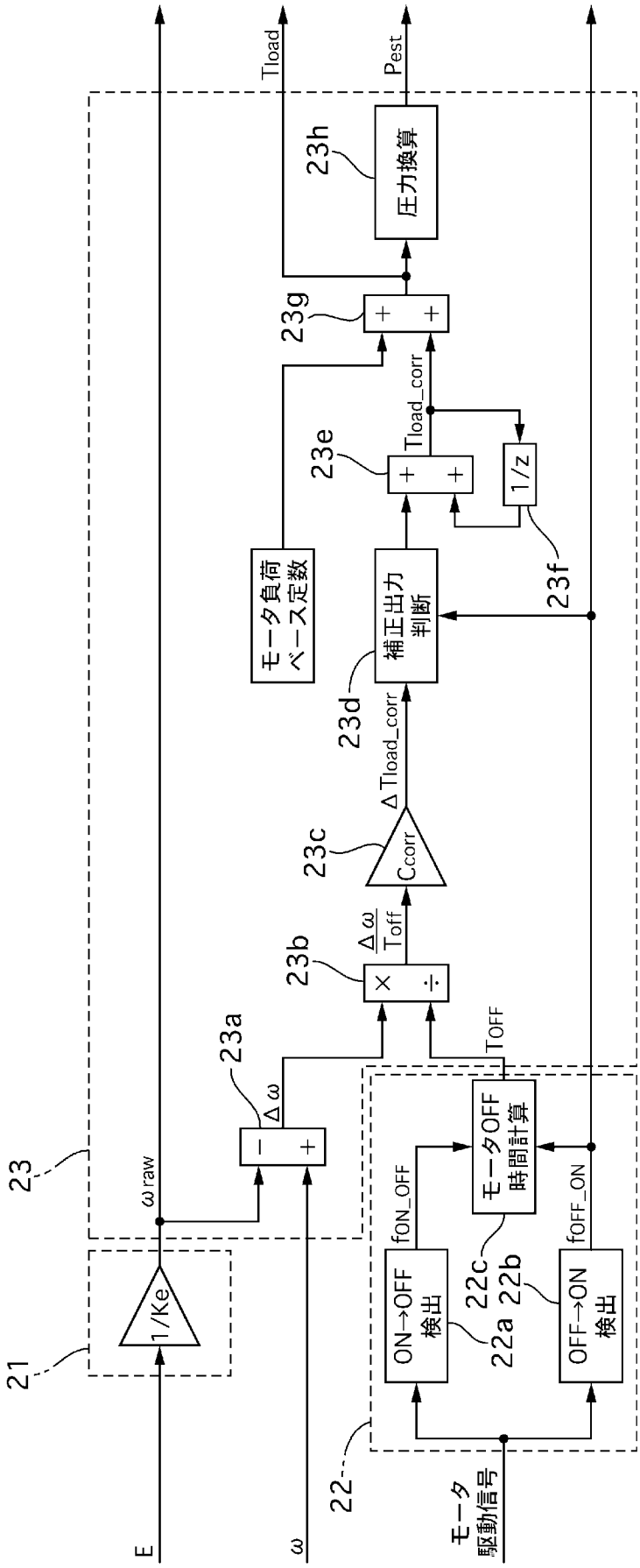
前記ピストンに連動して作動し、前記ピストンの上昇時に前記油路を開放し、下降時に前記油路を閉塞する弁体と、

備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

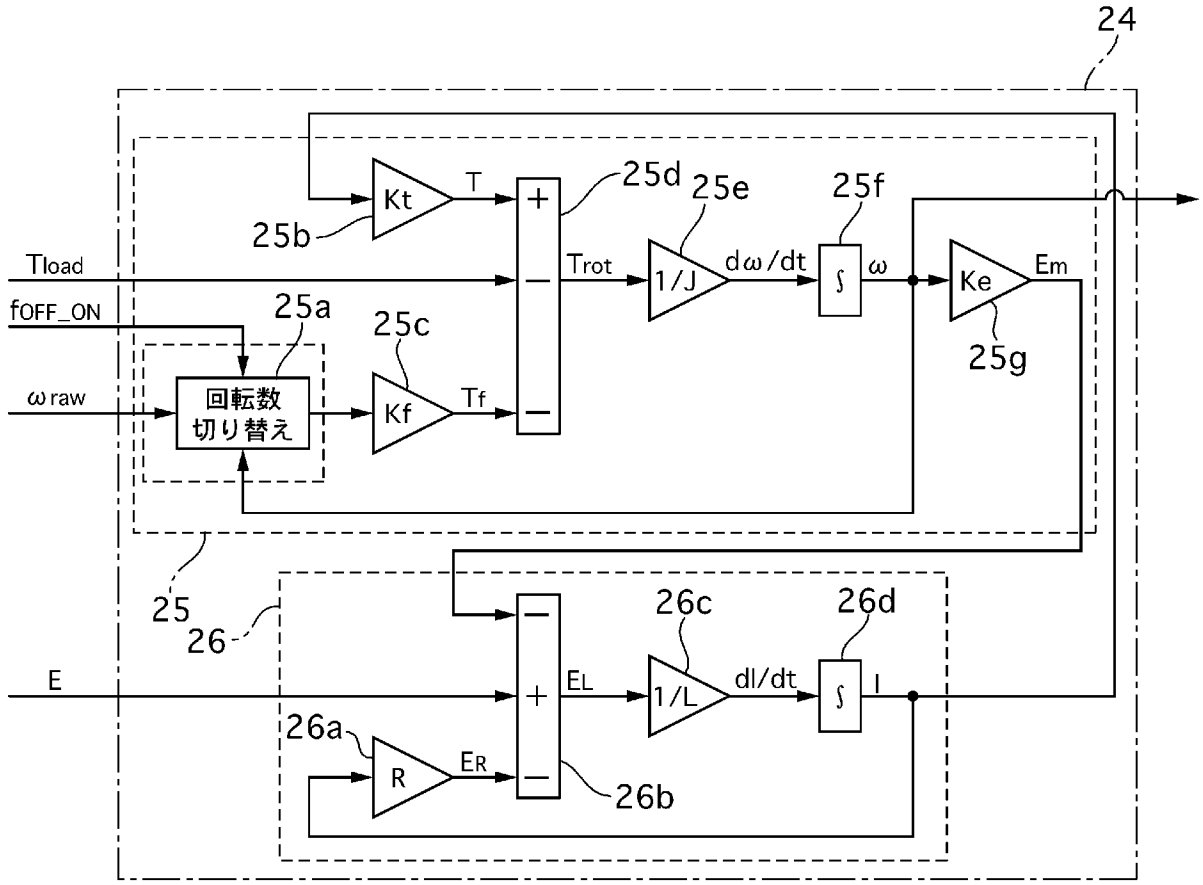
[図1]


20
BCU
HU
BP
IR
BB
RSV
M/C
P
S
17
11P
5P
4P
1P
3P
2P
2FL
6FL
8FL
7FL
15FL
14FL
14P
16a
16P
16b
13a
13b
13P
12P
10P
9P
PP
M
PS
1S
3S
4S
5S
11S
2S
2FR
6FR
8FR
7FR
15FR
14FR
10S
9S
16S
12S
13S
2RR
8RR
6RR
7RR
15RR
14RR
2RL
8RL
6RL
7RL
15RL
14RL
W/C(RR)
W/C(FL)
W/C(FR)
W/C(RL)

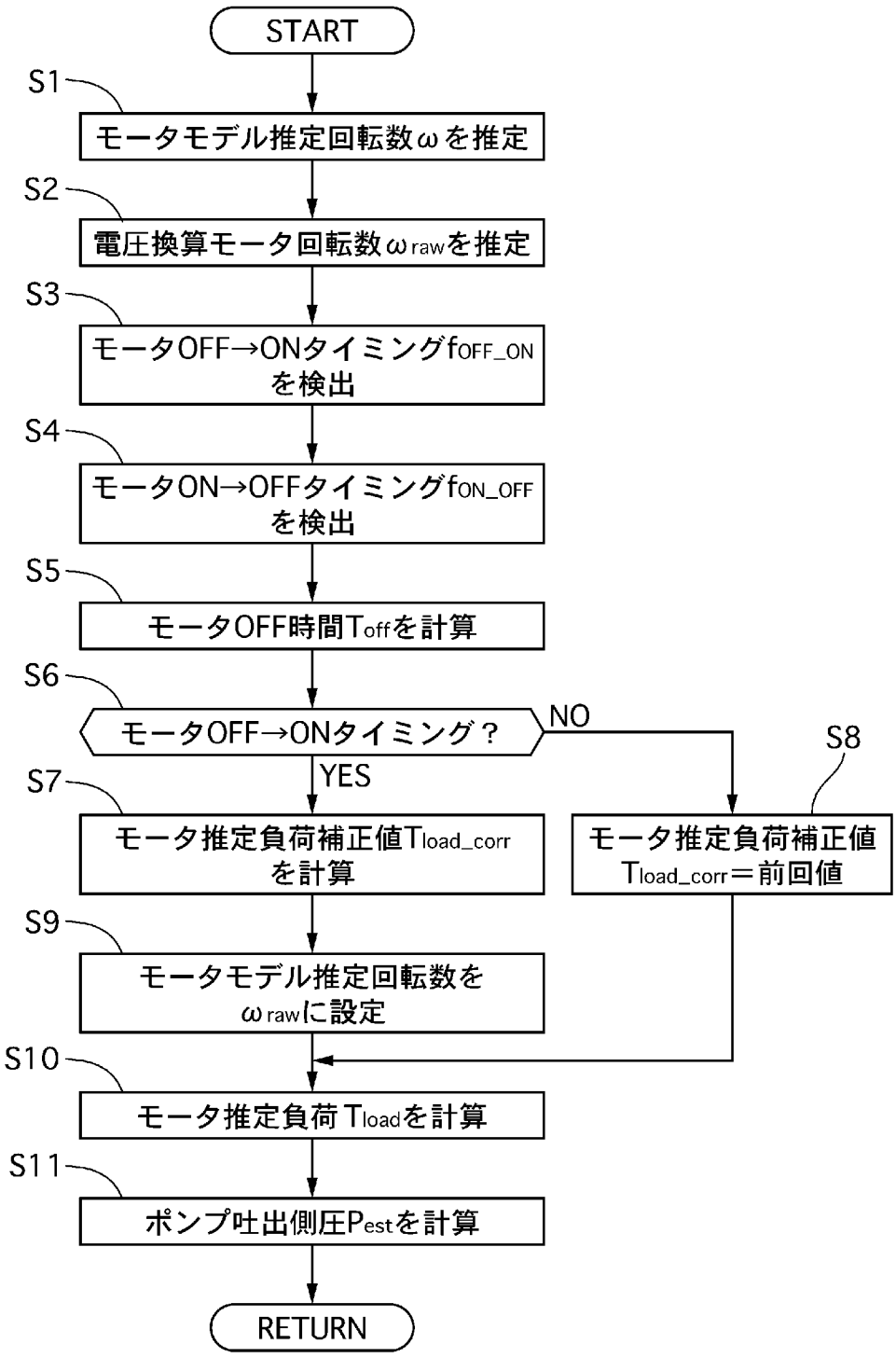
[図2]


Tload
Pest
23h
圧力換算
23g
23e
Tload_corr
1/z
23f
モータ負荷
ベース定数
補正出力
判断
23d
ΔTload_corr
23c
Ccorr
23b
Δω/Toff
TOFF
23a
Δω
23
ωraw
21
1/Ke
fON_OFF
モータOFF
時間計算
fOFF_ON
ON→OFF
検出
22c
22b
22a
OFF→ON
検出
22
E
ω
モータ
駆動信号

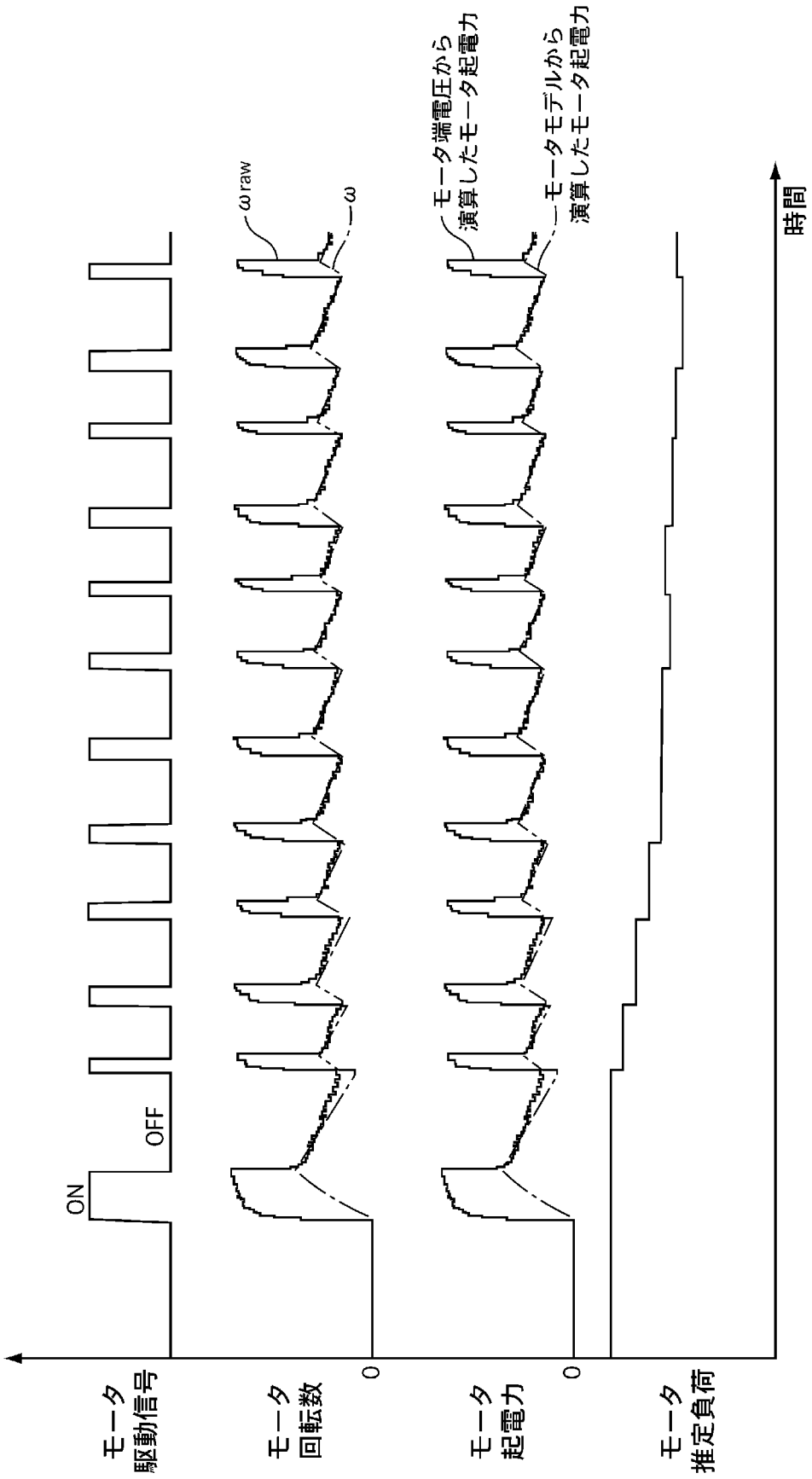
[図3]


24
Kt
T
25b
25d
25e
25f
Tload
Trot
1/J
dω/dt
∫
ω
Ke
Em
fOFF_ON
25a
25c
25g
ω raw
回転数
切り替え
Kf
Tf
25
26
26c
26d
E
EL
1/L
dI/dt
∫
I
26a
R
ER
26b

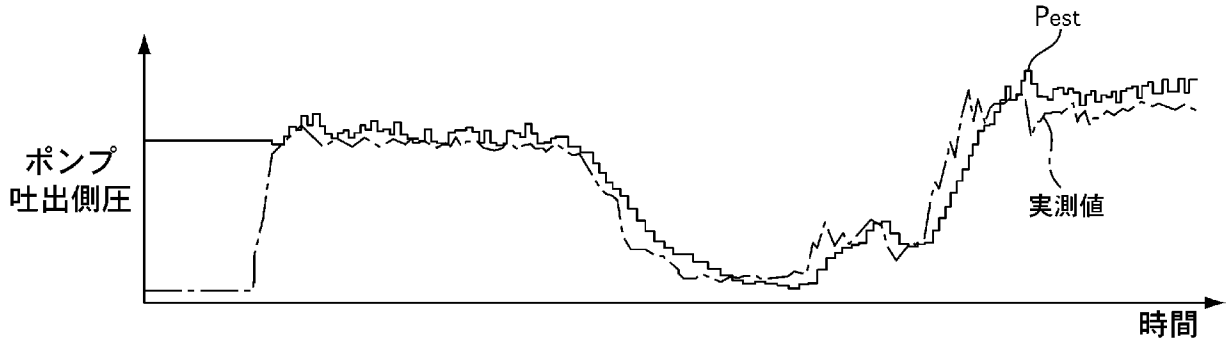
[図4]


START
S1
モータモデル推定回転数ωを推定
S2
電圧換算モータ回転数ωrawを推定
S3
モータOFF→ONタイミングfOFF_ONを検出
S4
モータON→OFFタイミングfON_OFFを検出
S5
モータOFF時間Toffを計算
S6
モータOFF→ONタイミング？
NO
YES
S7
モータ推定負荷補正値Tload_corrを計算
S8
モータ推定負荷補正値Tload_corr＝前回値
S9
モータモデル推定回転数をωrawに設定
S10
モータ推定負荷Tloadを計算
S11
ポンプ吐出側圧Pestを計算
RETURN

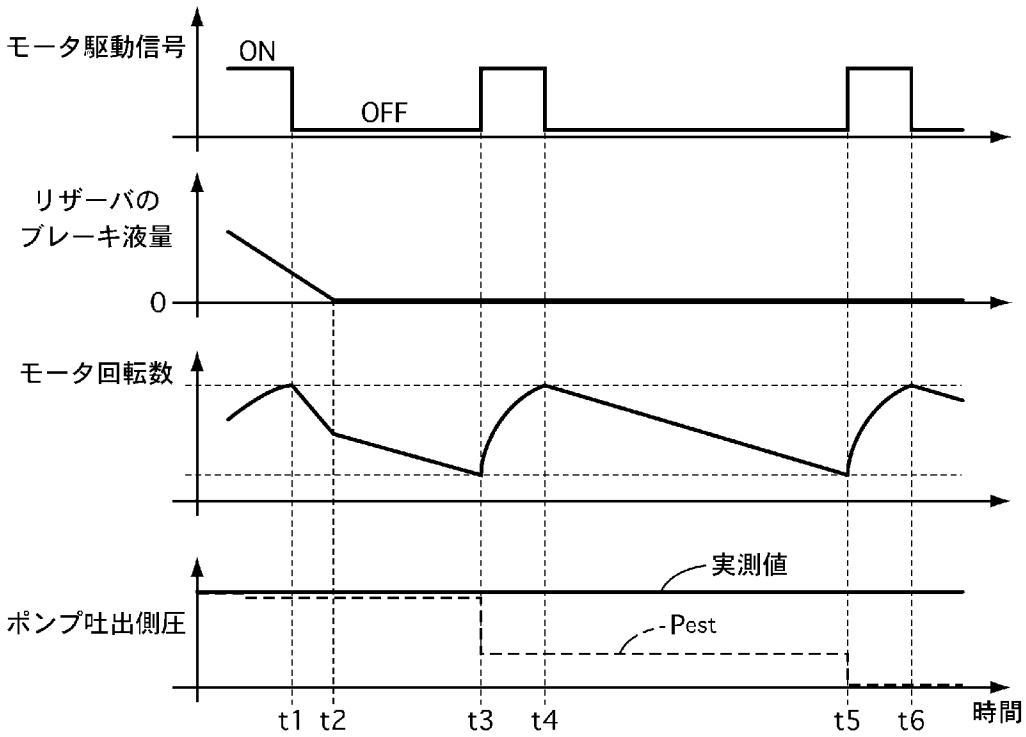
[図5]


ON
OFF
ωraw
ω
モータ端電圧から
演算したモータ起電力
モータモデルから
演算したモータ起電力
時間
モータ
駆動信号
モータ
回転数
0
モータ
起電力
0
モータ
推定負荷

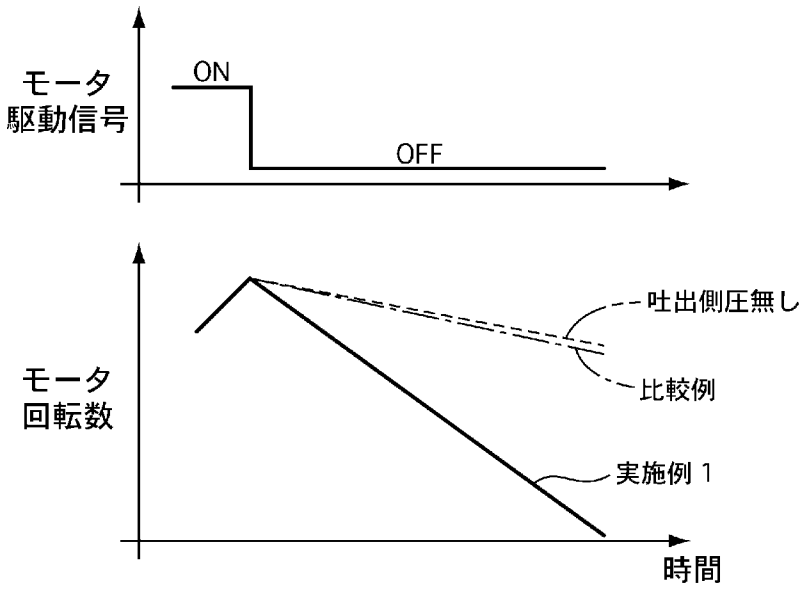
[図6]


Pest
ポンプ
吐出側圧
実測値
時間

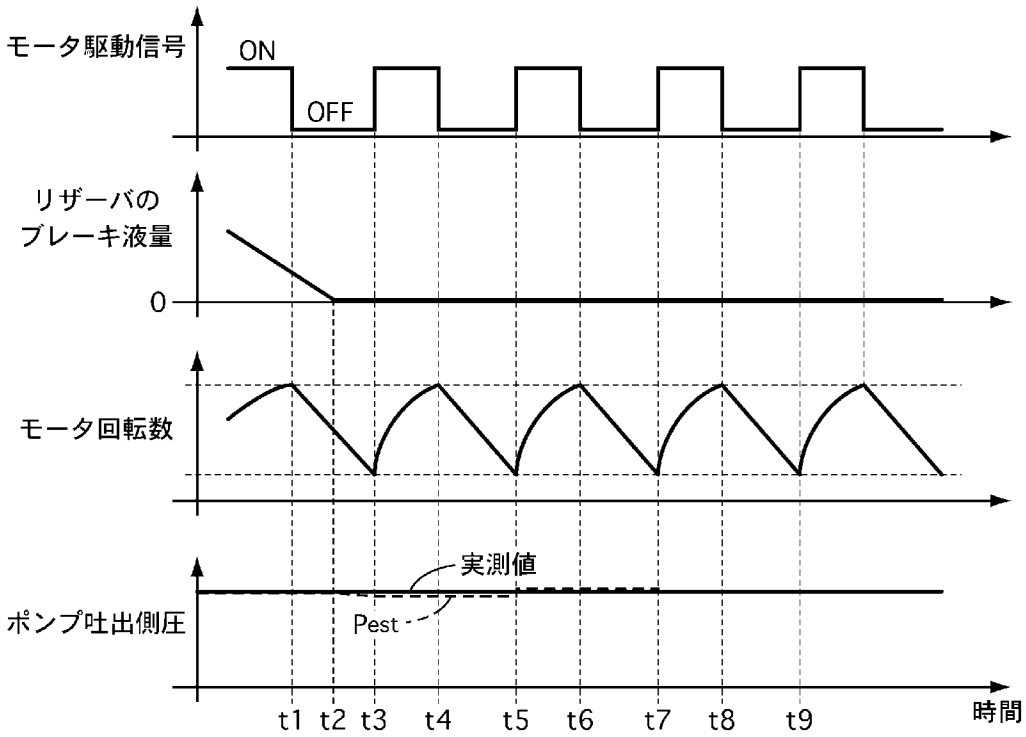
[図7]


モータ駆動信号
ON
OFF
リザーバの
ブレーキ液量
0
モータ回転数
実測値
ポンプ吐出側圧
Pest
t1
t2
t3
t4
t5
t6
時間

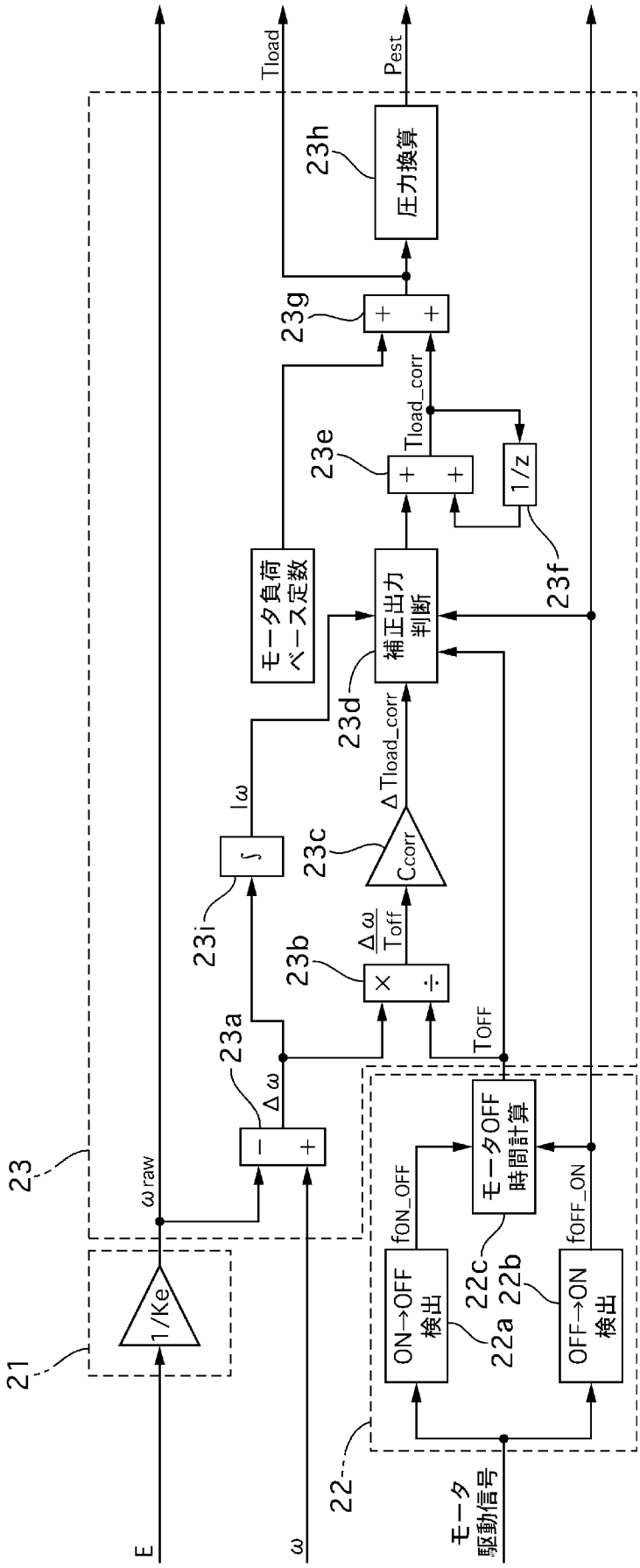
[図8]


モータ
駆動信号
ON
OFF
モータ
回転数
吐出側圧無し
比較例
実施例 1
時間

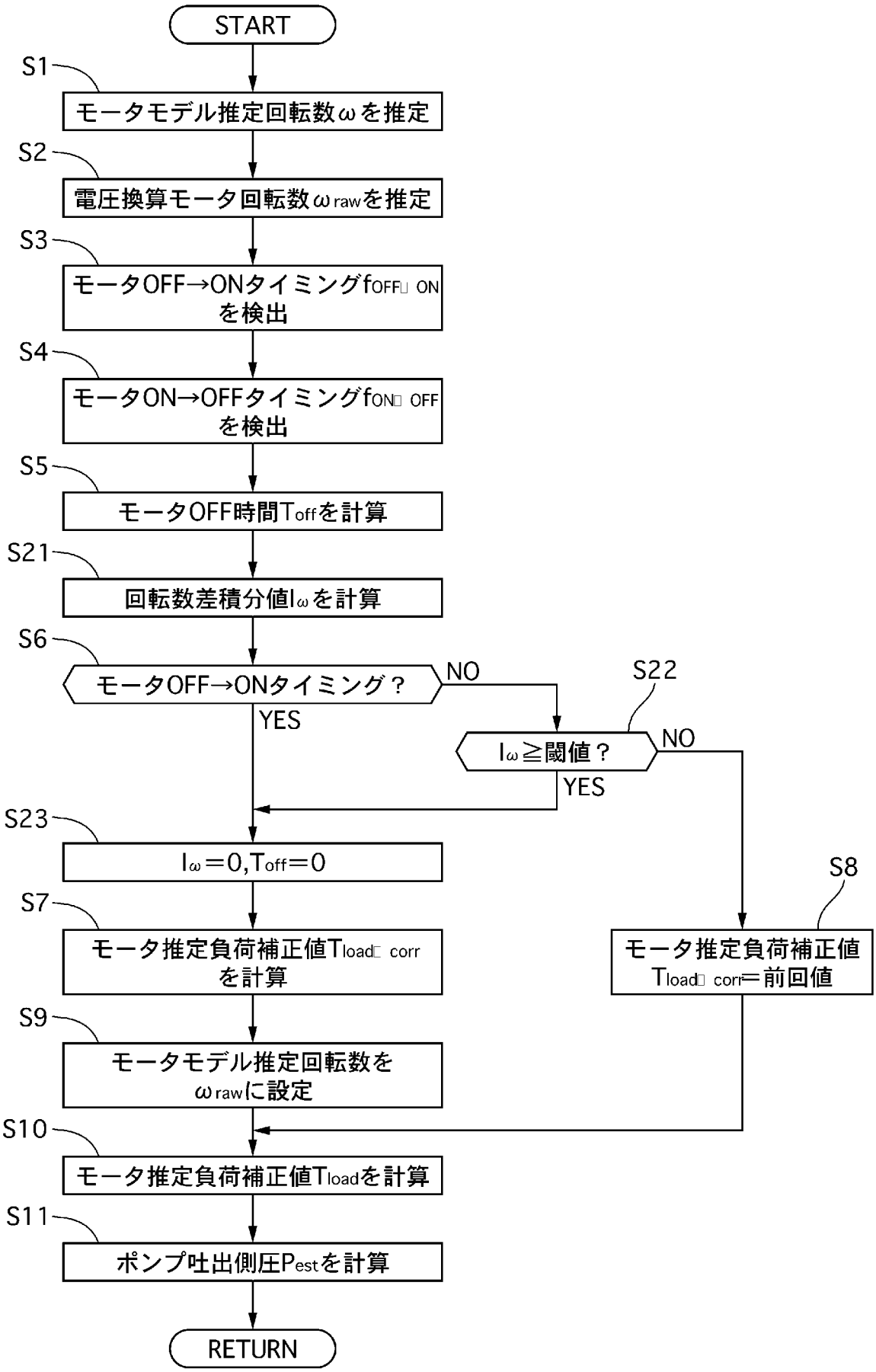
[図9]


モータ駆動信号
ON
OFF
リザーバの
ブレーキ液量
0
モータ回転数
実測値
ポンプ吐出側圧
Pest
t1 t2 t3 t4 t5 t6 t7 t8 t9
時間

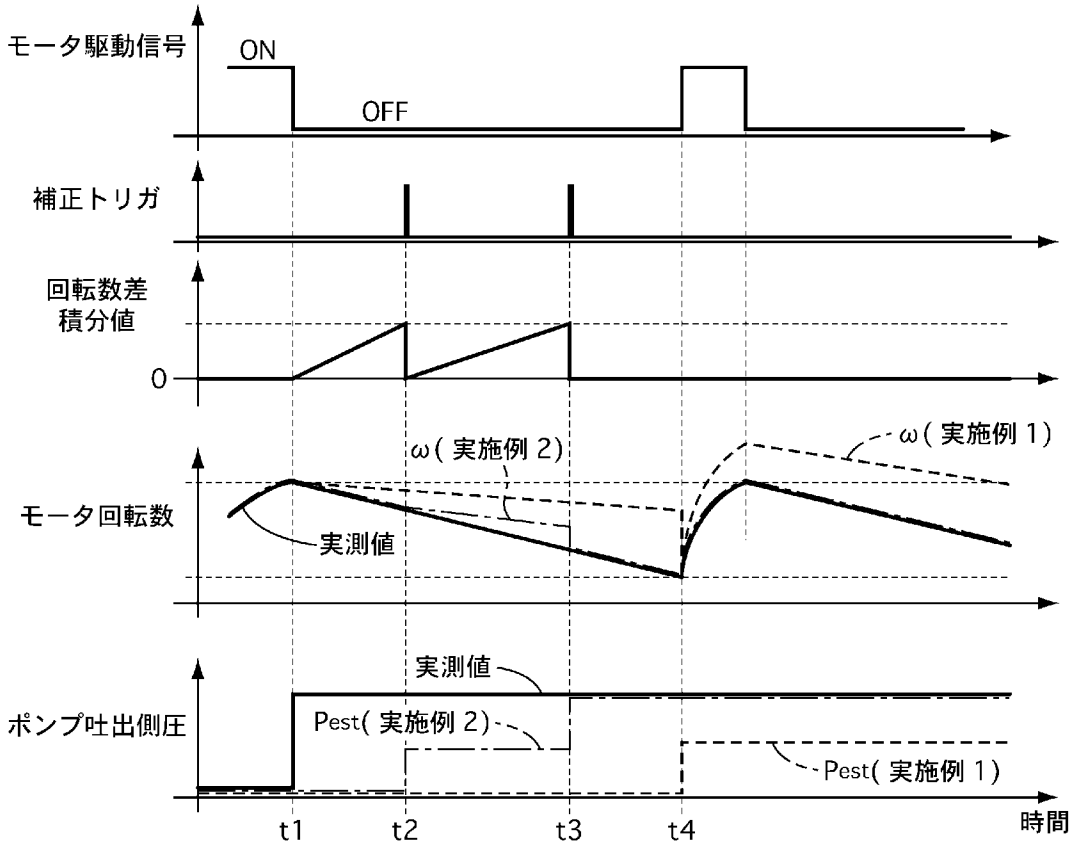
[図10]


Tload
Pest
23h
圧力換算
23g
23e
Tload_corr
1/z
23f
モータ負荷
ベース定数
補正出力
判断
23d
ΔTload_corr
Iω
23c
Ccorr
23i
∫
23b
Δω
Toff
23a
Δω
TOFF
23
ωraw
モータOFF
時間計算
fON_OFF
fOFF_ON
ON→OFF
検出
OFF→ON
検出
22c
22b
22a
22
21
1/Ke
E
ω
モータ
駆動信号

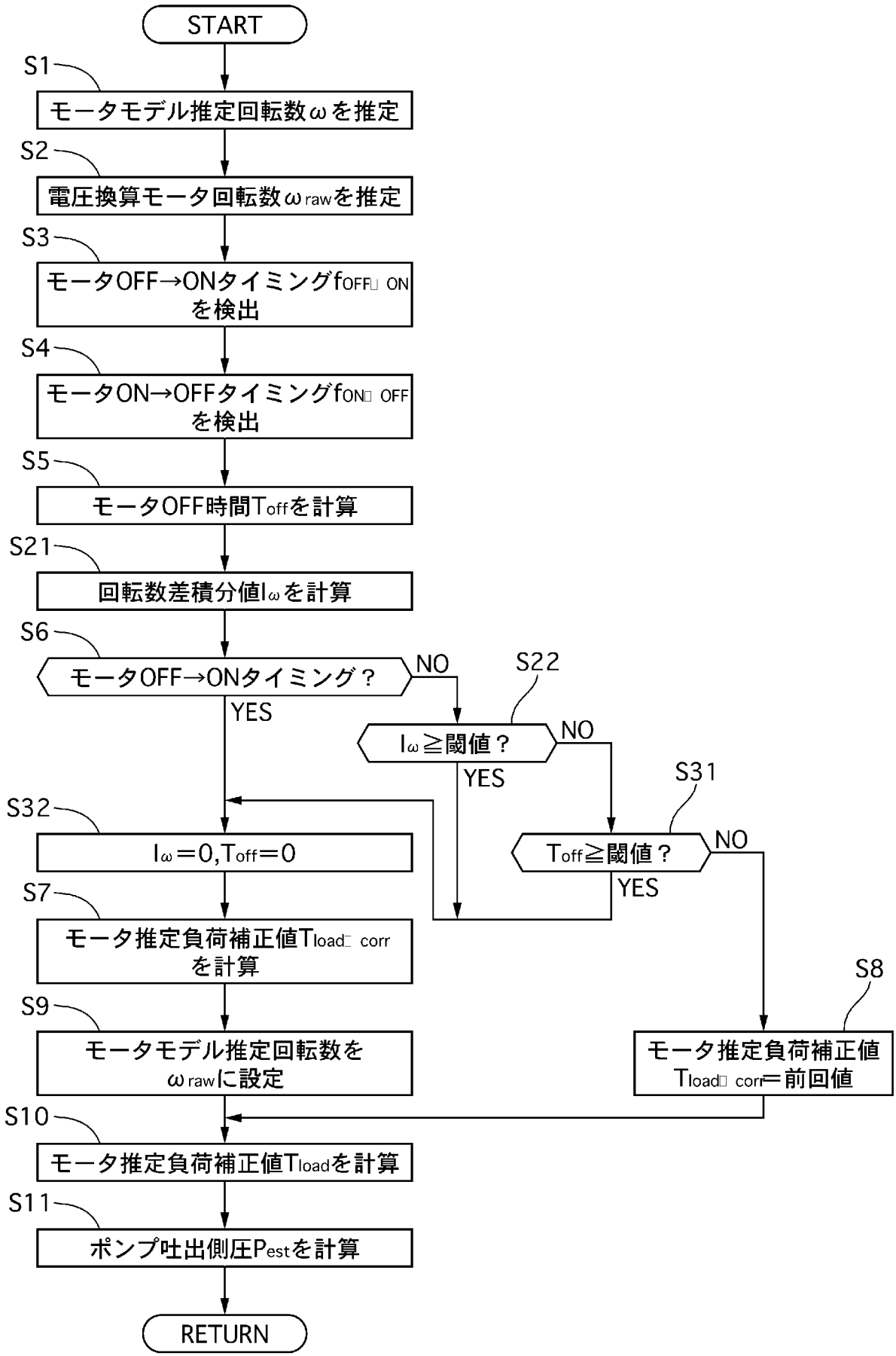
[図11]


START
S1
モータモデル推定回転数ωを推定
S2
電圧換算モータ回転数ωrawを推定
S3
モータOFF→ONタイミングfOFF_ONを検出
S4
モータON→OFFタイミングfON_OFFを検出
S5
モータOFF時間Toffを計算
S21
回転数差積分値Iωを計算
S6
モータOFF→ONタイミング？
NO
YES
S22
Iω≧閾値？
NO
YES
S23
Iω＝0,Toff＝0
S7
モータ推定負荷補正値Tload_corrを計算
S8
モータ推定負荷補正値Tload_corr＝前回値
S9
モータモデル推定回転数をωrawに設定
S10
モータ推定負荷補正値Tloadを計算
S11
ポンプ吐出側圧Pestを計算
RETURN

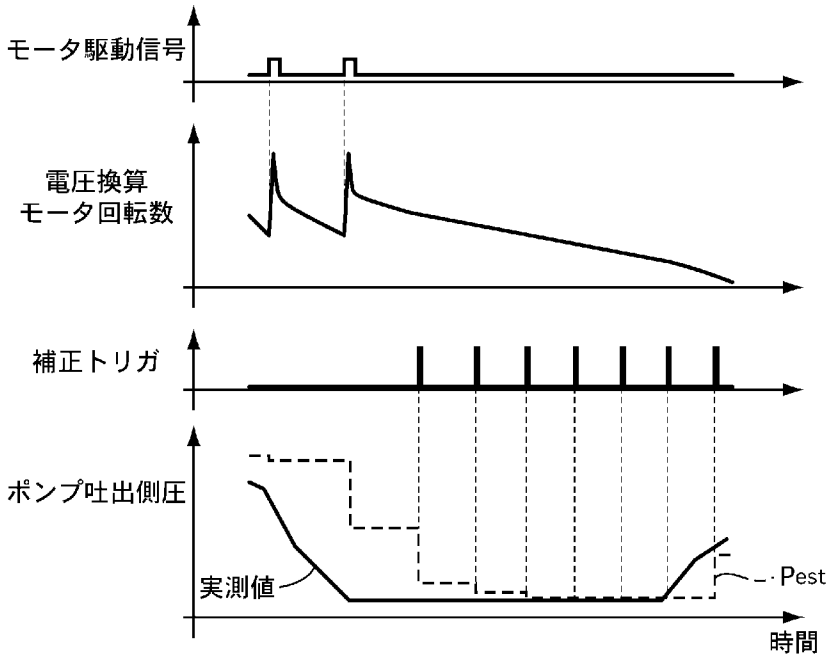
[図12]


モータ駆動信号
ON
OFF
補正トリガ
回転数差
積分値
0
ω(実施例2)
ω(実施例1)
モータ回転数
実測値
実測値
ポンプ吐出側圧
Pest(実施例2)
Pest(実施例1)
t1
t2
t3
t4
時間

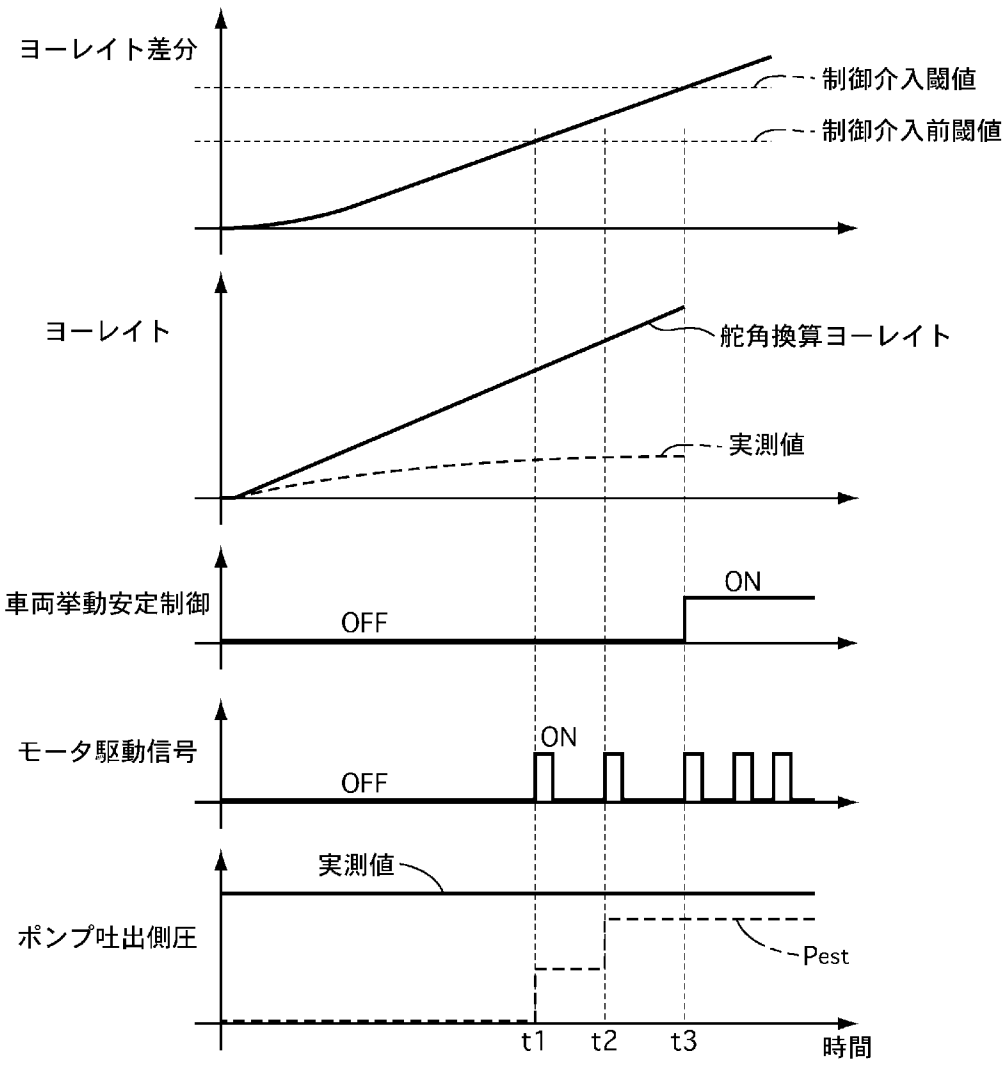
[図13]


START
S1
モータモデル推定回転数ωを推定
S2
電圧換算モータ回転数ωrawを推定
S3
モータOFF→ONタイミングfOFF_ONを検出
S4
モータON→OFFタイミングfON_OFFを検出
S5
モータOFF時間Toffを計算
S21
回転数差積分値Iωを計算
S6
モータOFF→ONタイミング？
NO
YES
S22
Iω≧閾値？
NO
YES
S31
Toff≧閾値？
NO
YES
S32
Iω=0,Toff=0
S7
モータ推定負荷補正値Tload_corrを計算
S8
モータ推定負荷補正値Tload_corr=前回値
S9
モータモデル推定回転数をωrawに設定
S10
モータ推定負荷補正値Tloadを計算
S11
ポンプ吐出側圧Pestを計算
RETURN

[図14]


モータ駆動信号
電圧換算
モータ回転数
補正トリガ
ポンプ吐出側圧
実測値
Pest
時間

[図15]


ヨーレイト差分
制御介入閾値
制御介入前閾値
ヨーレイト
舵角換算ヨーレイト
実測値
車両挙動安定制御
OFF
ON
モータ駆動信号
OFF
ON
実測値
ポンプ吐出側圧
Pest
t1
t2
t3
時間

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/055798

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B60T8/172(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)
B60T8/172

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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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 2008-295120 A (Hitachi, Ltd.), 04 December 2008 (04.12.2008), claim 1; paragraphs [0022] to [0025] (Family: none)	1-19
A	JP 2012-101676 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 31 May 2012 (31.05.2012), paragraphs [0001] to [0002], [0027], [0031], [0044] & US 2012/0112524 A1	1-19
A	JP 2010-70090 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 02 April 2010 (02.04.2010), paragraph [0035] (Family: none)	1-19

☒ 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
12 May 2015 (12.05.15)	26 May 2015 (26.05.15)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/055798

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P,A	JP 2014-97710 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 29 May 2014 (29.05.2014), paragraph [0013] (Family: none)	1-19
E,A	JP 2015-58833 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 30 March 2015 (30.03.2015), paragraph [0013] (Family: none)	1-19

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１５／０５５７９８

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60T8/172(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.　B60T8/172

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	１９７１－２０１５年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１５年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１５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 2008-295120 A (株式会社日立製作所) 2008.12.04, ［請求項 1］, 段落［0022］-段落［0025］（ファミリーなし）	1-19
A	JP 2012-101676 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2012.05.31, 段落［0001］-段落［0002］, 段落［0027］, 段落［0031］, 段落［0044］ & US 2012/0112524 A1	1-19
A	JP 2010-70090 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2010.04.02, 段落［0035］（ファミリーなし）	1-19

☑　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
１２．０５．２０１５	２６．０５．２０１５

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）　３Ｗ　９３４０
谷口　耕之助
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３６７

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
P,A	JP 2014-97710 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2014.05.29, 段落［0013］（ファミリーなし）	1-19
E,A	JP 2015-58833 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2015.03.30, 段落［0013］（ファミリーなし）	1-19