

(57) 要約：制動制御装置は、制御ピストンが挿入され、電気モータにより該制御ピストンを移動することでサーボ圧を発生する制御シリンダと、サーボ圧を検出するサーボ圧センサと、制動要求量に基づいて目標圧を演算し、該目標圧、及びサーボ圧に基づいて電気モータを制御するコントローラと、を備える。そして、制動制御装置は、サーボ圧によりホイールシリンダのホイール圧を調整する。ここで、コントローラは、目標圧に基づいてホイールシリンダに流入されるべき規範液量を演算し、サーボ圧に基づいてホイールシリンダに流入したと推測される推定液量を演算し、推定液量と規範液量との偏差に基づいて電気モータを制御する。

明 細 書

発明の名称：車両の制動制御装置

技術分野

[0001] 本開示は、車両の制動制御装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 には、電動液圧発生手段が発生するブレーキ液圧を電動モータの回転角フィードバックで制御する場合に、前記回転角と発生するブレーキ液圧との関係を一定に維持するために、電動モータ（32）の作動によりブレーキ液圧を発生する電動液圧発生手段（23）と、前記電動モータ（32）の作動を制御する電動モータ制御手段（U）とを備え、前記電動モータ制御手段（U）は、運転者のブレーキ操作量に応じたブレーキ液圧を前記電動液圧発生手段（23）に発生させるための前記電動モータ（32）の目標回転角を算出し、前記電動モータ（32）の実回転角が前記目標回転角に一致するようにフィードバック制御する車両用ブレーキ装置であって、前記電動モータ制御手段（U）は、前記電動液圧発生手段（23）が発生した実ブレーキ液圧に基づいて前記電動モータ（32）の目標回転角を補正する補正手段（M5）を備えることが記載されている。具体的には、特許文献 1 に記載される装置では、補正手段 M5 では、減算手段 M4 が出力する目標ブレーキ液圧と実ブレーキ液圧との偏差（「液圧偏差」ともいう）に基づいて、電動モータ 32（「電気モータ」ともいう）の回転角に換算した液圧補正量が算出される。

[0003] 特許文献 1 の装置では、液圧偏差が、電気モータの回転角に換算される。該変換には、ホイールシリンダにて発生する液圧（「ホイール圧」ともいう）の非線形特性が影響を及ぼす。具体的には、同一の液圧偏差が生じていても、ホイール圧が低い場合には、ホイール圧が高い場合に比較して、電気モータの回転角を大きくする必要がある。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2009-137377号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 上記課題を鑑み、本発明の目的は、電気モータによりホイール圧を調整する車両の制動制御装置において、ホイール圧の非線形特性が考慮され得るものを提供することである。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明に係る車両の制動制御装置（SA）は、制御ピストン（NC）が挿入され、電気モータ（MA）により該制御ピストン（NC）を移動することでサーボ圧（Pa）を発生する制御シリンダ（CC）と、前記サーボ圧（Pa）を検出するサーボ圧センサ（PA）と、制動要求量（Bs）に基づいて目標圧（Pt）を演算し、該目標圧（Pt）、及び前記サーボ圧（Pa）に基づいて前記電気モータ（MA）を制御するコントローラ（EA）と、を備え、前記サーボ圧（Pa）によりホイールシリンダ（CW）のホイール圧（Pw）を調整する。そして、前記コントローラ（EA）は、前記目標圧（Pt）に基づいて前記ホイールシリンダ（CW）に流入されるべき規範液量（Es）を演算し、前記サーボ圧（Pa）に基づいて前記ホイールシリンダ（CW）に流入したと推測される推定液量（Ee）を演算し、前記推定液量（Ee）と前記規範液量（Es）との偏差（hE）に基づいて前記電気モータ（MA）を制御する。

[0007] 本発明に係る車両の制動制御装置（SA）では、前記コントローラ（EA）は、前記規範液量（Es）から算出される基準値（Ks）、及び前記偏差（hE）から算出される前記修正値（Kp）に基づいて前記電気モータ（MA）の回転角（Ka）を制御する。また、前記コントローラ（EA）は、前記ホイールシリンダ（CW）内の制動液（BF）の体積と前記ホイール圧（Pw）との関係を表す変換マップ（Zef、Zer、Zek）に基づいて、

前記規範液量（ E_s ）、及び前記推定液量（ E_e ）を決定する。

[0008] 制御シリンダCCから吐出される制動液BFの体積（液量）は、電気モータMAの回転角 K_a に比例する。上記構成によれば、ホイール圧 P_w を調整するために、液量の次元で電気モータMAが制御される。これにより、ホイール圧 P_w における非線形性（即ち、液量－液圧特性）が、電気モータMAの制御に適切に考慮される。結果、ホイール圧 P_w の調圧精度が向上される。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]車両の制動制御装置SAの第1の実施形態を説明するための概略図である。

[図2]調圧制御の処理を説明するためのフロー図である。

[図3]電動シリンダDNの駆動制御を説明するためのブロック図である。

[図4]車両の制動制御装置SAの第2の実施形態を説明するための概略図である。

発明を実施するための形態

[0010] <構成部材等の記号、及び記号末尾の添字>

以下の説明において、「CW」等の如く、同一記号を付された構成部材、演算処理、信号、特性、及び値は、同一機能のものである。各車輪に係る記号末尾に付された添字「f」、「r」は、それが前後車輪の何れの系統に関するものであるかを示す包括記号である。例えば、各車輪に設けられたホイールシリンダCWにおいて、「前輪ホイールシリンダCWf、後輪ホイールシリンダCW r」と表記される。更に、記号末尾の添字「f」、「r」は省略され得る。添字「f」、「r」が省略された場合には、各記号はその総称を表す。例えば、「CW」は、車両の前後車輪に設けられたホイールシリンダの総称である。また、総称としての「CW」は、「CW（=CWf、CW r）」とも表記される。

[0011] 制動制御装置SA、液圧修正装置SZ、及びホイールシリンダCWは、流体路（連絡路HS）にて接続される。更に、制動制御装置SA、及び液圧修

正装置S Zでは、各種構成要素（C C等）が流体路にて接続される。ここで、「流体路」は、制動液B Fを移動するための経路であり、配管、アクチュエータ内の流路、ホース等が該当する。以下の説明で、連絡路H S、リザーバ路H R、入力路H N、サーボ路H U、補給路H H等は流体路である。

[0012] <制動制御装置S Aの第1の実施形態>

図1の概略図を参照して、車両の制動制御装置S Aに係る第1の実施形態について説明する。制動制御装置S Aは、例えば、走行用の電気モータを備えたハイブリッド車両、又は電気自動車に適用される。

[0013] 車両の前後車輪W H f、W H r（=W H）には、制動装置S X（=S X f、S X r）が備えられる。制動装置S Xは、ブレーキキャリパ、摩擦部材（例えば、ブレーキパッド）、及び回転部材K T（例えば、ブレーキディスク）にて構成される。ブレーキキャリパ（非図示）には、ホイールシリンダC Wが設けられる。ホイールシリンダC W内の液圧P w（「ホイール圧」という）によって、摩擦部材（非図示）が、各車輪W Hに固定された回転部材K Tに押し付けられ、車輪に制動トルクT bが付与される。その結果、車輪W Hでは摩擦制動力F e（「液圧制動力」ともいう）が発生される。従って、制動装置S Xは、「ホイール圧P wにより摩擦制動力F eを発生する装置」、或いは、「ホイール圧P wを摩擦制動力F eに変換する装置」ということができる。

[0014] 車両には、回生装置K Gが備えられる。回生装置K Gは、エネルギー回生のジェネレータG N（「電気モータ／ジェネレータ」、或いは、「回生ジェネレータ」ともいう）、回生装置K G用の制御ユニットE G（「回生コントローラ」ともいう）、及び回生用蓄電池（非図示）にて構成される。回生ジェネレータG Nは、走行用の電気モータでもある。回生制動では、電気モータ／ジェネレータG Nが発電機として作動し、発電された電力が、回生コントローラE Gを介して、回生用蓄電池に蓄えられる。このとき、車輪には回生制動力F gが作用する。即ち、回生装置K Gは、回生制動力F gを発生することができる。例えば、回生装置K Gは前輪W H fに備えられる。従って

、回生制動力 F_g は、前輪 $W_H f$ で発生される。回生装置 K_G （特に、回生コントローラ E_G ）は、通信バス B_S に接続される。

[0015] 車両には、運転支援装置 K_J が備えられる。運転支援装置 K_J では、自動速度制御が実行される。運転支援装置 K_J は、物体検出センサ S_J 、及び運転支援用のコントローラ E_J （単に、「運転支援コントローラ」ともいう）にて構成される。物体検出センサ S_J によって、自車両の前方に存在する物体（自車両の前方を走行する先行車両を含む）までの距離 S_j （「相対距離」と称し、物体が先行車両である場合には「車間距離」ともいう）が検出される。例えば、物体検出センサ S_J として、レーダセンサ、ミリ波センサ、画像センサ等が採用される。運転支援コントローラ E_J にて、物体検出センサ S_J の検出結果 S_j （相対距離）に基づいて、自車両の目標加速度 G_s （自車両の前後方向における車体加速度の目標値）が演算される。運転支援装置 K_J （特に、運転支援コントローラ E_J ）は、通信バス B_S に接続される。目標加速度 G_s は、通信バス B_S を介して、制動制御装置 S_A に伝達される。制動制御装置 S_A では、目標加速度 G_s に応じて、制動力 F_g 、 F_e が調整される。結果、車両の走行速度 V_x （車体速度）が制御される。

[0016] 車両には、制動操作部材 B_P 、及び各種センサ（ S_P 等）が備えられる。制動操作部材 B_P （例えば、ブレーキペダル）は、運転者が車両を減速するための操作部材である。車両には、制動操作部材 B_P の操作変位 S_p を検出する操作変位センサ S_P が設けられる。操作変位 S_p は、制動操作部材 B_P の操作量を表示する状態量（状態変数）の1つであり、ブレーキバイワイヤ型の制動制御装置 S_A においては、運転者の制動意志を表す信号（即ち、制動指示）である。操作変位センサ S_P の他に、制動操作量を表す他の状態量として、入力室 R_n （後述）の液圧 P_n （「入力圧」という）が採用される。入力圧 P_n は、入力圧センサ P_N によって検出される。操作変位 S_p 、入力圧 P_n 等が総称して、「制動操作量 B_a 」と称呼される。また、操作変位 S_p 、入力圧 P_n （即ち、制動操作量 B_a ）を検出する操作変位センサ S_P 、入力圧センサ P_N が「制動操作量センサ B_A 」と称呼される。

[0017] 車両には、アンチロックブレーキ制御、横滑り防止制御等の制動制御（即ち、各ホイール圧 P_w の個別制御）のために、各種センサが備えられる。具体的には、各車輪 WH には、その回転速度 V_w （「車輪速度」という）を検出する車輪速度センサ VW が備えられる。また、操舵操作部材（例えば、ステアリングホイール）の操舵量 S_w （例えば、操作角）を検出する操舵量センサ、車両のヨーレート Y_r を検出するヨーレートセンサ、車両の前後加速度 G_x （「減速度」ともいう）を検出する前後加速度センサ、及び車両の横加速度 G_y を検出する横加速度センサが備えられる（以上、非図示）。

[0018] 車両には、制動制御装置 SA が備えられる。制動制御装置 SA では、2系統の制動系統として、所謂、前後型（「 II 型」ともいう）のものが採用される。制動制御装置 SA によって、各ホイールシリンダ CW のホイール圧 P_w が調整される。

[0019] 制動制御装置 SA （特に、制動コントローラ EA ）、及び液圧修正装置 SZ （特に、修正コントローラ EZ ）は、通信バス BS に接続される。通信バス BS によって、複数のコントローラ（ EA 、 EZ 、 EG 、 EJ 等）の間で信号伝達が行われる。つまり、複数のコントローラは、通信バス BS に信号（検出値、演算値、制御フラグ等）を送信することができるとともに、通信バス BS から信号を受信することができる。

[0020] <制動制御装置 SA の構成>

第1の実施形態に係る制動制御装置 SA の構成について説明する。制動制御装置 SA は、制動操作部材 BP （ブレーキペダル）の操作に応じて、サーボ圧 P_a を発生する。そして、制動制御装置 SA から液圧修正装置 SZ に、供給圧 P_m 、及びサーボ圧 P_a が出力される。液圧修正装置 SZ では、供給圧 P_m 、及びサーボ圧 P_a が調整されて、最終的には、前輪、後輪ホイールシリンダ CW_f 、 CW_r に前輪、後輪ホイール圧 P_{wf} 、 P_{wr} が供給される。制動制御装置 SA は、制動アクチュエータ YA 、及び制動コントローラ EA にて構成される。

[0021] <<制動アクチュエータ YA >>

制動アクチュエータ Y A は、液圧発生ユニット P U、アプライユニット A P、及び入力ユニット N R にて構成される。

[0022] [液圧発生ユニット P U]

液圧発生ユニット P U は、電気モータ M A を動力源にして、サーボ圧 P a を発生する。液圧発生ユニット P U は「電動シリンダ D N」とも称呼される。電動シリンダ D N には、電気モータ M A、回転角センサ K A、減速機 G S、変換機構 G H、制御シリンダ C C、及び制御ピストン N C が含まれている。

[0023] 電気モータ M A は、サーボ圧 P a（電動シリンダ D N の発生液圧）を発生するための動力源（加圧源）である。「動力」は、電動シリンダ D N における可動部材（G S、G H、N C 等）を動かすために必要なエネルギーのことである。例えば、動力は、物理量として、単位時間当りのエネルギー（「仕事率」ともいう）として規定される。電気モータ M A から、回転動力（「第 1 回転動力」ともいう）が出力される。電気モータ M A の回転動力は、電気モータ M A の軸トルクに、電気モータ M A（特に、モータシャフト）の回転速度を乗じたものである。なお、直動部材（後述）の直線動力は、直動部材の推力（中心軸の方向に作用する力）に直動部材の直線速度（中心軸に沿った方向の速度）を乗じたものである。

[0024] 電気モータ M A として、3 相ブラシレスモータが採用される。電気モータ M A には、モータコイル、モータシャフト、及び回転角センサ K A が含まれる。モータコイルは、モータハウジングに固定される。モータコイルには、コントローラ E A（特に、駆動回路 D R）から電力が供給される。モータシャフトは、モータハウジングに対して回転可能に支持される。モータシャフトの外周には、永久磁石が固定されている。3 相ブラシレスモータ M A では、永久磁石の磁極位置（即ち、モータ回転角 K a）が、回転角センサ K A（「流量センサ」にも相当）によって検出される。そして、モータシャフトの回転角 K a に基づいて、U 相、V 相、W 相に係る 3 相のモータ電流 I m（U 相、V 相、W 相に流される電流の総称）が切り替えられる。

[0025] 具体的には、回転角センサK Aにより検出された回転角K a（「吐出液量E j」（後述）」にも相当）の信号は、コントローラE A（特に、マイクロプロセッサMP）に伝達される。コントローラE Aでは、回転角K aに応じて、駆動回路D R（「インバータ回路」ともいう）のスイッチング素子が駆動される。これにより、モータコイルに流されるモータ電流I mが切り替えられ、電気モータM Aが駆動される。そして、第1回転動力が、電気モータM Aから減速機G Sに出力される。

[0026] 減速機G Sにより、電気モータM Aから出力された第1回転動力が減速される。具体的には、減速機G Sの入力軸とモータシャフトとが固定される。また、減速機G Sの出力軸と変換機構G Hの回転部材とが固定される。減速機G Sでは、電気モータM Aから入力される速度が減少されるとともに、電気モータM Aから入力されるトルクが増加される。そして、減速された回転動力（「第2回転動力」ともいう）が、減速機G Sから変換機構G Hに出力される。

[0027] 変換機構G Hは、回転運動をする回転部材、及び直線運動をする直動部材にて構成される。変換機構G Hでは、減速機G Sから出力される第2回転動力が、回転部材に入力される。そして、回転部材に入力された回転動力が、直動部材の直線動力に変換される。変換機構G Hは、「回転・直動変換機構」とも称呼される。直動部材には、回り止め部材が咬み合わされる。これにより、直動部材の回転運動が阻止されるので、直動部材は、回転部材の回転軸線に沿って移動する。

[0028] 例えば、変換機構G Hとして、「ボールねじ」が採用される。具体的には、ボールねじ機構では、シャフト部材である回転部材が、減速機G Sの出力軸に固定される。回転部材は、円筒形状を有する直動部材に挿入される。回転部材の外周面にはボールねじ溝が形成される。同様に、直動部材の内周面にもボールねじ溝が形成される。ボールねじ溝には、複数のボール（鋼球）がはめ込まれている。

[0029] 変換機構G Hの直動部材により、制御ピストンN Cに直線動力が伝達され

る。制御ピストンNCは、制御シリンダCCに挿入される。制御シリンダCCの内部には、制御ピストンNCによって、制御室Rc（液圧室）が形成される。詳細には、制御ピストンNCの外周面と制御シリンダCCの内周面とは、2つのシール部材SLにて封止される。これにより、制御室Rcは液密状態にされる。制御シリンダCC（即ち、制御室Rc）の液圧が、サーボ圧Paである。つまり、電動シリンダDNでは、電気モータMAが動力源とされて、サーボ圧Paが出力される。

[0030] 制御シリンダCCは、サーボ路HU（流体路）を介して、アプライユニットAPのサーボ室Ru（後述）に接続される。また、制御シリンダCCは、後輪連絡路HSr（流体路）を介して、液圧修正装置SZを経由して、後輪ホイールシリンダCW rに接続される。液圧発生ユニットPUには、サーボ圧Pa（電動シリンダDNの発生液圧）を検出するよう、サーボ圧センサPAが設けられる。

[0031] 図1には、電動シリンダDNがサーボ圧Paを発生していない状態が図示されている。制御シリンダCCには、2つのシール部材SLの間に貫通孔が設けられる。また、制御ピストンNCにも貫通孔が設けられる。制御シリンダCCの貫通孔には、マスタリザーバRVに接続された補給路HH（流体路）が接続されている。図示される状態では、制御室Rcは、貫通孔、及び補給路HHを介して、マスタリザーバRVに接続されていて、サーボ圧Paは「0（大気圧）」である。該状態での制御ピストンNCの位置が「初期位置」と称呼される。初期位置では、制御ピストンNCは、その後退方向Hbに最大限に変位し、制御室Rcの体積は最大になっている。

[0032] サーボ圧Paの増加が必要な場合には、電気モータMAの回転動力は増加される。該回転動力は、減速機GSを介して、変換機構GHに伝達され、直動部材の直線動力として出力される。そして、直動部材により制御ピストンNCが押圧されることにより、制御ピストンNCが前進方向Ha（制御室Rcの体積が減少する方向）に移動される。該移動により、先ず、制御室RcとマスタリザーバRVとの連通が遮断される。制御ピストンNCが、更に、

前進方向H aに移動されると、サーボ圧P a（制御室R cの内圧）が「0（大気圧）」から増加される。サーボ圧P aに加圧された制動液B Fが、制御シリンダC Cの制御室R cから出力（圧送）される。

[0033] サーボ圧P aの保持が必要な場合には、電気モータM Aの回転が停止される。制御ピストンN Cの移動が停止され、サーボ圧P aは一定に維持される。サーボ圧P aの減少が必要な場合には、電気モータM Aの回転動力が減少される。サーボ圧P aにより、電気モータM Aは逆転方向に回転するので、制御ピストンN Cは、後退方向H b（制御室R cの体積が増加する方向）に移動される。制動液B Fは、制御室R cに向けて戻されるため、サーボ圧P aは減少される。

[0034] [アプライユニットA P]

アプライユニットA Pは、シングル型のマスタシリンダC M、及びマスタピストンN Mにて構成される。シングル型マスタシリンダC Mには、マスタピストンN Mが挿入される。マスタシリンダC Mの内部は、マスタピストンN Mによって、3つの液圧室R m、R u、R sに区画される。マスタ室R mは、マスタシリンダC M、及びマスタピストンN Mによって形成される。更に、マスタシリンダC Mの内部は、マスタピストンN Mのつば部T uによって、サーボ室R uと反力室R sとに仕切られる。ここで、マスタ室R mの受圧面積r mとサーボ室R uの受圧面積r uとは等しくされている。

[0035] サーボ室R uには、液圧発生ユニットP U（電動シリンダD N）からサーボ圧P aが供給される。サーボ圧P aによって、アプライユニットA Pからは、供給圧P mが出力される。ここで、「供給圧P m」は、マスタ室R mの内圧であり、「マスタ圧」とも称呼される。「P a = 0」の場合（例えば、非制動時）には、マスタピストンN Mは、最も後退した位置（即ち、マスタ室R mの体積が最大になる位置）にある。該状態では、マスタシリンダC Mのマスタ室R mは、マスタリザーバR Vに連通している。このため、マスタ圧P mは「0（大気圧）」である。

[0036] マスタリザーバR V（「大気圧リザーバ」ともいう）の内部には、制動液

B Fが貯蔵される。サーボ圧 P_a が「0」から増加されると、マスタピストンNMは前進方向 D_a （マスタ室 R_m の体積が減少する方向）に移動する。該移動により、マスタ室 R_m とマスタリザーバRVとの連通は遮断される。そして、マスタピストンNMが、更に、前進方向 D_a に移動すると、供給圧 P_m （マスタ圧）が「0（大気圧）」から増加される。これにより、マスタシリンダCMのマスタ室 R_m から、供給圧 P_m に加圧された制動液B Fが、液圧修正装置SZに向けて出力（圧送）される。なお、「 $r_m = r_u$ 」であるため、シール部材SLの摺動抵抗を無視すれば、「 $P_a = P_m$ 」である。

[0037] [入力ユニットNR]

入力ユニットNRによって、回生協調制御が実現される。「回生協調制御」は、制動時に、車両が有する運動エネルギーを効率良く電気エネルギーとして回収できるよう、摩擦制動力 F_e （ホイール圧 P_w による制動力）と回生制動力 F_g （回生装置KGによる制動力）とを協働させるものである。回生協調制御では、制動操作部材BPは操作されるが、ホイール圧 P_w が発生しない状態が生み出される。入力ユニットNRは、入力シリンダCN、入力ピストンNN、第1制御弁VA、第2制御弁VB、ストロークシミュレータSS、及び入力圧センサPNにて構成される。

[0038] 入力シリンダCNは、マスタシリンダCMに固定される。入力シリンダCNには、入力ピストンNNが挿入される。入力ピストンNNは、制動操作部材BP（ブレーキペダル）の動きに連動するよう、制動操作部材BPに機械的に接続される。入力ピストンNNの端面とマスタピストンNMの端面とは隙間 L_n （「離間距離」ともいう）を有している。離間距離 L_n がサーボ圧 P_a によって調節されることで、回生協調制御が実現される。

[0039] 入力ユニットNRの入力室 R_n は、入力路HN（流体路）を介して、アプライユニットAPの反力室 R_s に接続される。入力路HNには、常閉型の第1制御弁VAが設けられる。入力路HNは、第1制御弁VAと反力室 R_s との間にて、リザーバ路HR（流体路）を介して、マスタリザーバRVに接続される。リザーバ路HRには、常開型の第2制御弁VBが設けられる。第1

、第2制御弁V A、V Bには、オン・オフ型の電磁弁が採用される。第1制御弁V Aと反力室R sとの間で、入力路H NにストロークシミュレータS Sが接続される。

[0040] 第1、第2制御弁V A、V Bに電力が供給されていない場合には、第1制御弁V Aは閉弁され、第2制御弁V Bは開弁される。第1制御弁V Aの閉弁により、入力室R nは封止され、流体ロックされる。これにより、マスタピストンN Mは、制動操作部材B Pと一体で変位する。また、第2制御弁V Bの開弁により、ストロークシミュレータS S、及び反力室R sは、マスタリザーバR Vに連通される。

[0041] 第1、第2制御弁V A、V Bに電力が供給される場合には、第1制御弁V Aは開弁され、第2制御弁V Bは閉弁される。これにより、マスタピストンN Mは、制動操作部材B Pとは別体で変位することが可能になる。このとき、入力室R nはストロークシミュレータS Sに接続されるので、制動操作部材B Pの操作力はストロークシミュレータS Sによって発生される。入力路H Nには、入力圧P nを検出するよう、入力室R nと第1制御弁V Aとの間に、入力圧センサP Nが設けられる。なお、入力圧P nは、ストロークシミュレータS S内の液圧でもある。

[0042] ≪制動コントローラE A≫

制動コントローラE Aによって、制動アクチュエータY Aが制御される。制動コントローラE Aは、マイクロプロセッサM P、及び駆動回路D Rにて構成される。コントローラE Aは、他のコントローラ（E Z、E G、E J等）との間で信号（検出値、演算値、制御フラグ等）を共有できるよう、通信バスB Sに接続される。

[0043] 制動コントローラE Aには、操作変位S p（操作変位センサS Pの検出値）、入力圧P n（入力圧センサP Nの検出値）、サーボ圧P a（サーボ圧センサP Aの検出値）、モータ回転角K a（回転角センサK Aの検出値）等の各種信号が直接入力される。更に、コントローラE Aには、供給圧P m、規範回生制動力F z、車体速度V x、目標加速度G s等の各種信号が、通信バ

スBSから入力される。また、制動コントローラEAからは、目標回生制動力Fh（回生制動力Fgの目標値）が、通信バスBSに出力される。なお、回生コントローラEGでは、通信バスBSから取得される目標回生制動力Fh（目標値）に基づいて、回生制動力Fg（実際値）が制御される。

[0044] 制動コントローラEA（特に、マイクロプロセッサMP）には、調圧制御のアルゴリズムがプログラムされている。「調圧制御」は、ホイール圧Pw（ $= Pwf$ 、 Pwr ）を調節するための制御であり、回生協調制御を含む。調圧制御は、上記の各種信号（Sp、Pa等）に基づいて実行される。調圧制御のアルゴリズムに基づいて、駆動回路DRによって、電気モータMA、及び各種電磁弁（VA等）が駆動される。駆動回路DRには、電気モータMAを駆動するよう、スイッチング素子（例えば、MOS-FET）にてインバータ回路が構成される。また、駆動回路DRには、各種電磁弁を駆動するよう、スイッチング素子が備えられる。加えて、駆動回路DRには、電気モータMAへの供給電流Im（モータ電流）を検出するモータ電流センサ（非図示）が含まれる。電気モータMAには、モータシャフトの位置Ka（回転角）を検出するよう、回転角センサKAが設けられる。

[0045] 制動コントローラEAでは、第1、第2制御弁VA、VBの駆動信号Va、Vb、及び電気モータMAの駆動信号Maが演算される。そして、各種の駆動信号（Ma等）に応じて、上記スイッチング素子が駆動される。具体的には、電磁弁の制御では、駆動信号Va、Vbに基づいて、第1、第2制御弁VA、VBへの給電が行われる。これにより、第1制御弁VAが開弁され、第2制御弁VBが閉弁される。加えて、調圧制御のアルゴリズムに基づいて、駆動信号Maが決定され、駆動信号Maに基づいて電気モータMAが制御される。

[0046] <液圧修正装置SZ>

制動制御装置SAとホイールシリンダCWとの間に、液圧修正装置SZが設けられる。液圧修正装置SZによって、アンチロックブレーキ制御、トラクション制御、横滑り防止制御等が実行される。前輪WHfに係る制動系統

(即ち、前輪連絡路 $H S f$)では、供給圧 $P m$ が、マスタシリンダ $C M$ から液压修正装置 $S Z$ に供給される。一方、後輪 $W H r$ に係る制動系統(即ち、後輪連絡路 $H S r$)では、サーボ圧 $P a$ が、液压発生ユニット $P U$ から液压修正装置 $S Z$ に直接供給される。液压修正装置 $S Z$ にて、供給圧 $P m$ 、及びサーボ圧 $P a$ が調整(増減)され、前輪、後輪ホイールシリンダ $C W f$ 、 $C W r$ の液压 $P w f$ 、 $P w r$ (前輪、後輪ホイール圧)として出力される。

[0047] 液压修正装置 $S Z$ は、修正アクチュエータ $Y Z$ 、及び修正コントローラ $E Z$ にて構成される。修正アクチュエータ $Y Z$ の構成は公知であるため、その説明は省略する。修正アクチュエータ $Y Z$ には、供給圧 $P m$ を検出するように、供給圧センサ $P M$ が設けられる。サーボ圧 $P a$ は、マスタピストン $N M$ を介して、供給圧 $P m$ として伝達される。従って、供給圧 $P m$ はサーボ圧 $P a$ に相当し、供給圧センサ $P M$ はサーボ圧センサ $P A$ に相当する。換言すれば、供給圧 $P m$ はサーボ圧 $P a$ の一例であり、供給圧センサ $P M$ はサーボ圧センサ $P A$ の一例である。

[0048] 回生協調制御が実行される場合には、修正アクチュエータ $Y Z$ の作動は停止されている。従って、回生協調制御の実行中は、サーボ圧 $P a$ は、供給圧 $P m$ を介して、前輪ホイール圧 $P w f$ として、前輪ホイールシリンダ $C W f$ に伝達される一方で、後輪ホイール圧 $P w r$ として、後輪ホイールシリンダ $C W r$ に直接伝達される。つまり、前輪制動系統では「 $P a = P m = P w f$ 」であり、後輪制動系統では「 $P a = P w r$ 」である。

[0049] 修正コントローラ $E Z$ は、制動コントローラ $E A$ と通信バス $B S$ を介して接続される。修正コントローラ $E Z$ には、車輪速度センサ $V W$ により検出される車輪速度 $V w$ 、及び供給圧センサ $P M$ により検出される供給圧 $P m$ が入力される。そして、修正コントローラ $E Z$ では、車輪速度 $V w$ に基づいて、車両の走行速度 $V x$ (車体速度)が演算される。車体速度 $V x$ 、及び供給圧 $P m$ は、通信バス $B S$ を通して、制動コントローラ $E A$ に送信される。

[0050] <調圧制御の処理>

図2のフロー図を参照して、調圧制御の処理例について説明する。調圧制

御では、回生装置K Gと制動制御装置S Aとの回生協調制御が実行される。回生協調制御では、回生制動力F gと摩擦制動力F eとが協働するよう調整されて、要求制動量B sに応じた総制動力F uが達成される。

[0051] 《各種制動力》

調圧制御の説明における各種の制動力は、以下の通りである。

－「総制動力F u」は、車両の全体に作用する実際の制動力である。総制動力F uに対応する目標値が「目標総制動力F v」である。

－「摩擦制動力F e（液圧制動力）」は、ホイール圧P wによって実際に発生する制動力である。摩擦制動力F eに対応する目標値が、「目標摩擦制動力F n」である。

－「回生制動力F g」は、回生装置K Gによって実際に発生される制動力である。回生制動力F gに対応する目標値が「目標回生制動力F h」である。目標回生制動力F hは、制動制御装置S A（特に、制動コントローラE A）にて演算され、通信バスB Sを介して、回生装置K G（特に、回生コントローラE G）に送信される。回生装置K Gでは、回生コントローラE Gによって、実際の回生制動力F gが、目標回生制動力F hに近付き、一致するように、ジェネレータG Nが制御される。

－「規範回生制動力F z」は、回生装置K Gが発生し得る回生制動力F gの最大値（限界値）である。従って、回生装置K Gは、「F g = 0」から規範回生制動力F zまでの範囲で、回生制動力F gを発生することができる。規範回生制動力F zは、回生装置K G（特に、回生コントローラE G）にて演算され、通信バスB Sを介して、制動制御装置S A（特に、制動コントローラE A）に送信される。なお、規範回生制動力F zは、車両の走行条件（例えば、走行路の摩擦係数）に応じて制限され得る。

[0052] 《各種液圧》

調圧制御の説明における各種の液圧は、以下の通りである。

－「サーボ圧P a」は、電動シリンダD Nの出力（即ち、制御室R cの内圧）である。サーボ圧P aは、サーボ圧センサP Aによって検出（取得）され

る。

—「目標圧 P_t 」は、サーボ圧 P_a （実際値）を制御するための目標値に相当する。

[0053] 制動制御装置 S_A における液圧伝達には、流体路での管摩擦抵抗、電磁弁のオリフィスとしての抵抗、シール部材 S_L の摺動抵抗等の各種抵抗が存在する。液圧に係るフィードバック制御では、実際値が目標値に一致するように制御されるが、上記抵抗を考慮すると、実際値と目標値との比較は、同一部位にて比較されることが望ましい。以下の説明では、該比較は、ホイールシリンダ C_W にて行われる。即ち、目標圧 P_t は、ホイール圧 P_w に対応するように決定される。そして、ホイール圧 P_w （実際値）は、上記抵抗に相当する液圧分が補償されて、サーボ圧 P_a （サーボ圧センサ P_A の検出値）から決定される。

[0054] 調圧制御では、先ず、第1、第2制御弁 V_A 、 V_B に電力供給が行われる。常閉型の第1制御弁 V_A が開弁され、常開型の第2制御弁 V_B が閉弁される。これにより、マスタピストン NM と制動操作部材 B_P とが別体で変位することができるので、前輪、後輪ホイール圧 P_{wf} 、 P_{wr} は、制動操作部材 B_P の操作とは独立で調整され得る。このとき、制動操作部材 B_P の操作力は、ストロークシミュレータ SS によって発生される。

[0055] ステップ S_{110} にて、制動コントローラ E_A にて、各種信号が読み込まれる。制動コントローラ E_A では、制動操作量 B_a （ S_p 、 P_n の総称）、目標加速度 G_s 、サーボ圧 P_a 、及び規範回生制動力 F_z が取得される。制動操作量 B_a 、及び目標加速度 G_s は、「制動要求量 B_s 」と総称される。制動要求量 B_s は、車両に対する制動要求を表す状態量である。サーボ圧 P_a は、サーボ圧センサ P_A 、及び供給圧センサ P_M のうちの少なくとも1つによって取得される。規範回生制動力 F_z は、回生装置 K_G （特に、回生コントローラ E_G ）によって決定され、通信バス B_S を介して、制動コントローラ E_A にて受信される。

[0056] ステップ S_{120} にて、制動要求量 B_s 、及び演算マップ Z_{fv} に基づい

て、目標総制動力 F_v （車両全体に作用する総制動力 F_u の目標値）が演算される。目標総制動力 F_v は、演算マップ Z_{fv} に従って、制動要求量 B_s が所定量 b_o 未満の場合には「0」に演算される。そして、制動要求量 B_s が所定量 b_o 以上の場合には、制動要求量 B_s の増加に伴い、目標総制動力 F_v が「0」から増加するように演算される。ここで、「所定量 b_o 」は、所定値（定数）として予め設定されている（以上、目標総制動力演算ブロック F_V を参照）。

[0057] ステップ S_{130} にて、回生協調制御が実行されるよう、目標圧 P_t が、目標総制動力 F_v 、及び規範回生制動力 F_z に基づいて演算される。「目標圧 P_t 」は、ホイール圧 P_w の目標値であり、サーボ圧 P_a を制御するための目標値である。ステップ S_{130} では、先ず、目標回生制動力 F_h 、及び目標摩擦制動力 F_n の総和 F_{nt} （「目標総和」ともいう）が演算される。ここで、「目標総和 F_{nt} 」は、前輪目標摩擦制動力 F_{nf} と後輪目標摩擦制動力 F_{nr} との和である（即ち、「 $F_{nt} = F_{nf} + F_{nr}$ 」）。そして、以下の2つの場合に分けられて、目標圧 P_t が決定される。

[0058] 場合（1）：目標総制動力 F_v が規範回生制動力 F_z 以下である場合には、目標回生制動力 F_h は目標総制動力 F_v に等しくされ、目標摩擦制動力 F_n の総和 F_{nt} （目標総和）は「0」にされる。即ち、「 $F_v \leq F_z$ 」の場合には「 $F_h = F_v$ 、 $F_{nt} = 0$ 」が決定される。

[0059] 場合（2）：目標総制動力 F_v が規範回生制動力 F_z よりも大きい場合には、目標回生制動力 F_h は規範回生制動力 F_z に等しくされ、目標総和 F_{nt} は「目標総制動力 F_v から目標回生制動力 F_h （ $= F_z$ ）が減算された値」にされる。即ち、「 $F_v > F_z$ 」の場合には「 $F_h = F_z$ 、 $F_{nt} = F_v - F_h = F_v - F_z$ 」が決定される。

[0060] 次に、目標総和 F_{nt} に基づいて、目標圧 P_t が演算される。具体的には、目標総和 F_{nt} が満足されるように、制動装置 S_X （ $= S_{Xf}$ 、 S_{Xr} ）の諸元に基づいて、目標圧 P_t が決定される。つまり、「 $F_v \leq F_z$ 」である場合（1）では、目標圧 P_t は「0」に決定される。これに対して、「 F

$v > F_z$ 」である場合（２）では、目標摩擦制動力 F_n の合計 F_{nt} （目標総和）が値「 $F_v - F_h$ 」に等しくなるように、目標圧 P_t が決定される。ここで、「制動装置 S_X の諸元」には、ホイールシリンダ CW の受圧面積、回転部材 K_T （ブレーキディスク）の有効制動半径、摩擦部材（ブレーキパッド）の摩擦係数、車輪 WH の有効半径が含まれる。なお、サーボ圧 P_a は、マスタシリンダ CM 、及びマスタピストン NM を介して、前輪ホイールシリンダ CW_f に伝達されるので、目標圧 P_t の演算においては、シール部材 SL の摺動抵抗が考慮され得る。

[0061] ステップ $S140$ にて、目標圧 P_t に基づいて、電気モータ MA が制御される。具体的には、先ず、液圧伝達経路における抵抗分（シール部材 SL の摺動抵抗等）が考慮されて、サーボ圧 P_a からホイール圧 P_w が算出される。ここで、サーボ圧 P_a は、サーボ圧センサ PA 、及び供給圧センサ PM のうちの少なくとも１つによって取得される。そして、電動シリンダ DN （特に、電気モータ MA ）の駆動により、ホイール圧 P_w （算出された実際値）が目標圧 P_t （目標値）に近付き、一致するように、サーボ圧 P_a が制御される。

[0062] <電動シリンダ DN の駆動制御>

図３のブロック図を参照して、電動シリンダ DN の駆動制御（即ち、ステップ $S140$ の処理）の詳細について説明する。電動シリンダ DN （特に、電気モータ MA ）は、目標圧 P_t 、サーボ圧 P_a 、及びモータ回転角 K_a に基づいて制御される。電気モータ MA の駆動制御は、ホイール圧演算ブロック PW 、液圧・液量変換ブロック ZE 、基準値演算ブロック KS 、修正値演算ブロック KP 、目標回転角演算ブロック KT 、及び回転角フィードバック制御ブロック KF にて構成される。

[0063] ホイール圧演算ブロック PW にて、サーボ圧 P_a に基づいて、ホイール圧 P_w が演算される。上述したように、目標圧 P_t は、ホイール圧 P_w に対応するように決定される。このため、液圧伝達経路における抵抗に基づいて、サーボ圧 P_a からホイール圧 P_w が決定される。

[0064] 液圧・液量変換ブロックZ Eにて、液圧から液量への変換（換算）が行われる。「液圧」は、ホイールシリンダC Wにおける圧力であり、「液量」はホイールシリンダC W内の制動液B Fの体積である。液量換算ブロックZ Eには、前輪、後輪変換マップZ e f、Z e r（「変換マップ」に相当）が設定されている。変換マップZ e f、Z e rには、ホイールシリンダC Wで発生する液圧P wとホイールシリンダC W内の制動液B Fの液量との関係（「液圧－液量特性」ともいう）が表現されている。なお、前輪、後輪変換マップZ e f、Z e rは、実験、解析等を通して予め求められ、コントローラE Aに記憶されている。

[0065] 液圧－液量特性（ホイール圧P wの非線形特性）では、ホイール圧P wが小さい場合には、ホイール圧P wが大きい場合に比較して、ホイール圧P wを発生するために、より多量の液量が必要になる。逆に、ホイール圧P wが大きい場合には、ホイール圧P wが小さい場合に比較して、少量の液量でホイール圧P wを発生することができる。つまり、液圧－液量特性では、液量は、ホイール圧P wの増加に対して、「上に凸」の特性で増加する。液圧－液量特性の非線形性は、制動装置S X（=S X f、S X r）における剛性特性（例えば、ブレーキキャリパ、摩擦部材等の剛性）が非線形であることに基づく。前輪制動装置S X fと後輪制動装置S X rとでは剛性特性が異なるため、前輪、後輪変換マップZ e f、Z e rは個別に設定される。

[0066] 液圧・液量変換ブロックZ Eには、規範液量演算ブロックE S、及び推定液量演算ブロックE Eが含まれる。規範液量演算ブロックE Sでは、目標圧P t、及び前輪、後輪変換マップZ e f、Z e rに基づいて、規範液量E sが演算される。「規範液量E s」は、目標圧P tを達成するために、前輪ホイールシリンダC W f、及び後輪ホイールシリンダC W rに流入されるべき制動液B Fの量（体積）である。換言すれば、規範液量E sは、制御シリンダC CからホイールシリンダC Wに供給されるべき液量の目標値である。

[0067] 詳細には、規範液量演算ブロックE Sでは、目標圧P t、及び前輪変換マップZ e fに基づいて、前輪規範液量E s fが演算される。「前輪規範液量

「 E_{sf} 」は、目標圧 P_t を達成するために、前輪ホイールシリンダ CW_f に流入されるべき液量（制動液 BF の体積）である。同様に、規範液量演算ブロック ES では、目標圧 P_t 、及び後輪変換マップ Z_{er} に基づいて、後輪規範液量 E_{sr} が演算される。「後輪規範液量 E_{sr} 」は、目標圧 P_t を達成するために、後輪ホイールシリンダ CW_r に流入されるべき液量である。そして、前輪規範液量 E_{sf} と後輪規範液量 E_{sr} とが加算されて、規範液量 E_s が決定される（即ち、「 $E_s = E_{sf} + E_{sr}$ 」）。つまり、規範液量 E_s は、前輪規範液量 E_{sf} と後輪規範液量 E_{sr} との和である。

[0068] 推定液量演算ブロック EE では、ホイール圧 P_w 、及び前輪、後輪変換マップ Z_{ef} 、 Z_{er} に基づいて、推定液量 E_e が演算される。「推定液量 E_e 」は、ホイール圧 P_w を発生するために、既に、前輪ホイールシリンダ CW_f 、及び後輪ホイールシリンダ CW_r に供給されたはずである制動液 BF の量（体積）である。具体的には、ホイール圧 P_w 、及び前輪変換マップ Z_{ef} （即ち、前輪ホイールシリンダ CW_f の液圧－液量特性）に基づいて、前輪推定液量 E_{ef} が演算される。同様に、後輪ホイール圧 P_w 、及び後輪変換マップ Z_{er} （即ち、後輪ホイールシリンダ CW_r の液圧－液量特性）に基づいて、後輪推定液量 E_{er} が演算される。そして、前輪推定液量 E_{ef} と後輪推定液量 E_{er} とが加算されて、推定液量 E_e が決定される（即ち、「 $E_e = E_{ef} + E_{er}$ 」）。つまり、推定液量 E_e は、前輪推定液量 E_{ef} と後輪推定液量 E_{er} との和であり、制御シリンダ CC からホイールシリンダ CW に流入したと推測される液量である。なお、ホイール圧 P_w は、サーボ圧 P_a から導出されるので、「推定液量 E_e は、サーボ圧 P_a 、及び前輪、後輪変換マップ Z_{ef} 、 Z_{er} に基づいて演算される」ということができる。

[0069] 基準値演算ブロック KS にて、規範液量 E_s （= $E_{sf} + E_{sr}$ ）に基づいて、基準値 K_s が決定される。「基準値 K_s 」は、電気モータ MA を制御するための目標値を決定するための状態量（変数）である。具体的には、基準値 K_s は、規範液量 E_s が、規範液量 E_s から電気モータ MA の回転角に

至るまでの次元（即ち、物理量）に換算された状態変数である。例えば、基準値 K_s の次元（物理量）として、液量の次元、制御ピストン NC の変位の次元、及び電気モータ MA の回転角の次元のうちの何れか1つが採用され得る。電動シリンダ DN において、構成部材の諸元は既知である。基準値演算ブロック KS では、電動シリンダ DN の諸元に基づいて、規範液量 E_s が基準値 K_s に変換される。従って、基準値 K_s は、規範液量 E_s が大きいほど、大きくなるように決定される。なお、電動シリンダ DN の諸元には、減速機 GS の減速比、変換機構 GH のリード（回転部材の1回転当りの直動部材の変位）、制御ピストン NC の受圧面積等が含まれる。

[0070] 修正値演算ブロック KP にて、規範液量 E_s 、及び推定液量 E_e に基づいて、修正値 K_p が演算される。修正値演算ブロック KP では、先ず、規範液量 E_s 、及び推定液量 E_e から液量偏差 h_E が演算される。「液量偏差 h_E 」は、規範液量 E_s と推定液量 E_e との差であり、目標圧 P_t を達成するために、ホイールシリンダ CW に供給されるべき液量 E_s （規範液量）と、ホイールシリンダ CW に実際に流入した液量 E_e （推定液量）との差である。具体的には、規範液量 E_s から推定液量 E_e が減算されて、液量偏差 h_E が決定される（即ち、「 $h_E = E_s - E_e$ 」）。そして、液量偏差 h_E が、電動シリンダ DN の構成部材の諸元に基づいて、基準値 K_s と同じ次元（物理量）に換算される。修正値 K_p は、液量偏差 h_E が大きいほど大きくなるように決定され、液量偏差 h_E が小さいほど小さくなるように決定される。

[0071] 目標回転角演算ブロック KT にて、基準値 K_s 、及び修正値 K_p に基づいて、目標回転角 K_t が演算される。「目標回転角 K_t 」は、電気モータ MA の回転角 K_a を制御するための最終的な目標値である。例えば、基準値 K_s と修正値 K_p とが加算されて、指示値 K_u が決定される（即ち、「 $K_u = K_s + K_p$ 」）。「指示値 K_u 」は、目標回転角 K_t を決定するための中間的な目標値に相当する。ここで、指示値 K_u の物理量（次元）は、基準値 K_s 、及び修正値 K_p の物理量と同じである。

[0072] 修正値 K_p は、サーボ圧 P_a を目標圧 P_t に一致させるための状態量であ

る。換言すれば、修正値 K_p に基づく基準値 K_s の修正は、制動液 B_F の液量に係るフィードバック制御に相当する。即ち、推定液量 E_e （実際値）が、規範液量 E_s （目標値）に近付き、一致するように、閉ループ制御が実行される。また、修正値 K_p による修正は、液圧に係るフィードバック制御としても機能する。これは、「推定液量 E_e はサーボ圧 P_a （実際値）から求められること」、及び「液量が適正化されると液圧も適正化されること」に基づく。制動制御装置 S_A では、修正値 K_p に基づくフィードバック制御により、ホイール圧 P_w の非線形が考慮された上で、サーボ圧 P_a が、目標圧 P_a に近付き、一致するように制御される。

[0073] 目標回転角演算ブロック K_T では、指示値 K_u に基づいて、目標回転角 K_t が演算される。具体的には、電動シリンダ D_N の構成部材の諸元（減速機 G_S の減速比、変換機構 G_H のリード等）を用いて、指示値 K_u が、モータ回転角 K_a の次元（物理量）に換算されて、目標回転角 K_t が決定される。目標回転角 K_t の決定に際しては、電気モータ M_A の応答性が考慮され得る。例えば、電気モータ M_A の応答モデルを通して、目標回転角 K_t に応答速度（即ち、単位時間当りの変化量）に制限が加えられる。これは、ステップ的に変化する目標回転角 K_t が演算されても、電気モータ M_A はこれに追従できないことに基づく。何れにしても、目標回転角演算ブロック K_T では、基準値 K_s 、及び修正値 K_p に基づいて、最終的な目標値である目標回転角 K_t が決定される。

[0074] 回転角フィードバック制御ブロック K_F にて、目標回転角 K_t 、及び実際のモータ回転角 K_a に基づいて、電気モータ M_A が制御される。具体的には、回転角センサ K_A にて取得されたモータ回転角 K_a （実際値）が、目標回転角 K_t （目標値）に近付き、一致するように（即ち、目標値 K_t と実際値 K_a との偏差 h_K が「0」に近づくように）、電気モータ M_A の駆動信号 M_a が決定される。そして、駆動回路 D_R （インバータ回路）では、モータ駆動信号 M_a に基づいて、電気モータ M_A に供給される電流 I_m （モータ電流）が調整される。即ち、回転角フィードバック制御ブロック K_F では、所謂

、回転角フィードバック制御が実行される。

[0075] 《変形例》

上述の実施形態では、規範液量演算ブロックE S、及び推定液量演算ブロックE Eでは、液圧を液量に変換する演算マップとして、前輪変換マップZ e fと後輪変換マップZ e rとが個別に設けられた。そして、前輪規範液量E s fと後輪規範液量E s rとが別々に演算されるとともに、前輪推定液量E e fと後輪推定液量E e rとが別々に決定された。これに代えて、液圧を液量に変換する演算マップとして、前輪、後輪変換マップZ e f、Z e rが統合された変換マップZ e k（「統合変換マップ」ともいう）が採用されてもよい（破線で示す特性を参照）。統合変換マップZ e kでも、液圧と液量との関係が規定される。統合変換マップZ e kが採用される構成では、目標圧P t、及び統合変換マップZ e kから算出される規範液量E sに基づいて、基準値K sが決定される。同様に、サーボ圧P a（即ち、ホイール圧P w）、及び統合変換マップZ e kから算出される推定液量E eに基づいて、補正值K hが決定される。なお、統合変換マップZ e kも、前輪、後輪変換マップZ e f、Z e rと同様に、実験、解析等により、予め求められている。

[0076] 《作用・効果》

制動制御装置S Aでは、目標圧P tとホイール圧P wとの差h P（液圧偏差）ではなく、規範液量E sと推定液量E eとの差h E（液量偏差）に基づいて、電気モータM Aの制御が行われる。このことについて、吹出し部X H Eを参照して説明する。吹出し部X H Eには、目標圧P tに対して、ホイール圧P wが、液圧偏差h P分だけ不足している状況が例示されている。ここで、特性（A）は、ホイールシリンダC Wにおける液圧－液量特性（即ち、ホイール圧P wの非線形特性）を示している。電動シリンダD Nの制御では、液圧－液量特性（A）は、変換マップZ e f、Z e r、Z e kによって考慮されている。

[0077] ホイール圧P wが、液圧偏差h P分だけ不足している場合には、ホイールシリンダC Wに供給された液量が、液量偏差h E分だけ足りていない。逆に

、ホイール圧 P_w が、液圧偏差 h_P だけ過剰である場合には、ホイールシリンダ CW に供給された液量が、液量偏差 h_E 分だけ余分である（非図示）。電動シリンダ DN から吐出される液量（体積）は、電気モータ MA の回転角 K_a に比例する。従って、モータ回転角 K_a とホイール圧 P_w との関係は非線形である。これに対して、モータ回転角 K_a と液量との関係は線形である。従って、制動制御装置 SA では、液圧に係るフィードバック制御において、液圧偏差 h_P は採用されず、液量偏差 h_E が採用される。液量偏差 h_E の演算には、変換マップ Z_{ef} 、 Z_{er} 、 Z_{ek} が考慮されているので、電気モータ MA の制御において、ホイール圧 P_w の非線形特性が適切に考慮され得る。

[0078] <制動制御装置 SA の第 2 の実施形態>

図 4 の概略図を参照して、車両の制動制御装置 SA に係る第 2 の実施形態について説明する。第 2 の実施形態でも、第 1 の実施形態と同様の方法により、電動シリンダ DN の電気モータ MA が制御される。

[0079] 第 1 の実施形態では、サーボ圧 P_a が、マスタシリンダ CM 、及びマスタピストン NM を介して、供給圧 P_m として伝達された。即ち、液圧の伝達経路においてアプライユニット AP と液圧発生ユニット PU とが直列に配置された。該構成に代えて、アプライユニット AP と液圧発生ユニット PU とが並列に配置されてもよい。第 2 の実施形態では、アプライユニット AP （特に、マスタシリンダ CM ）、及び液圧発生ユニット PU の夫々は、液圧修正装置 SZ （特に、修正アクチュエータ YZ ）に直に接続される。

[0080] 具体的には、第 2 の実施形態に係る制動制御装置 SA では、入力ユニット NR に代えて、遮断弁 VM 、シミュレータ弁 VS 、及び連通弁 VC が設けられる。遮断弁 VM は、常開型のオン・オフ電磁弁であり、シミュレータ弁 VS 、及び連通弁 VC は、常閉型のオン・オフ電磁弁である。遮断弁 VM は、マスタシリンダ CM （特に、マスタ室 R_m ）と前輪ホイールシリンダ CW_f とを接続する前輪連絡路 HS_f に設けられる。ストロークシミュレータ SS は、マスタシリンダ CM と遮断弁 VM との間の前輪連絡路 HS_f に、シミュ

レータ弁V Sを介して接続される。

[0081] 前輪、後輪連絡路H S f、H S r（前輪、後輪ホイールシリンダC W f、C W rに接続される流体路）と制御シリンダC C（特に、制御室R c）とが、連通路H V（流体路）を介して接続されている。連通路H Vは、前輪連絡路H S fと後輪連絡路H S fとを接続する流体路でもある。連通路H Vには、連通弁V Cが設けられる。

[0082] 調圧制御の実行時には、遮断弁V M、シミュレータ弁V S、及び連通弁V Cに電力が供給される。これにより、遮断弁V Mは閉弁されるとともに、シミュレータ弁V S、及び連通弁V Cは開弁される。マスタ室R mと前輪ホイールシリンダC W fとの接続が遮断され、サーボ圧P aが前輪ホイールシリンダC W fに供給される。また、マスタ室R mはストロークシミュレータS Sに接続されるので、制動操作部材B P（ブレーキペダル）の操作力は、ストロークシミュレータS Sによって発生される。なお、サーボ圧センサP Aは、液圧発生ユニットP Uに設けられてもよいし、修正アクチュエータY Zに設けられてもよい。サーボ圧センサP Aが、修正アクチュエータY Zに設けられる構成では、サーボ圧P aは、通信バスB Sを介して、制動コントローラE Aに取得される。

[0083] 第2の実施形態でも、第1の実施形態と同様の回生協調制御が実行され、同様の効果（ホイール圧P wの非線形特性に基づく電気モータM Aの制御）を奏する。

[0084] <制動制御装置S Aの他の実施形態等>

電動シリンダD Nを備える制動制御装置S Aの他の実施形態について説明する。他の実施形態でも、上記同様の効果を奏する。

[0085] 上述した制動制御装置S Aの実施形態では、サーボ圧P aが、電動シリンダD Nの吐出部に設けられたサーボ圧センサP Aの検出結果として取得された。これに代えて、サーボ圧センサP Aは、制御シリンダC CからホイールシリンダC Wに至るまでの液圧伝達経路に設けられ得る（例えば、供給圧センサP Mを参照）。何れにしても、推定液量E eの演算に採用されるサーボ

圧 P_a は、サーボ圧センサ P_A によって検出された実際値に基づく。

[0086] 上述した制動制御装置 S_A の実施形態では、目標圧 P_t は、ホイール圧 P_w (実際値) に対応する目標値として決定された。即ち、目標値と実際値とが比較される部位(「比較部位」ともいう)が、ホイールシリンダ CW であった。これに代えて、比較部位は、液圧が伝達される経路において、電動シリンダ DN の吐出部からホイールシリンダ CW までの何れの箇所であってもよい。例えば、比較部位として、サーボ圧センサ P_A の検出部位が採用されてもよい。該構成では、目標圧 P_t は、上記抵抗による液圧成分が補償されて、サーボ圧 P_a (実際値) に対応するように決定される。調圧制御において、目標値と実際値との比較部位が何れの場所であっても、目標圧 P_t は、サーボ圧 P_a を制御するための目標値である。また、規範液量 E_s は目標圧 P_t に基づいて決定され、推定液量 E_e はサーボ圧 P_a に基づいて決定される。更に、目標圧 P_t に対応する実際の液圧 (P_a 、 P_w 等) は、目標圧 P_t に近付き、一致するように制御される。

[0087] 上述した制動制御装置 S_A の実施形態では、制動装置 S_X として、ディスク型のものが採用された。これに代えて、制動装置 S_X として、ドラム型のものが採用されてもよい。ドラム型の制動装置 S_X では、車輪 WH に固定される回転部材 KT はブレーキドラムであり、摩擦部材はブレーキシューに張り付けられたブレーキライニングである。ドラム型の制動装置 S_X でも、ディスク型の制動装置 S_X と同様に、ホイールシリンダ CW のホイール圧 P_w により、ブレーキライニング(摩擦部材)がブレーキドラム(回転部材)に押圧されて、摩擦制動力 F_e が発生される。

[0088] 上述した制動制御装置 S_A の実施形態では、各種制動力の目標値 (F_v 、 F_z 、 F_h 、 F_n 等) が車両に作用する前後力の次元(対応する物理量)で演算された。これに代えて、車両の加速度の次元、或いは、車輪 WH のトルクの次元で演算されてもよい。これは、前後力から車両加速度に至る状態量(「力に係る状態量」という)は、等価であることに基づく。従って、目標圧 P_t は、制動要求量 B_s に基づいて、車両に作用する前後力から車両の減

速度に至るまでの力に係る状態量を介して演算される。

[0089] 上述した制動制御装置 S A は、前輪 W H f に回生装置 K G が備えられ、回生協調制御が実行される車両に適用された。回生協調制御が実行される車両では、回生装置 K G は、前輪 W H f、及び後輪 W H r のうちの少なくとも 1 つに備えられていればよい。また、制動制御装置 S A は、回生装置 K G が省略され、回生協調制御が実行されない車両にも適用され得る。つまり、制動制御装置 S A は、回生協調制御の有無とは無関係に、各種車両に適用され得る。

[0090] 上述した制動制御装置 S A の第 1 の実施形態では、アプライユニット A P において、マスタ室 R m の受圧面積 r_m （マスタ面積）とサーボ室 R u の受圧面積 r_u （サーボ面積）とが等しく設定された。マスタ面積 r_m とサーボ面積 r_u とは等しくなくてもよい。マスタ面積 r_m とサーボ面積 r_u とが異なる構成では、サーボ面積 r_u とマスタ面積 r_m との面積比に基づいて、供給圧 P_m （マスタ圧）とサーボ圧 P_a との変換演算が可能である（即ち、「 $P_m \cdot r_m = P_a \cdot r_u$ 」に基づく換算）。そして、サーボ圧センサ P A として供給圧センサ P M が採用され、サーボ圧 P_a として供給圧 P_m が採用される構成では、供給圧 P_m が上記面積比に基づいて、サーボ圧 P_a に換算される。

[0091] <実施形態のまとめ>

車両の制動制御装置 S A は、サーボ圧 P_a によってホイールシリンダ C W のホイール圧 P_w を調整する。制動制御装置 S A には、制御シリンダ C C、制御ピストン N C、電気モータ M A、サーボ圧センサ（P A、P M 等）、及びコントローラ E A が備えられる。

[0092] 制御シリンダ C C には、制御ピストン N C が挿入される。制御シリンダ C C では、電気モータ M A の動力により制御ピストン N C が移動されることでサーボ圧 P_a が発生する。コントローラ E A では、車両の制動要求量 B_s に基づいて目標圧 P_t が演算される。そして、目標圧 P_t に基づいて電気モータ M A が制御される。ここで、目標圧 P_t は、サーボ圧 P_a を制御するため

の目標値である。また、サーボ圧 P_a （実際値）は、サーボ圧センサ（ P_A 、 P_M 等）によって検出され、コントローラ E_A にて取得される。

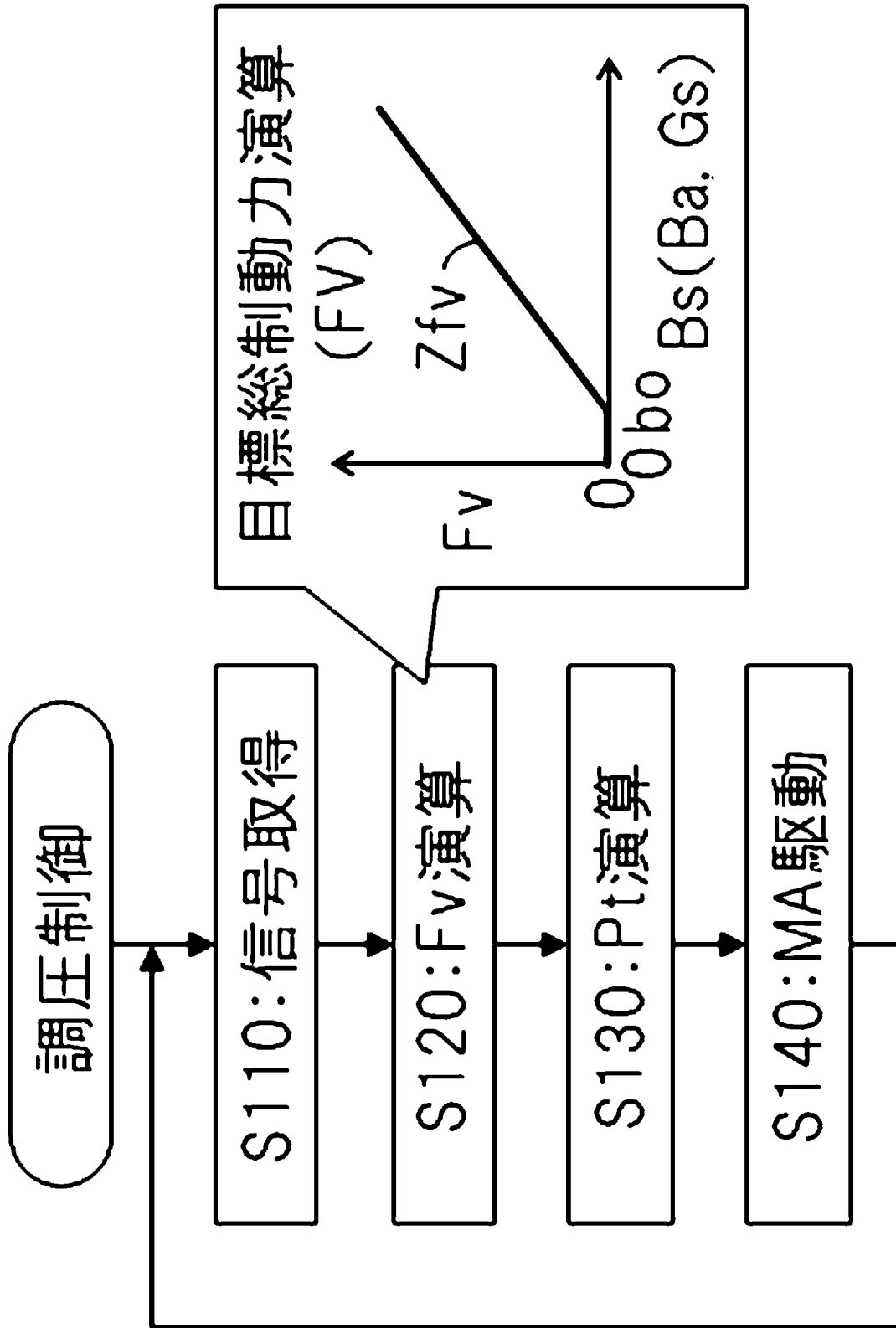
[0093] コントローラ E_A では、目標圧 P_t に基づいて規範流量 E_s （ホイールシリンダ CW に流入されるべき流量）が演算され、サーボ圧 P_a に基づいて推定流量 E_e （ホイールシリンダ CW に流入したと推測される流量）が演算される。規範流量 E_s 、及び推定流量 E_e の決定には、変換マップ Z_{ef} 、 Z_{er} 、 Z_{ek} が用いられる。そして、推定流量 E_e と規範流量 E_s との偏差 h_E （流量偏差）に基づいて電気モータ MA が制御される。詳細には、基準値 K_s が規範流量 E_s に基づいて決定され、修正値 K_p が流量偏差 h_E に基づいて決定される。目標回転角 K_t が、基準値 K_s 、及び修正値 K_p に基づいて演算される。そして、電気モータ MA の回転角 K_a （実際値）が、目標回転角 K_t （目標値）に近付き、一致するよう、電気モータ MA への供給電流 I_m が制御される。

[0094] ホイール圧 P_w とホイールシリンダ内の流量との関係は非線形である。これに対して、制御シリンダ CC から供給される流量は電気モータ MA の回転角 K_a に比例する。このため、モータ回転角 K_a とホイール圧 P_w との関係は非線形である。制動制御装置 SA では、ホイール圧 P_w を制御するにあたり、変換マップ Z_{ef} 、 Z_{er} 、 Z_{ek} （ホイールシリンダ CW 内の流量とホイール圧 P_w との関係を表す特性）により液圧が流量に変換される。そして、目標圧 P_t に基づく規範流量 E_s とサーボ圧 P_a に基づく推定流量 E_e との比較結果（即ち、流量偏差 h_E ）により、モータ回転角 K_a が制御される。具体的には、推定流量 E_e （実際値）が、規範流量 E_s （目標値）に近付き、一致するよう（即ち、流量偏差 h_E が、「0」に近付き、一致するよう）、電気モータ MA の回転角 K_a が制御される。液圧フィードバック制御において、流量の次元にて電気モータ MA が制御されることにより、ホイール圧 P_w の非線形特性（即ち、流量－液圧特性）が、電気モータ MA の回転角制御に適切に反映される。結果、電動シリンダ DN によるホイール圧 P_w の調圧精度が向上される。

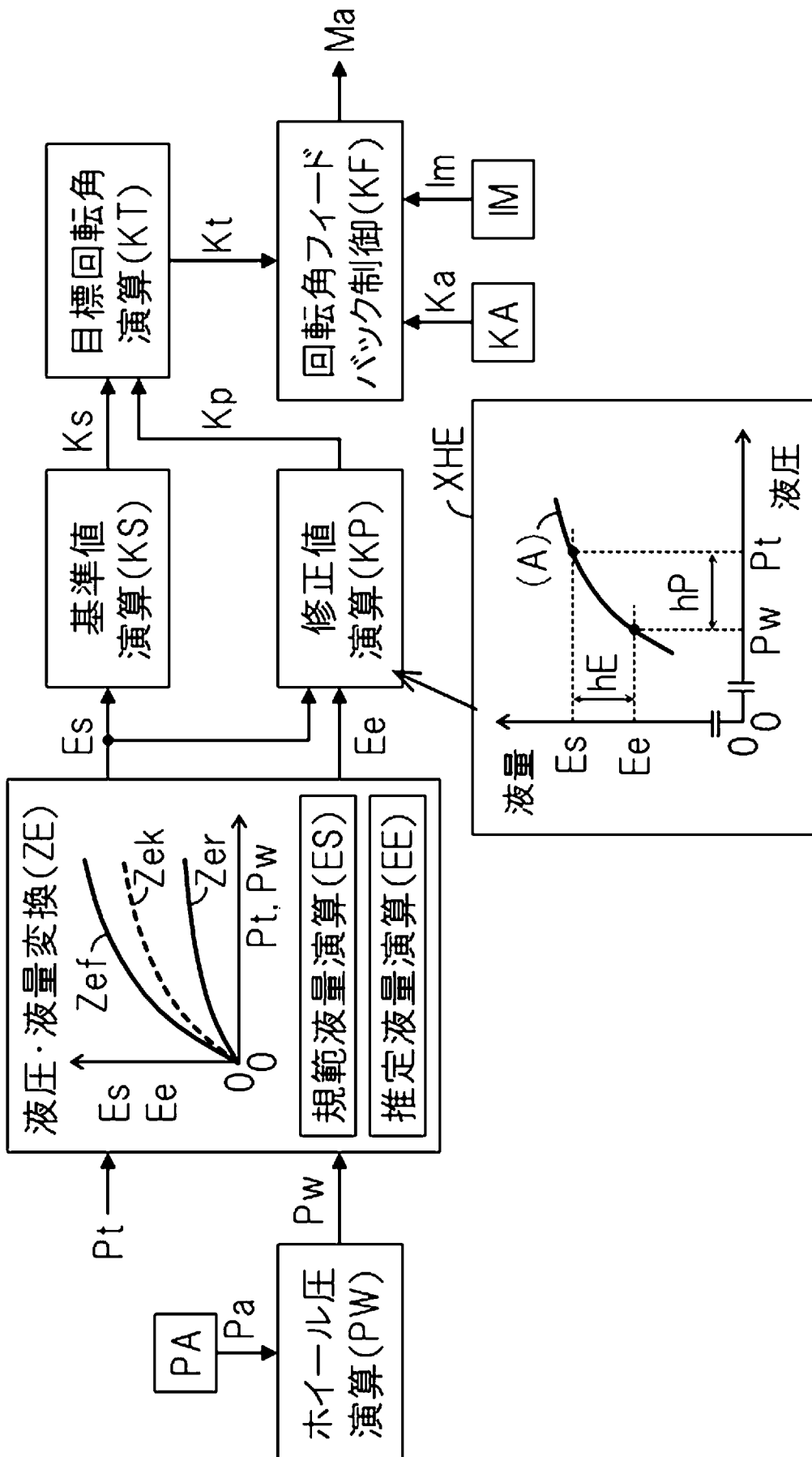
請求の範囲

- [請求項1] 制御ピストンが挿入され、電気モータにより該制御ピストンを移動することでサーボ圧を発生する制御シリンダと、前記サーボ圧を検出するサーボ圧センサと、制動要求量に基づいて目標圧を演算し、該目標圧、及び前記サーボ圧に基づいて前記電気モータを制御するコントローラと、を備え、前記サーボ圧によりホイールシリンダのホイール圧を調整する、車両の制動制御装置において、
- 前記コントローラは、前記目標圧に基づいて前記ホイールシリンダに流入されるべき規範液量を演算し、前記サーボ圧に基づいて前記ホイールシリンダに流入したと推測される推定液量を演算し、前記推定液量と前記規範液量との偏差に基づいて前記電気モータを制御する、車両の制動制御装置。
- [請求項2] 請求項1に記載される車両の制動制御装置において、
- 前記コントローラは、前記規範液量から算出される基準値、及び前記偏差から算出される前記修正値に基づいて前記電気モータの回転角を制御する、車両の制動制御装置。
- [請求項3] 請求項1に記載される車両の制動制御装置において、
- 前記コントローラは、前記ホイールシリンダ内の制動液の体積と前記ホイール圧との関係を表す変換マップに基づいて、前記規範液量、及び前記推定液量を決定する、車両の制動制御装置。

[図2]



[図3]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2024/041347

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER B60T 8/17 (2006.01)i; B60T 13/138 (2006.01)i FI: B60T8/17 B; B60T13/138 A 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) B60T8/17; B60T13/138 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2025 Registered utility model specifications of Japan 1996-2025 Published registered utility model applications of Japan 1994-2025 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.
X	JP 2023-131933 A (ADVICS CO., LTD.) 22 September 2023 (2023-09-22) paragraphs [0012]-[0088], [0091], [0094], fig. 1-7	1-3
☐ 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 “D” document cited by the applicant in the international application “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 23 January 2025		Date of mailing of the international search report 04 February 2025
Name and mailing address of the ISA/JP Japan Patent Office (ISA/JP) 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915 Japan		Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2024/041347

Patent document cited in search report	Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP 2023-131933 A	22 September 2023	WO 2023/171810 A1 CN 118829570 A	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

B60T 8/17(2006.01)i; B60T 13/138(2006.01)i

FI: B60T8/17 B; B60T13/138 A

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））

B60T8/17; B60T13/138

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 - 2025年

日本国実用新案登録公報

1996 - 2025年

日本国登録実用新案公報

1994 - 2025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
X	JP 2023-131933 A（株式会社アドヴィックス）22.09.2023（2023 - 09 - 22） 段落0012 - 0088、0091、0094、図1 - 7	1-3

☐ 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、一般的技术水準を示すもの

“D” 国際出願で出願人が先行技術文献として記載した文献

“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抵触するものではなく、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

23.01.2025

国際調査報告の発送日

04.02.2025

名称及びあて先

日本国特許庁(ISA/JP)

〒100-8915

日本国

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

権限のある職員（特許庁審査官）

後藤 健志 3W 3433

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

様式 PCT/ISA/210（第2ページ）（2022年7月）

国際出願番号
PCT/JP2024/041347

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
JP	2023-131933	A	22.09.2023	WO	2023/171810	A1	
				CN	118829570	A	
