

(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
2022年9月1日(01.09.2022)



(10) 国際公開番号

WO 2022/181779 A1

(51) 国際特許分類:

B60T 13/122 (2006.01) B60T 8/17 (2006.01)
B60T 8/00 (2006.01)

長坂 学(NAGASAKA, Manabu); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP2022/007976

(22) 国際出願日: 2022年2月25日(25.02.2022)

(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 2021-031059 2021年2月26日(26.02.2021) JP

(71) 出願人: 株式会社アドヴィックス(ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 Aichi (JP).

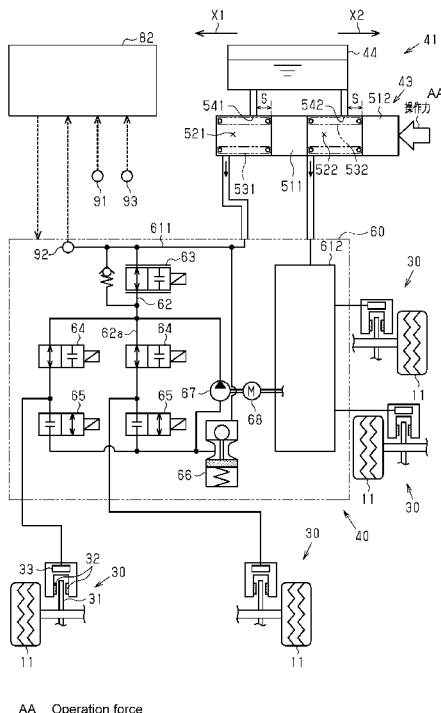
(72) 発明者: 余 語 和 俊(YOGO, Kazutoshi); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP).

(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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JM, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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,

(54) Title: BRAKE DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の制動装置



(57) Abstract: A brake device 40 comprises a hydraulic pressure generation device 41, a brake actuator 60, and a brake control unit 82. The brake control unit 82 executes an assistance process that, according to a master pressure in hydraulic pressure chambers 521, 522 of a master cylinder 43 in the hydraulic pressure generation device 41, or according to an operation-related force which is the operation force inputted to a brake operation member by a driver, controls an assisting hydraulic pressure which is the amount of increase in the wheel pressure due to movement of the brake actuator 60. The brake control unit 82 executes reduction control that reduces/corrects the assisting hydraulic pressure when pistons 511, 512 of the master cylinder 43 are located further in a retreating direction X2 than a second position during the assistance process.

(57) 要約: 制動装置40は、液圧発生装置41と、制動アクチュエータ60と、制動制御部82とを備える。制動制御部82は、液圧発生装置41におけるマスタシリンダ43の液圧室521, 522のマスタ圧、又は、運転者から制動操作部材に入力される操作力である操作関連力に応じ、制動アクチュエータ60の作動に起因するホイール圧の増大量である助勢液圧を制御する助勢処理を実行する。制動制御部82は、助勢処理において、マスタシリンダ43のピストン511, 512が第2位置よりも後退方向X2に位置する場合には、助勢液圧を減少補正する減少制御を実施する。

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：

一 国際調査報告（条約第21条(3)）

明 細 書

発明の名称： 車両の制動装置

技術分野

[0001] 本発明は、車輪に対して設けられているホイールシリンダ内の液圧を調整する車両の制動装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 には、液圧発生装置と、制動アクチュエータとを備える車両の制動装置の一例が記載されている。当該制動装置において、液圧発生装置は、マスタシリンダと、ブレーキ液が貯留されているリザーバタンクとを備えている。マスタシリンダ内には液圧室が区画されており、液圧室はポートを介してリザーバタンク内と連通している。マスタシリンダは、運転者による制動操作量が増大されている場合に前進方向に移動するピストンを備えている。制動操作が行われていない場合におけるピストンの位置を第 1 位置とする。ピストンが第 1 位置に位置する状態からピストンが前進方向に移動すると、液圧室の容積が徐々に小さくなる。そして、ピストンが第 2 位置に達すると、ポートが閉塞され、ポートを介した液圧室とリザーバタンク内との連通が遮断される。そのため、この状態から前進方向にさらにピストンが移動すると、液圧室の液圧であるマスタ圧が高くなる。これにより、液圧室と連通するホイールシリンダ内の液圧であるホイール圧が高くなる。なお、マスタ圧の増大によって発生するホイール圧を、基礎液圧という。また、制動アクチュエータの作動によるホイール圧の増大量を、制御液圧という。

[0003] 特許文献 1 によれば、上記ポートにはオリフィスが設けられている。そのため、運転者による制動操作に起因するピストンの前進方向への移動速度が高い場合、液圧室の容積の変化に伴って液圧室からリザーバタンクに流出するブレーキ液の量がオリフィス効果によって減少する。その結果、ピストンが第 2 位置に達する前からマスタ圧の増大が開始されるようになる。すなわち、ピストンが第 2 位置に達する前から基礎液圧を高くできる。

[0004] ところで、上記のような液压発生装置では、運転者の制動操作を助勢するブースタ装置として、バキューム方式のブースタが採用される。この場合、ブースタ装置内の圧力室の負圧であるブースト圧があまり高くない状態で運転者が制動操作を行うと、当該制動操作を十分に助勢できないことがある。すなわち、ブースト圧に応じた液压をマスタ圧が越える以前と比較し、ブースト圧に応じた液压をマスタ圧を超えた以降では、ブースタ装置による制動操作の助勢効率が急に低くなってしまう。このように助勢効率が急に変わるタイミングにおけるマスタ圧を、変曲点という。

[0005] そこで、特許文献2では、マスタ圧が変曲点に達する前から、制動アクチュエータを作動させることにより、ホイール圧を増大させ、運転者の制動操作を助勢するようにしている。制動アクチュエータの作動によって運転者の制動操作を助勢するためのホイール圧の増大量を助勢液压とした場合、マスタ圧、又は操作力に応じた値が助勢液压として設定されることがある。この場合、基礎液压と助勢液压との和が、ホイール圧となる。ここでいう操作力とは、運転者からブレーキペダルに入力される力である。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2011-213242号公報

特許文献2：特許第5217472号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献1に記載の制動装置において、特許文献2に記載されているように、運転者が制動操作を行っている場合に制動アクチュエータの作動によってホイール圧を増大させ、運転者の制動操作を助勢することを考える。特許文献1に記載の制動装置では、運転者の制動操作に起因するピストンの前進方向への移動速度が高いと、ピストンによってポートが閉塞される前からマスタ圧の増大が開始される。このとき、マスタ圧の増大に応じて操作力も増

大する。すなわち、ポートが閉塞される前から、制動アクチュエータの作動によってホイール圧が増大される。したがって、運転者の制動操作量に対してホイール圧が高くなりすぎ、ブレーキが効き過ぎになるおそれがある。

課題を解決するための手段

[0008] 上記課題を解決するための車両の制動装置は、車輪に対して設けられているホイールシリンダ内の液压であるホイール圧を調整する装置である。この制動装置は、ブレーキ液を貯留するリザーバタンク、及び、ポートを介して前記リザーバタンク内と連通する液压室が内部に設けられているマスタシリンダを有し、前記液压室が液路を介して前記ホイールシリンダ内と連通しており、前記液压室の液压であるマスタ圧に応じた前記ホイール圧である基礎液压を前記ホイールシリンダ内に発生させる液压発生装置と、前記ホイール圧を調整すべく作動する制動アクチュエータと、前記制動アクチュエータを制御する制御装置と、を備えている。前記マスタシリンダは、制動操作部材が操作されて前進方向に移動すると、前記液压室の容積を小さくし、前記制動操作部材が操作されて前記前進方向の反対方向である後退方向に移動すると、前記液压室の容積を大きくするピストンを有し、前記ピストンが第1位置に位置する状態で前記制動操作部材の操作が開始されて前記ピストンが前記前進方向に移動することにより、前記第1位置よりも前記前進方向に位置する第2位置に前記ピストンが達すると、前記ポートを閉塞し、前記ポートが閉塞された状態で前記ピストンが前記前進方向に移動すると、前記マスタ圧を増大するように構成されている。前記制御装置は、前記マスタ圧、又は、前記車両の運転者から前記制動操作部材に入力される操作力である操作関連力に応じ、前記制動アクチュエータの作動に起因する前記ホイール圧の増大量である助勢液压を制御する助勢処理を実行するようになっている。そして、前記制御装置は、前記助勢処理において、前記ピストンが前記第2位置よりも前記後退方向に位置する場合には、前記助勢液压を減少補正する減少制御を実施する。

[0009] 運転者によって制動操作が開始された場合、マスタシリンダではピストン

が前進方向に移動する。この際、ピストンの移動速度が高いと、ピストンが第2位置に達しておらず、ポートによって液压室とリザーバタンク内とが連通していても、マスタ圧が増大され始めることがある。その結果、ホイールシリンダ内では、基礎液压が発生し、ホイール圧が増大される。

[0010] 上記構成では、制動操作が行われている場合に助勢処理が実行されると、操作関連力に基づいて制動アクチュエータが作動することにより、助勢液压が制御される。この場合、ホイール圧は、基礎液压と助勢液压との和となる。

[0011] ピストンが第2位置よりも後退方向に位置する場合、ポートを介して液压室とリザーバタンク内とが連通している。この場合、上記構成では、助勢液压を減少補正する減少制御が実施される。このように減少制御が実施されると、助勢液压が高くなりにくい。その結果、ポートが閉塞される前からマスタ圧が増大される場合にホイール圧が高くなりすぎることを抑制できる。

[0012] したがって、上記構成によれば、運転者の制動操作量に対してブレーキが効き過ぎになることを抑制できる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]第1実施形態の制動装置を備える車両の概略を示す構成図。

[図2]同制動装置の概略を示す構成図。

[図3]同制動装置の液压発生装置の一部を示す端面図。

[図4]同液压発生装置において、ピストンの位置とマスタ圧との関係を示すグラフ。

[図5]同制動装置の制動制御部が実行する各処理を説明する図。

[図6] (a) ~ (d) は、比較例を説明するタイミングチャート。

[図7] (a) ~ (d) は、第1実施形態の制動装置において運転者が制動操作を行った場合のタイミングチャート。

[図8]基準変曲点を推定変曲点とする場合における操作力とホイール圧との関係を示す図。

[図9]基準変曲点から補正値を引いた値を推定変曲点とする場合における操作

力とホイール圧との関係を示す図。

[図10]第2実施形態の制動装置における制動制御部が実行する各処理のうちの一部分を説明する図。

[図11]第2実施形態の制動装置において、制動操作部材に入力される操作力が増大される際におけるホイール圧の推移を示す図。

[図12]第3実施形態の制動装置における制動制御部が実行する各処理のうちの一部分を説明する図。

発明を実施するための形態

[0014] (第1実施形態)

以下、車両の制動装置の第1実施形態を図1～図9に従って説明する。

<全体構成>

図1には、本実施形態の制動装置40を備える車両10が図示されている。車両10は、パワーユニット21を備えている。

[0015] パワーユニット21は、車両10の動力源としてエンジン22及び駆動モータ23を有している。すなわち、エンジン22及び駆動モータ23のうちの少なくとも一方から出力された駆動力が車輪11に入力される。また、車両制動時には、車輪11の回転を駆動モータ23に伝えることにより、駆動モータ23に発電させることができる。この場合、車両10では、駆動モータ23の発電量に応じた制動力である回生制動力が発生する。

[0016] 車両10には、複数の車輪11の各々に対して制動機構30が設けられている。各制動機構30は、対応する車輪11と一体回転する回転体31と、摩擦材32と、ホイールシリンダ33とを有している。ホイールシリンダ33内の液圧であるホイール圧が高いほど、摩擦材32を回転体31に押し付ける力である押圧力が大きくなる。押圧力が大きいほど、制動機構30の作動によって車輪11に対する摩擦制動力が大きくなる。

[0017] 車両10は、液圧発生装置41と、制動アクチュエータ60とを備えている。液圧発生装置41及び制動アクチュエータ60によって、各車輪11に対する摩擦制動力が調整される。なお、各車輪11に対する摩擦制動力の合

計が、車両 10 に対する摩擦制動力に相当する。

[0018] < 液圧発生装置 41 の構成 >

図 1 に示すように、液圧発生装置 41 は、ブースタ装置 42 と、マスタシリンダ 43 と、リザーバタンク 44 とを有している。ブースタ装置 42 には、制動操作部材 45 が連結されている。制動操作部材 45 としては、例えば、ブレーキペダルを挙げることができる。ブースタ装置 42 は、エンジン 22 の運転によって発生する負圧であるブースト圧を利用して、運転者によって制動操作部材 45 に入力された操作力を倍力する。そして、ブースタ装置 42 によって倍力された操作力がマスタシリンダ 43 に入力される。

[0019] 図 2 に示すように、マスタシリンダ 43 は、2つのピストン 511, 512 を有している。各ピストン 511, 512 は、操作力が入力されると、図 2 に示す前進方向 X1 に移動する。前進方向 X1 の反対方向を後退方向 X2 としたとき、2つのピストン 511, 512 のうち、ピストン 511 が前進方向 X1 に位置し、ピストン 512 が後退方向 X2 に位置する。

[0020] マスタシリンダ 43 内には、2つの液圧室 521, 522 が設けられている。すなわち、2つのピストン 511, 512 によって各液圧室 521, 522 が区画されている。ピストン 511 が前進方向 X1 に移動すると、液圧室 521 の容積が小さくなる。ピストン 511 が後退方向 X2 に移動すると、液圧室 521 の容積が大きくなる。また、ピストン 512 がピストン 511 に対して前進方向 X1 に相対移動すると、液圧室 522 の容積が小さくなる。ピストン 512 がピストン 511 に対して後退方向 X2 に相対移動すると、液圧室 522 の容積が大きくなる。

[0021] マスタシリンダ 43 は、ピストン 511 を後退方向 X2 に付勢するスプリング 531 と、ピストン 512 を後退方向 X2 に付勢するスプリング 532 とを有している。そのため、マスタシリンダ 43 に入力される操作力が減少されると、スプリング 531, 532 の付勢力によって各ピストン 511, 512 が後退方向 X2 に移動する。

[0022] マスタシリンダ 43 は、液圧室 521 とリザーバタンク 44 内とを連通す

るポート541と、液压室522とリザーバタンク44内とを連通するポート542とを有している。図3に示すように、各ポート541, 542内には、オリフィス54aが設けられている。

[0023] 運転者が制動操作部材45を操作することを「制動操作」とし、制動操作が行われていないときの各ピストン511, 512の位置を「第1位置」とする。各液压室521, 522の液压を「マスタ圧」とする。各ピストン511, 512が第1位置に位置する場合、各ポート541, 542は閉塞されていない。すなわち、液压室521はポート541を介してリザーバタンク44内と連通しているとともに、液压室522はポート542を介してリザーバタンク44内と連通している。各ピストン511, 512が第1位置に位置する状態で制動操作が開始されて各ピストン511, 512が前進方向X1に移動する。この際、ポート541が閉塞されていないと、液压室521のマスタ圧が増大されない。同様に、ポート542が閉塞されていないと、液压室522のマスタ圧が増大されない。各ピストン511, 512の前進方向X1への移動によって、第1位置よりも前進方向X1に位置する第2位置に各ピストン511, 512が達すると、ポート541がピストン511によって閉塞されるとともに、ポート542がピストン512によって閉塞される。第2位置とは、第1位置から前進方向X1に所定距離Sだけ離れた位置である。各ポート541, 542が閉塞された状態で各ピストン511, 512が前進方向X1にさらに移動すると、マスタ圧が増大される。

[0024] 図4に破線で示すように、各ピストン511, 512が第2位置よりも後退方向X2に位置する場合、各液压室521, 522とリザーバタンク44内とが連通しているため、マスタ圧は「0」である。つまり、マスタ圧が発生しない。しかし、各ピストン511, 512が第2位置に位置する状態から各ピストン511, 512が前進方向X1に移動すると、各液压室521, 522とリザーバタンク44内との連通が遮断されるため、マスタ圧が徐々に高くなる。つまり、マスタ圧が発生する。

[0025] 図3に示したようにポート541, 542内にはオリフィス54aが設け

られている。そのため、運転者が制動操作部材 4 5 を操作する速度が高く、各ピストン 5 1 1, 5 1 2 の前進方向 X 1 への移動速度が高い場合、各液圧室 5 2 1, 5 2 2 の容積の変化に伴って各液圧室 5 2 1, 5 2 2 からポート 5 4 1, 5 4 2 を介してリザーバタンク 4 4 内に流出するブレーキ液の量が、オリフィス効果によって減少する。その結果、図 4 に実線で示すように、各ピストン 5 1 1, 5 1 2 が第 2 位置よりも後退方向 X 2 に位置する状態から各液圧室 5 2 1, 5 2 2 でマスタ圧の増大が開始される。すなわち、各液圧室 5 2 1, 5 2 2 でマスタ圧が発生する。

[0026] 図 1 及び図 2 に示すように、各液圧室 5 2 1, 5 2 2 は、ホイールシリンダ 3 3 内と連通している。そのため、マスタ圧が発生すると、すなわちマスタ圧が「0」よりも高くなると、各ホイールシリンダ 3 3 内のホイール圧が高くなる。マスタ圧に応じたホイール圧である基礎液圧が発生する。つまり、液圧発生装置 4 1 は、基礎液圧を各ホイールシリンダ 3 3 内に発生させる装置である。

[0027] 本実施形態では、各ピストン 5 1 1, 5 1 2 の第 2 位置が、共に第 1 位置に対して前進方向 X 1 に所定距離 S だけ離れている。別の構成として、各ピストン 5 1 1, 5 1 2 における第 1 位置から第 2 位置までの距離が異なる場合も考えられる。この場合、各ピストン 5 1 1, 5 1 2 における第 1 位置から第 2 位置までの距離のうち、より離れた距離に達したとき、各液圧室 5 2 1, 5 2 2 でマスタ圧の増大が開始される。

[0028] <制動アクチュエータ 6 0 の構成>

図 2 に示すように、制動アクチュエータ 6 0 は、2 系統の液圧回路 6 1 1, 6 1 2 を備えている。第 1 液圧回路 6 1 1 には、複数のホイールシリンダ 3 3 のうちの 2 つのホイールシリンダ 3 3 が接続されている。第 2 液圧回路 6 1 2 には、残りの 2 つのホイールシリンダ 3 3 が接続されている。第 1 液圧回路 6 1 1 は、マスタシリンダ 4 3 の液圧室 5 2 1 に接続されている。第 2 液圧回路 6 1 2 は、マスタシリンダ 4 3 の液圧室 5 2 2 に接続されている。

- [0029] 第1 液圧回路 6 1 1 は、液圧室 5 2 1 とホイールシリンダ 3 3 とを繋ぐ液路 6 2 と、液路 6 2 に配置されている差圧調整弁 6 3 とを備えている。差圧調整弁 6 3 は、常開型のリニア電磁弁である。差圧調整弁 6 3 は、差圧調整弁 6 3 よりもマスタシリンダ 4 3 側の部分と差圧調整弁 6 3 よりもホイールシリンダ 3 3 側の部分との差圧を調整すべく駆動する。すなわち、差圧調整弁 6 3 を駆動させることにより、液圧室 5 2 1 とホイールシリンダ 3 3 内との間の差圧を調整できる。
- [0030] 第1 液圧回路 6 1 1 には、ホイール圧の増大を規制する際に閉弁される保持弁 6 4 と、ホイール圧を減少させる際に開弁される減圧弁 6 5 とが設けられている。第1 液圧回路 6 1 1 には、第1 液圧回路 6 1 1 に接続されているホイールシリンダ 3 3 と同数の保持弁 6 4 及び減圧弁 6 5 が設けられている。また、第1 液圧回路 6 1 1 には、リザーバ 6 6 が接続されている。リザーバ 6 6 には、減圧弁 6 5 を開弁させた際にホイールシリンダ 3 3 から流出したブレーキ液が一時的に貯留される。
- [0031] 第1 液圧回路 6 1 1 には、液路 6 2 における差圧調整弁 6 3 と各ホイールシリンダ 3 3 との間の部分である供給液路 6 2 a にブレーキ液を供給するポンプ 6 7 が接続されている。詳しくは、ポンプ 6 7 は、差圧調整弁 6 3 と保持弁 6 4 との間の液路にブレーキ液を供給する。ポンプ 6 7 は、ポンプ用モータ 6 8 を動力源とするポンプである。ポンプ 6 7 は、リザーバ 6 6 内のブレーキ液、及び、マスタシリンダ 4 3 内のブレーキ液を汲み上げて供給液路 6 2 a に供給できる。リザーバ 6 6 がブレーキ液を蓄えていない場合、リザーバピストンに固定されたロッドがチェック弁のボールを押し上げる。これにより、リザーバ 6 6 内とマスタシリンダ 4 3 内が連通状態となる。そのため、ポンプ 6 7 は、マスタシリンダ 4 3 内のブレーキ液を汲み上げる。一方、リザーバ 6 6 がブレーキ液を蓄えている場合、リザーバピストンが下降しており、チェック弁によってリザーバ 6 6 内とマスタシリンダ 4 3 内との連通が遮断される。そのため、ポンプ 6 7 は、リザーバ 6 6 内のブレーキ液を汲み上げる。

[0032] 第2 液压回路 6 1 2 の構造は、第1 液压回路 6 1 1 の構造とほぼ同一であるため、本明細書では、第2 液压回路 6 1 2 の構造の説明については割愛する。

本実施形態において、制動アクチュエータ 6 0 は、ポンプ 6 7 のブレーキ液の吐出量と、差圧調整弁 6 3 に対する指令値（電流値）とを調整することにより、ホイール圧を制御できる。制動アクチュエータ 6 0 の作動によるホイール圧の増大量を、「制御液压」という。

[0033] <制御装置 8 0 について>

図 1 に示すように、車両 1 0 は、制御装置 8 0 を備えている。制御装置 8 0 は、駆動制御部 8 1 と、制動制御部 8 2 とを有している。駆動制御部 8 1 及び制動制御部 8 2 は、互いに情報の送受信が可能である。駆動制御部 8 1 は、パワーユニット 2 1 を制御する。すなわち、パワーユニット 2 1 及び駆動制御部 8 1 が、車両 1 0 の駆動力を制御する「駆動装置 2 0」に対応する。

[0034] 制動制御部 8 2 は、制動アクチュエータ 6 0 を制御する。すなわち、本実施形態では、制動制御部 8 2 が、制動アクチュエータ 6 0 を制御する「制御装置」に対応する。また、制動制御部 8 2、液压発生装置 4 1 及び制動アクチュエータ 6 0 が、ホイール圧を調整する「制動装置 4 0」に対応する。

[0035] 図 2 に示すように、制動制御部 8 2 には、各種のセンサから検出信号が入力される。センサとしては、例えば、ストロークセンサ 9 1、マスタ圧センサ 9 2 及び負圧センサ 9 3 を挙げることができる。ストロークセンサ 9 1 は、運転者による制動操作部材 4 5 の操作量であるストローク量 S_t を検出し、その検出結果に応じた検出信号を出力する。マスタ圧センサ 9 2 は、液压室 5 2 1 のマスタ圧 P_{mc} を検出し、その検出結果に応じた検出信号を出力する。負圧センサ 9 3 は、ブースタ装置 4 2 内で発生するブースト圧 B_P を検出し、その検出結果に応じた検出信号を出力する。

[0036] 制動制御部 8 2 は、CPU とプログラムを格納するメモリとを備えて、ソフトウェア処理を実行するものに限らない。すなわち、制動制御部 8 2 は、

以下（a）～（c）の何れかの構成であればよい。

（a）コンピュータプログラムに従って各種処理を実行する一つ以上のプロセッサを備えている。プロセッサは、CPU並びに、RAM及びROMなどのメモリを含んでいる。メモリは、処理をCPUに実行させるように構成されたプログラムコード又は指令を格納している。メモリ、すなわちコンピュータ可読媒体は、汎用又は専用のコンピュータでアクセスできるあらゆる利用可能な媒体を含んでいる。

（b）各種処理を実行する一つ以上の専用のハードウェア回路を備えている。専用のハードウェア回路としては、例えば、特定用途向け集積回路、すなわちASIC又はFPGAを挙げることができる。なお、ASICは、「Application Specific Integrated Circuit」の略記であり、FPGAは、「Field Programmable Gate Array」の略記である。

（c）各種処理の一部をコンピュータプログラムに従って実行するプロセッサと、各種処理のうちの残りの処理を実行する専用のハードウェア回路とを備えている。

[0037] 駆動制御部81は、CPUとプログラムを格納するメモリとを備えて、ソフトウェア処理を実行するものに限らない。すなわち、駆動制御部81は、上記（a）～（c）の何れかの構成であればよい。

[0038] <運転者が制動操作を行う際に制動制御部82が実行する各処理>

図5に示すように、制動制御部82は、ストローク量 S_t を取得するストローク量取得処理M11を取得する。制動制御部82は、ストローク量取得処理M11において、ストロークセンサ91の検出信号を基にストローク量 S_t を取得する。本実施形態では、ストローク量 S_t が、運転者による制動操作部材45の操作量である「制動操作量」に対応するため、ストローク量取得処理M11が、制動操作量を取得する「操作量取得処理」に対応する。

[0039] 制動制御部82は、マスタ圧 P_{mc} を取得するマスタ圧取得処理M12を取得する。制動制御部82は、マスタ圧取得処理M12において、マスタ圧センサ92の検出信号を基にマスタ圧 P_{mc} を取得する。本実施形態では、

マスタ圧のセンサ値がマスタ圧 P_{mc} として取得される。マスタ圧は、運転者の制動操作に関連して発生する圧力である。そのため、マスタ圧は、操作関連力であるといえる。よって、本実施形態では、マスタ圧取得処理 M12 が、マスタ圧 P_{mc} を、操作関連力として取得する「操作関連力取得処理」といえる。

[0040] 制動制御部 82 は、ブースト圧 BP を取得するブースト圧取得処理 M13 を実行する。制動制御部 82 は、ブースト圧取得処理 M13 において、負圧センサ 93 の検出信号を基にブースト圧 BP を取得する。

[0041] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 を実施する。回生協調制御 M2 は、駆動モータ 23 に要求する回生制動力である要求回生制動力 RFT_r 、及び、制動アクチュエータ 60 の作動に起因するホイール圧の増大量である回生協調液圧 P_{wca} を導出する。

[0042] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 において、要求減速度取得処理 M21 を実行する。制動制御部 82 は、要求減速度取得処理 M21 において、ストローク量 S_t に応じた値を要求減速度 GR_q として取得する。すなわち、制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が遊び判定ストローク量 S_{tA1} 未満である場合、「0」を要求減速度 GR_q として取得する。制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が境界ストローク量 S_{tA2} 以上である場合、規定値 G_1 を要求減速度 GR_q として取得する。境界ストローク量 S_{tA2} は、判定ストローク量 S_{tA1} よりも大きい。規定値 G_1 として、「0」よりも大きい値が設定されている。ストローク量 S_t が遊び判定ストローク量 S_{tA1} 以上であって且つ境界ストローク量 S_{tA2} 未満である場合、制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が大きいほど大きい値を要求減速度 GR_q として取得する。

[0043] 例えば、各ピストン 511, 512 が第 2 位置に達するときのストローク量 S_t の設計値、又は、設計値に応じた値を境界ストローク量 S_{tA2} として設定するとよい。この場合、ストローク量 S_t が境界ストローク量 S_{tA2} と等しい場合は、各ピストン 511, 512 が第 2 位置に位置すると判定

できる。ストローク量 S_t が境界ストローク量 S_{tA2} 以下である場合は、各ピストン 511, 512 が第2位置よりも後退方向 X_2 に位置すると判定できる。ストローク量 S_t が境界ストローク量 S_{tA2} よりも大きい場合は、各ピストン 511, 512 が第2位置よりも前進方向 X_1 に位置すると判定できる。すなわち、本実施形態では、ストローク量 S_t を取得するストローク量取得処理 M11 が、ピストン 511, 512 の位置を取得する「ピストン位置取得処理」に対応する。そして、要求減速度取得処理 M21 では、ピストン位置取得処理で取得したピストン 511, 512 の位置を基に、ピストン 511, 512 が第2位置よりも後退方向 X_2 に位置するか否かを判定しているといえる。そして、その判定結果を基に、要求減速度 G_{Rq} が設定されているといえる。

[0044] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 において、要求減速度 G_{Rq} を、制動力の要求値である要求制動力 F_{Rq} に変換する変換処理 M22 を実行する。例えば、減速度を制動力に変換する係数を第1変換係数としたとき、制動制御部 82 は、変換処理 M22 において、要求減速度 G_{Rq} と第1変換係数との積を、要求制動力 F_{Rq} として導出するとよい。

[0045] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 において、要求回生制動力 $R_{FT r}$ を取得する要求回生制動力取得処理 M23 を実行する。制動制御部 82 は、要求回生制動力取得処理 M23 において、要求制動力 F_{Rq} と、回生制動力上限値 $R_{FL m}$ とのうち、小さい方を要求回生制動力 $R_{FT r}$ として選択する。そして、制動制御部 82 は、要求回生制動力 $R_{FT r}$ を駆動制御部 81 に出力する。なお、回生制動力上限値 $R_{FL m}$ として、回生制動力を車両 10 に付与する駆動モータ 23 の性能、及び、駆動モータ 23 で発電された電力が蓄えられる蓄電池の蓄電量などに応じた値が設定される。

[0046] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 において、要求摩擦制動力 $F_{FT r}$ を導出する減算処理 M24 を実行する。制動制御部 82 は、減算処理 M24 において、要求制動力 F_{Rq} から要求回生制動力 $R_{FT r}$ を引いた値を、要求摩擦制動力 $F_{FT r}$ として導出する。

- [0047] 制動制御部 82 は、回生協調制御 M2 において、回生協調液圧 P_{wcA} を導出する回生協調液圧導出処理 M25 を実行する。制動制御部 82 は、回生協調液圧導出処理 M25 において、要求摩擦制動力 F_{FTr} を回生協調液圧 P_{wcA} に変換する。例えば、制動制御部 82 は、摩擦制動力とホイール圧との関係を示すマップを用い、要求摩擦制動力 F_{FTr} に応じたホイール圧を回生協調液圧 P_{wcA} として導出するとよい。
- [0048] 制動制御部 82 は、サーボ補正制御 M3 を実施する。サーボ補正制御 M3 は、運転者の制動操作を助勢するための助勢液圧であるサーボ助勢液圧 H_{Pwc1} を導出するための処理である。
- [0049] 制動制御部 82 は、サーボ補正制御 M3 において、ストローク量 S_t に応じた値を助勢ゲイン α として取得する助勢ゲイン取得処理 M31 を実行する。助勢ゲイン取得処理 M31 において、制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が第 1 ストローク量 S_{tB1} 未満である場合、「0」を助勢ゲイン α として取得する。制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が第 2 ストローク量 S_{tB2} 以上である場合、「1」を助勢ゲイン α として取得する。第 2 ストローク量 S_{tB2} として、第 1 ストローク量 S_{tB1} よりも大きい値が設定されている。制動制御部 82 は、ストローク量 S_t が第 1 ストローク量 S_{tB1} 以上であって且つ第 2 ストローク量 S_{tB2} 未満である場合、ストローク量 S_t が大きいほど大きい値を助勢ゲイン α として取得する。このように助勢ゲイン α を「0」から徐々に増大させることで、助勢制御の開始直後における制動フィーリングを向上できる。
- [0050] 本実施形態では、第 1 ストローク量 S_{tB1} として、境界ストローク量 S_{tA2} よりも僅かに小さい値が設定されている。また、第 2 ストローク量 S_{tB2} として、境界ストローク量 S_{tA2} よりも大きい値が設定されている。
- [0051] 制動制御部 82 は、サーボ補正制御 M3 において、サーボ助勢液圧 H_{Pwc1} の基礎値であるサーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} を導出する基礎値導出処理 M32 を実行する。制動制御部 82 は、基礎値導出処理 M32 において、

マスタ圧 P_{mc} と補正係数 K_1 とを基に、サーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} を導出する。例えば、制動制御部 82 は、以下の関係式（式 1）を用いてサーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} を導出できる。なお、補正係数 K_1 として、ブースタ装置 42 のサーボ比の設計値に応じた値であって且つ「1」よりも大きい値が設定されている。ここでいう「サーボ比」とは、ブースタ装置 42 の助勢効率の設計値に準じた値である。

[0052] $P_{mcB} = (K_1 - 1) \times P_{mc}$ …（式 1）

制動制御部 82 は、サーボ補正制御 M3 において、サーボ助勢液圧 HP_{wc1} を導出するサーボ助勢液圧導出処理 M33 を実行する。制動制御部 82 は、サーボ助勢液圧導出処理 M33 において、サーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} と助勢ゲイン α との積をサーボ助勢液圧 HP_{wc1} として導出する。

[0053] 制動制御部 82 は、低負圧助勢制御 M4 を実施する。低負圧助勢制御 M4 は、マスタ圧 P_{mc} が変曲点を越えたと推測できる場合に運転者の制動操作を助勢するための助勢液圧である低負圧助勢液圧 HP_{wc2} を取得するための処理である。ここでいう「変曲点」とは、ブースタ装置 42 による制動操作の助勢効率が急に変わるタイミングにおけるマスタ圧又は当該マスタ圧に応じた液圧である。

[0054] 制動制御部 82 は、低負圧助勢制御 M4 において、基準変曲点 P_{pmc} を取得する基準変曲点取得処理 M41 を実行する。制動制御部 82 は、基準変曲点取得処理 M41 において、ブースト圧 BP に応じた値を基準変曲点 P_{pmc} として取得する。図 5 に示す、ブースト圧 BP と基準変曲点 P_{pmc} との関係を示すマップは、液圧発生装置 41 におけるブースタ装置 42 の諸元に基づいて作成されたものである。制動制御部 82 は、ブースト圧 BP が第 1 ブースト圧 BP_1 未満である場合、「0」を基準変曲点 P_{pmc} として取得する。制動制御部 82 は、ブースト圧 BP が第 2 ブースト圧 BP_2 以上である場合、上限値 P_{pmcL} を基準変曲点 P_{pmc} として取得する。第 2 ブースト圧 BP_2 は、第 1 ブースト圧 BP_1 よりも大きい。制動制御部 82 は、ブースト圧 BP が第 1 ブースト圧 BP_1 以上であって且つ第 2 ブースト圧

B P 2 未満である場合、ブースト圧 B P が大きいほど大きい値を基準変曲点 P_{pmc} として取得する。

[0055] 制動制御部 8 2 は、低負圧助勢制御 M 4 において、推定変曲点 P_{pmcA} を導出する推定変曲点導出部 M 4 2 を実行する。制動制御部 8 2 は、推定変曲点導出部 M 4 2 において、基準変曲点 P_{pmc} から所定の補正值 β を引いた値を推定変曲点 P_{pmcA} として導出する。補正值 β として、推定変曲点 P_{pmcA} を変曲点の実値以下とできるような値が設定されている。

[0056] 制動制御部 8 2 は、低負圧助勢制御 M 4 において、補正後液圧 P_{mcC} を導出する補正後液圧導出処理 M 4 3 を実行する。制動制御部 8 2 は、補正後液圧導出処理 M 4 3 において、マスタ圧 P_{mc} から推定変曲点 P_{pmcA} を引いた値を基に、補正後液圧 P_{mcC} を導出する。すなわち、制動制御部 8 2 は、マスタ圧 P_{mc} から推定変曲点 P_{pmcA} を引いた値と、「0」とのうち、大きい方の値を補正後液圧 P_{mcC} として導出する。

[0057] 制動制御部 8 2 は、低負圧助勢制御 M 4 において、低負圧助勢液圧 HP_{wc2} を導出する低負圧助勢液圧導出処理 M 4 4 を実行する。制動制御部 8 2 は、低負圧助勢液圧導出処理 M 4 4 において、補正後液圧 P_{mcC} を基に、低負圧助勢液圧 HP_{wc2} を導出する。例えば、制動制御部 8 2 は、以下の関係式（式 2）を用いて低負圧助勢液圧 HP_{wc2} を導出できる。

[0058] $HP_{wc2} = (K2 - 1) \times P_{mcC} \quad \dots \text{（式 2）}$

制動制御部 8 2 は、助勢液圧の指令値として総助勢液圧 HP_{wc} を取得する指令値取得処理 M 5 を実行する。制動制御部 8 2 は、指令値取得処理 M 5 において、サーボ助勢液圧 HP_{wc1} と低負圧助勢液圧 HP_{wc2} との和を、総助勢液圧 HP_{wc} として取得する。

[0059] 制動制御部 8 2 は、制御液圧指令値 P_{wcTr} を取得する制御ホイール圧取得処理 M 6 を実行する。制動制御部 8 2 は、制御ホイール圧取得処理 M 6 において、回生協調液圧 P_{wcA} と総助勢液圧 HP_{wc} との和を、制御液圧指令値 P_{wcTr} として取得する。

[0060] 制動制御部 8 2 は、制御液圧指令値 P_{wcTr} に基づいて制動アクチュエ

ータ60を作動させる操作処理M7を実行する。制動制御部82は、ホイール圧からマスタ圧 P_{mc} を引いた値である差圧が制御液压指令値 P_{wcTr} となるように、制動アクチュエータ60を作動させる。

[0061] 本実施形態では、サーボ補正制御M3で取得したサーボ助勢液压 HP_{wc1} と、低負圧助勢制御M4で取得した低負圧助勢液压 HP_{wc2} とを基に、運転者の制動操作を助勢するためのホイール圧の増大量である助勢液压を設定している。すなわち、マスタ圧 P_{mc} に応じ、助勢液压が制御される。また、マスタ圧 P_{mc} に加えてストローク量 S_t に応じ、助勢液压が制御される。したがって、本実施形態では、サーボ補正制御M3、低負圧助勢制御M4、指令値取得処理M5、制御ホイール圧取得処理M6及び操作処理M7が、「助勢処理」に対応する。

[0062] また、助勢ゲイン取得処理M31では、ストローク量 S_t に応じた値が助勢ゲイン α として設定される。そして、サーボ助勢液压導出処理M33では、助勢ゲイン α が小さいほど、すなわちストローク量 S_t が小さいほど、小さい値がサーボ助勢液压 HP_{wc1} として導出される。そのため、総助勢液压 HP_{wc} は、ストローク量 S_t が小さいほど小さくなる。言い換えると、ストローク量 S_t に応じて、助勢液压を減少補正している。

[0063] ここで、助勢ゲイン α を「1」とするか「1」未満とするかの判断基準である第2ストローク量 S_{tB2} は、上記境界ストローク量 S_{tA2} よりも大きい。境界ストローク量 S_{tA2} は、各ピストン511, 512が第2位置に配置する場合のストローク量 S_t の設計値、又は当該設計値に応じた値が設定されている。

[0064] そのため、助勢処理では、各ピストン511, 512が第2位置よりも後退方向X2に位置する場合には、助勢液压を減少補正する「減少制御」が実施されるといえる。具体的には、助勢ゲイン取得処理M31及びサーボ助勢液压導出処理M33が、「減少制御」に対応する。また、上記第1ストローク量 S_{tB1} を操作量判定値としたとき、助勢制御では、ストローク量 S_t が操作量判定値以下である場合、ストローク量 S_t が操作量判定値よりも大

きい場合と比較して助勢液圧の減少補正量を大きくしているといえる。

[0065] <第1実施形態における作用及び効果>

図6及び図7を参照し、運転者が制動操作部材45を操作する速度が高く、急制動を運転者が要求している場合の作用及び効果について説明する。ここで、制動操作によって発生するマスタ圧 P_{mc} よりも推定変曲点 P_{pmc} が小さくならない程度にブースト圧 B_P が高い状態であるとする。また、要求制動力 F_{Rq} よりも回生制動力上限値 R_{FLm} が大きく、回生協調液圧 P_{wcA} が「0」であるとする。

[0066] はじめに、図6を参照し、比較例について説明する。比較例では、減少制御が実施されない。すなわち、ストローク量 S_t の大きさに拘わらず、「1」が助勢ゲイン α として設定される。

[0067] 図6(a), (b), (c), (d)に示すように、タイミング t_{11} から運転者の制動操作が開始されるため、ストローク量 S_t が増大する。図6に示す比較例では、ストローク量 S_t の増大速度が高く、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高い。そのため、各ポート541, 542のオリフィス54aによるオリフィス効果によって、ポート541, 542がピストン511, 512に閉塞される前からマスタ圧 P_{mc} が増大し始める。すなわち、各ホイールシリンダ33内のホイール圧 P_W 、すなわち基礎液圧が増大し始める。

[0068] なお、比較例では、図6(c)に示すように、運転者の制動操作によってストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 以上になることはない。そのため、ストローク量 S_t の増大が停止されると、マスタ圧 P_{mc} が減少する。これは、ポート541, 542を介した液压室521, 522とリザーバタンク44内との連通が維持されているためである。

[0069] 比較例では、助勢ゲイン α が「1」に固定されている。そのため、ストローク量 S_t が大きくなってマスタ圧 P_{mc} が「0」よりも高くなると、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 以下であっても、「0」よりも大きい値が、サーボ助勢液圧 H_{Pwc1} として導出されるようになる。その結

果、「0」がサーボ助勢液圧 HP_{wc1} として導出される場合と比較し、総助勢液圧 HP_{wc} が大きくなる。つまり、ホイール圧 PW が、マスタ圧 P_{mc} よりも高くなる。

[0070] その結果、運転者による制動操作の開始直後において、摩擦制動力 F_F と回生制動力 R_F との和である車両制動力 F_C が大きくなりすぎるおそれがある。このように制動初期に車両制動力 F_C が大きくなりすぎると、制動操作を行う運転者は、ストローク量 S_t を減少させるおそれがある。ストローク量 S_t が減少されると、回生制動力 R_F が減少され、車両10の回生効率が低下してしまう。

[0071] 次に、図7を参照し、本実施形態における作用及び効果について説明する。

図7(a), (b), (c), (d)に示すように、タイミング t_{21} から運転者の制動操作が開始されるため、ストローク量 S_t が増大する。図7に示す例でも、比較例と同様に、ストローク量 S_t の増大速度が高く、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高い。そのため、オリフィス効果によって、ポート541, 542がピストン511, 512に閉塞される前からマスタ圧 P_{mc} が増大し始める。すなわち、各ホイールシリンダ33内のホイール圧 PW 、すなわち基礎液圧が増大し始める。

[0072] タイミング t_{21} から後述するタイミング t_{23} までの期間では、ストローク量 S_t は第1ストローク量 S_{tB1} 以下である。そのため、当該期間では、助勢ゲイン α として「0」が設定される。その結果、マスタ圧 P_{mc} が「0」よりも高くなっても、「0」がサーボ助勢液圧 HP_{wc1} として導出される。

[0073] さらに、図7に示す例では、タイミング t_{21} からタイミング t_{23} までの期間において、マスタ圧 P_{mc} が推定変曲点 P_{pmcA} よりも大きくなる。その結果、低負圧助勢液圧 HP_{wc2} として「0」が導出される。

[0074] したがって、総助勢液圧 HP_{wc} として「0」が導出される。これにより、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高いためにポー

ト541, 542がピストン511, 512によって閉塞される前からマスタ圧 P_{mc} が増大される場合に、ホイール圧 P_W が高くなりすぎることを抑制できる。よって、本実施形態では、ストローク量 S_t に対してブレーキが効き過ぎになることを抑制できる。

[0075] このように制動初期において車両制動力 F_C が大きくなりすぎることを抑制されると、運転者がストローク量 S_t を減少させる可能性が低くなる。すなわち、車両10の回生効率が低下することも抑制できる。

[0076] なお、図7に示す例では、タイミング t_{21} よりも後であって且つタイミング t_{23} よりも前のタイミング t_{22} から、運転者の制動操作によってストローク量 S_t の増大が再開される。そして、タイミング t_{23} 以降では、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} よりも大きくなる。これにより、ストローク量 S_t が増大するにつれ徐々に助勢ゲイン α が大きくなる。すると、サーボ助勢液圧 H_{Pwc1} もまた徐々に大きくなる。その結果、制動アクチュエータ60の作動によってホイール圧 P_W を増大させることができる。

[0077] ちなみに、タイミング t_{23} 以降において、ストローク量 S_t が第2ストローク量 S_{tB2} に達すると、助勢ゲイン α が「1」となる。その後においてストローク量 S_t の増大が継続しても、助勢ゲイン α が「1」である状態が保持される。

[0078] 本実施形態では、以下に示す効果をさらに得ることができる。

(1-1) 本実施形態では、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 以下である場合には、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} よりも大きい場合と比較して小さい値を助勢ゲイン α として導出している。これにより、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 以下である場合には、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} よりも大きい場合と比較し、助勢処理の実行時における助勢液圧の減少補正量が大きくなる。これにより、ストローク量 S_t が比較的小さい段階で、助勢液圧が高くなりすぎることを抑制できる。

- [0079] (1-2) 本実施形態では、推定変曲点 P_{pmcA} として、変曲点の実値以下の値が導出されるようになっている。これにより、マスタ圧 P_{mc} が変曲点の実値以下である時期から、低負圧助勢液圧 HP_{wc2} を「0」よりも大きくできる。これにより、マスタ圧 P_{mc} が変曲点の実値よりも大きくなっても、助勢液圧が発生しない事象の発生を抑制できる。
- [0080] 低負圧助勢制御において、基準変曲点 P_{pmc} は、ブースタ装置 42 の諸元に基づいて作成されたブースト圧 BP と基準変曲点 P_{pmc} との関係を示すマップを基に取得される。ブースタ装置 42 には、その特性にばらつきがある。また、ブースト圧 BP にも検出誤差がある。そのため、基準変曲点 P_{pmc} が変曲点の実値 P_{pmcR} と一致するとは限らない。
- [0081] ここで、図 8 には、基準変曲点 P_{pmc} を推定変曲点 P_{pmcA} とする場合が図示されている。図 8 において、実線 Z1 は、基準変曲点 P_{pmc} が変曲点の実値 P_{pmcR} と等しい場合における操作力 OP_{bp} の増大に対するホイール圧の推移が図示されている。すなわち、実線 Z1 は、操作力 OP_{bp} の増大に対するホイール圧の理想的な推移を示している。実線 Z2 は、基準変曲点 P_{pmc} が変曲点の実値 P_{pmcR} よりも小さい場合における操作力 OP_{bp} の増大に対するホイール圧の推移が図示されている。実線 Z3 は、基準変曲点 P_{pmc} が変曲点の実値 P_{pmcR} よりも大きい場合における操作力 OP_{bp} の増大に対するホイール圧の推移が図示されている。図 8 に示すように、基準変曲点 P_{pmc} が変曲点の実値 P_{pmcR} よりも大きい場合、マスタ圧 P_{mc} が変曲点の実値 P_{pmcR} よりも大きくなっても助勢液圧が発生しない事象が発生する。なお、図 8 において、要求制動力 FR_q よりも回生制動力上限値 RFL_m が大きく、回生協調液圧 P_{wcA} が「0」であるとする。
- [0082] 図 9 には、基準変曲点 P_{pmc} から補正值 β を引いた値を推定変曲点 P_{pmcA} とする場合が図示されている。本実施形態では、推定変曲点 P_{pmcA} が変曲点の実値 P_{pmcR} 以下となるような値が補正值 β に設定されている。そのため、マスタ圧 P_{mc} が変曲点の実値 P_{pmcR} 以下である時期か

ら、低負圧助勢液圧 HP_{wc2} として「0」よりも大きい値を設定できる。これにより、マスタ圧 P_{mc} が変曲点の実値 P_{pmcR} よりも大きくなっても助勢液圧が発生しない事象が発生することを抑制できる。

[0083] (第2実施形態)

車両の制動装置の第2実施形態を図10及び図11に従って説明する。以下の説明においては、第1実施形態と相違している部分について主に説明するものとし、第1実施形態と同一又は相当する部材構成には同一符号を付して重複説明を省略するものとする。

[0084] <サーボ補正制御M3について>

図10を参照し、本実施形態において、制動制御部82が実行するサーボ補正制御M3について説明する。

[0085] 制動制御部82は、サーボ補正制御M3において、助勢ゲイン取得処理M31を実行する。

制動制御部82は、サーボ補正制御M3において、マスタ圧 P_{mc} の不感帯 AR を設定する不感帯設定処理M35を実行する。制動制御部82は、不感帯設定処理M35において、マスタ圧 P_{mc} に応じた値を不感帯 AR として設定する。すなわち、制動制御部82は、マスタ圧 P_{mc} が第1マスタ圧 P_{mc1} よりも高い場合には「0」を不感帯 AR として設定する。制動制御部82は、マスタ圧 P_{mc} が第1マスタ圧 P_{mc1} 以下である場合には「0」よりも大きい値を不感帯 AR として設定する。例えば、制動制御部82は、マスタ圧 P_{mc} が第2マスタ圧 P_{mc2} 以下である場合には不感帯の最大値 AR_{max} を不感帯 AR として設定する。第2マスタ圧 P_{mc2} として、第1マスタ圧 P_{mc1} よりも低い値が設定されている。最大値 AR_{max} として、「0」よりも大きい値が設定されている。また、制動制御部82は、マスタ圧 P_{mc} が第2マスタ圧 P_{mc2} よりも高く、且つ第1マスタ圧 P_{mc1} 以下である場合、マスタ圧 P_{mc} が高いほど小さい値が不感帯 AR として設定される。

[0086] 例えば、ポート541, 542がピストン511, 512によって閉塞さ

れていない状態で液压室 5 2 1, 5 2 2 に発生しうるマスタ圧 P_{mc} の最大値、又は当該最大値に応じた値を、不感帯 AR の最大値 AR_{max} として設定するとよい。ここでいう「マスタ圧 P_{mc} の最大値」とは、設計の上で想定されるピストン 5 1 1, 5 1 2 の前進方向 $X 1$ への移動速度の最大値でピストン 5 1 1, 5 1 2 が前進方向 $X 1$ に移動する際に発生するマスタ圧 P_{mc} である。また、不感帯 AR の最大値 AR_{max} 以上の値を第 2 マスタ圧 P_{mc2} として設定するとよい。

[0087] 制動制御部 8 2 は、サーボ補正制御 $M 3$ において、減算処理 $M 3 6$ を実行する。制動制御部 8 2 は、減算処理 $M 3 6$ において、マスタ圧 P_{mc} から不感帯 AR を引いた値を、減算後液压 P_{mcA} として導出する。この際、制動制御部 8 2 は、マスタ圧 P_{mc} から不感帯 AR を引いた値が負である場合、「0」を減算後液压 P_{mcA} として導出する。

[0088] 制動制御部 8 2 は、サーボ補正制御 $M 3$ において、基礎値導出処理 $M 3 2$ を実行する。制動制御部 8 2 は、基礎値導出処理 $M 3 2$ において、減算後液压 P_{mcA} と補正係数 $K 1$ とを基に、サーボ助勢液压基礎値 P_{mcB} を導出する。例えば、制動制御部 8 2 は、以下の関係式（式 3）を用いてサーボ助勢液压基礎値 P_{mcB} を導出できる。

[0089] $P_{mcB} = (K 1 - 1) \times P_{mcA} \quad \dots \text{ (式 3)}$

制動制御部 8 2 は、サーボ補正制御 $M 3$ において、サーボ助勢液压 HP_{wc1} を導出するサーボ助勢液压導出処理 $M 3 3$ を実行する。

[0090] 本実施形態において、不感帯設定処理 $M 3 5$ では、マスタ圧 P_{mc} に応じた値が不感帯 AR として設定される。減算処理 $M 3 6$ では、不感帯 AR が大きいほど、すなわちマスタ圧 P_{mc} が低いほど、小さい値が減算後液压 P_{mcA} として導出される。そして、サーボ助勢液压導出処理 $M 3 3$ では、減算後液压 P_{mcA} が小さいほど小さい値が、サーボ助勢液压 HP_{wc1} として導出される。よって、不感帯 AR が大きいほど、すなわちマスタ圧 P_{mc} が低いほど小さい値が、サーボ助勢液压 HP_{wc1} として導出される。つまり、マスタ圧 P_{mc} が低い場合には、マスタ圧 P_{mc} が高い場合よりも助勢液

圧の減少補正量が大きくなるといえる。

[0091] 上記第1実施形態で説明したように、マスタ圧 P_{mc} が操作関連力として取得される。そのため、第2マスタ圧 P_{mc2} を力判定値としたとき、本実施形態では、助勢制御では、マスタ圧 P_{mc} が力判定値以下である場合、マスタ圧 P_{mc} が力判定値よりも大きい場合と比較して助勢液压の減少補正量を大きくしているといえる。

[0092] <第2の実施形態における作用及び効果>

図11を参照し、上記サーボ補正制御M3が実施された際におけるホイール圧 P_W 、より詳しくは助勢液压の推移について説明する。なお、要求制動力 F_{Rq} よりも回生制動力上限値 R_{FLm} が大きく、回生協調液压 P_{wcA} が「0」であるとする。

[0093] 運転者から制動操作部材45に入力される操作力が増大されると、図11に示す例では、操作力が第1操作力 OP_{bp1} に達すると、マスタ圧 P_{mc} が増大され始める。この際、マスタ圧 P_{mc} が不感帯 AR 以下であると、減算後液压 P_{mcA} が「0」となるため、サーボ助勢液压 HP_{wc1} が「0」になる。すなわち、マスタ圧 P_{mc} が不感帯 AR 以下である場合、助勢液压を発生させるために制動アクチュエータ60が作動することはない。これにより、制動初期において、ホイール圧 P_W が高くなりすぎることを抑制でき、ひいてはブレーキが効き過ぎることを抑制できる。

[0094] 図11に示す例では、操作力が第2操作力 OP_{bp2} よりも大きくなると、操作力の増大につれて不感帯 AR が小さくなる。これにより、減算後液压 P_{mcA} が「0」よりも大きくなると、サーボ助勢液压 HP_{wc1} が「0」よりも大きくなる。すると、総助勢液压 HP_{wc} も大きくなるため、制動アクチュエータ60の作動に起因してホイール圧 P_W の増大が助勢されるようになる。すなわち、助勢液压が増大される。

[0095] なお、図11において、設計の上で理想とする操作力とホイール圧 P_W との関係を示す線である第1推移線 $L1$ が破線で示されている。また、本実施形態における操作力と助勢液压との関係を示す線である第2推移線 $L2$ が実

線で示されている。操作力が第2操作力 OP_{bp2} よりも大きくなった以降では、不感帯 AR が小さくなるため、第2推移線 L_2 が第1推移線 L_1 に徐々に接近する。そして、操作力が第3操作力 OP_{bp3} に達すると、不感帯 AR が「0」となるため、第1推移線 L_1 に第2推移線 L_2 が重なる。なお、第2操作力 OP_{bp2} に対応するマスタ圧が第2マスタ圧 P_{mc2} となり、第3操作力 OP_{bp3} に対応するマスタ圧が第1マスタ圧 P_{mc1} となる。

[0096] その後、操作力の増大に伴って操作力が第4操作力 OP_{bp4} に達すると、マスタ圧 P_{mc} が変曲点に達する。図11に示す例では、推定変曲点 P_{pmcA} が変曲点の実値と等しい。そのため、低負圧助勢制御 $M4$ の実施によって取得される低負圧助勢液压 HP_{wc2} が「0」よりも大きくなる。そのため、マスタ圧 P_{mc} が変曲点を越えた以降でも操作力の増大に応じてホイール圧 PW を増大させることができる。

[0097] 運転者が急制動を要求している場合、制動初期の状態において、制動操作部材45に運転者から入力される操作力が大きいことがある。この場合、当然、マスタシリンダ43内において各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高い。そのため、各液压室521, 522では、ポート541, 542がピストン511, 512によって閉塞される前からマスタ圧 P_{mc} が発生する。すると、ホイールシリンダ33内では、マスタ圧 P_{mc} に応じた基礎液压が発生する。

[0098] 本実施形態では、マスタ圧 P_{mc} に対して不感帯 AR が設定される。そして、図11に示したようにマスタ圧 P_{mc} が不感帯 AR 以下である場合、サーボ助勢液压 HP_{wc1} は「0」になる。すなわち、助勢液压が減少補正される。その結果、ストローク量 S_t に対してホイール圧 PW が高くなりすぎることを抑制できる。

[0099] すなわち、本実施形態では、助勢ゲイン α の設定に加え、不感帯 AR の設定を通じて、助勢液压を減少補正している。そのため、ストローク量 S_t に対してホイール圧 PW が高くなりすぎることの抑制効果をより高くできる。

[0100] (第3実施形態)

車両の制動装置の第3実施形態を図12に従って説明する。以下の説明においては、上記各実施形態と相違している部分について主に説明するものとし、上記各実施形態と同一又は相当する部材構成には同一符号を付して重複説明を省略するものとする。

[0101] 図12に示すように、制動制御部82は、サーボ補正制御M3において、助勢ゲイン取得処理M31を実行する。本実施形態では、助勢ゲイン取得処理M31において、制動制御部82は、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 未満である場合、ゲイン下限値を助勢ゲイン α として取得する。ゲイン下限値として、「0」よりも大きく、且つ「1」よりも小さい値が設定されている。制動制御部82は、ストローク量 S_t が第2ストローク量 S_{tB2} 以上である場合、「1」を助勢ゲイン α として取得する。制動制御部82は、ストローク量 S_t が第1ストローク量 S_{tB1} 以上であって且つ第2ストローク量 S_{tB2} 未満である場合、ストローク量 S_t が大きいほど大きい値を助勢ゲイン α として取得する。

[0102] 制動制御部82は、サーボ補正制御M3において、ゲイン補正処理M37を実行する。制動制御部82は、ゲイン補正処理M37において、ストローク量 S_t の変化速度であるストローク変化速度 dS_t に基づいて助勢ゲイン α を補正した値を、補正後助勢ゲイン α_1 として導出する。例えば、制動制御部82は、ストローク変化速度 dS_t に応じた補正係数と助勢ゲイン α との積を、補正後助勢ゲイン α_1 として導出する。これにより、補正後助勢ゲイン α_1 として、ストローク変化速度 dS_t が高いほど小さい値を導出できる。

[0103] 例えば、ストローク変化速度 dS_t として、ストローク量 S_t を時間微分した値を採用するとよい。この場合、ゲイン補正係数として、ストローク変化速度 dS_t が高いほど小さい値を設定するとよい。

[0104] 制動制御部82は、サーボ助勢液圧導出処理M33において、サーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} と補正後助勢ゲイン α_1 との積をサーボ助勢液圧 HP_w

c_1 として導出する。これにより、ストローク変化速度 dS_t が高いほど小さい値を、サーボ助勢液圧 HP_{wc_1} として導出できる。

[0105] なお、ストローク変化速度 dS_t が高いほど、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高くなる。そのため、サーボ助勢液圧導出処理M33では、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高いほど小さい値が、サーボ助勢液圧 HP_{wc_1} として導出される。

[0106] 本実施形態では、補正後助勢ゲイン α_1 として、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高いほど小さい値が導出される。そのため、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高いほど助勢液圧の減少補正量が大きいといえる。

[0107] すなわち、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高いほど、オリフィス効果によって、ポート541, 542が閉塞されていない状況下におけるマスタ圧 P_{mc} の増大量が大きくなりやすい。本実施形態では、各ピストン511, 512の前進方向 X_1 への移動速度が高くてマスタ圧 P_{mc} の増大量が大きいほど、助勢液圧の減少補正量を大きくできる。これにより、制動初期においてストローク量 S_t に対してホイール圧 P_W が過大になることの抑制効果を高くできる。

[0108] (変更例)

上記各実施形態は、以下のように変更して実施することができる。上記各実施形態及び以下の変更例は、技術的に矛盾しない範囲で互いに組み合わせて実施することができる。

[0109] ・上記各実施形態では、操作関連力としてマスタ圧を挙げていたが、運転者から制動操作部材45に入力される操作力を操作関連力としてもよい。この場合、マスタ圧取得処理M12では、例えば、操作力を検出するセンサである操作力センサの検出信号を基に、操作力のセンサ値を操作力として取得するとよい。そして、マスタ圧取得処理M12では、操作力をマスタ圧に変換することによって推定マスタ圧を導出し、推定マスタ圧をマスタ圧 P_{mc} として取得するようにしてもよい。この場合であっても、上記各実施形態と

同等の効果を得ることができる。

- [0110] ・上記第1実施形態及び第2実施形態では、ストローク量 S_t がストローク量 S_{tB1} 以下である場合には助勢ゲイン α として「0」を設定していたが、これに限らない。例えば、ストローク量 S_t がストローク量 S_{tB1} 以下である場合には、「0」よりも大きく且つ「1」未満である所定値を、助勢ゲイン α として設定してもよい。
- [0111] ・上記第2実施形態において、図10に示したように不感帯設定処理M35を実行することによって不感帯ARを設定するのであれば、ストローク量 S_t に応じて助勢ゲイン α を可変させなくてもよい。この場合、サーボ助勢液圧導出処理M33では、サーボ助勢液圧基礎値 P_{mcB} がサーボ助勢液圧 HP_{wc1} として導出される。
- [0112] ・上記各実施形態において、第2ストローク量 S_{tB2} として、上記境界ストローク量 S_{tA2} と等しい値を設定してもよい。また、第2ストローク量 S_{tB2} として、上記境界ストローク量 S_{tA2} よりも大きい値を設定してもよい。このような場合であっても、助勢処理において、各ピストン511, 512が第2位置よりも後退方向X2に位置する場合には、助勢液圧を減少補正する減少制御を実施できる。
- [0113] ・上記第1実施形態、第2実施形態及び第3実施形態において、マスタ圧 P_{mc} が変曲点を越えないことを担保できる場合、低負圧助勢制御M4を実施しなくてもよい。この場合、サーボ助勢液圧 HP_{wc1} が総助勢液圧 HP_{wc} として導出されることになる。
- [0114] ・上記第1実施形態、第2実施形態及び第3実施形態において、低負圧助勢制御M4に対して、サーボ補正制御M3と同様の減少補正を適用してもよい。例えば、ストローク量 S_t に応じた助勢ゲイン α と低負圧助勢液圧導出処理M44で求めた値との積を低負圧助勢液圧 HP_{wc2} として導出するとよい。また例えば、低負圧助勢制御M4におけるマスタ圧 P_{mc} に対して不感帯ARを設定してもよい。
- [0115] ・上記各実施形態において、サーボ補正制御M3では、低負圧助勢液圧H

Pwc2が「0」よりも大きくなり始める前に、減少制御による減少補正量を「0」とできるように各種処理を実行するとよい。

[0116] ・上記各実施形態において、制動アクチュエータは、制御液圧を調整できるものであれば、制動アクチュエータ60とは異なる構成のものであってもよい。

・制動装置40が適用される車両は、車両の動力源として駆動モータ23を備えているのであれば、エンジン22を備えない車両であってもよい。この場合、ブースタ装置42として、バキュームポンプを備える装置を採用するとよい。

請求の範囲

[請求項1]

車輪に対して設けられているホイールシリンダ内の液压であるホイール圧を調整する車両の制動装置であって、

ブレーキ液を貯留するリザーバタンク、及び、ポートを介して前記リザーバタンク内と連通する液压室が内部に設けられているマスタシリンダを有し、前記液压室が液路を介して前記ホイールシリンダ内と連通しており、前記液压室の液压であるマスタ圧に応じた前記ホイール圧である基礎液压を前記ホイールシリンダ内に発生させる液压発生装置と、

前記ホイール圧を調整すべく作動する制動アクチュエータと、

前記制動アクチュエータを制御する制御装置と、を備え、

前記マスタシリンダは、

制動操作部材が操作されて前進方向に移動すると、前記液压室の容積を小さくし、前記制動操作部材が操作されて前記前進方向の反対方向である後退方向に移動すると、前記液压室の容積を大きくするピストンを有し、

前記ピストンが第1位置に位置する状態で前記制動操作部材の操作が開始されて前記ピストンが前記前進方向に移動することにより、前記第1位置よりも前記前進方向に位置する第2位置に前記ピストンが達すると、前記ポートを閉塞し、前記ポートが閉塞された状態で前記ピストンが前記前進方向に移動すると、前記マスタ圧を増大するように構成されており、

前記制御装置は、前記マスタ圧、又は、前記車両の運転者から前記制動操作部材に入力される操作力である操作関連力に応じ、前記制動アクチュエータの作動に起因する前記ホイール圧の増大量である助勢液压を制御する助勢処理を実行するようになっており、

前記制御装置は、前記助勢処理において、前記ピストンが前記第2位置よりも前記後退方向に位置する場合には、前記助勢液压を減少補

正する減少制御を実施する

車両の制動装置。

[請求項2]

前記制御装置は、

前記ピストンの位置を取得するピストン位置取得処理を実行し、

前記ピストン位置取得処理で取得した前記ピストンの位置を基に、

前記ピストンが前記第2位置よりも前記後退方向に位置するか否かを判定する

請求項1に記載の車両の制動装置。

[請求項3]

前記制御装置は、前記操作関連力が力判定値以下である場合に前記減少制御を実施する

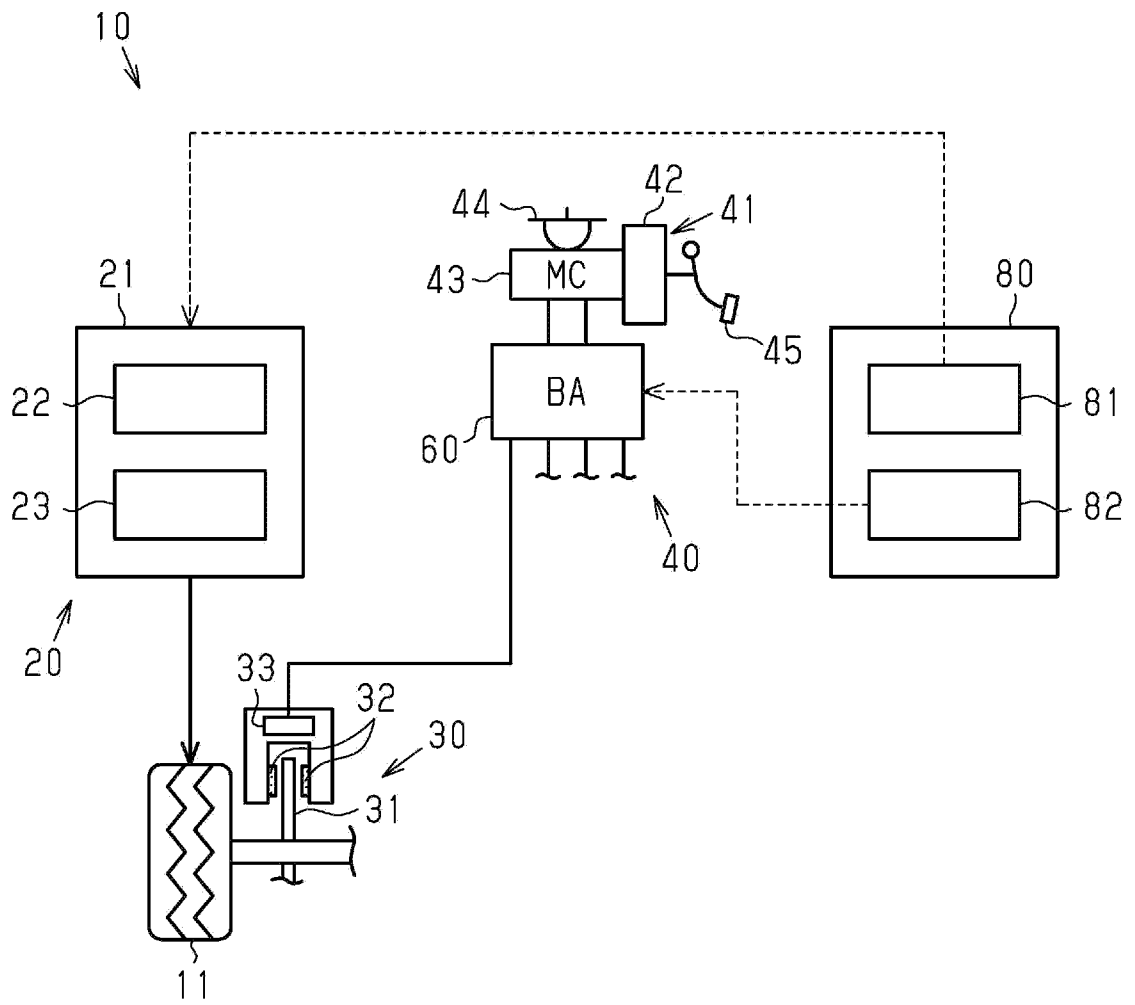
請求項1又は請求項2に記載の車両の制動装置。

[請求項4]

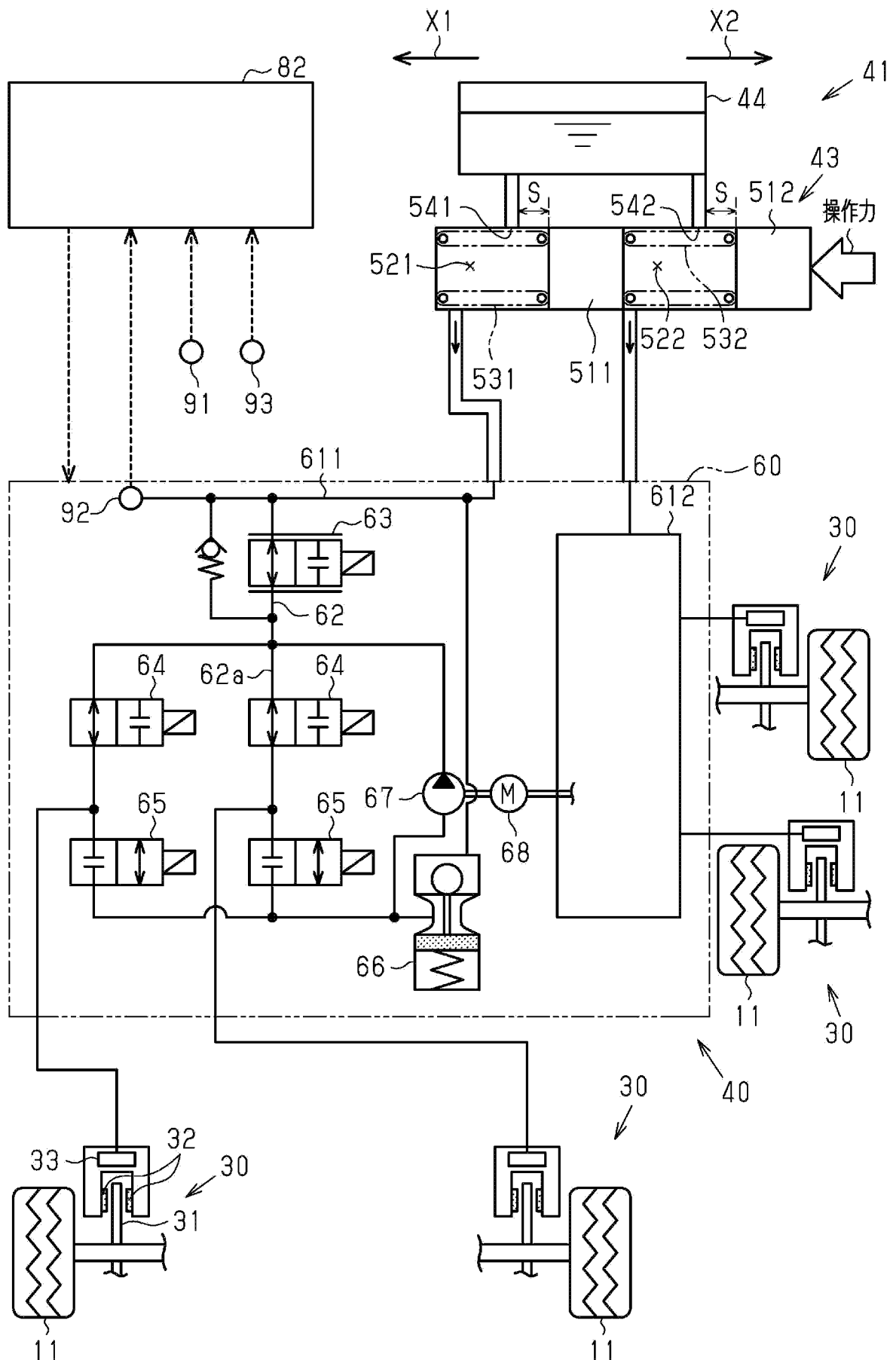
前記制御装置は、前記減少制御において、前記助勢液圧の減少補正量を、前記ピストンの前記前進方向への移動速度が高いほど大きくする

請求項1～請求項3のうち何れか一項に記載の車両の制動装置。

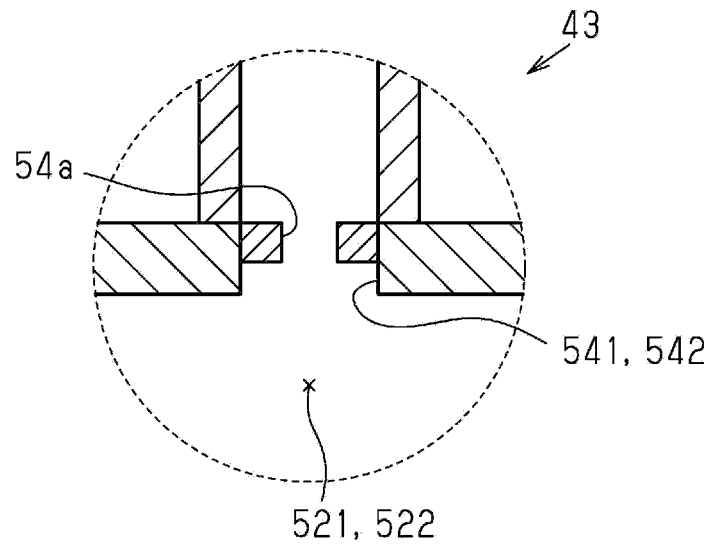
[図1]



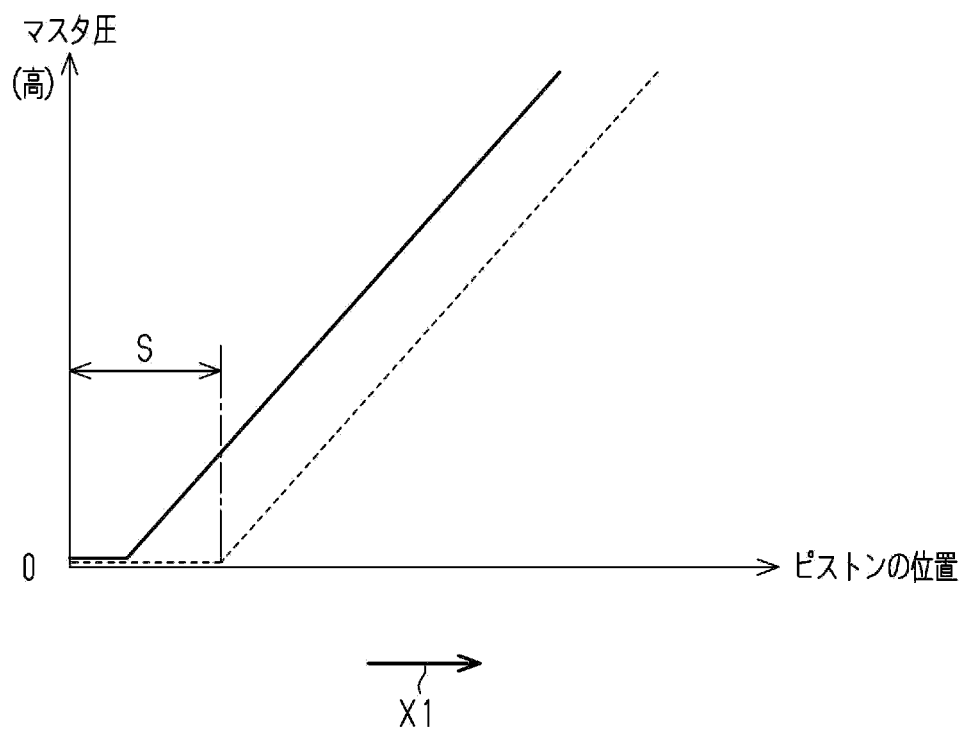
[図2]



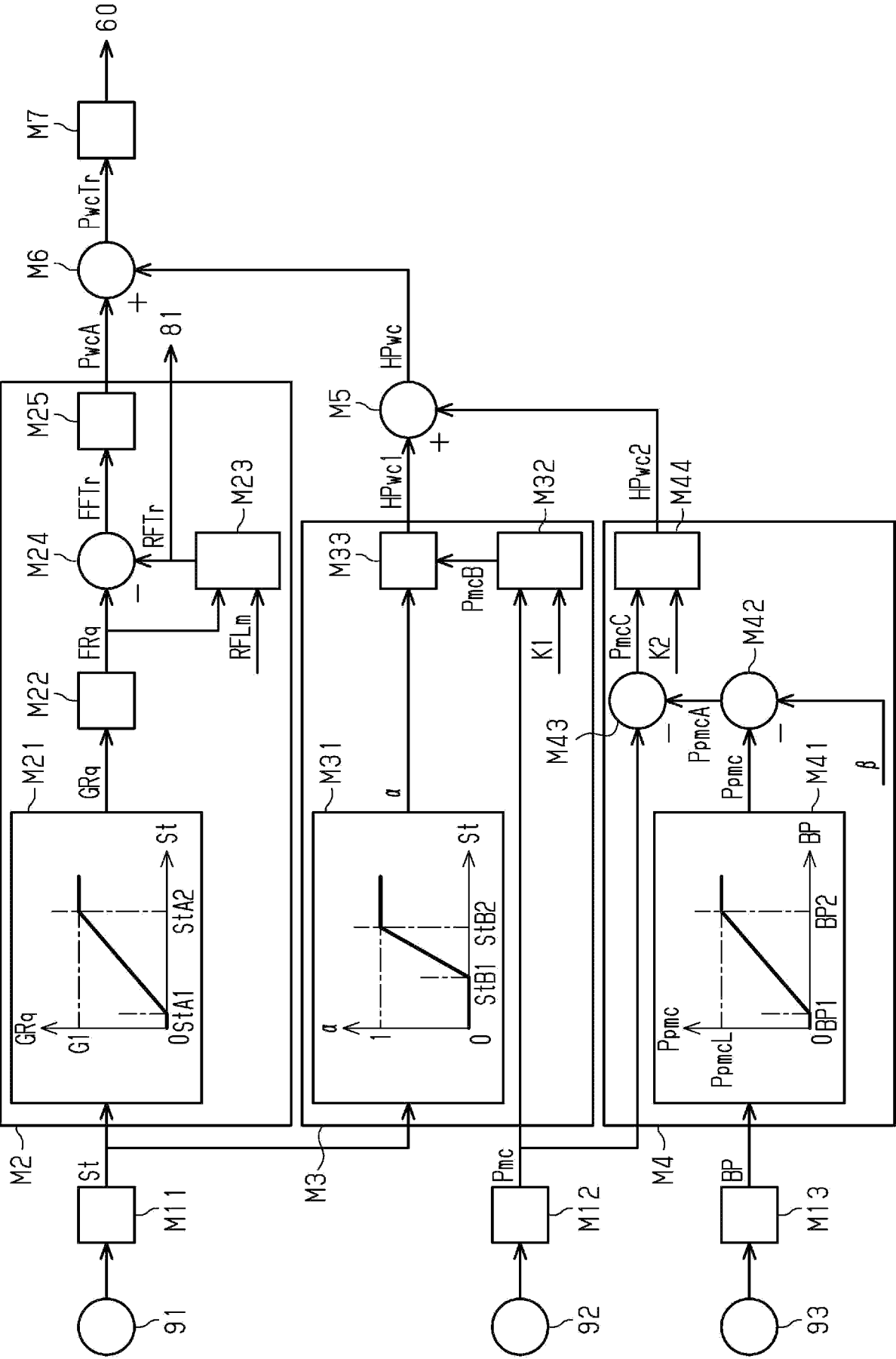
[図3]



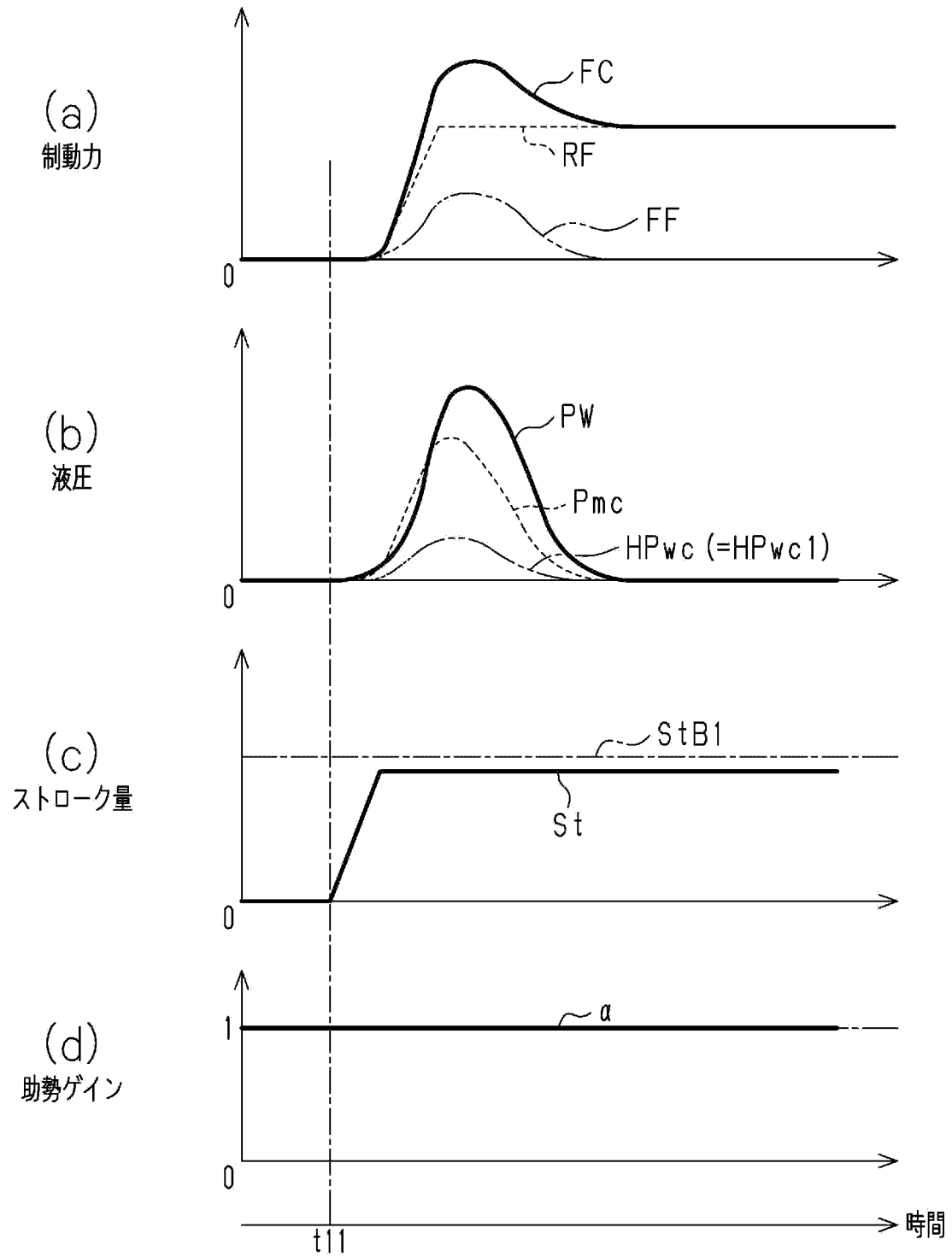
[図4]



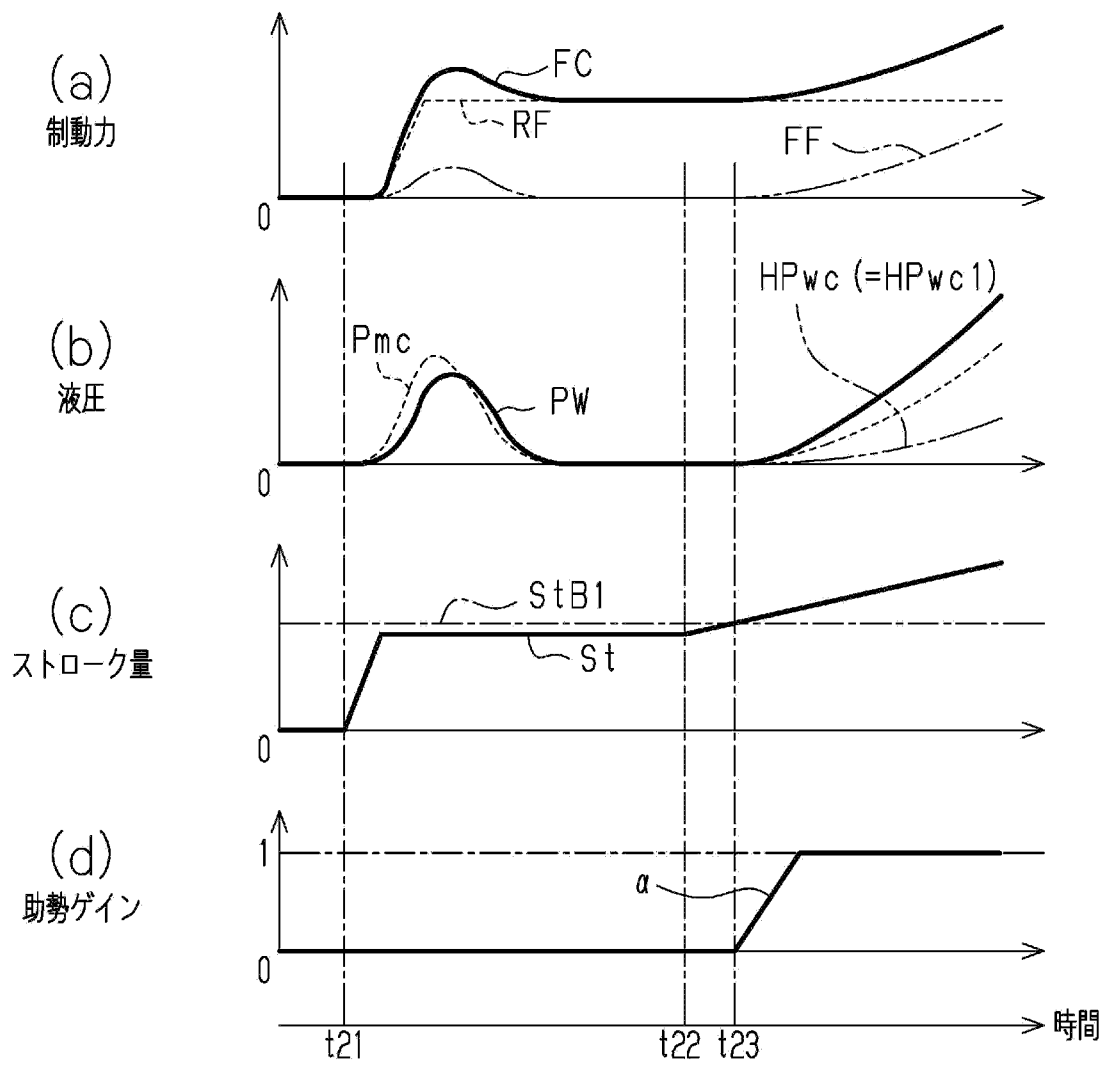
[図5]



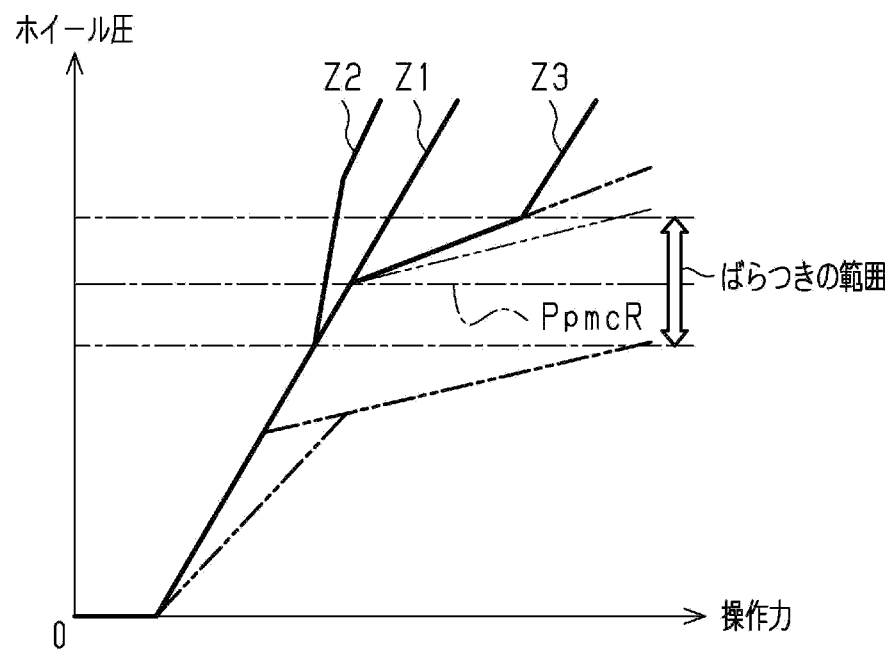
[図6]



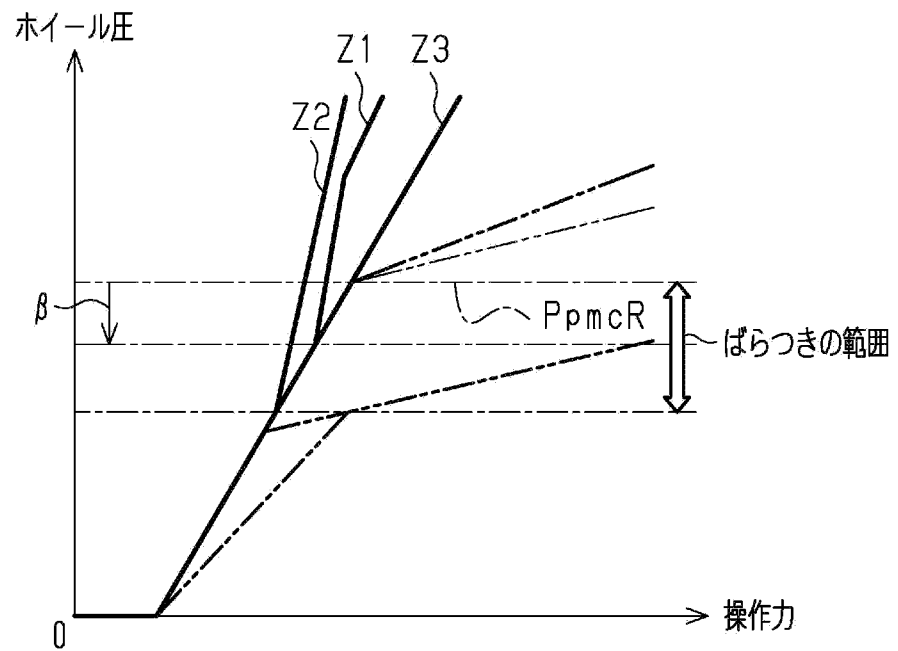
[図7]



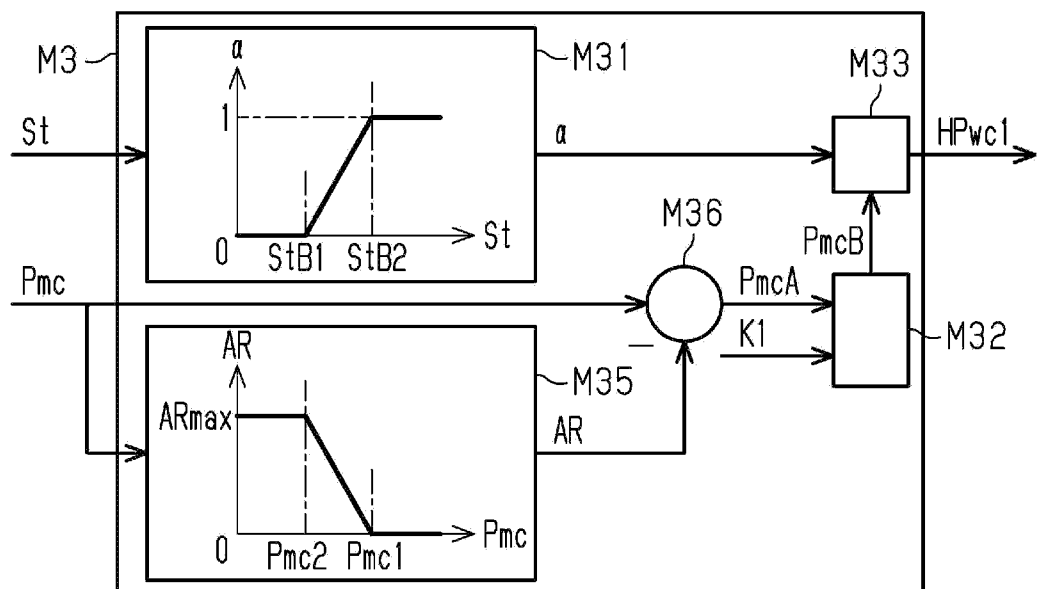
[図8]



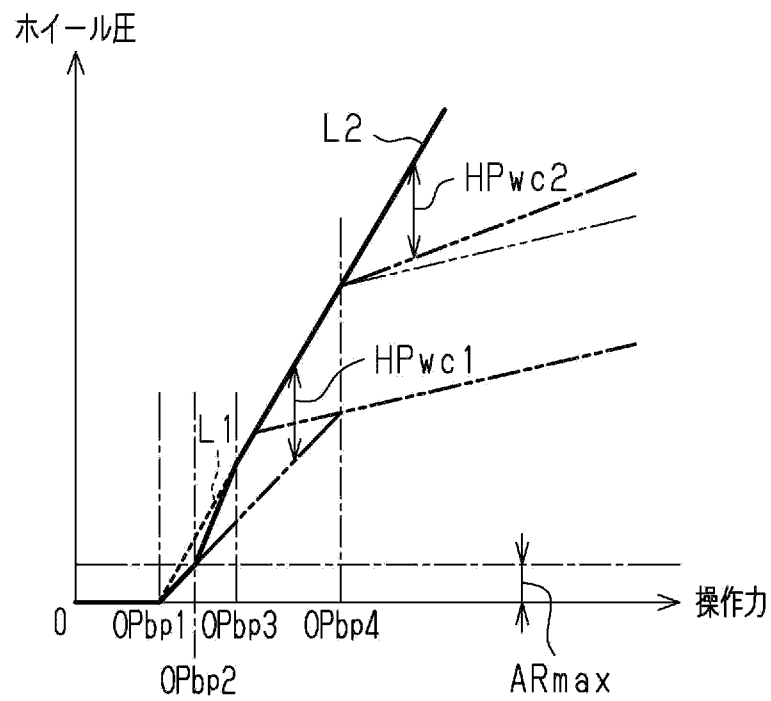
[図9]



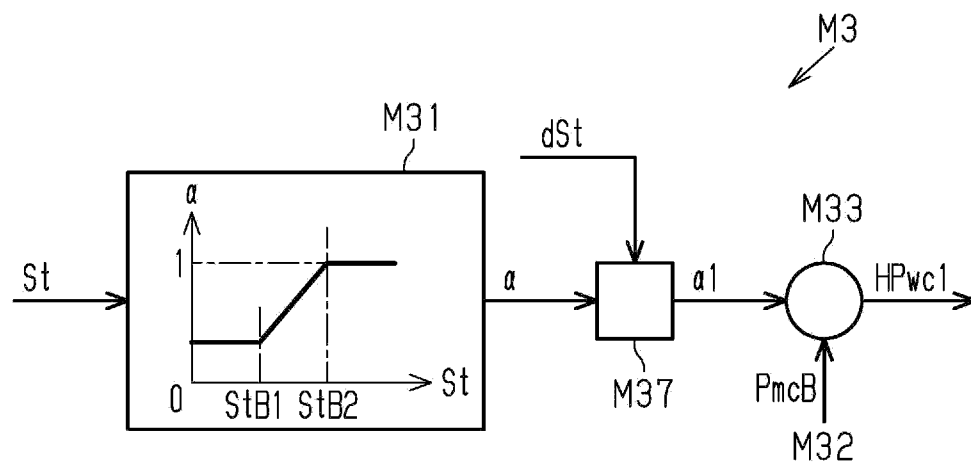
[図10]



[図11]



[図12]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/007976

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**B60T 13/122**(2006.01)i; **B60T 8/00**(2006.01)i; **B60T 8/17**(2006.01)i

FI: B60T8/00 Z; B60T8/17 Z; B60T13/122 C

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)

B60T13/122; B60T8/00; B60T8/17

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 1971-2022

Registered utility model specifications of Japan 1996-2022

Published registered utility model applications of Japan 1994-2022

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	WO 2014/199419 A1 (HONDA MOTOR CO., LTD.) 18 December 2014 (2014-12-18) paragraphs [0017]-[0063], fig. 1-10	1-3
A	paragraphs [0017]-[0063], fig. 1-10	4
X	WO 2019/065332 A1 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS LTD) 04 April 2019 (2019-04-04) paragraphs [0010]-[0115], fig. 1-19	1-3
A	paragraphs [0010]-[0115], fig. 1-19	4
A	JP 9-263234 A (DENSO CORP) 07 October 1997 (1997-10-07) entire text, all drawings	1-4
A	JP 2010-173450 A (NISSAN MOTOR CO LTD) 12 August 2010 (2010-08-12) entire text, all drawings	1-4

☐ 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

22 March 2022

Date of mailing of the international search report

05 April 2022

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/JP2022/007976

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
WO	2014/199419	A1	18 December 2014	US 2016/0114775 A1 paragraphs [0017]-[0072], fig. 1-10b CA 2913287 A1 CN 105283361 A	
WO	2019/065332	A1	04 April 2019	US 2020/0262409 A1 paragraphs [0027]-[0129], fig. 1-19 CN 111094089 A	
JP	9-263234	A	07 October 1997	US 6024420 A EP 1026059 A2 CN 1161290 A	
JP	2010-173450	A	12 August 2010	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B60T 13/122(2006.01)i; B60T 8/00(2006.01)i; B60T 8/17(2006.01)i FI: B60T8/00 Z; B60T8/17 Z; B60T13/122 C		
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）） B60T13/122; B60T8/00; B60T8/17		
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 1971-2022年 日本国実用新案登録公報 1996-2022年 日本国登録実用新案公報 1994-2022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	WO 2014/199419 A1（本田技研工業株式会社）18.12.2014（2014-12-18） 段落[0017]-[0063], 図1-10	1-3
A	段落[0017]-[0063], 図1-10	4
X	WO 2019/065332 A1（日立オートモティブシステムズ株式会社）04.04.2019（2019-04-04） 段落[0010]-[0115], 図1-19	1-3
A	段落[0010]-[0115], 図1-19	4
A	JP 9-263234 A（株式会社デンソー）07.10.1997（1997-10-07） 全文, 全図	1-4
A	JP 2010-173450 A（日産自動車株式会社）12.08.2010（2010-08-12） 全文, 全図	1-4
☐ 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、一般的な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 22.03.2022		国際調査報告の発送日 05.04.2022
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） 保田 亨介 3W 3862 電話番号 03-3581-1101 内線 3367

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/007976

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
WO	2014/199419	A1	18.12.2014	US	2016/0114775	A1	
				段落[0017]-[0072], 図1-10b			
				CA	2913287	A1	
				CN	105283361	A	
WO	2019/065332	A1	04.04.2019	US	2020/0262409	A1	
				段落[0027]-[0129], 図1-19			
				CN	111094089	A	
JP	9-263234	A	07.10.1997	US	6024420	A	
				EP	1026059	A2	
				CN	1161290	A	
JP	2010-173450	A	12.08.2010	(ファミリーなし)			