

(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
2018年3月8日(08.03.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/043168 A1

(51) 国際特許分類:

B60T 13/20 (2006.01) B60T 8/17 (2006.01)
B60L 1/00 (2006.01) B60T 13/122 (2006.01)
B60L 7/24 (2006.01) B60T 13/128 (2006.01)
B60T 8/00 (2006.01) B60T 13/68 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/029716

(22) 国際出願日: 2017年8月21日(21.08.2017)

(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 2016-169091 2016年8月31日(31.08.2016) 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).

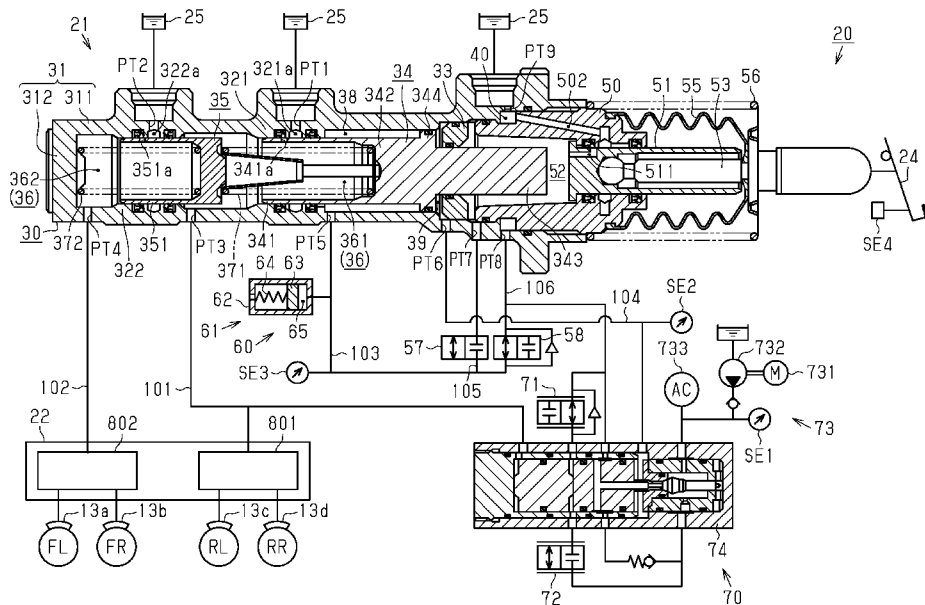
(72) 発明者: 中川 友佑(NAKAGAWA, Yusuke); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP).

(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, 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,

(54) Title: VEHICLE BRAKE DEVICE

(54) 発明の名称: 車両の制動装置

【図2】



(57) Abstract: This brake device comprises: a hydraulic pressure generation device 21 that is capable of increasing the WC pressure in wheel cylinders 13a to 13d when the MC pressure in master chambers 361, 362 is increased; and a brake actuator 22 that has pumps with a pump motor as a drive source, and differential pressure control valves. The reference amount of discharge from the pump is calculated so as to increase with a greater amount of increase in WC pressure. When the MC pressure is increased, the pump motor is controlled so that a reduction corrected reference discharge amount of



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))

brake fluid is discharged from the pump, whereas, when the MC pressure is not increased, the pump motor is controlled so that a non-reduction-corrected reference discharge amount of brake fluid is discharged from the pump.

(57) 要約: 制動装置は、マスタ室361, 362内のMC圧が大きくなったときにホイールシリンダ13a~13d内のWC圧を増大させることが可能な液圧発生装置21と、ポンプ用モータを駆動源とするポンプ及び差圧調整弁を有する制動アクチュエータ22とを備える。WC圧の増大量が大きいほど多くなるようにポンプの基準吐出量が演算される。MC圧が増大しているときには、減少補正した基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるようにポンプ用モータが制御される一方、MC圧が増大していないときには、減少補正していない基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるようにポンプ用モータが制御される。

明 細 書

発明の名称：車両の制動装置

技術分野

[0001] 本発明は、電動式のポンプを作動させることにより、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増大させることのできる車両の制動装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 に記載される車両の制動装置は、内部にマスタ室が区画形成されているマスタシリンダと、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である WC 圧を調整可能に構成されている制動アクチュエータとを備えている。マスタ室内には、運転者の制動操作に応じた液圧である MC 圧が発生するようになっている。

[0003] 制動アクチュエータには、マスタシリンダとホイールシリンダとを繋ぐ液路に配置されている差圧調整弁と、当該液路における差圧調整弁とマスタシリンダとの間からブレーキ液を汲み上げ、同液路における差圧調整弁とホイールシリンダとの間に同ブレーキ液を吐出する電動式のポンプとが設けられている。こうした制動装置にあっては、指示差圧に応じた信号を差圧調整弁に出力し、且つポンプを作動させることにより、ホイールシリンダ内の WC 圧を、当該指示差圧に応じた液圧分だけマスタ室内の MC 圧よりも増大させることができる。

[0004] このような制動装置を制御する制御装置では、ポンプの駆動源である電動モータの消費電力量及び同電動モータの作動音の双方を低減させるために、同電動モータの回転速度の目標値である回転速度目標値を、ホイールシリンダ内の WC 圧の増大量を基に演算している。すなわち、ホイールシリンダ内の WC 圧の増大量を基にポンプの基準吐出量を演算し、ポンプからのブレーキ液の吐出量が基準吐出量と等しくなるように回転速度目標値が演算される。そのため、回転速度目標値を、基準吐出量が少ないほど小さくすることが

できる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2013-6529号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、上記の制動装置にあっては、差圧調整弁に対する指示差圧が変わらなくても、すなわちマスタ室内とホイールシリンダ内との差圧を変更させなくても、運転者の制動操作によってマスタ室内のMC圧が増大されると、ホイールシリンダ内のWC圧もまた増大される。この場合、マスタ室内のMC圧の増大に起因してホイールシリンダ内のWC圧が増大してしまうため、回転速度目標値が大きくなってしまう。その結果、ポンプからブレーキ液が過剰に吐出されてしまうこととなり、電動モータの消費電力量及び同電動モータの作動音の低減効果が十分であるとは言い難かった。

[0007] 本発明の目的は、ポンプの駆動源の消費電力量及び同駆動源の作動音の低減効果を高めることができる車両の制動装置を提供することにある。

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、車両の車輪に対して設けられているホイールシリンダと繋がっているマスタ室を有し、同マスタ室内の液圧が大きくなったときにホイールシリンダ内の液圧を増大させることが可能な液圧発生装置と、ホイールシリンダとマスタ室とを繋ぐ液路に配置されている差圧調整弁、及び、当該液路における差圧調整弁とマスタ室との間からブレーキ液を汲み取り、当該液路における差圧調整弁とホイールシリンダとの間に同ブレーキ液を吐出する電動式のポンプを有する制動アクチュエータと、ポンプの駆動源及び差圧調整弁を制御することで、ホイールシリンダ内の液圧を調整する制動制御装置と、を備える。そして、制動制御装置は、ホイールシリンダ内の液圧の増大量が大きいほど多くなるようにポンプの基

準吐出量を演算する。また、制動制御装置は、マスタ室内の液圧が増大しているときには、基準吐出量を減少補正し、減少補正後の基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように駆動源を制御する。一方、制動制御装置は、マスタ室内の液圧が増大していないときには、基準吐出量を減少補正せず、同基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように駆動源を制御する。

[0009] マスタ圧が増大していない状況下においてホイールシリンダ内の液圧が増大された場合、そのホイールシリンダ内の液圧の増大は、ホイールシリンダとマスタ室との差圧の増大に起因するものである。そのため、上記構成では、マスタ圧が増大していないときには、ホイールシリンダ内の液圧の増大量に応じた基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように同ポンプの駆動源が駆動するようになる。このように駆動源が駆動することで、ホイールシリンダ内の液圧を適切に調整することができる。

[0010] 一方、マスタ室内の液圧が増大すると、差圧調整弁に対する指示差圧が変わらず、マスタ室とホイールシリンダとの差圧が一定で保持されていたとしても、ホイールシリンダ内の液圧はマスタ室内の液圧の増大に応じて増大される。そこで、上記構成では、マスタ室内の液圧が増大しているときには、ホイールシリンダ内の液圧の増大量に応じた基準吐出量を減少補正し、減少補正後の基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように同ポンプの駆動源が駆動するようになる。そのため、ホイールシリンダとマスタ室との差圧の増大量に見合った量以上のブレーキ液がポンプから吐出されることが抑制される。したがって、ポンプの駆動源の消費電力量及び同駆動源の作動音の低減効果を高めることができるようになる。

[0011] なお、液圧発生装置は、アキュムレータから供給されたブレーキ液の圧力を基にサーボ圧を調整するサーボ圧発生装置を有しており、当該サーボ圧に応じてマスタ室内の液圧を調整できるように構成されているものであってもよい。この構成によれば、運転者の制動操作量が増大していないときでも、サーボ圧発生部の作動によってマスタ室内の液圧が増大されることがある。

そして、このようにマスタ室内の液圧が増大されているときには、基準吐出量を減少補正し、減少補正後の基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように同ポンプの駆動源を駆動させることにより、同駆動源の消費電力量及び同駆動源の作動音の低減効果を高めることができるようになる。

[0012] ところで、制動制御装置は、マスタ室内の液圧が増大しているときには、同マスタ室内の液圧の増大量が多いほど大きくなるように減少補正量を演算するとともに、基準吐出量から同減少補正量を減じる減少補正を行い、同減少補正後の基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように同ポンプの駆動源を制御することが好ましい。

[0013] 上記構成によれば、減少補正後の基準吐出量を、ホイールシリンダ内の液圧の増大量のうち、マスタ室とホイールシリンダとの差圧の増大量に見合った量に近づけることができる。そのため、ポンプの駆動源の消費電力量及び同駆動源の作動音の低減効果をより高めることができるようになる。

[0014] ちなみに、ホイールシリンダ内へのブレーキ液の流入量の増大量と同ホイールシリンダ内の液圧の増大量との関係である増大比率は、ホイールシリンダ内の液圧の大きさによって変わる。そこで、制動制御装置は、ホイールシリンダ内の液圧である第1の液圧に応じたポンプからのブレーキ液の吐出量である第1の吐出量と、同第1の液圧の取得時点よりも規定時間以上前のホイールシリンダ内の液圧である第2の液圧に応じたポンプからのブレーキ液の吐出量である第2の吐出量と、を導出し、基準吐出量を、第1の吐出量から第2の吐出量を減じた差に応じた値とすることが好ましい。この構成によれば、そのときのホイールシリンダ内の液圧を加味したかたちで基準吐出量を演算することができる。

[0015] 同様に、マスタ室内から制動アクチュエータ側へのブレーキ液の流出量の増大量と同マスタ室内の液圧の増大量との関係である増大比率は、マスタ室内の液圧の大きさによって変わる。そこで、制動制御装置は、マスタ室内の液圧である第1のマスタ液圧に応じた補正量である第1のマスタ液量と、同第1のマスタ液圧の取得時点よりも規定時間以上前のマスタ室内の液圧であ

る第2のマスタ液圧に応じた補正量である第2のマスタ液量と、を導出し、減少補正量を、第1のマスタ液量から第2のマスタ液量を減じた差に応じた値とすることが好ましい。この構成によれば、そのときのマスタ室内の液圧を加味したかたちで減少補正量を演算することができる。

[0016] なお、上記車両の制動装置を、ホイールシリンダ内の液圧を調整することなく、車輪に対する制動力を調整することが可能に構成された他の制動装置を有する車両に適用することができる。

[0017] ホイールシリンダ内の液圧を基に車輪に付与される制動力のことを第1の制動力とし、他の制動装置の作動によって車輪に付与される制動力のことを第2の制動力というものとする。この場合、制動制御装置は、車両に対する要求制動力から第2の制動力を減じた差を基に、制動装置を制御するようにしてもよい。この場合、ホイールシリンダ内の液圧が、要求制動力から第2の制動力を減じた差に応じて調整されることとなる。

[0018] そして、このような制御構成を採用する場合、要求制動力から前記第2の制動力を減じた差が小さくなると、第1の制動力を減少させる必要が生じる。すなわち、第1の制動力の少なくとも一部を第2の制動力にすり替える必要が生じることがある。そこで、制動制御装置は、要求制動力から第2の制動力を減じた差が小さくなることが予測されるときには、上記基準吐出量を減少補正し、減少補正後の基準吐出量のブレーキ液がポンプから吐出されるように駆動源を制御するようにしてもよい。

[0019] 上記構成によれば、要求制動力から第2の制動力を減じた差の減少が予測できたときには、第1の制動力の減少、すなわちホイールシリンダ内の液圧の減少が開始される前から基準吐出量を減少させることができる。そのため、ホイールシリンダ内の液圧の減少の開始前からポンプからのブレーキ液の吐出量を減少させることができ、ひいてはポンプの駆動源の消費電力量及び同駆動源の作動音の低減効果をより高めることができるようになる。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]実施形態における車両の制動装置を備える車両の概略を示す構成図。

[図2]同実施形態における車両の制動装置の液压発生装置と制動アクチュエータとを示す構成図。

[図3]同制動アクチュエータを示す構成図。

[図4]同車両の制動装置において、回生制動力、差圧液压制動力及びMC 液压制動力の推移を示すタイミングチャート。

[図5]同車両の制動装置において、ホイールシリンダによる消費液量とホイールシリンダ内の液压との関係を示すマップ。

[図6]同車両の制動装置において、マスタ室からのブレーキ液の流出量とマスタ室内の液压との関係を示すマップ。

[図7]同車両の制動装置の制動制御装置が実行する処理ルーチンを説明するフローチャート。

[図8] (a), (b), (c), (d), (e), (f) は同車両の制動装置を備える車両が減速している際のタイミングチャート。

[図9]別の実施形態の車両の制動装置の制動制御装置が実行する処理ルーチンの一部を説明するフローチャート。

発明を実施するための形態

[0021] 以下、車両の制動装置の一実施形態を図1～図8に従って説明する。

図1には、本実施形態の車両の制動装置20を備える車両が模式的に図示されている。図1に示すように、車両は、車両の駆動源の一例である駆動モータ10と、駆動モータ10の駆動を制御する駆動制御装置11とを備えている。また、車両には、各車輪FL, FR, RL, RRに対して制動機構12が個別に設けられている。これら各制動機構12は、ホイールシリンダ13a, 13b, 13c, 13dをそれぞれ有しており、ホイールシリンダ13a～13d内の液压であるWC圧Pwcに応じた液压制動力（第1の制動力の一例）を車輪FL, FR, RL, RRにそれぞれ付与することができる。なお、本明細書では、前輪FL, FRに対して設けられているホイールシリンダ13a, 13bのことを前輪用ホイールシリンダといい、後輪RL, RRに対して設けられているホイールシリンダ13c, 13dのことを後輪

用ホイールシリンダということもある。

[0022] この車両の駆動方式は後輪駆動であり、駆動モータ 10 から出力された駆動力は、ディファレンシャルギア 14 を介して後輪 RL, RR に伝達される。また、この車両にあっては、駆動モータ 10 及び駆動モータ 10 用のインバータを制御することで、第 2 の制動力の一例である回生制動力 BPR を後輪 RL, RR に付与することができる。したがって、本実施形態では、駆動モータ 10 及び駆動制御装置 11 により、後輪用ホイールシリンダ 13c, 13d 内の WC 圧 P_{wc} を調整することなく後輪 RL, RR に制動力（この場合、回生制動力 BPR）を付与可能な「他の制動装置」の一例が構成されている。

[0023] 図 1 及び図 2 に示すように、車両の制動装置 20 は、ブレーキペダルなどの制動操作部材 24 が駆動連結されている液圧発生装置 21 と、制動アクチュエータ 22 と、液圧発生装置 21 及び制動アクチュエータ 22 を制御する制動制御装置 23 とを備えている。本実施形態では、制動制御装置 23 によって液圧発生装置 21 を作動させることにより、前輪用ホイールシリンダ 13a, 13b 内の WC 圧 P_{wcF} 及び後輪用ホイールシリンダ 13c, 13d 内の WC 圧 P_{wcR} の双方を調整することができる。また、制動アクチュエータ 22 は、詳しくは後述するが、各ホイールシリンダ 13a ~ 13d 内の WC 圧 P_{wc} (P_{wcF} , P_{wcR}) を個別に調整できるように構成されている。

[0024] なお、車両に制動力を付与する場合、制動制御装置 23 は、駆動制御装置 11 と協調することがある。具体的には、制動制御装置 23 は、車両に対する要求制動力 BPT を駆動制御装置 11 に送信する。要求制動力 BPT を受信した駆動制御装置 11 は、要求制動力 BPT を超えない範囲で後輪 RL, RR に対して回生制動力 BPR が付与されるように駆動モータ 10（及びインバータ回路）を制御する。また、回生制動力 BPR を後輪 RL, RR に付与している場合、駆動制御装置 11 は、後輪 RL, RR に付与している回生制動力 BPR の大きさを制動制御装置 23 に送信する。そして、制動制御装

置 2 3 は、要求制動力 B P T から回生制動力 B P R を減じた差を基に、制動装置 2 0 を制御するようになっている。これにより、各ホイールシリンダ 1 3 a ~ 1 3 d の少なくとも一つの WC 圧 P w c が増大され、当該ホイールシリンダに対応する車輪に液圧制動力 B P P が付与されるようになる。

[0025] 次に、図 2 を参照し、制動装置 2 0 の液圧発生装置 2 1 について説明する。なお、図 2 には、運転者によって制動操作部材 2 4 が操作されている状態が図示されている。また、ここでは、図 2 に示すように図中左側を前側とするとともに図中右側を後側として液圧発生装置 2 1 の構成について説明する。

[0026] 図 2 に示すように、液圧発生装置 2 1 は、マスタシリンダ 3 0 と、反力発生装置 6 0 と、作動部の一例であるサーボ圧発生装置 7 0 とを備えている。

<マスタシリンダ 3 0>

マスタシリンダ 3 0 は、配管 1 0 1, 1 0 2 を通じて制動アクチュエータ 2 2 に接続されている。また、マスタシリンダ 3 0 は、前側が閉塞されている一方で後側が開口されている有底略円筒形状のメインシリンダ 3 1 と、メインシリンダ 3 1 の後側に配置されている略円筒形状のカバーシリンダ 5 0 と、カバーシリンダ 5 0 の後側に配置されているブーツ 5 5 とを有している。

[0027] メインシリンダ 3 1 には、内向きフランジ状をなす 2 つの小径部 3 2 1, 3 2 2 が設けられている。各小径部 3 2 1, 3 2 2 のうち第 1 の小径部 3 2 1 が後側に配置され、第 2 の小径部 3 2 2 が前側に配置されている。各小径部 3 2 1, 3 2 2 の内周面には、全周にわたって環状の連通空間 3 2 1 a, 3 2 2 a がそれぞれ形成されている。また、メインシリンダ 3 1 の内部のうち、第 1 の小径部 3 2 1 よりも後側には、円環状の内壁部材 3 3 が設けられており、この内壁部材 3 3 の外周面はメインシリンダ 3 1 の周壁 3 1 1 の内周面に面接触している。

[0028] また、メインシリンダ 3 1 の内部には、第 1 のマスタピストン 3 4 が設けられており、第 1 のマスタピストン 3 4 とメインシリンダ 3 1 の周壁 3 1 1

と底壁 3 1 2 とによってマスタ室 3 6 が形成されている。本実施形態では、メインシリンダ 3 1 の底壁 3 1 2 と第 1 のマスタピストン 3 4 との間に第 2 のマスタピストン 3 5 が配設されている。そのため、マスタ室 3 6 は、第 2 のマスタピストン 3 5 によって 2 つのマスタ室 3 6 1, 3 6 2 に区画されている。2 つのマスタ室 3 6 1, 3 6 2 のうち、第 1 のマスタ室 3 6 1 は後側に配置され、第 2 のマスタ室 3 6 2 は第 1 のマスタ室 3 6 1 よりも前側に配置されている。そして、第 1 のマスタ室 3 6 1 内には、前端が第 2 のマスタピストン 3 5 に支持されている一方で後端が第 1 のマスタピストン 3 4 に支持されている第 1 のマスタスプリング 3 7 1 が收容されている。また、第 2 のマスタ室 3 6 2 内には、前端がメインシリンダ 3 1 の底壁 3 1 2 に支持されている一方で後端が第 2 のマスタピストン 3 5 に支持されている第 2 のマスタスプリング 3 7 2 が收容されている。

[0029] 第 2 のマスタピストン 3 5 は、後側が閉塞されている一方で前側が開口されている有底略円筒形状をなしており、第 2 の小径部 3 2 2 の内周面に沿って前側及び後側（すなわち、図中左右方向）に摺動可能となっている。そして、第 2 のマスタピストン 3 5 の筒状部 3 5 1 における図中上側には、第 2 の小径部 3 2 2 に形成されている連通空間 3 2 2 a と、筒状部 3 5 1 の内側、すなわち第 2 のマスタ室 3 6 2 とを連通する第 2 の連通路 3 5 1 a が設けられている。第 2 の連通路 3 5 1 a を介した連通空間 3 2 2 a と第 2 のマスタ室 3 6 2 との連通は、第 2 のマスタピストン 3 5 が初期位置、すなわち制動操作部材 2 4 が操作されていないときの位置に位置しているときには維持される。一方、当該連通は、図 2 に示すように第 2 のマスタピストン 3 5 が初期位置よりも前側に移動すると遮断される。

[0030] 第 1 のマスタピストン 3 4 は、略円筒形状をなす筒状部 3 4 1 と、筒状部 3 4 1 の後端に接続されている略円柱形状をなす本体部 3 4 2 と、本体部 3 4 2 から後側に突出する突出部 3 4 3 と、本体部 3 4 2 の後端部に設けられている環状のフランジ部 3 4 4 とを有している。筒状部 3 4 1 は、第 1 の小径部 3 2 1 の内周面に沿って前側及び後側（すなわち、図中左右方向）に摺

動可能であり、筒状部３４１の外径は、本体部３４２の径と等しくなっている。また、フランジ部３４４は、メインシリンダ３１の周壁３１１のうち、第１の小径部３２１と内壁部材３３との間の部位の内周面に沿って前側及び後側（すなわち、図中左右方向）に摺動可能となっている。そのため、フランジ部３４４と第１の小径部３２１との間において第１のマスタピストン３４の外周側には、環状の第１の液圧室３８が区画形成されている。

[0031] 第１のマスタピストン３４の筒状部３４１における図中上側には、第１の小径部３２１に形成されている連通空間３２１ａと、筒状部３４１の内側、すなわち第１のマスタ室３６１とを連通する第１の連通路３４１ａが設けられている。第１の連通路３４１ａを介した連通空間３２１ａと第１のマスタ室３６１との連通は、第１のマスタピストン３４が初期位置、すなわち制動操作部材２４が操作されていないときの位置に位置しているときには維持される。一方、当該連通は、図２に示すように第１のマスタピストン３４が初期位置よりも前側に移動すると遮断される。

[0032] 第１のマスタピストン３４の突出部３４３は、内壁部材３３の内周面に対して前側及び後側（すなわち、図中左右方向）に摺動可能となっているとともに、突出部３４３の後端は、内壁部材３３とメインシリンダ３１の周壁３１１の後端との間に位置している。また、フランジ部３４４と内壁部材３３との間には、突出部３４３の外周側に環状のサーボ室３９が区画形成されている。

[0033] カバーシリンダ５０は、メインシリンダ３１の後端部に接続されている。具体的には、カバーシリンダ５０の前端部は、メインシリンダ３１の内部における内壁部材３３よりもやや後側に位置している一方、カバーシリンダ５０の後端部は、メインシリンダ３１よりも後側に位置している。なお、カバーシリンダ５０の外周面とメインシリンダ３１の周壁３１１の内周面との間には、環状をなす環状空間４０が区画形成されている。

[0034] また、カバーシリンダ５０の後側の開口は、入力ピストン５１によって閉塞されている。そして、カバーシリンダ５０の内側には、内壁部材３３、第

1のマスタピストン34の突出部343及び入力ピストン51によって、第2の液圧室52が区画形成されている。なお、入力ピストン51には、運転者による制動操作部材24の操作が操作ロッド53を通じて入力される。すなわち、運転者の制動操作量が増大すると、操作ロッド53に押され、入力ピストン51が前側に移動するようになっている。

[0035] カバーシリンダ50には、その外周側に形成されている環状空間40と繋がっているカバー側通路502が設けられている。このカバー側通路502は、カバーシリンダ50の内周面のうち、入力ピストン51に摺接している部分に開口している。また、入力ピストン51には、第2の液圧室52と連通している入力側通路511が設けられている。この入力側通路511は、入力ピストン51の外周面のうち、カバーシリンダ50の内周面に摺接している部分に開口している。そして、制動操作部材24が操作されていないときには入力側通路511がカバー側通路502と繋がり、環状空間40が第2の液圧室52と連通するようになっている。一方、制動操作部材24が操作され、入力ピストン51が前側に移動すると、図2に示すように入力側通路511とカバー側通路502との連通、すなわち環状空間40と第2の液圧室52との連通が解除されるようになっている。

[0036] ブーツ55は、入力ピストン51の外周側に配置されている。具体的には、ブーツ55の前端はカバーシリンダ50に支持されており、ブーツ55の後端は操作ロッド53に支持されている。そして、この操作ロッド53は、ブーツ55の外周側に配置されている圧縮スプリング56によって後側に付勢されている。

[0037] 次に、メインシリンダ31の周壁311に設けられている複数のポートについて説明する。

図2に示すように、メインシリンダ31の周壁311の図中上側には、第1の小径部321の連通空間321aとマスタシリンダ30外とを連通するポートPT1と、第2の小径部322の連通空間322aとマスタシリンダ30外とを連通するポートPT2とが設けられている。これら2つのポート

P T 1, P T 2は、大気圧リザーバ25に繋がっている。そのため、各マスタピストン34, 35が初期位置にそれぞれ配置されている場合、各マスタ室361, 362は大気圧リザーバ25と連通している。一方、各マスタピストン34, 35が初期位置から前側にそれぞれ移動すると、図2に示すように各マスタ室361, 362と大気圧リザーバ25との連通が解除され、各マスタ室361, 362内の液压であるMC圧 P_{mc} が増大されるようになる。

[0038] また、メインシリンダ31の周壁311の図中下側には、第1のマスタ室361とマスタシリンダ30外とを連通する第1の吐出ポートP T 3と、第2のマスタ室362とマスタシリンダ30外とを連通する第2の吐出ポートP T 4とが設けられている。第2の吐出ポートP T 4は、配管102を介して制動アクチュエータ22の第2の液压回路802に接続されている。また、第1の吐出ポートP T 3は、配管101を介して制動アクチュエータ22の第1の液压回路801とサーボ圧発生装置70との双方に接続されている。なお、制動アクチュエータ22とマスタ室361, 362との吐出ポートP T 3, P T 4を介した連通は、各マスタピストン34, 35の位置によらず維持される。

[0039] また、第1の小径部321よりもやや後側には、上記第1の液压室38と外部とを連通するポートP T 5が設けられている。このポートP T 5は、反力用配管103を介して反力発生装置60に繋がっている。また、ポートP T 5よりも後側には、上記サーボ室39と外部とを連通するサーボ用ポートP T 6が設けられている。このサーボ用ポートP T 6は、配管104を介してサーボ圧発生装置70に繋がっている。

[0040] また、サーボ用ポートP T 6よりも後側には、上記第2の液压室52と外部とを連通するポートP T 7が設けられている。このポートP T 7には、第1の配管105が接続されている。この第1の配管105の一端（図中上端）はポートP T 7に繋がっており、第1の配管105の他端（図中下端）は反力用配管103に繋がっている。そして、第1の配管105には、常閉型

の電磁弁である第１の制御弁５７が設けられている。

[0041] また、ポートＰＴ７よりも後側には、環状空間４０と外部とを連通するポートＰＴ８が設けられている。このポートＰＴ８には、第２の配管１０６が接続されている。この第２の配管１０６の一端（図中上端）はポートＰＴ８に繋がっており、第２の配管１０６の他端（図中下端）は反力用配管１０３に繋がっている。そして、第２の配管１０６には、常開型の電磁弁である第２の制御弁５８が設けられている。

[0042] また、図中左右方向においてポートＰＴ８の同一位置、すなわちポートＰＴ８の上方には、環状空間４０を大気圧リザーバ２５と連通するためのポートＰＴ９が設けられている。

[0043] ＜反力発生装置６０＞

図２に示すように、反力発生装置６０は、ストロークシミュレータ６１を有している。ストロークシミュレータ６１は、シミュレータ用シリンダ６２と、シミュレータ用シリンダ６２の内部を２つの空間に区画するシミュレータ用ピストン６３とを有している。２つの空間のうち、シミュレータ用ピストン６３よりも前側の空間内には、シミュレータ用ピストン６３を後側に付勢するシミュレータ用スプリング６４が設けられている。また、シミュレータ用ピストン６３よりも後側の空間６５は、反力用配管１０３と連通している。

[0044] ＜サーボ圧発生装置７０＞

図２に示すように、サーボ圧発生装置７０は、減圧弁７１と、増圧弁７２と、高圧供給部７３と、機械式のレギュレータ７４とを備えている。減圧弁７１は常開型のリニア電磁弁であり、増圧弁７２は常閉型のリニア電磁弁である。

[0045] 高圧供給部７３は、サーボ用モータ７３１を駆動源とするサーボ用ポンプ７３２と、高圧のブレーキ液を蓄積するアキュムレータ７３３と、アキュムレータ７３３内の液圧であるアキュムレータ圧を検出するアキュムレータ圧検出センサＳＥ１とを有している。そして、アキュムレータ圧検出センサＳ

E 1 によって検出されているアキュムレータ圧が所定圧未満になったときには、サーボ用モータ 7 3 1 の駆動によってサーボ用ポンプ 7 3 2 からアキュムレータ 7 3 3 内にブレーキ液が供給され、アキュムレータ圧が増圧される。なお、アキュムレータ 7 3 3 に蓄積されている高圧のブレーキ液は、レギュレータ 7 4 に供給されるようになっている。

[0046] <各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} を増大させる際の制動装置 2 0 の動作>

本実施形態の制動装置 2 0 を作動させるための動作モードとして、リニアモード及び REG モードが用意されている。

[0047] リニアモードでは、制動制御装置 2 3 によって、第 1 の制御弁 5 7 が開弁され、第 2 の制御弁 5 8 が閉弁される。これにより、マスタシリンダ 3 0 内では第 1 の液圧室 3 8 と第 2 の液圧室 5 2 とが連通され、マスタシリンダ 3 0 内の第 1 の液圧室 3 8 と大気圧リザーバ 2 5 との連通が解除される。そして、この状態でサーボ圧発生装置 7 0 の減圧弁 7 1 及び増圧弁 7 2 の駆動を制御することで、マスタシリンダ 3 0 内のサーボ室 3 9 内の液圧であるサーボ圧 P_{sv} が制御される。すなわち、減圧弁 7 1 及び増圧弁 7 2 の駆動によってサーボ圧 P_{sv} が増大されると、第 1 のマスタピストン 3 4 及び第 2 のマスタピストン 3 5 の双方が前側に移動する。その結果、大気圧リザーバ 2 5 と各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 との連通がそれぞれ解除され、各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} がそれぞれ増大される。

[0048] 一方、減圧弁 7 1 及び増圧弁 7 2 の駆動によってサーボ圧 P_{sv} が減少されると、第 1 のマスタピストン 3 4 及び第 2 のマスタピストン 3 5 の双方が後側に移動する。その結果、各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} がそれぞれ減少される。

[0049] なお、減圧弁 7 1 の開度、及び増圧弁 7 2 の開度は、運転者による制動操作部材 2 4 の操作に応じて個別に制御される。そのため、運転者による制動操作によって、各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} を調整することが可能となっている。また、本実施形態では、運転者の制動操作を伴わない

車両制動時（例えば、自動ブレーキ時）でも、減圧弁 7 1 及び増圧弁 7 2 を制御することで、各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} をそれぞれ調整することもできる。

[0050] REGモードでは、制動制御装置 2 3 によって、第 1 の制御弁 5 7 及び増圧弁 7 2 の双方が閉弁され、第 2 の制御弁 5 8 及び減圧弁 7 1 の双方が開弁される。この状態で制動操作部材 2 4 が操作されると、マスタシリンダ 3 0 では、入力ピストン 5 1 が前側に移動し、第 2 の液压室 5 2 と大気圧リザーバ 2 5 との連通が解除される。そして、運転者の制動操作によって入力ピストン 5 1 がさらに前側に移動すると、第 2 の液压室 5 2 内の液压の増大によって第 1 のマスタピストン 3 4 が付勢され、第 1 のマスタピストン 3 4 及び第 2 のマスタピストン 3 5 が前側に移動し、各マスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} がそれぞれ増大される。なお、このとき、マスタシリンダ 3 0 内のサーボ室 3 9 の容積は拡大されるものの、サーボ室 3 9 内には、サーボ圧発生装置 7 0 のレギュレータ 7 4 からブレーキ液が補充される。

[0051] <制動アクチュエータ 2 2>

図 3 に示すように、制動アクチュエータ 2 2 には、2 系統の液压回路 8 0 1, 8 0 2 が設けられている。後輪用液压回路の一例である第 1 の液压回路 8 0 1 には左後輪用のホイールシリンダ 1 3 c と右後輪用のホイールシリンダ 1 3 d とが接続されている。また、前輪用液压回路の一例である第 2 の液压回路 8 0 2 には左前輪用のホイールシリンダ 1 3 a と右前輪用のホイールシリンダ 1 3 b とが接続されている。そして、液压発生装置 2 1 のマスタ室 3 6 1, 3 6 2 から第 1 及び第 2 の液压回路 8 0 1, 8 0 2 にブレーキ液が流入されると、ホイールシリンダ 1 3 a ~ 1 3 d にブレーキ液が供給される。

[0052] 液压回路 8 0 1, 8 0 2 においてマスタシリンダ 3 0 とホイールシリンダ 1 3 a ~ 1 3 d とを接続する液路には、リニア電磁弁である差圧調整弁 8 1 1, 8 1 2 が設けられている。また、第 1 の液压回路 8 0 1 において差圧調整弁 8 1 1 よりも後輪用ホイールシリンダ 1 3 c, 1 3 d 側には、左後輪用

の経路 8 2 c 及び右後輪用の経路 8 2 d が設けられている。同様に、第 2 の
液圧回路 8 0 2 において差圧調整弁 8 1 2 よりも前輪用ホイールシリンダ 1
3 a, 1 3 b 側には、左前輪用の経路 8 2 a 及び右前輪用の経路 8 2 b が設
けられている。そして、こうした経路 8 2 a ~ 8 2 d には、WC 圧 P w c の
増圧を規制する際に閉弁される常開型の電磁弁である保持弁 8 3 a, 8 3 b
, 8 3 c, 8 3 d と、WC 圧 P w c を減圧させる際に開弁される常閉型の電
磁弁である減圧弁 8 4 a, 8 4 b, 8 4 c, 8 4 d とが設けられている。

[0053] また、第 1 及び第 2 の液圧回路 8 0 1, 8 0 2 には、ホイールシリンダ 1
3 a ~ 1 3 d から減圧弁 8 4 a ~ 8 4 d を介して流出したブレーキ液を一時
的に貯留するリザーバ 8 5 1, 8 5 2 と、ポンプ用モータ 8 6 の駆動に基づ
き作動するポンプ 8 7 1, 8 7 2 とが接続されている。すなわち、ポンプ用
モータ 8 6 が、ポンプ 8 7 1, 8 7 2 の駆動源の一例である。リザーバ 8 5
1, 8 5 2 は、吸入用流路 8 8 1, 8 8 2 を介してポンプ 8 7 1, 8 7 2 に
接続されるとともに、マスタ側流路 8 9 1, 8 9 2 を介して差圧調整弁 8 1
1, 8 1 2 よりもマスタシリンダ 3 0 側の通路に接続されている。また、ポ
ンプ 8 7 1, 8 7 2 は、供給用流路 9 0 1, 9 0 2 を介して差圧調整弁 8 1
1, 8 1 2 と保持弁 8 3 a ~ 8 3 d との間の接続部位 9 1 1, 9 1 2 に接続
されている。

[0054] そして、ポンプ 8 7 1, 8 7 2 は、ポンプ用モータ 8 6 が駆動する場合に
、リザーバ 8 5 1, 8 5 2 及びマスタシリンダのマスタ室 3 6 1, 3 6 2 内
から吸入用流路 8 8 1, 8 8 2 及びマスタ側流路 8 9 1, 8 9 2 を介してブ
レーキ液を汲み取り、該ブレーキ液を供給用流路 9 0 1, 9 0 2 内に吐出す
る。

[0055] <検出系>

図 2 に示すように、制動制御装置 2 3 には、アキュムレータ圧検出センサ
S E 1 の他、サーボ圧センサ S E 2、液圧室センサ S E 3 及びストロークセ
ンサ S E 4 が電氣的に接続されている。また、図 1 に示すように、車両には
、車輪 F L, F R, R L, R R 毎に車輪速度センサ S E 5, S E 6, S E 7

、SE8が設けられており、これら各車輪速度センサSE5～SE8が制動制御装置23にそれぞれ電氣的に接続されている。サーボ圧センサSE2はマスタシリンダ30内のサーボ室39内のサーボ圧 P_{sv} を検出し、液圧室センサSE3はマスタシリンダ30内の第1の液圧室38内の液圧を検出する。ストロークセンサSE4は制動操作部材24の操作量を検出し、車輪速度センサSE5～SE8は対応する車輪FL、FR、RL、RRの車輪速度VWを検出する。

[0056] 次に、図4を参照し、制動制御装置23によって実施される回生協調制御について説明する。

図4に示すように、運転者の制動操作が開始されるなどして要求制動力 BPT が増大し始めると、車両の減速が開始される。制動初期のように要求制動力 BPT が小さい段階では、要求制動力 BPT を回生制動力 BPR だけで賄うことができる。その後、第1のタイミング t_{11} 以降からは、要求制動力 BPT の増大速度と比較して、回生制動力 BPR の増大速度が小さくなり、要求制動力 BPT と回生制動力 BPR との間にずれが生じるようになる。

[0057] そのため、第1のタイミング t_{11} 以降からは、制動アクチュエータ22における差圧調整弁811、812及びポンプ871、872の作動によって、マスタシリンダ30内のマスタ室361、362内とホイールシリンダ13a～13d内との差圧が増大される。このときの差圧は、要求制動力 BPT から回生制動力 BPR を減じた差（すなわち、要求液圧制動力 BPP_T ）に応じた大きさとされる。その結果、第1のタイミング t_{11} から、回生制動力 BPR の保持が開始される第4のタイミング t_{14} までの期間では、差圧調整弁811、812及びポンプ871、872の作動に基づいた差圧液圧制動力 BPP_a が調整される。

[0058] この差圧液圧制動力 BPP_a は、マスタ室361、362内とホイールシリンダ13a～13d内との差圧に応じた制動力である。図4に示す例では、第1のタイミング t_{11} から第4のタイミング t_{14} よりも前の第2のタイミング t_{12} までの期間では、差圧液圧制動力 BPP_a は徐々に増大され

る。しかし、第2のタイミング t_{12} から第4のタイミング t_{14} までの期間では、回生制動力 BPR の増大速度が大きくなっているため、差圧液圧制動力 $BPPa$ は徐々に減少される。そして、第4のタイミング t_{14} 以降では、差圧液圧制動力 $BPPa$ が第4のタイミング t_{14} での値で保持される。

[0059] また、図4に示す例では、第2のタイミング t_{12} と第4のタイミング t_{14} との間の第3のタイミング t_{13} で、要求制動力 BPT が規定の判定制動力 $BPTTH$ と等しくなる。そして、第3のタイミング t_{13} 以降では、要求制動力 BPT が判定制動力 $BPTTH$ よりも大きくなる。そのため、第3のタイミング t_{13} 以降では、回生制動力 BPR と差圧液圧制動力 $BPPa$ との和が判定制動力 $BPTTH$ と等しくなるように、差圧液圧制動力 $BPPa$ が調整される。また、サーボ圧発生装置70の作動によって各マスタ室361, 362内のMC圧 Pmc が増大され、各ホイールシリンダ13a~13d内のWC圧 Pwc がそれぞれ増大される。このようなMC圧 Pmc の増大によるWC圧 Pwc の増大に起因する液圧制動力 BPP の増大分を「MC液圧制動力 $BPPb$ 」とした場合、第3のタイミング t_{13} 以降では、MC液圧制動力 $BPPb$ が車両に付与されるようになる。この場合、要求制動力 BPT から回生制動力 BPR を減じた差である要求液圧制動力 BPP_T と、差圧液圧制動力 $BPPa$ とMC液圧制動力 $BPPb$ との和（＝液圧制動力 BPP ）とが等しくなるように、制動アクチュエータ22及びサーボ圧発生装置70が制御されることとなる。

[0060] 次に、図5～図7を参照し、制動アクチュエータ22及びサーボ圧発生装置70を制御するために制動制御装置23が実行する処理ルーチンについて説明する。なお、図7に示す処理ルーチンは、予め設定された制御サイクル毎に実行される処理ルーチンである。

[0061] 図7に示すように、本処理ルーチンにおいて、制動制御装置23は、ストロークセンサSE4によって検出されている制動操作部材24の操作量を基に、要求制動力 BPT を演算する（ステップS11）。要求制動力 BPT は

、制動操作部材 24 の操作量が多いほど大きい値となる。上述したように、演算した要求制動力 BPT は駆動制御装置 11 に送信される。続いて、制動制御装置 23 は、駆動制御装置 11 から受信している最新の回生制動力 BPR を取得する（ステップ S12）。そして、制動制御装置 23 は、要求制動力 BPT から回生制動力 BPR を減じ、その差（ $=BPT-BPR$ ）を要求液圧制動力 BPP とする（ステップ S13）。

[0062] 続いて、制動制御装置 23 は、要求液圧制動力 BPP を要求 WC 圧 Pwc に変換する変換処理を実施する（ステップ S14）。液圧制動力 BPP と WC 圧 Pwc との間には相関関係がある。そのため、例えば、この相関関係を表す変換用マップ、すなわち液圧制動力 BPP と WC 圧 Pwc との関係を示すマップを用い、制動制御装置 23 は、要求液圧制動力 BPP に応じた WC 圧 Pwc を要求 WC 圧 $PwcT$ とすることができる。この場合、要求 WC 圧 $PwcT$ は、要求液圧制動力 BPP が大きいほど大きくなる。

[0063] そして、制動制御装置 23 は、制動アクチュエータ 22 のポンプ 871、872 からのブレーキ液の基準吐出量 Qb の導出処理を実施する（ステップ S15）。この導出処理では、要求 WC 圧 $PwcT$ の増大量が大きいほど大きくなるように基準吐出量 Qb が演算される。

[0064] 図 5 を参照し、基準吐出量 Qb の導出処理について詳述する。

図 5 には、ホイールシリンダ 13a～13d によるブレーキ液の消費液量、すなわちホイールシリンダ 13a～13d 内へのブレーキ液の流入量と、WC 圧 Pwc との関係を表すマップが図示されている。図 5 に示すように、WC 圧 Pwc は消費液量が多いほど高くなる。しかも、消費液量の増大量に対する WC 圧 Pwc の増大量の比率である増大比率は、WC 圧 Pwc が高いときほど大きくなる。

[0065] そして、導出処理では、図 5 に示すマップを用い、現時点の要求 WC 圧 $PwcT$ （第 1 の液圧の一例）に対応する消費液量（以下、「第 1 の消費液量」ともいう。）が導出される。また、導出処理では、現時点よりも規定時間前の時点の要求 WC 圧 $PwcT$ （第 2 の液圧の一例）に対応する消費液量（

以下、「第2の消費液量」ともいう。)が導出される。規定時間は、本処理ルーチンの実行間隔、すなわち上記制御サイクルに相当する時間又は同時間よりも長い時間に設定されている。例えば、規定時間は、上記制御サイクルに相当する時間に係数 N (N は1以上の整数であって、例えば3)を乗算した値に設定されている。

[0066] なお、制動アクチュエータ22の作動によってWC圧 P_{wc} を増大させる場合、差圧調整弁811, 812は閉弁しているわけではないため、ポンプ871, 872から吐出されたブレーキ液の一部が、差圧調整弁811, 812を介してマスタ室361, 362側に流出してしまう。このようにマスタ室361, 362側に流出してしまうブレーキ液の量をリリーフ量とした場合、リリーフ量は、差圧調整弁811, 812に対する指示差圧が小さいほど多くなりやすい。

[0067] そのため、現時点の要求WC圧 P_{wcT} に対応するポンプ871, 872からのブレーキ液の吐出量を「第1の吐出量」とした場合、第1の吐出量は、第1の消費液量と指示差圧に対応するリリーフ量とを加算することで導出される。同様に、現時点よりも規定時間前の時点の要求WC圧 P_{wcT} に対応するポンプ871, 872からのブレーキ液の吐出量を「第2の吐出量」とした場合、第2の吐出量は、第2の消費液量と指示差圧に対応するリリーフ量とを加算することで導出される。そして、第1の吐出量から第2の吐出量を減じた差が基準吐出量 Q_b とされる。

[0068] なお、基準吐出量 Q_b は、第1の吐出量から第2の吐出量を減じた差に応じた値であれば、当該差と等しい値ではなくてもよい。例えば、第1の吐出量から第2の吐出量を減じた差に対して、移動平均処理などのフィルタ処理を施すことで、基準吐出量 Q_b を導出するようにしてもよい。また、本処理ルーチンの前回の実行時に導出した基準吐出量 Q_b からの変化量が所定の上限值を上回ったり、同変化量が所定の下限值を下回ったりしないような制限処理を行うことで、基準吐出量 Q_b を導出するようにしてもよい。

[0069] 図7に戻り、制動制御装置23は、現時点におけるマスタシリンダ30内

の各マスタ室361, 362内のMC圧 P_{mc} を取得する(ステップS16)。本液圧発生装置21では、上記リニアモードである場合、サーボ室39のサーボ圧 P_{sv} とMC圧 P_{mc} とが相関するようになっている。そのため、制動制御装置23は、リニアモードである場合、サーボ圧センサSE2によって検出されているサーボ圧 P_{sv} を基に演算したMC圧 P_{mc} を取得することができる。なお、MC圧 P_{mc} を検出するセンサが制動装置20に設けられている場合、制動制御装置23は、当該センサによって検出されているセンサ値をMC圧 P_{mc} として取得するようにしてもよい。

[0070] そして、制動制御装置23は、MC圧 P_{mc} をマスタ液量 Q_{mc} に換算する換算処理を実施する(ステップS17)。ここでいう「マスタ液量 Q_{mc} 」とは、マスタ室361, 362内のMC圧をステップS16で取得したMC圧 P_{mc} と等しくするために、マスタ室36内から制動アクチュエータ22側に流出するブレーキ液の量のことである。

[0071] 図6を参照し、マスタ液量 Q_{mc} の換算処理について詳述する。

図6には、マスタ液量 Q_{mc} とMC圧 P_{mc} との関係を表すマップが図示されている。図6に示すように、マスタ液量 Q_{mc} は、MC圧 P_{mc} が高いほど多くなる。しかも、マスタ液量 Q_{mc} の増大量に対するMC圧 P_{mc} の増大量の比率であるマスタ比率は、MC圧 P_{mc} が高いほど大きくなる。

[0072] そして、換算処理では、図6に示すマップを用い、ステップS16で取得したMC圧 P_{mc} に対応するマスタ液量 Q_{mc} が導出される。

図7に戻り、制動制御装置23は、ステップS17で導出したマスタ液量 Q_{mc} を基に、減少補正量 Q_r を導出する(ステップS18)。具体的には、今回の処理ルーチンの実行によって導出したマスタ液量 Q_{mc} を第1のマスタ液量とした場合、制動制御装置23は、現時点よりも規定時間前の時点のMC圧 P_{mc} を基に導出したマスタ液量 Q_{mc} を第2のマスタ液量として取得する。そして、制動制御装置23は、第1のマスタ液量から第2のマスタ液量を減じた差を、減少補正量 Q_r とする。そのため、減少補正量 Q_r は、各マスタ室361, 362内のMC圧 P_{mc} が増大しているときには正の

値となり、MC圧 P_{mc} が変動していないときには「0」と等しくなり、MC圧 P_{mc} が減少しているときには負の値となる。

[0073] 続いて、制動制御装置23は、減少補正量 Q_r を用い、基準吐出量 Q_b を決定する処理を行う（ステップS19）。具体的には、制動制御装置23は、ステップS15で演算した基準吐出量 Q_b から減少補正量 Q_r を減じた差と、「0」とを比較し、大きい方の値を基準吐出量 Q_b とする。つまり、MC圧 P_{mc} が増大しているために減少補正量 Q_r が正の値であるときには、ステップS19の処理によって基準吐出量 Q_b が減少補正される。また、MC圧 P_{mc} が変動していないために減少補正量 Q_r が「0」と等しいときには、ステップS19の処理によって基準吐出量 Q_b が減少補正されない。また、MC圧 P_{mc} が減少しているために減少補正量 Q_r が負の値であるときには、ステップS19の処理によって基準吐出量 Q_b が増大補正される。

[0074] そして、制動制御装置23は、ステップS19によって決定した基準吐出量 Q_b を基に、制動アクチュエータ22のポンプ用モータ86の回転速度の目標値である回転速度目標値 X_T を導出する（ステップS20）。具体的には、制動制御装置23は、基準吐出量 Q_b が大きいほど回転速度目標値 X_T を大きくする。例えば、制動制御装置23は、基準吐出量 Q_b が「0」と等しいときには回転速度目標値 X_T を「0」と等しくしてもよい。

[0075] 続いて、制動制御装置23は、マスタシリンダ30内の各マスタ室361、362内のMC圧 P_{mc} に対する目標値であるMC圧目標値 P_{mcT} を演算する（ステップS21）。例えば、図4を用いて上述したように、制動制御装置23は、MC圧目標値 P_{mcT} を、要求制動力 BPT から判定制動力 $BPTTH$ を減じた差に応じた値とすることができる。この場合、MC圧目標値 P_{mcT} は、要求制動力 BPT から判定制動力 $BPTTH$ を減じた差が「0」以下である場合には「0」と等しくされる。一方、MC圧目標値 P_{mcT} は、要求制動力 BPT から判定制動力 $BPTTH$ を減じた差が正の値である場合には当該差が大きいほど大きい値となる。

[0076] そして、制動制御装置23は、制動アクチュエータ22の差圧調整弁81

1, 812に対する指示差圧 DP_{wc} を演算する（ステップS22）。例えば、制動制御装置23は、指示差圧 DP_{wc} を、要求液圧制動力 BPT からMC液圧制動力 BPP_b を減じた差に応じた値とすることができる。指示差圧 DP_{wc} の演算に用いられるMC液圧制動力 BPP_b は、上記ステップS21で演算したMC圧目標値 P_{mcT} をMC液圧制動力に変換した値である。そのため、指示差圧 DP_{wc} は、要求液圧制動力 BPT からMC液圧制動力 BPP_b を減じた差が大きいほど小さい値となる。

[0077] 続いて、制動制御装置23は、制動装置20の駆動処理を実施する（ステップS23）。具体的には、制動制御装置23は、マスタシリンダ30内の各マスタ室361, 362内のMC圧 P_{mc} がMC圧目標値 P_{mcT} と等しくなるように、サーボ圧発生装置70の作動を制御する。また、制動制御装置23は、制動アクチュエータ22の作動の制御では、ポンプ用モータ86の回転速度が回転速度目標値 X_T と等しくなるようにポンプ用モータ86の駆動を制御し、指示差圧 DP_{wc} に基づいた信号を差圧調整弁811, 812に出力する。その後、制動制御装置23は、本処理ルーチンを一旦終了する。

[0078] 次に、図8を参照し、本実施形態の制動装置20の作用を効果とともに説明する。

図8(a), (b), (c), (d), (e), (f)に示すように、車両走行中の第1のタイミング t_{21} からは、運転者の制動操作などによって車両に対する要求制動力 BPT が増大されるようになる。そのため、図8に示す例では、第1のタイミング t_{21} からは後輪 RL , RR に対して回生制動力 BPR が付与されるようになる。なお、第1のタイミング t_{21} から第2のタイミング t_{22} までの期間では、回生制動力 BPR が要求制動力 BPT と等しい、すなわち要求液圧制動力 BPP_T が「0」と等しい。

[0079] そして、第2のタイミング t_{22} を過ぎると、回生制動力 BPR が要求制動力 BPT よりも小さくなる。第2のタイミング t_{22} から第4のタイミング t_{24} までの期間では、要求制動力 BPT が判定制動力 BPT_{TH} よりも

小さいため、サーボ圧発生装置 70 の作動によって各マスタ室 361, 362 内の MC 圧 P_{mc} が増大されない。そして、当該期間では、制動アクチュエータ 22 の作動、すなわち差圧調整弁 811, 812 及びポンプ用モータ 86 の駆動によって、各ホイールシリンダ 13a~13d 内の WC 圧 P_{wc} が調整される。これにより、差圧液圧制動力 BPP_a が車両に付与されるようになる。

[0080] このとき、差圧調整弁 811, 812 は指示差圧 DP_{wc} に応じて駆動される。また、ポンプ用モータ 86 は、その回転速度が回転速度目標値 X_T と等しくなるように駆動される。回転速度目標値 X_T は、基準吐出量 Q_b に応じた値に設定されている。そのため、ポンプ用モータ 86 を駆動源とするポンプ 871, 872 は、基準吐出量 Q_b のブレーキ液が吐出されるように作動する。

[0081] なお、第 2 のタイミング t_{22} から第 3 のタイミング t_{23} までの期間では、要求液圧制動力 BPP_T 及び要求 WC 圧 P_{wc_T} の双方が増大されるため、基準吐出量 Q_b が大きい値となる。そのため、当該期間では、回転速度目標値 X_T は、回転速度の上限値 X_{max} まで急上昇し、同上限値 X_{max} で保持される。

[0082] ところで、第 2 のタイミング t_{22} から第 4 のタイミング t_{24} までの期間では、MC 圧 P_{mc} は変動しないため、当然、マスタ液量 Q_{mc} は変わらない。その結果、当該期間では、減少補正量 Q_r は「0」と等しい。そのため、基準吐出量 Q_b は減少補正されない。その結果、ポンプ 871, 872 からのブレーキ液の吐出量が不足することはないため、ポンプ 871, 872 の作動と差圧調整弁 811, 812 の駆動とによって、各ホイールシリンダ 13a~13d 内の WC 圧 P_{wc} を適切に調整することができる。すなわち、液圧制動力 BPP （この場合では、差圧液圧制動力 BPP_a ）と回生制動力 BPR との協調によって、要求制動力 BPT に応じた車体減速度で車両を減速させることができる。

[0083] 第 3 のタイミング t_{23} 以降では、回生制動力 BPR の増大速度が大きく

なったこともあり、要求液圧制動力 BPP_T 、すなわち要求WC圧 P_{wcT} が小さくなる。その結果、基準吐出量 Q_b も小さくなるため、回転速度目標値 X_T が小さくなる。また、要求液圧制動力 BPP_T もまた小さくなるため、差圧調整弁811, 812に対する指示差圧 DP_{wc} が小さくなる。その結果、マスタシリンダ30内の各マスタ室361, 362内とホイールシリンダ13a~13d内との差圧が小さくなり、差圧液圧制動力 BPP_a が減少される。

[0084] そして、このように差圧液圧制動力 BPP_a が減少している最中の第4のタイミング t_{24} を経過すると、要求液圧制動力 BPP_T が判定制動力 BPP_{TH} 以上になるため、マスタシリンダ30内の各マスタ室361, 362内のMC圧 P_{mc} が、サーボ圧発生装置70の作動によって増大されるようになる。このようなMC圧 P_{mc} の増大によって各ホイールシリンダ13a~13d内のWC圧 P_{wc} が増大されるため、液圧制動力 BPP のうち、MC圧 P_{mc} の増大に起因するMC液圧制動力 BPP_b が大きくなる。

[0085] このようにMC圧 P_{mc} が増大すると、差圧調整弁811, 812に対する指示差圧 DP_{wc} が変わらず、マスタ室361, 362とホイールシリンダ13a~13dとの差圧が一定で保持されていたとしても、WC圧 P_{wc} はMC圧 P_{mc} の増大に応じて増大される。すなわち、要求WC圧 P_{wcT} が大きくなるため、図7を用いて説明した上記処理ルーチンのステップS15で導出される基準吐出量 Q_b が大きくなる。

[0086] そこで、本実施形態では、制動アクチュエータ22が作動している状況下でMC圧 P_{mc} が増大しているときには、要求WC圧 P_{wcT} からブレーキ液の吐出量に換算した値である基準吐出量 Q_b を減少補正し（ステップS19）、減少補正後の基準吐出量 Q_b に基づいて回転速度目標値 X_T が設定され、回転速度目標値 X_T を基にポンプ用モータ86の駆動が制御される。そのため、マスタ室361, 362とホイールシリンダ13a~13dとの差圧の増大量に見合った量よりも多くのブレーキ液がポンプ871, 872から吐出されることが抑制される。したがって、ポンプ用モータ86の消費電

力量及びポンプ用モータ 86 の作動音の低減効果を高めることができる。

[0087] なお、本実施形態では、MC 圧 P_{mc} の大きさ及び MC 圧 P_{mc} の増大量を加味した減少補正量 Q_r を導出し（ステップ S 18）、この減少補正量 Q_r を用いて基準吐出量 Q_b の減少補正を行っている（ステップ S 19）。そのため、減少補正後の基準吐出量 Q_b を、WC 圧 P_{wc} の増大量のうち、マスタ室 361、362 とホイールシリンダ 13a～13d との差圧の増大量に見合った量に近づけることができる。そのため、ポンプ用モータ 86 の消費電力量及びポンプ用モータ 86 の作動音の低減効果をより高めることができる。

[0088] そして、その後の第 5 のタイミング t_{25} で差圧液圧制動力 BPP_a が保持されるようになると、マスタ室 361、362 とホイールシリンダ 13a～13d との差圧を増大させる必要がなくなるため、減少補正後の基準吐出量 Q_b が「0」と等しくなり、回転速度目標値 X_T が「0」と等しくなる。すなわち、制動アクチュエータ 22 では、ポンプ 871、872 からはブレーキ液が吐出されなくなる。この場合、差圧調整弁 811、812 には指示差圧 DP_{wc} に応じた信号が入力されているため、マスタ室 361、362 とホイールシリンダ 13a～13d との差圧、すなわち差圧液圧制動力 BPP_a を保持することができる。

[0089] また、減少補正後の基準吐出量 Q_b が「0」と等しいときであっても、差圧調整弁 811、812 が閉弁していない状態の維持や上記差圧を増大させる際におけるポンプ 871、872 の応答性の確保などを目的とし、回転速度目標値 X_T を「0」としないようにしてもよい。例えば、回転速度目標値に対する下限値を予め設定しておき、減少補正後の基準吐出量 Q_b が「0」と等しいときには回転速度目標値 X_T を当該下限値と等しい値とすることで、ポンプ 871、872 からは少量のブレーキ液が吐出されることとなる。

[0090] なお、上記実施形態は以下のような別の実施形態に変更してもよい。

・上記ステップ S 17 の換算処理では、第 1 のマスタ液量から第 2 のマスタ液量を減じた差に基づいて減少補正量 Q_r を導出しているのであれば、例

例えば当該差に所定のオフセット値を加算した値を減少補正量 Q_r とするようにしてもよい。

[0091] ・減少補正量 Q_r を導出する際に用いられるマスタ液量 Q_{mc} の変動量は、マスタ液量 Q_{mc} を時間微分した値であってもよい。

・上記実施形態では、MC圧 P_{mc} が増大してるときには基準吐出量 Q_b を減少補正することで、ポンプ871, 872からのブレーキ液の吐出量を減少させるようにしている。しかし、MC圧 P_{mc} が減少しているときにポンプ871, 872からのブレーキ液の吐出量を減少させるための方法としては以下の方法を挙げることができる。すなわち、MC圧 P_{mc} が増大しているときには、減少補正前の基準吐出量 Q_b （すなわち、上記ステップS15で導出した基準吐出量 Q_b ）を基に回転速度目標値 X_T を導出し、この回転速度目標値 X_T を減少補正し、この減少補正後の回転速度目標値 X_T を基にポンプ用モータ86を作動させるようにしてもよい。

[0092] また、ポンプ用モータ86を駆動させる場合には、ポンプ用モータ86に対する駆動電流を回転速度目標値 X_T に応じて設定し、この駆動電流をポンプ用モータ86に出力することになる。そのため、MC圧 P_{mc} が増大しているときには、減少補正前の基準吐出量 Q_b （すなわち、上記ステップS15で導出した基準吐出量 Q_b ）を基に回転速度目標値 X_T を導出し、この回転速度目標値 X_T に応じた駆動電流を減少補正し、減少補正後の駆動電流をポンプ用モータ86に出力させるようにしてもよい。

[0093] これらの方法を採用した場合、MC圧 P_{mc} が増大しているときには、ポンプ871, 872からのブレーキ液の吐出量が、減少補正していない基準吐出量 Q_b よりも少なくなる。そのため、ポンプ用モータ86の消費電力量及びポンプ用モータ86の作動音の低減効果を高めることができる。

[0094] ・上記実施形態では、減少補正量 Q_r を、マスタ液量 Q_{mc} の変動量を基に導出している。しかし、マスタシリンダ30内の各マスタ室361, 362内のMC圧 P_{mc} の変動量を基に減少補正量 Q_r を導出するのであれば、上記実施形態で説明した方法以外の方法で減少補正量 Q_r を導出するように

してもよい。例えば、現時点のMC圧 P_{mc} と、現時点から規定時間前の時点のMC圧 P_{mc} との差を基に減少補正量 Q_r を導出するようにしてもよい。この場合であっても、このように導出した減少補正量 Q_r を用いて基準吐出量 Q_b を減少補正することで、基準吐出量 Q_b を減少補正しない場合よりも、ポンプ用モータ86の消費電力量及びポンプ用モータ86の作動音の低減効果を高めることができる。

[0095] また、MC圧 P_{mc} が増大しているときには減少補正量 Q_r を所定値（ただし、所定値は「0」よりも大きい値）と等しくし、MC圧 P_{mc} が変動していないときには減少補正量 Q_r を「0」と等しくするようにしてもよい。

[0096] ・上記ステップS15の導出処理では、第1の吐出量から第2の吐出量を減じた差に基づいて基準吐出量 Q_b を導出しているのであれば、例えば当該差に所定のオフセット値を加算した値を基準吐出量 Q_b とするようにしてもよい。

[0097] ・基準吐出量 Q_b を導出する際に用いられる要求WC圧 P_{wcT} の増大量は、要求WC圧 P_{wcT} を時間微分した値であってもよい。

・ホイールシリンダ13a～13d内のWC圧 P_{wc} を検出するセンサが制動装置20に設けられている場合、当該センサによって検出されたWC圧の検出値を時間微分することでWC圧の増大量を導出し、このWC圧の増大量を基に基準吐出量 Q_b を導出するようにしてもよい。

[0098] ・制動アクチュエータ22の作動によってマスタ室361、362とホイールシリンダ13a～13dとの間に差圧を発生させている状況下で回生制動力 BPR が増大されると、要求制動力 BPT から回生制動力 BPR を減じた差（以下、「規定差」ともいう。）が小さくなることがある。このように規定差が小さくなると、制動アクチュエータ22は、マスタ室361、362とホイールシリンダ13a～13dとの差圧を小さくすべく作動することとなる。このように差圧を小さくする場合にあっては、ポンプ用モータ86の回転速度は小さくしてもよい。そこで、規定差が小さくなると予測できるときには、基準吐出量 Q_b を減少補正し、減少補正後の基準吐出量 Q_b を基

に回転速度目標値 X_T を設定するようにしてもよい。

[0099] 図9には、このように規定差が小さくなると予測できるときには基準吐出量 Q_b を減少補正する処理ルーチンの一部が図示されている。図9に示すように、制動制御装置23は、ステップS18で導出した減少補正量 Q_r が「0」以下であるか否かを判定する（ステップS181）。減少補正量 Q_r が「0」よりも大きい場合（ステップS181：NO）、制動制御装置23は、その処理をステップS19に移行し、減少補正量 Q_r を用いた基準吐出量 Q_b の減少補正を行う。一方、減少補正量 Q_r が「0」以下である場合（ステップS181：YES）、制動制御装置23は、上記規定差の減少を予測できるか否かを判定する（ステップS182）。例えば、ステップS182では、制動制御装置23は、回生制動力 BPR の増大速度と、要求制動力 BPT の増大速度とを演算し、回生制動力 BPR の増大速度が要求制動力 BPT の増大速度よりも大きいときに規定差の減少を予測することができる。一方、制動制御装置23は、回生制動力 BPR の増大速度が要求制動力 BPT の増大速度以下であるときには規定差の減少を予測することはできない。

[0100] そして、規定差の減少が予測できない場合（ステップS182：NO）、制動制御装置23は、その処理を前述したステップS19に移行する。一方、規定差の減少が予測できる場合（ステップS182：YES）、制動制御装置23は、基準吐出量 Q_b の減少補正を実施する（ステップS183）。例えば、制動制御装置23は、基準吐出量 Q_b から所定値 α を減算することで、基準吐出量 Q_b を減少補正することができる。なお、所定値 α は、予め設定された固定値であってもよいし、回生制動力 BPR の増大速度と要求制動力 BPT の増大速度との差分などに応じて可変する値であってもよい。

[0101] そして、基準吐出量 Q_b の減少補正を行った後、制動制御装置23は、その処理をステップS20に移行し、減少補正後の基準吐出量 Q_b を基に回転速度目標値 X_T を導出する。

[0102] この構成によれば、上記規定差の減少が予測できたときには、マスタ室361、362とホイールシリンダ13a～13dとの差圧の減少の開始前か

らポンプ用モータ 8 6 の回転速度を小さくし、ポンプ 8 7 1, 8 7 2 からのブレーキ液の吐出量を減少させることができる。そのため、ポンプ用モータ 8 6 の消費電力量及びポンプ用モータ 8 6 の作動音の低減効果をより高めることが可能となる。

[0103] ・ 液圧発生装置は、運転者の制動操作によらずマスタ室 3 6 1, 3 6 2 内の MC 圧 P_{mc} を調整することのできる作動部を備えているのであれば、上記実施形態で説明した液圧発生装置 2 1 以外の他の構成の装置であってもよい。例えば、液圧発生装置は、電動モータと、電動モータの出力軸の回転運動を直線運動に変換する変換部と、変換部を介して入力された電動モータの駆動力によって進退移動するピストンとを備え、同ピストンの移動によってマスタ室内の MC 圧を調整することのできる装置であってもよい。

[0104] ・ 液圧発生装置は、運転者の制動操作に応じてマスタピストンが移動してマスタ室内の MC 圧が増大されるマスタピストンを有しているのであれば、作動部を有しない構成であってもよい。このような液圧発生装置を備える制動装置でも、運転者の制動操作によって MC 圧 P_{mc} が増大されている状況下でマスタ室とホイールシリンダ 1 3 a ~ 1 3 d との差圧を小さくすべく制動アクチュエータ 2 2 が作動されることがある。このような場合にあっては、基準吐出量 Q_b を減少補正し、減少補正後の基準吐出量 Q_b を基に回転速度目標値 X_T を設定することで、ポンプ用モータ 8 6 の消費電力量及びポンプ用モータ 8 6 の作動音の低減効果を高めることができる。

[0105] ・ 上記実施形態では、制動アクチュエータ 2 2 は、第 1 の液圧回路 8 0 1 に各後輪 RL, RR 用のホイールシリンダ 1 3 c, 1 3 d が接続され、第 2 の液圧回路 8 0 2 に各前輪 FL, FR 用のホイールシリンダ 1 3 a, 1 3 b が接続されるように構成されている。しかし、これに限らず、例えば、制動アクチュエータ 2 2 は、第 1 の液圧回路 8 0 1 に左後輪 RL 用のホイールシリンダ 1 3 d と右前輪 FR 用のホイールシリンダ 1 3 b とが接続され、第 2 の液圧回路 8 0 2 に左前輪 FL 用のホイールシリンダ 1 3 a と右後輪 RR 用のホイールシリンダ 1 3 d とが接続されるように構成されたものであっても

よい。

[0106] ・制動装置 20 を備える車両は、前輪 F L, F R 及び後輪 R L, R R の少なくとも一方に回生制動力 B P R を付与することができるのであれば、車両の駆動源として駆動モータ 10 だけではなくエンジンも備えたハイブリッド車両であってもよい。また、制動装置 20 を備える車両は、前輪 F L, F R 及び後輪 R L, R R の少なくとも一方に回生制動力 B P R を付与することができる装置が車両の駆動源とは別に設けられているのであれば、車両の駆動源としてエンジンのみを備えた車両であってもよい。

[0107] 次に、上記実施形態及び別の実施形態から把握できる技術的思想を以下に追記する。

(イ) 前記液圧発生装置は、制動操作部材の操作に応じて前記マスタ室内の液圧が変動するように構成されていることが好ましい。

[0108] (ロ) 車両の車輪に対して設けられているホイールシリンダと繋がっているマスタ室を有し、同マスタ室内の液圧が大きくなったときに前記ホイールシリンダ内の液圧を増大させることが可能な液圧発生装置と、

前記ホイールシリンダと前記マスタ室とを繋ぐ液路に配置されている差圧調整弁、及び、前記液路における前記差圧調整弁と前記マスタ室との間からブレーキ液を汲み取り、前記液路における前記差圧調整弁と前記ホイールシリンダとの間に同ブレーキ液を吐出する電動式のポンプを有する制動アクチュエータと、

前記ポンプの駆動源及び前記差圧調整弁を制御することで、前記ホイールシリンダ内の液圧を調整する制動制御装置と、を備え、

前記制動制御装置は、

前記ホイールシリンダ内の液圧の増大量が大きいほど多くなるように前記ポンプの基準吐出量を演算し、

前記マスタ室内の液圧が増大しているときには、前記ポンプからのブレーキ液の吐出量が前記基準吐出量よりも少なくなるように前記駆動源を制御する一方、前記マスタ室内の液圧が増大していないときには、前記基準吐出量

のブレーキ液が前記ポンプから吐出されるように前記駆動源を制御する、車両の制動装置。

請求の範囲

[請求項1]

車両の車輪に対して設けられているホイールシリンダと繋がっているマスタ室を有し、同マスタ室内の液圧が大きくなったときに前記ホイールシリンダ内の液圧を増大させることが可能な液圧発生装置と、

前記ホイールシリンダと前記マスタ室とを繋ぐ液路に配置されている差圧調整弁、及び、前記液路における前記差圧調整弁と前記マスタ室との間からブレーキ液を汲み取り、前記液路における前記差圧調整弁と前記ホイールシリンダとの間に同ブレーキ液を吐出する電動式のポンプを有する制動アクチュエータと、

前記ポンプの駆動源及び前記差圧調整弁を制御することで、前記ホイールシリンダ内の液圧を調整する制動制御装置と、を備え、

前記制動制御装置は、

前記ホイールシリンダ内の液圧の増大量が大きいほど多くなるように前記ポンプの基準吐出量を演算し、

前記マスタ室内の液圧が増大しているときには、前記基準吐出量を減少補正し、減少補正後の前記基準吐出量のブレーキ液が前記ポンプから吐出されるように前記駆動源を制御する一方、前記マスタ室内の液圧が増大していないときには、前記基準吐出量を減少補正せず、同基準吐出量のブレーキ液が前記ポンプから吐出されるように前記駆動源を制御する

車両の制動装置。

[請求項2]

前記液圧発生装置は、アキュムレータから供給されたブレーキ液の圧力を基にサーボ圧を調整するサーボ圧発生装置を有しており、当該サーボ圧に応じて前記マスタ室内の液圧を調整できるように構成されている

請求項1に記載の車両の制動装置。

[請求項3]

前記制動制御装置は、前記マスタ室内の液圧が増大しているときには、同マスタ室内の液圧の増大量が多いほど大きくなるように減少補

正量を演算するとともに、前記基準吐出量から同減少補正量を減じる減少補正を行い、同減少補正後の前記基準吐出量のブレーキ液が前記ポンプから吐出されるように同ポンプの駆動源を制御する

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]

前記制動制御装置は、

前記ホイールシリンダ内の液圧である第 1 の液圧に応じた前記ポンプからのブレーキ液の吐出量である第 1 の吐出量と、同第 1 の液圧の取得時点よりも規定時間以上前の前記ホイールシリンダ内の液圧である第 2 の液圧に応じた前記ポンプからのブレーキ液の吐出量である第 2 の吐出量と、を導出し、

前記基準吐出量を、前記第 1 の吐出量から前記第 2 の吐出量を減じた差に応じた値とする

請求項 3 に記載の車両の制動装置。

[請求項5]

前記制動制御装置は、

前記マスタ室内の液圧である第 1 のマスタ液圧に応じたブレーキ液の量である第 1 のマスタ液量と、同第 1 のマスタ液圧の取得時点よりも規定時間以上前の前記マスタ室内の液圧である第 2 のマスタ液圧に応じたブレーキ液の量である第 2 のマスタ液量と、を導出し、

前記減少補正量を、前記第 1 のマスタ液量から前記第 2 のマスタ液量を減じた差に応じた値とする

請求項 3 又は請求項 4 に記載の車両の制動装置。

[請求項6]

車両には、前記ホイールシリンダ内の液圧を調整することなく、車輪に対する制動力を調整することが可能に構成された他の制動装置が設けられている

請求項 3 ～請求項 5 のうち何れか一項に記載の車両の制動装置。

[請求項7]

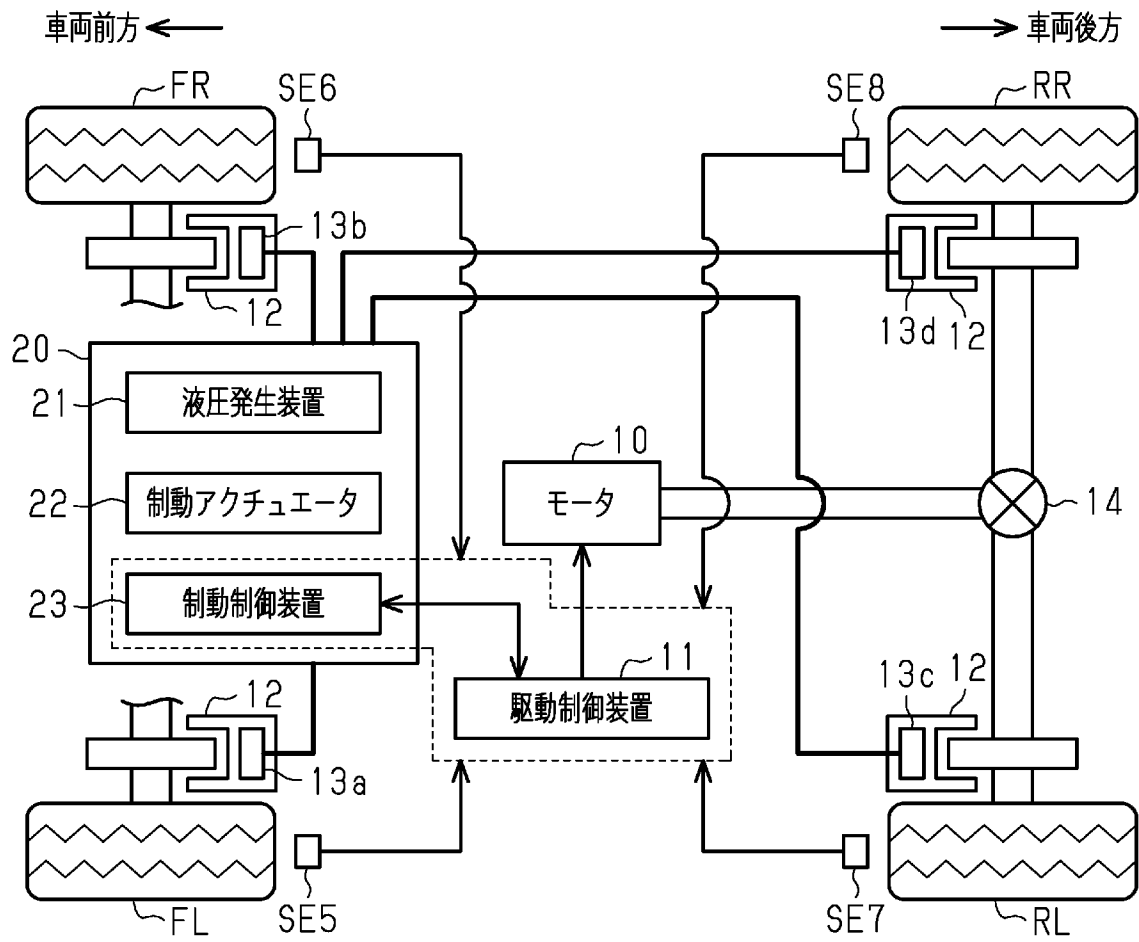
前記ホイールシリンダ内の液圧を基に車輪に付与される制動力のことを第 1 の制動力とし、前記他の制動装置の作動によって車輪に付与される制動力のことを第 2 の制動力とした場合、

前記制動制御装置は、車両に対する要求制動力から前記第 2 の制動力を減じた差を基に、前記制動装置を制御するようになっており、

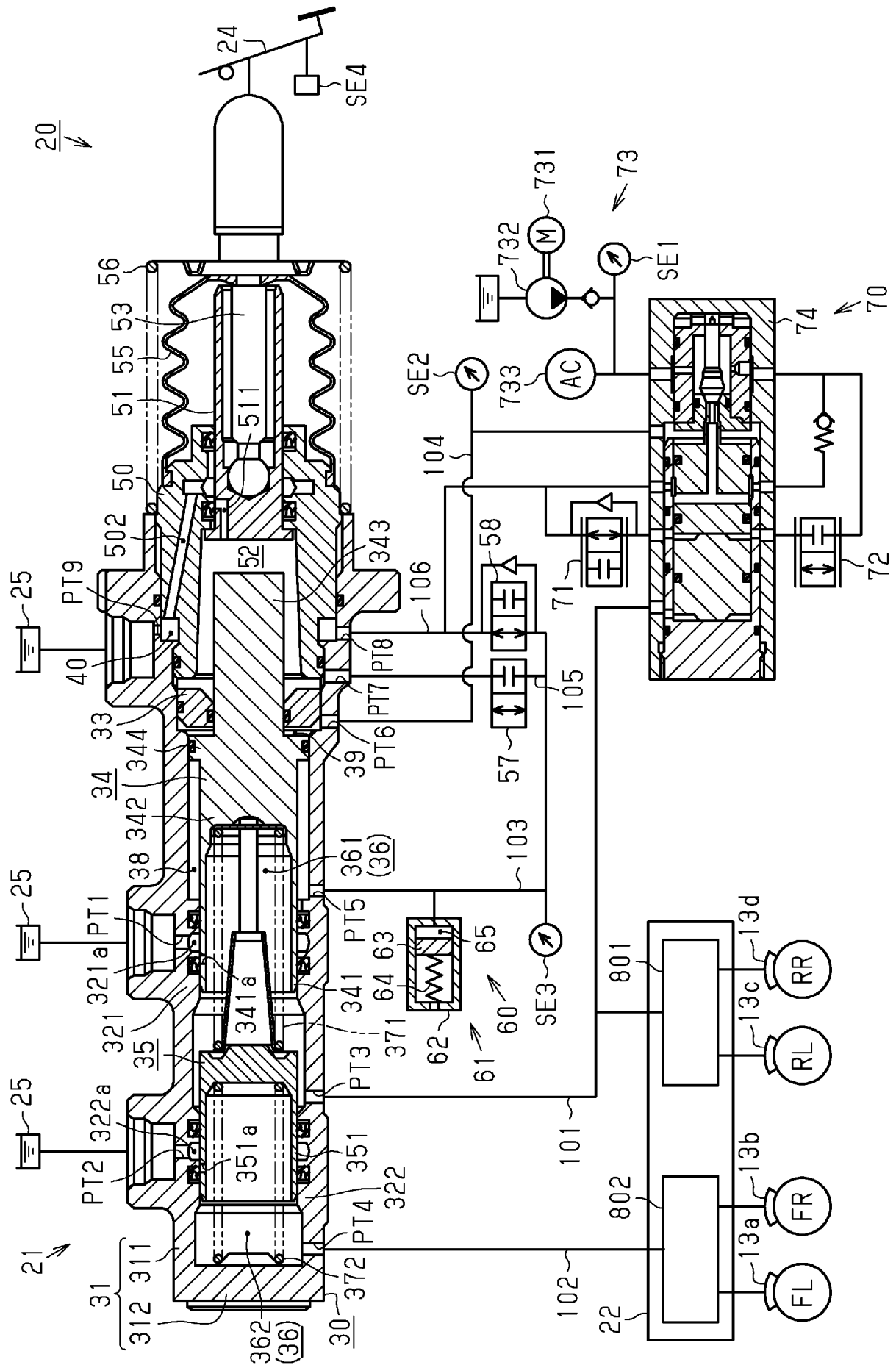
前記制動制御装置は、前記要求制動力から前記第 2 の制動力を減じた差が小さくなることが予測されるときには、前記基準吐出量を減少補正し、減少補正後の前記基準吐出量のブレーキ液が前記ポンプから吐出されるように前記駆動源を制御する

請求項 6 に記載の車両の制動装置。

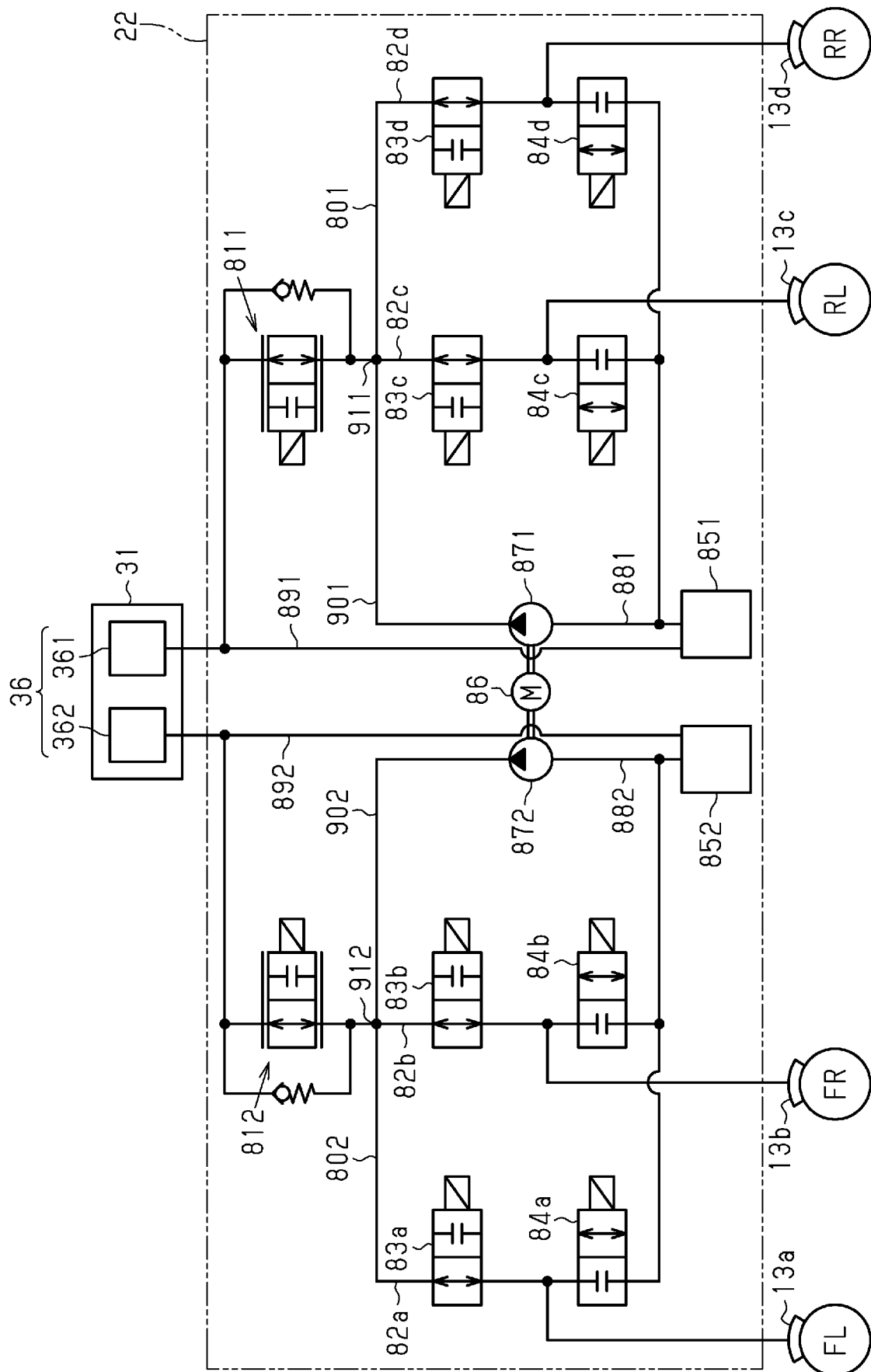
[図1]



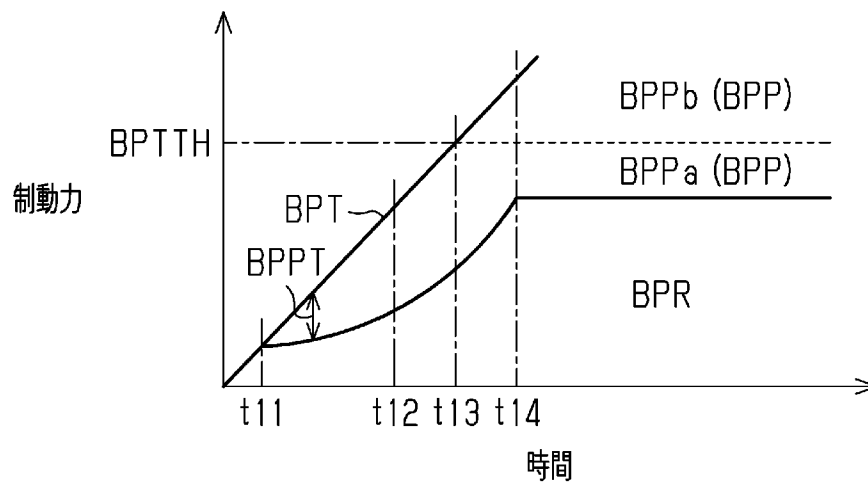
[図2]



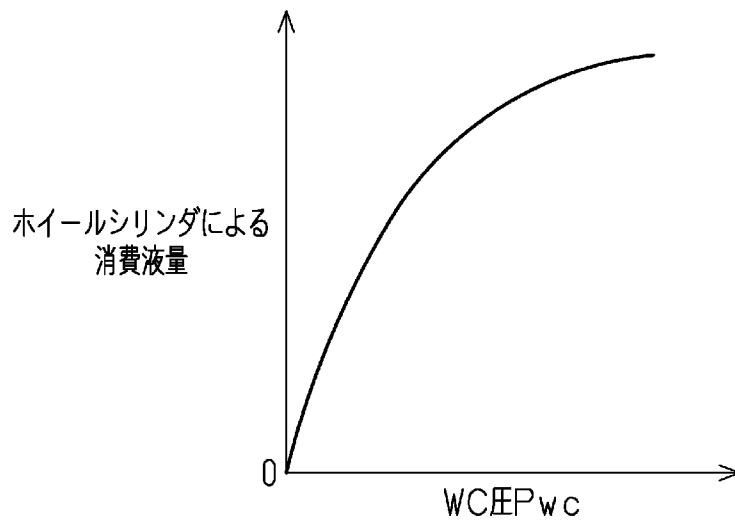
[図3]



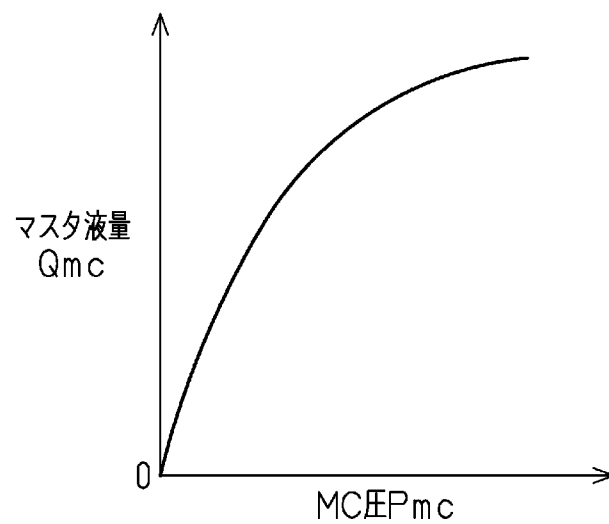
[図4]



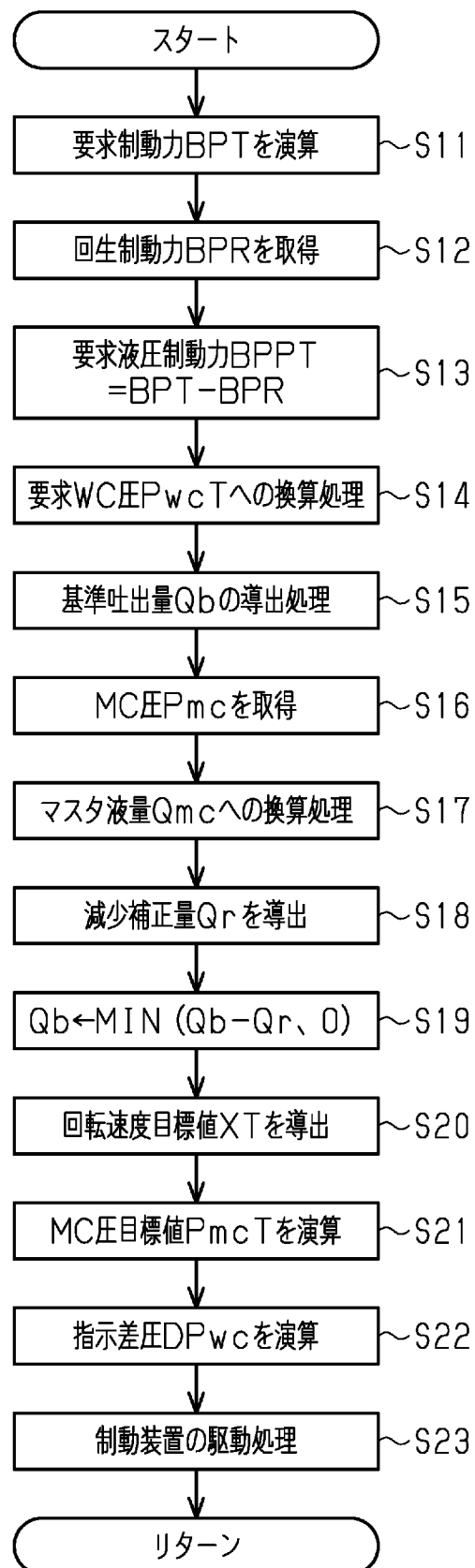
[図5]



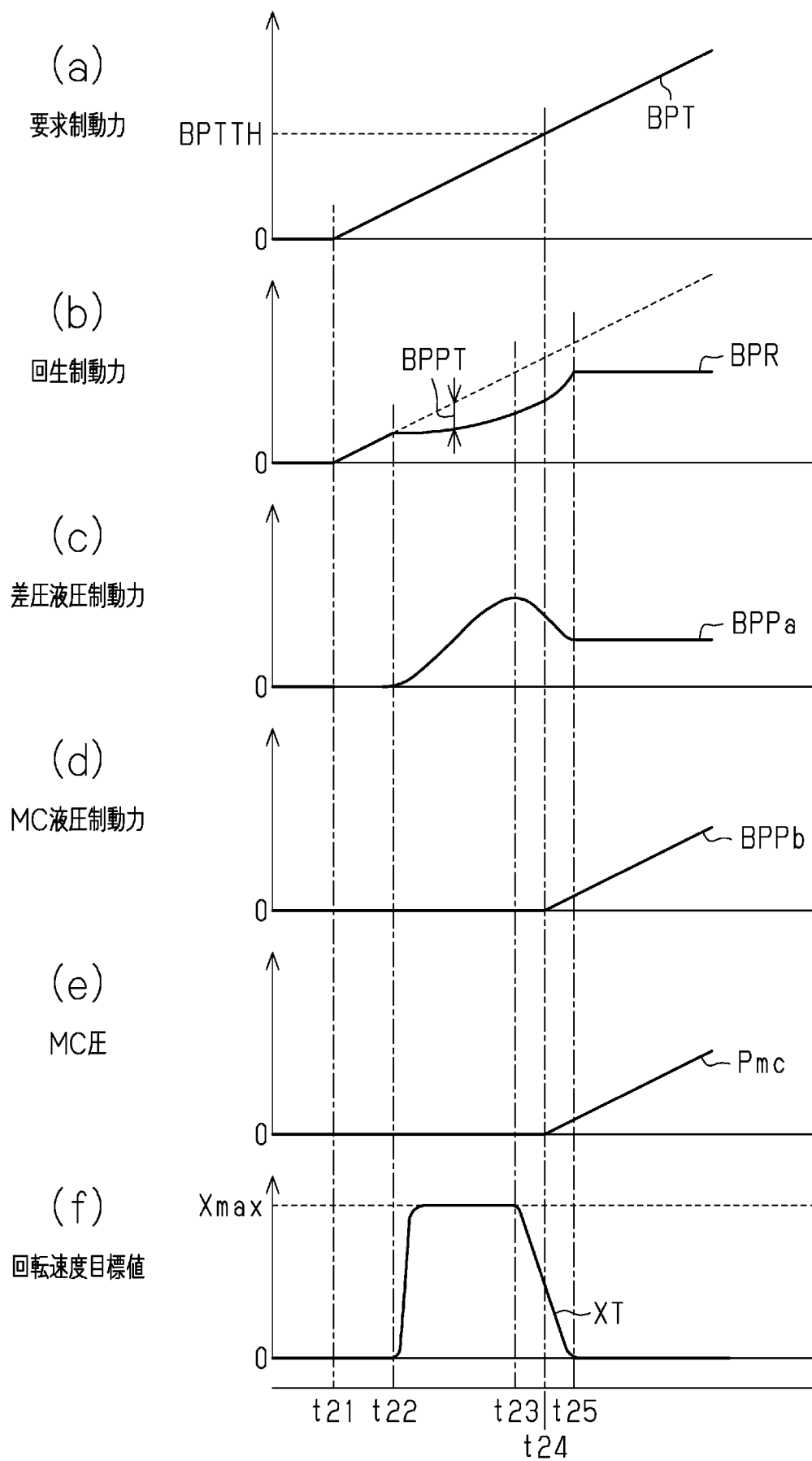
[図6]



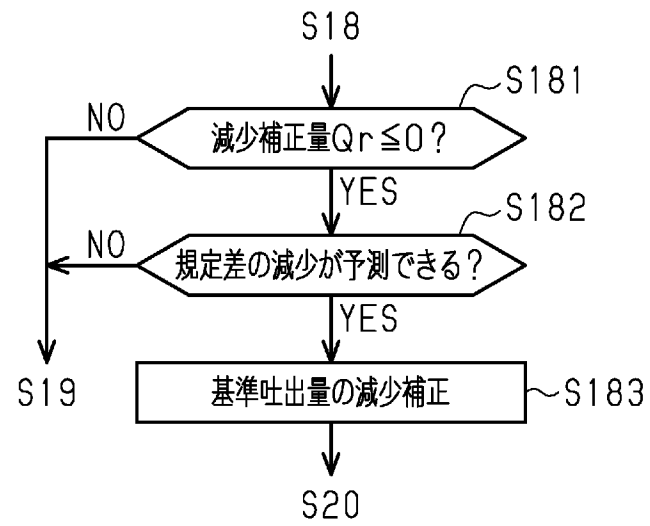
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/029716

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60T13/20(2006.01)i, B60L1/00(2006.01)i, B60L7/24(2006.01)i, B60T8/00(2006.01)i, B60T8/17(2006.01)i, B60T13/122(2006.01)i, B60T13/128(2006.01)i, B60T13/68(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)

B60T13/20, B60L1/00, B60L7/24, B60T8/00, B60T8/17, B60T13/122, B60T13/128, B60T13/68

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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 2014-205483 A (Robert Bosch GmbH), 30 October 2014 (30.10.2014), entire text; all drawings & US 2014/0306514 A1 whole document	1-7
A	JP 2007-55560 A (Advics Co., Ltd.), 08 March 2007 (08.03.2007), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2006-264607 A (Advics Co., Ltd., Toyota Motor Corp.), 05 October 2006 (05.10.2006), entire text; all drawings & US 2006/0214505 A1 whole document	1-7

☐ 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
13 November 2017 (13.11.17)

Date of mailing of the international search report
21 November 2017 (21.11.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. B60T13/20(2006.01)i, B60L1/00(2006.01)i, B60L7/24(2006.01)i, B60T8/00(2006.01)i, B60T8/17(2006.01)i, B60T13/122(2006.01)i, B60T13/128(2006.01)i, B60T13/68(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. B60T13/20, B60L1/00, B60L7/24, B60T8/00, B60T8/17, B60T13/122, B60T13/128, B60T13/68

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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 2014-205483 A（ロベルト・ボッシュ・ゲゼルシャフト・ミト・ベシュレンクテル・ハフツング）2014.10.30, 全文, 全図 & US 2014/0306514 A1, Whole document	1-7
A	JP 2007-55560 A（株式会社アドヴィックス）2007.03.08, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-7
A	JP 2006-264607 A（株式会社アドヴィックス, トヨタ自動車株式会社）2006.10.05, 全文, 全図 & US 2006/0214505 A1, Whole document	1-7

☐ 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 | 「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 |
| 「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 | 「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 |
| 「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） | 「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 |
| 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 | 「&」 同一パテントファミリー文献 |
| 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願 | |

国際調査を完了した日

13.11.2017

国際調査報告の発送日

21.11.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

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）

山田 康孝

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

3W

3529