

(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
2017 年 9 月 8 日(08.09.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/150360 A1

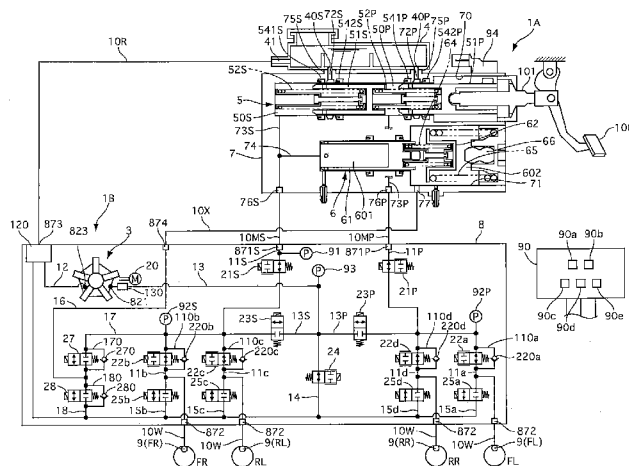
- (51) 国際特許分類:
B60T 13/138 (2006.01) *B60T 13/20* (2006.01)
B60T 8/00 (2006.01) *B60T 13/68* (2006.01)
B60T 13/122 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/007008
- (22) 国際出願日: 2017 年 2 月 24 日(24.02.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-040368 2016 年 3 月 2 日(02.03.2016) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5
2 0 番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 東 周彦(HIGASHI, Toshihiko); 〒2438510
神奈川県厚木市恩名 4 丁目 7 番 1 号 日立オー
トモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).

- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒
1000004 東京都千代田区大手町二丁目 2 番 1 号
新大手町ビル 2 0 6 区 ユアサハラ法律特許事
務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG,
ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL,
IN, IR, IS, 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, 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), ユー
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),

[続葉有]

(54) Title: BRAKE DEVICE AND BRAKE CONTROL METHOD

(54) 発明の名称: ブレーキ装置およびブレーキ制御方法



(57) Abstract: Provided are a brake device and a brake control method that can improve the precision of controlling oil cylinder hydraulic pressure. The brake device is provided with: a first brake circuit that connects a master cylinder which generates a brake hydraulic pressure in accordance with a pedal operation and a plurality of wheel cylinders which generate a braking force at the wheels of the vehicle by utilizing the brake hydraulic pressure; a pump that pressurizes brake fluid inside the master cylinder and supplies the pressurized brake fluid to the plurality of wheel cylinders via a second brake circuit that is connected to the first brake circuit; a plurality of pressurization control valves that are provided in the first brake circuit; and a first target upstream hydraulic pressure calculating unit that calculates a target hydraulic pressure of the second brake circuit so that the target hydraulic pressure is larger than the largest value among target wheel cylinder hydraulic pressures of the wheel cylinders, which respectively correspond to the wheels, by an amount equal to the amount of variation that occurs in the hydraulic pressure of the second brake circuit when a pressurization control valve corresponding to a wheel other than the wheel having the largest hydraulic pressure among the plurality of pressurization control valves is opened.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2017/150360 A1



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))

ホイルシリンダ液圧の制御精度を向上できるブレーキ装置およびブレーキ制御方法を提供する。 ブレーキ装置は、ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させる複数のホイルシリンダと、をそれぞれ接続する第 1 ブレーキ回路と、マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧するポンプであって、第 1 ブレーキ回路に接続される第 2 ブレーキ回路を介して複数のホイルシリンダへ増圧されたブレーキ液を送るポンプと、第 1 ブレーキ回路に設けられた複数の増圧制御弁と、第 2 ブレーキ回路の目標液圧を、複数の増圧制御弁のうちの最大液圧輪以外の車輪に対応する増圧制御弁を開弁したときの第 2 ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、各車輪に対応するそれぞれのホイルシリンダの目標ホイルシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きくなるように演算する第 1 目標上流液圧演算部と、を備える。

明 細 書

発明の名称： ブレーキ装置およびブレーキ制御方法

技術分野

[0001] 本発明は、ブレーキ装置およびブレーキ制御方法に関する。

背景技術

[0002] 特許文献1には、マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧するポンプを備えたブレーキ装置が開示されている。この従来技術では、目標ホイルシリンダ液圧が最大の車輪（最大液圧輪）のホイルシリンダ液圧を得るべくポンプを作動させ、その他の車輪（最大液圧輪以外）のホイルシリンダ液圧は、ポンプとホイルシリンダとの間に設けた増圧制御弁および減圧制御弁を開閉して目標ホイルシリンダを実現している。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2000-159094号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、上記従来技術にあっては、最大液圧輪以外のホイルシリンダ液圧を増圧する際に対応する増圧制御弁を開くと、一時的に最大液圧輪のホイルシリンダ液圧が目標ホイルシリンダ液圧を下回るため、ホイルシリンダ液圧の制御精度が低下するという問題があった。

本発明の目的は、ホイルシリンダ液圧の制御精度を向上できるブレーキ装置およびブレーキ制御方法を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0005] 本発明の一つの実施形態に係るブレーキ装置は、ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させる複数のホイルシリンダと、をそれぞれ接続する第1ブレーキ回路と、マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧するポンプであって、

第1ブレーキ回路に接続される第2ブレーキ回路を介して複数のホイールシリンダへ増圧されたブレーキ液を送るポンプと、第1ブレーキ回路に設けられた複数の増圧制御弁と、第2ブレーキ回路の目標液圧を、複数の増圧制御弁のうちの最大液圧輪以外の車輪に対応する増圧制御弁を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きくなるように演算する第1目標上流液圧演算部と、を備える。

[0006] よって、ホイールシリンダ液圧の制御精度を向上できる。

図面の簡単な説明

[0007] [図1]実施形態1のブレーキ装置の概略構成を液圧回路と共に示す図である。

[図2]実施形態1の上流液圧制御ブロック図である。

[図3]実施形態1のECU90におけるW/C液圧制御処理の流れを示すフローチャートである。

[図4]実施形態1の増圧弁制御処理の流れを示すフローチャートである。

[図5]実施形態1の上流液圧制御作用を示すタイムチャートである。

[図6]実施形態1において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。

[図7]実施形態2の目標上流液圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図8]実施形態2において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。

[図9]実施形態3の目標上流液圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

[図10]実施形態3の上流液圧制御作用を示すタイムチャートである。

[図11]実施形態3において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。

発明を実施するための形態

[0008] [実施形態1]

図1は、実施形態1のブレーキ装置の概略構成を液圧回路と共に示す図である。

実施形態1のブレーキ装置は、電動車両に適用されている。電動車両は、車輪を駆動する原動機としてエンジンおよびモータ・ジェネレータを備えたハイブリッド車、原動機としてモータ・ジェネレータのみを備えた電気自動車等である。電動車両では、モータ・ジェネレータを含む回生制動装置により、車両の運動エネルギーを電気エネルギーに回生することで車両を制動する回生制動を実行可能である。ブレーキ装置は、液圧による摩擦制動力を車両の各車輪FL～RRに付与する。各車輪FL～RRには、ブレーキ作動ユニットが設けられている。ブレーキ作動ユニットは、ホイールシリンダ（以下W/C）9を含む液圧発生部である。ブレーキ作動ユニットは例えばディスク式であり、キャリパ（油圧式ブレーキキャリパ）を有する。キャリパはブレーキディスクおよびブレーキパッドを備える。ブレーキディスクはタイヤと一体に回転するブレーキロータである。ブレーキパッドは、ブレーキディスクに対し所定クリアランスをもって配置され、W/C9の液圧によって移動してブレーキディスクに接触する。ブレーキパッドがブレーキディスクに接触することにより摩擦制動力を発生する。ブレーキ装置は2系統（プライマリP系統およびセカンダリS系統）のブレーキ配管を有する。ブレーキ配管形式は、例えばX配管形式である。なお、前後配管等、他の配管形式を採用してもよい。以下、P系統に対応して設けられた部材とS系統に対応する部材とを区別する場合は、それぞれの符号の末尾に添字P, Sを付す。ブレーキ装置は、ブレーキ配管を介して各ブレーキ作動ユニットに作動流体（作動油）としてのブレーキ液を供給し、W/C9のブレーキ液圧を発生する。これにより、各車輪FL～RRに液圧制動力を付与する。

[0009] ブレーキ装置は、第1ユニット1Aおよび第2ユニット1Bを有する。第1ユニット1Aおよび第2ユニット1Bは、車両の運転室から隔離されたモータ室内に設置されている。両ユニット1A, 1Bは、複数の配管によって相互に接続する。複数の配管は、プライマリ配管10MPとセカンダリ配管10MSとからなるマス

タシリンダ（以下M/C）配管（第1ブレーキ回路）10M、W/C配管10W、背圧室配管（第3ブレーキ回路）10Xおよび吸入配管10Rを有する。吸入配管10Rを除く各配管10M, 10W, 10Xは金属製のブレーキパイプ（金属配管）であり、具体的には二重巻等の鋼管である。各配管10M, 10W, 10Xは、直線部分および折れ曲がり部分を有し、折れ曲がり部分で方向を変えてポート間に配置されている。各配管10M, 10W, 10Xの両端部は、フレア加工が施された雄型の管継手を有する。吸入配管10Rは、ゴム等の材料によりフレキシブルに形成されたブレーキホース（ホース配管）である。吸入配管10Rの端部は、ポート873等に接続する。

ブレーキペダル100は、運転者のブレーキ操作の入力を受けるブレーキ操作部材である。インプットロッド101は、ブレーキペダル100に対し上下方向回転自在に接続する。第1ユニット1Aは、ブレーキペダル100とメカ的に接続するブレーキ操作ユニット、およびM/C5を有するM/Cユニットである。第1ユニット1Aは、リザーバタンク4、M/Cハウジング7、M/C5、ストロークセンサ94およびストロークシミュレータ6を有する。リザーバタンク4は、ブレーキ液を貯留するブレーキ液源であり、大気圧に解放される低圧部である。リザーバタンク4には補給ポート40と供給ポート41が設けられる。供給ポート41には吸入配管10Rが接続する。M/Cハウジング7は、その内部にM/C5やストロークシミュレータ6を収容（内蔵）する筐体である。M/Cハウジング7は、その内部にM/C5用のシリンダ70、ストロークシミュレータ6用のシリンダ71および複数の油路（液路）を有する。複数の油路は、補給油路72、供給油路（第1ブレーキ回路）73および正圧油路74を有する。M/Cハウジング7はその内部に複数のポートを有し、各ポートはM/Cハウジング7の外周面に開口する。複数のポートは、補給ポート75P, 75S、供給ポート76および背圧ポート77を有する。各補給ポート75P, 75Sは、リザーバタンク4の補給ポート40P, 40Sにそれぞれ接続する。供給ポート76にはM/C配管10Mが接続し、背圧ポート77には背圧室配管10Xが接続する。補給油路72の一端は補給ポート75に接続し、他端はシリンダ70に接続する。

[0010] M/C5は、インพุットロッド101を介してブレーキペダル100に接続し、運転者によるブレーキペダル100の操作に応じてM/C液圧を発生する。M/C5は、ブレーキペダル100の操作に応じて軸方向に移動するピストン51を有する。ピストン51はシリンダ70に收容され、液圧室50を画成する。M/C5は、タンデム型であり、ピストン51として、インพุットロッド101に押圧されるプライマリピストン51Pと、フリーピストン型のセカンダリピストン51Sとを有する。両ピストン51P, 51Sは直列に並ぶ。ピストン51P, 51Sによってプライマリ室（第1室）50Pが画成され、セカンダリピストン51Sによってセカンダリ室（第2室）50Sが画成されている。供給油路73の一端は液圧室50に接続し、他端は供給ポート76に接続する。各液圧室50P, 50Sは、リザーバタンク4からブレーキ液を補給され、上記ピストン51の移動によりM/C液圧を発生する。プライマリ室50P内には、戻しばねとしてのコイルスプリング52Pが両ピストン51P, 51S間に介在する。セカンダリ室50S内には、戻しばねとしてのコイルスプリング52Sがシリンダ70の底部とピストン51Sとの間に介在する。シリンダ70の内周には、ピストンシール541, 542が設けられている。ピストンシール541, 542は、各ピストン51P, 51Sに摺接して各ピストン51P, 51Sの外周面とシリンダ70の内周面との間をシールする複数のシール部材である。各ピストンシールは、内径側にリップ部を備える周知の断面カップ状のシール部材（カップシール）である。リップ部がピストン51の外周面に接した状態では、一方向へのブレーキ液の流れを許容し、他方向へのブレーキ液の流れを抑制する。第1ピストンシール541は、補給ポート40からプライマリ室50P、セカンダリ室50Sへ向かうブレーキ液の流れを許容し、逆方向のブレーキ液の流れを抑制する。第2ピストンシール542は、補給ポート40へ向かうブレーキ液の流れを許容し、補給ポート40からのブレーキ液の流出を抑制する。ストロークセンサ94は、プライマリピストン51Pの移動量（ストローク）に応じたセンサ信号を出力する。

[0011] ストロークシミュレータ6は、運転者のブレーキ操作に伴い作動し、ブレーキペダル100に反力およびストロークを付与する。ストロークシミュレータ6

は、ピストン61、正圧室601、背圧室602および弾性体（第1スプリング64、第2スプリング65、ダンパ66）を有する。正圧室601および背圧室602は、シリンダ70に設けられ、ピストン61により画成されている。弾性体は、正圧室601の容積が縮小する方向にピストン61を付勢する。第1スプリング64と第2スプリング65との間には有底円筒状のリテーナ部材62が介在する。正圧油路74の一端はセカンダリ側の供給油路73Sに接続し、他端は正圧室601に接続する。運転者のブレーキ操作に応じてM/C5（セカンダリ室50S）から正圧室601にブレーキ液が流入することで、ペダルストロークが発生すると共に、弾性体の付勢力により運転者のブレーキ操作反力が生成される。なお、第1ユニット1Aは、車両のエンジンが発生する吸気負圧を利用してブレーキ操作力を倍力するエンジン負圧ブースタを備えていない。

第2ユニット1Bは、第1ユニット1Aとブレーキ作動ユニットとの間に設けられている。第2ユニット1Bは、プライマリ配管10MPを介してプライマリ室50Pに接続し、セカンダリ配管10MSを介してセカンダリ室50Sに接続し、W/C配管10Wを介してW/C9に接続し、背圧室配管10Xを介して背圧室602に接続する。また、第2ユニット1Bは、吸入配管10Rを介してリザーバタンク4に接続する。第2ユニット1Bは、第2ユニットハウジング8、モータ20、ポンプ3、複数の電磁弁21等、複数の液圧センサ91等および電子制御ユニット90（以下ECU）を有する。第2ユニットハウジング8は、その内部にポンプ3や電磁弁21等の弁体を収容（内蔵）する筐体である。第2ユニットハウジング8は、その内部に、ブレーキ液が流通する上記2系統（P系統およびS系統）の回路（ブレーキ液圧回路）を有する。2系統の回路は複数の油路から構成されている。複数の油路は、供給油路（第1ブレーキ回路）11、吸入油路（第4ブレーキ回路、還流液路）12、吐出油路（第2ブレーキ回路）13、調圧油路（第4ブレーキ回路、還流液路）14、減圧油路15、背圧油路（第3ブレーキ回路）16、第1シミュレータ油路（第3ブレーキ回路）17および第2シミュレータ油路18を有する。また、第2ユニットハウジング8は、その内部に、液溜まりである（第4ブレーキ回路）リザーバ120およびダンパ130を有する。第2ユニッ

トハウジング8の内部には複数のポートが形成され、これらのポートは第2ユニットハウジング8の外表面に開口する。複数のポートは、M/Cポート871（プライマリポート871P、セカンダリポート871S）、吸入ポート873、背圧ポート874およびW/Cポート872を有する。プライマリポート871Pにはプライマリ配管10MPが接続する。セカンダリポート871Sにはセカンダリ配管10MSが接続する。吸入ポート873には吸入配管10Rが接続する。背圧ポート874には背圧室配管10Xが接続する。W/Cポート872にはW/C配管10Wが接続する。

[0012] モータ20は、回転式の電動機であり、ポンプ3を駆動するための回転軸を備える。モータ20は、ブラシレスモータでもよいし、ブラシ付きモータでもよい。モータ20は、回転軸の回転角度を検出するレゾルバを備える。レゾルバはモータ20の回転数を検出する回転数センサとして機能する。ポンプ3は、モータ20の回転駆動によりリザーバタンク4内のブレーキ液を吸入し、W/C9に向けて吐出する。実施形態1では、ポンプ3として、音振性能等に優れた5つのプランジャを有するプランジャポンプを採用している。ポンプ3は、S系統およびP系統の両系統で共通に用いられる。ポンプ3は、1つのモータ20により駆動される。電磁弁21等は、制御信号に応じて動作するソレノイドバルブであり、ソレノイドへの通電に応じて弁体がストロークし、油路の開閉を切り替える（油路を断接する）。電磁弁21等は、上記回路の連通状態を制御し、ブレーキ液の流通状態を調整することで、制御液圧を発生する。複数の電磁弁21等は、遮断弁21、増圧弁（増圧制御弁）22、連通弁23、調圧弁24、減圧弁25、ストロークシミュレータイン弁27およびストロークシミュレータアウト弁28を有する。遮断弁21、増圧弁22および調圧弁24は、非通電状態で開弁するノーマルオープン型電磁弁である。連通弁23、減圧弁25、ストロークシミュレータイン弁27およびストロークシミュレータアウト弁28は、非通電状態で閉弁するノーマルクローズ型電磁弁である。遮断弁21、増圧弁22および調圧弁24は、ソレノイドに供給される電流に応じて弁の開度が調整される比例制御弁である。連通弁23、減圧弁25、ストロークシミュレータイン弁27およびストロークシミュレータアウト弁28は、弁の開閉が二値的に切り替え制

御されるオン・オフ弁である。なお、これらの弁に比例制御弁を用いることも可能である。液圧センサ91等は、ポンプ3の吐出圧やM/C液圧を検出する。複数の液圧センサは、M/C液圧センサ91、吐出圧センサ（液圧検出部）93、およびプライマリ圧センサ92Pとセカンダリ圧センサ92SとからなるW/C液圧センサ（液圧検出部）92を有する。

[0013] 以下、第2ユニット1Bのブレーキ液圧回路を説明する。各車輪FL～RRに対応する部材には、その符号の末尾にそれぞれ添字 a～d を付して適宜区別する。供給油路11Pの一端側は、プライマリポート871Pに接続する。供給油路11Pの他端側は、前左輪用の油路11aと後右輪用の油路11dとに分岐する。各油路11a, 11dは対応するW/Cポート872に接続する。供給油路11Sの一端側は、セカンダリポート871Sに接続する。供給油路11Sの他端側は、前右輪用の油路11bと後左輪用の油路11cとに分岐する。各油路11b, 11cは対応するW/Cポート872に接続する。供給油路11の上記一端側には遮断弁21が設けられる。遮断弁21はP系統のプライマリ遮断弁（プライマリカット弁）21PとS系統のセカンダリ遮断弁（セカンダリカット弁）21Sとからなる。供給油路11の上記他端側の各油路11には増圧弁22が設けられる。増圧弁22をバイパスして各油路11と並列にバイパス油路110が設けられ、バイパス油路110にはチェック弁220が設けられる。チェック弁220は、W/Cポート872の側からM/Cポート871の側へ向うブレーキ液の流れのみを許容する。

吸入油路12は、リザーバ120とポンプ3の吸入ポート823とを接続する。吐出油路13の一端側は、ポンプ3の吐出ポート821に接続する。吐出油路13の他端側は、P系統用の油路（連通液路）13PとS系統用の油路（連通液路）13Sとに分岐する。各油路13P, 13Sは、供給油路11における遮断弁21と増圧弁22との間に接続する。吐出油路13の上記一端側にはダンパ130が設けられる。上記他端側の各油路13P, 13Sには連通弁23が設けられる。各油路13P, 13Sは、P系統の供給油路11PとS系統の供給油路11Sとを接続する連通路として機能する。ポンプ3は、上記連通路（吐出油路13P, 13S）および供給油路11P, 11Sを介して、各W/Cポート872に接続する。調圧油路14は、吐出油路13におけるダンパ130と連通

弁23との間と、リザーバ120とを接続する。調圧油路14には調圧弁24が設けられる。減圧油路15は、供給油路11の各油路11a~11dにおける増圧弁22とW/Cポート872との間と、リザーバ120とを接続する。減圧油路15には減圧弁25が設けられる。

[0014] 背圧油路16の一端側は、背圧ポート874に接続する。背圧油路16の他端側は、第1シミュレータ油路17と第2シミュレータ油路18とに分岐する。第1シミュレータ油路17は、供給油路11Sにおける遮断弁21Sと増圧弁22b, 22cとの間に接続する。第1シミュレータ油路17にはストロークシミュレータイン弁27が設けられる。ストロークシミュレータイン弁27をバイパスして第1シミュレータ油路17と並列にバイパス油路170が設けられ、バイパス油路170にはチェック弁270が設けられる。チェック弁270は、背圧油路16の側から供給油路11Sの側へ向うブレーキ液の流れのみを許容する。第2シミュレータ油路18は、リザーバ120に接続する。第2シミュレータ油路18にはストロークシミュレータアウト弁28が設けられる。ストロークシミュレータアウト弁28をバイパスして第2シミュレータ油路18と並列にバイパス油路180が設けられ、バイパス油路180にはチェック弁280が設けられる。チェック弁280は、リザーバ120の側から背圧油路16の側へ向うブレーキ液の流れのみを許容する。

供給油路11Sにおける遮断弁21Sとセカンダリポート871Sとの間には、この箇所の液圧（ストロークシミュレータ6の正圧室601の液圧であり、M/C液圧）を検出する液圧センサ91が設けられる。供給油路11における遮断弁21と増圧弁22との間には、この箇所の液圧（W/C液圧に相当）を検出する液圧センサ92が設けられる。吐出油路13におけるダンパ130と連通弁23との間には、この箇所の液圧（ポンプ吐出圧）を検出する液圧センサ93が設けられる。

[0015] ECU90には、液圧センサ91やストロークセンサ94等の検出値や車両側からの走行状態に関する情報（車輪速、ヨーレート、横G等）が入力される。ECU90は、内蔵されたプログラムに従い、入力された情報を用いて電磁弁21等やモータ20を作動することにより、各車輪FL~RRのW/C液圧を制御する。これにより、各種のブレーキ制御（車輪の制動スリップを抑制するためのABS制御、車

輪の駆動スリップを抑止するためのTCS制御、運転者のブレーキ操作力を低減するための倍力制御、車両の運動制御のためのブレーキ制御、先行車追従制御等の自動ブレーキ制御、回生協調ブレーキ制御等）を実行できる。車両の運動制御には、横滑り防止等の車両挙動安定化制御が含まれる。回生協調ブレーキ制御では、回生ブレーキと協調して目標減速度（目標制動力）を達成するようにW/C液圧を制御する。

ECU90は、各車輪FL～RRの目標W/C液圧を算出する目標W/C液圧演算部90a、および目標W/C液圧に応じてモータ20や複数の電磁弁21等を駆動する駆動制御部90bを有する。目標W/C液圧演算部90aは、倍力制御において、検出されたペダルストロークに基づき、所定の倍力比、すなわちペダルストロークと運転者の要求ブレーキ液圧（運転者が要求する車両減速度）との間の理想の関係特性を実現する目標W/C液圧を算出する。倍力制御では、各車輪FL～RRの目標W/C液圧は同一とする。目標W/C液圧演算部90aは、回生協調ブレーキ制御において、回生制動装置のコントロールユニットから入力される回生制動力と目標W/C液圧に相当する液圧制動力との和が、運転者の要求する車両減速度を充足するような目標W/C液圧を算出する。目標W/C液圧演算部90aは、ABS制御、TCS制御、車両の運動制御のためのブレーキ制御および自動ブレーキ制御において、当該制御の目標値（ABS制御やTCS制御では目標スリップ率、車両の運動制御のためのブレーキ制御では目標ヨーレート、自動ブレーキ制御では目標車速や目標減速度）に応じて制御対象輪の目標W/C液圧を算出する。

[0016] 駆動制御部90bは、運転者のブレーキ操作時、ポンプ3を所定回転数で作動させ、遮断弁21を閉弁方向に制御し、連通弁23を開弁方向に制御し、調圧弁24の上流液圧である吐出油路13（以下、上流油路ともいう。）の液圧が目標W/C液圧に応じた目標上流液圧となるように調圧弁24を閉弁方向に制御することにより、目標W/C液圧を実現する。目標上流液圧については後述する。上流液圧は、プライマリ圧センサ92P、セカンダリ圧センサ92Sおよび吐出圧センサ93の各検出値の平均とする。なお、各液圧センサ92P, 92S, 93の1つが故障した場合には、正常な2つの液圧センサの検出値の平均を上流液圧とする。この

とき、駆動制御部90bは、ストロークシミュレータアウト弁28を開弁方向に制御してストロークシミュレータ6を機能させる。駆動制御部90bは、ABS制御、TCS制御や車両の運動制御のためのブレーキ制御等において、制御対象輪のW/C液圧を増減または保持する場合、増圧弁22および減圧弁25を制御して目標W/C液圧を実現する。具体的には、制御対象輪のW/C液圧を減圧する場合には減圧弁25を開弁方向に制御し、保持する場合には増圧弁22を閉弁方向に制御し、増圧する場合には増圧弁22を開弁方向に制御する。

[0017] 図2は、実施形態1の上流液圧制御ブロック図である。フィードバック補償器95は、液圧フィードバック補償器（フィードバック演算部）95aおよび電流フィードバック補償器95bを有する。液圧フィードバック補償器95aは、目標上流液圧と実際の上流液圧との差から目標調圧弁電流を演算する。ここで、目標調圧弁電流の演算はPID制御で実施しているが、公知の制御方法でもよい。PID制御のフィードバックゲイン K_p , K_i , K_d は、フィードバック制御系が発散しない範囲で高応答に制御できるよう、実験またはシミュレーションを行い、時系列データから調整を行う。電流フィードバック補償器95bでは、目標調圧弁電流と検出された調圧弁電流との差から、PID制御によりDutyを演算する。上流液圧制御におけるプラント96は、調圧弁24のコイル24a、調圧弁24および吐出油路13である。コイル24aではDutyから調圧弁電流が決まる。調圧弁24では調圧弁電流から調圧弁流量が決まる。吐出油路13では調圧弁流量、ポンプ流量および吐出油路13の液剛性から上流液圧が決まる。上記PID制御に従い上流液圧を制御することにより、上流液圧を発散させることなく高応答に制御できる。

[0018] [W/C液圧制御処理]

実施形態1のブレーキ装置では、W/C液圧の制御精度向上を狙いとし、以下に示すようなW/C液圧制御を実施する。ECU90は、W/C液圧制御を実現するための構成として、目標W/C液圧演算部90aおよび駆動制御部90bに加え、第1目標上流液圧演算部（目標上流液圧演算部）90c、第2目標上流液圧演算部90dおよび目標W/C液圧比較部90eを有する。

図3は、実施形態1のECU90におけるW/C液圧制御処理の流れを示すフローチャートである。

ステップS1は目標W/C液圧算出ステップであり、目標W/C液圧演算部90aにおいて、実施中のブレーキ制御に準じた各W/C9の目標W/C液圧を演算する。

ステップS2は目標W/C液圧比較ステップであり、目標W/C液圧比較部90eにおいて、ステップS1で演算した各目標W/C液圧の最大値（目標W/C液圧最大値）と最小値（目標W/C液圧最小値）との差が所定値を超えるかを判定する。YESの場合はステップS3へ進み、NOの場合および各目標W/C液圧が全て同圧の場合はステップS8へ進む。所定値は、車両挙動が変動しない範囲で設定する。

ステップS3は第1目標上流液圧演算ステップであり、第1目標上流液圧演算部90cにおいて、目標上流液圧を演算する。目標上流液圧は、目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加算した値とする。 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ は、後述する増圧弁制御において各増圧弁22を個別に開弁させたときに生じる目標上流液圧と上流液圧との差（上流液圧低下量 dP_UPPER_ERROR ）の最大値とする。

[0019] ステップS4では、駆動制御部90bにおいて、モータ20を回転数制御する。目標モータ回転数は、図2に示した上流液圧制御ブロックのフィードバックゲイン K_p, K_i, K_d を調整するときに用いたモータ回転数とする。

ステップS5では、駆動制御部90bにおいて、図2に示した上流液圧制御ブロックに基づき調圧弁24を制御する。

ステップS6では、駆動制御部90bにおいて、増圧弁22を制御する。増圧弁制御の詳細については後述する。

ステップS7では、駆動制御部90bにおいて、（目標W/C液圧－推定W/C液圧）と推定W/C液圧とに基づき減圧弁25を制御する。

ステップS8は、第2目標上流液圧演算ステップであり、第2目標上流液圧演算部90dにおいて、目標上流液圧を演算する。目標上流液圧は目標W/C液圧とする。

ステップS9では、駆動制御部90bにおいて、モータを回転数制御する。目標

上流液圧と上流液圧との差分と各W/C9の液剛性とから、各W/C9に送り込むブレーキ液量を演算し、これらを加算して全体に必要なブレーキ液量を演算し、必要とする増加勾配から目標モータ回転数を決定する。

ステップS10では、駆動制御部90bにおいて、図2に示した上流液圧制御ブロックに基づき調圧弁24を制御する。

ステップS11では、駆動制御部90bにおいて、連通弁23を制御する。W/C液圧制御中、連通弁23は常時開弁する。

ステップS12では、駆動制御部90bにおいて、遮断弁21を制御する。W/C液圧制御中、遮断弁21は常時閉弁する。

[0020] [増圧弁制御処理]

増圧弁制御では、増圧弁流量を積算したものと各W/C9の液剛性とに基づき、推定W/C液圧を演算する。増圧弁流量は事前に特性したものを使用する。

図4は、実施形態1の増圧弁制御処理の流れを示すフローチャートである。

ステップS13では、各車輪FL～RRの増圧許可を判定する。YESの場合はステップS14へ進み、NOの場合はステップS17へ進む。ここでは、目標W/C液圧を P_{wctg} 、推定W/C液圧を P_{wcst} 、増圧弁制御許可液圧閾値を $dP\_inc\_permt\_th$ と定義したとき、下記の式(1)が成立する場合に増圧許可を行う。

$$P_{wctg}[wheel] - P_{wcst}[wheel] > dP\_inc\_permt\_th[wheel] \quad \cdots(1)$$

Wheel = 左前輪FL、右前輪FR、左後輪RL、右後輪RR

ここで、 $dP\_inc\_permt\_th=0$ としてもよい。これにより、1回当たりの増圧弁開弁量が小さくなるため、 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を小さくできる。

ステップS14では、液圧-減速度換算係数を $Awcg$ 、増圧優先変数を WC_weight と定義したとき、各車輪FL～RRの増圧優先変数 WC_weight を下記の式(2)から求める。

$$WC\_weight[Wheel] = (P_{wctg}[wheel] - P_{wcst}[wheel]) * Awctg[wheel] \quad \cdots(2)$$

Wheel = 左前輪FL、右前輪FR、左後輪RL、右後輪RR

[0021] ステップS15では、WC_weightが最大の車輪であるかの判定を各車輪FL～RRで行う。YESの場合はステップS16へ進み、NOの場合はステップS17へ進む。

ステップS16では、WC_weightが最大の車輪について、（目標W／C液圧－推定W／C液圧）と（上流液圧－推定W／C液圧）とから増圧弁22を開弁量を決定し、増圧弁22を制御する。同時に開弁する増圧弁22が多いほど、dP_UPPER_ERRORは大きくなる。dP_UPPER_ERRORが大きくなると目標上流液圧をより高圧にする必要がある。そこで、増圧優先度が最高の車輪のみ増圧弁22を開弁することにより、サンプリング周期毎に増圧優先度が最高の車輪が切り替わることで増圧優先度の高い車輪から順に増圧弁22を開弁できる。これにより、dP_UPPER_ERRORを小さくできるため、上流液圧が過度に高圧となるのを防止できる。また、モータ回転数を低くできるため、モータ20の電力消費を抑制できる。

ステップS17では、WC_weightが最大の車輪以外の車輪について、増圧弁22を開弁する。増圧弁制御方法は全開全閉制御で実施する。

なお、図4のフローチャートでは、増圧優先度の高い増圧弁22から順に開弁したが、複数の増圧弁22を同時に開弁してもよい。この場合、各増圧弁22を同時に開弁させたときの最大上流液圧低下量dP_UPPER_ERROR_MAX2を求め、dP_UPPER_ERROR_MAX2を前記のdP_UPPER_ERROR_MAXに代えて使用する。

[0022] [上流液圧制御作用]

図5は、実施形態1の上流液圧制御作用を示すタイムチャートである。

各増圧弁22の増圧弁加算流量をdq_SOLIN(≤ 0)、調圧弁流量をdq_DUMP(≤ 0)、ポンプ流量をdq_PUMP(≥ 0)、上流油路流量をdq_UPPERで定義した場合、dq_UPPERは下記の式(3)となる。

$$dq\_UPPER = dq\_PUMP + dq\_DUMP + dq\_SOLIN \quad \cdots(3)$$

dq_UPPERが正の場合は上流油路の液量が増加し、上流液圧は増加する。一方、dq_UPPERが負の場合は上流油路の液量が減少し、上流液圧が減少する。

時刻t0～t1の区間では、調圧弁24を開弁させてポンプ流量を通過させる。このときdq_PUMP+dq_DUMP=0、かつ、dq_SOLIN=0であるため、式(3)ではdq_UP

PER=0となり、上流液圧は一定となる。

時刻 t_1 では、目標W/C液圧が目標W/C液圧最大値以外の車輪、すなわち、W/C液圧が最大の車輪（最大液圧輪）ではない車輪（最大液圧輪以外）の増圧弁駆動信号をON（開弁指令）する。時刻 $t_1 \sim t_2$ の間では、 dq_SOLIN が発生する。また、目標上流液圧と上流液圧との差が増加するため、調圧弁電流を増加させ、調圧弁24を閉弁方向に制御する。 $dq\_PUMP+dq\_DUMP$ は徐々に増加しているが、 dq_SOLIN の値が大きいため dq_UPPER は負の値となり、上流液圧は低下する。このとき、上流液圧が目標W/C液圧最大値を下回ると、一時的に最大液圧輪のW/C液圧が目標W/C液圧最大値よりも低下するため、運転者の要求する車両減速度が得られない。

[0023] そこで、実施形態1では、目標上流液圧を、目標W/C液圧最大値に目標上流液圧と上流液圧との差(dP_UPPER_ERROR)の最大値である最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加えた値とする。つまり、想定される最大の上流液圧低下量だけ目標上流液圧を嵩上げする。これにより、上流液圧が最大液圧輪以外の増圧に使われた場合であっても、上流液圧は目標W/C液圧最大値を下回ることがなく、各車輪FL $\sim$ RRで目標W/C液圧を達成できる。

時刻 t_2 では、増圧弁22に対する増圧弁駆動信号をOFF（閉弁指令）する。 dq_SOLIN は徐々に0に近づく。目標上流液圧と上流液圧との差は増加するため、調圧弁電流を増加させ、調圧弁24を閉弁方向に制御し、時刻 $t_1 \sim t_2$ の間と同様に $dq\_PUMP+dq\_DUMP$ は徐々に増加する。 $|dq\_PUMP+dq\_DUMP| > |dq\_SOLIN|$ となったとき、 dq_UPPER は正の値に転じ、上流液圧は増加に転じる。

時刻 t_3 では、目標上流液圧＝上流液圧となるため、時刻 t_3 以降の間では、 $dq\_PUMP+dq\_DUMP$ および dq_SOLIN は時刻 $t_0 \sim t_1$ の区間の値と同じになる。

[0024] [W/C液圧の制御精度の向上]

図6は、実施形態1において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。車両は低 μ 路を走行している。なお、図6では、便宜上最大W/C液圧以外のW/C液圧は全て同圧として表現しているが、個別に制御している場合でも同様の効果が得られる。

時刻t1では、運転者がブレーキペダル100の踏み込みを開始したため、倍力制御を開始する。倍力制御では、遮断弁21を閉弁方向に制御し、連通弁23を開弁方向に制御し、ストロークシミュレータアウト弁28の開弁方向に制御し、調圧弁24を閉弁方向に制御すると共に、モータ20を駆動させてポンプ3を作動させる。倍力制御では、ブレーキペダル100のストロークに応じて目標W/C液圧（各車輪FL～RRで同一の値）を決定し、目標上流液圧は目標W/C液圧とする。目標上流液圧と上流液圧との差が無くなるようにモータ回転数および調圧弁24の開度を制御する。

時刻t2では、全車輪でABS制御が作動する。ABS制御では、各車輪FL～RRのスリップ率が目標スリップ率となるように各車輪FL～RRの目標W/C液圧を決定する。ABS制御において、各車輪FL～RRのW/C液圧を個別に制御する場合、増圧時には制御対象輪の増圧弁22を開弁方向に制御し、保持時には制御対象輪の増圧弁22を閉弁方向に制御し、減圧時には制御対象輪の増圧弁22を閉弁方向に制御するとともに減圧弁25を開弁方向に制御する。ABS制御の介入により各車輪FL～RRの目標W/C液圧に差が生じるため、目標上流液圧は目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加算した値とする。目標上流液圧と上流液圧との差が無くなるようにモータ回転数および調圧弁24の開度を制御する。

時刻t3では、最大液圧輪以外の車輪を増圧するために当該車輪の増圧弁22に対する増圧弁信号をONして増圧弁22を開弁する。このとき、上流液圧は当該車輪のW/C液圧の増圧に使われることで低下するものの、上流液圧は目標W/C液圧最大値に対して増圧弁22の開弁に伴う最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ だけ嵩上げされているため、最大液圧輪のW/C液圧は目標W/C液圧を下回ることはない。

時刻t4では、最大液圧輪の目標W/C液圧が増加したため、最大液圧輪の増圧弁22に対する増圧弁信号をONして増圧弁22を開弁する。このとき、目標W/C液圧最大値の増加に伴い目標上流液圧も増加する。

[0025] 実施形態1のブレーキ装置は、運転者のブレーキ操作量に応じた制動力を

発生させる通常制動時（倍力制御時）において、遮断弁21を閉弁してM/C5と各W/C9とのブレーキ液の流れを遮断し、ポンプ3により加圧したブレーキ液により各車輪FL～RRの目標W/C液圧を実現する、いわゆるブレーキ・バイ・ワイヤシステムである。通常制動時には、ブレーキペダル100のストロークに応じて各車輪FL～RRの目標W/C液圧を設定し、調圧弁24の上流液圧が目標W/C液圧に応じた目標上流液圧となるようにポンプ3を駆動するモータ20および調圧弁24を制御する。この状態からABS制御が作動すると、制御対象輪の目標W/C液圧は、目標スリップ率に応じた値となり、制御対象輪のスリップ率が目標スリップ率となるように増圧弁22および減圧弁25によりW/C液圧の増減および保持を行う。すなわち、モータ20および調圧弁24は目標W/C液圧最大値から決まる目標上流液圧に応じて動作するのに対し、増圧弁22および減圧弁25は目標上流液圧とは無関係に、車輪のスリップ状態に応じて動作する。この結果、最大液圧輪以外の増圧弁22を開弁したとき、上流液圧が最大液圧輪以外の増圧に使われることで一時的に最大液圧輪のW/C液圧が目標W/C液圧最大値を下回る現象が発生する。なお、マスタシリンダとホイールシリンダとが常に接続されたコンベンショナルなブレーキ装置では、ABS制御中は運転者のブレーキ操作により十分に高いM/C液圧が発生しているため、最大液圧輪以外の増圧弁を開弁した場合であっても、上記の課題は生じない。ここで、上流液圧の低下時にモータ回転数を上昇させて上流液圧の低下を抑制すること、およびABS制御介入前の通常制動時からモータ回転数を過剰に高くすることが考えられる。ところが、ポンプはイナーシャが大きく、即座に目標とする回転数に到達できないため、前者の方法では最大液圧輪のW/C液圧の低下は回避できない。また、ブレーキ・バイ・ワイヤでは制動中は常にモータを駆動させるため、後者の方法では通常制御時におけるモータ騒音や消費電力の増大が問題となる。

[0026] これに対し、実施形態1のブレーキ制御では、各W/C9の目標W/C液圧の演算後、目標W/C最大値と目標W/C最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する。そして、差が所定値を超えた場合には、目標上流液圧を目標W/C液圧最大

値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加えた値とし、差が所定値以下の場合には、目標上流液圧を目標W/C液圧とする。これにより、各目標W/C液圧に差が生じるABS制御、TCS制御や車両の運動制御のためのブレーキ制御において、最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できる。この結果、各車輪FL～RRで目標W/C液圧を達成でき、W/C液圧制御の制御精度を向上できる。また、実施形態1では、増圧弁制御において、複数の増圧弁22を同時に開弁せず、増圧優先度が高い増圧弁22から順に開弁する。これにより、 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を小さくできるため、モータ回転数を低くでき、モータ20の電力消費を抑制できる。一方、各目標W/C液圧が同一となる通常制動時（倍力制御時）では、目標上流液圧を必要最小限の値（目標W/C液圧）とするため、通常制動時におけるモータ騒音や消費電力の増大を回避できる。

[0027] 実施形態1では以下の効果が得られる。

(1) ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するM/C5とブレーキ液圧が作用して車両の各車輪FL～RRに制動力を発生させるW/C9とを接続する第1ブレーキ回路（供給油路73、M/C配管10M、供給油路11）と、M/C5内のブレーキ液を増圧し第1ブレーキ回路に接続する第2ブレーキ回路（吐出油路13）を介してW/C9へ送るポンプ3と、第1ブレーキ回路と第2ブレーキ回路との接続部からW/C9側の第1ブレーキ回路（油路11a、油路11b、油路11c、油路11d）に設けられた増圧弁22と、第2ブレーキ回路の目標液圧（目標上流液圧）を、各車輪FL～RRの目標W/Cのうちの最大値（目標W/C液圧最大値）よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量（最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ ）分大きくなるように演算する第1目標上流液圧演算部90cと、を備えた。

よって、最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できるため、W/C液圧制御の制御精度を向上できる。

(2) 各車輪FL～RRの目標W/C液圧の最大値と最小値との差が所定値を超える

か否かを判定する目標W/C液圧比較部90eと、差が所定値以下の場合に目標W/C液圧を第2ブレーキ回路の目標液圧とする第2目標上流液圧演算部90dと、を備え、第1目標上流液圧演算部90cは、差が所定値を超える場合に第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する。

各車輪FL~RRの目標W/C液圧が略同圧である場合には、増圧弁22を開くことはないため、第2ブレーキ回路の目標液圧を目標W/C液圧とすることで、モータ騒音や消費電力の増大を回避できる。

(3) 第2ブレーキ回路の液圧を検出する液圧検出部(W/C液圧センサ92、吐出圧センサ93)と、第2ブレーキ回路とポンプ3の吸入側とを接続する第4ブレーキ回路(調圧油路14、リザーバ120、吸入油路12)と、第4ブレーキ回路に設けられた調圧弁24と、液圧検出部で検出された液圧と目標液圧との差(目標上流液圧-上流液圧)に基づくフィードバック演算により調圧弁24の制御量(目標調圧弁電流)を演算する液圧フィードバック補償器95aと、を備えた。

よって、フィードバック制御により調圧弁24の制御量へ現われる(未知)外乱の影響を抑制でき、第2ブレーキ回路の液圧が目標液圧となるように調圧弁24を制御できる。また、液圧フィードバック補償器95aにおけるフィードバックゲイン K_p , K_i , K_d の調整により、フィードバック制御系が発散しない範囲で高応答に第2ブレーキ回路の液圧を制御できる。

[0028] (4) ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するM/C5のプライマリ室50Pで発生したM/C液圧により加圧可能な複数のW/C9FL, 9RRを備えたプライマリ系統の液路(供給油路73P、プライマリ配管10MP、供給油路11P、油路11a、油路11d)と、M/C5のセカンダリ室50Sで発生したM/C液圧により加圧可能な複数のW/C9FR, 9RLを備えたセカンダリ系統の液路(供給油路73S、セカンダリ配管10MS、供給油路11S、油路11b、油路11c)と、プライマリ系統の液路とセカンダリ系統の液路とを接続する連通液路(油路13P、油路13S)と、連通液路にブレーキ液を吐出するポンプ3と、連通液路とプライマリ系統およびセカンダリ系統の液路との接続部からW/C9側の液路(油路11a、油路11b、油路11c、油路11

d) に設けられた増圧弁22と、連通路路の目標液圧（目標上流液圧）を、各車輪FL～RRの目標W/C液圧のうちの最大値（目標W/C液圧最大値）よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの連通路路の液圧変動量（最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ ）分大きくなるように演算する第1目標上流液圧演算部90cと、を備えた。

よって、最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できるため、W/C液圧制御の制御精度を向上できる。

(5) プライマリ系統の液路とセカンダリ系統の液路との間で連通路路から分岐し、連通路路に吐出されたブレーキ液をポンプ3の吸入側に還流する還流液路（調圧油路14、リザーバ120、吸入油路12）と、還流液路に設けられた調圧弁24と、を備えた。

よって、調圧弁24の開度を制御し調圧弁24を通過するブレーキ液の流量を調整することにより、連通路路の目標液圧を実現できる。

[0029] (6) 連通路路とプライマリ系統との接続部からM/C5側の液路11Pに設けられたプライマリ遮断弁21Pと、連通路路とセカンダリ系統との接続部からM/C5側の液路11Sに設けられたセカンダリ遮断弁21Sと、を備えた。

よって、両遮断弁21P, 21Sを閉弁してM/C5と各W/C9とのブレーキ液の流れを遮断し、ポンプ3により加圧したブレーキ液により各車輪FL～RRの目標W/C液圧を実現する、いわゆるブレーキ・バイ・ワイヤシステムを実現できる。

(7) ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するM/C5とブレーキ液圧が作用して車両の各車輪FL～RRに制動力を発生させるW/C9とを接続する第1ブレーキ回路（供給油路73、M/C配管10M、供給油路11）と、M/C5内のブレーキ液を増圧し第1ブレーキ回路に接続する第2ブレーキ回路（吐出油路13）を介してW/C9へ送るポンプ3と、第1ブレーキ回路と第2ブレーキ回路との接続部からW/C9側の第1ブレーキ回路（油路11a、油路11b、油路11c、油路11d）に設けられた増圧弁22と、を備えたブレーキ装置のブレーキ制御方法であって、車両の状態に基づき各車輪FL～RRの目標W/C液圧を演算する目標W/C液圧算出

ステップと、各目標W/C液圧の最大値（目標W/C液圧最大値）よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したとき第2ブレーキ回路の液圧変動量（最大上流液圧低下量dP_UPPER_ERROR_MAX）分大きくするよう、第2ブレーキ回路の目標液圧（目標上流液圧）を演算する第1目標上流液圧演算ステップと、を備えた。

よって、最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できるため、W/C液圧制御の制御精度を向上できる。

(8) 各車輪FL～RRの目標W/C液圧の最大値と最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する目標W/C液圧比較ステップと、差が所定値以下の場合に目標W/C液圧を第2ブレーキ回路の目標液圧とする第2目標上流液圧演算ステップと、を備え、第1目標上流液圧演算ステップは、差が所定値を超える場合に第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する。

各車輪FL～RRの目標W/C液圧が略同圧である場合には、増圧弁22を開くことはないため、第2ブレーキ回路の目標液圧を目標W/C液圧とすることで、モータ騒音や消費電力の増大を回避できる。

[0030] 〔実施形態2〕

次に実施形態2について説明する。基本的な構成は実施形態1と同じであるため、異なる部分についてのみ説明する。

〔目標上流液圧演算処理〕

実施形態2のW/C液圧制御処理では、図3のステップS3における目標上流液圧の演算方法が実施形態1と相違する。

図7は、実施形態2の目標上流液圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

ステップS18では、前回のサンプリング周期において第1目標上流液圧の演算を非実行かを判定する。YESの場合はステップS19へ進み、NOの場合はステップS20へ進む。

ステップS19では、目標上流液圧を目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下

量dP_UPPER_ERROR_MAXを加算した値とする。ここで、dP_UPPER_ERROR_MAXに代えて、dP_UPPER_ERROR_MAXよりも大きな所定量 α を加算した値としてもよい。所定量 α は音振に影響を与えない値とする。

ステップS20では、第1目標上流液圧（第1目標液圧）および第2目標上流液圧（第2目標液圧）を演算する。第1目標上流液圧は、前回のサンプリング周期における目標上流液圧（目標上流液圧前回値）から所定量（上流液圧減圧量）を減算した値とする。第2目標上流液圧は、目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下量dP_UPPER_ERROR_MAXを加算した値とする。

ステップS21では、第1目標上流液圧が第2目標上流液圧よりも大きいかを判定する。YESの場合はステップS22へ進み、NOの場合はステップS23へ進む。

ステップS22では、目標上流液圧を第1目標上流液圧とする。

ステップS23では、目標上流液圧を第2目標上流液圧とする。

[0031] [W/C液圧の制御精度の向上]

図8は、実施形態2において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。

時刻t1では、目標上流液圧を目標W/C液圧とする。

時刻t2では、全車輪でABS制御が作動するため、目標上流液圧は、目標W/C液圧最大値に所定量 α を加算した値とする。時刻t2～時刻t5までの区間では、第1目標上流液圧（前回目標上流液圧－上流液圧減圧量）が第2目標上流液圧（目標W/C液圧最大値＋最大上流液圧低下量）よりも大きいため、目標上流液圧は第1目標上流液圧となる。よって、上流液圧は徐々に低下する。

時刻t5では、目標W/C液圧最大値の増加に伴い第1目標上流液圧が第2目標上流液圧以下となったため、目標上流液圧は第2目標上流液圧となり、上流液圧は上昇する。

時刻t6では、目標W/C液圧最大値の減少に伴い第1目標上流液圧が第2目標上流液圧を超えたため、目標上流液圧は第1目標上流液圧となる。よって、時刻t6以降、上流液圧は徐々に低下する。

上流液圧を検出する各液圧センサ92P, 92S, 93には所定の検出周期がある。

このため、検出周期内で上流液圧が変動すると、認識している上流液圧と実際の上流液圧との間にズレが生じる。よって、実施形態 1 のように最大目標 W/C 液圧が低下した場合に目標上流液圧を同じ変化量で低下させると、上流液圧が不安定な状態で推定 W/C 液圧を演算することとなる。推定 W/C 液圧の演算精度低下は、W/C 液圧の制御精度低下につながる。

そこで、実施形態 2 のブレーキ装置では、第 1 目標上流液圧が第 2 目標上流液圧を超えている間は、目標上流液圧を第 1 目標上流液圧とし、上流液圧を一定勾配で徐々に低下させる。これにより、上流液圧の急変が抑制されるため、上流液圧が安定した状態で推定 W/C 液圧を演算できる。この結果、実際の W/C 液圧に対する推定 W/C 液圧の誤差を小さくでき、W/C 液圧の制御精度を向上できる。

[0032] 実施形態 2 では以下の効果が得られる。

(9) 第 1 目標上流液圧演算部 90c は、第 2 ブレーキ回路の目標液圧前回値（目標上流液圧前回値）から上流液圧減圧量を減じた第 1 目標上流液圧と、各車輪 FL～RR の目標 W/C 液圧のうちの最大値（目標 W/C 液圧最大値）よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁 22 を開弁したときの第 2 ブレーキ回路の液圧変動量（最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ ）分大きな第 2 目標上流液圧と、を演算し、第 1 目標上流液圧と第 2 目標上流液圧のうち値の大きな方を第 2 ブレーキ回路の目標液圧（目標上流液圧）とする。

よって、推定 W/C 液圧と実際の W/C 液圧との差を抑制でき、W/C 液圧の制御精度を向上できる。

(10) 第 1 目標上流液圧演算ステップは、第 2 ブレーキ回路の目標液圧前回値から上流液圧減圧量を減じた第 1 目標上流液圧と、各車輪 FL～RR の目標 W/C 液圧のうちの最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁 22 を開弁したときの第 2 ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第 2 目標上流液圧と、を演算し、第 1 目標上流液圧と第 2 目標上流液圧のうち値の大きな方を第 2 ブレーキ回路の目標液圧とする。

よって、推定 W/C 液圧と実際の W/C 液圧との差を抑制でき、W/C 液圧の制御精

度を向上できる。

[0033] 〔実施形態3〕

次に実施形態3について説明する。基本的な構成は実施形態1と同じであるため、異なる部分についてのみ説明する。

実施形態3において、駆動制御部90bは、ABS制御中であって、各車輪FL～Rの目標W/C液圧の合計値（必要ブレーキ液量の合計値）の変化に応じてストロークシミュレータイン弁27およびストロークシミュレータアウト弁28の開閉を制御する。必要ブレーキ液量の合計値が減少した場合には、ストロークシミュレータアウト弁28を閉弁方向に制御し、ストロークシミュレータイン弁27を開弁方向に制御する。これにより、背圧室602の圧力が上昇してペダル反力が大きくなるため、ペダルストロークが減少する。必要ブレーキ液量の合計値が増加した場合には、ストロークシミュレータアウト弁28を開弁方向に制御し、ストロークシミュレータイン弁27を閉弁方向に制御する。これにより、背圧室602の圧力が減少してペダル反力が小さくなるため、ペダルストロークが増加する。必要ブレーキ液量の合計値が変化していない場合には、ストロークシミュレータアウト弁28を閉弁方向に制御し、ストロークシミュレータイン弁27を閉弁方向に制御する。これにより、ペダル反力およびペダルストロークの変化が抑制され、ブレーキペダル100の位置が略一定に保持される。

上記のように、ABS制御中のペダル反力およびペダルストロークを必要ブレーキ液圧の合計値に応じて適切に制御することにより、ブレーキペダル100の位置が適切なものとなり、運転者にとって違和感の少ないペダルフィールを実現できる。

なお、増圧弁22を開弁方向に制御している場合には、ペダルフィールよりもW/C液圧の増圧を優先し、必要ブレーキ液量の合計値が減少したとしてもストロークシミュレータイン弁27は開弁させない。

[0034] 〔目標上流液圧演算処理〕

実施形態3のW/C液圧制御処理では、図3のステップS3における目標上流液

圧の演算方法が実施形態 1 と相違する。

図 9 は、実施形態 3 の目標上流液圧演算処理の流れを示すフローチャートである。

ステップ S24 では、第 3 目標上流液圧（第 3 目標液圧）および第 4 目標上流液圧（第 4 目標液圧）を演算する。第 3 目標上流液圧は、目標 W/C 液圧最大値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加算した値とする。第 4 目標上流液圧は、M/C 液圧にストロークシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin\_MAX$ を加算した値とする。 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin\_MAX$ は、ストロークシミュレータイン弁 27 を駆動させたときに生じる目標上流液圧と上流液圧との差 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin$ の最大値とする。

ステップ S25 では、第 3 目標上流液圧が第 4 目標上流液圧よりも小さいかを判定する。YES の場合はステップ S26 へ進み、NO の場合はステップ S27 へ進む。

ステップ S26 では、目標上流液圧を第 3 目標上流液圧とする。

ステップ S27 では、目標上流液圧を第 4 目標上流液圧とする。

[0035] [上流液圧制御作用]

図 10 は、実施形態 3 の上流液圧制御作用を示すタイムチャートである。

ストロークシミュレータイン弁 27 のストロークシミュレータイン弁加算流量を $dq\_SSin (\leq 0)$ 、調圧弁流量を $dq\_DUMP (\leq 0)$ 、ポンプ流量を $dq\_PUMP (\geq 0)$ 、上流油路流量を dq_UPPER_SSin で定義した場合、 dq_UPPER_SSin は下記の式(4)となる。

$$dq\_UPPER\_SSin = dq\_PUMP + dq\_DUMP + dq\_SSin \quad \cdots (4)$$

dq_UPPER_SSin が正の場合は上流油路の液量が増加し、上流液圧は増加する。一方、 dq_UPPER_SSin が負の場合は上流油路の液量が減少し、上流液圧が減少する。

時刻 $t_0 \sim t_1$ の区間では、調圧弁 24 を開弁させてポンプ流量を通過させる。このとき、 $dq\_PUMP + dq\_DUMP = 0$ 、かつ、 $dq\_SSin = 0$ であるため、式(4)では $dq\_UPPER\_SSin = 0$ となり、上流液圧は一定となる。

時刻 t_1 では、ストロークシミュレータイン弁駆動信号を ON（開弁指令）す

る。時刻 $t_1 \sim t_2$ の間では、ストロークシミュレータイン弁27の通過流量 dq_SSin が発生する。また、目標上流液圧と上流液圧との差が増加するため、調圧弁電流を増加させ、調圧弁24を閉弁方向に制御する。 $dq\_PUMP + dq\_DUMP$ は徐々に増加しているが、 dq_SSin の値が大きいため dq_UPPER_SSin は負の値となり、上流液圧は低下する。このとき、上流液圧が目標W/C液圧最大値を下回ると、一時的に最大液圧輪のW/C液圧が目標W/C液圧最大値よりも低下するため、運転者の要求する減速度が得られない。

[0036] そこで、実施形態3では、目標上流液圧を、目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加えた第3目標上流液圧と、M/C液圧にストロークシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin\_MAX$ を加えた第4目標上流液圧とのセレクトハイにより求める。これにより、ABS制御中にストロークシミュレータイン弁27を開いた場合であっても、上流液圧は目標W/C液圧最大値を下回ることがなく、各車輪FL～RRで目標W/C液圧を達成できる。

時刻 t_2 では、ストロークシミュレータイン弁駆動信号をOFFする。 dq_SSin は徐々に0に近づく。目標上流液圧と上流液圧との差は増加するため、調圧弁電流を増加させ、調圧弁24を閉弁方向に制御し、時刻 $t_1 \sim t_2$ の間と同様に $dq\_PUMP + dq\_DUMP$ は徐々に増加する。 $|dq\_PUMP + dq\_DUMP| > |dq\_SSin|$ となったとき、 dq_SSin は正の値に転じ、上流液圧は増加に転じる。

時刻 t_3 では、目標上流液圧＝上流液圧となるため、時刻 t_3 以降の間では、 $dq\_PUMP + dq\_DUMP$ および dq_SSin は時刻 $t_0 \sim t_1$ の区間の値と同じになる。

[0037] [W/C液圧の制御精度の向上]

図11は、実施形態3において倍力制御中に全車輪でABS制御が作動した場合のタイムチャートである。

時刻 t_1 では、目標上流液圧を目標W/C液圧とする。

時刻 t_2 では、全車輪でABS制御が作動するため、目標上流液圧は、目標W/C液圧最大値に最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を加算した値とする。

時刻 t_3 では、M/C液圧の増加により第4目標上流液圧（M/C液圧＋ストロー

クシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量)が第3目標上流液圧(目標W/C液圧最大値+最大上流液圧低下量)を超えたため、目標上流液圧は第4目標上流液圧となる。上流液圧はM/C液圧の上昇に合わせて上昇する。また、必要ブレーキ液量の合計値が増加したため、ストロークシミュレータアウト弁28を開弁方向に制御する。さらに、最大液圧輪以外の車輪を増圧するために当該車輪の増圧弁22に対する増圧弁信号をONして増圧弁22を開弁する。このとき、上流液圧は当該車輪のW/C液圧の増圧に使われることで低下するものの、上流液圧は目標W/C液圧最大値に対して増圧弁22の開弁に伴う最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ よりも大きなストロークシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin\_MAX$ だけ嵩上げされているため、最大液圧輪のW/C液圧は目標W/C液圧を下回ることではない。

時刻 t_4 では、必要ブレーキ液量の合計値が減少したため、ストロークシミュレータイン弁27を開弁方向に制御する。このとき、上流液圧は背圧室602の増圧に使われることで低下するものの、上流液圧はM/C液圧に対してストロークシミュレータイン弁27の開弁に伴うストロークシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_SSin\_MAX$ だけ嵩上げされているため、最大液圧輪のW/C液圧は目標W/C液圧を下回ることではない。

[0038] 実施形態3では以下の効果が得られる。

(11) ブレーキ操作反力を生成するストロークシミュレータ6と、ストロークシミュレータ6の背圧室602と第2ブレーキ回路(吐出油路13)とを接続する第3ブレーキ回路(背圧室配管10X、背圧油路16、第1シミュレータ油路17)と、第3ブレーキ回路に設けられたストロークシミュレータイン弁27と、を有し、第1目標上流液圧演算部90cは、各車輪FL~RRの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値(目標W/C液圧最大値)よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量(最大上流液圧低下量 $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$)分大きな第3目標上流液圧と、M/C5の液圧よりもストロークシミュレータイン弁27を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量(ストロークシミュレータイン弁駆動時最大上流液圧低下量 dP_UPPER_ER

ROR_SSin_MAX) 分大きな第4目標上流液圧と、を演算し、第3目標上流液圧と第4目標上流液圧のうち値の大きな方を第2ブレーキ回路の目標液圧（目標上流液圧）とする。

よって、ABS制御中にストロークシミュレータイン弁27を開弁方向に制御したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できるため、W/C液圧制御の精度制御を向上できる。

(12) 第1目標上流液圧演算ステップは、各車輪FL~RRの目標ホイールシリンダ液圧のうち最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の増圧弁22を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第3目標上流液圧と、M/C5の液圧よりもストロークシミュレータイン弁27を開弁したときの第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第4目標上流液圧と、を演算し、第3目標上流液圧と第4目標上流液圧のうち値の大きな方を第2ブレーキ回路の目標液圧とする。

よって、ABS制御中にストロークシミュレータイン弁27を開弁方向に制御したときの最大液圧輪におけるW/C液圧の低下を抑制できるため、W/C液圧制御の制御精度を向上できる。

[0039] 〔他の実施形態〕

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明の具体的な構成は実施形態に示した構成に限定されず、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更があっても本発明に含まれる。また、上述した課題の少なくとも一部を解決できる範囲、または、効果の少なくとも一部を奏する範囲において、特許請求の範囲および明細書に記載された各構成要素の任意の組み合わせ、または、省略が可能である。

例えば、図3のステップS4でモータ20を回転数制御する際、モータ騒音および消費電力を低減するためにモータ回転数を時々刻々と変化させてもよい。この場合、モータ回転数を変更して調整した K_p , K_i , K_d とそのとき発生する $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を個別にプログラムの中に保存することで、時々刻々と変化させたモータ回転数から K_p , K_i , K_d および $dP\_UPPER\_ERROR\_MAX$ を決定できる

。

増圧弁制御方法については、バルブ開閉時に発生する音を低減するために中間開度で制御してもよい。もしくは全開全閉制御と中間開度制御を時々刻々と変化させてもよい。その場合、全開全閉制御と中間開度制御制御を行ったときのdP_UPPER_ERROR_MAXを個別にプログラムの中に保存することで、時々刻々と変化させた増圧弁制御方法からdP_UPPER_ERROR_MAXを決めることが可能となる。

[0040] 以上説明した実施形態から把握し得る他の態様について、以下に記載する

。

ブレーキ装置は、その一つの態様において、ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと前記ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させるホイールシリンダとを接続する第1ブレーキ回路と、前記マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧し前記第1ブレーキ回路に接続する第2ブレーキ回路を介して前記ホイールシリンダへ送るポンプと、前記第1ブレーキ回路と第2ブレーキ回路との接続部から前記ホイールシリンダ側の前記第1ブレーキ回路に設けられた増圧制御弁と、前記第2ブレーキ回路の目標液圧を、各車輪の目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きくなるように演算する第1目標上流液圧演算部と、を備えた。

より好ましい態様では、上記態様において、各車輪の目標ホイールシリンダ液圧の最大値と最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する目標ホイールシリンダ液圧比較部と、前記差が前記所定値以下の場合に前記目標ホイールシリンダ液圧を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする第2目標上流液圧演算部と、を備え、前記第1目標上流液圧演算部は、前記差が前記所定値を超える場合に前記第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記第1目標上流液圧演算部は、前記第2ブレーキ回路の目標液圧前回値から所定量を減じた第1目標液圧と、各車輪の目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よ

りも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第2目標液圧と、を演算し、前記第1目標液圧と前記第2目標液圧のうち値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする。

[0041] さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、ブレーキ操作反力を生成するストロークシミュレータと、前記ストロークシミュレータの背圧室と前記第2ブレーキ回路とを接続する第3ブレーキ回路と、前記第3ブレーキ回路に設けられたストロークシミュレータイン弁と、を有し、前記第1目標上流液圧演算部は、各車輪の目標ホイルシリンダ液圧のうちの最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第3目標液圧と、前記マスタシリンダの液圧よりも前記ストロークシミュレータイン弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第4目標液圧と、を演算し、前記第3目標液圧と前記第4目標液圧のうち値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記第2ブレーキ回路の液圧を検出する液圧検出部と、前記第2ブレーキ回路と前記ポンプの吸入側とを接続する第4ブレーキ回路と、前記第4ブレーキ回路に設けられた調圧弁と、前記液圧検出部で検出された液圧と前記目標液圧との差に基づくフィードバック演算により前記調圧弁の制御量を演算するフィードバック演算部と、を備えた。

[0042] また、他の観点から、ブレーキ装置は、ある態様において、ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダの第1室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイルシリンダを備えたプライマリ系統の液路と、前記マスタシリンダの第2室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイルシリンダを備えたセカンダリ系統の液路と、前記プライマリ系統の液路と前記セカンダリ系統の液路とを接続する連通液路と、前記連通液路にブレーキ液を吐出するポンプと、前記連通液路と前記プライ

マリ系統および前記セカンダリ系統の液路との接続部から前記ホイルシリンダ側の液路に設けられた増圧制御弁と、前記連通液路の目標液圧を、各車輪の目標ホイルシリンダ液圧のうちの最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記連通液路の液圧変動量分大きくなるように演算する目標上流液圧演算部と、を備えた。

より好ましい態様では、上記態様において、前記プライマリ系統の液路と前記セカンダリ系統の液路との間で前記連通液路から分岐し、前記連通液路に吐出されたブレーキ液を前記ポンプの吸入側に還流する還流液路と、前記還流液路に設けられた調圧弁と、を備えた。

別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記連通液路と前記プライマリ系統との接続部から前記マスタシリンダ側の液路に設けられたプライマリカット弁と、前記連通液路と前記セカンダリ系統との接続部から前記マスタシリンダ側の液路に設けられたセカンダリカット弁と、を備えた。

[0043] また、別の観点から、ブレーキ制御方法は、ある態様において、ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと前記ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させるホイルシリンダとを接続する第1ブレーキ回路と、前記マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧し前記第1ブレーキ回路に接続する第2ブレーキ回路を介して前記ホイルシリンダへ送るポンプと、前記第1ブレーキ回路と第2ブレーキ回路との接続部から前記ホイルシリンダ側の前記第1ブレーキ回路に設けられた増圧制御弁と、

を備えたブレーキ装置のブレーキ制御方法であって、前記車両の状態に基づき各車輪の目標ホイルシリンダ液圧を演算する目標ホイルシリンダ液圧算出ステップと、各目標ホイルシリンダ液圧の最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したとき前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きくするよう、前記第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する第1目標上流液圧演算ステップと、を備えた。

別の好ましい態様では、上記態様において、各車輪の目標ホイルシリンダ

液圧の最大値と最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する目標ホイルシリンダ液圧比較ステップと、前記差が前記所定値以下の場合に前記目標ホイルシリンダ液圧を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする第2目標上流液圧演算ステップと、を備え、前記第1目標上流液圧演算ステップは、前記差が前記所定値を超える場合に前記第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記第1目標上流液圧演算ステップは、前記第2ブレーキ回路の目標液圧の前回値から所定量を減じた第1目標液圧と、各車輪の目標ホイルシリンダ液圧のうちの最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第2目標液圧と、を演算し、前記第1目標液圧と前記第2目標液圧のうち値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記第1目標上流液圧演算ステップは、各車輪の目標ホイルシリンダ液圧のうち最大値よりも最大液圧輪以外の車輪の前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第3目標液圧と、前記マスタシリンダの液圧よりも前記ストロークシミュレータイン弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分大きな第4目標液圧と、を演算し、前記第3目標液圧と前記第4目標液圧のうち値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧とする。

[0044] 本願は、2016年3月2日出願の日本特許出願番号2016-40368号に基づく優先権を主張する。2016年3月2日出願の日本特許出願番号2016-40368号の明細書、特許請求の範囲、図面及び要約書を含む全ての開示内容は、参照により全体として本願に組み込まれる。

符号の説明

[0045] FL～RR 各車輪、3 ポンプ、5 マスタシリンダ、6 ストロークシミュレータ、9 ホイルシリンダ、10M マスタシリンダ配管（第1ブレーキ回路）、10MP プライマリ配管（プライマリ系統の液路）、10MS セカンダリ配管（セ

カンダリ系統の液路)、10X 背圧室配管(第3ブレーキ回路)、11 供給油路(第1ブレーキ回路)、11P 供給油路(プライマリ系統の液路)、11S 供給油路(セカンダリ系統の液路)、11a 油路(プライマリ系統の液路)、11b 油路(セカンダリ系統の液路)、11c 油路(セカンダリ系統の液路)、11d 油路(プライマリ系統の液路)、12 吸入油路(第4ブレーキ回路、還流液路)、13 吐出油路(第2ブレーキ回路)、13P 油路(連通液路)、13S 油路(連通液路)、14 調圧油路(第4ブレーキ回路、還流液路)、16 背圧油路(第3ブレーキ回路)、17 第1シミュレータ油路(第3ブレーキ回路)、21P プライマリ遮断弁(プライマリカット弁)、21S セカンダリ遮断弁(セカンダリカット弁)、22 増圧弁(増圧制御弁)、24 調圧弁、27 ストロークシミュレータイン弁、50P プライマリ室(第1室)、50S セカンダリ室(第2室)、73 供給油路(第1ブレーキ回路)、73P 供給油路(プライマリ系統の液路)、73S 供給液路(セカンダリ系統の液路)、90c 第1目標上流液圧演算部(目標上流液圧演算部)、90d 第2目標上流液圧演算部、90e 目標ホイルシリンダ液圧比較部、92P プライマリ圧センサ(液圧検出部)、92S セカンダリ圧センサ(液圧検出部)、93 吐出圧センサ(液圧検出部)、95a 液圧フィードバック補償器(フィードバック演算部)、120 リザーバ(第4ブレーキ回路)、602 背圧室

請求の範囲

[請求項1]

ブレーキ装置であって、

ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させる複数のホイールシリンダと、をそれぞれ接続する第1 ブレーキ回路と、

前記マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧するポンプであって、前記第1 ブレーキ回路に接続される第2 ブレーキ回路を介して前記複数のホイールシリンダへ増圧された前記ブレーキ液を送るポンプと、

前記第1 ブレーキ回路に設けられた複数の増圧制御弁と、

前記第2 ブレーキ回路の目標液圧を、前記複数の増圧制御弁のうちの最大液圧輪以外の車輪に対応する増圧制御弁を開弁したときの前記第2 ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きくなるように演算する第1 目標上流液圧演算部と、

を備えた

ブレーキ装置。

[請求項2]

請求項1 に記載のブレーキ装置であって、

前記各車輪の目標ホイールシリンダ液圧の最大値と最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する目標ホイールシリンダ液圧比較部と、

前記差が前記所定値以下の場合に、前記目標ホイールシリンダ液圧を前記第2 ブレーキ回路の目標液圧として設定する第2 目標上流液圧演算部と、

を備え、

前記第1 目標上流液圧演算部は、前記差が前記所定値を超える場合に、前記第2 ブレーキ回路の目標液圧を演算する

ブレーキ装置。

[請求項3]

請求項2 に記載のブレーキ装置であって、

前記第1 目標上流液圧演算部は、前記第2 ブレーキ回路の目標液圧

の前回値から所定量を減じた第1目標液圧と、前記最大液圧輪以外の車輪に対応する前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きな第2目標液圧と、を演算し、前記第1目標液圧と前記第2目標液圧とのうち、値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧として設定するブレーキ装置。

[請求項4]

請求項2に記載のブレーキ装置であって、
ブレーキ操作反力を生成するストロークシミュレータと、
前記ストロークシミュレータの背圧室と前記第2ブレーキ回路とを接続する第3ブレーキ回路と、
前記第3ブレーキ回路に設けられたストロークシミュレータイン弁と、
を備え、

前記第1目標上流液圧演算部は、前記最大液圧輪以外の車輪に対応する前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きな第3目標液圧と、前記ストロークシミュレータイン弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ前記マスタシリンダの液圧よりも大きな第4目標液圧と、を演算し、前記第3目標液圧と前記第4目標液圧とのうち、値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧として設定するブレーキ装置。

[請求項5]

請求項1に記載のブレーキ装置であって、
前記第2ブレーキ回路の液圧を検出する液圧検出部と、
前記第2ブレーキ回路と前記ポンプの吸入側とを接続する第4ブレーキ回路と、
前記第4ブレーキ回路に設けられた調圧弁と、

前記液圧検出部で検出された液圧と前記目標液圧との差に基づくフィードバック演算により前記調圧弁の制御量を演算するフィードバック演算部と、

を備えた

ブレーキ装置。

[請求項6]

ブレーキ装置であって、

ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダの第1室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイールシリンダを備えたプライマリ系統の液路と、

前記マスタシリンダの第2室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイールシリンダを備えたセカンダリ系統の液路と、

前記プライマリ系統の液路と前記セカンダリ系統の液路とを接続する連通液路と、

前記連通液路にブレーキ液を吐出するポンプと、

前記連通液路と、前記プライマリ系統および前記セカンダリ系統の液路と、の接続部よりもホイールシリンダ側の前記プライマリ系統および前記セカンダリ系統の前記液路にそれぞれ設けられた複数の増圧制御弁と、

前記連通液路の目標液圧を、前記複数の増圧制御弁のうちの最大液圧輪以外の車輪に対応する増圧制御弁を開弁したときの前記連通液路の液圧変動量分だけ、各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きくなるように演算する目標上流液圧演算部と、

を備えた

ブレーキ装置。

[請求項7]

請求項6に記載のブレーキ装置であって、

前記プライマリ系統の液路と前記セカンダリ系統の液路との間で前記連通液路から分岐し、前記連通液路に吐出されたブレーキ液を前記

ポンプの吸入側に還流する還流液路と、
前記還流液路に設けられた調圧弁と、
を備えた
ブレーキ装置。

[請求項8] 請求項7に記載のブレーキ装置であって、
前記連通液路と前記プライマリ系統との接続部よりも前記マスタシリンダ側の前記プライマリ系統の液路に設けられたプライマリカット弁と、
前記連通液路と前記セカンダリ系統との接続部よりも前記マスタシリンダ側の前記セカンダリ系統の液路に設けられたセカンダリカット弁と、
を備えた
ブレーキ装置。

[請求項9] ブレーキ装置の制御方法であって、
ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記ブレーキ液圧が作用して車両の各車輪に制動力を発生させる複数のホイールシリンダと、を接続する第1ブレーキ回路と、
前記マスタシリンダ内のブレーキ液を増圧するポンプであって、前記第1ブレーキ回路に接続される第2ブレーキ回路を介して前記ホイールシリンダへ増圧された前記ブレーキ液を送るポンプと、
前記第1ブレーキ回路に設けられた複数の増圧制御弁と、
を備えたブレーキ装置を用意するステップと、
前記車両の状態に基づき各車輪の目標ホイールシリンダ液圧を演算するステップと、
前記複数の増圧制御弁のうちの最大液圧輪以外の車輪に対応する増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、各目標ホイールシリンダ液圧の最大値よりも大きくなるように、前記第2ブレーキ回路の目標液圧を演算する第1目標上流液圧演算ステッ

プと、

を備えたブレーキ装置の制御方法。

[請求項10]

請求項9に記載のブレーキ制御方法であって、

前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値と最小値との差が所定値を超えるか否かを判定する目標ホイールシリンダ液圧比較ステップと、

前記差が前記所定値以下の場合に、前記目標ホイールシリンダ液圧を前記第2ブレーキ回路の目標液圧として設定する第2目標上流液圧演算ステップと、

を備え、

前記第1目標上流液圧演算ステップは、前記差が前記所定値を超える場合に前記第2ブレーキ回路の目標液圧を演算することを含むブレーキ制御方法。

[請求項11]

請求項10に記載のブレーキ制御方法であって、

前記第1目標上流液圧演算ステップは、前記第2ブレーキ回路の目標液圧の前回値から所定量を減じた第1目標液圧と、前記最大液圧輪以外の車輪に対応する前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きな第2目標液圧と、を演算し、前記第1目標液圧と前記第2目標液圧とのうち、値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧として設定することを含む

ブレーキ制御方法。

[請求項12]

請求項10に記載のブレーキ制御方法であって、

前記第1目標上流液圧演算ステップは、前記最大液圧輪以外の車輪に対応する前記増圧制御弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ、前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダの目標ホイールシリンダ液圧のうちの最大値よりも大きな第3目標液圧

と、前記ストロークシミュレータイン弁を開弁したときの前記第2ブレーキ回路の液圧変動量分だけ前記マスタシリンダの液圧よりも大きな第4目標液圧と、を演算し、前記第3目標液圧と前記第4目標液圧とのうち、値の大きな方を前記第2ブレーキ回路の目標液圧として設定することを含む

ブレーキ制御方法。

[請求項13]

請求項1に記載のブレーキ装置であって、

ABS制御中の前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダを個別に制御する場合の増圧時において、各ホイールシリンダのうち、前記目標ホイールシリンダ液圧と推定ホイールシリンダ液圧との差が相対的に大きいホイールシリンダに対応する前記増圧制御弁を優先的に開弁させる

ブレーキ装置。

[請求項14]

請求項1に記載のブレーキ装置であって、

ABS制御中の前記各車輪に対応するそれぞれのホイールシリンダを個別に制御する場合の増圧時において、各ホイールシリンダのうち、減速度が相対的に発生しやすい車輪に対応するホイールシリンダに対応する前記増圧制御弁を優先的に開弁させる

ブレーキ装置。

[請求項15]

ブレーキ装置であって、

ペダル操作によりブレーキ液圧を発生するマスタシリンダの第1室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイールシリンダを備えたプライマリ系統の液路と、

前記マスタシリンダの第2室で発生したマスタシリンダ液圧により加圧可能な複数のホイールシリンダを備えたセカンダリ系統の液路と、

前記プライマリ系統の液路と前記セカンダリ系統の液路とを接続する連通液路と、

前記連通液路にブレーキ液を吐出するポンプと、

前記連通液路と、前記プライマリ系統および前記セカンダリ系統の液路と、の接続部よりもホイールシリンダ側の前記プライマリ系統および前記セカンダリ系統の前記液路にそれぞれ設けられた複数の増圧制御弁と、

前記ペダル操作の反力を生成するストロークシミュレータと、

前記ストロークシミュレータの背圧室と前記連通液路とを接続する背圧液路と、

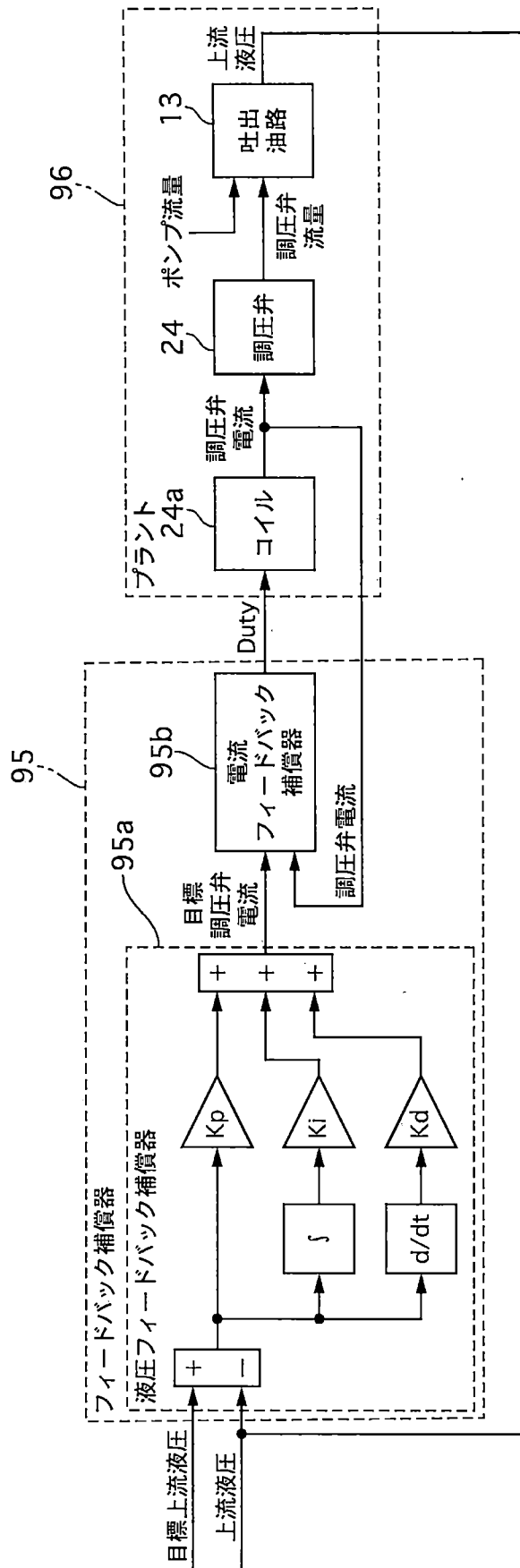
前記背圧液路に設けられたストロークシミュレータイン弁と、

を備え、

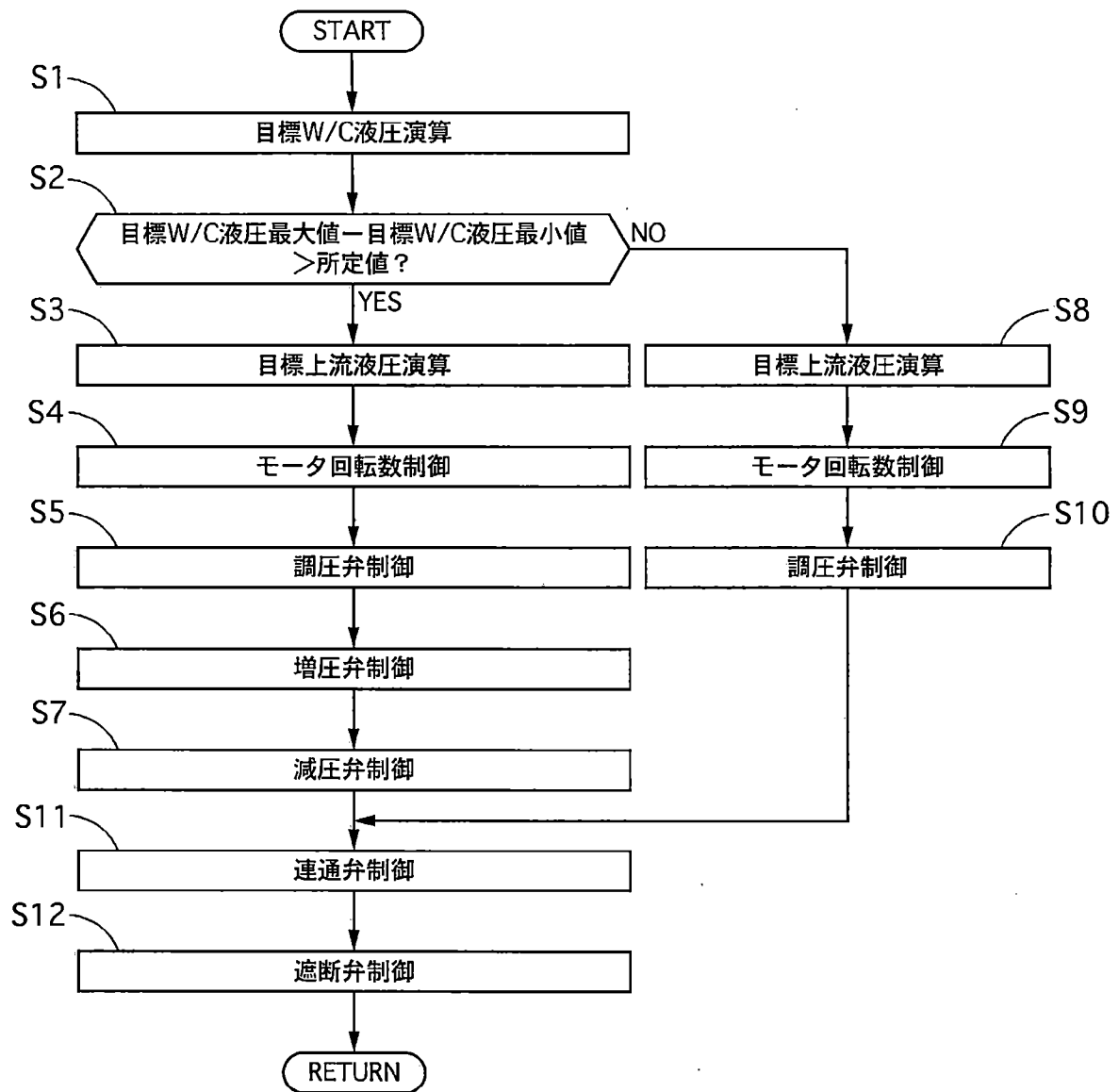
ABS制御中における前記連通液路の液圧は前記マスタシリンダ液圧より大きい

ブレーキ装置。

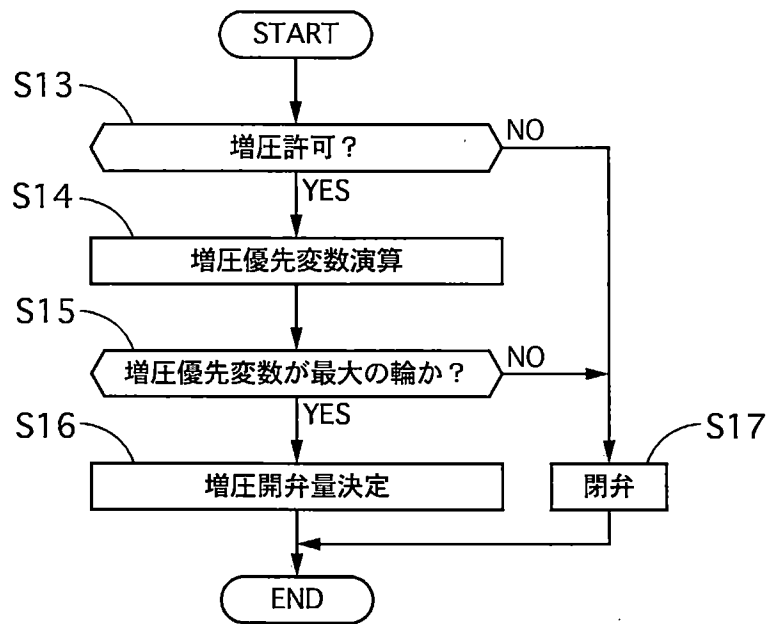
[図2]



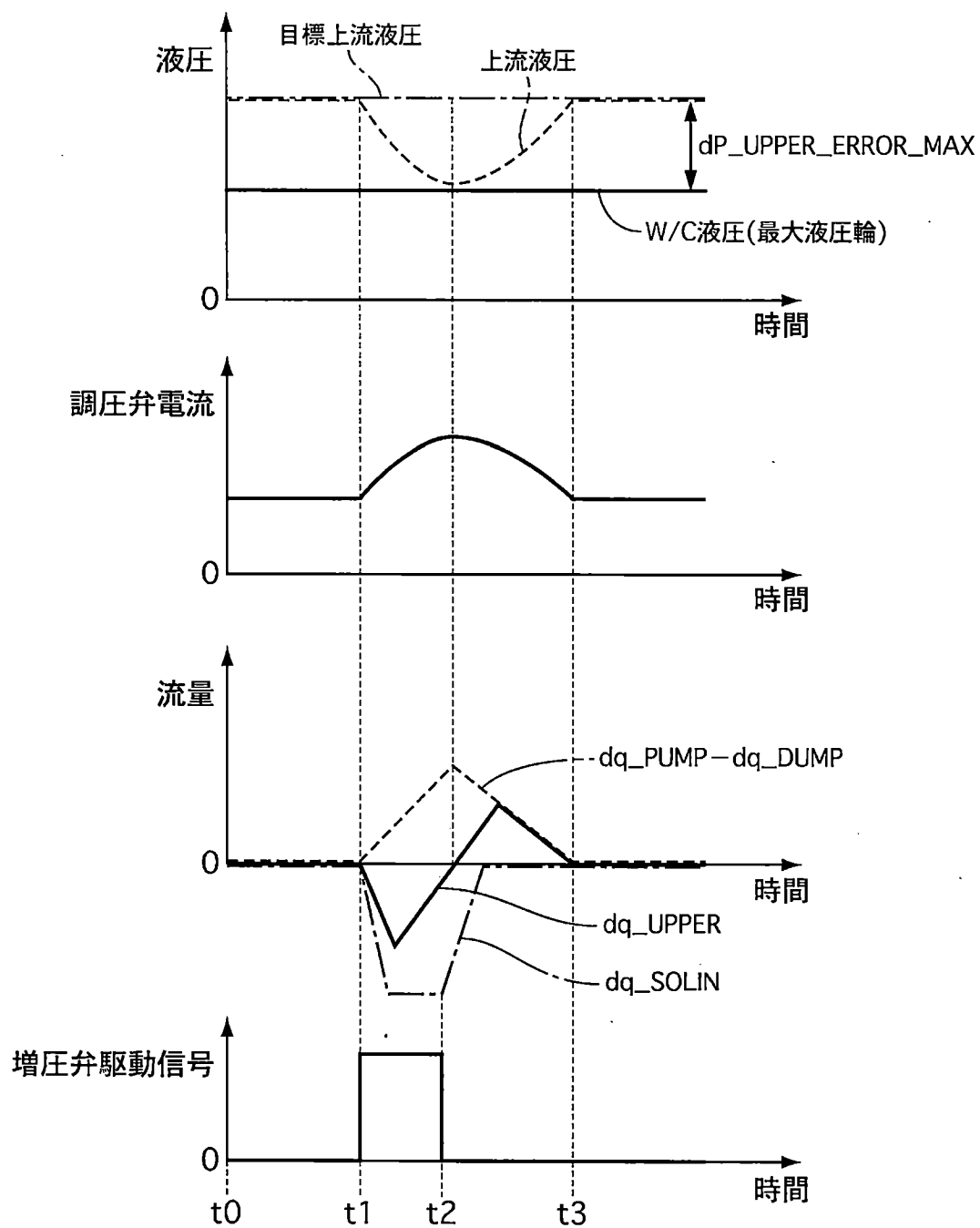
[図3]



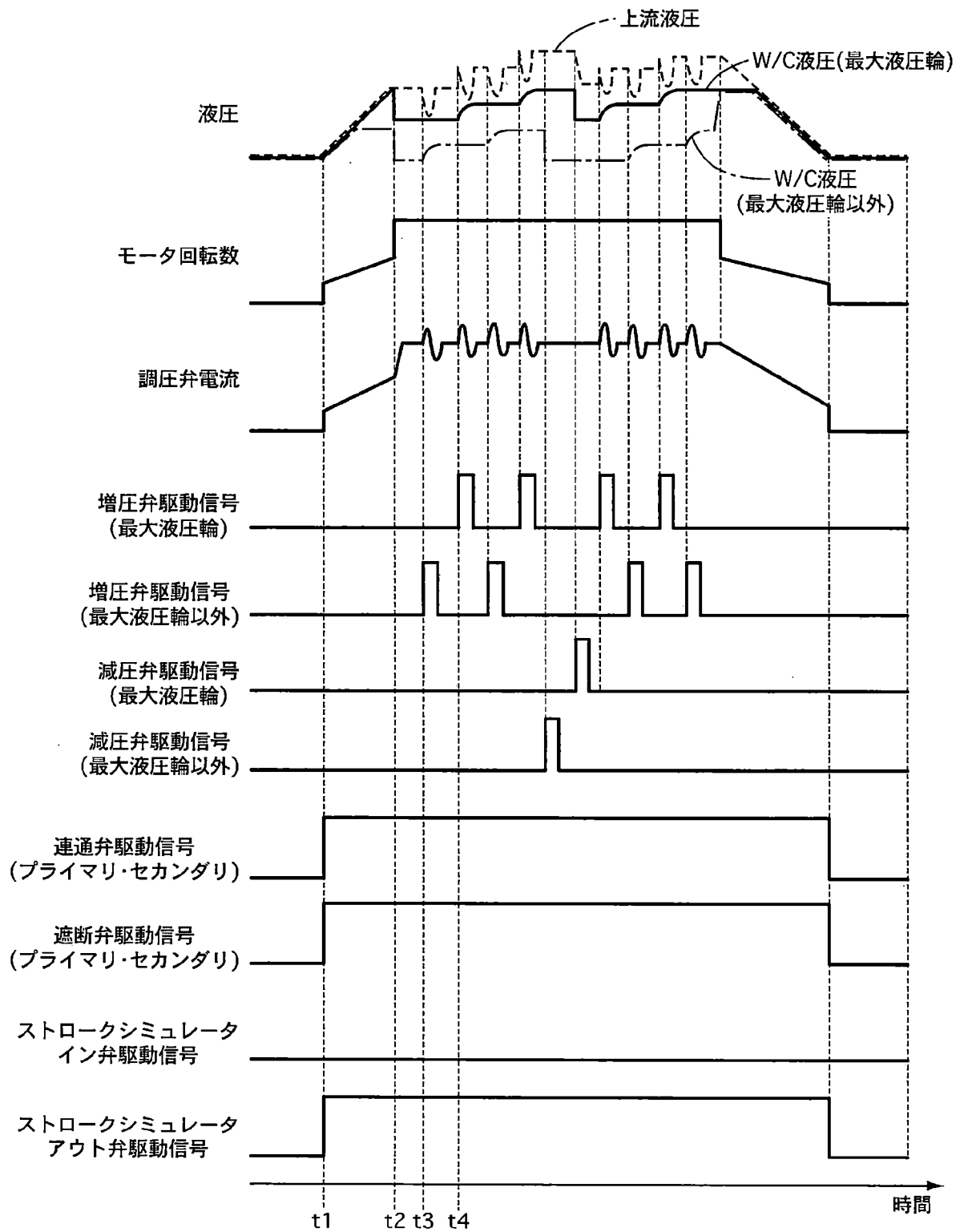
[図4]



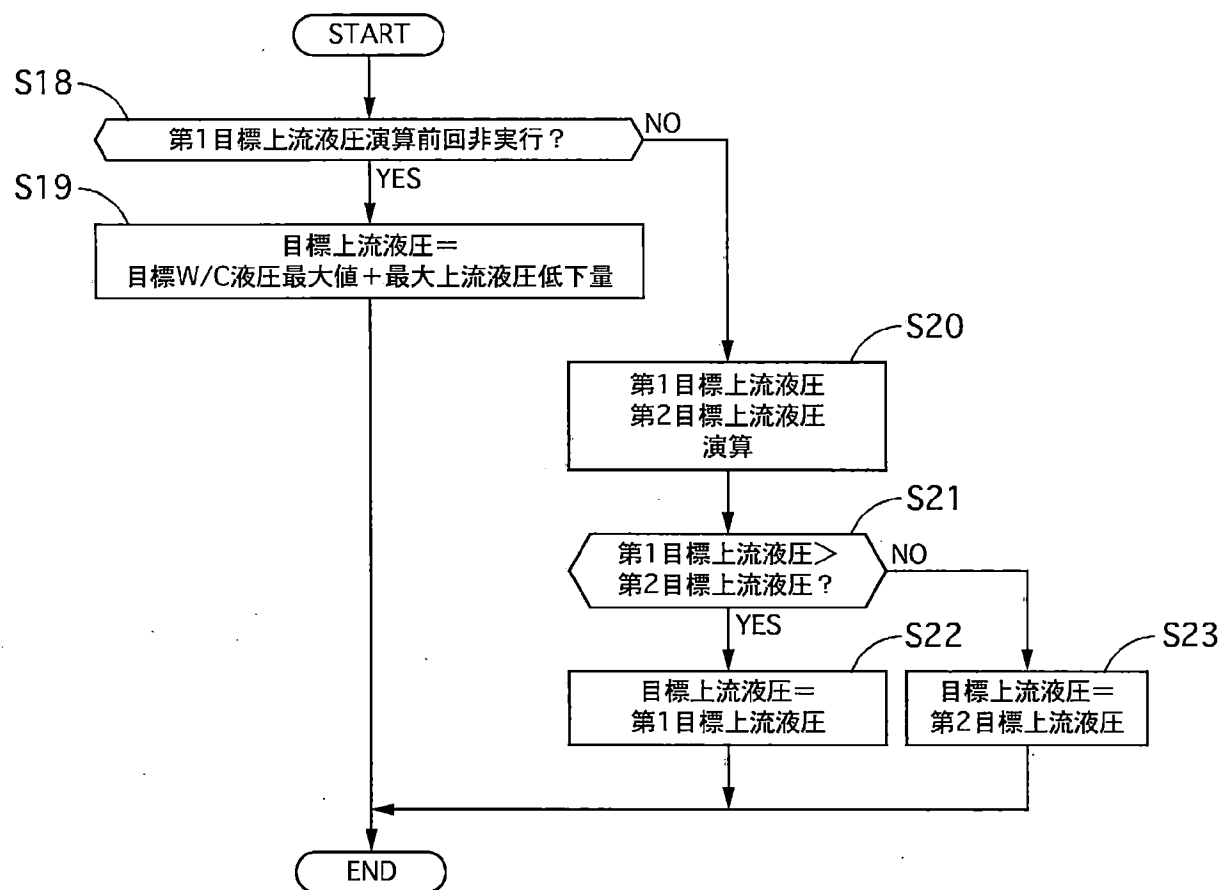
[図5]



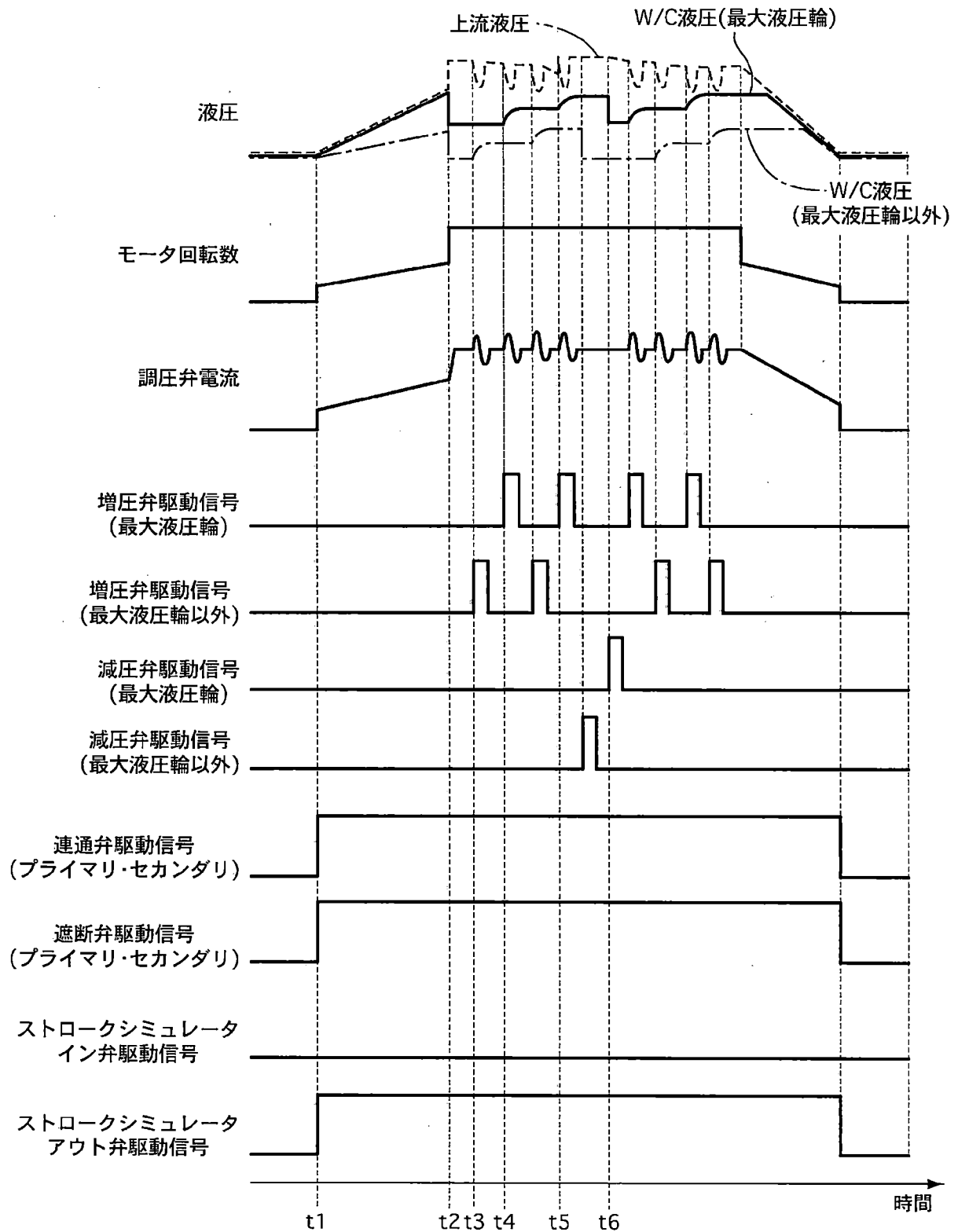
[図6]



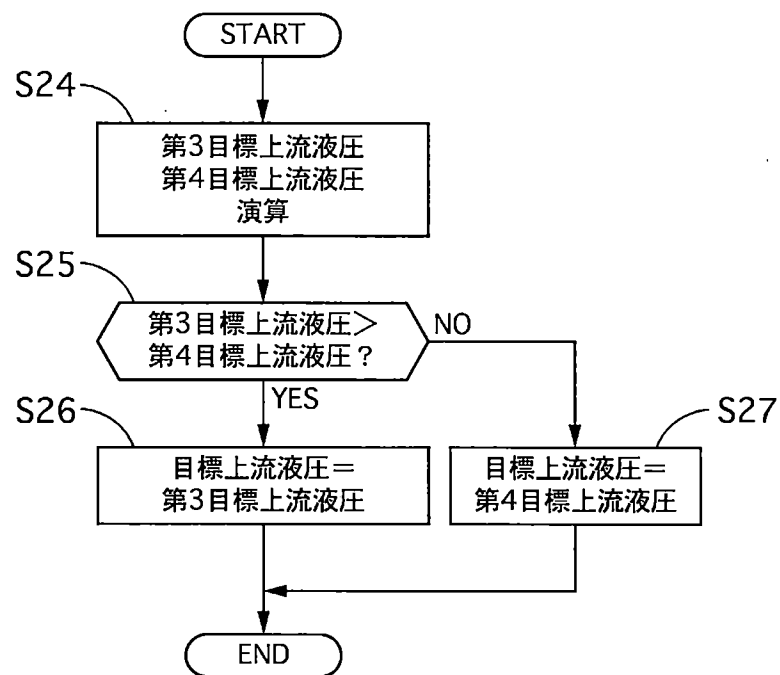
[図7]



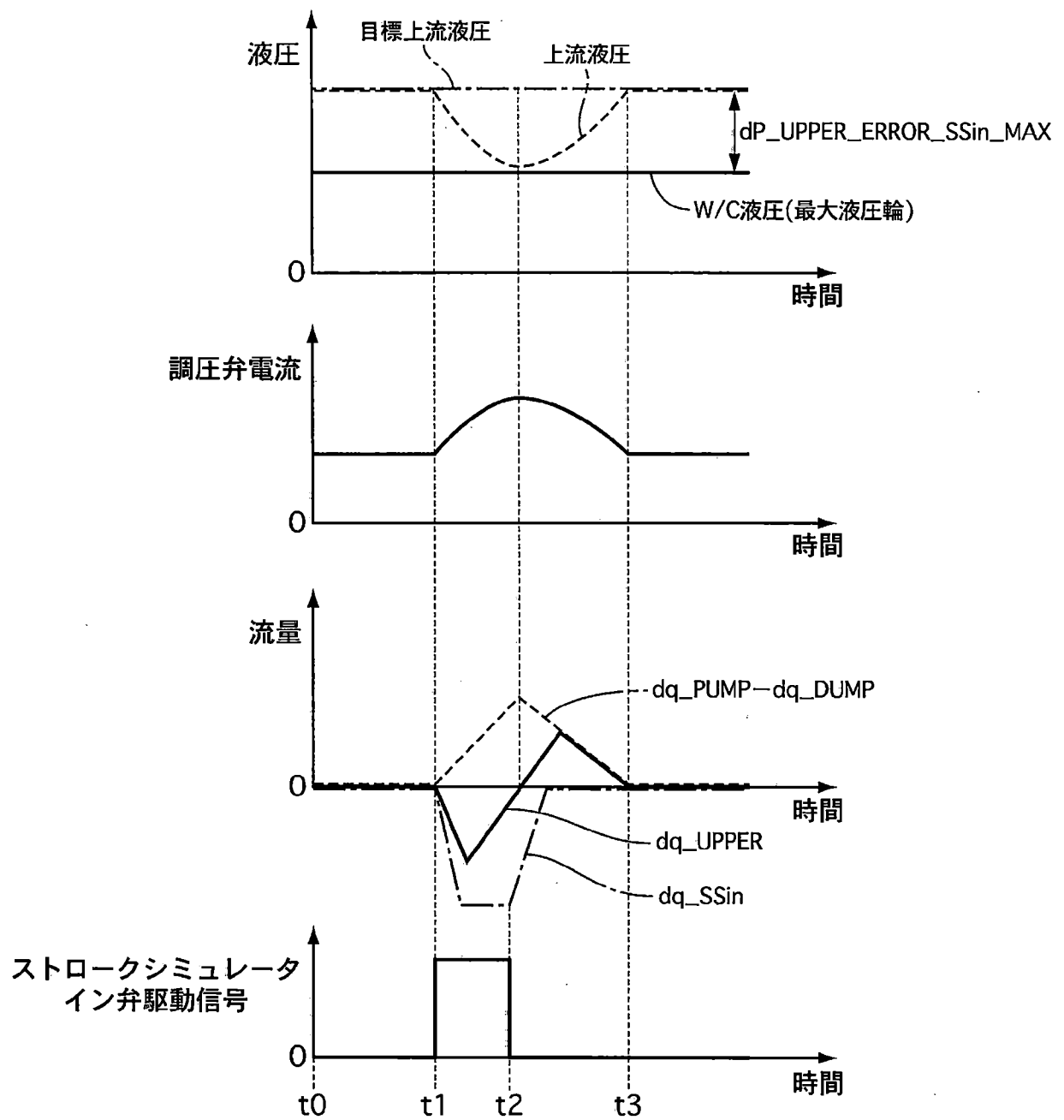
[図8]



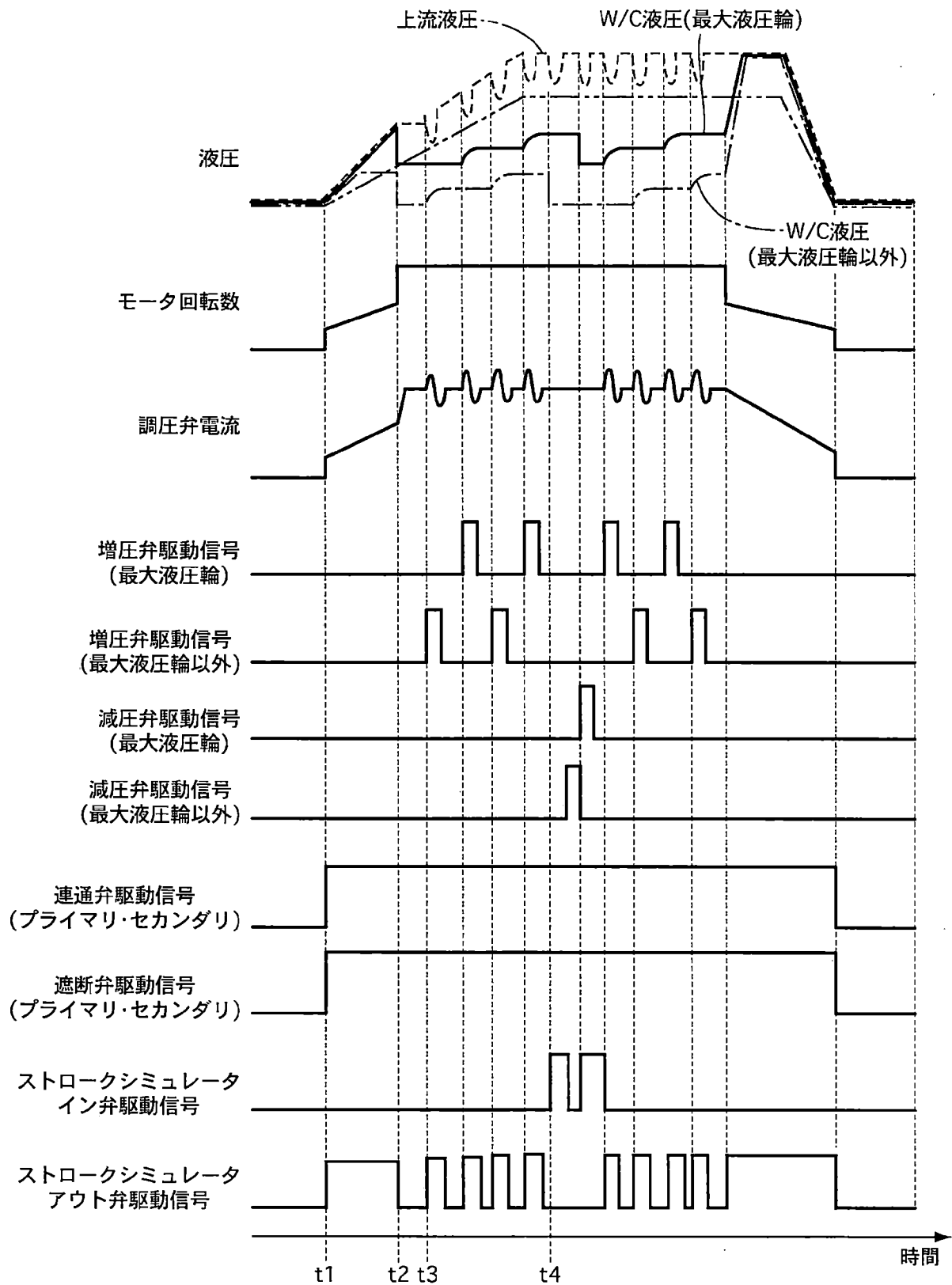
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/007008

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60T13/138(2006.01)i, B60T8/00(2006.01)i, B60T13/122(2006.01)i, B60T13/20(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)

B60T13/138, B60T8/00, B60T13/122, B60T13/20, 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.
X A	JP 2016-20101 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 04 February 2016 (04.02.2016), paragraphs [0001], [0018], [0045] to [0048]; fig. 6 (Family: none)	15 1-14
A	JP 2015-98289 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 28 May 2015 (28.05.2015), fig. 1 & US 2016/0264114 A1 fig. 1 & WO 2015/076133 A1	1-15

☐ 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
11 May 2017 (11.05.17)

Date of mailing of the international search report
23 May 2017 (23.05.17)

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. B60T13/138(2006.01)i, B60T8/00(2006.01)i, B60T13/122(2006.01)i, B60T13/20(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. B60T13/138, B60T8/00, B60T13/122, B60T13/20, 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
X A	JP 2016-20101 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2016.02.04, 段落 [0001], 段落 [0018], 段落 [0045]-段落 [0048], [図6] (ファミリーなし)	15 1-14
A	JP 2015-98289 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2015.05.28, [図1] & US 2016/0264114 A1, [図1] & WO 2015/076133 A1	1-15

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

11.05.2017

国際調査報告の発送日

23.05.2017

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)

谷口 耕之助

3W

9340

電話番号 03-3581-1101 内線 3367