

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6063824号
(P6063824)

(45) 発行日 平成29年1月18日(2017.1.18)

(24) 登録日 平成28年12月22日(2016.12.22)

(51) Int.Cl. F 1
B 6 0 T 8 / 1 7 (2 0 0 6 . 0 1) B 6 0 T 8 / 1 7 B

請求項の数 3 (全 22 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2013-130082 (P2013-130082) (22) 出願日 平成25年6月21日 (2013.6.21) (65) 公開番号 特開2015-3622 (P2015-3622A) (43) 公開日 平成27年1月8日 (2015.1.8) 審査請求日 平成27年8月6日 (2015.8.6)</p>	<p>(73) 特許権者 509186579 日立オートモティブシステムズ株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地 (74) 代理人 100119644 弁理士 綾田 正道 (72) 発明者 東 周彦 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 審査官 谷口 耕之助 (56) 参考文献 特開2005-119426 (JP, A)</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ホイルシリンダと第1油路を介して接続し、前記ホイルシリンダ液圧を加圧可能な第1加圧部と、

前記第1加圧部とは別に設けられ、前記ホイルシリンダ液圧を加圧可能なポンプと、

前記第1油路と前記ポンプとの間を接続する第2油路に設けられた連通弁と、

前記第2油路において前記ポンプと前記連通弁との間と前記ポンプの吸入側とを接続すると共に減圧油路に接続する還流通路と、

前記還流通路に設けられた調圧弁と、

前記ポンプと前記連通弁と前記調圧弁の作動を駆動信号の出力に基づいてコントロールするコントロールユニットと、

を備え、

前記コントロールユニットは、

前記第1加圧部により前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第1の状態と、前記第1の状態から切り替えられ、前記連通弁と前記調圧弁の少なくとも一方を開弁方向に作動させると共に前記ポンプを作動させて前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第2の状態とを構成し、

前記第2の状態への切り替え時に、前記開弁方向に作動させる弁の作動を、前記ポンプが所定回転状態になるまで遅らせるようにコントロールする

ことを特徴とするブレーキ制御装置。

10

20

【請求項 2】

ホイルシリンダと第 1 油路を介して接続し、前記ホイルシリンダ液圧を加圧可能な第 1 加圧部と、

前記第 1 加圧部とは別に設けられ、前記ホイルシリンダ液圧を加圧可能なポンプと、
前記第 1 油路と前記ポンプとの間を接続する第 2 油路に設けられた連通弁と、

前記第 2 油路において前記ポンプと前記連通弁の間と前記ポンプの吸入側とを接続すると共に減圧油路に接続する還流通路と、

前記還流通路に設けられた調圧弁と、

前記ポンプと前記連通弁と前記調圧弁の作動を駆動信号の出力に基づいてコントロールするコントロールユニットと、

10

を備え、

前記コントロールユニットは、

前記第 1 加圧部により前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第 1 の状態と、前記第 1 の状態から切り替えられ、前記連通弁と前記調圧弁の少なくとも一方を開弁方向に作動させると共に前記ポンプを作動させて前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第 2 の状態とを構成し、

前記開弁方向に作動させる弁の作動よりも、前記ポンプの作動を、前記ポンプが所定回転状態になるまで先行させて前記第 2 の状態へ切り替えるようにコントロールすることを特徴とするブレーキ制御装置。

【請求項 3】

20

運転者の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 室により発生したマスタシリンダ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油路と、

前記マスタシリンダの第 2 室により発生したマスタシリンダ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油路と、

前記各系統に設けられた遮断弁と、

前記プライマリ系統の油路と前記セカンダリ系統の油路とを接続する連通路と、

前記連通路にブレーキ液を吐出するポンプと、

前記連通路に設けられ前記連通路から前記プライマリ系統の油路へのブレーキ液の流れを抑制する第 1 連通弁と、前記セカンダリ系統の油路へのブレーキ液の流れを抑制する第 2 連通弁と、

30

前記連通路において前記ポンプと前記連通弁の一方の間と前記ポンプの吸入側とを接続すると共に減圧油路である低圧部に接続する還流通路と、

前記還流通路に設けられた調圧弁と、

前記遮断弁と前記ポンプと前記第 1 及び第 2 連通弁と前記調圧弁の作動を駆動信号の出力に基づいてコントロールするコントロールユニットと、

を備え、

前記コントロールユニットは、

前記遮断弁を開弁方向に作動させ、前記マスタシリンダにより前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第 1 の状態と、前記遮断弁と前記連通弁と前記調圧弁及び前記ポンプを選択的に作動させて前記ホイルシリンダ液圧を加圧する第 2 の状態とを運転者のペダル操作に応じて切り替え、

40

前記第 1 の状態から前記第 2 の状態への切り替え時に、運転者のペダル操作が所定状態になるまで、前記遮断弁及び前記調圧弁を開弁方向に作動させ、かつ、前記連通弁を閉弁方向に作動させると共に、前記ポンプを作動させ、運転者のペダル操作が前記所定状態になると、前記遮断弁を閉弁方向に作動させ、かつ、前記調圧弁及び前記連通弁を開弁方向に作動させると共に、前記ポンプを作動させるようにコントロールする

ことを特徴とするブレーキ制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

50

【 0 0 0 1 】

本発明は、車両に搭載されるブレーキ制御装置に関する。

【背景技術】

【 0 0 0 2 】

従来、運転者のブレーキ操作力を低減するための補助力を、運転者のブレーキ操作力とは別のエネルギーにより発生するいわゆる倍力装置を備えたブレーキ装置が知られている。例えば、特許文献 1 に記載のブレーキ装置は、倍力装置として液圧ブースタを備え、ポンプによりアクチュエータに蓄えられた圧力エネルギーを用いてブレーキペダルの踏力を増幅し、マスタシリンダに伝達する。

【先行技術文献】

10

【特許文献】

【 0 0 0 3 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 8 - 6 8 9 3 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

しかしながら、特許文献 1 に記載の技術では、運転者のブレーキ操作に応じて倍力操作を常時作動させる構成であるため、エネルギーの効率が低下するおそれがある。

【 0 0 0 5 】

本発明の目的は、エネルギー効率を向上可能なブレーキ制御装置を提供することを目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 6 】

上記目的を達成するため、本発明の一実施形態に係るブレーキ制御装置は、ホイールシリンダ液圧を加圧可能な第 1 加圧部と、第 1 加圧部とは別に設けられたポンプと、連通弁と、還流通路と、還流通路に設けられた調圧弁と、を備え、第 1 加圧部によりホイールシリンダ液圧を加圧する第 1 の状態から、連通弁と調圧弁の少なくとも一方を開弁方向に作動させると共にポンプを作動させてホイールシリンダ液圧を加圧する第 2 の状態への切り替え時に、ポンプの作動より開弁方向に作動させる弁の作動を遅らせることとした。

【発明の効果】

30

【 0 0 0 7 】

よって、第 2 の状態のときにポンプを作動させるため、常時倍力装置を作動させる構成に比べてエネルギー効率を向上できる。また、ポンプの作動より開弁方向に作動させる弁の作動を遅らせるため、ポンプと各弁の応答性の違いによる減速度変動を抑制できる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 8 】

【図 1】実施例 1 のブレーキ装置の全体図である。

【図 2】実施例 1 の各液圧及びアクチュエータ作動状態の時間変化を示すタイムチャートである。

【図 3】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動状態を例示したものである。

40

【図 4】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動状態を例示したものである。

【図 5】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動状態を例示したものである。

【図 6】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動状態を例示したものである。

【図 7】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動状態を例示したものである。

【図 8】実施例 1 の図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニットの各アクチュエータの作動

50

状態を例示したものである。

【図 9】実施例 1 の切り替え駆動調停部における制御内容を表すフローチャートである。

【図 10】実施例 1 の ECU 内部における制御構成を表す制御ブロック図である。

【図 11】実施例 1 の各液圧及びアクチュエータ作動状態の時間変化を示すタイムチャートである。

【図 12】実施例 1 の各液圧及びアクチュエータ作動状態の時刻 t 9 ~ 時刻 t 10 の作動状態を例示したものである。

【図 13】実施例 1 の各液圧及びアクチュエータ作動状態の時刻 t 13 ~ 時刻 t 14 の作動状態を例示したものである。

【図 14】実施例 1 の切り替え駆動調停部における制御処理を表すフローチャートである

10

。【図 15】実施例 1 の切り替え駆動調停部における制御処理を表すフローチャートである

。【図 16】実施例 2 のブレーキ装置の液圧回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

〔実施例 1〕

図 1 は実施例 1 のブレーキ装置（以下、装置 1 という。）の全体図である。装置 1 は、車輪を駆動する原動機として、エンジンのほか、電動式のモータ（ジェネレータ）を備えたハイブリッド車や、電動式のモータ（ジェネレータ）のみを備えた電気自動車等の、電動車両のブレーキシステムに適用される。このような電動車両においては、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。尚、例えばエンジンのみを駆動源とする非電動車両に適用することとしてもよい。装置 1 は、車両の各車輪にブレーキ液圧を付与して制動力を発生させる液圧式ブレーキ装置である。具体的には、車両の各車輪に設けられたホイールシリンダ 8 にブレーキ液（オイル）が供給されると、ホイールシリンダ 8 内のピストンが押圧され、車輪と共に回転するブレーキディスクに摩擦部材としてのブレーキパッドが押し付けられる。これにより、各車輪に液圧制動力が付与される。なお、ディスクブレーキではなくドラムブレーキを用いてもよい。装置 1 は、この液圧制動力を制御することで、回生制動装置による回生制動力と液圧制動力とを最適に配分して所望の制動力、例えば運転者（ドライバ）の要求する制動力を発生させる回生協調制御を実行可能に設けられている。

20

30

【0010】

装置 1 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としてのブレーキペダル 2 と、運転者によるブレーキペダル 2 の踏み込み量（ペダルストローク）に対する踏み込み力（ブレーキ操作力）の変化割合を可変にするリンク機構 3 と、ブレーキ液を貯留するブレーキ液源としてのリザーバタンク（以下、リザーバという）4 と、リンク機構 3 を介してブレーキペダル 2 に接続されると共にリザーバ 4 からブレーキ液を供給され、運転者によるブレーキペダル 2 の操作（ブレーキ操作（に伴ってブレーキ液圧を発生させる第 1 のブレーキ液圧発生源としてのマスタシリンダ 5 と、ブレーキ操作量としてブレーキペダル 2 の変位量を検出するストロークセンサ 90（ブレーキ操作量検出手段）と、リザーバ 4 又はマスタシリンダ 5 からブレーキ液を供給され、運転者によるブレーキ操作とは独立にブレーキ液圧を発生させる第 2 のブレーキ液圧発生源としての液圧ユニット 6 と、液圧ユニット 6 の作動を制御する電子制御ユニット（以下、ECU という）10 とを備える。リザーバ 4、マスタシリンダ 5、液圧ユニット 6（電磁弁やポンプ 7）、ECU 10 は一体に設けられており、装置 1 は 1 つのユニットとして構成されている。液圧ユニット 6 には、ポンプ 7 を駆動するモータ 60 が一体に取り付けられている。

40

【0011】

装置 1 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（ペダル踏み込み力）を倍力ないし増幅する負圧式ブースタ（以下、エンジン負圧ブースタ）を備えていない

50

。リンク機構3は、ブレーキペダル2とマスタシリンダ5との間に設けられた踏力増幅機構であり、入力側のリンク部材がブレーキペダル2に回動自在に接続されると共に、出力側のリンク部材がプッシュロッド30に回動自在に接続されている。マスタシリンダ5は、タンDEM型であり、運転者のブレーキ操作に応じて軸方向に移動するマスタシリンダピストンとして、プッシュロッド30に接続されるプライマリピストン54Pと、フリーピストン型のセカンダリピストン54Sとを備える。

【0012】

液圧ユニット6は、ホイルシリンダ8とマスタシリンダ5との間に設けられており、各ホイルシリンダ8にマスタシリンダ圧又は制御液圧を個別に供給可能である。液圧ユニット6は、制御液圧を発生するための液圧機器（アクチュエータ）として、ポンプ7及び複数の制御弁（電磁弁20等）を有している。ポンプ7は、モータ60により回転駆動されてリザーバ4内のブレーキ液を吸入し、ホイルシリンダ8に向けて吐出する。ポンプ7として、本実施例では、音振性能等で優れたギヤポンプ、具体的には外接歯車式ポンプを採用する。ポンプ7は両系統で共通に用いられ、同一のモータ60により駆動される。モータ60として、例えばブラシ付きモータを用いることができる。電磁弁20等は、制御信号に応じて開閉動作してブレーキ液の流れを制御する。液圧ユニット6は、マスタシリンダ5とホイルシリンダ8との連通を遮断した状態で、ポンプ7が発生する液圧によりホイルシリンダ8を増圧可能に設けられていると共に、運転者のブレーキ操作に応じてマスタシリンダ5からブレーキ液が流入することでペダルストロークを創生するストロークシミュレータ27を備えている。また、液圧ユニット6は、ポンプ7の吐出圧やマスタシリンダ圧を検出する液圧センサ91～93を備えている。

【0013】

ECU100は、ペダルストロークセンサ90及び液圧センサ91～93から送られる検出値、及び車両から送られる走行状態に関する情報が入力され、内蔵されるプログラムに基づき、液圧ユニット6の各アクチュエータを制御する。具体的には、油路の連通状態を切り替える電磁バルブ20等の開閉動作や、ポンプ7を駆動するモータ60の回転数（すなわちポンプ7の吐出量）を制御する。これにより、ブレーキ操作力を低減するための倍力制御や、制動による車輪のスリップを抑制するためのアンチロックブレーキ制御（以下、ABS）や、車両の運動制御（横滑り防止等の車両挙動安定化制御。以下、VDC）のためのブレーキ制御や、先行車追従制御等の自動ブレーキ制御や、回生ブレーキと協調して目標減速度（目標制動力）を達成するようにホイルシリンダ液圧を制御する回生協調ブレーキ制御等を実現する。倍力制御では、運転者のブレーキ操作時に、液圧ユニット6を駆動して（ポンプ7の吐出圧を用いて）マスタシリンダ圧よりも高いホイルシリンダ液圧を創生することで、運転者のブレーキ操作力では不足する液圧制動力を発生する。これにより、ブレーキ操作を補助する倍力機能を発揮する。すなわち、エンジン負圧ブースタを備えない代わりに液圧ユニット6（ポンプ7）を作動させることで、ブレーキ操作力を補助可能に設けられている。回生協調ブレーキ制御では、例えば運転者の要求する制動力を発生させるために回生制動装置による回生制動力では足りない分の液圧制動力を発生する。

【0014】

マスタシリンダ5は、後述する第1油路11を介してホイルシリンダ8と接続し、ホイルシリンダ液圧を増圧可能な第1の液圧源であり、第1液室51Pに発生したマスタシリンダ圧によりP系統の油路（第1油路11P）を介してホイルシリンダ8a, 8bを加圧可能であると共に、第2液室51Sにより発生したマスタシリンダ圧によりS系統の油路（第1油路11S）を介してホイルシリンダ8b, 8cを加圧可能である。マスタシリンダ5のピストン54P, 54Sは、有底筒状のシリンダ50の内周面に沿って軸方向移動可能に挿入されている。シリンダ50は、液圧ユニット6に接続してホイルシリンダ8と連通可能に設けられた吐出ポート（供給ポート）501と、リザーバ4に接続してこれと連通する補給ポート502とを、P, S系統毎に備える。また、シリンダ50は、液圧ユニット6に接続してポンプ7の吸入部70と連通する吸入ポート503と、リザーバ4に

10

20

30

40

50

接続してこれと連通する補給ポート504を備える。両ピストン54P, 54Sの間の第1液室51Pには、戻しばねとしてのコイルスプリング56Pが押し縮められた状態で設置されている。ピストン54Sとシリンダ50の軸方向端部との間の第2液室51Sには、コイルスプリング56Sが押し縮められた状態で設置されている。第1, 第2液室51P, 51Sには吐出ポート501が常時開口する。補給ポート504は吸入ポート503と常時連通する。

【0015】

シリンダ50の内周には、各ピストン54P, 54Sに摺接して各ピストン54P, 54Sの外周面とシリンダ50の内周面との間をシールする複数のシール部材であるピストンシール55が設置されている。各ピストンシール55は、(図1等では図示を省略する)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)であり、リップ部がピストン54の外周面に摺接した状態では、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551は、補給ポート502から第1, 第2液室51P, 51S(吐出ポート501)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向きに配置されている。第3ピストンシール553は、補給ポート504からシリンダ50への外部のブレーキ液の流れを抑制する向きに配置されている。第1, 第2液室51P, 51Sは、運転者によるブレーキペダル2の踏み込み操作によってピストン54がブレーキペダル2とは軸方向反対側にストロークすると容積が縮小し、液圧(マスタシリンダ圧)を発生する。これにより、第1, 第2液室51P, 51Sから吐出ポート501を介してホイールシリンダ8に向けてブレーキ液が供給される。なお、P系統とS系統では、第1, 第2液室51P, 51Sに略同じ液圧が発生する。

【0016】

以下、液圧ユニット6のブレーキ液圧回路を図1に基づき説明する。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。液圧ユニット6は、マスタシリンダ5の吐出ポート501(第1, 第2液室51P, 51S)とホイールシリンダ8とを接続する第1油路11と、第1油路11に設けられた第2遮断弁としての常開の(非通電状態で開弁する)遮断弁21と、第1油路11における遮断弁21よりもホイールシリンダ8側に各車輪FL~RRに対応して(油路11a~11dに)設けられた常開の増圧弁(以下、SOL/VIN)22と、マスタシリンダ5の吸入ポート503とポンプ7の吸入部70とを接続する吸入油路12と、第1油路11における遮断弁21とSOL/VIN22との間とポンプ7の吐出部71とを接続する吐出油路13と、吐出油路13に設けられ、吐出部71側から第1油路11側へのブレーキ液の流のみを許容するチェック弁(ポンプ7の吐出弁)130と、チェック弁130の下流側とP系統の第1油路11Pとを接続する吐出油路13Pに設けられた常開の連通弁23Pと、チェック弁130の下流側とS系統の第1油路11Sとを接続する吐出油路13Sに設けられた常閉の(非通電状態で閉弁する)連通弁23Sと、吐出油路13Pにおけるチェック弁130と連通弁23Pとの間と吸入油路12とを接続する第1減圧油路14と、第1減圧油路14に設けられた第1減圧弁としての常閉の調圧弁24と、第1油路11におけるSOL/VIN22よりもホイールシリンダ8側と吸入油路12とを接続する第2減圧油路15と、第2減圧油路15に設けられた第2減圧弁としての常閉の減圧弁25と、第1油路11Pから分岐してストロークシミュレータ27の主室R1に接続する分岐油路としての第1シミュレータ油路16と、第1シミュレータ油路16に設けられた常閉のシミュレータ遮断弁としてのストロークシミュレータ弁26と、ストロークシミュレータ27の副室(背圧室)R2と吸入油路12とを接続する第2シミュレータ油路17と、を備える。

【0017】

液圧ユニット6内には、マスタシリンダ5(吸入ポート503)からの接続配管10Rが液圧ユニット6の吸入油路12に接続される部位(液圧ユニット6の鉛直方向上側)に、液溜まり12aが設けられている。吐出油路13P, 13Sは、P系統の第1油路11PとS系統の第1油路11Sとを接続する連通路を構成している。ポンプ7は、上記連通

10

20

30

40

50

路（吐出油路 1 3 P, 1 3 S）及び第 1 油路 1 1 P, 1 1 S を介してホイールシリンダ 8 a ~ 8 d と接続しており、上記連通路（吐出油路 1 3 P, 1 3 S）にブレーキ液を吐出することでホイールシリンダ液圧を増圧可能な第 2 の液圧源である。遮断弁 2 1、S O L / V I N 2 2、連通弁 2 3 P、調圧弁 2 4 及び各系統の減圧弁 2 5 のうち少なくとも一つ（本実施例では後輪 R L, R R の減圧弁 2 5 c, 2 5 d）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。他の弁、すなわち M C 弁 2 0、連通弁 2 3 S、残りの減圧弁 2 5（前輪 F L, F R の減圧弁 2 5 a, 2 5 b）及びストロークシミュレータ弁 2 6 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。尚、上記他の弁に比例制御弁を用いることも可能である。

【 0 0 1 8 】

遮断弁 2 1 は第 1 油路 1 1 P, 1 1 S 上であってホイールシリンダ 8 とストロークシミュレータ弁 2 6 との間に設けられている。また、S O L / V I N 2 2 をバイパスして第 1 油路 1 1 と並列にバイパス油路 1 2 0 が設けられており、ホイールシリンダ 8 側からマスタシリンダ 5 側へのブレーキ液の流のみを許容するチェック弁 2 2 0 がバイパス油路 1 2 0 に設けられている。

【 0 0 1 9 】

第 1 油路 1 1 P におけるマスタシリンダ 5 と遮断弁 2 1 P との間にマスタシリンダ圧を検出する液圧センサ 9 1 が設けられている。なお、S 系統の油路（第 1 油路 1 1 S におけるマスタシリンダ 5 と遮断弁 2 1 S との間）にマスタシリンダ圧検出用の液圧センサを設けることとしてもよい。第 1 油路 1 1 における遮断弁 2 1 と S O L / V I N 2 2 との間には、この箇所の液圧（ホイールシリンダ液圧）を検出する液圧センサ 9 2 が設けられている。吐出油路 1 3 P におけるポンプ 7 の吐出部 7 1（チェック弁 1 3 0）と連通弁 2 3 P 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 9 3 が設けられている。

【 0 0 2 0 】

ストロークシミュレータ 2 7 は、室 R 内を 2 室（主室 R 1 と副室 R 2）に分離して室 R 内を軸方向に移動可能に設けられたピストン 2 7 a と、副室 R 2 内に押し縮められた状態で設置され、ピストン 2 7 a を主室 R 1 の側（主室 R 1 の容積を縮小し、副室 R 2 の容積を拡大する方向）に常時付勢する弾性部材であるスプリング 2 7 b とを有している。遮断弁 2 1 が開方向に制御された状態で、マスタシリンダ 5 の第 1, 第 2 液室 5 1 P, 5 1 S とホイールシリンダ 8 とを接続するブレーキ系統（第 1 油路 1 1）は、ペダル踏力を用いて発生させたマスタシリンダ圧によりホイールシリンダ液圧を創生する第 1 の系統を構成し、踏力ブレーキ（非倍力制御）を実現する。一方、遮断弁 2 1 が閉じ方向に制御された状態で、ポンプ 7 を含み、リザーバ 4 とホイールシリンダ 8 を接続するブレーキ系統（吸入油路 1 2, 吐出油路 1 3 等）は、ポンプ 7 を用いて発生させた液圧によりホイールシリンダ液圧を創生する第 2 の系統を構成し、倍力制御や回生協調制御等を実現するいわゆるブレーキバイワイヤシステムを構成する。

【 0 0 2 1 】

遮断弁 2 1 が閉じ方向に制御され、マスタシリンダ 5 とホイールシリンダ 8 との連通が遮断された状態で、ストロークシミュレータ 2 7 は、少なくともマスタシリンダ 5（第 1 液室 5 1 P）から第 1 油路 1 1 P へ流れ出たブレーキ液が第 1 シミュレータ油路 1 6 を介して主室 R 1 内部に流入することで、ペダルストロークを創生する。ストロークシミュレータ 2 7 は、遮断弁 2 1 P が閉弁してマスタシリンダ 5 とホイールシリンダ 8 との連通が遮断され、ストロークシミュレータ弁 2 6 が開弁してマスタシリンダ 5 とストロークシミュレータ 2 7 とが連通した状態で、運転者がブレーキ操作を行う（ブレーキペダル 2 を踏み込み又は踏み戻す）と、マスタシリンダ 5 からのブレーキ液を給排して、ペダルストロークを創生する。具体的には、主室 R 1 におけるピストン 2 7 a の受圧面に所定以上の油圧（マスタシリンダ圧）が作用すると、ピストン 2 7 a がスプリング 2 7 b を押し縮めつつ副室 R 2 の側に軸方向に移動し、主室 R 1 の容積が拡大する。これにより、主室 R 1 にマスタシリンダ 5（吐出ポート 5 0 1 P）から油路（第 1 油路 1 1 P 及び第 1 シミュレータ油

10

20

30

40

50

路 16) を介してブレーキ液が流入すると共に、副室 R2 から第 2 シミュレータ油路 17 を介して吸入油路 12 へブレーキ液が排出される。主室 R1 内の圧力が所定未満に減少すると、スプリング 27b の付勢力 (弾性力) によりピストン 27a が初期位置に復帰する。ストロークシミュレータ 27 は、このようにマスタシリンダ 5 からのブレーキ液を吸入することでホイールシリンダ 8 の液剛性を模擬し、ペダル踏み込み感を再現する。

【 0022 】

図 10 は実施例 1 の ECU 内部における制御構成を表す制御ブロック図である。ECU 100 は、各種情報に基づきポンプ 7 及び電磁弁 20 等を作動させてホイールシリンダ 8 の液圧を制御する液圧制御部を構成する。ECU 100 は、ブレーキ操作量検出部 101 と、目標ホイールシリンダ液圧算出部 102 と、倍力制御部 103 と、切り替え駆動調停部 104 と、モータ電流検出部 105 とモータ端子間電圧検出部 106 とモータ回転数推定部 107 を備える。ブレーキ操作量検出部 101 は、ストロークセンサ 90 の検出値の入力を受けてブレーキ操作量としてのブレーキペダル 2 の変位量 (ペダルストローク) を検出する。なお、ストロークセンサ 90 は、ブレーキペダル 2 の変位量を直接検出するものに限らず、プッシュロッド 30 の変位量を検出するものであってもよい。また、ブレーキペダル 2 の踏力を検出する踏力センサを設け、その検出値に基づきブレーキ操作量を検出することとしてもよい。すなわち、制御に用いるブレーキ操作量として、ペダルストロークに限らず、他の適当な変数を用いてもよい。

【 0023 】

目標ホイールシリンダ液圧算出部 102 は、目標ホイールシリンダ液圧を算出する。具体的には、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 G) との間の理想の関係特性を実現する目標ホイールシリンダ液圧を算出する。本実施例では、例えば、通常サイズのエンジン負圧ブースタを備え、かつリンク機構 3 を備えないブレーキ装置において、エンジン負圧ブースタの作動時に実現されるペダルストロークとホイールシリンダ液圧 (ブレーキ液圧) との間の所定の関係特性を、目標ホイールシリンダ液圧を算出するための上記理想の関係特性とする。なお、目標ホイールシリンダ液圧算出部 102 は、回生協調ブレーキ制御時には、回生制動力との関係で目標ホイールシリンダ液圧を算出する。具体的には、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ホイールシリンダ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ホイールシリンダ液圧を算出する。なお、VDC 時には、例えば検出された車両運動状態量 (横加速度等) に基づき、所望の車両運動状態を実現するよう、各車輪 FL ~ RR の目標ホイールシリンダ液圧を算出する。

【 0024 】

踏力ブレーキ時には、遮断弁 21 を開方向に制御することで、液圧ユニット 6 の状態を、マスタシリンダ圧 (第 1 の系統) によりホイールシリンダ液圧を創生可能な状態とし、踏力ブレーキを実現する。また、ストロークシミュレータ弁 26 を閉じ方向に制御することで、マスタシリンダ 5 とストロークシミュレータ 27 との連通を遮断する。倍力制御部 103 は、遮断弁 21 を閉じ方向に制御することで、液圧ユニット 6 の状態を、ポンプ 7 (第 2 の系統) によりホイールシリンダ液圧を創生可能な状態とし、倍力制御を実行する。液圧ユニット 6 の各アクチュエータを制御して目標ホイールシリンダ液圧を実現する。また、ストロークシミュレータ弁 26 を開方向に制御することで、マスタシリンダ 5 とストロークシミュレータ 27 とを連通させる。

【 0025 】

倍力制御部 103 は、算出された目標ホイールシリンダ液圧に基づき、液圧ユニット 6 の作動を制御して、踏力ブレーキと倍力制御とを切替える。具体的には、ブレーキ操作量検出部 101 によりブレーキ操作の開始を検出すると、算出された目標ホイールシリンダ液圧が所定値以下である場合には、踏力ブレーキによりホイールシリンダ液圧を創生させる。一方、ブレーキ踏み込み操作時に算出された目標ホイールシリンダ液圧が上記所定値より高くなった場合には、倍力制御部 103 によりホイールシリンダ液圧を創生させる。このように装

10

20

30

40

50

置 1 は、ブレーキ操作量が比較的小さい制動初期、すなわちブレーキ操作が開始された後の所定のブレーキ操作領域（低圧域）では、第 1 の系統によりオイルシリンダ液圧を創生する。ブレーキ操作量が比較的大きい所定のブレーキ操作領域（高圧域）では、第 2 の系統によりオイルシリンダ液圧を創生することで、倍力機能を実現する。これにより、運転者のブレーキ操作に応じて倍力装置を常時作動させるブレーキ装置に比べ、エネルギー効率を向上することができる。

【 0 0 2 6 】

（実施例 1 の作用）

次に、上記構成に基づく作用を説明する。図 2 は、各液圧及びアクチュエータ作動状態の時間変化を示すタイムチャートであり、踏力ブレーキだけでなく倍力制御が行われる場合（時刻 $t_1 \sim t_5$ ）と、踏力ブレーキのみが行われる場合（時刻 $t_0 \sim t_1$, $t_5 \sim t_7$ ）を、便宜上、連続して示す。図 3 ~ 図 8 は、図 1 と同様の回路図を用いて液圧ユニット 6 の各アクチュエータの作動状態を例示したものであり、ブレーキ液の流れを一点鎖線で示す。

【 0 0 2 7 】

まず、踏力ブレーキのみが行われる場合（時刻 $t_0 \sim t_1$, $t_5 \sim t_7$ ）を説明する。時刻 t_0 以前、ブレーキ非作動時には、ペダルストローク、マスタシリンダ圧、オイルシリンダ液圧は共に略ゼロであり、各アクチュエータは非通電により図 1 に示す初期状態である。時刻 t_0 で運転者がブレーキペダル 2 を踏み込み、以後、ペダルストロークが増大する。倍力制御部 103 は、ペダルストロークに基づき算出される目標オイルシリンダ液圧が所定値より大きくなる時刻 t_1 まで、踏力ブレーキによりオイルシリンダ液圧を創生させる。時刻 t_4 で運転者がブレーキペダル 2 を戻し、以後、ペダルストロークが減少する。倍力制御部 103 は、ペダルストロークに基づき算出される目標オイルシリンダ液圧が所定値より小さくなる時刻 t_5 から、踏力ブレーキによりオイルシリンダ液圧を創生させる。

【 0 0 2 8 】

時刻 t_1 で、ペダルストロークに基づき算出される目標オイルシリンダ液圧が所定値より高くなるため、倍力制御部 103 は、踏力ブレーキではなく倍力制御によりオイルシリンダ液圧を創生させる。基本的には倍力制御部 103 による下記制御状態に切り替える。

上記で倍力制御に切り替えた際に、ポンプ 7 と調圧弁 24 を同時に駆動させると、ポンプ 7 の応答性に比べて、調圧弁 24 の応答性が早いため、ポンプ 7 が吐出を行う前に、調圧弁 24 が開いてしまい、オイルシリンダ液圧の低下を招いてしまう。

そこで、時刻 t_1 から t_2 において、切り替え駆動調停部 104 によりオイルシリンダ圧の低下を防止する。図 9 は実施例 1 の切り替え駆動調停部における制御内容を表すフローチャートである。目標オイルシリンダ液圧が所定値以下のとき（S10 が NO）は、モータ 60 は非駆動である。目標オイルシリンダ液圧が所定値より大きいとき（S10 が YES）は、モータを駆動する。

【 0 0 2 9 】

モータ推定回転数が所定値以下のとき（S13 が NO）は、調圧弁 24 は非駆動である。モータ推定回転数が所定値より大きいとき（S13 が YES）は、調圧弁 24 を駆動する。

モータ回転数推定部 107 では、

$$\{V(t) - L_m * d / dt I(t) - R_m * I(t)\} / K = w(t)$$

からモータ回転数を算出する。

$V(t)$ は、モータ端子間電圧、 L_m はコイルのインダクタンス、 R_m はコイル抵抗、 $I(t)$ はモータ電流、 K は逆起定数、 $w(t)$ はモータ回転数を表す。 $V(t)$ は ECU のモータ端子間電圧検出部 106 で、 $I(t)$ はモータ電流検出部 105 でそれぞれ検出可能である。

上記により、時刻 t_1 から t_2 において、ポンプ 7 が吐出を行ってから調圧弁 24 を開くことにより、オイルシリンダ圧の低下を防止することが可能となる。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 0 】

時刻 t_5 で、ペダルストロークに基づき算出される目標ホイールシリンダ液圧が所定値以下となるため、倍力制御部 103 は、倍力制御ではなく踏力ブレーキによりホイールシリンダ液圧を創生させる。上記で踏力ブレーキを切り替えられた際に、ポンプ 7 と調圧弁 24 とを同時に非駆動とさせると、ポンプ 7 の応答性に比べて、調圧弁 24 の応答性が早いため、ポンプ 7 が吐出を停止する前に調圧弁 24 が閉じてしまい、ホイールシリンダ液圧の増加を招いてしまう。時刻 t_5 から t_6 においても、切り替え駆動調停部 104 によりポンプ 7 が吐出を停止してから調圧弁 24 を閉じることにより、ホイールシリンダ圧の増加を防止することが可能となる。

【 0 0 3 1 】

時刻 t_1 以後、時刻 t_3 まで、運転者がブレーキペダル 2 を踏み込むことで、ペダルストロークが増大する。倍力制御部 103 は、増大するペダルストロークに基づき算出される目標ホイールシリンダ液圧を実現すべく、図 5 に示すように、調圧弁 24 の開弁状態を制御することで、ホイールシリンダ液圧を増圧制御する。時刻 t_3 以後、時刻 t_4 まで、運転者がブレーキペダル 2 の踏み込み量（ペダルストローク）を保持する。倍力制御部 103 は、このペダルストロークに基づき算出される目標ホイールシリンダ液圧を実現すべく、図 6 に示すように、調圧弁 24 の開弁状態を制御することで、ホイールシリンダ液圧を保持制御する。時刻 t_4 以後、時刻 t_5 まで、運転者がブレーキペダル 2 を踏み戻す。倍力制御部 103 は、このペダルストロークに基づき算出される目標ホイールシリンダ液圧を実現すべく、図 7 に示すように、調圧弁 24 の開弁状態を制御することで、ホイールシリンダ液圧を減圧制御する。この間、時刻 t_1 以後、時刻 t_5 まで、マスタシリンダ圧の増減に応じて、ストロークシミュレータ 27 内の液圧が増減する。

【 0 0 3 2 】

図 5, 6, 7 に示すように、倍力制御部 103 は、ポンプ 7 を駆動し、ストロークシミュレータ弁 26 を開弁方向に制御し、遮断弁 21 を閉弁方向に制御し、SOL/VIN 22 を開弁方向に制御し、連通弁 23 を開弁方向に制御し、調圧弁 24 を開弁方向に制御し、減圧弁 25 を閉弁方向に制御する。液圧センサ 92, 93 の検出値に基づき、調圧弁 24 の開弁状態を制御することで、ホイールシリンダ液圧が目標液圧となるように制御する。遮断弁 21 を閉じ方向に制御し、マスタシリンダ 5 側とホイールシリンダ 8 側とを遮断することで、運転者のペダル操作から独立してホイールシリンダ液圧を制御することが容易となる。本実施例では、基本的に、ポンプ 7 ではなく調圧弁 24 を制御することによりホイールシリンダ液圧を制御する。調圧弁 24 を比例制御弁としているため、細かい制御が可能となり、ホイールシリンダ液圧の滑らかな制御が実現可能となっている。

【 0 0 3 3 】

尚、これに限らず例えばポンプ 7 の回転数（吐出量）を制御することとしてもよい。調圧弁 24 の代わりに（又は調圧弁 24 と共に）減圧弁 25 を制御することによりホイールシリンダ液圧を制御することとしてもよい。また、ホイールシリンダ液圧の減圧時や保持時にはポンプ 7 を停止することとしてもよい。ストロークシミュレータ弁 26 の開弁により、ストロークシミュレータ 27 内には運転者のペダル踏み込み操作によりマスタシリンダ 5 から流れ出たブレーキ液が流入する（図 6 参照）。これにより、運転者のペダル操作から独立してホイールシリンダ液圧を制御する場合でも、ペダルストロークを可能としてブレーキペダル 2 の操作感を模擬し、ペダル踏み込み操作時のフィーリングを向上することができる。尚、運転者のペダル踏み戻し操作により、ストロークシミュレータ 27 からマスタシリンダ 5 へブレーキ液が戻される。

時刻 t_7 で、ペダルストロークがゼロとなり、倍力制御を終了する。これにより、時刻 t_0 と同じ状態に戻る。

【 0 0 3 4 】

次に、踏力ブレーキのみが行われる場合（時刻 $t_0 \sim t_1$, $t_5 \sim t_7$ ）について説明する。時刻 $t_0 \sim t_1$ のブレーキ踏み込み操作中、ペダルストロークに基づき算出される目標ホイールシリンダ液圧が所定値以下であるため、倍力制御部 103 は、踏力ブレーキに

10

20

30

40

50

よりホイールシリンダ液圧を創生させる。時刻 t_5 以後、時刻 t_7 まで、運転者がブレーキペダル 2 を踏み戻す。ペダルストロークの減少に応じて、マスタシリンダ圧及びホイールシリンダ液圧が減圧される。

【0035】

図 11 は各液圧及びアクチュエータ作動状態の時間変化を示すタイムチャートである。このタイムチャートでは、踏力ブレーキだけではなく倍力制御が行われる場合（時刻 $t_{10} \sim t_{13}$ ）と、踏力ブレーキのみが行われる場合（時刻 $t_8 \sim t_{10}$ 、 $t_{13} \sim t_{15}$ ）を、便宜上、連続して示す。時刻 $t_9 \sim$ 時刻 t_{10} の作動状態を例示したものを図 12 に、時刻 $t_{13} \sim$ 時刻 t_{14} の作動状態を例示したものを図 13 に示す。

【0036】

切り替え駆動調停部 104 のフローチャートを図 14 及び図 15 に示す。時刻 $t_8 \sim t_9$ のように踏力ブレーキで踏み上げている際には、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 A 以下（S16 が NO）となり、前回の駆動状態を示す駆動状態変数が 1 以下となるため（S17 が YES）、調圧弁 24 が非駆動、連通弁 23P が非駆動とし、駆動状態変数を 0 とする（S19）。最後に初回判断フラグを 0 にリセットする（S21）。

【0037】

時刻 $t_9 \sim t_{10}$ は踏力ブレーキで踏み上げながら、切り替え制御をポンプ 7 と調圧弁 24、連通弁 23 との間で実施する。フローチャートでは、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 A 以上（S16 が YES）となり、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 B 以下（S23 が NO）となる。初回判断フラグ = 0（S24 が YES）のときには、初回判断フラグを立てる（S25）。時刻 $t_8 \sim t_9$ から時刻 $t_9 \sim t_{10}$ に推移するときは、前回モータ 60 は非駆動のため（S26 が NO）、モータ 60 を駆動させる（S28）。モータ 60 は駆動中のため（S29 が NO）、調圧弁 24 を駆動、連通弁 23P を駆動とし、駆動状態変数を 3 とする。

【0038】

時刻 $t_{10} \sim t_{13}$ は倍力制御を実施する。フローチャートでは、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 A 以上（S16 が YES）となり、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 B 以上（S23 が YES）となる。倍力制御により、調圧弁 24 を駆動、連通弁 23P を非駆動、モータ 60 を駆動する（S34）。最後に初回判断フラグを 0 にリセットする（S35）。

【0039】

時刻 $t_{13} \sim t_{14}$ は倍力制御から踏力ブレーキに推移し、切り替え制御とポンプ 7 と調圧弁 24、連通弁 23 の間で実施する。フローチャートでは、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 A 以上（S16 が YES）となり、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 B 以下（S23 が NO）となる。初回判断フラグ = 0（S24 が YES）のときには、初回判断フラグを立てる（S25）。時刻 $t_{10} \sim t_{13}$ から時刻 $t_{13} \sim t_{14}$ に推移するときは、前回モータは駆動中のため（S27 が YES）、モータを非駆動とする（S27）。モータ 60 は非駆動中（S29 が YES）であるが、モータ推定回転数が 0 ではないとき（S30 が NO）調圧弁 24 を駆動、連通弁 23P を駆動とし、駆動状態変数を 2 とする。

このとき、モータ推定回転数が 0 のとき（S30 が YES）、調圧弁 24 を非駆動、連通弁 23P を非駆動とし、駆動状態変数を 1 とする。

【0040】

時刻 $t_{14} \sim t_{15}$ 、踏力ブレーキで踏み戻した際には、目標ホイールシリンダ液圧が所定値 A 以下（S16 が NO）となり、前回の駆動状態を示す駆動状態変数が 1 以下のとき（S17 が YES）、モータ推定回転数が 0 ではないとき（S18 が NO）調圧弁 24 を駆動、連通弁 23P を駆動とし、駆動状態変数を前回値保持とする（S20）。最後に初回判断フラグを 0 にリセットする（S21）。

【0041】

（実施例 1 の効果）

装置 1 は、エンジン負圧ブースタを備えず、これとは別のエネルギー源（液圧ユニット 6

10

20

30

40

50

)によりブレーキ操作力の不足を補うことが可能に設けられている。よって、電動車両へ適用しやすい。また、エンジンを備えた車両に適用する場合には、燃費を向上することができる。また、ABSやVDC用の液圧ユニットは既に多くのブレーキ装置に備えられているところ、装置1は、ブレーキ操作力の不足を補うエネルギー源として、エンジン負圧ブースタの代わりに、上記液圧ユニット6を利用する。よって、部品点数を減らしてコストを削減できると共に、装置の構成を簡素化して車両への搭載性を向上することができる。更に、車両の小型化や軽量化が可能となり、これにより車両のエネルギー効率の向上を図ることができる。

【0042】

運転者のブレーキ操作に応じてホイールシリンダ液圧を所定液圧まで増圧するのに要する時間、すなわち増圧応答性に着目すると、エンジン負圧ブースタを備えたブレーキ装置にあっては、増圧応答性は確保できるが、上記のように装置が大型化し、重量が増大するおそれがある。一方、エンジン負圧ブースタを備えないブレーキ装置として、第1に、高圧アキュムレータを備え、この高圧アキュムレータに予め蓄圧した高圧(のみ)を用いてホイールシリンダ液圧を増圧するものが考えられる。しかし、この装置にあっては、増圧応答性はある程度確保できるものの、高圧アキュムレータの耐圧保障や信頼性の確保が困難である。また、装置が大型化し、重量が増大するおそれがある。第2に、大容量の(吐出量が大きい)ポンプを備え、ブレーキの都度、高出力モータでポンプを駆動することでホイールシリンダ液圧を増圧するものが考えられる(マスタシリンダとポンプ・モータとが一体のものでも、これらが別体のものでもよい)。しかし、この装置にあっては、急制動時に要求される増圧応答性(例えば250ms以内にホイールシリンダ液圧を0Mpaから8Mpaまで増圧する。)を確保しようとする、ポンプやモータの仕様が通常とかけ離れて大型化し、重量が増大する(常用域ではオーバースペックとなる)おそれがある。一方、ポンプやモータの大型化を抑制すると増圧応答性が不足するおそれがある。

【0043】

これに対し、実施例1の装置1は、マスタシリンダ5又はポンプ7によるホイールシリンダ液圧の増圧を補助する補助増圧部106を備えた。よって、装置1がエンジン負圧ブースタを備えない場合でも、マスタシリンダ5又はポンプ7によるホイールシリンダ液圧の増圧を補助することで、ホイールシリンダ液圧の増圧応答性(制動時の応答性)を向上できる。また、補助増圧のための液圧源にはそれほど高い出力(大きな流量)が要求されないため、高圧アキュムレータを用いたりポンプ7やモータ60を大きくしたりする必要が無い。よって、装置1の大型化や重量増大を抑制することができる。

【0044】

運転者のブレーキ操作に応じてホイールシリンダ液圧を増圧したときに、倍力制御部103は、踏力ブレーキから倍力制御によりホイールシリンダ液圧を創生させる。この踏力ブレーキから倍力制御に切り替える際に、モータ60や調圧弁24に同時に駆動指令を与えると、ポンプやモータ60の応答性に対して、調圧弁24の応答性の方が早いため、ホイールシリンダ液圧が低下するおそれがある。このホイールシリンダ液圧の低下を防止しようすると、ポンプやモータを調圧弁24と同じ応答性にする必要がある。これまで使用しているECUにより対応すると、モータが大型化することにより重量が増大する。また、モータの電源電圧をこれまでよりも、高電圧にすることで対応すると、車両に高電圧バッテリーを搭載する必要があり、車両搭載性、車両重量の増加を招いてしまう。ポンプを小さくし、重量を減少することにより応答性のバランスを確保するという対応も考えられるが、吐出量が少なくなってしまう、増圧応答性の低下を招いてしまう。

これに対し、実施例1の装置1では、調圧弁24の駆動タイミングを制御する切り替え駆動調停部104を備えたため、モータの大型化、高電圧バッテリーの新規搭載等を行わずにホイールシリンダ液圧の低下を防止できる。

【0045】

運転者のブレーキ操作に応じてホイールシリンダ液圧を減圧したときに、倍力制御部103は、倍力制御から踏力ブレーキによりホイールシリンダ液圧を創生させる。この倍力制御

10

20

30

40

50

から踏力ブレーキに切り替える際に、モータ60や調圧弁24に同時に駆動OFF指令を与えると、ポンプやモータの応答性に対して調圧弁24の応答性の方が早いため、オイルシリンダ液圧が増加するおそれがある。このオイルシリンダ液圧の増加は、車両減速度の増加を招いてしまう。このオイルシリンダ液圧の増加を防止しようとする、ポンプやモータを調圧弁24と同じ応答性にする必要がある。ここで、ポンプやモータを小型化し、重量を減少することにより応答性のバランスを確保するという対応も考えられるが、吐出量が少なくなってしまう、増圧応答性の低下を招いてしまう。

これに対し、実施例1の装置1では、調圧弁24の駆動タイミングを制御する切り替え駆動調停部104を備えたため、ポンプやモータを小型化することなく、オイルシリンダ液圧の増加を防止できる。

【0046】

また、配管10Rの部分で吸入油路12からブレーキ液が漏れ出る態様の失陥時にも、液溜まり12aをブレーキ液の供給源や排出先として倍力制御（オイルシリンダ液圧の増減圧）を継続可能であるため、フェールセーフ性を向上できる。また、第2シミュレータ油路17を設けたことで、上記失陥時にも、ストロークシミュレータ27（副室R2）を上記と同様のブレーキ液の供給源や排出先（液溜まり）として機能させることができるため、フェールセーフ性をより向上できる。尚、ストロークシミュレータ弁26の副室R2を必ずしも吸入油路12と連通させなくてもよく、例えば副室R2を直接低圧（大気圧）に解放させる構成としてもよい。また、常閉の連通弁23Sを設けたことで、電源失陥時にも両系統のブレーキ液圧系を独立とし、各系統で独立に踏力によるオイルシリンダ増圧を可能としたため、フェールセーフ性を向上できる。また、常閉の調圧弁24が開故障した場合には、オイルシリンダ液圧を十分に調圧できなくなると共に第1減圧油路14を介してオイルシリンダ液圧が抜けるため、ブレーキ性能の維持が困難となる。よって、調圧弁24の開故障を検知する手段として、常開の連通弁23Pを追加的に設けた。連通弁23Sと連通弁23Pとの開閉状態を適宜切り替え、それに応じた液圧センサ93の検出値を見ることで、調圧弁24の開故障を検知することができる。よって、フェールセーフ性を向上できる。

【0047】

〔実施例2〕

次に実施例2について説明する。基本的な構成は実施例1と同じであるため、異なる点についてのみ説明する。図16は実施例2のブレーキ装置の液圧回路図である。実施例2のブレーキ装置にあっては、遮断弁21にバイパスする油路111及びチェック弁211（211a, 211b）を備えている。

実施例2では、踏力ブレーキ中に、運転者がブレーキペダル2を踏み込み、ペダルストロークが増大するときに、遮断弁21が開故障しても、遮断弁21をバイパスする油路111のチェック弁211を通してオイルシリンダ液圧を増圧することができる。

また、実施例2では倍力制御部104に切り替えた際に、ポンプ7と調圧弁24とを同時に駆動させると、ポンプ7の応答性に比べて、調圧弁24の応答性が早いため、ポンプ7が吐出を行う前に調圧弁24が開いてしまい、オイルシリンダ液圧の低下を招いてしまう。それに伴い、ブレーキ液がマスタシリンダから遮断弁21をバイパスする油路111のチェック弁211を通じてオイルシリンダに流出することでマスタシリンダ液圧が低下し、踏力の低下を招いてしまう。

これに対し、上述したように、切り替え駆動調停部104により調圧弁24よりもモータ60を先行して駆動することで、オイルシリンダ液圧の低下、それに伴うマスタシリンダ液圧の低下及び踏力の低下を防止できる。

なお、実施例1のブレーキ油圧回路に対して調圧弁24を常開弁として、連通弁23P, 23Sを常閉弁としても良い。この場合は、連通弁23P, 23Sよりもモータ60を先行して駆動することで同様の作用効果が得られる。

【0048】

以上説明したように、実施例1, 2にあっては下記に列挙する作用効果が得られる。

10

20

30

40

50

(1) ホイルシリンダ 8 と第 1 油路 1 1 を介して接続し、ホイルシリンダ液圧を加圧可能なマスタシリンダ 5 (第 1 加圧部) と、

マスタシリンダ 5 とは別に設けられ、ホイルシリンダ液圧を加圧可能なポンプ 7 と、

第 1 油路 1 1 とポンプ 7 との間を接続する吐出油路 1 3 (第 2 油路) に設けられた連通弁 2 3 と、

吐出油路 1 3 においてポンプ 7 と連通弁 2 3 との間とポンプ 7 の吸入側とを接続すると共に減圧油路に接続する第 2 減圧油路 1 5 (還流通路) と、

第 2 減圧油路 1 5 に設けられた調圧弁 2 4 と、

ポンプ 7 と連通弁 2 3 と調圧弁 2 4 の作動をコントロールする ECU 100 (コントロールユニット) と、

を備え、

ECU 100 は、マスタシリンダ 5 によりホイルシリンダ液圧を加圧する踏力ブレーキ状態 (第 1 の状態) と、踏力ブレーキ状態から切り替えられ、連通弁 2 3 及び調圧弁 2 4 (連通弁と調圧弁の少なくとも一方) を開弁方向に駆動させると共にポンプ 7 を駆動させてホイルシリンダ液圧を加圧する倍力制御状態 (第 2 の状態) とを構成し、倍力制御状態への切り替え時にポンプ 7 の作動より調圧弁 2 4 (開弁方向に駆動させる弁) の作動を遅らせることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、倍力制御状態のときにポンプ 7 を作動させるため、常時倍力装置を作動させる構成に比べてエネルギー効率を向上できる。また、ポンプの作動より調圧弁 2 4 の作動を遅らせるため、ポンプ 7 と調圧弁 2 4 の応答性の違いによる減速度変動を抑制できる。

【0049】

(2) 上記 (1) に記載のブレーキ制御装置において、

ECU 100 は、倍力制御状態への切り替え時にポンプ 7 が所定回転状態になった後に調圧弁 2 4 を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ 7 と調圧弁 2 4 の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(3) 上記 (1) に記載のブレーキ制御装置において、

ECU 100 は、倍力制御状態への切り替え時にポンプ 7 が所定回転数以上になった後に調圧弁 2 4 を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ 7 と調圧弁 2 4 の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(4) 上記 (1) に記載のブレーキ制御装置において、

ECU 100 は、倍力制御状態への切り替え時にポンプ 7 が所定の吐出圧以上になった後に調圧弁 2 4 を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ 7 と調圧弁 2 4 の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(5) 上記 (1) に記載のブレーキ制御装置において、

ポンプ 7 及び調圧弁 2 4 は ECU 100 により出力される出力信号で駆動され、

ECU 100 は、倍力制御状態への切り替え時にポンプ 7 を駆動する駆動信号より調圧弁 2 4 を駆動する駆動信号を遅らせて出力させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、出力信号のタイミングをずらすのみでポンプ 7 と調圧弁 2 4 との応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(6) 上記 (1) に記載のブレーキ制御装置において、

倍力制御状態を終了するとき、連通弁 2 3 を開弁方向に作動させると共に、ポンプ 7 の作動が停止した後に調圧弁 2 4 を閉弁方向に作動することを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ 7 と調圧弁 2 4 の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

【0050】

(7) ホイルシリンダ 8 と第 1 油路 1 1 を介して接続し、ホイルシリンダ液圧を加圧可能なマスタシリンダ 5 (第 1 加圧部) と、

マスタシリンダ 5 とは別に設けられ、ホイルシリンダ液圧を加圧可能なポンプ 7 と、

第 1 油路 1 1 とポンプ 7 との間を接続する吐出油路 1 3 に設けられた連通弁 2 3 と、

吐出油路 1 3 においてポンプ 7 と連通弁 2 3 との間とポンプ 7 の吸入側とを接続すると

10

20

30

40

50

共に減圧油路に接続する第2減圧油路15と、
第2減圧油路15に設けられた調圧弁24と、
を備え、

マスタシリンダ5によりホイールシリンダ液圧を加圧する踏力ブレーキ状態(第1の状態)と、踏力ブレーキ状態から切り替えられ、連通弁23及び調圧弁24(連通弁と調圧弁の少なくとも一方)を開弁方向に作動させると共にポンプ7を作動させてホイールシリンダ液圧を加圧する倍力制御状態(第2の状態)とを構成し、調圧弁24(開弁方向に駆動させる弁)の作動よりポンプ7の作動を先行させて倍力制御状態へ切り替えることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を抑制できる。

10

【0051】

(8)上記(7)に記載のブレーキ制御装置において、

倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定回転状態になった後に調圧弁24を作動させる(ステップS13 S14)ことを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(9)上記(8)に記載のブレーキ制御装置において、

倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定回転数以上になった後に調圧弁24を作動させる(ステップS13 S14)ことを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(10)上記(8)に記載のブレーキ制御装置において、

倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定の吐出圧以上になった後に調圧弁24を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

20

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(11)上記(7)に記載のブレーキ制御装置において、

倍力制御状態への切り替え時に連通弁23が調圧弁24に先行して作動することを特徴とするブレーキ制御装置。

連通弁23を先に開弁方向にすることでポンプ作動時に確実にホイールシリンダ圧を加圧できる。

(12)上記(7)に記載のブレーキ制御装置において、

ポンプ7と調圧弁24の作動をコントロールするECU100と、を備え、ECU100は、倍力制御状態への切り替え時に調圧弁24を駆動する駆動信号よりポンプ7を駆動する駆動信号を先行して出力させることを特徴とするブレーキ制御装置。

30

よって、出力信号のタイミングをずらすのみでポンプ7と調圧弁24との応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

【0052】

(13)運転者の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5の第1液室51P(第1室)により発生したマスタシリンダ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油路である第1油路11Pと、

マスタシリンダ5の第2液室51S(第2室)により発生したマスタシリンダ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油路である第1油路11Sと

40

、各系統に設けられた遮断弁21と、

プライマリ系統の油路とセカンダリ系統の油路とを接続する吐出油路13(連通路)と

、吐出油路13にブレーキ液を吐出するポンプ7と、

吐出油路13に設けられ吐出油路13からプライマリ系統の油路へのブレーキ液の流れを抑制する連通弁23P(第1連通弁)と、セカンダリ系統の油路へのブレーキ液の流れを抑制する連通弁23S(第2連通弁)と、

吐出油路13においてポンプ7と連通弁23Sの一方との間とポンプ7の吸入側とを接続すると共に減圧油路である低圧部に接続する第2減圧油路15(還流通路)と、

50

第2減圧油路15に設けられた調圧弁24と、
を備え、

遮断弁21を開弁方向に作動させ、マスタシリンダ5によりホイールシリンダ液圧を加圧する踏力ブレーキ状態(第1の状態)と、踏力ブレーキ状態から切り替えられ、遮断弁21と連通弁23と調圧弁24及びポンプ7を選択的に駆動してホイールシリンダ液圧を加圧する倍力制御状態を構成し、倍力制御状態への切り替え時に遮断弁21を閉弁方向に作動し、ポンプ7の作動の後に調圧弁24を開弁作動させる第1のモードと、遮断弁21及び調圧弁24を開弁方向に作動させ、かつ、連通弁23を閉弁方向に作動させ、ポンプ7を作動させた後に、遮断弁21を閉弁方向に作動させる第2のモードと、を備えたことを特徴とするブレーキ制御装置。

10

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を抑制できる。

【0053】

(14)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

第1のモード時には倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定回転状態になった後に調圧弁24を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(15)上記(14)に記載のブレーキ制御装置において、

第1のモード時には倍力制御状態への切り替え時にポンプ7の吐出圧が所定圧以上になった後に調圧弁24を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

20

(16)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

第1のモード時には倍力制御状態への切り替え時にポンプ7の吐出圧が所定圧以上になった後に調圧弁24を作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(17)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

第2のモード時には倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定回転状態になった後に遮断弁21を閉弁方向に作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

(18)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

第2のモード時には倍力制御状態への切り替え時にポンプ7が所定回転数以上になった後に遮断弁21を閉弁方向に作動させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、ポンプ7と調圧弁24の応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

30

(19)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

ポンプ7と連通弁23と調圧弁24の作動をコントロールするECU100と、を備え

、
ECU100は、第1のモード時に倍力制御状態への切り替え時に調圧弁24を駆動する駆動信号よりポンプ7を駆動する駆動信号を先行して出力させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、出力信号のタイミングをずらすのみでポンプ7と調圧弁24との応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

40

(20)上記(13)に記載のブレーキ制御装置において、

ポンプ7と連通弁23と調圧弁24と遮断弁21の作動をコントロールするコントロールユニットと、を備え、

ECU100は、第2のモード時に倍力制御状態への切り替え時に遮断弁21を駆動する駆動信号より連通弁23と調圧弁24とポンプ7を駆動する駆動信号を先行して出力させることを特徴とするブレーキ制御装置。

よって、出力信号のタイミングをずらすのみでポンプ7と調圧弁24との応答性の違いによる減速度変動を確実に抑制できる。

【符号の説明】

【0054】

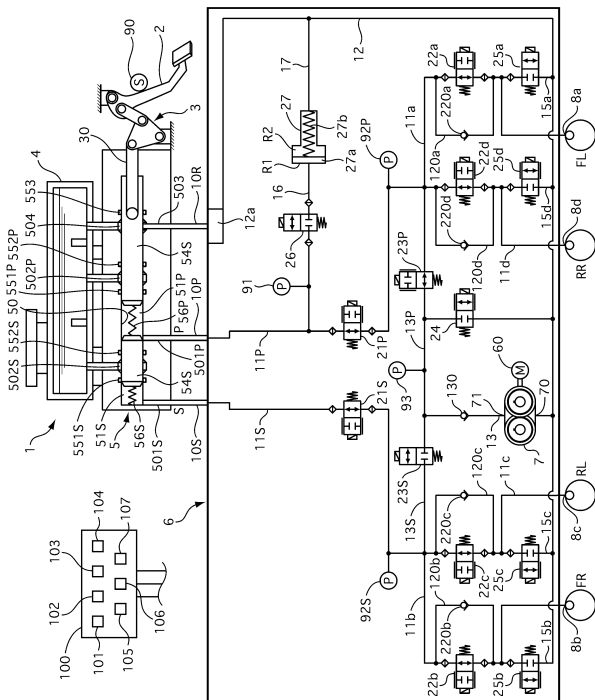
50

- 1 装置
- 2 ブレーキペダル
- 3 リンク機構
- 4 リザーバ
- 5 マスタシリンダ
- 6 液圧ユニット
- 7 ポンプ
- 8 ホイルシリンダ
- 11 第1油路
- 12 吸入油路
- 13 吐出油路
- 14 第1減圧油路
- 15 第2減圧油路
- 16 第1シミュレータ油路
- 17 第2シミュレータ油路
- 21 遮断弁
- 23 連通弁
- 24 調圧弁
- 25 減圧弁
- 26 ストロークシミュレータ弁
- 27 ストロークシミュレータ
- 54 ピストン
- 55 ピストンシール
- 60 モータ

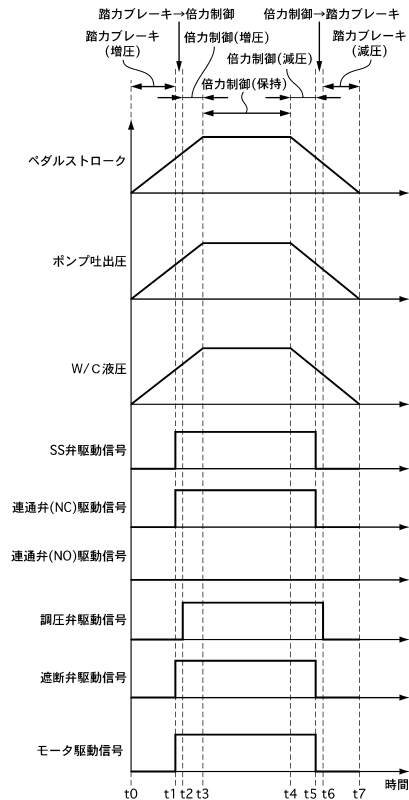
10

20

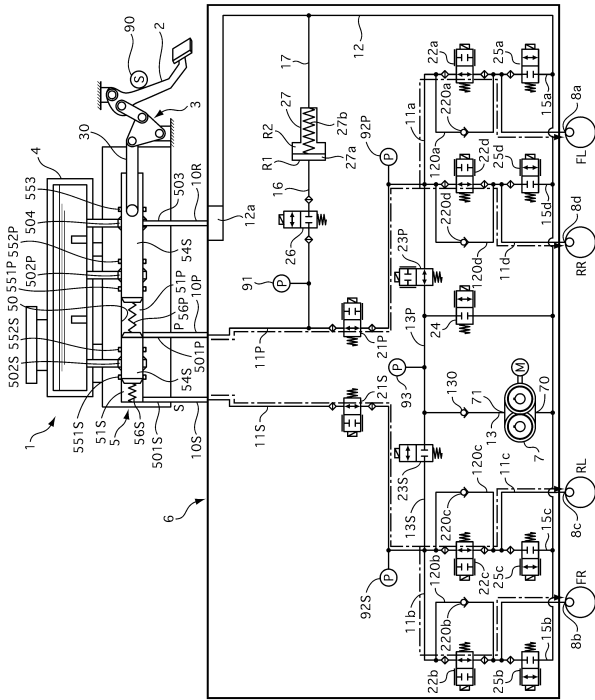
【図1】



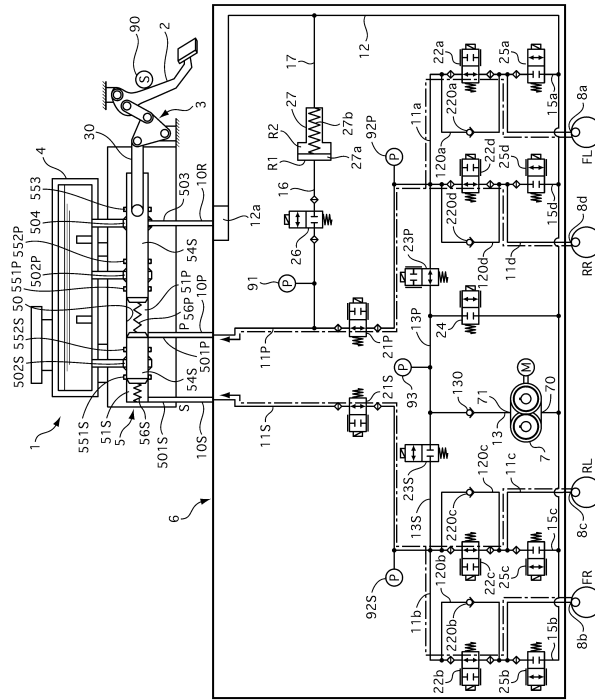
【図2】



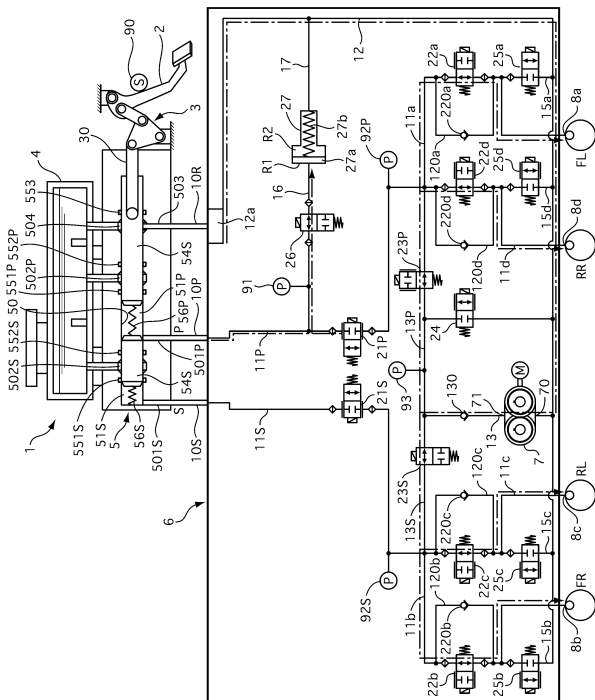
【図3】



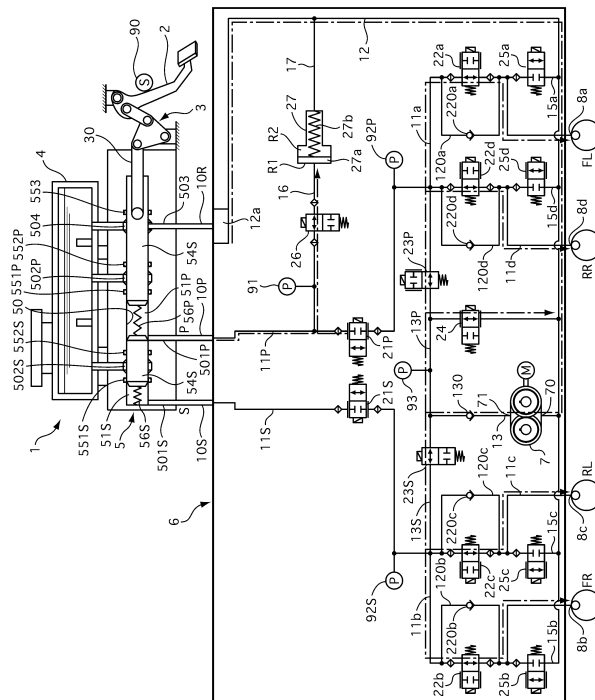
【図4】



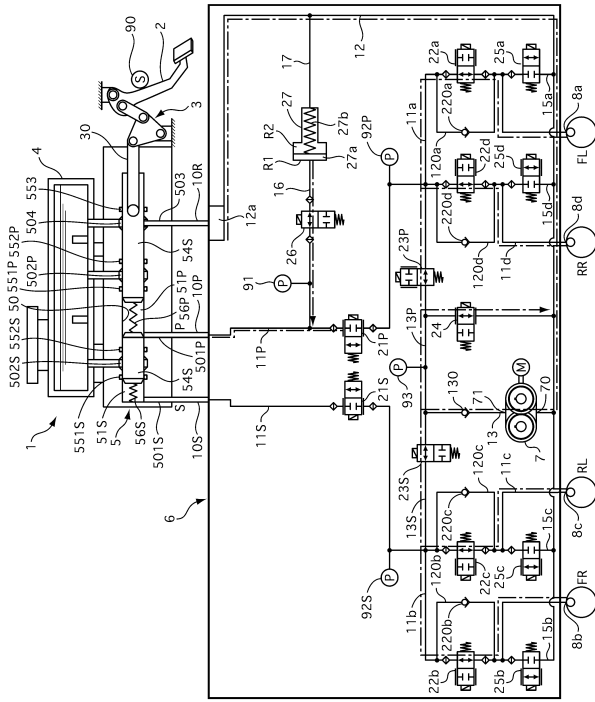
【図5】



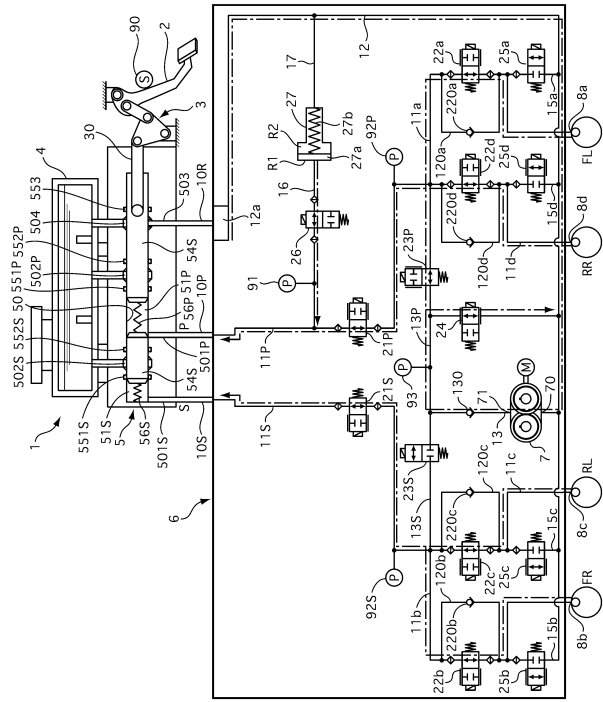
【図6】



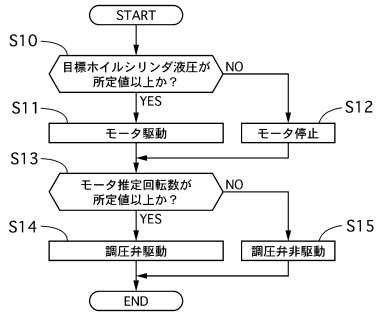
【図7】



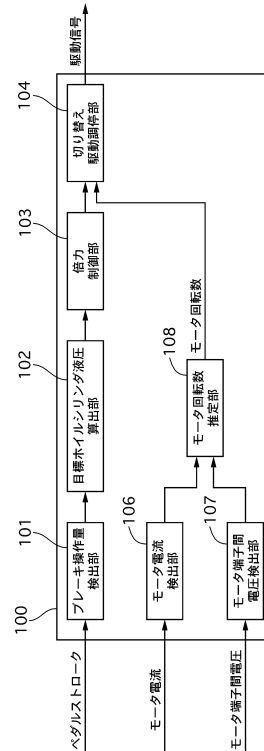
【図8】



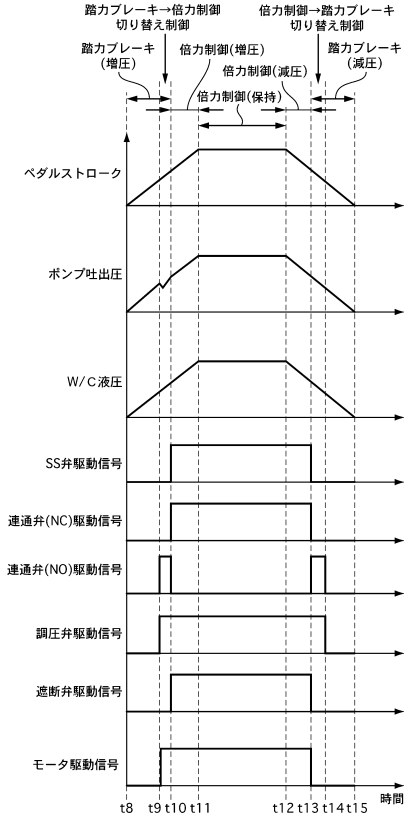
【図9】



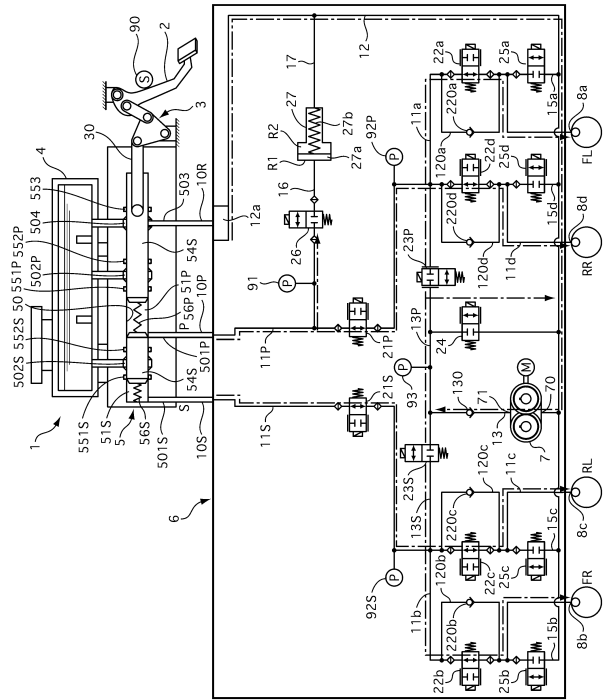
【図10】



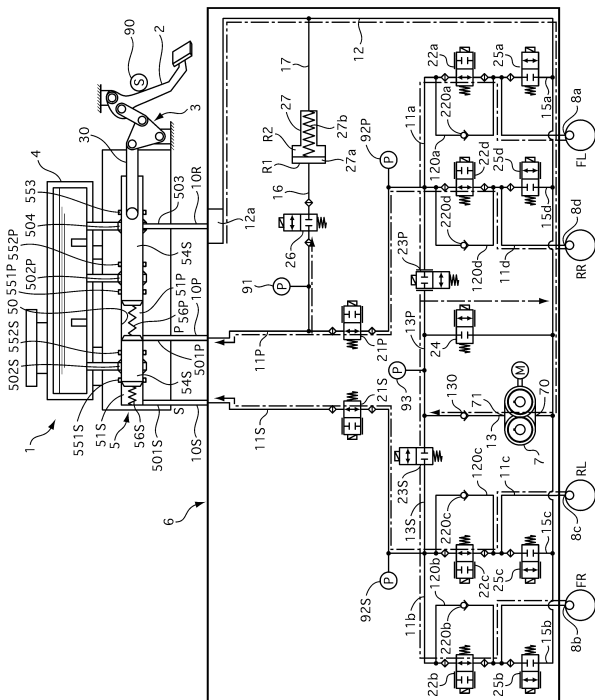
【図11】



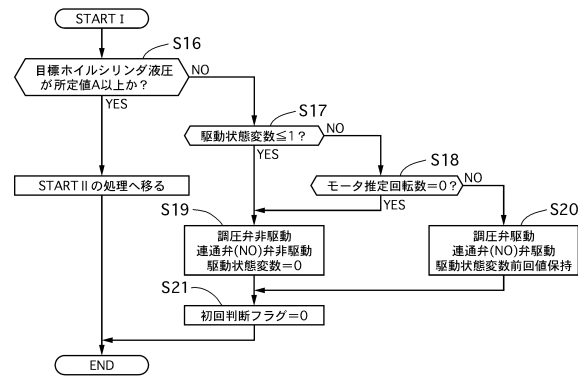
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

B 6 0 T 8 / 1 7