

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4438342号
(P4438342)

(45) 発行日 平成22年3月24日 (2010. 3. 24)

(24) 登録日 平成22年1月15日 (2010. 1. 15)

(51) Int. Cl.

B60T 8/1755 (2006.01)

F 1

B60T 8/1755

Z

請求項の数 5 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2003-275787 (P2003-275787)	(73) 特許権者	301065892 株式会社アドヴィックス
(22) 出願日	平成15年7月17日 (2003. 7. 17)		愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地
(65) 公開番号	特開2005-35441 (P2005-35441A)	(74) 代理人	100084124 弁理士 池田 一真
(43) 公開日	平成17年2月10日 (2005. 2. 10)	(72) 発明者	加藤 平久 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内
審査請求日	平成18年3月16日 (2006. 3. 16)	(72) 発明者	安井 秀昭 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内
		(72) 発明者	余語 和俊 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の運動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の各車輪に装着するホイールシリンダと、該ホイールシリンダに連通する液圧系統を、夫々対のホイールシリンダを含む液圧系統に二分し、各液圧系統に対しブレーキペダルの操作に応じてブレーキ液圧を供給するマスタシリンダと、該マスタシリンダと前記ホイールシリンダの各々との間に介装し、開位置にあるときには前記マスタシリンダのブレーキ液圧を前記ホイールシリンダの各々に供給する常開の開閉弁と、該常開の開閉弁と前記ホイールシリンダの各々との間に接続し、開位置にあるときには前記ホイールシリンダの各々を減圧する常閉の開閉弁と、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧を所望の圧力に調整する比例差圧弁手段と、前記マスタシリンダとは独立し前記ブレーキペダルの操作とは無関係にブレーキ液圧を発生し、前記比例差圧弁手段と前記各液圧系統の常開の開閉弁との間にブレーキ液圧を供給する自動液圧発生装置と、前記車両の状態量を検出する車両状態量検出手段と、前記各液圧系統のうちの一方のホイールシリンダを非制御対象とし他方のホイールシリンダを制御対象とした場合において、該他方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁が開位置で常閉の開閉弁が閉位置という常態位置にあって、前記一方のホイールシリンダに接続された常閉の開閉弁が閉位置という常態位置であるときに、前記一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とし、前記ブレーキペダルの操作とは無関係に前記一方のホイールシリンダのブレーキ液圧を0とした状態で、前記車両状態量検出手段の検出結果に基づき、前記自動液圧発生装置を駆動制御

10

20

すると共に前記比例差圧弁手段を駆動制御し、前記開位置にある常開の開閉弁を介して前記他方のホイールシリンダのブレーキ液圧を制御すると共に、前記車両状態量検出手段の検出結果に基づき前記比例差圧弁手段の駆動制御中に前記ブレーキペダルが操作されたときには、前記マスタシリンダのブレーキ液圧を前記他方のホイールシリンダに加算する制御手段とを備えたことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 2】

前記車両状態量検出手段が、前記車両の実ヨーレイトを検出するヨーレイト検出手段を備え、前記制御手段が、前記車両の目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段と、該目標ヨーレイト設定手段が設定した目標ヨーレイトと前記ヨーレイト検出手段が検出した実ヨーレイトとの偏差を演算するヨーレイト偏差演算手段とを備え、該ヨーレイト偏差演算手段の演算結果に基づき、前記自動液圧発生装置を駆動制御すると共に、前記各液圧系統のうち一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とし、且つ前記一方のホイールシリンダを含む液圧系統のうち他方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を開位置とした状態で、前記比例差圧弁手段を駆動制御するように構成したことを特徴とする請求項 1 記載の車両の運動制御装置。

10

【請求項 3】

前記比例差圧弁手段が、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記制御手段によって、前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧を所望の圧力に調整する比例電磁弁と、該比例電磁弁に並列に配置し、所定の上限圧で前記常開の開閉弁側から前記マスタシリンダ側へのブレーキ液の流れを許容するリリーフ弁を備えたことを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の車両の運動制御装置。

20

【請求項 4】

前記比例差圧弁手段が、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記制御手段によって連通位置と差圧位置を切り換え、差圧位置では前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧に応じて流路を制限し所望の圧力に調整する比例差圧弁を備えたことを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の車両の運動制御装置。

【請求項 5】

前記常開の開閉弁に接続し、前記ホイールシリンダの減圧時のブレーキ液を貯留するリザーバを備え、前記自動液圧発生装置が、前記制御手段の出力に応じて前記リザーバ及び前記マスタシリンダの少なくとも一方のブレーキ液を吸入して昇圧しブレーキ液圧を出力する液圧ポンプを具備したことを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れかに記載の車両の運動制御装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両の運動制御装置に関し、特に、一对のホイールシリンダを含む液圧系統のうち一方のホイールシリンダを遮断した状態で、他方のホイールシリンダに対するブレーキ液圧を制御し、過度のオーバーステア及び/又はアンダーステアを抑制して車両運動時の安定性を維持する車両の運動制御装置に係る。

40

【背景技術】

【0002】

車両の運動制御装置としては、例えば、下記の特許文献 1 に記載のように、車両の目標ヨーレイトを設定し、車両の実ヨーレイトとの比較結果に応じて制動力を制御し車両運動時の安定性を維持する車両運動制御装置が知られている。

【0003】

そして、例えば下記の特許文献 2 には、「車両の姿勢制御が行われているときでもブレーキペダルを踏み込み可能なようにしつつ、そのドライバ自身によるブレーキ操作によっても姿勢制御を行い得るようにすること」を目的とした車両の姿勢制御装置が提案されている。具体的には、「マスタシリンダに対し上記 4 つのブレーキシリンダの内的一对づつを

50

個別に連通させる２系統のブレーキ配管と、この各系統のブレーキ配管と上記マスタシリンダとの間を開閉可能に遮断する一対のカットバルブと、上記２系統のブレーキ配管に対し個別にブレーキ圧を供給可能に配設された液圧源とを備え」、「上記姿勢制御手段として、上記一対のカットバルブを共に閉作動状態にして上記マスタシリンダと全ブレーキシリンダとを遮断状態にすることにより、各ブレーキシリンダに対し上記液圧源からブレーキ圧を個別に供給するよう制御する基本制御部と、ドライバによるブレーキ操作が上記ブレーキ操作検出手段により検出されたとき、上記一対のカットバルブの内の一方を開放状態に切り替えるよう制御する開作動制御部とを備える構成」が開示されている。

【 0 0 0 4 】

また、下記の特許文献 3 には、トラクションコントロール装置及び／又はビークルダイナミックコントロール装置を備えた車両ブレーキ装置が開示され、次のように説明されている。即ち、「ブレーキ圧形成のために各ブレーキ回路に付加ポンプを有しており、そして付加ポンプはマスタブレーキシリンダに直接的に接続されている。付加ポンプの吸込み側とマスタブレーキシリンダの間には、絞りとして作用しひいてはブレーキ圧形成を遅らせる可能性のあるハイドロリック式の構成エレメントは配置されていない」とし、更に「本発明には、マスタブレーキシリンダの不操作時における迅速なブレーキ圧形成という利点がある」として、付加ポンプの吸込み側の改良とそれによる効果が説明されている。

【 0 0 0 5 】

更に、特許文献 3 には、差圧弁に関し、「切換え弁 1 4 は制御可能な差圧弁として形成されており、つまりホイールブレーキシリンダ側とマスタブレーキシリンダ側との間における圧力差は調節可能であり、この場合ホイールブレーキシリンダ側における圧力の方が高い。図示の実施例において切換え弁 1 4 は、差圧に対して正比例する電磁弁である」と記載され、「車輪のうちの 1 つにおいてロック傾向又はスリップが生じると、又は電子制御装置 3 0 がそのジャイロスコープ 3 4 を用いて車両の横滑りのおそれを認識すると、ポンプモータ 2 6 が投入接続される。車輪個々のブレーキ圧調整は自体公知の形式で戻しフィードポンプ 2 4、ブレーキ圧形式弁 1 8 及びブレーキ圧降下弁 2 0 を用いて行われる」旨、記載されている。

【 0 0 0 6 】

一方、下記の特許文献 4 には、ブレーキバイワイヤシステムに供するリニア差圧弁が開示されている。このリニア差圧弁については、同特許文献 3 の図 1 に示され、「リニア差圧弁 2 0、2 1 は、弁体の連通位置ではリザーバ 2 と各ホイールシリンダ 3、4 との間のブレーキ液の流動をほぼ流動抵抗の無い状態で許容する。また差圧位置に弁体が存在する状態はソレノイドへ指令される通電電流値によって制御され、弁体の弁座からのリフト量が調整される。そして差圧位置では、このリフト量に応じて、管路 5 2、5 3 の完全遮断状態から絞り状態を調整できる。たとえば、リフト量が弁座からの中間位置程度であれば、管路の絞り状態であり、ホイールシリンダ 3、4 側からリザーバ 2 側へのブレーキ液の流動を制限することにより、ホイールシリンダ 3、4 側のブレーキ液圧（ホイールシリンダ圧）をリザーバ 2 側との差圧をもって保持することができる」と説明されている。更に、下記の特許文献 5 には、ブレーキ液収容時に液圧ポンプの吸引側連通路の遮断機能を有するリザーバ（特許文献 5 の図 6 に 2 0 0 で示す）が開示されている。

【 0 0 0 7 】

また、下記の特許文献 6 においては、車両の運動制御中に運転者がブレーキ操作を行った場合に、減速応答性を向上させるため、車輪制動力検出手段により車両の各車輪に作用する制動力を検出し、運動制御手段による制御中に運動制御手段の制御対象でない非制御車輪の制動力が制御対象である制御車輪の制動力を越えた時に、運動制御手段による制御車輪の制御を禁止するように構成された車両の運動制御装置が提案されている。そして、運動制御手段は、車両のヨーモーメントを安定方向に修正するため全車輪のうち第 1 の車輪に制動力を付与する回頭制御手段と、車両を減速させるために全車輪のうち第 1 の車輪を除く第 2 の車輪に制動力を付与する減速制御手段によって構成されている。

【 0 0 0 8 】

10

20

30

40

50

更に、上記の車輪制動力検出手段として、特許文献6には、車輪速度センサにより検出された各車輪の減速度を演算する車輪減速度演算手段が例示され、マスタシリンダ圧センサやホイールシリンダ圧センサ等の高価な圧力センサを使用する必要がないとしている。具体的には、ブレーキスイッチ（ストップスイッチ）のオン時間が所定時間以上で、非制御輪の加速度が所定値より小さく、且つ非制御輪の加速度が減速制御輪の加速度より小さいときには、減速制御が禁止されるように構成されている。

【0009】

【特許文献1】特許第3058172号公報
 【特許文献2】特開平10-211873号公報
 【特許文献3】特表2000-503279号公報
 【特許文献4】特開平11-301435号公報
 【特許文献5】特開平9-240455号公報
 【特許文献6】特開平10-24821号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

上記特許文献2及び3に記載の装置においては、何れも、車両運動時の安定性を維持する制御（以下、車両の安定化制御という）を行なう場合には、マスタシリンダとの連通を遮断した状態で、液圧ポンプの出力液圧を供給し、これをブレーキ圧形成弁（増圧弁）とブレーキ圧降下弁（減圧弁）を開閉制御することを前提としている。このため、特許文献2に記載のように、安定化制御中にブレーキ操作に応じて出力されたマスタシリンダ液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサが必要となり、特許文献3に記載の装置においても、同様の液圧センサが必要となるものと推測される。

【0011】

このようなマスタシリンダの液圧を検出する液圧センサは非常に高価であり、車両の安定化制御中にブレーキペダルが操作されたことを検出する必要がなければ、これを省略することにより大幅なコストダウンが可能となる。これに対し、例えば、特許文献4に記載のようになりニア差圧弁、あるいは従来周知のリニア電磁弁等を活用すると共に、車両の安定化制御における開閉弁等の制御形態を従前の制御形態とは異なるものとすることにより、マスタシリンダ液圧センサを設けることなく、円滑に車両の安定化制御を行なうことが可能となる。

【0012】

一方、前掲の特許文献6においては、マスタシリンダ圧センサやホイールシリンダ圧センサ等の高価な圧力センサを使用することなく、非制御車輪の制動力が制御対象である制御車輪の制動力を越えた時に、運動制御手段による制御車輪の制御を禁止する旨記載されているが、これは非制御車輪と制御車輪の制動力の比較結果に応じた減速制御であり、ブレーキペダル操作に応じたブレーキ液圧の増加を直接利用するものではない。また、特許文献6に記載の装置は電磁弁の数が多く、同文献に記載の構成によっては、更に簡単な構成でブレーキペダル操作時の非制御輪の制御を行うことは困難である。

【0013】

そこで、本発明は、マスタシリンダ液圧センサを必要とすることなく、簡単な構成で適切に車両の安定化制御を行うと共に、安定化制御中のブレーキペダル操作時には適切に制動力を付与し得る安価な運動制御装置を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0014】

上記の課題を達成するため、本発明は、請求項1に記載のように、車両の各車輪に装着するホイールシリンダと、該ホイールシリンダに連通する液圧システムを、夫々対のホイールシリンダを含む液圧システムに二分し、各液圧システムに対しブレーキペダルの操作に応じてブレーキ液圧を供給するマスタシリンダと、該マスタシリンダと前記ホイールシリンダの各々との間に介装し、開位置にあるときには前記マスタシリンダのブレーキ液圧を前記ホイ

10

20

30

40

50

ールシリンダの各々に供給する常開の開閉弁と、該常開の開閉弁と前記ホイールシリンダの各々との間に接続し、開位置にあるときには前記ホイールシリンダの各々を減圧する常閉の開閉弁と、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧を所望の圧力に調整する比例差圧弁手段と、前記マスタシリンダとは独立し前記ブレーキペダルの操作とは無関係にブレーキ液圧を発生し、前記比例差圧弁手段と前記各液圧系統の常開の開閉弁との間にブレーキ液圧を供給する自動液圧発生装置と、前記車両の状態量を検出する車両状態量検出手段と、前記各液圧系統のうちの一方のホイールシリンダを非制御対象とし他方のホイールシリンダを制御対象とした場合において、該他方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁が開位置で常閉の開閉弁が閉位置という常態位置にあって、前記一方のホイールシリンダに接続された常閉の開閉弁が閉位置という常態位置であるときに、前記一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とし、前記ブレーキペダルの操作とは無関係に前記一方のホイールシリンダのブレーキ液圧を0とした状態で、前記車両状態量検出手段の検出結果に基づき、前記自動液圧発生装置を駆動制御すると共に前記比例差圧弁手段を駆動制御し、前記開位置にある常開の開閉弁を介して前記他方のホイールシリンダのブレーキ液圧を制御すると共に、前記車両状態量検出手段の検出結果に基づく前記比例差圧弁手段の駆動制御中に前記ブレーキペダルが操作されたときには、前記マスタシリンダのブレーキ液圧を前記他方のホイールシリンダに加算する制御手段とを備えることとしたものである。

10

【0015】

20

前記車両状態量検出手段は、請求項2に記載のように、前記車両の実ヨーレイトを検出するヨーレイト検出手段を備えたものとし、前記制御手段は、前記車両の目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段と、該目標ヨーレイト設定手段が設定した目標ヨーレイトと前記ヨーレイト検出手段が検出した実ヨーレイトとの偏差を演算するヨーレイト偏差演算手段とを備えたものとし、該ヨーレイト偏差演算手段の演算結果に基づき、前記自動液圧発生装置を駆動制御すると共に、前記各液圧系統のうちの一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とし、且つ前記一方のホイールシリンダを含む液圧系統のうちの他方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を開位置とした状態で、前記比例差圧弁手段を駆動制御するように構成することができる。

【0016】

30

前記比例差圧弁手段は、請求項3に記載のように、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記制御手段によって、前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧を所望の圧力に調整する比例電磁弁と、該比例電磁弁に並列に配置し、所定の上限圧で前記常開の開閉弁側から前記マスタシリンダ側へのブレーキ液の流れを許容するリリーフ弁を備えたものとする。あるいは、前記比例差圧弁手段は、請求項4に記載のように、前記マスタシリンダと前記各液圧系統の常開の開閉弁との間に介装し、前記制御手段によって連通位置と差圧位置を切り換え、差圧位置では前記マスタシリンダ側の液圧と前記常開の開閉弁側の液圧との差圧に応じて流路を制限し所望の圧力に調整する比例差圧弁を備えたものとしてもよい。

【0017】

40

上記の車両の運動制御装置において、請求項5に記載のように、前記常閉の開閉弁に接続し、前記ホイールシリンダの減圧時のブレーキ液を貯留するリザーバを備えたものとし、前記自動液圧発生装置を、前記制御手段の出力に応じて前記リザーバ及び前記マスタシリンダの少なくとも一方のブレーキ液を吸入して昇圧しブレーキ液圧を出力する液圧ポンプを具備したものとすることができる。

【発明の効果】

【0018】

本発明は上述のように構成されているので以下の効果を奏する。即ち、請求項1に記載の車両の運動制御装置においては、各液圧系統のうちの一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とした状態で、車両状態量検出手段の検出結果に基づき、自動

50

液圧発生装置を駆動制御すると共に、各液圧系統のうち一方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を閉位置とし、且つ一方のホイールシリンダを含む液圧系統のうち他方のホイールシリンダに接続された常開の開閉弁を開位置とした状態で、比例差圧弁手段を駆動制御し、車両の安定性を維持するように制御されるので、マスタシリンダの出力液圧を検出するセンサを必要とすることなく、簡単且つ安価な構成により、適切に車両の安定化制御を行うことができる。しかも、安定化制御中のブレーキペダル操作時には、安定化制御効果を維持しつつ、制動力の付与による減速効果を確保することができる。

【0019】

そして、前記車両状態量検出手段を請求項2に記載のように構成すれば、容易に、上記比例差圧弁手段等を駆動制御することができる。また、前記比例差圧弁手段を請求項3又は請求項4に記載のように構成すれば、容易且つ安価な装置を提供することができる。更に、前記自動液圧発生装置を、請求項5に記載のように構成すれば、容易且つ安価な装置を提供することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

以下、本発明の望ましい実施形態を図面を参照して説明する。図1は本発明の一実施形態に係る車両の運動制御装置の構成を示すもので、ホイールシリンダに連通する液圧系統が二分された液圧系統のうち一方の液圧系統(HC1)を示し、これと実質的に同一の他方の液圧系統(HC2)は省略している。図1において、ブレーキペダルBPの操作に応じて各液圧系統にブレーキ液圧を供給するマスタシリンダMCと、車輪RW及びFWに装着されたホイールシリンダWr及びWfの各々とマスタシリンダMCとの間に夫々、常開の電磁開閉弁(以下、常開弁という)NOr及びNOFが介装され、これらと後述する比例電磁弁SCを介して、ホイールシリンダWr及びWfの各々にブレーキ液圧が供給されるように構成されている。

20

【0021】

また、常開弁NOr及びNOFとホイールシリンダWr及びWfの各々との間が夫々、常閉の電磁開閉弁(以下、常閉弁という)NCr及びNCfを介してリザーバRSに接続されている。而して、これらの常閉弁NCr及びNCfが開位置とされると、ホイールシリンダWr及びWfが夫々減圧される。そして、マスタシリンダMCと常開弁NOr及びNOFとの間に比例電磁弁SCが介装されている。この比例電磁弁SCとリリーフ弁RVによって比例差圧弁PDが構成されており、比例電磁弁SCを駆動制御することによって、リリーフ弁RVの設定上限圧の範囲内で、マスタシリンダMC側の液圧と常開弁NOr及びNOF側の液圧との差圧を所望の圧力に調整することができる。

30

【0022】

更に、ブレーキペダルBPの操作とは無関係にブレーキ液圧を発生し、本発明の自動液圧発生装置として機能する液圧ポンプHPが配設され、その出力液圧が比例電磁弁SCと常開弁NOr及びNOFとの間に供給されるように構成されている。本実施形態では、液圧ポンプHPの吸込側はリザーバRSに接続されると共に、常閉の電磁開閉弁で構成された吸込弁SIを介してマスタシリンダMCに接続されている。

【0023】

本実施形態では、車両状態量検出手段SDが図1に示すように構成されており、ヨーレイト検出手段YDによって車両の実ヨーレイトが検出され、その検出結果が制御手段MBに供給される。そして、本実施形態の制御手段MBには、図1に破線で示すように車両の目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段MYと、ここで設定された目標ヨーレイトとヨーレイト検出手段YDで検出された実ヨーレイトとの偏差を演算するヨーレイト偏差演算手段MDが構成されている。

40

【0024】

而して、制御手段MBにて、車両状態量検出手段SDに基づき、液圧ポンプHPが駆動されると共に、一方のホイールシリンダ(非制御輪たる車輪FWのホイールシリンダWf)に接続された常開弁NOFが閉位置とされ、他方のホイールシリンダ(例えば制御輪た

50

る車輪RWのホイールシリンダWr)に接続された常開弁NO rが開位置の状態、ヨーレイト偏差演算手段MDの演算結果に応じて比例電磁弁SCが駆動制御され、他方のホイールシリンダ(Wr)内のブレーキ液圧が適切に調整される。

【実施例1】

【0025】

図2は、上記図1の構成を含む車両制御システムを一実施例として示すもので、そのブレーキ液圧系は例えば図3に示すように構成されている。図2において、エンジンEGはスロットル制御装置TH及び燃料噴射装置FIを備えた内燃機関で、スロットル制御装置THにおいてはアクセルペダルAPの操作に応じてスロットル開度が制御される。また、図1の制御手段MBを構成する電子制御装置ECUの出力に応じて、スロットル制御装置THのスロットル開度が制御されると共に、燃料噴射装置FIが駆動され燃料噴射量が制御されるように構成されている。

10

【0026】

図2において、車輪FLは運転席からみて前方左側の車輪を示し、以下車輪FRは前方右側、車輪RLは後方左側、車輪RRは後方右側の車輪を示しており、車輪FL, FR, RL, RRには夫々ホイールシリンダWfl, Wfr, Wrl, Wrrが装着されている。本実施例においては、エンジンEGは変速制御装置GS及びディファレンシャル装置DFを介して車両後方の車輪RL, RRに連結されており、電子制御装置ECUの出力に応じて変速制御装置GSを制御し、自動的にシフトダウンすることによってエンジンブレーキを付与し、車体速度を低下させることができる。尚、図2では所謂後輪駆動方式が構成されているが、本発明は前輪駆動方式あるいは四輪駆動方式の何れにも適用でき、後輪駆動方式に限るものではない。

20

【0027】

車輪FL, FR, RL, RRには車輪速度センサWS1乃至WS4が配設され、これらが電子制御装置ECUに接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス数のパルス信号が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。更に、ブレーキペダルBPがストロークしたときオンとなるストップスイッチBS、車両の操舵角を検出する操舵角センサSR、ヨーレイトセンサYS、横加速度センサYG、及びスロットルセンサ(図示せず)等が電子制御装置ECUに接続されている。而して、電子制御装置ECUによってエンジンEG及び/又はブレーキ液圧制御装置BCが駆動されるように構成されている。尚、ブレーキ液圧制御装置BCの具体的な構成及び作用については図3を参照して後述する。

30

【0028】

電子制御装置ECUはマイクロコンピュータCMPを有し、図2に示すように、入力ポートIPT、出力ポートOPT、プロセッシングユニットCPU、メモリROM及びメモリRAM等がバスを介して相互に接続されている。上記車輪速度センサWS1乃至WS4、ヨーレイトセンサYS、横加速度センサYG、操舵角センサSR、ストップスイッチBS等の出力信号は増幅回路(代表してAMPで表す)を介して夫々入力ポートIPTからプロセッシングユニットCPUに入力されるように構成されている。また、出力ポートOPTからは駆動回路(代表してACTで表す)を介してスロットル制御装置TH及びブレーキ液圧制御装置BCに夫々制御信号が出力されるように構成されている。マイクロコンピュータCMPにおいては、メモリROMは図4等に示したフローチャートに対応したプログラムを記憶し、プロセッシングユニットCPUはイグニッションスイッチ(図示せず)が閉成されている間当該プログラムを実行し、メモリRAMは当該プログラムの実行に必要な変数データを一時的に記憶する。而して、電子制御装置ECU内に図1の制御手段MBが構成されており、後述のように処理される。

40

【0029】

次に、上記のブレーキ液圧制御装置BCを含むブレーキ液圧系について、図3を参照して説明する。本実施例においては、ブレーキペダルBPの操作に応じてバキュームブースタVBを介してマスタシリンダMCが倍圧駆動され、低圧リザーバルRS内のブレーキ液

50

が昇圧されて車輪FR, RL側及び車輪FL, RR側の液圧系統にマスタシリンダ液圧が出力されるように構成されている。本実施例のマスタシリンダMCはタンデム型のマスタシリンダで、二つの圧力室が夫々第1及び第2の液圧系統HC1及びHC2に接続されている。即ち、第1の圧力室MCaは車輪FR, RL側の第1の液圧系統HC1に連通接続され、第2の圧力室MCbは車輪FL, RR側の第2の液圧系統HC2に連通接続される。尚、本実施例では所謂X配管が構成されているが、前後配管としてもよい。

【0030】

本実施例の車輪FR, RL側の第1の液圧系統HC1においては、第1の圧力室MCaは主液圧路MF及びその分岐液圧路MFr, MF1を介して夫々ホイールシリンダWfr, Wrlに接続され、主液圧路MFには図1の比例電磁弁SCと同様の比例電磁弁SC1
10
が介装されている。また、第1の圧力室MCaは補助液圧路MFcを介して後述する逆止弁CV5, CV6の間に接続され、補助液圧路MFcには図1の吸込弁SIと同様の吸込弁SI1が介装されている。

【0031】

更に、比例電磁弁SC1に対して並列に、マスタシリンダMCから下流側（ホイールシリンダWfr, Wrl方向）へのブレーキ液の流れを制限し、下流側のブレーキ液圧がマスタシリンダMC側のブレーキ液圧に対し所定の差圧以上大となったときにマスタシリンダMC方向へのブレーキ液の流れを許容するリリーフ弁RV1と、下流側（ホイールシリンダWfr, Wrl方向）へのブレーキ液の流れを許容し逆方向の流れを禁止する逆止弁AV1が介装されている。リリーフ弁RV1は、液圧ポンプHP1から吐出される加圧ブ
20
レーキ液がマスタシリンダMCの出力液圧より所定の差圧以上大となったときに、マスタシリンダMCを介して低圧リザーバルRSにブレーキ液を還流するもので、これにより液圧ポンプHP1の吐出ブレーキ液が所定の圧力以上に上昇しないように調圧される。本実施例においては、このリリーフ弁RV1と比例電磁弁SC1によって比例差圧弁PD1が構成されており、電子制御装置ECUによって比例電磁弁SC1が制御され、リリーフ弁RV1で設定される所定の上限圧の範囲内で、マスタシリンダMC側の液圧と常開弁NOfr及びNOrl側の液圧との差圧が無段階で所望の圧力に調整される。尚、逆止弁AV1の存在により、比例電磁弁SC1が閉位置であっても、ブレーキペダルBPが踏み込まれた場合にはホイールシリンダWfr, Wrl内のブレーキ液圧が増圧され得る。

【0032】

分岐液圧路MFr, MF1には夫々、図1の常開弁NOf及びNOrと同様の常開弁NOfr及びNOrlが介装されている。また、これらと並列に夫々逆止弁CV1, CV2が介装されている。逆止弁CV1, CV2は、マスタシリンダMC方向へのブレーキ液の流れを許容しホイールシリンダWfr, Wrl方向へのブレーキ液の流れを制限するもので、これらの逆止弁CV1, CV2及び第1の位置（図示の状態）の比例電磁弁SC1を介してホイールシリンダWfr, Wrl内のブレーキ液がマスタシリンダMCひいては低
30
圧リザーバルRSに戻されるように構成されている。而して、ブレーキペダルBPが解放されたときに、ホイールシリンダWfr, Wrl内の液圧はマスタシリンダMC側の液圧低下に迅速に追従し得る。また、ホイールシリンダWfr, Wrlに連通接続される排出側の分岐液圧路Rfr, RF1に、図1の常閉弁NCf及びNCrと同様の常閉弁NCfr及びNCrlが介装されており、分岐液圧路Rfr, RF1が合流した排出液圧路RFは図1のリザーバルRSと同様のリザーバRS1に接続されている。

【0033】

車輪FR, RL側の第1の液圧系統HC1においては、常開弁NOfr及びNOrlの上流側で分岐液圧路MFr, MF1に連通接続する液圧路MFpに、液圧ポンプHP1が介装され、その吸込側には逆止弁CV5, CV6を介してリザーバRS1が接続されてい
40
る。また、液圧ポンプHP1の吐出側は、逆止弁CV7及びダンパDP1を介して夫々常開弁NOfr及びNOrlに接続されている。液圧ポンプHP1は、液圧ポンプHP2と共に一つの電動モータMによって駆動され、吸込側からブレーキ液を導入し所定の圧力に昇圧して吐出側から出力するように構成されている。リザーバRS1は、マスタシリンダ
50

MCの低圧リザーバルRSとは別に設けられるもので、アキュムレータということもでき、ピストンとスプリングを備え、種々の制御に必要な容量のブレーキ液を貯蔵し得るように構成されている。

【0034】

マスタシリンダMCは補助液圧路MFCを介して液圧ポンプHP1の吸込側の逆止弁CV5と逆止弁CV6との間に連通接続されている。逆止弁CV5はリザーバルRS1へのブレーキ液の流れを阻止し、逆方向の流れを許容するものである。また、逆止弁CV6、CV7は液圧ポンプHP1を介して吐出されるブレーキ液の流れを一定方向に規制するもので、通常は液圧ポンプHP1内に一体的に構成されている。而して、吸込弁SI1は、図3に示す常態の閉位置でマスタシリンダMCと液圧ポンプHP1の吸込側との連通が遮断され、開位置でマスタシリンダMCと液圧ポンプHP1の吸込側が連通するように切り換えられる。

10

【0035】

車輪FL, RR側の第2の液圧系統HC2においても同様に、比例差圧弁PD2を構成するリザーバルRS2及び比例電磁弁SC2をはじめ、ダンパDP2、吸込弁SI2、常開弁NOF1及びNORr、常閉弁NCF1及びNCRr、逆止弁CV3, CV4, CV8乃至CV10、リリース弁RV2並びに逆止弁AV2が配設されている。液圧ポンプHP2は、電動モータMによって液圧ポンプHP1と共に駆動され、電動モータMの起動後は両液圧ポンプHP1, HP2は連続して駆動される。上記比例電磁弁SC2、吸込弁SI2、常開弁NOF1及びNORr、並びに常閉弁NCF1及びNCRrは前述の電子制御装置ECUによって駆動制御され、車両の安定化制御が行なわれる。

20

【0036】

上記の構成になるブレーキ液圧系において、通常のブレーキ作動時においては、各電磁弁は図3に示す常態位置にあり、電動モータMは停止している。この状態でブレーキペダルBPが踏み込まれると、マスタシリンダMCの第1及び第2の圧力室Mca, Mcbから、マスタシリンダ液圧が夫々車輪FR, RL側及び車輪FL, RR側の液圧系統に出力され、比例電磁弁SC1, SC2並びに常開弁NOFr, NORl, NOF1, NORrを介して、ホイールシリンダWfr, Wrl, Wfl, Wrrに供給される。

【0037】

これに対し、アンチスキッド制御が開始し、例えば車輪RLに付与される制動力が制御される場合には、他方の車輪FR側の常開弁NOFrは閉位置とされて保持状態とされる。そして、減圧モードでは、常開弁NORlが閉位置とされると共に、常閉弁NCRlが開位置とされる。これにより、ホイールシリンダWrlは常閉弁NCRlを介してリザーバルRS1に連通し、ホイールシリンダWrl内のブレーキ液がリザーバルRS1内に流出し減圧される。

30

【0038】

ホイールシリンダWrlがパルス増圧モードとなると、常閉弁NCRlが閉位置とされた後に常開弁NORlが開位置とされ、マスタシリンダMCからマスタシリンダ液圧が開位置の比例電磁弁SC1及び常開弁NORlを介してホイールシリンダWrlに供給される。そして、常開弁NORlが駆動制御され、ホイールシリンダWrl内のブレーキ液は増圧と保持が繰り返されてパルスの増大し、緩やかに増圧される。ホイールシリンダWrlに対し急増圧モードが設定されたときには、常閉弁NCRlが閉位置とされた後、常開弁NORlが開位置とされ、マスタシリンダMCからマスタシリンダ液圧が供給される。そして、ブレーキペダルBPが解放され、ホイールシリンダWrlの液圧よりマスタシリンダ液圧の方が小さくなると、ホイールシリンダWrl内のブレーキ液が逆止弁CV2及び開位置の比例電磁弁SC1を介してマスタシリンダMC、ひいては低圧リザーバルRSに戻る。このようにして、車輪毎に独立した制動力制御が行なわれる。

40

【0039】

一方、車両安定化制御においては、制御対象のホイールシリンダに対して上記のような常閉弁を開位置として減圧するような減圧制御が行われることはなく、常開弁は開位置で

50

常閉弁は閉位置という通常時の状態で、比例電磁弁が車両状態に応じて駆動制御されることによって、制御対象のホイールシリンダ液圧が調整されるように構成されている。例えば、ホイールシリンダ $W r 1$ が車両安定化制御の制御対象であるときには、同一の液圧系統で非制御対象となるホイールシリンダ $W f r$ 側の常開弁 $N O f r$ が閉位置とされるが、常開弁 $N O r 1$ 及び常閉弁 $N C r 1$ はそのまま（図 3 に示す常態位置）で、比例電磁弁 $S C 1$ が車両状態に応じて駆動制御され、ホイールシリンダ $W r 1$ 内が所望の液圧に調整される。

【 0 0 4 0 】

上記のように構成された本実施例においては、電子制御装置 ECU により、図 4 に示すように車両安定化制御が行なわれる。イグニッションスイッチ（図示せず）が閉成されると、先ず図 4 のステップ 1 0 1 にて初期化が行なわれ、各種の演算値がクリアされた後、ステップ 1 0 2 以降に進み、ステップ 1 0 2 乃至 1 0 8 の処理が所定の周期で繰り返される。ステップ 1 0 2 においては、車輪速度センサ $W S 1$ 乃至 $W S 4$ 、ヨーレイトセンサ $Y S$ 、横加速度センサ $Y G$ 、操舵角センサ $S R$ 、ストップスイッチ $B S$ 等の検出信号で、車両状態量を表わす車輪速度 $V w$ 、ヨーレイト $Y a$ 、横加速度 $G y$ 、操舵角 $A s$ 等が読み込まれ、適宜フィルタ処理され、順次メモリに格納される。

【 0 0 4 1 】

次に、ステップ 1 0 3 に進み、車輪速度センサ $W S 1$ 乃至 $W S 4$ の出力信号（ $V w$ ）に基づき、各車輪の基準車輪速度 $V r$ が演算され、これが微分されて車輪加速度が演算される。尚、本実施形態においては、各車輪に関し、車両の重心位置での速度に換算された後、各車輪の基準車輪速度 $V r$ が演算される。続いて、ステップ 1 0 4 にて推定車体速度 $V s$ が演算され、ステップ 1 0 5 にて実スリップ率 $S a$ （ $= (V s - V r) / V s$ 、あるいは車輪スリップ）が演算される。尚、これらステップ 1 0 3 乃至 1 0 5 の処理の詳細は前掲の特許文献 6 に記載されている。

【 0 0 4 2 】

更に、ステップ 1 0 6 に進み、上記の車両状態量に基づき、目標ヨーレイトが演算される。ここでは、オーバーステア抑制制御用の目標ヨーレイト $Y t o$ と、アンダーステア抑制制御用の目標ヨーレイト $Y t u$ が次のように設定される。先ず、目標ヨーレイト $Y t o$ は上記の横加速度 $G y$ 及び推定車体速度 V に基づき、 $Y t o = G y / V$ に設定される。そして、目標ヨーレイト $Y t u$ は、上記の横加速度 $G y$ 、操舵角 $A s$ 及び推定車体速度 V 等に基づき次のように設定される。

$$Y t u = G y / V + C [(V \cdot A s) / \{ N \cdot L \cdot (1 + K \cdot V ^ 2) \} - G y / V]$$

ここで、 N はステアリングギヤ比、 L はホイールベース、 K はスタビリティファクタ、 C は重み付け係数を表わす。

【 0 0 4 3 】

続いて、ステップ 1 0 7 において、ヨーレイトセンサ $Y S$ によって検出された実ヨーレイト $Y a$ と目標ヨーレイト $Y t o$ とのヨーレイト偏差 $Y t o$ （ $= Y t o - Y a$ ）、又は目標ヨーレイト $Y t u$ とのヨーレイト偏差 $Y t u$ （ $= Y t u - Y a$ ）が演算され、これらに基づきステップ 1 0 8 にて車両安定化制御が行なわれる。即ち、過度のオーバーステア及び/又は過度のアンダーステアを抑制するための制御が行なわれるが、これについては図 5 を参照して後述する。尚、ヨーレイト偏差 $Y t o$ が負の値であるときにはオーバーステアと判定され、それ以外ではアンダーステアと判定される。

【 0 0 4 4 】

図 5 は、車両安定化制御の処理を示すもので、ステップ 2 0 1 において必要に応じ開始特定制御が行なわれた後、ステップ 2 0 2 にて、偏差 $Y t o$ の絶対値が所定の基準値 $K o$ と比較され、基準値 $K o$ 以上であると過度のオーバーステアと判定され、ステップ 2 0 3 に進みオーバーステア抑制制御が行なわれる。ステップ 2 0 2 にてヨーレイト偏差（以下、単に偏差という） $Y t o$ の絶対値が所定の基準値 $K o$ 未満と判定されると、ステップ 2 0 4 に進み、偏差 $Y t u$ が所定の基準値 $K u$ と比較され、基準値 $K u$ 以上であると過度のアンダーステアと判定され、ステップ 2 0 5 に進みアンダーステア抑制制御が行な

われる。本実施例では、一つの液圧系統の中で、車両の旋回方向を基準に、前方外側の車輪FR（又はFL）が非制御輪とされ、これに対し対角線上に位置する後方内側の車輪RL（又はRR）に対し制動力が付与され、所謂、対角制御が行なわれるように構成されている。即ち、前方外側の車輪FR（又はFL）のホイールシリンダ液圧は保持状態とされ、後方内側の車輪RL（又はRR）のホイールシリンダWr1（又はWr r）のホイールシリンダ液圧が制御される。これらの制御終了後、ステップ206にて終了特定制御が行なわれ、図4のメインルーチンに戻る。

【0045】

例えば、上記ステップ205にて行なわれるアンダーステア抑制制御中にブレーキペダルBPが踏み込まれたときの状況を、図6及び図7を参照して説明する。先ず、図7に示すように例えば車両が左旋回中にアンダーステア抑制制御が開始すると、図6の(C)に示すように、第1の液圧系統HC1における後方内側の車輪RLが制御輪とされ、ts時に電動モータMの駆動が開始し液圧ポンプHP1（HP2）から液圧が出力されると共に、開位置の開閉弁NO r1を介してホイールシリンダWr1内のホイールシリンダ液圧が加圧されるが、対角輪の前方外側の車輪FRは非制御輪とされ開閉弁NO f rが閉位置とされる。従って、図6の(B)に示すようにホイールシリンダW f rのホイールシリンダ液圧は保持状態とされるので、制動力は付与されない。他の二輪（FL、RR）についても、この間は図6の(D)及び(E)に示すように制動力は付与されない。これにより、図7に白抜き矢印で示すように制動力が付与される。

【0046】

この状態（アンダーステア抑制制御状態）で、例えばta時にブレーキペダルBPが踏み込まれると、図6の(A)に実線で示すようにマスタシリンダ液圧が出力される（図6の(A)の実線はブレーキペダルBPの操作後、保持した状態を示し、操作を続けると破線の特性となる）。この結果、図6の(D)及び(E)に示すように、第2の液圧系統HC2の車輪FL及びRRのホイールシリンダW f l及びW r rに対しマスタシリンダMCからマスタシリンダ液圧が供給されると共に、図6の(C)に示すように、後方内側の車輪RLのホイールシリンダWr1のホイールシリンダ液圧が比例電磁弁SC1によって制御され、制御中の液圧Pcに対しマスタシリンダ液圧Pmが加算され、嵩上げされた値となる。そして、tb時に制御が終了すると、ホイールシリンダWr1のホイールシリンダ液圧はマスタシリンダ液圧Pmまで低下する。尚、この間、非制御輪側の常開弁NO f rは閉位置に維持されており、ホイールシリンダW f rのホイールシリンダ液圧は保持状態とされるので加圧されることはない。

【0047】

以上のように、後方内側の車輪RLが制御輪とされたアンダーステア抑制制御中に、ブレーキペダルBPが踏み込まれると（図6のta時）、制御輪の後方内側の車輪RLを含み三つの車輪に制動力が付与されるので、適切な減速度が確保される。このとき、ヨーモーメントは図7の点描矢印で示すように加算されるので、アンダーステア抑制制御が促進され、過度のアンダーステアが一挙に抑制されて収束する。従って、車両の安定化制御効果を維持しつつ減速効果を確保することができる。尚、図6においては対角制御によるアンダーステア抑制制御に関するものであるが、本実施例ひいては本発明はオーバーステア抑制制御においても適用可能であり、適切に車両安定化制御を行なうことができる。

【実施例2】

【0048】

図8は、図2のブレーキ液圧制御装置BCを含むブレーキ液圧系の他の実施例を示すもので、図3の実施例に比べ、電磁弁が2個少ない計10個の電磁弁で構成されている。これを実現するため、比例差圧弁PD1及びPD2に代えて比例差圧弁PD a及びPD bが用いられ、吸込弁S I1及びS I2並びにリザーバRS1及びRS2に代えてリザーバRS a及びRS bが用いられている。これらの比例差圧弁PD a及びPD bの構成は前掲の特許文献4にリニア差圧弁20等として開示された弁手段（単体）と同様であり、またリザーバRS a及びRS bは前掲の特許文献5にリザーバ200として開示された貯留手段

10

20

30

40

50

(単体)と同様であるので、これらの詳細な説明は省略する。尚、本実施例における制御形態は、前掲の特許文献4及び5に記載の制御形態とは本質的に異にしており、前掲の特許文献2及び3に記載の制御形態とも異なる。

【0049】

即ち、本実施例においては、比例差圧弁PDa及びPDbは、従来の所謂マスタシリンダカット弁とは異なり、図3の比例差圧弁PD1及びPD2と同様の差圧弁機能を有する。即ち、電子制御装置ECUによって比例差圧弁PDa(又はPDb)の連通位置と差圧位置が切り換えられ、差圧位置ではマスタシリンダMC側の液圧と常開弁NOfr、NOrr側の液圧との差圧に応じて流路が制限されて所望の圧力に調整される。そして、前述の図3の実施例と同様、常開弁NOfr、NOrr等がカット弁として機能する。

10

【0050】

而して、例えば車両が左旋回中にアンダーステア抑制制御が開始すると、第1の液圧系統HC1における後方内側の車輪RLが制御輪とされ、そのホイールシリンダWr1内のホイールシリンダ液圧が加圧されるが、対角輪の前方外側の車輪FRは非制御輪とされ、そのホイールシリンダWfrのホイールシリンダ液圧は保持状態とされるので、加圧されない。同様に、他の二輪(FL、RR)についても制動力は付与されない。尚、この状態(アンダーステア抑制制御状態)でブレーキペダルBPが踏み込まれると、前述の図6のta時以降と同様に作動し、適切な減速度が確保される。

【図面の簡単な説明】

【0051】

20

【図1】本発明の車両の運動制御装置の一実施形態を示す構成図である。

【図2】本発明の一実施例に係る運動制御装置の全体構成を示す構成図である。

【図3】本発明の一実施例におけるブレーキ液圧系を示す構成図である。

【図4】本発明の一実施例における車両の運動制御全体の処理を示すフローチャートである。

【図5】本発明の一実施例における車両安定化制御の処理を示すフローチャートである。

【図6】本発明の一実施例において、後方内側の車輪に対する制動制御中にブレーキペダルが操作されたときの各車輪のホイールシリンダ液圧を示すグラフである。

【図7】本発明の一実施例においてアンダーステア状態で後方内側の車輪に対する制動制御中にブレーキペダルが操作されたときの各車輪に付与される制動力を示す説明図である

30

【図8】本発明におけるブレーキ液圧系の他の実施例を示す構成図である。

【符号の説明】

【0052】

EG エンジン

YS ヨーレイトセンサ

ECU 電子制御装置

BP ブレーキペダル

BS ストップスイッチ

MC マスタシリンダ

FR, FL, RR, RL 車輪

Wfr, Wfl, Wrr, Wr1 ホイールシリンダ

HC1, HC2 液圧系統

PD1, PD2 比例差圧弁手段

SC1, SC2 比例電磁弁

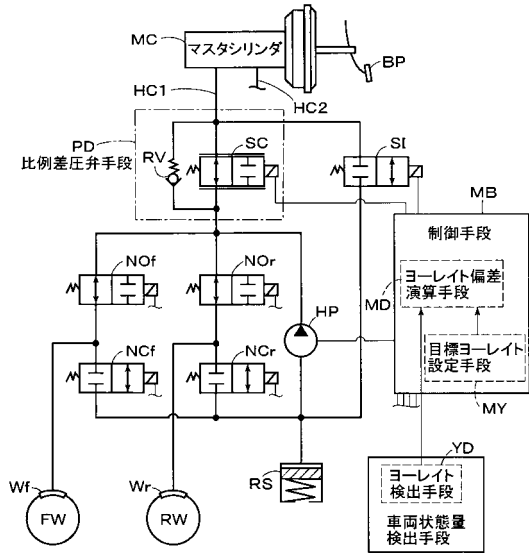
RV1, RV2 リリーフ弁

NOfr, NOfl, NOrr, NOrl 常開弁

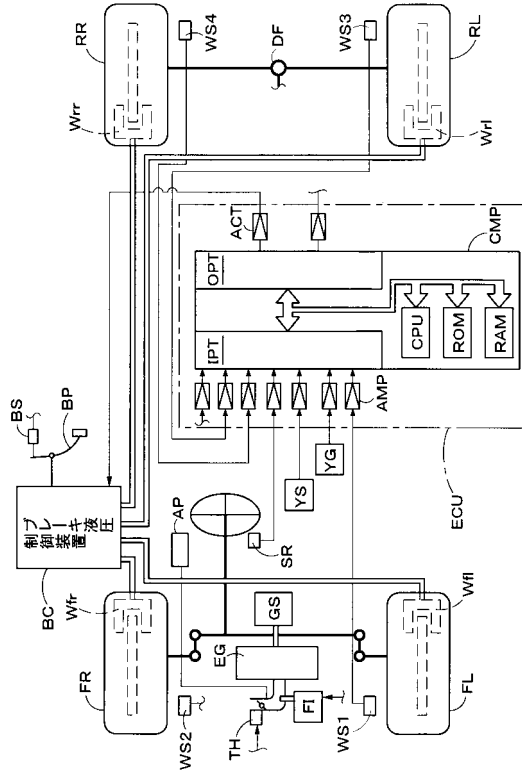
NCfr, NCfl, NCrr, NCrl 常閉弁

40

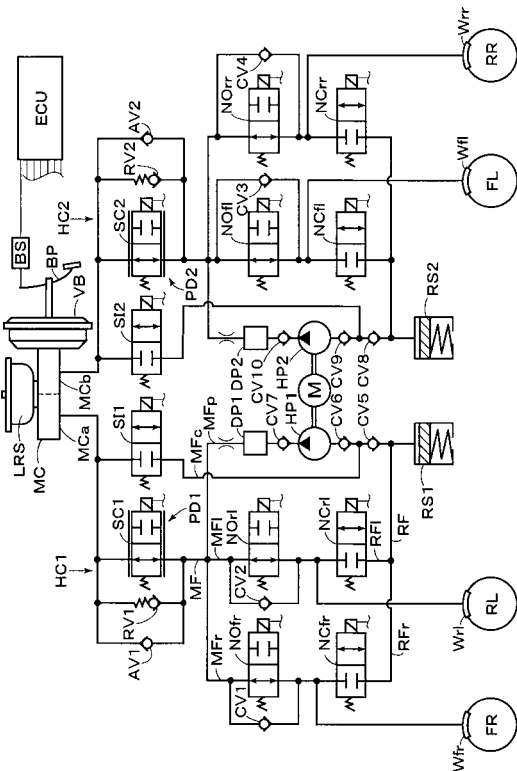
【図1】



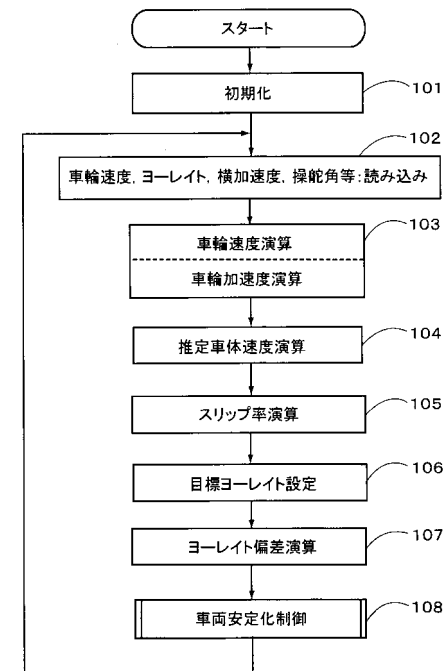
【図2】



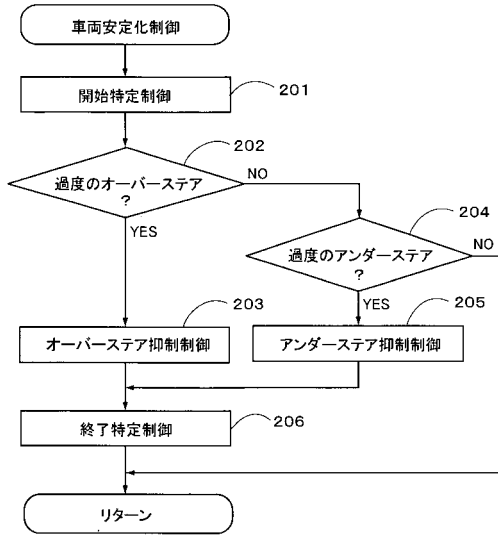
【図3】



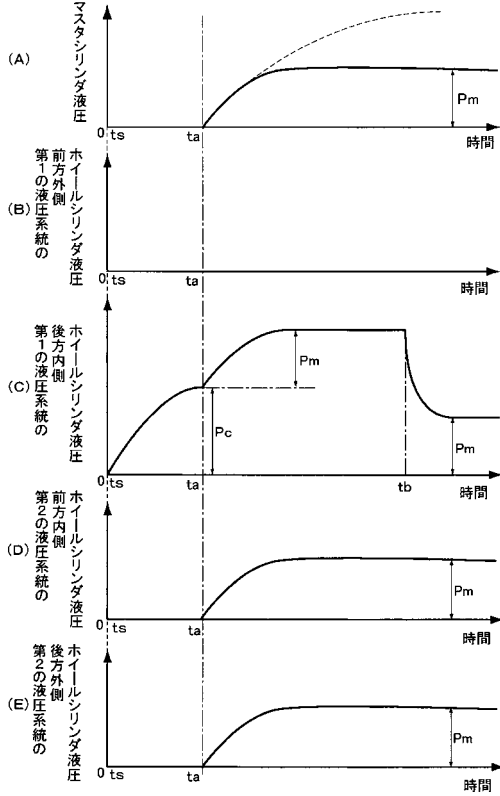
【図4】



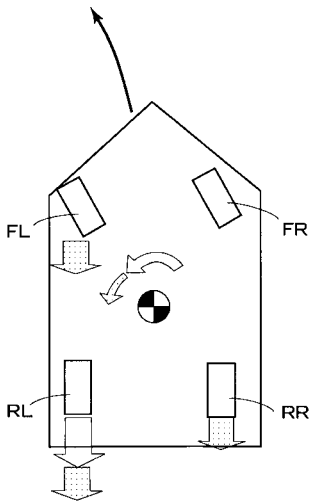
【図5】



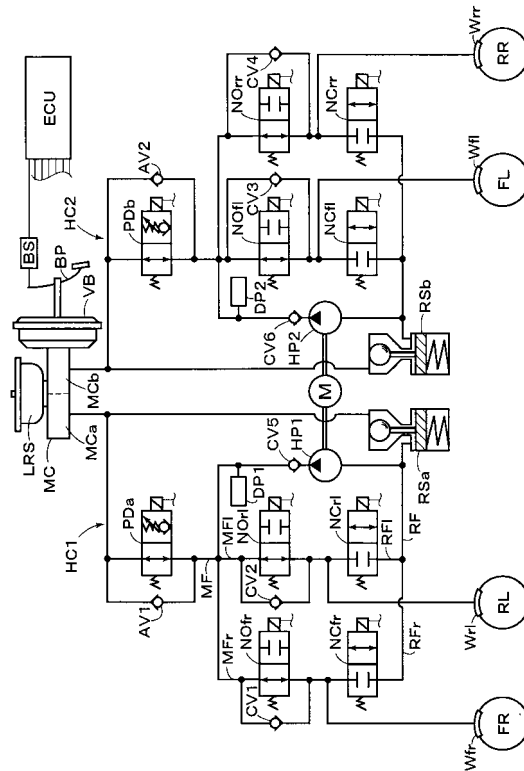
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

審査官 所村 陽一

- (56)参考文献 特開2001-080488(JP,A)
特開平10-194101(JP,A)
特開平10-167037(JP,A)
特開2000-255405(JP,A)
特開平11-034831(JP,A)
特開平08-310360(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T 7/12~ 8/1769

B60T 8/32~ 8/96