

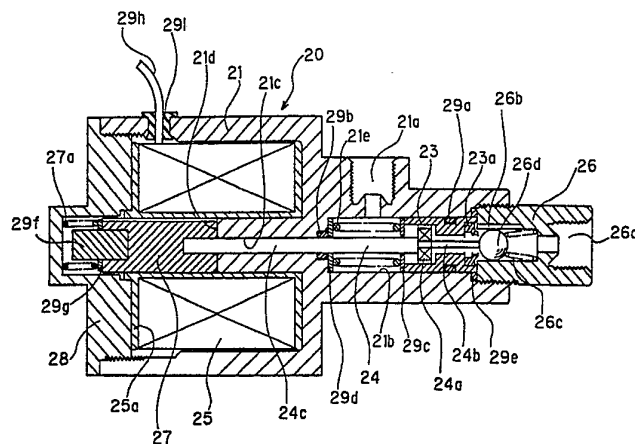


特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5 B60T 8/30	A1	(11) 国際公開番号 WO 93/11008 (43) 国際公開日 1993年6月10日 (10.06.1993)
(21) 国際出願番号 PCT/JP92/01553 (22) 国際出願日 1992年11月27日 (27. 11. 92) (30) 優先権データ 特願平3/341751 1991年12月2日 (02. 12. 91) JP 特願平3/341752 1991年12月2日 (02. 12. 91) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 日清紡績株式会社 (NISSINBO INDUSTRIES INC.) [JP/JP] 〒103 東京都中央区日本橋横山町3-10 Tokyo, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 加藤 暹 (KATO, Noboru) [JP/JP] 新井信寿 (ARAI, Nobuhisa) [JP/JP] 〒457 愛知県名古屋市南区豊田町字道徳西ノ割2923 Aichi, (JP) (74) 代理人 弁理士 山口朔生, 外 (YAMAGUCHI, Sakuo et al.) 〒105 東京都港区新橋3-1-10 丸藤ビル9F Tokyo, (JP) (81) 指定国 DE (欧州特許), FR (欧州特許), GB (欧州特許), US. 添付公開書類 国際調査報告書		

(54) Title : BRAKE HYDRAULIC VALVE, CONTROL DEVICE AND CONTROLLING METHOD

(54) 発明の名称 ブレーキ液圧制御弁、制御装置及び制御方法



(57) Abstract

When the hydraulic pressure of rear wheels reaches a predetermined level (breakpoint brake hydraulic pressure), it is possible to prevent the earlier locking of the rear wheels by suppressing the increase of the rear wheel hydraulic pressure. When a live load is large, the locking hydraulic pressure of the rear wheels becomes higher than this predetermined level. Due to this, it is possible to shorten a stopping distance by increasing the breakpoint brake hydraulic pressure in accordance with the live load. The present invention provides an optimum control of the rear wheel braking through a simple construction using a hydraulic valve installed on a hydraulic pressure flow path between a master cylinder and the rear wheels by altering the value of the breakpoint brake hydraulic pressure by a signal value based on the live load.

(57) 要約

後輪の液圧が所定圧（折点制動液圧）に達すると、後輪の液圧の上昇を押さえて、後輪の早期ロックを防止できる。そして、積載荷重が大きいと、後輪のロック液圧はこの所定圧より高くなる。そのため、折点制動液圧を積載荷重に応じて高めて、制動距離をより短くすることができる。

そこで、本願発明は、マスタシリンダと後輪の間の液圧流路に介在させた液圧制御弁によって、積載荷重に基づく信号値で折点制動液圧の値を変えて、簡単な構成により、後輪ブレーキを最適に制御する。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第1頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AT オーストリア
AU オーストラリア
BB バルバドス
BE ベルギー
BF ブルキナ・ファソ
BG ブルガリア
BJ ベナン
BR ブラジル
CA カナダ
CF 中央アフリカ共和国
CG コンゴ
CH スイス
CI コート・ジボアール
CM カメルーン
CS チェコスロヴァキア
CZ チェコ共和国
DE ドイツ
DK デンマーク
FI フィンランド
ES スペイン

FR フランス
GA ガボン
GB イギリス
GN ギニア
GR ギリシャ
HU ハンガリー
IE アイルランド
IT イタリア
JP 日本
KP 朝鮮民主主義人民共和国
KR 大韓民国
KZ カザフスタン
LI リヒテンシュタイン
LK スリランカ
LU ルクセンブルグ
MC モナコ
MG マダガスカル
ML マリ
MN モンゴル
MR モーリタニア

MW マラウイ
NL オランダ
NO ノルウェー
NZ ニュージーランド
PL ポーランド
PT ポルトガル
RO ルーマニア
RU ロシア連邦
SD スーダン
SE スウェーデン
SK スロヴァキア共和国
SN セネガル
SU ソヴィエト連邦
TD チャード
TG トーゴ
UA ウクライナ
US 米国
VN ヴェトナム

明 細 書

ブレーキ液圧制御弁、制御装置及び制御方法

技術分野

本発明は、車輛の荷重条件の変化に対応して、後輪ブレーキの液圧を制御する新しいブレーキ液圧制御弁、ブレーキ液圧制御装置、及びブレーキ液圧制御方法に関するものである。

背景技術

従来の技術として、車輪の制動時において、後輪の早期ロックを回避するために、積載荷重を検出し、その荷重を考慮して、前輪の制動液圧に対して後輪側の制動液圧を抑制する後輪ブレーキの液圧制御装置は知られている（特開昭58-105863号公報参照）。

このブレーキ制御装置は、後輪の液圧を検出する液圧センサを備え、ブレーキ制御時に積載荷重を考慮して、該液圧センサの液圧信号を処理して、マスタシリンダから後輪ブレーキに供給する制動液圧を抑制している。

従来の液圧制御技術は、つぎのような問題点を有している。

(A) 後輪液圧検出部を必要とするため、構造が複雑となる。

(B) 後輪液圧検出部の信号を処理して液圧制御弁を制御するため、制御面でも複雑となる。

(C) 後輪液圧を検出した後、その液圧が所定の値に達したか否かを判断する処理が必要なため、制御にタイムラグが生じ、信頼性に問題がある。

発明の開示

本発明は、簡単な構成でもって最適に後輪のブレーキ圧を制御できるブレーキ液圧制御弁、ブレーキ液圧制御装置及び制御方法を提供することにある。

車輛のブレーキ制御に関して、後輪の液圧が所定圧（折点制動液圧）に達すると、後輪の液圧の上昇を押さえて、後輪の早期ロックを防止する。しかし、積載

荷重が大きいと、後輪のロック液圧は該所定圧より高くなる。

そこで、折点制動液圧を積載荷重に応じて高めることにより、制動距離をより短くすることができる。

本発明では、液圧検出部を用いずに、マスタシリンダと後輪の間の液圧流路に介在させた液圧制御弁を用いることにより、積載荷重に基づく信号値で折点制動液圧の値を変えて後輪ブレーキを最適に制御することができる。

図面の簡単な説明

図1はブレーキ液圧制御装置の全体構成を示す図である。

図2は液圧作動式弁機能と電磁作動式弁機能を併有する液圧制御弁の構造を示す図である。

図3は適切なブレーキ制御のための前輪と後輪のシリンダ液圧の関係を示すグラフである。

図4は制御回路40のフローチャートである。

図5は他のブレーキ液圧制御装置全体の構成を示す図である。

図6は液圧制御弁の変形例を示す図である。

図7は液圧制御弁の変形例における適切なブレーキ制御のための前輪と後輪のシリンダ液圧の関係を示すグラフである。

図8は制御回路40の他のフローチャートである。

図9は制御回路40の他のフローチャートである。

図10は制御回路40の他のフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

以下に、図面を基にして本発明の実施例が詳細に説明される。

(A) 全体の構成

図1に本発明に係るブレーキ液圧制御装置の全体構成が示されている。

10はブレーキペダル、11はブレーキペダル10の力を増幅する倍力装置、12は2系統用のマスタシリンダであって、一系統はフロントブレーキへ、他系統は後述する液圧制御弁20を介してリヤブレーキのブレーキシリンダ30へ接

続されている。

40は後述する制御回路であって、車輛の積載荷重に応じて検出信号を出力する車高センサ13、及びブレーキのオン・オフを検出するブレーキスイッチ14の信号が入力されて該液圧制御弁20を制御するものである。また、15は制御回路40と電源16とを開閉するキースwitchである。

なお、積載荷重検出手段は該車高センサ13の代わりに荷重センサ等でもよく、要は積載荷重に応じた信号を出力するものであればよい。

(B) 液圧制御弁の構造

図2に液圧作動式弁機能と電磁作動式弁機能を併有する液圧制御弁20の一例を示す。

21はハウジングであって、ブレーキシリンダ30に接続する流出口21aと、該流出口21aに連通する大径シリンダ穴21bと、小径シリンダ穴21cを有し、この大径シリンダ穴21bにはピストン23がシール部材29aを介して摺動可能に嵌挿され、また小径シリンダ穴21cにはプッシュロッド24がシール部材29bを介して摺動可能に嵌挿されている。

プッシュロッド24は中間部に鐳部24aが形成され、さらに鐳部24aの前方に突出部24bが形成されており、これらの両部がピストン23に嵌挿されている。大径シリンダ穴21b内には、その孔底とピストン23の後端との間に第1スプリング21eが縮設してある。第1スプリング21eの両端にはスプリングシート29c、29dが配置されている。

ハウジング21の前端にはプラグ26が螺着され、プラグ26の先端部には図1に示すマスタシリンダ12に接続される流入口26aが形成されている。

プラグ26の溝付き穴26bには第2スプリング26cを介してボール26dが収容され、第2スプリング26cはボール26dをプッシュロッド24の突出部24bの先端に当接するようにピストン23方向へ向けて常時付勢されている。

プッシュロッド24の突出部24bに常時当接されているボール26dとピストン23の先端に取り付けられた弁座23aとにより弁機構が構成されている。29eはハウジング21とプラグ26とを液密にシールするガスケットである。

ハウジング 21 の後部内には、筒状のスリーブ 25 a に導線を巻きつけて形成したソレノイド 25 と、スリーブ 25 a 内に摺動可能に挿入されたコア 27 とが収容され、ハウジング 21 後部にキャップ 28 を冠着してこれらの部材を封入している。

キャップ 28 とコア 27 の後端面との間には、コア 27 の前端面を小径シリンダ穴 21 c の終縁部の後端面 21 d に当接させる方向に付勢する第 3 スプリング 27 a が縮設されている。

コア 27 の軸心には該プッシュロッド 24 の後部 24 c が一体に、或いは抜き取り可能な状態で取り付けられている。コア 27 の後方側とハウジング 21 の後部に冠着されたキャップ 28 との間に所定の隙間を有してスペーサ 29 f を介在させている。29 g はスプリングシート、29 h は導線、29 i はグロメットである。

電磁作動式弁機能はソレノイド 25 への通電によりコア 27 と小径シリンダ穴 21 c 終縁部の後端面 21 d との間に吸引力を発生するように構成されている。即ち、ソレノイド 25 に電流を流すとコア 27 とハウジング 21 の小径シリンダ部分が磁化し、コア 27 の端部 (21 d 付近) とハウジングの後端面 21 d の一方が N 極なら他方は S 極となるため、21 d 部で両者が吸引することになる。ソレノイド 25 に電流を多く流せば吸引力が増大するので、この電流値によってコア 27 をハウジング 21 から引き離す力が決められる。この電流値によって後で説明する折点制動液圧を設定することになる。また各スプリング 21 e、26 c、27 a のばねの強さは、第 2 スプリング 26 c、第 3 スプリング 27 a、第 1 スプリング 21 e の順に小さく設定されている。

(C) 適切なブレーキ制御のための前輪と後輪のシリンダ液圧の関係

図 3 は実施例における適切なブレーキ制御のための前輪と後輪のシリンダ液圧の関係を示すグラフである。

図 3 において 2 つの円弧の曲線は前輪と後輪の一方だけがロックすることなく最適なブレーキ制御が行われた場合のブレーキ液圧の関係を示した理想特性である。下方の軽積時理想特性の円弧は荷を積んでない状態の理想特性であり、上方

の定積時理想特性の円弧は最大規定量（例：350 kg）の荷を積んだ状態の理想特性である。

直線において、線分Aではマスタシリンダ液圧 P_M 、即ち、フロントシリンダ液圧 P_F が上昇するとリヤシリンダ液圧 P_R も上昇し、前輪と後輪のブレーキ液圧が等しく掛かる。点Bは軽積状態での折点制動液圧（例：10～20 kg・f/cm²）を示し、これ以上後輪の液圧が上昇すると車輛の特性から後輪ロックを起こす可能性があるため、軽積時理想特性に近似させるように、リヤシリンダ液圧 P_R を一定にする（線分C）。点Dはマスタシリンダ液圧 P_M が更に上昇した場合（例：40～60 kg・f/cm²）、即ち、制動が効きずらいためブレーキペダルを更に極端に踏み込んだ場合に対応する。この場合は前輪ブレーキの故障が考えられるので、緊急事態として後輪ブレーキの液圧を高めて後輪の制動力を増すことにある（線分E）。

点B'は定積状態の場合であり、積載荷重によって後輪のブレーキ力を高める必要があるため、折点制動液圧（点B'、例：20～50 kg・f/cm²）を高める。積載時の点D'は積載されていない時の点Dに対応する。積載荷重の大きさの程度により、点BとB'間に折点制動液圧が設定される。

(D) 制御回路の説明

図4は本発明の制御回路40の制御例のフローチャートである。まず、制御回路40はキースイッチ15をオンにして、車輛の積載荷重に応じた検出信号、例えば、ばね上とばね下との相対変位量を検出する車高センサ13より出力されたデジタルの信号を受信し、これをアナログ信号に変換した上でコンデンサの充放電作用等を利用して信号を平均化する。これは車体のバウンド・リバウンド等による短時間の車高の変化をキャンセルすることを目的としている。

次に、ブレーキスイッチ14によりブレーキが踏まれていることが確認されると、制御回路40は該積載荷重検出信号に見合った電流を液圧制御弁20のソレノイド25に加えて、リヤブレーキへの液圧を制御する。ここで、ブレーキが踏み続けられていると液圧制御弁20への電流はその値を変化させることなく保持される。ブレーキが解除されるとブレーキスイッチ14がオフになり液圧制御弁

20のソレノイド電流は遮断され、一回のブレーキ操作による減圧制御が終了することになる。

つぎにブレーキ液圧制御装置の実施例の動作について図1乃至4を用いて説明する。

(A) 軽積載制動時

軽積時において図1のブレーキペダル10を踏み込むとマスタシリンダ12からの一系統の液圧は前輪にそのまま直接送られ、前輪を制動する。

マスタシリンダ12からの他系統の液圧は、図2の制御弁20の流入口26aに導入され、さらに液圧はプラグ26の溝付き穴26b、ピストン23内、大径シリンダ穴21b等の液路を経て流出口21aからリヤブレーキシリンダ30へ送られて後輪の制動を開始する。

この間のリヤブレーキシリンダ30の液圧 P_R は、マスタシリンダ12の液圧 P_M に対し、図3の線分Aに示すように正比例の関係で上昇する。

リヤブレーキシリンダ30の液圧 P_R が、図2の液圧制御弁20の小径シリンダ穴21cに加わる液圧による作用力と第2スプリング26cの作用力との合計が第3スプリング27aの作用力に打ち勝つ第1の所定圧に達すると、プッシュロッド24はボール26d、コア27と一体になってキャップ28側（図中左側）へ後退する。

このときソレノイド25に通電がなされていないから、プッシュロッド24は上記の力関係のみで後退する。

その結果、ボール26dが弁座23aに着座して液路を閉じ、リヤブレーキシリンダ30の液圧を保持する。すなわち、リヤブレーキシリンダ30の液圧 P_R は図3のB点（折点）を境に一定に保持される（線分C）。

さらにマスタシリンダ12の液圧が上昇し、ピストン23の両側に加わる液圧差（ $P_M - P_R$ ）による作用力が第1スプリング21eの作用力に打ち勝つ第2の所定圧に達すると、ボール26d、ピストン23、プッシュロッド24、コア27が一体となってキャップ28側へ移動を開始し、その結果、大径シリンダ穴21b内に封じ込められた液圧が圧縮されてリヤブレーキシリンダ30の液圧が

再び上昇する。(図3のD点)

そして、スペーサ29fの後端がキャップ28に当接するとプッシュロッド24の後退が阻止され、ピストン23と弁座23aがキャップ28側へ移動する。すると、ボール26dと弁座23aとがわずかに離間し、マスタシリンダ12の液圧が大径シリンダ穴21b内に供給される。その結果、ピストン23の両側に加わる液圧差が小さくなり、第1スプリング21eの作用力でピストン23はプラグ26側へ移動してボール26dに弁座23aが着座する。このような動作の繰り返しによりリヤシリンダ液圧 P_R はマスタシリンダ液圧 P_M の液圧上昇に対して所定量減圧されることになる(図3の線分E)。

(B) 積載制動時

車高センサ13は車輛の積載状態を電氣的に検知し、検知した情報を制御回路40へ継続的に入力する。

制御回路40は車高センサ13からの信号に基づいて、導線29hよりソレノイド25へ流す電流値を変化させる。ソレノイド25に電流を流すとその回りに磁界が発生し、強磁性体から成るハウジング21、キャップ28及びコア27は閉ループとして磁化されることになる。このためハウジング21の小径シリンダ穴21c、後端面21dとコア27の前端面とは磁気による吸引力が発生する。この吸引力を電流値の変化により制御している。

図3に示すように積載時はリヤシリンダ液圧 P_R の配分を高くする必要がある。このために折点制動液圧をB点とB'点間に設定して理想特性に近づけることにより、より適切な制動が得られることになる。具体的にはマスタシリンダ液圧 P_M が折点制動液圧B点に達しても該コア27とハウジング21の吸引力によりプッシュロッド24はキャップ28側への移動が阻止される。

そして、更に高い折点制動液圧に達し、小径シリンダ21c部の液圧による作用力と第2スプリング26cの作用力の合計が該吸引力と第3スプリング27aとの作用力の合計に打ち勝つと、プッシュロッド24はボール26d、コア27及びスペーサ29fを伴ってキャップ28側へ移動することになる(B'点)。それ以外の作用は該軽積時と類似している。

積載時の折点制動液圧は積載荷重の状態に応じてソレノイド25に流す電流を制御することにより連続的に変更可能である。また、一例としてB点とB'点間を8段階に分けて折点制動液圧を設けることが実用的である。

また、本実施例はマスタシリンダ12からの2系統配管のうち、一系統をフロントブレーキへ、他系統をリヤブレーキへ分割するいわゆるH配管の例について示すが、一系統がフロント右輪とリヤ左輪、他系統がフロント左輪とリヤ右輪に分割されているX配管の車輛に適用することも可能である。この場合、マスタシリンダ12からリヤブレーキへの間に、各液路毎に液圧制御弁20を夫々配設すればよい。また、フロントブレーキへの液圧を制御する場合も、前記同様マスタシリンダ12からフロントブレーキへの間に本液圧制御弁20を配設することで可能となる。

以下に、他の実施例を説明する。

図5は、本発明のブレーキ液圧制御装置全体の構成を示した他の実施例であり、前記実施例に対して下記の点で異なる。

即ち、2系統マスタシリンダ12の一系統と他系統の配管にそれぞれ接続した液圧差スイッチPSにより両系統の液圧差を検出し、所定の液圧差以上になると検出信号が制御回路40へ出力される。制御回路40は該検出信号が入力されると、これを記憶し、以降、液圧制御弁20のソレノイド25に大きな電流を流し続け、後述する第1の所定圧（図3のB'点）を最大限に高い液圧（線分BB'の延長線上の液圧）にするものである。具体的にはフロントブレーキ系の失陥が発生し、所定以上の液圧差を検出することにより、リヤブレーキ系の減圧制御を最大限高い液圧で開始して、車両の制動力を確保するものである。

（A）他の液圧制御弁の構造

図6は他の液圧制御弁の断面図で、図2の液圧制御弁と同様の部品は100の位の符号を付して説明を省略する。

本液圧制御弁20'は、車種に応じて異なる液圧特性に対応するため、ピストン123の断面径は、ハウジング121の大径シリンダ穴121b内に位置する

ピストン123の大径部123cの断面径が、プラグ126のシリンダ穴126b内に位置する小径部123bの断面径より大きく設定されている。

段付に形成したピストン123の大径部123cをハウジング121の大径シリンダ穴121bに、小径部123bをプラグ126のシリンダ穴126bにシール部材130a、130bをそれぞれ配設させて液密に、かつ摺動可能に嵌挿している。

本実施例によれば、プッシュロッド124の突出部124bに弁体に相当する頭部124cを形成することにより、図2のボール26dと第2スプリング26cを省略している。

(B) 液圧制御弁の変形例の動作

図7により図3と対応する特性の記号はその記号を2重に付して、図3と異なる動作の点を説明する。

マスタシリンダ液圧 P_M が折点制動液圧BBに達し小径シリンダ121c部の液圧による作用力が第3スプリング127aの作用力に打ち勝つと、プッシュロッド124はコア127及びスペーサ129fを伴ってキャップ128側へ移動する。

そしてプッシュロッド124の頭部124cがバルブシール123aに着座して液路を遮断するのでリヤシリンダ液圧 P_R は昇圧しなくなる。(BB点～線分CC)

更にマスタシリンダ液圧 P_M が上昇して点DDに達し、ピストン123の両端に加わる液圧差($P_M - P_R$)と大径、小径の受圧面積差とによる液圧作用力が第1スプリング121eの作用力に打ち勝つと、プッシュロッド124、ピストン123、コア127及びスペーサ129fが一体となってキャップ128側へ移動するので、大径シリンダ穴121b内に封じ込められた液圧が圧縮されてリヤシリンダ液圧 P_R が再び昇圧し始める。(DD点)

以降の作用及び定積時の作用については同様であるので省略するが、線分EEにおいて特性の傾きが図3と異なっているのはピストン123を段付とし受圧面積を違えたためであり、受圧面積を変更することにより適性な傾きが得られる。

(C) 制御回路の別の制御例の説明

図8は制御回路40の別の制御例を示したフローチャートであり、前記制御例と異なる点を説明する。

この制御例は、予め定められたサンプルデータYを論理回路の組み合わせにより作成して出力する。そして前記平均化された積載荷重検出信号Xとサンプルデータに見合った電流を液圧制御弁20のソレノイド25に加えて、リヤブレーキへの液圧を制御する。

ここでサンプルデータYは電圧を高い方から低い方に移動させた段階状のデジタル信号で、積載荷重検出信号Xと比較する場合、まず一番高く設定したサンプル信号Yと比較して積載荷重検出信号Xの方が低ければ次段のサンプル信号と比較する。そしてサンプル信号Yより高い積載荷重検出信号Xを見い出せば、そこで液圧制御弁20への電流値が保持され出力される。

この処理は、前述したブレーキを踏んでから液圧制御弁20のソレノイド25が励磁されるまでの時間より短くする必要がある。何故なら、折点制御液圧BBの所定圧に達して、リヤシリンダ液圧 P_R が減圧されてからソレノイド25が励磁されて液圧制御弁20が作動されても無意味である。

ブレーキを解除すると、ソレノイド25に流れる電流は遮断され、サンプルデータYは初期化されて一番高く設定された電圧の状態での信号を待つことになる。

図9は別の制御例であって、2系統用マスタシリンダ12の一系統（例えばフロントブレーキ系統）と他系統（例えばリヤブレーキ系統）との液圧を液圧差スイッチPSで検出し、この液圧差が所定圧以上になると検出信号が制御回路40へ出力される。

制御回路40は液圧差検出信号が入力されると、これを記憶し以降液圧制御弁20のソレノイド25に大きな電流を流し続け折点制動液圧（例えば、図3のB点）を最大限に高い液圧にするものである。これは一系統失陥時に所定以上の液圧差を検出することにより、リヤブレーキ系統の減圧制御をキャンセルして制動力を確保することを目的とする。

図10は別の制御例であって、キースイッチ15のオン時にウォーニングランプの球切れ確認を行い、制御回路40の作業中における液圧制御弁20のソレノイド25の断線、漏電および制御回路40の故障を検出して前期ウォーニングランプを点灯させると共に制御回路40の電源を遮断して回路40を保護する機能を付加したものである。

本発明は次のような利点がある。

(A) 後輪の液圧が所定圧（折点制動液圧）に達すると、後輪の液圧の上昇を押さえ、後輪の早期ロックを防止できる。そして、積載荷重が大きいと、後輪のロック液圧はこの所定圧より高くなる。そのため、折点制動液圧を積載荷重に応じて高めて、制動距離をより短くすることができる。

そこで、本願発明は、マスタシリンダと後輪の間の液圧流路に介在させた液圧制御弁において、液圧検出部を用いずに、積載荷重に基づく信号値で折点制動液圧の値が変えられるので、簡単な構成により、積載荷重に応じて折点制動液圧を変えて、後輪ブレーキを最適に制御できる。

(B) 液圧検出部を用いずに、積載荷重に基づく信号値で折点制動液圧の値（ソレノイドコイル25に流す電流値）が決定されているので、ブレーキ制動に入ると、直ちに的確なブレーキ制御が可能となる。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明にかかるブレーキ液圧制御弁、ブレーキ液圧制御装置及び制御方法は、車輛のブレーキ制御を的確に行うために有効である。

請 求 の 範 囲

1. マスタシリンダからブレーキシリンダに供給される制動液圧を車輛の積載荷重に応じ弁機構を開閉して減圧を制御するブレーキ液圧制御弁において、

ハウジング内にマスタシリンダとブレーキシリンダとに連通する異径のシリンダ穴を有し、

大径のシリンダ穴には第1スプリングを介して閉方向に付勢された筒状のピストンが摺動自在に嵌挿され、

小径のシリンダ穴には第2スプリングを介して開方向に付勢されたプッシュロッドが摺動自在に嵌挿され、

ピストンに内挿されたプッシュロッドの先端に弁体が設けられ、

前記弁体とピストンの一端に設けられた弁座とによりマスタシリンダとブレーキシリンダとの連通を開閉する弁機構が構成され、

ハウジングの後部内にソレノイドが収容され、

ソレノイドの軸芯にはプッシュロッドの尾端に当接させてコアが摺動自在に嵌挿され、

車輛の積載荷重に応じたソレノイドへの通電によりコアが前記弁機構の開方向に磁気吸引されることを特徴とするブレーキ液圧制御弁。

2. マスタシリンダからブレーキシリンダに供給される制動液圧を制御するブレーキ液圧制御装置において、

積載荷重に応じた信号を出力するセンサと、

前記センサの出力信号に応じて減圧信号を所定の値で出力する液圧制御回路と、

前記マスタシリンダとブレーキシリンダとの間の液圧流路に配置され、前記減圧信号の所定の値により、前記ブレーキシリンダに供給される前記制動液圧の減圧を開始する折点制動液圧の値を変化させる液圧制御弁と、

ブレーキの作動を検出するブレーキ検出手段とを有し、

ブレーキ作動中は前記減圧信号を所定の値に保持することを特徴とするブレーキ液圧制御装置。

3. 前記液圧制御回路は、前記センサの出力信号を平均化し、これに応じた所定

の電流を出力することを特徴とする特許請求の範囲第2項記載のブレーキ液圧制御装置。

4. 前記液圧制御回路は、前記センサからの複数回の出力信号を平均化した信号と予め定められたサンプルデータを比較し、サンプルデータに対応する電流を出力することを特徴とする特許請求の範囲第2項記載のブレーキ液圧制御装置。

5. マスタシリンダからブレーキシリンダに供給される制動液圧を制御するブレーキ液圧制御装置において、

積載荷重に応じた信号を出力するセンサと、

前記センサの出力信号を平均化し、これに応じた所定の電流を出力する液圧制御回路と、

二系統用マスタシリンダの一系統と他系統の液圧差が所定値以上に達すると液圧差検出信号を出力する液圧差検出手段と、

前記マスタシリンダとブレーキシリンダとの間の液圧流路に配置され、前記所定値の電流で励磁されるソレノイドを有し、前記ソレノイドの励磁の強さで前記制動液圧の減圧を開始する折点制動液圧の値を変化させる液圧制御弁と、

ブレーキの作動を検出するブレーキ検出手段と、

前記液圧差検出信号が出力されると前記ソレノイドに大きな電流を加える手段と、

前記液圧差が所定値以下に回復するまで前記液圧差検出信号を保持する手段と、
を有することを特徴とするブレーキ液圧制御装置。

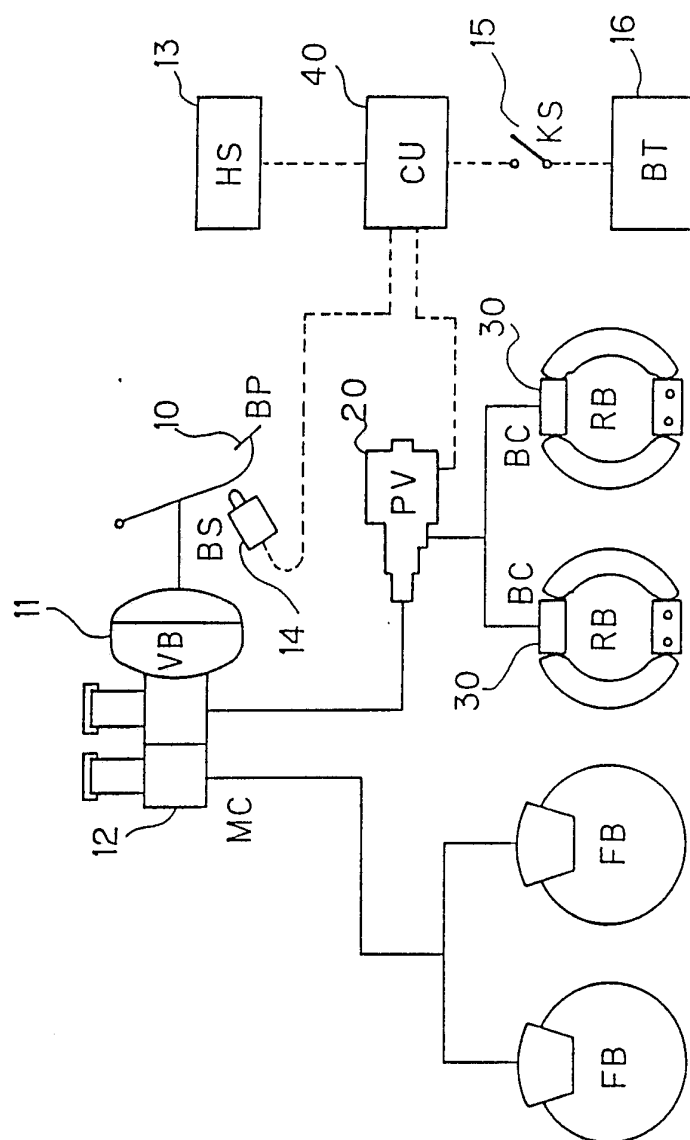
6. マスタシリンダからブレーキシリンダに供給される制動液圧を制御するブレーキ液圧制御方法において、

積載荷重に応じて減圧信号を所定の値で出力するステップと、

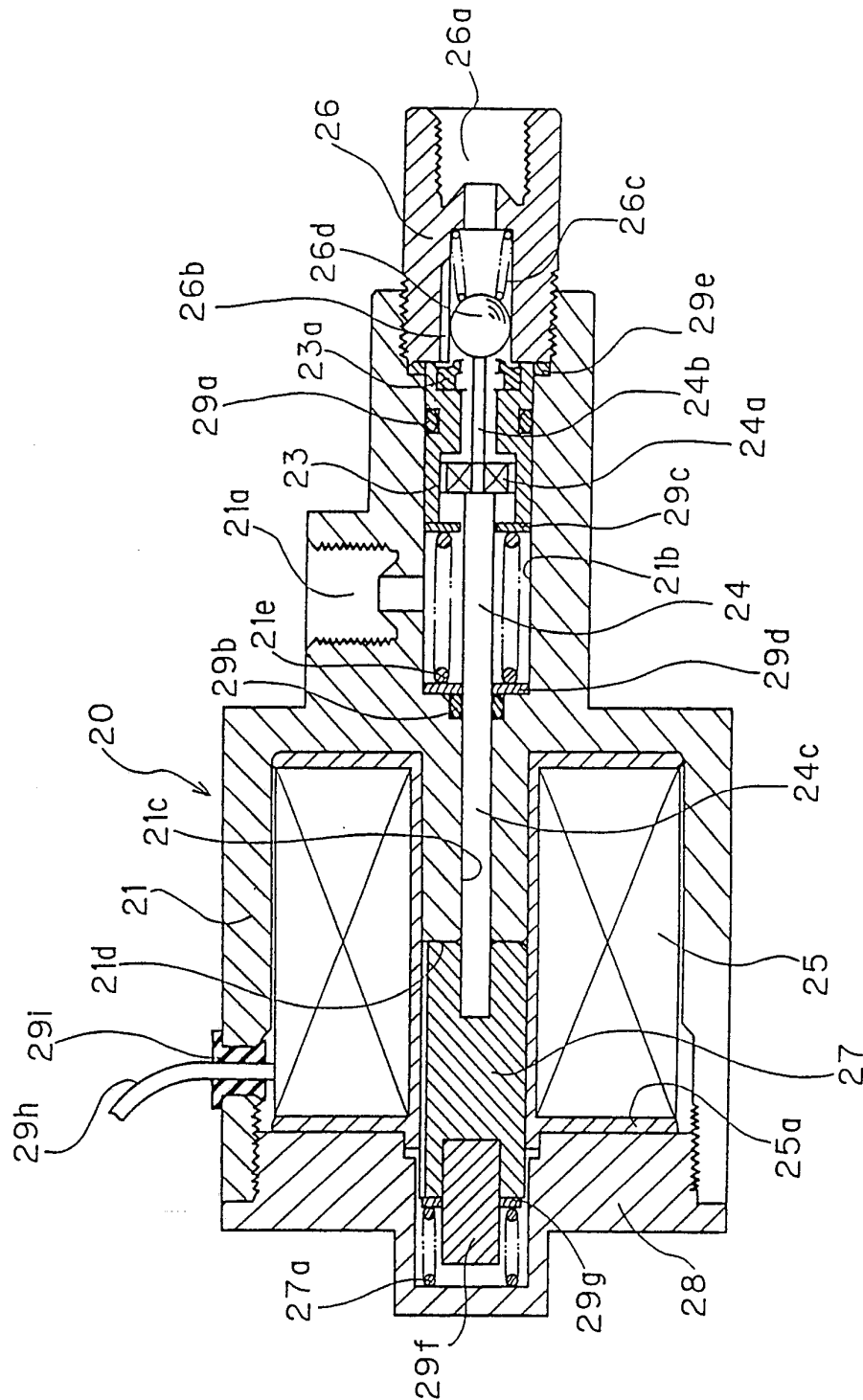
ブレーキ作動中は前記マスタシリンダとブレーキシリンダとの間の液圧流路に配置された液圧制御弁に一定の値の前記減圧信号を入力するステップとから成り、

前記一定の値の減圧信号により、前記ブレーキシリンダに供給される前記制動液圧の減圧を開始する折点制動液圧を一定の値に設定しておくことを特徴とするブレーキ液圧制御方法。

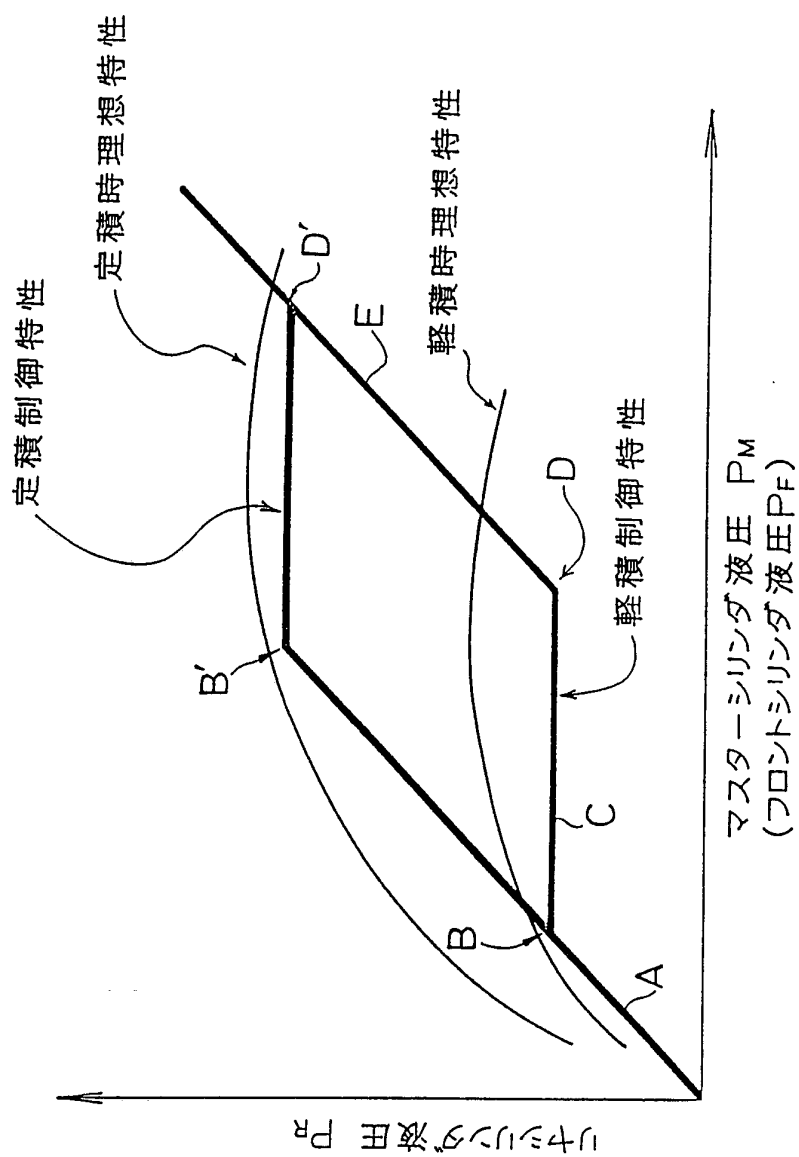
【図1】



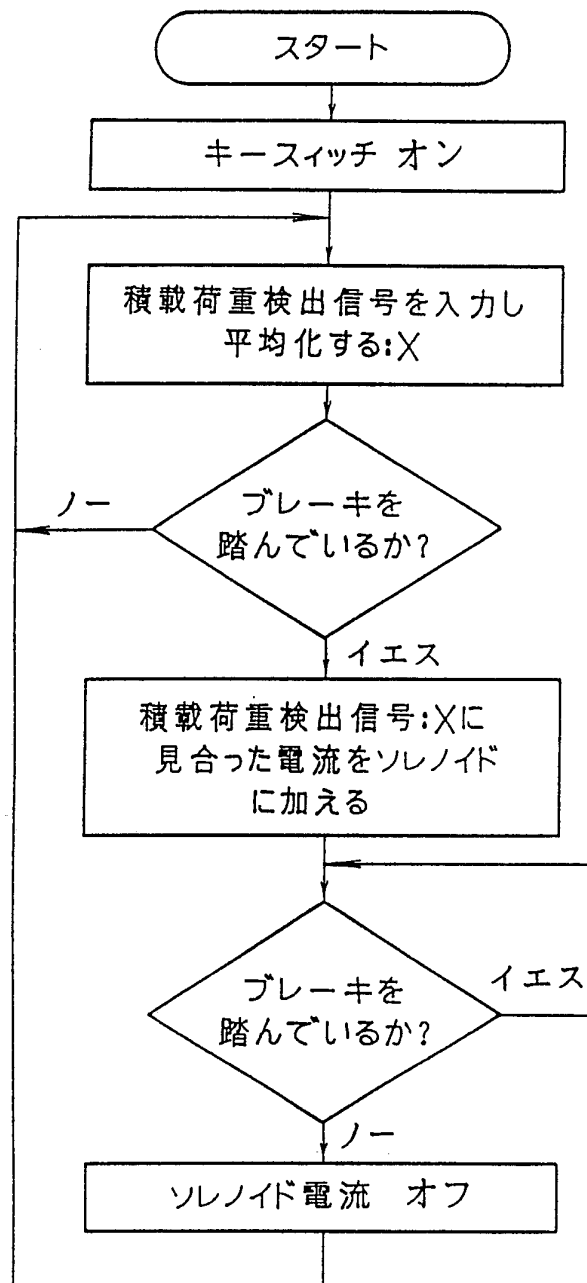
【図2】



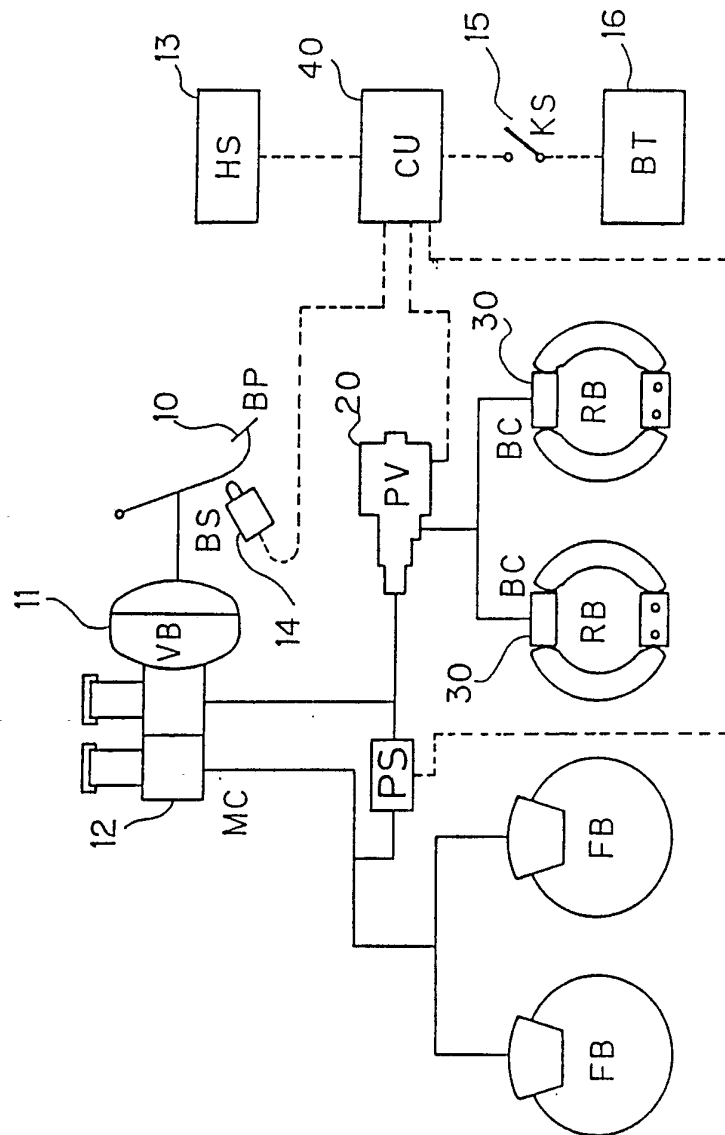
【図3】



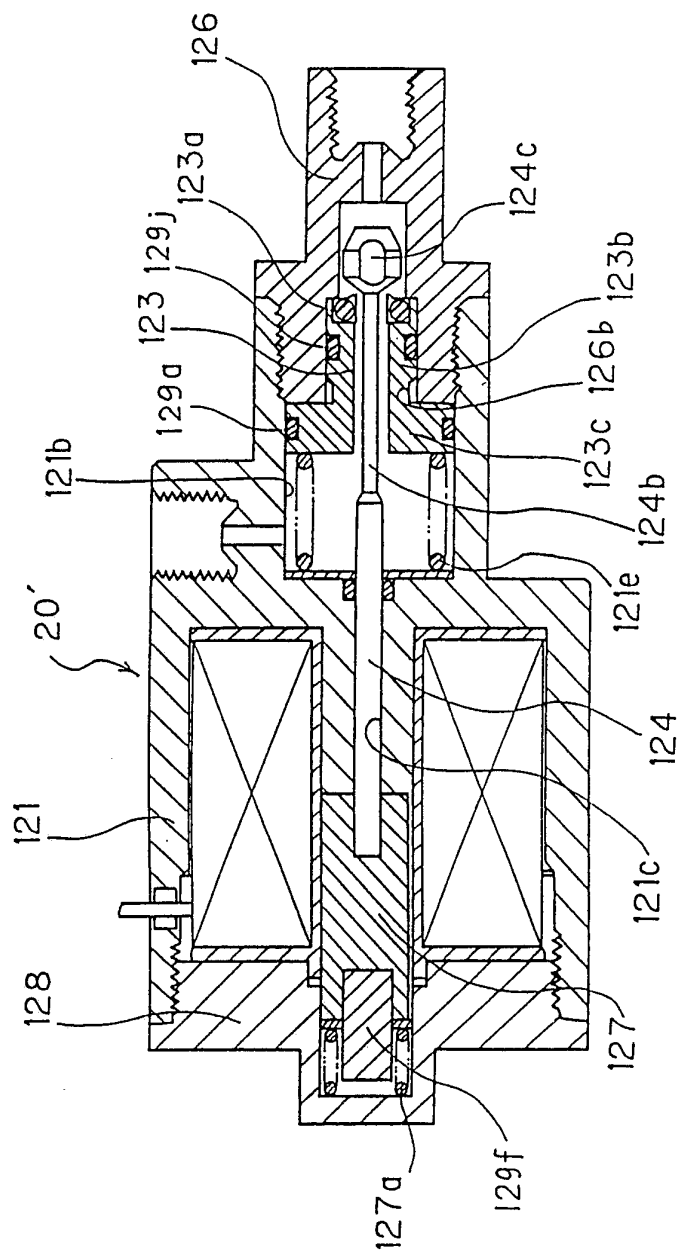
【図4】



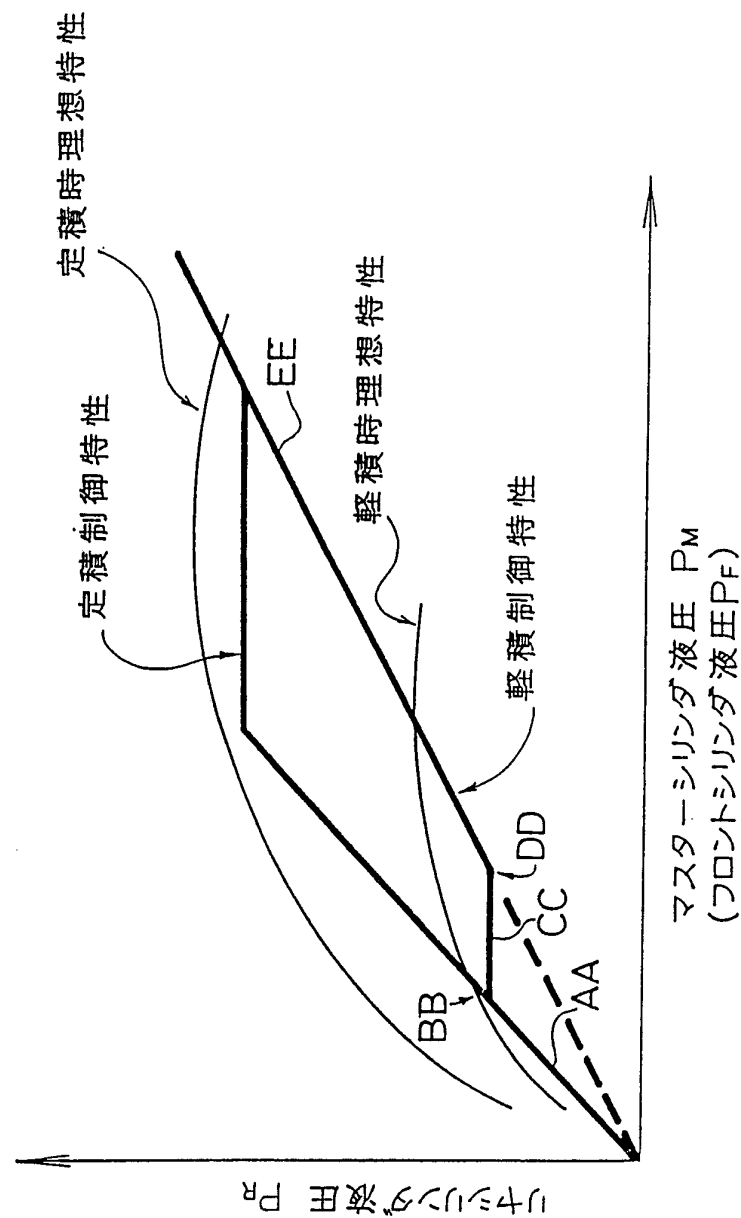
【図 5】



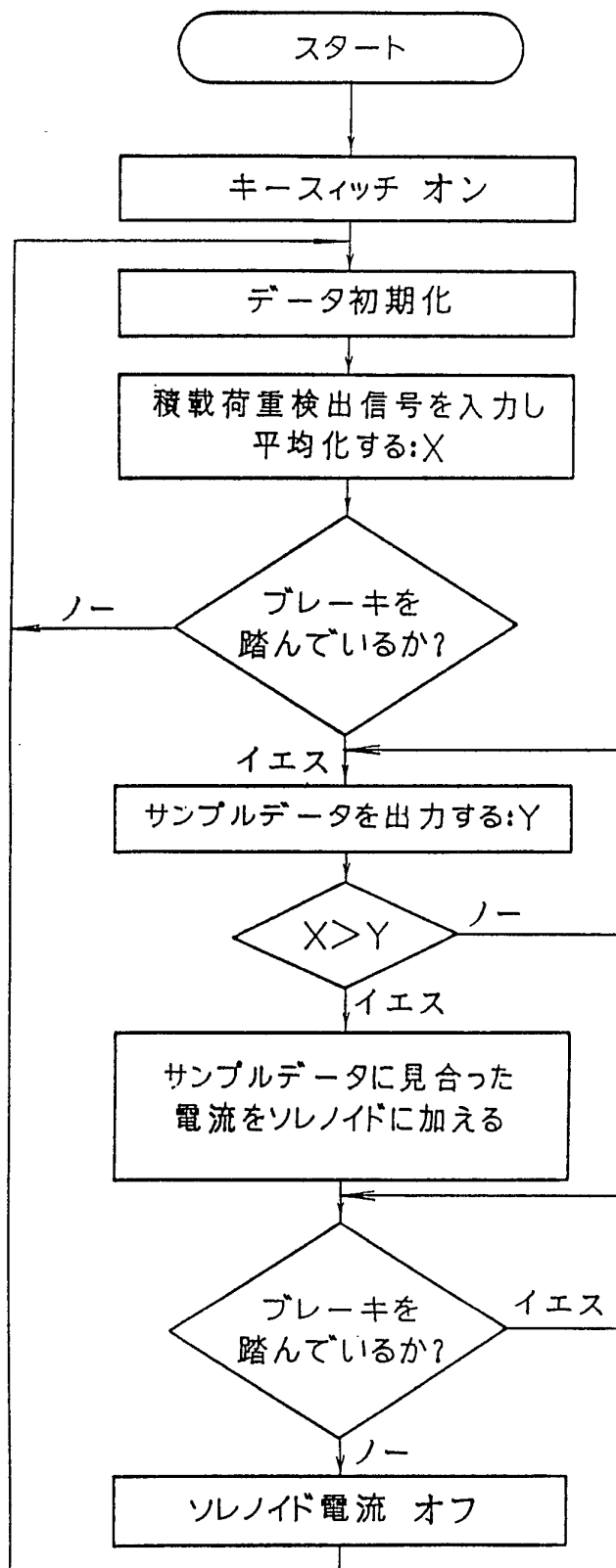
【図6】



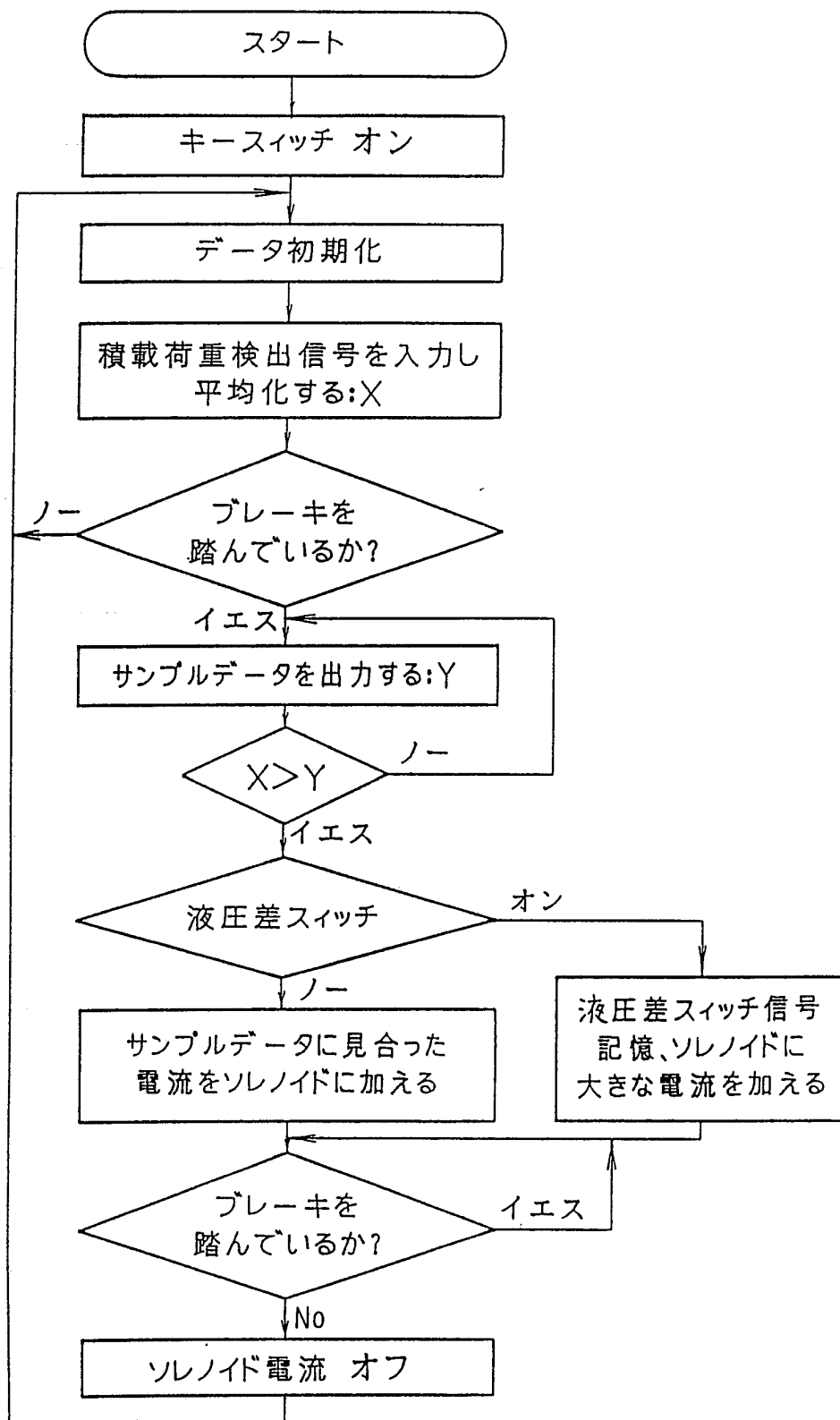
【図7】



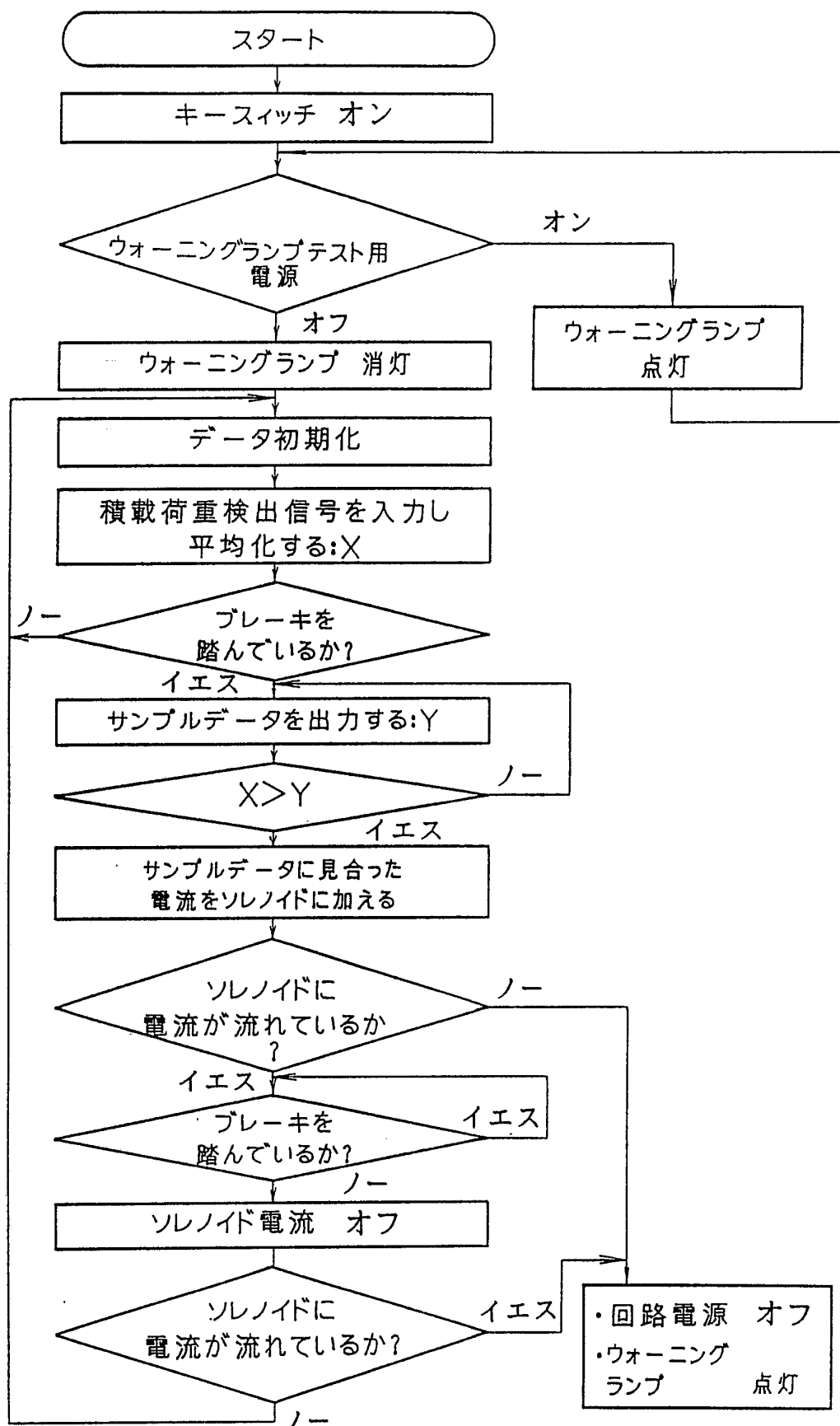
【図 8】



【図9】



【図10】



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP92/01553

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁵ B60T8/30

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)

Int. Cl⁵ B60T8/30

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

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	JP, A, 58-214447 (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), December 13, 1983 (13. 12. 83), (Family: none)	1-6
Y	JP, A, 60-191858 (Rhythm Jidosha Buhin Seizo K.K.), September 30, 1985 (30. 09. 85), (Family: none)	1-6

☐ 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 document 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

February 15, 1993 (15. 02. 93)

Date of mailing of the international search report

March 9, 1993 (09. 03. 93)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Facsimile No.

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. B 60 T 8 / 30		
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. B 60 T 8 / 30		
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		
国際調査で使用了電子データベース (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 請求の範囲の番号
X	JP, A, 58-214447 (曙ブレーキ工業株式会社) 13. 12月, 1983 (13. 12. 83) (ファミリーなし)	1-6
Y	JP, A, 60-191858 (リズム自動車部品製造株式会社) 30. 9月, 1985 (30. 09 85) (ファミリーなし)	1-6
☐ 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」 先行文献ではあるが、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	国際調査報告の発送日	
15. 02. 93	09.03.93	
名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 郵便番号100 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) 二 宮 千 久	3 H 7 3 6 1
電話番号 03-3581-1101 内線		3317