

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-69302

(P2006-69302A)

(43) 公開日 平成18年3月16日(2006.3.16)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
B60T 8/48 (2006.01)	B60T 8/48	3D045
B60T 8/26 (2006.01)	B60T 8/26	K 3D046
B62L 3/00 (2006.01)	B62L 3/00	A
B62L 3/02 (2006.01)	B62L 3/02	D
B62L 3/08 (2006.01)	B62L 3/08	

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 27 頁)

(21) 出願番号 特願2004-253261 (P2004-253261)
 (22) 出願日 平成16年8月31日 (2004.8.31)

(71) 出願人 000010076
 ヤマハ発動機株式会社
 静岡県磐田市新貝2500番地
 (74) 代理人 100087701
 弁理士 稲岡 耕作
 (74) 代理人 100101328
 弁理士 川崎 実夫
 (72) 発明者 田島 嘉樹
 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機株式会社内
 Fターム(参考) 3D045 AA03 BB37 CC02 EE06 EE21
 EE28 FF03 FF11 FF42 FF43
 GG01

最終頁に続く

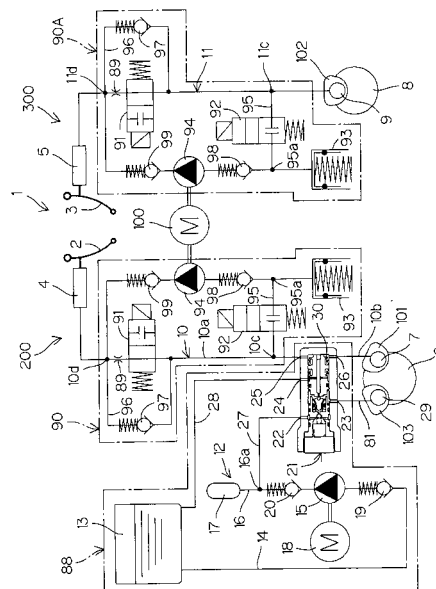
(54) 【発明の名称】 自動二輪車用ブレーキ装置および自動二輪車

(57) 【要約】

【課題】 ABS 作動時にライダーがブレーキ操作が過剰であるブレーキシステムを認識できること。

【解決手段】 前輪ブレーキシステム 200 の第 1 のマスターシリンダ 4 からの作動液を第 1 の主液路 10 を介して前輪 6 の第 1 の主ホイールシリンダ 7 に供給する。ブースタ 88 が、第 1 の主液路 10 の一部により構成されるパイロット室 30 内のパイロット圧を用いて液圧源 12 からの作動液を液圧調整して前輪 6 の副ホイールシリンダ 29 に供給するレギュレータ 21 を備える。ABS 用のモジュレータ 90 が第 1 の主液路 10 の分岐部 10c から分岐部 10c よりも第 1 のマスターシリンダ 4 側においてマスターシリンダ 4 に常時連通する帰還部 10d へ作動液を還流するための還流路 95 を備える。アンチロック制御時の減圧状態で、還流路 95 のポンプ 94 が第 1 の主ホイールシリンダ 7 の作動液を吸引加圧し帰還部 10d を介して第 1 のマスターシリンダ 4 側に還流させる。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

マスターシリンダから主液路を介して作動液が供給される主ホイールシリンダと、主ホイールシリンダの発生液圧に応じた液圧を発生するブースタと、ブースタから作動液が供給される副ホイールシリンダと、アンチロック用のモジュレータとを備え、

上記ブースタは、液圧源と、主液路の一部をパイロット室として含みパイロット室内のパイロット圧を用いて液圧源からの作動液を液圧調整して副ホイールシリンダへ供給するためのレギュレータとを含み、

上記モジュレータは、主液路においてマスターシリンダとパイロット室との間に設けられる分岐部からこの分岐部よりもマスターシリンダ側においてマスターシリンダに常時連通する帰還部へ作動液を還流させるための還流路と、還流路に配置されアンチロック制御時に上記主ホイールシリンダから排出された作動液を吸引し帰還部を介して主液路に還流させるためのポンプとを含むことを特徴とする自動二輪車用ブレーキ装置。

10

【請求項 2】

請求項 1 において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を互いに独立して備え、

上記ブースタは前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統の少なくとも一方に設けられ、ブースタが設けられた側のブレーキ系統に当該ブースタに対応する副ホイールシリンダが設けられる自動二輪車用ブレーキ装置。

20

【請求項 3】

請求項 1 において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、

上記ブースタは前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、上記前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪および後輪にそれぞれ配置される自動二輪車用ブレーキ装置。

【請求項 4】

請求項 3 において、上記後輪に配置される副ホイールシリンダは、対応するブースタのレギュレータの出力ポートから圧力制御弁を介して作動液の供給を受ける自動二輪車用ブレーキ装置。

30

【請求項 5】

請求項 1 において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、

上記ブースタは前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、上記前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪に配置され、

後輪ブレーキ系統は主ホイールシリンダと別のホイールシリンダを含み、

上記別のホイールシリンダは、前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を介して前輪ブレーキ系統のマスターシリンダから作動液の供給を受ける自動二輪車用ブレーキ装置。

40

【請求項 6】

請求項 5 において、上記前輪ブレーキ系統の主液路は、当該主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を前輪ブレーキ系統の主ホイールシリンダに接続する部分を含み、この部分に設けられる分岐部を上記別のホイールシリンダに接続する接続路に、圧力制御弁が配置される自動二輪車用ブレーキ装置。

【請求項 7】

請求項 1 において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、

上記ブースタは後輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、後輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪に配置される自

50

動二輪車用ブレーキ装置。

【請求項 8】

請求項 7 において、上記後輪ブレーキ系統の主液路は、当該主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を後輪ブレーキ系統の主ホイールシリンダに接続する部分を含み、この部分に圧力制御弁が配置される自動二輪車用ブレーキ装置。

【請求項 9】

請求項 1 ないし 8 の何れか 1 項に記載の自動二輪車用ブレーキ装置を含むことを特徴とする自動二輪車。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、自動二輪車用ブレーキ装置、およびこれを含む自動二輪車に関する。

【背景技術】

【0002】

自動二輪車では、例えば、手によるブレーキレバーの操作で前輪を制動し、足のブレーキペダルの操作で後輪を制動する場合がある。また、左右の手でそれぞれ対応するブレーキレバーを操作して前輪および後輪を制動する場合がある。

人間の手がブレーキレバーを握る力は、足先がブレーキペダルを踏む力と比較して非常に弱い。また、足によるブレーキ操作にしても、自動車では、脚全体の力でブレーキを操作できるのに対して、二輪車では、足首の力のみでブレーキを操作する。したがって、同じ足によるブレーキ操作であっても、二輪車ではあまり踏力を出せない。また、握力や脚力のない非力なライダーが操作する場合もある。

20

【0003】

少ない操作力で高い制動力を発生させるために、マスターシリンダのシリンダ径を小さくして入力に対して相対的に大きなブレーキ液圧を発生させる方法がある。しかし、ブレーキ作動に必要な吐出液量を確保するために、マスターシリンダのピストンのストロークを長くしなければならず、マスターシリンダの全長が伸びてレイアウトが困難になったり、ブレーキレバーやブレーキペダルのストロークが大きくなり過ぎて、レバーやペダルの操作が困難になったりするという問題がある。

【0004】

30

また、自動二輪車においても、多様な路面での走行を補助するために、車輪のロックを防止するアンチロック機能を装備する場合がある。

一方、アンチロック装置にハイドロブースタを接続したブレーキ液圧制御装置が提供されている（例えば、特許文献 1）。

また、自動車用として、ブースト機能とアンチロックブレーキ機能を有するブレーキ装置が提供されている（例えば、特許文献 2, 3, 4）。

【0005】

また、自動二輪車用として、キャリパの受けるブレーキ反力をブースト力として利用するとともにアンチロック用のモジュレータを設けるブレーキ装置が提供されている（例えば特許文献 5）。

40

【特許文献 1】特許第 2740221 号公報

【特許文献 2】特開平 9 - 24818 号公報

【特許文献 3】特開平 9 - 24819 号公報

【特許文献 4】特開平 9 - 30398 号公報

【特許文献 5】特許第 2890215 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

上記特許文献 1 は、いわゆる直列式のブースタであるので、大きなブレーキ踏力が必要となる。このような大きな踏力をライダーの足首のみの力で得ることは困難である。

50

また、二輪車では、ホイールベースに対する重心高が乗用車などに対して高く、制動操作などで前後輪の接地力が変動しやすいうえに、前輪と後輪では、ブレーキ操作による車両姿勢の変動が異なるため、ブレーキ操作系統を前後で別々に持つ必要性がある。したがって、このような特殊性を有する二輪車に、入力系統が1系統である自動車用の特許文献2, 3, 4を適用することは困難である。

【0007】

また、特許文献2, 3, 4では、ABS制御時にマスターシリンダとブレーキ回路との連通を遮断するようにしており、その結果、当該マスターシリンダを操作するブレーキ操作部材に対してABS作動に伴うブレーキ液圧の変化が伝達されない。このため、ライダーは、前輪および後輪の何れのブレーキ系統に対するブレーキ操作が過剰になっているかを判断できない。

10

【0008】

ところで、従来より、前輪と後輪のブレーキを連動させるブレーキシステムが提案されている。このシステムでは、前輪および後輪のホイールシリンダの消費液量を、単一のマスターシリンダからの供給によってまかなうことになる。この場合、マスターシリンダにおいて必要な供給液量を確保するためには、ホイールシリンダの径に対するマスターシリンダの径の比率を増大することが必要である一方、必要な制動力を確保するためには、上記の比率を減少することが必要である。したがって、供給液量および制動力の確保を両立させることが困難である。

【0009】

20

一方、特許文献5においては、キャリパの装着されている車輪の近傍にブレーキ反力による加圧される反力受圧シリンダを設ける必要があり、ブレーキ装置のレイアウトの自由度が低い。また、パネ下重量が重くなり、乗り心地が悪くなったり、操縦安定性に影響を与えたりするおそれがある。さらに、ABS作動時にモジュレータのカットバルブによってマスターシリンダとホイールシリンダとの連通が断たれるようになっており、したがって、特許文献5でも、特許文献2, 3, 4と同様に、ライダーが何れのブレーキ系統のブレーキ操作が過剰になっているかを判断できない。

【0010】

本発明は上記課題に鑑みてなされたものであり、ABS作動時にライダーがブレーキ操作が過剰であるブレーキ系統を認識することができる自動二輪車用ブレーキ装置、およびこれを含む自動二輪車を提供することを目的とする。

30

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記課題を解決するため、本発明は、マスターシリンダから主液路を介して作動液が供給される主ホイールシリンダと、主ホイールシリンダの発生液圧に応じた液圧を発生するブースタと、ブースタから作動液が供給される副ホイールシリンダと、アンチロック用のモジュレータとを備え、上記ブースタは、液圧源と、主液路の一部をパイロット室として含みパイロット室内のパイロット圧を用いて液圧源からの作動液を液圧調整して副ホイールシリンダへ供給するためのレギュレータとを含み、上記モジュレータは、主液路においてマスターシリンダとパイロット室との間に設けられる分岐部からこの分岐部よりもマスターシリンダ側においてマスターシリンダに常時連通する帰還部へ作動液を還流させるための還流路と、還流路に配置されアンチロック制御時に上記主ホイールシリンダから排出された作動液を吸引し帰還部を介して主液路に還流させるためのポンプとを含むことを特徴とする自動二輪車用ブレーキ装置を提供するものである。

40

【0012】

本発明によれば、ブレーキ操作によりマスターシリンダからの作動液が主ホイールシリンダに供給される一方、液圧源からの作動液がレギュレータを介して液圧調整されて副ホイールシリンダに供給される。マスターシリンダとしては主ホイールシリンダの消費液量を供給すれば足りるので、ブレーキ操作のストローク量を増大することなく少ない操作力で主ホイールシリンダおよび副ホイールシリンダを働かせて制動力を向上することができ

50

る。

【0013】

また、ABS作動時において、モジュレータのポンプの働きで主ホイールシリンダの作動液が還流路を介して主液路の帰還部に戻されると、この帰還部に連通するマスターシリンダの液圧変化が対応するブレーキ操作部材を介してライダーに与えられ、その結果、ライダーはABSの作動状態を感じとることができ、ひいては、そのブレーキ操作部材によるブレーキ操作が過剰であると判断することができる。

【0014】

また、本発明において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を互いに独立して備え、上記ブースタは前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統の少なくとも一方に設けられ、ブースタが設けられた側のブレーキ系統に当該ブースタに対応する副ホイールシリンダが設けられる場合がある（請求項2）。この場合、前輪ブレーキ系統のブレーキ操作の操作力や操作ストローク量を相対的に少なくして相対的に高い前輪の制動力を得ることができる。

10

【0015】

また、本発明において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、上記ブースタは前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、上記前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪および後輪にそれぞれ配置される場合がある（請求項3）。この場合、前輪ブレーキ系統のブレーキ操作によって前後のブレーキを連動させて働かせることができる。また、ブースタを前後のブレーキ系統で兼用でき、構造の簡素化に好ましい。また、上記後輪に配置される副ホイールシリンダは、対応するブースタのレギュレータの出力ポートから圧力制御弁を介して作動液の供給を受けることが、前後の制動力の配分を調整するうえで好ましい（請求項4）。

20

【0016】

また、本発明において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、上記ブースタは前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、上記前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪に配置され、後輪ブレーキ系統は主ホイールシリンダと別のホイールシリンダを含み、上記別のホイールシリンダは、前輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を介して前輪ブレーキ系統のマスターシリンダから作動液の供給を受ける場合がある（請求項5）。この場合、前輪ブレーキ系統のブレーキ操作の操作力や操作ストローク量を相対的に少なくして相対的に高い前輪の制動力を得ることができ、しかも、前輪ブレーキ系統のブレーキ操作によって前後のブレーキを連動させて働かせることができる。また、上記前輪ブレーキ系統の主液路は、当該主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を前輪ブレーキ系統の主ホイールシリンダに接続する部分を含み、この部分に設けられる分岐部を上記別のホイールシリンダに接続する接続路に、圧力制御弁が配置されることが、前後の制動力の配分を調整するうえで好ましい（請求項6）。

30

40

【0017】

また、本発明において、上記マスターシリンダ、主液路、主ホイールシリンダおよびモジュレータをそれぞれ含む前輪ブレーキ系統および後輪ブレーキ系統を備え、上記ブースタは後輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられ、後輪ブレーキ系統の主液路に対応して設けられたブースタに対応する副ホイールシリンダが前輪に配置される場合がある（請求項7）。この場合、後輪ブレーキ系統のブレーキ操作によって前輪の主および副ホイールシリンダを働かせて、前輪の制動力を向上させることができる前後連動ブレーキを提供することができる。また、上記後輪ブレーキ系統の主液路は、当該主液路に対応して設けられたブースタのレギュレータのパイロット室を後輪ブレーキ系統の主ホイールシリンダに接続する部分を含み、この部分に圧力制御弁が配置されることが、前後の制動力の配分

50

を調整するうえで好ましい（請求項 8）。

【0018】

上記の自動二輪車用ブレーキ装置を含む自動二輪車であれば、ABS 作動時にライダーがブレーキ操作が過剰であるブレーキ系統を認識することができて好ましい（請求項 9）。

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

本発明の好ましい実施の形態を添付図面を参照しつつ説明する。

第 1 の実施の形態

全体構成

図 1 は本発明の第 1 の実施の形態の自動二輪車用ブレーキ装置 1（以下では、単にブレーキ装置 1 ともいう）の模式図である。図 1 を参照して、本ブレーキ装置 1 は、第 1 のブレーキ操作部材としてのブレーキレバー 2 と、第 2 のブレーキ操作部材としてのブレーキペダル 3 と、ブレーキレバー 2 の操作によって第 1 の液圧を発生する第 1 のマスターシリンダ 4 と、ブレーキペダル 3 の操作によって第 1 の液圧を発生する第 2 のマスターシリンダ 5 と、第 1 輪としての前輪 6 に配置され第 1 のマスターシリンダ 4 から作動液の供給を受ける第 1 の主ホイールシリンダ 7 と、第 2 輪としての後輪 8 に配置され第 2 のマスターシリンダ 5 から作動液の供給を受ける第 2 の主ホイールシリンダ 9 とを備える。

10

【0020】

第 1 および第 2 の主ホイールシリンダ 7, 9 はそれぞれ前輪 6 および後輪 8 に設けられた対応するキャリパ 101, 102 に配置されている。また、前輪 6 に設けられたキャリパ 103 に、後述する副ホイールシリンダ 29 が配置されている。本実施の形態では、第 1 の主ホイールシリンダ 7 と副ホイールシリンダ 29 が互いに独立したキャリパ 101, 103 に配置されているが、共通のキャリパに配置されるようにしても良い。

20

【0021】

第 1 のマスターシリンダ 4 から第 1 の主液路 10 を介して第 1 の主ホイールシリンダ 7 に作動液が供給される一方、第 2 のマスターシリンダ 5 から第 2 の主液路 11 を介して第 2 の主ホイールシリンダ 9 に作動液が供給されるようになっている。

本ブレーキ装置 1 は、第 1 のブレーキ系統としての前輪ブレーキ系統 200、および第 2 のブレーキ系統としての後輪ブレーキ系統 300 を互いに独立した油圧系統として備える。

30

【0022】

すなわち、前輪ブレーキ系統 200 は、上記ブレーキレバー 2 と、第 1 のマスターシリンダ 4 と、第 1 の主液路 10 と、第 1 の主ホイールシリンダ 7 と、第 1 の主ホイールシリンダ 7 の発生液圧に応じた液圧を発生するブースタ 88 と、ブースタ 88 から作動液が供給される上記した副ホイールシリンダ 29 と、第 1 の主ホイールシリンダ 7 へのブレーキ液圧の減圧、保持又は加圧を行って制動力を制御するためのアンチロック用のモジュレータ 90 とを備える。

【0023】

後輪ブレーキ系統 300 は、上記ブレーキペダル 3 と、第 2 のマスターシリンダ 5 と、第 2 の主ホイールシリンダ 9 と、第 2 の主液路 11 と、第 2 の主ホイールシリンダ 9 へのブレーキ液圧の減圧、保持又は加圧を行って制動力を制御するためのアンチロック用のモジュレータ 90A とを備える。

40

ブースタ

上記ブースタ 88 は、ブレーキレバー 2 の操作とは無関係に上記の第 1 の液圧よりも高い第 2 の液圧を発生することのできる液圧源 12 と、作動液を貯蔵するためのリザーバ 13 とを備える。

【0024】

上記液圧源 12 は、リザーバ 13 から液路 14 を介して供給される作動液を加圧可能なポンプ装置 15 と、液路 16 を介してポンプ装置 15 に接続されポンプ装置 15 によって

50

加圧された作動液の供給を受けてこれを蓄えることのできるアキュムレータ 17 とを備える。上記のポンプ装置 15 は例えば電動モータ 18 によって回転駆動される。液路 14 には、リザーバ 13 からポンプ装置 15 への作動液の流れのみを許容する逆止弁 19 が設けられており、液路 16 には、ポンプ装置 15 からアキュムレータ 17 への作動液の流れのみを許容する逆止弁 20 が設けられている。

【0025】

また、ブスタ 88 は、第 1 の主液路 10 の一部をパイロット室 30 として含み、パイロット室 30 内のパイロット圧を用いて液圧源 12 からの作動液を液圧調整して副ホイールシリンダ 29 へ供給するためのレギュレータ 21 を備える。

レギュレータ 21 は、入力ポート 22、出力ポート 23 および排出ポート 24 を含み、また、パイロット室 30 に連通する第 1 パイロットポート 25 および第 2 パイロットポート 26 を含む。

10

【0026】

入力ポート 22 は、液路 16 において逆止弁 20 とアキュムレータ 17 との間に配置される分岐部 16a に、液路 27 を介して接続されており、入力ポート 22 には液圧源 12 から第 2 の液圧が提供されている。排出ポート 24 は液路 28 を介してリザーバ 13 に接続されており、排出ポート 24 にはリザーバ 13 から大気圧に等しい液圧が供給されている。

【0027】

上記の第 1 の主液路 10 は、第 1 のマスターシリンダ 4 を第 1 のパイロットポート 25 に接続する第 1 の部分 10a と、第 2 のパイロットポート 26 を第 1 の主ホイールシリンダ 7 に接続する第 2 の部分 10b とを含む。

20

一方、レギュレータ 21 の出力ポート 23 が副ホイールシリンダ 29 に接続されている。レギュレータ 21 は、液圧源 12 から入力ポート 22 を介して入力される第 2 の液圧を第 1 のマスターシリンダ 4 の発生液圧に応じた第 3 の液圧に調整し、出力ポート 23 から液路 81 を介して副ホイールシリンダ 29 に提供する。

【0028】

すなわち、レギュレータ 21 は、第 1 のマスターシリンダ 4 からパイロット室 30 に導かれる第 1 の液圧をパイロット圧として用いて、上記第 3 の液圧を第 1 の液圧に対して所定の圧力差内の圧力に調整する機能を有する。具体的には、本実施の形態では、第 3 の液圧は第 1 の液圧と同等レベルに調整される。

30

モジュレータ

前輪ブレーキ系統 200 および後輪ブレーキ系統 300 の各モジュレータ 90, 90A は同様の構成であるので、代表して、前輪ブレーキ系統 200 のモジュレータ 90 に則して説明する。

【0029】

モジュレータ 90 は、2 位値切換弁をなすノーマリオープン第 1 の電磁弁 91 と、同じく 2 位置切換弁をなすノーマリクローズド第 2 の電磁弁 92 と、第 1 の主ホイールシリンダ 7 から減圧した作動液を一時的に貯蔵するためのバッファチャンバ 93 と、バッファチャンバ 93 に貯蔵された作動液を第 1 の主液路 10 に還流させるためのポンプ 94 とを備える。

40

【0030】

また、モジュレータ 90 は、上記第 1 の主液路 10 の第 1 の部分 10a に設けられる分岐部 10c から、この分岐部 10c よりも第 1 のマスターシリンダ 4 側において第 1 のマスターシリンダ 4 に常時連通する帰還部 10d へ作動液を還流させるための還流路 95 を備える。

第 1 の電磁弁 91 は、主液路 10 において分岐部 10c と帰還部 10d との間に配置される。第 1 の電磁弁 91 と帰還部 10d との間には固定絞り 89 が配置される。また、上記第 1 の電磁弁 91 をバイパスして上記帰還部 10d に至る還流路 96 が形成され、この還流路 96 には上記分岐部 10c から帰還部 10d への液流のみを許容する逆止弁 97 が

50

配置される。

【0031】

還流路95には、分岐部10cの側から第2の電磁弁92およびポンプ94がこの順で配置されており、還流路95において、第2の電磁弁92とポンプ94との間に形成される分岐部95aに上記バッファチャンバ93が接続されている。また、還流路95において、上記分岐部95aとポンプ94との間にはポンプ94側への液流のみを許容する逆止弁98が配置され、ポンプ94と帰還部10dとの間には、帰還部10d側への液流のみを許容する逆止弁99が配置されている。

【0032】

後輪ブレーキ系統300のモジュレータ90Aについては、その還流路95が第2の主液路11の分岐部11cから帰還部11dに至るように設けられる点を除いて、前輪ブレーキ系統200のモジュレータ90と同様の構成であるので、図に同一符号を付してその説明を省略する。なお、本実施の形態では、各モジュレータ90、90Aのポンプ94は、共通の電動モータ100により回転駆動されるが、各ポンプ94が個別の電動モータにより駆動されるものとしても良い。

10

レギュレータ

次いで、図2を参照して、レギュレータ21について説明する。レギュレータ21は、閉塞端31aおよび開放端31bを有する有底円筒状をなすハウジング31を備える。このハウジング31内には収容孔32が区画されており、この収容孔32は、ハウジング31の開放端31bにねじ込み固定されたプラグ33により閉塞されている。

20

【0033】

ハウジング31の胴部には、閉塞端31aに対応して上述の第1および第2のパイロットポート25、26がそれぞれ設けられている。その閉塞端31aから開放端31bに向かうにしたがって、上述の排出ポート24、出力ポート23および入力ポート22がこの順で並んで設けられている。各ポート22～26はそれぞれハウジング31の径方向に延びるように形成された対応する連通孔を介して収容孔32内に連通している。

【0034】

また、収容孔32には、閉塞端31aに隣接して軸方向に摺動自在なスプール部材34が収容されている。このスプール部材34は、収容孔32の内部を閉塞端31a側の上述のパイロット室30と、これと反対側のレギュレータ室35とに互いに仕切っており、パイロット室30とレギュレータ室35の圧力を互いに均衡させるバランスピストンとして機能している。スプール部材34は閉塞端31a側の端部の外周に環状溝341を設けており、この環状溝341とハウジング31との間にパイロット室30の少なくとも一部が区画されている。

30

【0035】

スプール部材34は、軸方向に延びる液路36を有している。この液路36の一端は例えばプラグからなる閉塞部材37により閉塞されていると共に、他端は絞りとして機能するドレーンポート38を介してレギュレータ室35に開口している。

スプール部材34の軸方向の中間部の外周に形成される環状溝とハウジング31の内周とによって環状室39が区画されており、この環状室39は排出ポート24に連通している。スプール部材34は、上記の液路36の途中部を環状溝39に連通するために径方向に延びる1ないし複数の液路40を形成している。これにより、排出ポート24が液路40、36を介してドレーンポート38に連通している。

40

【0036】

スプール部材34の外周面には、環状溝39とパイロット室30とを互いに仕切るために互いに逆向きに指向して配置される一対のカップシール41、42が配置されている。各カップシール41、42は、スプール部材34の外周面に形成された対応する環状の保持溝に保持されている。

また、スプール部材34の外周面には、上記排出ポート24に連通する環状溝39とレギュレータ室35とを互いに仕切るシール部材43が配置され、対応する保持溝に保持さ

50

れている。シール部材 4 3 としては、リングの外周に摺動性に優れた低摩擦係数の合成樹脂のリングを嵌めたものを例示することができる。

【 0 0 3 7 】

また、収容孔 3 2 内において上記のスプール部材 3 4 とプラグ 3 3 との間には、レギュレータ室 3 5 と入力ポート 2 2 との間の連通 / 遮断を切り換えるためのバルブ機構 4 4 が設けられている。バルブ機構 4 4 は、ハウジング 3 1 内に嵌められて軸方向移動が規制された筒状のバルブボディ 4 5 を備える。

このバルブボディ 4 5 内には軸方向の中間部に配置された仕切り壁 4 6 により互いに仕切られる第 1 および第 2 の空洞 4 5 a , 4 5 b が形成され、スプール部材 3 4 側の第 1 の空洞 4 5 a はレギュレータ 3 5 に通じている。プラグ 3 3 側の第 2 の空洞 4 5 b の一部にはプラグ 3 3 の凸部 3 3 a が挿入されており、第 2 の空洞 4 5 b の残りの部分によって、液圧源 1 2 から第 2 の液圧の供給を受ける高圧室 6 0 が構成されている。凸部 3 3 a の外周面とバルブボディ 4 5 の内周面との間は例えばリングからなるシール部材 4 7 によって封止されており、高圧室 6 0 の液密が確保されている。

10

【 0 0 3 8 】

上記の仕切り壁 4 6 には両空洞 4 5 a , 4 5 b 間を互いに連通させる弁孔 4 8 が形成され、この弁孔 4 8 は通常時はチェック弁 4 9 により閉塞されている。具体的には、弁孔 4 8 は高圧室 4 5 側の半部が拡径されて、弁座 5 0 を形成している。チェック弁 4 9 は弁座 5 0 に押し付けられて弁孔 4 8 を閉塞することのできる弁体としてのボール 5 1 と、プラグ 3 3 の凸部 3 3 a とボール 5 1 との間に介在しボール 5 1 を弁座 5 0 に付勢する圧縮コイルばねからなる付勢部材 5 2 とを含む。

20

【 0 0 3 9 】

バルブボディ 4 5 の軸方向中間部の外周には、周方向に延びる環状溝 5 3 が形成され、この環状溝 5 3 は入力ポート 2 2 に連通している。また、バルブボディ 4 5 は、径方向に延びて環状溝 5 3 と上述の高圧室 6 0 とを連通する少なくとも 1 つの液路 5 4 を形成している。これにより、高圧室 6 0 に入力ポート 2 2、環状溝 5 3 および液路 5 4 を介して液圧源 1 2 からの第 2 の液圧が導かれている。

【 0 0 4 0 】

バルブボディ 4 5 の外周面には、上記の環状溝 5 3 を挟んだ両側に一对のシール部材 5 5 , 5 6 が装着され、これらのシール部材 5 5 , 5 6 がバルブボディ 4 5 の外周面とハウジング 3 1 の内周面との間を封止している。チェック弁 4 9 によって弁孔 4 8 が閉塞された状態でシール部材 4 7 , 5 5 , 5 6 によって高圧室 6 0 の液密が確保され、高圧室 6 0 が入力ポート 2 2 のみに連通する状態となっている。

30

【 0 0 4 1 】

バルブボディ 4 5 とスプール部材 3 4 の互いに対向する端部の外周面にそれぞれ形成される環状溝によって、収容孔 3 2 内に、出力ポート 2 3 に液密的に連通する環状室 5 7 が区画されている。この環状室 5 7 は上述のレギュレータ室 3 5 の一部を構成する。環状室 5 7 内には、一端がバルブボディ 4 5 に係止する共に他端がスプール部材 3 4 に係止して、スプール部材 3 4 をパイロット室 3 0 側へ付勢する例えば圧縮コイルばねからなる付勢部材 5 8 が収容されている。

40

【 0 0 4 2 】

バルブボディ 4 5 内の第 1 の空洞 4 5 a には、バルブボディ 4 5 の軸方向に移動可能な調圧弁 5 9 が収容されている。調圧弁 5 9 の一端には弁孔 4 8 内に一部が挿入された操作軸 6 1 が延びており、操作軸 6 1 の先端はチェック弁 4 9 のボール 5 1 と僅かな隙間を有して対向している。操作軸 6 1 は弁孔 4 8 内で液路を絞る絞り部材として機能する。

調圧弁 5 9 の他端は未拡がり状に拡径された拡径部 6 2 に構成されており、拡径部 6 2 の端面の中央部には弁体としてのボール 6 3 がかしめにより固定されている。このボール 6 3 は所要時に上述のドレーンポート 3 8 を閉塞することができるようにドレーンポート 3 8 に対向している。

【 0 0 4 3 】

50

一方、第1の空洞45a内には筒状のガイド64が嵌め入れられており、このガイド64は上記の調圧弁59の外周を隙間を設けて取り囲んでおり、その隙間に、調圧弁59をスプール部材34側に付勢するための圧縮コイルばねからなる付勢部材65が収容されている。

調圧弁59は付勢部材65を介してガイド64によって支持されている。ガイド64の周囲にはシール部材66が装着されている。ガイド64の一端がバルブボディ45に固定された止め輪67に当接することで、ガイド64が所定位置に位置決めされ、この所定位置を超えてガイド64がスプール部材34側に移動することが規制されている。また、ガイド61の外周面とバルブボディ45の内周面との間はシール部材によって封止されている。

10

ブースト動作

次いで、上記のレギュレータ21の動作を中心としてブースト動作について図2、図3および図4に基づいて説明する。具体的には、第1のマスターシリンダ4の加圧状態によって、スプール弁34が図2に示す第1の位置、図3に示す第2の位置、および図4に示す第3の位置に変位することに応じて、レギュレータ21の状態が下記の第1、第2および第3の状態に切り換わるようになっている。

【0044】

まず、図2は第1のマスターシリンダ4が加圧されていない状態を示している。このとき、付勢部材58の働きでスプール弁34は最もパイロット室30寄りの第1の位置に変位しており、レギュレータ21は、入力ポート22とレギュレータ室35との連通を遮断し且つ出力ポート23を排出ポート24に連通する第1の状態となっている。

20

すなわち、この第1の状態では、ドレーンポート38が調圧弁59のボール63から離れているため、開放されたドレーンポート38を介してレギュレータ室35がリザーバ13に連通しており、レギュレータ35は大気圧に等しい圧力となっている。すなわち、第1のマスターシリンダ4、並びに第1の主ホイールシリンダ7および副ホイールシリンダ29は何れも大気圧と等しい圧力となっている。

【0045】

一方、液圧源12のアキュムレータ17には通常のブレーキに必要な圧力以上の高圧としての第2の液圧が蓄えられており、その第2の液圧は高圧室60に導かれているが、チェック弁49によって弁孔48を閉じられているので、高圧室60とレギュレータ室35との間は遮断されている。

30

次いで、図3はブレーキレバー2の操作により第1のマスターシリンダ4が加圧されて第1のマスターシリンダ4から作動液がノーマリオープンの第1の電磁弁91を配する第1の主液路10へと送出され始めた状態を示している。すなわち、第1のマスターシリンダ4からの第1の液圧P1の作動液がパイロット室30を經由して第1の主ホイールシリンダ7に導かれる。また、パイロット室30内に導かれた第1の液圧P1によってスプール部材34が第2の位置に変位し、レギュレータ21は、入力ポート22とレギュレータ室35との連通を遮断し且つ出力ポート23と排出ポート24との連通を遮断する第2の状態となる。

【0046】

すなわち、第1の位置よりもレギュレータ室35側の第2の位置へ変位したスプール部材34のドレーンポート38が、調圧弁59のボール63に当接して閉塞され、その結果、レギュレータ室35とリザーバ13との連通が遮断され、レギュレータ室35が密閉される。このとき、調圧弁59の操作軸61は未だチェック弁49のボール51に当接しておらず、高圧室60とレギュレータ室35との間は遮断されている。

40

【0047】

次いで、図4はブレーキレバー2の操作により第1のマスターシリンダ4からパイロット室30にさらに第1の液圧P1の作動液が供給された状態を示している。スプール部材34が第2の位置よりもさらにレギュレータ室35側の第3の位置に変位する。その結果、レギュレータ21が入力ポート22をレギュレータ室35に連通し且つ出力ポート23

50

と排出ポート 2 4 との連通を遮断する第 3 の状態になる。

【 0 0 4 8 】

すなわち、スプール部材 3 4 のさらなる変位により、スプール部材 3 4 が調圧弁 5 9 を押してチェック弁 4 9 側へ一体的に変位する。これに伴って、調圧弁 5 9 の操作軸 6 1 がチェック弁 4 9 のボール 5 1 を押して弁座 5 0 から離隔させることで、弁孔 4 8 を開放させる。これにより、高圧室 6 0 とレギュレータ室 3 5 とが弁孔 4 8 を介して連通する。その結果、液圧源 1 2 のアキュムレータ 1 7 に蓄えられている高圧としての第 2 の液圧 P 2 の作動液が、図 1 に示す液路 1 6 の分岐部 1 6 a、液路 2 7 および入力ポート 2 2 を介して高圧室 6 0 に導入される。高圧室 6 0 に導入された作動液は、操作軸 6 1 によって断面積が絞られた弁孔 4 8 内を通過することで、圧力低下を受けて、第 3 の液圧 P 3 に調整されてレギュレータ室 3 5 内に導入される。この第 3 の液圧 P 3 の作動液が出力ポート 2 3 を介して副ホイールシリンダ 2 9 に導入されることになる。

10

【 0 0 4 9 】

なお、弁孔 4 8 内の液路は操作軸 6 1 により狭められているので、弁孔 4 8 を通過する液の流れは比較的緩やかである。

そして、レギュレータ室 3 5 内の第 3 の液圧、すなわち副ホイールシリンダ 2 9 の圧力が、第 1 のマスターシリンダ 4 の第 1 の液圧 P 1、すなわち第 1 の主ホイールシリンダ 7 の圧力に等しくなると、スプール部材 3 4 は付勢部材 5 8 により第 1 の位置に押し戻される。その結果、レギュレータ 2 1 は第 2 の状態に戻り、ドレーンポート 3 8 が封鎖される。ここで第 1 のマスターシリンダ 4 の圧力が下がると、スプール部材 3 4 は更に押し戻されて第 1 の位置に変位し、ドレーンポート 3 8 が開放される。その結果、副ホイールシリンダ 2 9 の中に込められていた作動液は出力ポート 2 3、レギュレータ室 3 5、ドレーンポート 3 8 および排出ポート 2 4 を介してリザーバ 1 3 側に逃がされる。

20

【 0 0 5 0 】

以上の動きを通じて、スプール部材 3 4 により互いに仕切られるパイロット室 3 0 とレギュレータ室 3 5 の圧力、すなわち第 1 の液圧 P 1 と第 3 の液圧 P 3 は、図 5 において実線で示すように、常に互いに同等レベルに調節されることになる。

本実施の形態によれば、ブレーキレバー 2 を操作すると、第 1 のマスターシリンダ 4 から第 1 の液路 1 0 を介して作動液の供給を受けた第 1 の主ホイールシリンダ 7 が作動し、前輪 6 を制動する。一方、アキュムレータ 1 7 からの作動液が第 1 の液路 1 0 と隔てられた液路を介し、この液路のレギュレータ 2 1 により圧力調整されて、前輪 6 の副ホイールシリンダ 2 9 に導かれ制動力が加勢される。

30

【 0 0 5 1 】

副ホイールシリンダ 2 9 の消費液量はアキュムレータ 1 7 からの作動液の供給でまかなわれるので、第 1 のマスターシリンダ 4 としては第 1 の主ホイールシリンダ 7 への消費液量を供給すれば足りる。その結果、ブレーキ操作のストローク量を増大することなく少ない操作力で第 1 の主ホイールシリンダ 7 および副ホイールシリンダ 2 9 を働かせて制動力を向上することができる。

【 0 0 5 2 】

また、所要の制動力を得るための第 1 のマスターシリンダ 4 の径を小型にすることも可能になる。

40

副ホイールシリンダ 2 9 に供給される第 3 の液圧を、第 1 のマスターシリンダ 4 の第 1 の液圧（本実施の形態ではパイロット圧に相当）、すなわち第 1 の主ホイールシリンダ 7 の液圧と同等になるように制御することができ、自動二輪車のブレーキ時の挙動を安定させることができる。

アンチロック動作

次いで、モジュレータ 9 0 の動作を中心としてアンチロック動作について、図 6 ~ 図 8 に基づいて説明する。

【 0 0 5 3 】

所定の A B S 発生条件が満たされると、アンチロック制御が開始される。上記 A B S 発

50

生条件としては、各ブレーキ系統 200, 300 において、前後の車輪にそれぞれ配置される図示しない車輪速センサの検出値に基づいて演算されるスリップ率が所定の閾値を超える場合を例示することができる。また、上記の所定の閾値を車輪の減速度（車両の減速度に相当）に応じて可変するようにすること等、スリップ率と車輪の減速度の組合せにてアンチロック制御を実行するか否かを判断する場合を例示することができる。ABS 発生条件が満たされた側のブレーキ系統 200, 300 のモジュレータ 90, 90A が ABS 動作をする。

【0054】

アンチロック制御時には、第 1 の主ホイールシリンダ 7 へのブレーキ液圧を一旦保持し、次いで減圧することでロック傾向を回避し、その後、加圧（再加圧）と保持を繰り返す。

図 6 は、その保持の状態を示している。保持の状態では、ノーマリオープン第 1 の電磁弁 91 のソレノイドが励磁され、これにより、第 1 の電磁弁 91 が閉じ、第 1 の主液路 10 の第 1 の部分 10a が閉じられる。その結果、第 1 の主ホイールシリンダ 7 へのブレーキ供給経路が閉じられ、第 1 の主ホイールシリンダ 7 のブレーキ液圧が保持される。

【0055】

また、第 1 のマスターシリンダ 4 とレギュレータ 21 のパイロット室 30 との間の連通が遮断されることから、レギュレータ 21 において、パイロット室 30 とレギュレータ室 35 とが相等しい圧力となる。その結果、図 4 の第 3 の位置にあったスプール部材 34 が僅かに後退して第 2 の位置に変位し、これに応じてチェック弁 49 が閉じられ、液圧源 12 から副ホイールシリンダ 29 への作動液の供給が断たれる。すなわち、ブレーキブーストが解除される。

【0056】

なお、保持の段階で、電動モータ 100 が作動し始め、ポンプ 94 が作動を開始するが、第 2 の電磁弁 92 が閉じられているため、ポンプ 94 は空回りの状態にある。

次いで、図 7 は減圧の状態を示している。減圧の状態では、第 1 の電磁弁 91 のソレノイドの励磁に加えて、ノーマリクローズの第 2 の電磁弁 92 のソレノイドも励磁される。これにより、第 1 のマスターシリンダ 4 から第 1 の主ホイールシリンダ 7 への供給経路が閉じられた状態で、分岐部 10c から帰還部 10d に至る還流路 95 が開放される。

【0057】

その結果、第 1 の主ホイールシリンダ 7 の作動液はレギュレータ 21 のパイロット室 30、第 2 の電磁弁 92 を介してバッファチャンバ 93 に一時的に貯蔵され、バッファチャンバ 93 に貯蔵された作動液は既に作動を開始しているポンプ 94 により吸引され還流路 95 を介して第 1 のマスターシリンダ 4 に還流される。

この状態では、レギュレータ 21 のパイロット室 30 室の圧力は急降下するので、スプール部材 34 が図 2 に示す第 1 の位置に変位し、ドレーンポート 38 が開放する。その結果、副ホイールシリンダ 29 内の作動液が、レギュレータ 21 の出力ポート 23、レギュレータ室 35、ドレーンポート 38 および排出ポート 24 を介してリザーバ 13 に戻される。

【0058】

減圧によりロック傾向が回避されると、第 2 の電磁弁 92 のソレノイドの励磁が解除され、上記の保持の状態に戻る。保持の状態に戻ると、レギュレータ 21 のパイロット室 30 とレギュレータ室 35 との圧力が相等しくなるので、スプール部材 34 は再び第 2 の位置に変位し、ドレーンポート 38 を閉鎖する。

次いで、図 8 は保持に続く加圧の状態を示している。加圧の状態では、第 2 の電磁弁 92 のソレノイドの励磁を維持した状態で、第 1 の電磁弁 91 のソレノイドの励磁が解除され、第 1 の電磁弁 91 が第 1 の主液路 10 を開放する。その結果、第 1 のマスターシリンダ 4 からの作動液が第 1 の主液路 10 を介して第 1 の主ホイールシリンダ 7 に供給される。また、第 1 のマスターシリンダ 4 からの作動液の供給によりレギュレータ 21 のパイロット室 30 内に圧力がレギュレータ室 35 内の圧力よりも高くなるので、スプール部材 3

10

20

30

40

50

4は第2の位置を経て第3の位置へ変位する。その結果、チェック弁49が開放され、液圧源12からの作動液が入力ポート22、高圧室60、レギュレータ室35および出力ポート23を介して副ホイールシリンダ29に導かれ、ブレーキブーストが復活する。

【0059】

保持および加圧は交互に繰り返されて、第1の主ホイールシリンダ7および副ホイールシリンダ29のブレーキ液圧を段階的に高めるようになっている。これにより制動力が高まり再びロック傾向になると、再び、保持の状態を経て減圧が行われることになる。

アンチロック制御中に、ライダーがブレーキ液圧の低下を望んでブレーキ操作力を緩めた場合、第1の電磁弁91と並列に配置された逆止弁97が開放し、第1の主ホイールシリンダ7内の作動液が還流路96を介して第1のマスターシリンダ4に戻される。このとき、レギュレータ21のスプール部材34は第1の位置へ押し戻され、これにより、ドレーンポート38が開放され、副ホイールシリンダ29の作動液は、出力ポート23および排出ポート24を介してリザーバ13に戻される。

【0060】

本実施の形態によれば、上述した如く、ブレーキレバー2の操作力や操作ストロークを増加させることなく、前輪6の複数のホイールシリンダ7, 29に加圧して制動力を向上することができる。また、ABS作動時において、減圧状態で、モジュレータ90のポンプ94の働きで第1の主ホイールシリンダ7の作動液が還流路95を介して第1の主液路10の帰還部10dに戻される。すると、この帰還部10dに連通する第1のマスターシリンダ4の液圧変化が、ブレーキレバー2を介してライダーに与えられる。その結果、ライダーはABS作動を感じとることができ、ひいては、そのブレーキレバー2によるブレーキ操作が過剰であると判断することができる。

【0061】

なお、図示していないが、液圧源12のアクュームレータ17には、アクュームレータ17の圧力を検出する圧力センサが設けられている。この圧力センサの検出値が所定の下限值以下になると、電動モータ18が駆動されてポンプ装置15が作動し、作動したポンプ装置15によってリザーバ13の作動液をアクュームレータ17内に加圧供給して蓄える。一方、圧力センサの検出値が所定の上限値を超えると電動モータ18の駆動が停止されてポンプ装置15が停止する。これにより、アクュームレータ17内の圧力が下限値と上限値との間の範囲の圧力に保たれるようになっている。

【0062】

また、本実施の形態では、アンチロック制御時に、第1の主ホイールシリンダ7へのブレーキ液圧を一旦保持し、次いで減圧することでロック傾向を回避し、その後、加圧(再加圧)と保持を繰り返したが、これに限らない。例えば、上記の減圧の前段階としてブレーキ圧を一旦保持する工程を省略してもよい。

第2の実施の形態

次いで、図9は本発明の第2の実施形態としてレギュレータの変態形態を示している。図9を参照して、本実施の形態が図2の実施の形態と主に異なるのは、スプール部材34Aとして、いわゆる段付きピストン状のものを用いた点にある。すなわち、スプール部材34Aは、パイロット室30に臨む第1の受圧部68と、レギュレータ室35に臨む第2の受圧部69とを含んでいる。第1の受圧部68の径D1が第2の受圧部の径D2よりも大きくされることにより、第1の受圧部68の断面積が第2の受圧部69の断面積よりも大きくされている。

【0063】

これにより、図5において破線で示すように、レギュレータ室35の圧力としての第3の液圧P3をパイロット圧としての第1の液圧P1の所定倍の圧力として第1の液圧P1よりも高くすることができ、その結果、ブースト用の副ホイールシリンダ29の制動力を第1の主ホイールシリンダ7による制動力よりも高くすることができる。また、第1のマスターシリンダ4からの相対的に少ない供給液量で前輪6において相対的に高い制動力を得ることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 4 】

実際には、第 1 および第 2 の受圧部 6 8 , 6 9 の断面積比を所定比とすると、第 3 の液圧 P 3 は、第 1 の液圧 P 1 に上記の所定比を乗じた圧力から、付勢部材 5 8 の付勢力により生ずる所定の圧力差を減じた圧力となる。しかるに、付勢部材 5 8 の付勢力により生ずる圧力差は殆ど無視できるレベルであるので、第 3 の液圧 P 3 は第 1 の液圧 P 1 の所定比倍の圧力であるとみなして差し支えない。すなわち、第 3 の液圧 P 3 は第 1 の液圧 P 1 に比例することになり、これにより A B S 制御との組み合わせが実質的に可能となる。

【 0 0 6 5 】

スプール部材 3 4 の形状変更に応じて、レギュレータ室 3 5 の径をパイロット室 3 0 の径よりも小さくすることが必要であり、そのために、収容孔 3 2 の開放端 3 1 b 側の半部が大径化され、この大径化された部分にスリーブ 7 0 が嵌め入れられている。このスリーブ 7 0 の内径がスプール部材 3 4 の第 1 の受圧部 6 8 の内径と等しくされ、スリーブ 7 0 の内周面に第 1 の受圧部 6 8 が嵌め合わされている。また、バルブ機構 4 4 のバルブボディ 4 5 の大部分がスリーブ 7 0 の内周面に嵌め合わされ、シール部材 5 5 , 5 6 はスリーブ 7 0 の内周面とバルブボディ 4 5 の外周面との間を封止するようになっている。

【 0 0 6 6 】

また、スプール部材 3 4 を付勢するための付勢部材 5 8 の一端はスリーブ 7 0 の端面に係止している。スリーブ 7 0 の外周面 7 0 a には、入力ポート 2 2 に対応して環状溝 7 1 が形成されており、この環状溝 7 1 は、スリーブ 7 0 を径方向に貫通する液路 7 2 を介して、バルブボディ 4 5 の外周の環状溝 5 3 に連通している。これにより、入力ポート 2 2 が環状溝 7 1、液路 7 2、環状溝 5 3 および液路 5 4 を介して高圧室 6 0 に連通するようになっている。

【 0 0 6 7 】

一方、スリーブ 7 0 の外周面 7 0 a には、出力ポート 2 3 に連通する環状溝 7 3 が形成され、この環状溝 7 3 は、スリーブ 7 0 を径方向に貫通する液路 7 4 を介してレギュレータ室 3 5 に連通している。これにより、出力ポート 2 3 は環状溝 7 3 および液路 7 4 を介してレギュレータ室 3 5 に連通するようになっている。

また、スリーブ 7 0 の外周面 7 0 a には、上記の環状溝 7 1、7 3 を挟んだ両側に一对の例えば Oリングからなるシール部材 7 5 , 7 6 が装着されており、これらのシール部材 7 5 , 7 6 はハウジング 3 1 の内周面とスリーブ 7 0 の外周面 7 0 a との間を封止している。

【 0 0 6 8 】

なお、他の構成については図 2 の実施の形態と同様であるので、図に同一符号を付してその説明を省略する。

第 3 の実施の形態

次いで、図 1 0 は本発明の第 3 の実施の形態を示している。本第 3 の実施の形態が図 1 の第 1 の実施の形態と異なるのは、第 2 輪としての後輪 8 に設けられたキャリパ 1 0 4 に、第 2 の主ホイールシリンダ 9 および前後連動用のホイールシリンダ 7 7 を配置した点と、第 1 の液路 1 0 の第 2 の部分 1 0 b の中途に設けられた分岐部 7 8 を上記前後連動用のホイールシリンダ 7 7 に接続する接続路 7 9 を設けた点と、上記の接続路 7 9 に例えば後述する図 1 3 に示すプロポーショニングバルブ (Pバルブ、液圧調整弁ともいう) 1 4 0 を用いた圧力制御弁 8 0 を配置した点にある。圧力制御弁 8 0 として、プロポーショニングバルブに代えて減圧バルブを用いることもできる。

【 0 0 6 9 】

他の構成については第 1 の実施の形態と同様である。第 2 の主ホイールシリンダ 9 および前後連動用のホイールシリンダ 7 7 が後輪 8 に設けられた相異なるキャリパに配置されるようにしても良い。

本第 3 の実施の形態によれば、前側のブレーキレバー 2 の操作によって、前後のブレーキを連動させて動かせることができ、いわゆるフロント操作型の前後連動ブレーキを提供することができる。すなわち、前輪 6 に第 1 の主ホイールシリンダ 7 と副ホイールシリン

ダ 29 を配置して、ブレーキレバー 2 の相対的に少ない操作力および相対的に少ない操作ストロークにて前輪 6 の制動力を向上する。一方、第 1 の主ホイールシリンダ 7 に提供されている第 1 の液圧を圧力制御弁 80 により所定の液圧に調整し、この調整された液圧を後輪 8 に配置される上記前後連動用のホイールシリンダ 77 に供給することにより、後輪 8 の制動力も向上することができる。

【0070】

また、第 1 の主ホイールシリンダ 7 側の第 1 の液圧が入力される圧力制御弁 80 の機能としては、上記第 1 の液圧が所定値未満では第 1 の液圧に等しい液圧を出力し、第 1 の液圧が所定値を超えると、第 1 の液圧を比例的に減じた液圧を出力するものが好ましい。これにより、前後の制動力の配分特性を図 11 に実線で示すように設定することが可能である。

10

【0071】

すなわち、制動力の配分特性を図 11 に一点鎖線で示す 1 名乗車時の理想配分曲線および二点鎖線で示す 2 名乗車時の理想配分曲線を超えないように設定することで、フロントが先にロックするように設定することができる。具体的には、制動力の配分特性を 1 名乗車時の理想配分曲線を超えない範囲でこれに近似させることが好ましい。

前輪 6 にブースト力を付加するため、車両の減速度が非常に高まる結果、前輪 6 側へ偏った荷重配分へ移行し易い。その結果、後輪の接地荷重が減少する傾向にあるが、通常のフロントのブレーキ操作で、リヤ側にも制動力を配分することができるので、制動時の車両の安定に効果がある。また、非力なレバー操作でも高い減速度を得ることができる。

20

【0072】

第 4 の実施の形態

次いで、図 12 は本発明の第 4 の実施の形態を示している。本第 4 の実施の形態が図 10 の第 3 の実施の形態と異なるのは下記である。すなわち、第 3 の実施の形態では、第 1 の液路 10 の第 2 の部分 10b を前後連動用のホイールシリンダ 77 に接続する構成を採用したが、本第 4 の実施の形態では、上記構成に代えて、レギュレータ 21 の出力ポート 23 を前輪 6 に配置される第 1 の副ホイールシリンダ 29 および後輪 8 に配置される第 2 の副ホイールシリンダ 29A に接続する構成を採用し、第 2 の副ホイールシリンダ 29A が前後連動用のホイールシリンダとして機能するようにした。

【0073】

30

換言すると、前輪ブレーキ系統 200 の第 1 の主液路 10 に対応して設けられたブースタ 88 から作動液の供給を受けるブースト用の副ホイールシリンダとして、複数の副ホイールシリンダ、すなわち第 1 および第 2 の副ホイールシリンダ 29, 29A を設け、その第 1 の副ホイールシリンダ 29 を前輪 6 に配置すると共に、その第 2 の副ホイールシリンダ 29A を後輪 8 に配置した。ブースタ 88 は前輪ブレーキ系統 200 と後輪ブレーキ系統 300 とで兼用されることになる。

【0074】

具体的には、ブースタ 88 のレギュレータ 21 の出力ポート 23 と第 1 の副ホイールシリンダ 29 とを接続する液路 81 の中途に設けられた分岐部 81a を後輪 8 に配置される第 2 の副ホイールシリンダ 29A に接続する接続路 82 を設け、この接続路 82 に上記の第 3 の実施の形態の圧力制御弁 80 と同様の構成の圧力制御弁 83 を配置するようにした。

40

【0075】

本第 4 の実施の形態においても、第 3 の実施の形態と同様の作用効果を奏することができる。特に、前後連動用の第 2 の副ホイールシリンダ 29A に対して液圧源 12 から作動液を供給するようにすることで、第 1 のマスターシリンダ 4 の供給液量を相対的により少なくした状態で前後の連動ブレーキを実現することができるという利点がある。

特に、後輪の分布荷重が相対的に大きいスクータ型の車両、車両後部への積載量の大きな業務用の車両、ツーリング用途などの車両に適用した場合、後輪にもブースト力を付加することで安定した制動を達成することができる。

50

【 0 0 7 6 】

第 5 の実施の形態

次いで、図 1 3 は本発明の第 5 の実施の形態を示している。本第 5 の実施の形態が図 1 の第 1 の実施の形態と異なるのは、下記である。すなわち、第 1 の実施の形態では、前輪ブレーキ系統 2 0 0 の第 1 の主液路 1 0 の一部をパイロット室 3 0 として含むレギュレータ 2 1 を設けたが、本第 5 の実施の形態では、これに代えて、後輪ブレーキ系統 3 0 0 の第 2 の主液路 1 1 の一部をパイロット室 3 0 として含むレギュレータ 2 1 A を設けた。

【 0 0 7 7 】

第 2 の主液路 1 1 は、第 2 のマスターシリンダ 5 をレギュレータ 2 1 A の第 1 のパイロットポート 2 5 に接続する第 1 の部分 1 1 a と、レギュレータ 2 1 A の第 2 のパイロットポート 2 6 を第 2 の主ホイールシリンダ 9 に接続する第 2 の部分 1 1 b とを含む。第 2 の液路 1 1 の第 2 の部分 1 1 b には、上述の圧力制御弁 8 0 , 8 3 と同様の構成の圧力制御弁 8 4 が配置されている。レギュレータ 2 1 A の出力ポート 2 3 は、液路 8 1 を介して、当該レギュレータ 2 1 A に対応して前輪 6 に配置されたブースト用の副ホイールシリンダ 2 9 B に接続されている。レギュレータ 2 1 A の内部構成については、レギュレータ 2 1 と同様である。また、他の構成については、第 1 の実施の形態と同様であるので、図に同一符号を付してその説明を省略する。

【 0 0 7 8 】

本実施の形態によれば、リヤ側のブレーキ操作部材としてのブレーキペダル 3 の操作により作動する第 2 のマスターシリンダ 5 からの供給液圧がパイロット圧としてレギュレータ 2 1 A に導かれる。液圧源 1 2 からの作動液がレギュレータ 2 1 A を介して第 3 の液圧に調整されて、前輪 6 に配置された副ホイールシリンダ 2 9 B へ供給される。これにより、ブレーキペダル 3 の操作で、後輪 8 の第 2 の主ホイールシリンダ 9 に加えて、前輪 6 の副ホイールシリンダ 2 9 B にも液圧を供給でき、いわゆるリヤ操作型の前後連動ブレーキを提供することができる。また、圧力制御弁 8 4 によって前、後輪 6 , 8 への制動力配分を調整することができる。

【 0 0 7 9 】

いわゆるリヤ操作型の前後連動ブレーキにおいて、ブレーキペダル 3 の相対的に少ない操作力と操作ストローク量で、前後のホイールシリンダ 9 , 2 9 B に作動液を供給でき、制動力を高めることができる。

また、レギュレータ 2 1 A の第 2 のパイロットポート 2 6 と第 2 の主ホイールシリンダ 9 との間に介在する圧力制御弁 8 4 は、後輪ブレーキ系統 3 0 0 の第 2 の主ホイールシリンダ 9 への液圧を制限する機能を果たす。例えば、第 2 のマスターシリンダ 5 から供給される第 1 の液圧が所定値未満では第 1 の液圧に等しい液圧を出力し、第 1 の液圧が所定値を超えると、第 1 の液圧を比例的に減じた液圧として出力するものが好ましい。これにより、前後の制動力の配分特性を図 1 4 に実線で示すように設定することが可能である。

【 0 0 8 0 】

すなわち、当該配分特性を図 1 4 に一点鎖線で示す 1 名乗車時の理想配分曲線および二点鎖線で示す 2 名乗車時の理想配分曲線よりも高く設定することにより、積載条件にかかわらず、後輪 8 が先にロックするように設定することができる。具体的には、2 名乗車時の理想配分曲線を下回らない範囲でこれに近似させるように配分特性を設定することが好ましい。

【 0 0 8 1 】

また、ABS の故障時や ABS 制御の禁止時にも、リヤが先にロックする特性を確保することで、車両の安定を維持することができる。

圧力制御弁の一例

図 1 5 は、上記の第 3、第 4 および第 5 の実施の形態（すなわち、図 7、図 9 および図 1 0 の実施の形態）において、圧力制御弁 8 0 , 8 3 , 8 4 として用いるプロポーショニングバルブ（Pバルブ）の一例を示す。

【 0 0 8 2 】

10

20

30

40

50

図15を参照して、プロポーショニングバルブ140は、ボディ141と、ボディ141の内部に配置されたプランジャ142と、プランジャ142と共働作用を行うことで弁機構を得るための弾性弁座143と、プランジャ142の弁機構を開放方向へと付勢するための付勢部材としてのばね144とを備える。

ボディ141は、上記プランジャ142を摺動自在に収容する弁収容孔145と、弁収容孔145の一端を液密的に閉塞するプラグ146と、弁収容孔145の一端近傍に通ずる入口液路147と、弁収容孔145の他端に設けられる出口液路148とを備える。

【0083】

プランジャ142は、第1および第2の端部142a, 142bと、第1および第2の端部142a, 142b間の中間部で第1の端部142a寄りに設けられたピストン142cと、ばね144の一端を受けるばね座142dとを備える。 10

ばね144は、プランジャ142のばね座142dとプラグ146によって受けられたばね座149との間に介在する圧縮コイルばねからなる。また、ボディ141は、プランジャ142の第1および第2の端部142a, 142bをそれぞれ摺動可能に支持するための第1および第2の受け部151, 152を備える。

【0084】

このような構成のプロポーショニングバルブ140の入口液路147に付与された液圧は、弁収容孔145内においてピストン142cの上流側領域に伝達され、さらにばね144によって開放されている弁部153を通過して出口液路148へと伝えられる。このときは弁部153が開放されているので、入口液路147に加わったブレーキ液圧がほぼそのまま出口液路148へ伝えられる。 20

【0085】

一方、入口液路147からのブレーキ液圧がさらに上昇し、一定値に達すると、ピストン142cの下流側の液受圧面積 A_1 （ピストン142cが弾性弁座143に当接するときの接触部直径面積）と、上流側の液受圧面積 $A_2 = A_1 \times \frac{d_1^2}{4 \times d^2}$ （ d はピストン142cの外径）との面積差によりピストン142cはばね144の付勢力に勝って図13の下方に移動し、弁部153が閉じられる。このポイントが折れ点である。

【0086】

さらに上流側液圧が P だけ上昇すると、上昇液圧 P によりピストン142cは上方へ僅かに移動し、弁は開く。 30

すなわち、上流側液圧の上昇液圧 P は下流側液受圧面積 A_1 と上流側受圧面積 A_2 との面積差によるピストン142cへの下方向への作用力 $P \times A_2 / A_1$ がばね144の付勢力に達するまでの間、液の流れが許容されて、再び弁は閉じる。

【0087】

この様に弁の開閉動作は繰返し行われてプロポーショニングバルブ140は折れ点液圧以上の入力液圧に対してある一定の割合でブレーキ液圧を減圧させて、出力液路148側に接続されるホイールシリンダに伝達する作用を有する。

圧力制御弁の別の例

次いで、図16は、上記の第3、第4および第5の実施の形態（すなわち、図10、図12および図13の実施の形態）において、圧力制御弁80, 83, 84として用いる減圧ピストンを含む複合バルブ160の一例を示す。 40

【0088】

複合バルブ160は、プロポーショニングバルブ収容室161および減圧ピストン収容室162を有するボディ163と、プロポーショニングバルブ収容室161に収容されるプロポーショニングバルブ164と、減圧ピストン収容室162に収容される減圧ピストン165とを備える。

プロポーショニングバルブ収容室161は、第1室166、第2室167、第3室168および第4室169を順次に連ねて含む。第1室166および第2室167が弁室となっている。第4室169の端部はプラグ170により液密的に閉塞されている。

【0089】

また、減圧ピストン収容室 162 は、大径の第 1 ピストン収容室 171 と、小径の第 2 ピストン収容室 172 とを含む。第 2 ピストン収容室 172 は、後述する第 2 ピストン 196 の先端部と液密的に嵌め合わされるシリンダ部 172a と、後述する第 2 ピストン 196 の残りの部分の回りを取り囲み第 1 ピストン収容室 171 に近づくにしたがって漸次拡径する液室 172b とを有する。第 1 ピストン収容室 171 の端部はプラグ 174 によって液密的に塞がれている。

【0090】

ボディ 163 は入口ポート 175 および出口ポート 176 を含む。入口ポート 175 は、液路 177、液室 172b および液路 178 を順次に介して、プロポーショニングバルブ収容室 161 の弁室としての第 2 室 167 に連通している。出口ポート 176 は液路 179 を介して、プロポーショニングバルブ収容室 161 の弁室としての第 1 室 166 の端部に連通している。

10

【0091】

プロポーショニングバルブ 164 は、第 1 室 166 から第 4 室 169 までを挿通して摺動自在に配置されたプランジャ 180 と、プランジャ 180 と共働作用を行うことで弁機構を得るための弁座形成体 181 と、プランジャ 180 の弁機構を開放方向へ付勢するための付勢部材としてのばね 182 とを備える。

プランジャ 180 は、第 1 の端部 180a と第 2 の端部 180b とを有する。プランジャ 180 の第 1 の端部 180a には、第 1 室 166 に摺動自在に嵌合された大径部 183 が形成されており、第 2 の端部 180b は第 4 室 169 に摺動自在に嵌合されている。また、プランジャ 180 の第 2 の端部 180b には、環状段部からなるばね座 184 が設けられている。上記のばね 182 は、ばね座 184 と第 4 室 169 の底との間に介在する圧縮コイルばねからなる。

20

【0092】

また、プランジャ 180 は上記大径部 183 に小径部 185 を介して連なる中径部 186 を有しており、中径部 186 は第 2 の端部 180b まで延びている。小径部 185 は第 1 室 166 から第 2 室 167 に跨がり、中径部 186 は第 2 室 167 から第 4 室 169 に跨がるように配置されている。

大径部 183 の先端部を除く部分の外周の全周には、凹部 183a が形成され、この凹部 183a と第 1 室 166 の内周との間に、環状液室 187 が形成されている。この環状液室 187 は液路 179 を介して出口ポート 176 に連通している。

30

【0093】

一方、弁座形成体 181 は、第 1 室 166 に近い側の第 2 室 167 の端部に保持されている。具体的には、弁座形成体 181 の端面が第 2 室 167 の内端面に設けられるストッパ部 167a に当接することで、弁座形成体 181 がホームポジションに位置決めされている。弁座形成体 181 は、プランジャ 180 の小径部 185 を所定の環状隙間を設けて挿通させる挿通孔 188 を有する環状体からなる。弁座形成体 181 の端面の一部が第 1 室 166 に面することで、弁座 189 を構成している。弁座形成体 181 の外周と第 2 室 167 の内周との間は、例えばリングからなるシール部材 190 により封止されている。

40

【0094】

また、プランジャ 180 は、大径部 183 と小径部 185 との間に、上記弁座 189 に対向する環状段部 191 を形成しており、この環状段部 191 に、環状の弾性板からなる弁体 192 が貼り付けられている。

ばね 182 により付勢されたプランジャ 180 は、その大径部 183 の端面が第 1 室 166 の端部のストッパ部 193 に当接することで、弁体 192 と弁座 189 との間に所定の隙間が設けられる状態に位置決めされる。また、第 3 室 168 の内周とこれを挿通する中径部 186 の部分との間は、環状のシール部材 194 によって封止されている。シール部材 194 はプランジャ 180 の中径部 186 の摺動を許容する。

【0095】

50

次いで、減圧ピストン 165 は、第 1 ピストン収容室 171 に摺動自在に收容された大径の第 1 ピストン 195 と、第 1 ピストン 195 から同心状に延設され第 2 ピストン収容室 172 の液室 172 b を隙間を設けて挿通して第 2 ピストン収容室 172 のシリンダ部 172 a に摺動自在に收容された第 2 ピストン 196 とを備える。

第 1 ピストン 195 の外周に形成される周溝に例えばリングからなるシール部材 197 が收容され、このシール部材 197 によって、第 1 ピストン 195 の外周と第 1 ピストン収容室 171 の内周との間が封止されている。

【0096】

また、第 2 ピストン 196 の先端部の外周に形成される周溝に例えばリングからなるシール部材 198 が收容され、このシール部材 198 によって、第 2 ピストン 196 の先端部の外周と第 2 ピストン収容室 172 のシリンダ部 172 a との間が封止されている。

10

第 1 ピストン 195 は、付勢部材としてのばね 199 によって、第 1 ピストン収容室 171 の一端に設けられるストッパ部 171 a 側へ付勢され、ストッパ部 200 に当接することによって位置決めされる。

【0097】

このような構成の複合バルブ 160 を例えば図 10 の圧力制御弁 80 に適用した場合に則して説明すると、入口ポート 175 に付与された液圧は、液路 177、液室 172 b、液路 178 および第 2 室 167 に伝達され、さらにばね 182 の働きで開放されている、弁体 192 と弁座 189 との間を通過し、さらに環状液室 187 および液路 179 を介して出口ポート 176 へと伝えられる。このときは、弁体 192 が開放されているので、入口ポート 175 に伝わったブレーキ液圧がほぼそのまま出口ポート 176 に伝えられ、後輪のホイールシリンダ 77 に伝達される。

20

【0098】

入口ポート 175 に伝えられるブレーキ液圧が増加し、後輪の制動力が図 17 の A 点に達すると、弁体 192 が弁座 189 に接するときの液受圧面積（弁座 189 よりも下流側の液受圧面積）と、中径部の断面積から小径部の断面積を差し引いた液受圧面積（弁座 189 よりも上流側の液受圧面積）との面積差により、プランジャ 180 がばね 182 の付勢力に打ち勝って図 16 において下方に移動し、弁体 192 が弁座 189 に密接して弁部が閉じられる。

【0099】

その結果、入口ポート 175 と出口ポート 176 との連通が一時的に遮断されるが、入口ポート 175 に付与されるブレーキ液圧がさらに増加すると、第 2 室 167 の圧力が高まって、プランジャ 180 が押し上げられ、入口ポート 175 と出口ポート 176 とが再び連通する。

30

このようにして、入口ポート 175 に付与される液圧の増加に伴って、プランジャ 180 が上下に振動することにより、弁体 192 と弁座 189 との間の隙間が断続的に開閉され、出口ポート 176 に伝達されるブレーキ液圧の増加率が減少する。

【0100】

入口ポート 175 に付与されるブレーキ液圧がさらに増加し、後輪の制動力が B 点に達すると、弁体 192 が弁座 189 に密接した状態で、プランジャ 180 および弁座形成体 181 が一体的に図 16 において下降する。これにより、大径部 183 の凹部 183 a と液路 179 との連通が遮断され、入口ポート 175 と出口ポート 176 の連通が完全に断たれるため、それ以後、入口ポート 175 に付与されるブレーキ液圧が増加しても、出口ポート 176 から後輪のホイールシリンダ 77 に伝達されるブレーキ液圧は一定に維持される。

40

【0101】

入口ポート 175 に付与されるブレーキ液圧がさらに増加し、後輪の制動力が C 点に達すると、減圧ピストン 165 がばね 199 に抗して下降する。これにより、第 2 ピストン 196 の先端部が下降してシリンダ部 172 a 内に液路 179 と連通する液室が形成されることになる。その結果、出口ポート 176 に伝達されるブレーキ液圧は減少する。この

50

ようにして、出口ポート 176 から出力されるブレーキ液圧が 4 段階に変化する。

【0102】

なお、本発明は上記各実施の形態に限定されるものではなく、例えば、図 10、図 12 および図 13 の実施の形態において、対応する圧力制御弁 80, 83, 84 をそれぞれ廃止することもできる。

また、図 1、図 10、図 12 および図 13 の各実施の形態において、前輪ブレーキ系統 200 と後輪ブレーキ系統 300 の構成を互いに入れ換えた構成を採用することも可能である。

【図面の簡単な説明】

【0103】

【図 1】本発明の第 1 の実施の形態に係る自動二輪車用ブレーキ装置の概略構成を示す模式図である。

【図 2】主にブースタのレギュレータの内部構成を示す模式的断面図であり、第 1 の状態にあるレギュレータを示している。

【図 3】主にブースタのレギュレータの内部構成を示す模式的断面図であり、第 2 の状態にあるレギュレータを示している。

【図 4】主にブースタのレギュレータの内部構成を示す模式的断面図であり、第 3 の状態にあるレギュレータを示している。

【図 5】パイロット圧として用いられる第 1 の液圧とレギュレータにより調整された第 3 の液圧との関係を示すグラフ図である。

【図 6】アンチロック制御時のブレーキ装置がブレーキ液圧を保持する状態を示す模式図である。

【図 7】アンチロック制御時のブレーキ装置がブレーキ液圧を減圧する状態を示す模式図である。

【図 8】アンチロック制御時のブレーキ装置がブレーキ液圧を加圧（再加圧）する状態を示す模式図である。

【図 9】本発明の第 2 の実施の形態に係るレギュレータの内部構成を示す断面図である。

【図 10】本発明の第 3 の実施の形態に係る自動二輪車用ブレーキ装置の概略構成を示す模式図である。

【図 11】図 10 の実施の形態において、制動力配分特性と理想配分曲線との関係を示すグラフ図である。

【図 12】本発明の第 4 の実施の形態に係る自動二輪車用ブレーキ装置の概略構成を示す模式図である。

【図 13】本発明の第 5 の実施の形態に係る自動二輪車用ブレーキ装置の概略構成を示す模式図である。

【図 14】図 13 の実施の形態において、制動力配分特性と理想配分曲線との関係を示すグラフ図である。

【図 15】第 3、第 4 および第 5 の実施の形態において、圧力制御弁として用いるプロポーションバルブ（Pバルブ）の断面図である。

【図 16】第 3、第 4 および第 5 の実施の形態において、圧力制御弁として用いる複合バルブの断面図である。

【図 17】図 16 の複合バルブを図 10 の実施の形態に適用した場合の制動力配分特性と理想配分曲線との関係を示すグラフ図である。

【符号の説明】

【0104】

- 1 自動二輪車用ブレーキ装置
- 2 ブレーキレバー
- 3 ブレーキペダル
- 4 第 1 のマスターシリンダ
- 5 第 2 のマスターシリンダ

10

20

30

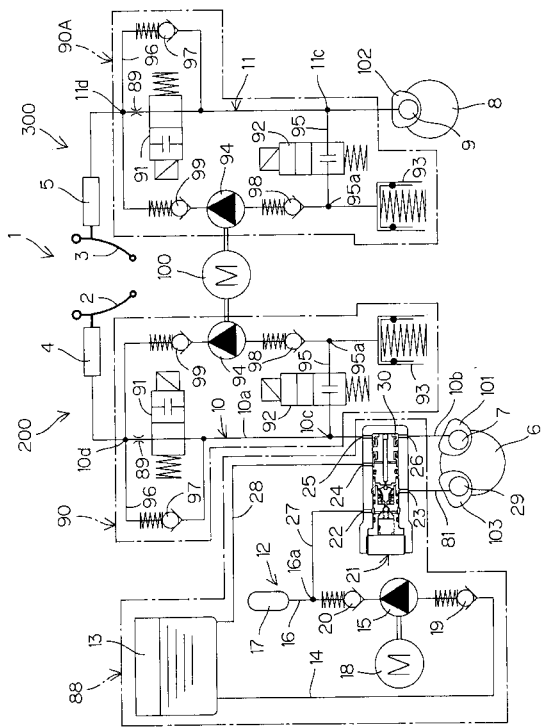
40

50

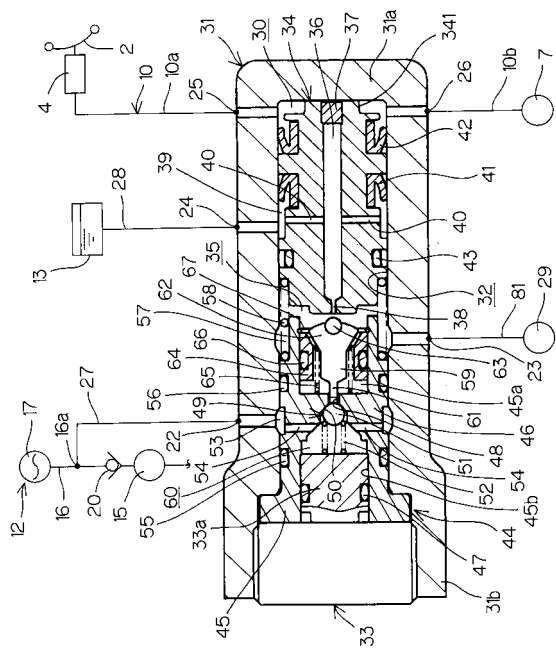
6	前輪	
7	第1の主ホイールシリンダ	
8	後輪	
9	第2の主ホイールシリンダ	
10	第1の主液路	
10a	第1の部分	
10b	第2の部分	
10c	分岐部	
10d	帰還部	
11	第2の主液路	10
11a	第1の部分	
11b	第2の部分	
11c	分岐部	
11d	帰還部	
12	液圧源	
13	リザーバ	
15	ポンプ装置	
17	アキュムレータ	
18	電動モータ	
21, 21A	レギュレータ	20
22	入力ポート	
23	出力ポート	
24	排出ポート	
25	第1のパイロットポート	
26	第2のパイロットポート	
29, 29A, 29B	副ホイールシリンダ	
30	パイロット室	
34	スプール部材	
35	レギュレータ室	
38	ドレーンポート	30
44	バルブ機構	
45	バルブボディ	
48	弁孔	
49	チェック弁	
50	弁座	
51	ボール	
52	付勢部材	
58	付勢部材	
59	調圧弁	
60	高圧室	40
61	操作軸	
63	ボール	
68	第1の受圧部	
69	第2の受圧部	
70	スリーブ	
77	前後連動用のホイールシリンダ(別のホイールシリンダ)	
79	接続路	
80	圧力制御弁	
82	接続路	
83	圧力制御弁	50

- 8 4 圧力制御弁
- 8 8 ブースタ
- 9 0 , 9 0 A モジュレータ
- 9 1 第 1 の電磁弁
- 9 2 第 2 の電磁弁
- 9 3 バッファチャンバ
- 9 4 ポンプ
- 9 5 還流路
- 9 5 a 分岐部
- 9 7 , 9 8 , 9 9 逆止弁
- 1 0 0 電動モータ
- 1 4 0 プロポーションングバルブ (圧力制御弁)
- 1 6 0 複合バルブ (圧力制御弁)
- 2 0 0 前輪ブレーキ系統
- 3 0 0 後輪ブレーキ系統

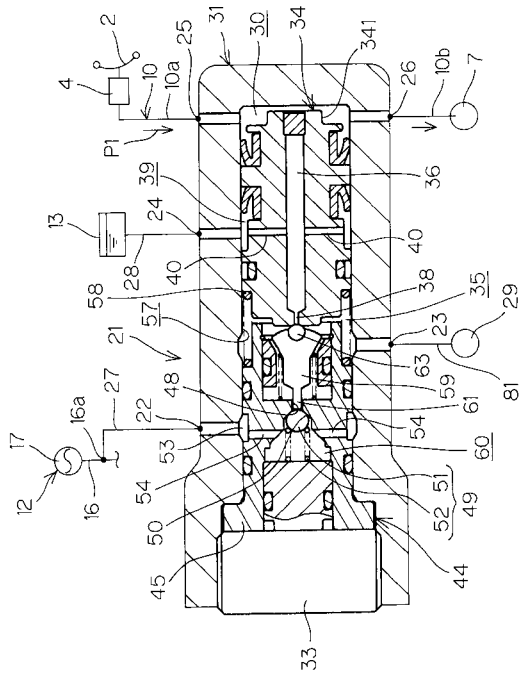
【 図 1 】



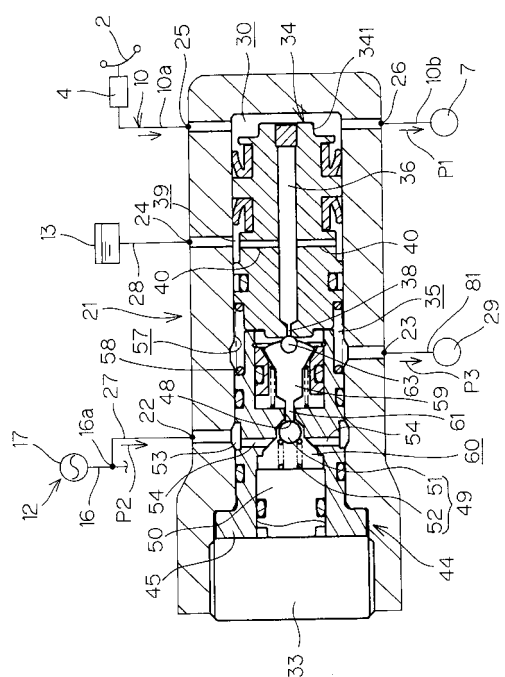
【 図 2 】



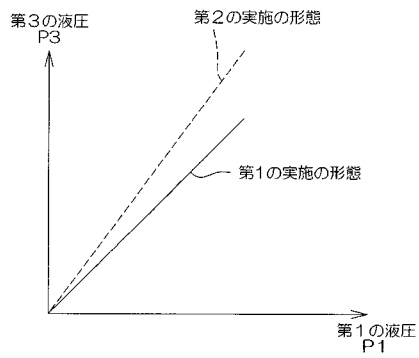
【 図 3 】



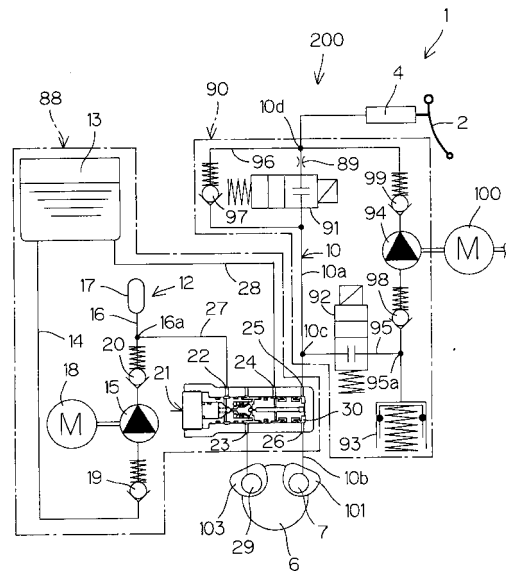
【 図 4 】



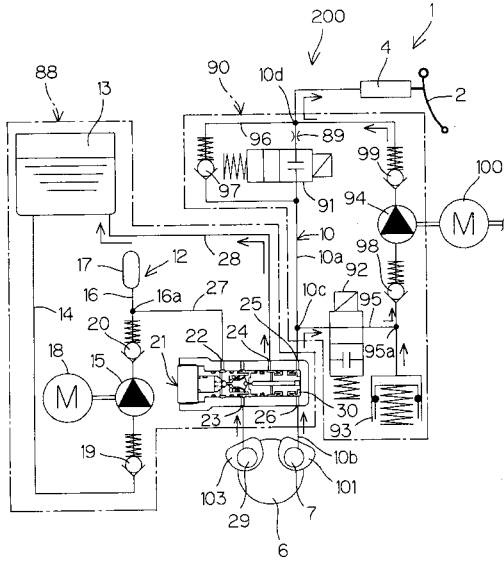
【 図 5 】



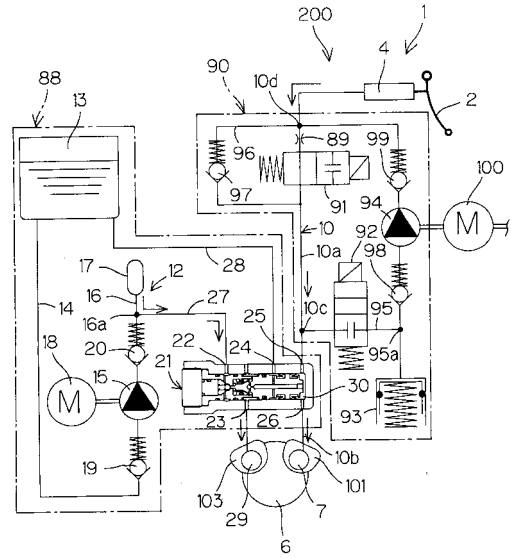
【 図 6 】



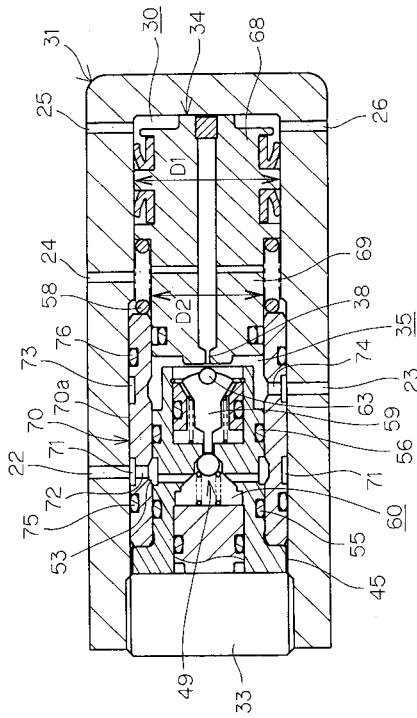
【 図 7 】



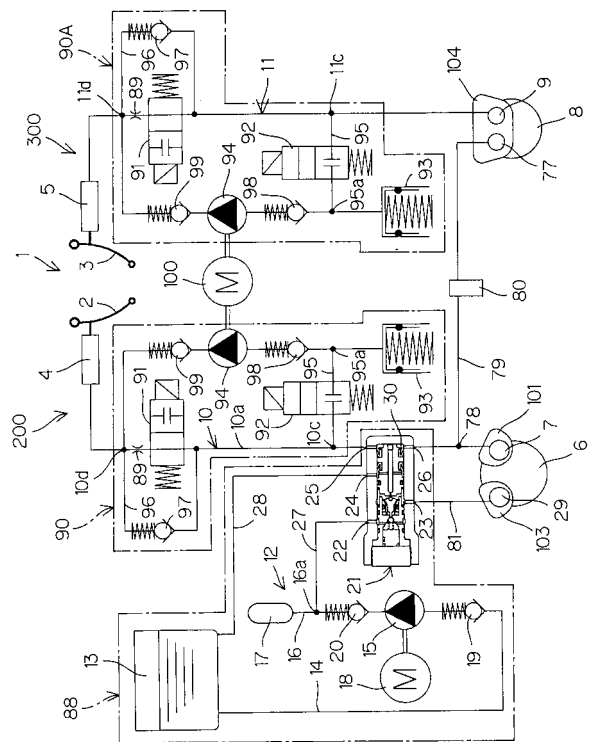
【 図 8 】



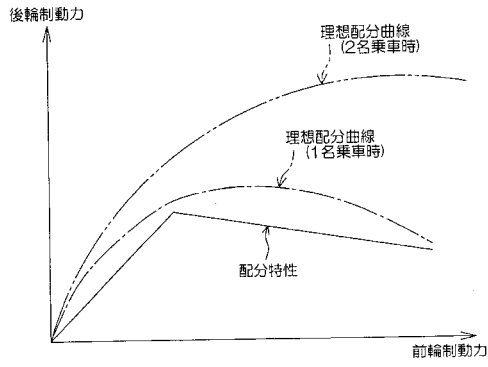
【 図 9 】



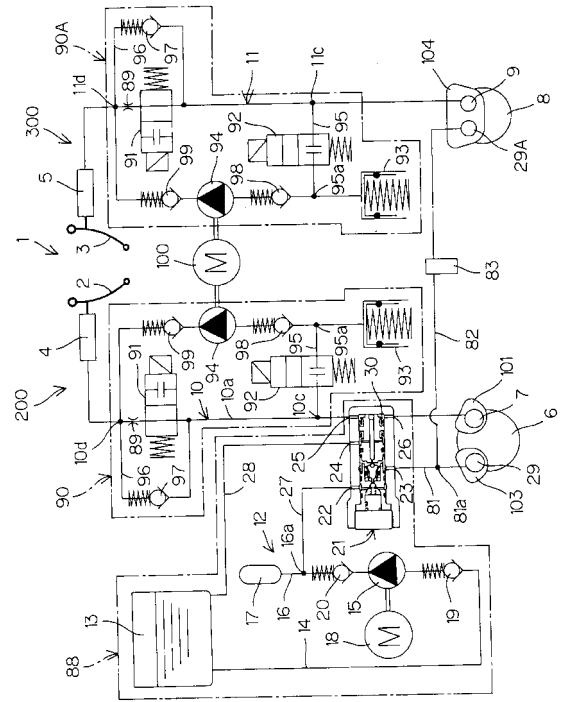
【 図 10 】



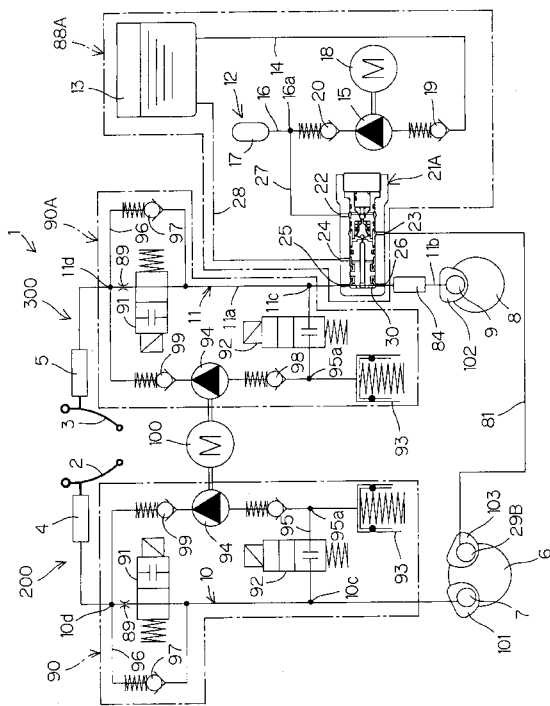
【 図 1 1 】



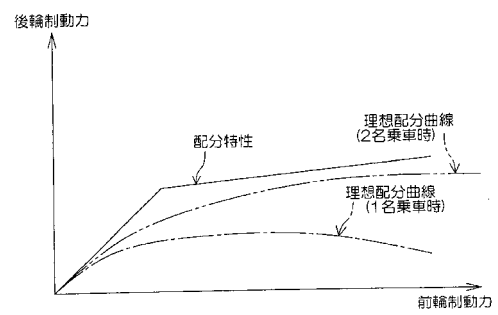
【 図 1 2 】



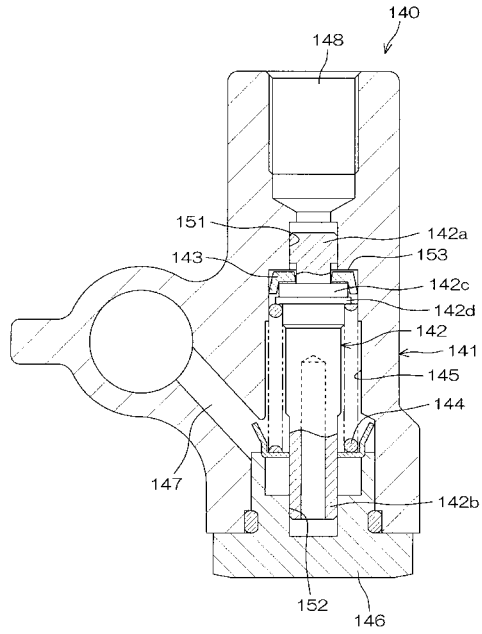
【 図 1 3 】



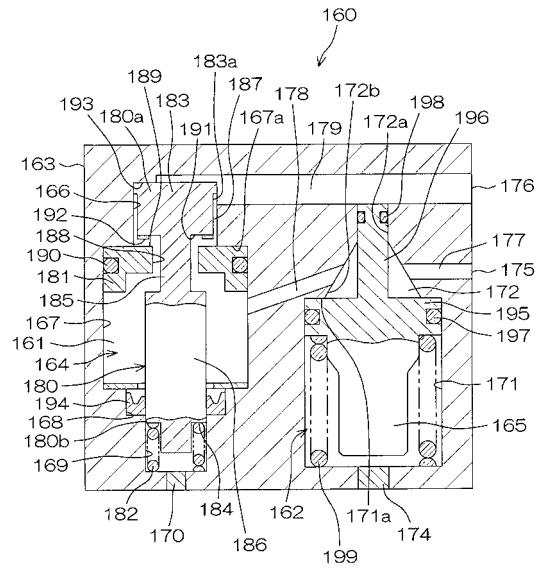
【 図 1 4 】



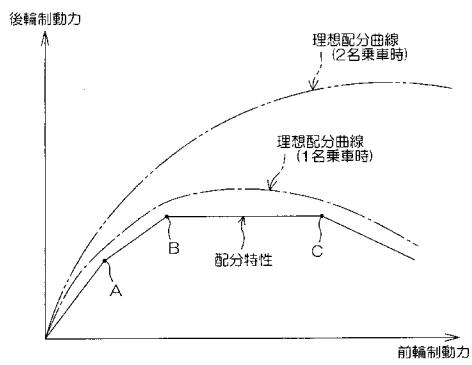
【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



【 図 1 7 】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3D046 AA03 BB28 BB31 CC02 DD03 EE01 FF04 HH16 LL03 LL05
LL11 LL14 LL23 LL41 LL50 LL51