

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014 年 4 月 17 日(17.04.2014)



(10) 国際公開番号

WO 2014/057952 A1

- (51) 国際特許分類:
B60T 8/17 (2006.01) B60T 13/57 (2006.01)
B60T 13/12 (2006.01) B60T 13/68 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/077394
- (22) 国際出願日: 2013 年 10 月 8 日(08.10.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-224369 2012 年 10 月 9 日(09.10.2012) JP
特願 2013-164337 2013 年 8 月 7 日(07.08.2013) JP
- (71) 出願人: 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 飯田 崇史 (IIDA Takanori); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 石本 卓士 (ISHIMOTO Takuji); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 本多 哲也 (HONDA Tetsuya); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィック

ス内 Aichi (JP). 牧 一哉 (MAKI Kazuya); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 西井 理治 (NISHII Michiharu); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 上中 智史 (KAMINAKA Satoshi); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 中野 啓太 (NAKANO Keita); 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP).

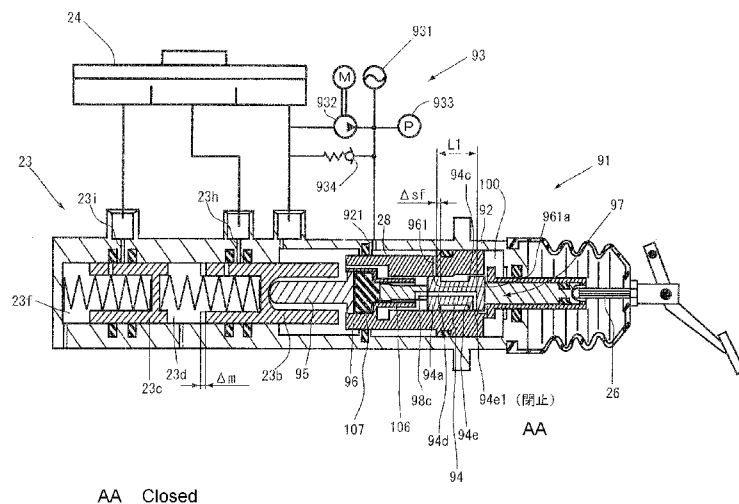
(74) 代理人: 小林 脩 (KOBAYASHI Osamu); 〒4560002 愛知県名古屋市熱田区金山町一丁目 19 番 13 号 川島ビル 2 階 Aichi (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK,

[続葉有]

(54) Title: VEHICLE BRAKE DEVICE

(54) 発明の名称: 車両用ブレーキ装置



(57) Abstract: This vehicle brake device, which exhibits a good brake feel, is equipped with: a base hydraulic pressure supply unit (S, T) which has a booster unit (91, 122) which connects to a brake-manipulating member (21) and drives a master piston (23b, 23c), said base hydraulic pressure supply unit (S, T) being for supplying wheel cylinders (WC) with a base hydraulic pressure that is based on the amount of manipulation; a hydraulic braking force generation unit (B, D) which includes a hydraulic pressure application unit (Ad) for adding additional hydraulic pressure to the base hydraulic pressure; and a regenerative braking force generation unit (A) for applying a regenerative braking force (FK) to the wheels. The vehicle brake device is configured such that even when controlling of a control valve (31, 41) and/or a pump (37, 47) results in actuation of a valve unit (97, 118) while the amount of manipulation is being maintained, the valve unit will not allow a pathway for hydraulic pressure to be opened if the amount of actuation of the valve unit relative to the state of the valve unit at the time of transition to the maintain state is equal to or smaller than a predetermined amount of valve actuation.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2014/057952 A1



SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI,

FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

ブレーキ操作フィーリングが良好な車両用ブレーキ装置は、ブレーキ操作部材 (21) に接続され、マスタピストン (23b, 23c) を駆動するブースタ装置 (91, 122) を有して構成され、ホイールシリンダ (WC) に操作量に応じた基礎液圧を供給する基礎液圧供給装置 (S, T) と、基礎液圧に付加液圧を付加する液圧付加装置 (Ad) と、を含んで構成されている液圧制動力発生装置 (B, D) と、車輪に回生制動力 (FK) を付与する回生制動力発生装置 (A) と、を備え、操作量が維持されている維持状態で、制御弁 (31, 41) 及びポンプ (37, 47) の少なくともいずれか一方の制御により弁装置 (97, 118) が作動したとしても、その維持状態に遷移した時点における弁装置の状態を基準とする弁装置の作動量が所定の弁作動量以下であれば、弁装置により流体圧経路が開放されないように構成されている。

明 細 書

発明の名称：車両用ブレーキ装置

技術分野

[0001] 本発明は、ブレーキブースタを備え、液圧ブレーキ装置による液圧制動力と回生ブレーキ装置による回生制動力とにより、要求される車両制動力を発生させる車両用ブレーキ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、ブレーキブースタを備え、液圧ブレーキ装置による液圧制動力と回生ブレーキ装置による回生制動力とにより、要求される車両制動力を発生させる制御（回生協調制御）を行なう車両用ブレーキ装置が知られている（例えば特許文献 1 参照）。

[0003] 一方、マスタシリンダとホイールシリンダとの間の液圧経路に制御弁を設け、液圧経路の制御弁よりもマスタシリンダ側の部分と、液圧経路の制御弁よりもホイールシリンダ側の部分との間にポンプを設けて、ポンプにより、液圧経路の制御弁よりもマスタシリンダ側の部分のブレーキ液を、液圧経路の制御弁よりもホイールシリンダ側の部分に吐出しつつ制御弁を制御することにより、ホイール圧を基礎液圧以上の液圧にして、上記回生協調制御を行なうものが知られている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開 2 0 0 1 - 6 3 5 4 0 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] しかしながら、この車両用ブレーキ装置にブレーキブースタ（例えば、特許文献 1 のハイドロブースタ 2 5 0）を備えた場合、このブレーキ操作フィーリングに改善の余地が生じる。すなわち、マスタシリンダ（M/C 5 1）のブレーキ液がホイールシリンダに供給されると、マスタピストン（M/C

ピストン 54) が前進する。この前進量が、ブレーキ操作フィーリングに影響しない僅かなものであったとしても、マスタピストンの前進に伴ってブレーキブースタの流体圧源（アキュムレータ 263）からブースタ室（ブースタ後室 250b）に流体圧が供給されると、ブレーキ操作部材（ブレーキペダル BP）の操作量が大きく増大してしまうことが考えられる。これにより、運転者が、予期せぬタイミングでのブレーキペダルの移動に違和感を感じる虞がある。

[0006] 本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであって、ブレーキ操作フィーリングが良好な車両用ブレーキ装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 上記課題を解決する請求項 1 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、ブレーキ操作部材に接続され、流体圧源（24, 93, Z3）とブースタ室（100, R2）との間の流体圧経路を開閉する弁装置（97, 118）の作動により、前記ブースタ室（100, R2）に前記ブレーキ操作部材（21）の操作量に応じた流体圧を発生させ、その流体圧に対応する力でマスタピストン（23b, 23c）を駆動するブースタ装置（91, 122）を有して構成され、ホイールシリンダ（WC）に前記操作量に応じた基礎液圧を供給する基礎液圧供給装置（S, T）と、前記基礎液圧供給装置と前記ホイールシリンダ（WC）との間の液圧経路に設けられ、前記基礎液圧供給装置側の液圧と前記ホイールシリンダ側の液圧との差圧を調整する制御弁（31, 41）と前記液圧経路の前記制御弁よりも前記基礎液圧供給装置側のブレーキ液を前記液圧経路の前記制御弁よりも前記ホイールシリンダ側に吐出するポンプ（37, 47）とを有し、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の作動により前記基礎液圧に付加液圧を付加する液圧付加装置（Ad）と、を含んで構成されている液圧制動力発生装置（B, D）と、前記車輪に回生制動力を付与する回生制動力発生装置（A）と、を備え、前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の制御により前記弁装置が作動したとしても、その維持状態に遷移

した時点における前記弁装置の状態を基準とする前記弁装置の作動量が所定の弁作動量以下であれば、前記弁装置により前記流体圧経路が開放されないように構成されている。

[0008] 請求項 2 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 において、前記マスタピストンの移動量と前記弁装置の作動量とは連動し、前記維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の制御により前記マスタピストンが移動したとしても、その維持状態に遷移した時点における前記マスタピストンの位置を基点とする前記マスタピストンの移動量が所定のマスタ移動量 (Δm) 以下であれば、前記弁装置の作動量が前記弁作動量以下になるように構成されている。

[0009] 請求項 3 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 2 において、前記ブースタ装置 (91) は、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材 (21) の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、前記弁装置 (97) は、スプール (94) がスリーブ (96) 内を摺動し、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動により、前記流体圧経路としての前記流体圧源 (24, 93) から前記ブースタ室 (100) に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記ブースタ室から流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、前記スプール及び前記スリーブは、前記マスタピストン (23b, 23c) の移動により相対移動し、前記操作量が減少している減少状態から遷移した前記維持状態で、前記スプール及び前記スリーブが、前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記流体圧排出経路が閉止された時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のスプール移動量 (Δs_f) 以下であれば、前記流体圧供給経路が閉止されるように構成され、前記スプール移動量は、前記マスタ移動量 (Δm) に基づいて設定されている。

[0010] 請求項 4 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 2 または 3 において、前記ブースタ装置 (91) は、前記ブースタ室 (100) に前記ブレーキ

操作部材（２１）の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、前記弁装置（９７）は、前記スプール（９４）が前記スリーブ（９６）内を摺動し、前記スピールの前記スリーブに対する相対移動により、前記ブースタ室（１００）に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記流体圧経路としての前記ブースタ室から前記流体圧源に前記流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、前記スプール及び前記スリーブは、前記マスタピストン（２３ｂ，２３ｃ）の移動により相対移動し、前記操作量が増加している増加状態から遷移した前記維持状態で、前記スプール及び前記スリーブが前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記流体圧供給経路が閉止された時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が増加した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のスプール移動量（ Δs_r ）以下であれば、前記流体圧排出経路が閉止されるように構成され、前記スプール移動量は、前記マスタ移動量に基づいて設定されている。

[0011] 請求項５に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項２において、前記ブースタ装置（１２２）は、ブースタシェル（１８１）内を負圧源に接続された負圧室（Ｒ１）と前記ブースタ室としての変圧室（Ｒ２）とに区画し前記マスタピストン（２３ｂ，２３ｃ）の移動に連動するピストン部（１８３）と、前記ブレーキ操作部材（２１）の操作に連動するバルブ部（１８４）とを有し、前記ピストン部と前記バルブ部との相対位置に応じた気圧を前記変圧室に発生させる負圧ブースタであり、前記弁装置（１１８）は、前記変圧室と前記流体圧源としての外部空間との間の前記流体圧経路を開閉する大気圧弁（１７９）と、前記変圧室（Ｒ２）と前記負圧室（Ｒ１）との連通を開閉する負圧弁（１７８）とを有し、前記大気圧弁の弁座（１７９ａ）は前記バルブ部に設けられ、前記負圧弁の弁座（１７８ａ）は前記ピストン部に設けられ、前記操作量が減少している減少状態から遷移した前記維持状態で、前記ピストン部及び前記バルブ部が前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁した時点

における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のバルブ移動量（ Δv ）以下であれば、前記大気圧弁が閉弁されているように構成され、前記バルブ移動量は前記マスタ移動量に基づいて設定されている。

[0012] 請求項 6 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 5 において、前記バルブ部は、前記ブレーキ操作部材に接続されているバルブ本体（184a）と、前記バルブ本体に対して移動可能に設けられた可動部（184b）と、前記可動部を前記大気圧弁の弁体側に付勢する付勢部材（184c）と、を有し、前記可動部は、前記減少状態から前記維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁された時点における相対位置から、前記基礎液圧が減少した場合に前記ピストン部及び前記バルブ部が相対移動する方向に前記バルブ移動量（ Δv ）だけ、前記バルブ本体に対して移動可能であり、前記大気圧弁の弁座（852）は、前記可動部の前記大気圧弁の弁体（186b）側に設けられ、前記減少状態から遷移した前記維持状態で、前記ピストン部及び前記バルブ部が前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁した時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、前記可動部が、前記付勢部材に付勢されて、前記大気圧弁の前記弁体が前記弁座に着座するように構成されている。

[0013] 請求項 7 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 において、前記ブースタ装置は、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、前記弁装置は、スプールがスリーブ内を摺動し、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動により、前記流体圧経路としての前記流体圧源から前記ブースタ室に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記ブースタ室から流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の制御により、前記スプールが前記スリーブに対して相対移動したとしても、当該維持状態に遷移した時点における前記スプール

の前記スリーブに対する相対位置を基点とする、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動量が、前記弁作動量としてのスプール移動量以下であれば、前記流体圧供給経路が閉止されるように構成されている。

[0014] 請求項 8 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 において、前記ブースタ装置は、ブースタシェル内を負圧源に接続された負圧室と前記ブースタ室としての変圧室とに区画し前記マスタピストンの移動に連動するピストン部と、前記ブレーキ操作部材の操作に連動するバルブ部とを有し、前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対位置に応じた気圧を前記変圧室に発生させる負圧ブースタであり、前記弁装置は、前記変圧室と前記流体圧源としての外部空間との間の前記流体圧経路を開閉する大気圧弁と、前記変圧室と前記負圧室との遮通を開閉する負圧弁とを有し、前記大気圧弁の弁座は、前記バルブ部に設けられ、前記負圧弁の弁座は前記ピストン部に設けられ、前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくとも一方の制御により、前記ピストン部が前記バルブ部に対して相対移動したとしても、当該維持状態に維持した時点における前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対位置を基点とする、前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対移動量が、前記弁作動量としてのバルブ移動量以下であれば、前記大気圧弁が閉弁されているように構成されている。

[0015] 請求項 9 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 3、4、7 のいずれか 1 項において、前記スリーブには、前記流体圧供給経路としての増圧ポートと、前記流体圧排出経路としての減圧ポートとが形成され、前記増圧ポートと前記減圧ポートとの前記スプールの摺動方向の距離は、前記スプール移動量に基づいて設定されている。

[0016] 請求項 10 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 5 または 8 において、前記バルブ部は、前記ブレーキ操作部材に接続されているバルブ本体と、前記バルブ本体に対して移動可能に設けられた可動部と、前記可動部を前記大気圧弁側に付勢する付勢部材とを有し、前記バルブ本体は、前記可動部側に突出した本体突出部を有し、前記可動部は、前記バルブ本体側に突出し

た可動突出部を有し、当該可動突出部が前記本体突出部に押圧されて前記バルブ本体とともに移動し、前記本体突出部と前記可動突出部との前記可動部の前記バルブ本体に対する移動方向の距離は、前記バルブ移動量に基づいて設定されている。

[0017] 請求項 1 1 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 から 1 0 のいずれか 1 項において、前記所定の弁作動量は、前記回生制動力発生装置によって発生される回生制動力の最大値に基づいて設定されている。

[0018] 請求項 1 2 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 から 1 1 のいずれか 1 項において、前記基礎液圧の圧力-体積特性を決定する前記マスタ液圧室（2 3 d， 2 3 f）を含む基礎液圧発生容器（V m）の剛性が、前記ブースタ室の流体圧の圧力-体積特性を決定する前記ブースタ室を含む流体圧発生容器（V f）の剛性よりも低く設定されて構成される。

[0019] 請求項 1 3 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 から 1 2 のいずれか 1 項において、前記ブレーキ操作部材に接続され前記ブレーキ操作部材の前記操作量に応じて移動する押圧部と、当該押圧部に押圧されて前記マスタピストンを押圧する弾性体と、を備え、前記押圧部の前記弾性体を押圧する端面の面積と前記弾性体の前記マスタピストンを押圧する端面の面積との面積比がマスタシリンダ圧の変化に対する前記弁装置の作動量の変化が抑制されるように設定されている。

[0020] 請求項 1 4 に係る車両用ブレーキ装置の発明は、請求項 1 から 1 3 のいずれか 1 項において、前記ブレーキ操作部材に接続され前記ブレーキ操作部材の操作量に応じて移動する押圧部と、当該押圧部に押圧されて前記マスタピストンを押圧する弾性体とを備え、弾性体の硬度が、マスタシリンダ圧の変化に対する前記弁装置の作動量の変化が抑制されるように設定されている。

発明の効果

[0021] 請求項 1 に係る発明によれば、ポンプ及び制御弁の少なくともいずれか一方の制御により付加液圧を変化させると、マスタシリンダ圧が変化するため、操作量の維持状態であったとしても弁装置が作動することが考えられる。

この作動量が、ブレーキ操作フィーリングに影響しない程度の僅かなものであったとしても、この弁装置の作動に伴って流体圧経路が開放されると、ブースタ室の流体圧の変化でブレーキ操作部材の操作量が大きく変化してしまう。この点、請求項 1 に係る発明によれば、上記の如く弁装置が作動したとしても、その作動量が、ブレーキ操作が維持状態に遷移した時点における弁装置の状態を基準に、所定の弁作動量以下であれば、弁装置により流体圧経路が開放されないようにしているため、ブレーキ操作部材の操作量は、大きく移動せず、ブレーキ操作フィーリングは良好なものとなる。

[0022] 請求項 2 に係る発明によれば、ポンプ及び制御弁の少なくともいずれか一方の制御により付加液圧を変化させると、操作量が維持状態であったとしても、マスタピストンが移動する。この移動量がブレーキ操作フィーリングに影響しない程度の僅かなものであったとしても、このマスタピストンの移動に伴って弁装置により流体圧経路が開放されると、ブースタ室の流体圧の変化でブレーキ操作部材の操作量が大きく変化してしまうことが考えられる。この点、請求項 2 に係る発明によれば、上記の如くマスタピストンが移動したとしても、その移動量が維持状態に遷移した時点におけるマスタピストンの位置を基準に所定のマスタ移動量以下であれば、弁装置により流体圧経路が開放されないようにしているため、ブレーキ操作部材の操作量は、大きく移動せず、ブレーキ操作フィーリングは良好なものとなる。

[0023] 請求項 3 に係る発明によれば、操作量の減少状態から遷移した維持状態で、スプール及びスリーブが相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って流体圧排出経路を閉止した時点における相対位置を基点とする、基礎液圧が減少する方向への移動量が、所定のスプール移動量以下であれば、流体圧供給経路が閉止される。ここで、スプール移動量はマスタ移動量に基づいて設定されている。そのため、操作量の減少状態から、遷移した維持状態で付加液圧を増大させる場合に、操作量が大きく増大することを防止することができる。

[0024] 請求項 4 に係る発明によれば、操作量の増加状態から遷移した維持状態で

、スプール及びスリーブが相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って、流体圧供給経路を閉止した時点における相対位置を基点とする、基礎液圧が増加する方向への移動量が、所定のスプール移動量以下であれば、流体圧供給経路が閉止される。ここで、スプール移動量はマスタ移動量に基づいて設定されている。そのため、操作量の増加状態から遷移した維持状態で付加液圧を減少させる場合に、操作量が大きく減少することを防止することができる。

[0025] 請求項 5 に係る発明によれば、操作量の減少状態から遷移した維持状態で、ピストン部及びバルブ部が相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って、負圧弁が閉弁された時点における相対位置を基点とする、基礎液圧が減少する方向への移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、大気圧弁が閉弁される。ここで、バルブ移動量はマスタ移動量に基づいて設定されている。そのため、操作量の減少状態から、遷移した維持状態で付加液圧を増大させる場合のブレーキ操作フィーリングが良好となる。

[0026] 請求項 6 に係る発明によれば、操作量の減少状態から遷移した維持状態で、ピストン部及びバルブ部が相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って、負圧弁が閉弁された時点における相対位置を基点とする、基礎液圧が減少する方向への移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、可動部が付勢部材に付勢されて、大気圧弁の弁体が弁座に着座して、大気圧弁が閉弁される。

[0027] 請求項 7 に係る発明によれば、操作量の維持状態で、マスタピストンが移動しない場合において、スプールがスリーブに対して相対移動したとしても、当該維持状態に遷移した時点におけるスプールのスリーブに対する相対位置を基点とする、スプールのスリーブに対する相対移動量が、所定のスプール移動量以下であれば、流体圧供給経路が閉止される。そのため、操作量の維持状態で付加液圧を変化させる場合のブレーキ操作フィーリングを向上させることができる。

[0028] 請求項 8 に係る発明によれば、操作量の維持状態で、マスタピストンが移

動しない場合において、ピストン部がバルブ部に対して相対移動したとしても、当該維持状態に遷移した時点におけるピストン部のバルブ部に対する相対位置を基点とする、ピストン部のバルブ部に対する相対移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、大気圧弁が閉弁される。そのため、操作量の維持状態で付加液圧を増大させる場合のブレーキ操作フィーリングを向上させることができる。

[0029] 請求項 9 に係る発明によれば、増圧ポートと減圧ポートとのスプールの摺動方向の距離により、スプール移動量を作り込むことができる。

[0030] 請求項 10 に係る発明によれば、本体突出部と可動突出部との可動部のバルブ本体に対する移動方向の距離により、バルブ移動量を作り込むことができる。

[0031] 請求項 11 に係る発明によれば、所定の弁作動量が、回生制動力の最大値に基づいて設定される。このため、例えば車両が低車速時に回生制動力を発生させることが困難となり、回生制動力分の制動力を全て付加液圧制動力 F_S にすり替える必要がある場合においても、確実に弁装置が流体圧経路を開放させないようにすることができる。

[0032] 請求項 12 に係る発明によれば、基礎液圧の圧力-体積特性を決定するマスタ液圧室を含む基礎液圧発生容器の剛性を、ブースタ室の液圧の圧力-体積特性を決定するブースタ室を含む流体圧発生容器の剛性よりも低くすることにより、マスタピストンの移動量に対する弁装置の作動量を小さくして、上記の如くマスタピストンが移動したとしても、弁装置により流体圧経路が開放されないようにすることが可能である。

[0033] 請求項 13、14 に係る発明によれば、付加液圧を変化させたことに伴ってマスタシリンダ圧が変化したとしても、マスタシリンダ圧の変化に対する弁装置の作動量の変化が抑制される。そのため、例えば、弁作動量とともに、請求項 13 に記載の発明の面積比や請求項 14 に記載の発明の弾性体の硬度を調整することにより、ブレーキ操作フィーリングを一層良好なものとすることができる。また、例えば、マスタシリンダ圧の変化に対する弁装置の

作動量の変化を抑制して、弁作動量を小さく設定することにより、弁装置を小型化することができる。

図面の簡単な説明

[0034] [図1]本発明に係る第1の実施形態の車両用ブレーキ装置を適用したハイブリッド車の構成を示す概要図である。

[図2]第1の実施形態の車両用ブレーキ装置の構成を示す概要図である。

[図3]ブレーキペダルの踏み込みが未操作状態における油圧式のブースタ装置及びマスタシリンダの構造を説明する断面図である。

[図4] (a) 流体圧発生容器の圧力P－体積V特性を示す図である。(b) 基礎液圧発生容器の圧力P－体積V特性を示す図である。

[図5]第1の実施形態における弁装置のブレーキペダル踏み込み（増加）操作中における状態を示す図である。

[図6]第1の実施形態における弁装置のブレーキペダル戻し（減少）操作中における状態を示す図である。

[図7]第1の実施形態の車両用ブレーキ装置の作用を説明する作動特性図である。

[図8]ブースタ装置及びマスタシリンダにおけるブレーキペダル踏み込み（増加）状態から遷移した増加維持状態を示す図であるとともに第2の実施形態の説明図である。

[図9]第1の実施形態の車両用ブレーキ装置が増加維持状態にある場合における回生制御中の各データの例を示したものである。

[図10]第1の実施形態のブースタ装置及びマスタシリンダにおけるブレーキペダル戻し（減少）状態から遷移した減少維持状態を示す図である。

[図11]第1の実施形態の変形例1におけるスリーブとスプールとの相対位置関係を示す図である。

[図12]第3の実施形態におけるスリーブとスプールとの相対位置関係を示す図である。

[図13]第4の実施形態における負圧式のブースタ装置及びマスタシリンダの

構造を説明する断面図である。

[図14]負圧式のブースタ装置の弁装置付近の部分断面図であり、ブレーキペダルが戻し（減少）状態から遷移した減少維持状態を示す図である。

[図15]弾性体内に発生する圧力 P_1 、 P_1' について説明する図である。

発明を実施するための形態

[0035] 1) 第1の実施形態

以下、本発明に係る車両用ブレーキ装置の第1の実施形態について、図1～図10を参考にして説明する。図1は、本発明に係る実施形態の車両用ブレーキ装置CBを適用したハイブリッド車の構成を示す概要図である。図示されるように、ハイブリッド車は、ハイブリッドシステムによって駆動輪、例えば左右前輪FR、FLを駆動させる車両である。ハイブリッドシステムは、エンジン11及びモータ12の2種類の動力源を組み合わせる使用するパワートレインである。本実施形態の場合、エンジン11及びモータ12の双方で車輪を直接駆動するパラレルハイブリッドシステムを採用している。なお、これ以外にシリアルハイブリッドシステムがあり、モータによって車輪が駆動され、エンジンはモータへの電力供給源として作用する。

[0036] エンジン11はエンジンECU（電子制御ユニット）18によって制御されている。エンジンECU18は、後述するハイブリッドECU（電子制御ユニット）19からのエンジン出力要求値にしたがって電子制御スロットルに開度指令を出力し、エンジン11の回転数を調整する。エンジン11の駆動力は、動力分割機構13及び動力伝達機構14を介して駆動輪（本形態では左右前輪FR、FL）に伝達されるようになっている。動力分割機構13は、エンジン11の駆動力を車両駆動力と発電機駆動力に適切に分割する。モータ12の駆動力は、動力伝達機構14を介して駆動輪に伝達されるようになっている。動力伝達機構14は、走行条件に応じてエンジン11及びモータ12の駆動力を適切に統合して駆動輪に伝達する。動力伝達機構14は、エンジン11とモータ12の伝達される駆動力比を、0：100～100：0の間で調整する。さらに、この動力伝達機構14は変速機能を有してい

る。

[0037] モータ 12 は、エンジン 11 の出力を補助して駆動力を高め、あるいは単独で全駆動力を担う。一方、モータ 12 は、車両の制動時には回生による発電を行なう。発電機 15 は、エンジン 11 の出力により発電を行い、エンジン始動時のスタータの機能も有する。モータ 12 及び発電機 15 はそれぞれインバータ 16 に接続されている。インバータ 16 は、直流電源としてのバッテリー 17 に接続されている。インバータ 16 は、モータ 12 及び発電機 15 から入力された交流電圧を直流電圧に変換してバッテリー 17 に供給する。また、逆に、インバータ 16 は、バッテリー 17 からの直流電圧を交流電圧に変換してモータ 12 及び発電機 15 へ出力する。

[0038] 本実施形態において、モータ 12、インバータ 16 及びバッテリー 17 から回生ブレーキ装置 A（本発明の回生制動力発生装置に相当する）が構成されている。回生ブレーキ装置 A は、ペダルストロークセンサ 21a により検出されたブレーキペダル 21（本発明のブレーキ操作部材に相当する）の操作位置に基づいた回生制動力 F_K を各車輪 F_R 、 F_L 、 R_L 、 R_R の何れか、本実施形態では左右前輪 F_R 、 F_L に付与する。

[0039] ハイブリッド ECU 19 は、インバータ 16 と相互に通信可能に接続されている。ハイブリッド ECU 19 は、図示しないアクセル開度センサからアクセル開度の情報を入手し、図示しないシフトポジションセンサから動力伝達機構 14 の変速シフトポジションの情報を入手する。ハイブリッド ECU 19 は、これらの情報を基にして、エンジン 11 に必要とされるエンジン出力要求値、モータ 12 に必要とされるモータ出力要求値、及び発電機 15 に必要とされる発電機入力要求値を導出する。そして、ハイブリッド ECU 19 は、エンジン出力要求値をエンジン ECU 18 に送信してエンジン 11 を制御し、また、モータ出力要求値及び発電機入力要求値に従い、インバータ 16 を介してモータ 12 及び発電機 15 を制御する。また、ハイブリッド ECU 19 は、バッテリー 17 の充電状態、充電電流などを監視している。

[0040] 図 2 は、車両用ブレーキ装置 CB（以後、ブレーキ装置 CB とのみ称す）

の構成の一部を示す概要図である。ブレーキ装置C Bは、液圧制動力発生装置Bと、回生制動力発生装置A（図1参照）と、を備えている。

[0041] 図2、図3に示すように、液圧制動力発生装置Bは、ホイールシリンダWC 1、WC 2、WC 3、WC 4にブレーキペダル2 1の操作量に応じた基礎液圧を供給する基礎液圧供給装置Sと、基礎液圧に付加液圧を付加する液圧付加装置A dとを備えている。なお、図3は、液圧制動力発生装置Bの構造を説明する模式断面図である。また、図3は、ブレーキペダル2 1の、踏込みがされていない未操作状態を示している。液圧制動力発生装置Bは、作動液としてブレーキ液を使用している。詳細は後述するが、基礎液圧供給装置Sは、ブレーキペダル2 1に接続されている。また、図3に示すように、基礎液圧供給装置Sは、ブースタ装置9 1を有して構成されている。

[0042] 図3に示すように、ブースタ装置9 1は、圧力源9 3（リザーバ2 4とともに本発明の流体圧源を構成する）、ブースタ室1 0 0及び、弁装置9 7等を備えている。弁装置9 7は、圧力源9 3とブースタ室1 0 0との間で構成される後述する流体圧供給経路（本発明の流体圧経路でもある）に設けられている。弁装置9 7を開閉作動させることにより、流体圧供給経路が開閉（断接）する。流体圧供給経路が、開状態に制御されると、圧力源9 3から流体圧供給経路を介してブースタ室1 0 0に所定の流体圧が供給される。これにより、ブレーキペダル2 1の操作量に応じた流体圧がブースタ室1 0 0に発生する。そして、その流体圧に対応する力でマスタピストン2 3 bを駆動する。

[0043] つまり、ブースタ装置9 1は、ブレーキペダル2 1の踏込み操作量に応じた踏力（操作力）をブースタ室1 0 0で発生した流体圧で助勢してマスタシリンダ2 3の第1ピストン2 3 b及び第2ピストン2 3 c（いずれも本発明のマスタピストンに相当する）を駆動し、マスタシリンダ2 3に基礎液圧を発生させる。そして、マスタシリンダ2 3で発生した基礎液圧を、ブレーキアクチュエータ2 5を介して各車輪F R，F L，R R，R LのホイールシリンダWC 1，WC 2，WC 3，WC 4に付与する。これにより、各車輪F R

， FL ， RR ， RL には、基礎液圧に対応した基礎液圧制動力 F_E が発生する。なお、基礎液圧は、図 2 中に示す、ブレーキアクチュエータ 25 が有する後述の圧力センサ SP によって常に監視されている。なお、上記で示したように本実施形態において、ブースタ装置 91 は、液圧用のブースタ装置である。

[0044] 図 2 に示す液圧付加装置 Ad は、ブレーキアクチュエータ 25 内にマスタシリンダ 23 から独立して作動する電動ポンプ 37，47（本発明のポンプに相当する）と、液圧制御弁 31，41（本発明の制御弁に相当する）とを備えている。液圧制御弁 31，41 は、基礎液圧供給装置 S とホイールシリンダ $WC1$ ， $WC2$ ， $WC3$ ， $WC4$ との間の油経路 L_f ， L_r （本発明の液圧経路に相当する）に設けられている。液圧制御弁 31，41 は、基礎液圧供給装置 S 側の油経路（液圧経路）の液圧とホイールシリンダ $WC1$ ， $WC2$ ， $WC3$ ， $WC4$ 側の油経路（液圧経路）の液圧との差圧を調整する制御弁である。

[0045] 電動ポンプ 37，47 は、液圧制御弁 31，41 よりも基礎液圧供給装置 S 側の油経路（液圧経路）のブレーキ液を、液圧制御弁 31，41 よりもホイールシリンダ側の油経路（液圧経路）に吐出する。本実施形態においては、電動ポンプ 37，47 を一定速度で作動させながら、液圧制御弁 31，41 を制御装置からの指令値に基づいて制御することにより、前記差圧を調整している。そして、液圧制御弁 31，41 の制御によって形成される付加液圧を基礎液圧に付加する。これによって、各車輪 FR ， FL ， RR ， RL の基礎液圧制動力 F_E に付加液圧制動力 F_S を付加する。

[0046] ブレーキペダル 21 には、踏込んだときの操作量を検出するペダルストロークセンサ 21a が設けられている。ペダルストロークセンサ 21a は、ブレーキ $ECU60$ に接続されており、検出信号を送信するようになっている（図 1 参照）。

[0047] 図 3 に示すように、オペレーティングロッド 26 と、後述するブースタ装置 91 の外周シリンダ 92 との間にはゴム製のブーツ 29 が装架されている

。ブーツ 29 の一端は、オペレーティングロッド 26 のブレーキペダル 21 側の外周端溝部に嵌合され、他端は、外周シリンダ 92 のブレーキペダル 21 側の外周端溝部に嵌合されている。ブーツ 29 の一端と他端の間には蛇腹が形成されている。これによって、ブースタ装置 91 内部へのゴミや水の浸入を防止している。

[0048] 図 3、図 5 及び図 6 において、図中左方がブレーキペダル 21 の操作量の増大に応じて、後述するスリーブ 96 及びスプール 94 が移動する摺動方向前方である。また、図中右方がブレーキペダル 21 の操作量の減少に応じてスリーブ 96 及びスプール 94 が移動する摺動方向後方となっている。なお、以降の説明においても、ブレーキペダル 21 の踏み込み方向を前方と称し、ブレーキペダル 21 の戻し方向を後方と称す場合がある。

[0049] 図 3 に基づき、ブースタ装置 91 について詳細に説明する。ブースタ装置 91 は、外周シリンダ 92、圧力源 93、作動部材 99、プランジャ 98、弾性体 107、プッシュロッド 95、ブースタ室 100 及び弁装置 97 などにより構成されている。また、弁装置 97 は、スプール 94 及びスリーブ 96 などにより構成されている。

[0050] 弁装置 97 は、ブレーキペダル 21 が後述する不動作ストローク L 以上踏み込まれて操作力及び操作量が増加状態となる場合に、開状態となって、流体圧供給経路を接続するとともに、流体圧排出経路を遮断状態とする。そして、増圧されたブレーキ液を、圧力源 93 から流体圧供給経路を介してブースタ室 100 に供給する。なお、不動作ストローク L の長さは、ブレーキペダル 21 の未操作状態におけるプランジャ 98 と弾性体 107 との間の離間距離及び弁装置 97 の構成等により決定される。

[0051] ブレーキペダル 21 の操作力及び操作量が減少状態となる場合には、弁装置 97 は、閉状態となって流体圧供給経路を遮断するとともに、流体圧排出経路を接続してブースタ室 100 のブレーキ液をリザーバ 24 に排出する。ブースタ装置 91 は、このような弁装置 97 の作動により、ブースタ室 100 にブレーキペダル 21 の操作量に応じた流体圧を発生させてスリーブ 96

を押圧する。そして、スリーブ 9 6 が、プッシュロッド 9 5 を介してマスタシリンダ 2 3 の第 1 ピストン 2 3 b を駆動し、基礎液圧をブレーキペダル 2 1 の操作量に応じて増圧または減圧する。

[0052] ブースタ装置 9 1 の外周シリンダ 9 2 は、マスタシリンダ 2 3 の外周シリンダと共通化されている。外周シリンダ 9 2 は、有底の円筒で形成され、内周に第 1 内径部 9 2 a（図 4 中右方）が形成されている。また、第 1 内径部 9 2 a の前方には、外周シリンダ 9 2 の内径方向に縮径されたスリーブ支持壁 9 2 d が形成されている。また、外周シリンダ 9 2 には、半径方向に貫通する径方向油孔 9 2 1 が形成されている。

[0053] 圧力源 9 3 は、外周シリンダ 9 2 の外側に設けられており、外周シリンダ 9 2 の径方向油孔 9 2 1 に連通して、蓄えた流体圧を供給する。圧力源 9 3 は、ブレーキ液を蓄積して流体圧を蓄えるアキュムレータ 9 3 1 と、マスタシリンダ 2 3 付属の大気圧リザーバ 2 4 からブレーキ液をアキュムレータ 9 3 1 に圧送する電動ポンプ 9 3 2 とで構成されている。また、圧力源 9 3 には、アキュムレータ 9 3 1 の蓄積圧を検出する圧力センサ 9 3 3、及び蓄積圧が過昇したときにブレーキ液を大気圧リザーバ 2 4 に戻すレリーフ弁 9 3 4 が設けられている。

[0054] 図 3 に示すように、スリーブ 9 6 は、外周シリンダ 9 2 の内側に配置されている。スリーブ 9 6 は、円筒形状を呈し、大径の第 1 円筒部 9 6 a、前方に形成された小径の第 2 円筒部 9 6 b 及び第 1 円筒部 9 6 a の一部に連結され第 1 円筒部 9 6 a からブレーキペダル 2 1 側に延在された第 3 円筒部 9 6 c を有している。第 3 円筒部 9 6 c は、第 1 円筒部 9 6 a 側に形成された円板状の固定部 9 6 c 1 と、固定部 9 6 c 1 の中心部から後方に突設された有底円筒状の突設部 9 6 c 2 とを有している。そして、固定部 9 6 c 1 の一部と第 1 円筒部 9 6 a の後方端面の一部とが連結されている。

[0055] 第 1 円筒部 9 6 a は外周シリンダ 9 2 の第 1 内径部 9 2 a に係入される。また第 2 円筒部 9 6 b はスリーブ支持壁 9 2 d の内径部に係入される。また、第 3 円筒部 9 6 c の突設部 9 6 c 2 が、外周シリンダ 9 2 の底壁 9 2 e に

貫通された貫通孔 9 2 e 1 に挿通される。そして、第 3 円筒部 9 6 c の固定部 9 6 c 1 が、底壁 9 2 e の前方から刻設され貫通孔 9 2 e 1 より大径に形成された支持穴 9 2 e 2 に係入される。スリーブ 9 6 は、第 3 円筒部 9 6 c の固定部 9 6 c 1 の後方端面が、支持穴 9 2 e 2 と貫通孔 9 2 e 1 とを連結する端面に当接することによって、後方への移動が規制されている。第 1 円筒部 9 6 a、第 2 円筒部 9 6 b 及び第 3 円筒部 9 6 c のそれぞれ外周部には、例えばゴム等の弾性部材によって形成されたシール部材 1 0 2、1 0 1、1 0 3 が配設され、これらによって液密にシールされている。

[0056] これによって、スリーブ 9 6 は、外周シリンダ 9 2 の内周で液密、且つ軸線方向に摺動可能に支持される。スリーブ 9 6 の第 2 円筒部 9 6 b と外周シリンダ 9 2 の第 1 内径部 9 2 a との間には空間が形成されている。当該空間は径方向油孔 9 2 1 に連通し、軸線方向に延在する軸方向油路 2 8 を形成している。つまり、圧力源 9 3 の作動中においては、軸方向油路 2 8 には常に圧力源 9 3 から流体圧が供給されている。

[0057] スリーブ 9 6 の第 1 円筒部 9 6 a と第 2 円筒部 9 6 b との接続部近傍で、第 2 円筒部 9 6 b の外周には、スリーブ 9 6 の内径部 9 6 j に連通する供給ポート 9 6 1（本発明の増圧ポートに相当する）が貫通されている。なお、供給ポート 9 6 1 の内径部 9 6 j への開口は、第 1 弁口 9 6 1 a である。このため、第 1 弁口 9 6 1 a が閉止されれば、供給ポート 9 6 1 まで流体圧が供給された状態となる。第 1 弁口 9 6 1 a が開口されると、ブースタ室 1 0 0 に流体圧が供給される。このとき、流体経路としての圧力源 9 3 からブースタ室 1 0 0 まで流体圧が供給される、供給ポート 9 6 1 を含む経路を流体圧供給経路と称す。

[0058] スリーブ 9 6 の後方端面から前方に所定距離進入した位置まで、内径部 9 6 j より拡径されたドレン用大径部 9 6 d（本発明の減圧ポートに相当する）が内径部 9 6 j の周方向の一部に形成されている。このとき、ドレン用大径部 9 6 d が形成される後方端面からの所定距離は、供給ポート 9 6 1 及びスプール 9 4 に設けられる後述する排出ポート 9 4 e 等の位置関係に基づき

決定されるものであり詳細は後述する。このように、スリーブ 9 6、供給ポート 9 6 1、スプール 9 4、排出ポート 9 4 e 及びドレン用大径部 9 6 d などによって弁装置 9 7 が構成されている。

[0059] スリーブ 9 6 の前方部には、大径円筒部 9 6 f 及び小径円筒部 9 6 g を有した段付きの円筒 1 0 5 が配置されている。大径円筒部 9 6 f はスリーブ 9 6 の前方から穿設された大径内径部 9 6 h 内に同軸に配設されている。大径円筒部 9 6 f の外周の一部と大径内径部 9 6 h の一部とが連結固定されている。また、小径円筒部 9 6 g は、スリーブ 9 6 の内径部 9 6 j 内に内径部 9 6 j との間に所定の間隙がある状態で内径部 9 6 j と同軸に配置されている。

[0060] スプール 9 4 は、スリーブ 9 6 の内径部 9 6 j 内側に配設され、摺動方向前後に移動可能となっている。スプール 9 4 は、軸線方向中央が縮径された段付き円柱形状を呈している。つまり、スプール 9 4 には、前方から順に大径の第 1 ランド部 9 4 a、小径の径小部 9 4 b 及び第 1 ランド部 9 4 a と同径の第 2 ランド部 9 4 c が形成されている。スプール 9 4 の前方端面中心部には、ドレン孔 9 4 d が後方に向かって第 2 ランド部 9 4 c に到達するよう穿設されている。そして、第 2 ランド部 9 4 c の外周面からは前述した排出ポート 9 4 e がドレン孔 9 4 d と連通するように穿設されている。

[0061] スプール 9 4 とオペレーティングロッド 2 6 との間には第 3 円筒部 9 6 c の内側に配置され、第 3 円筒部 9 6 c の内周面を摺動して移動する作動部材 9 9 が介挿されている。作動部材 9 9 に設けられた外周溝には、例えばゴム等によって形成されたシール部材 1 0 4 が配設され、第 3 円筒部 9 6 c の内周面との間が液密にシールされている。

[0062] 作動部材 9 9 の後方端面には S R 状の凹面が形成され、オペレーティングロッド 2 6 の S R 端部が第 3 円筒部 9 6 c の底面を貫通して当接している。作動部材 9 9 の前方端面は、スプールの後方端面と当接している。

[0063] そして、スリーブ 9 6 の内径部 9 6 j 及びドレン用大径部 9 6 d と、シール部材 1 0 2、1 0 3 と、スプールの第 1 ランド部 9 4 a、径小部 9 4

b, 第2ランド部94cと、外周シリンダ92の底壁92eとによって囲繞される空間によって、軸方向長が変化する、即ち容積が変化する前述のブースタ室100（本発明の流体圧発生容器Vfに相当する）が形成されている。このようにブースタ室100（流体圧発生容器Vf）は、容積が小さく、且つ流体圧が付与されたときに変形のしにくい部材で構成されているので、剛性が高いということが出来る。そのため、一定量のブレーキ液が封入された場合におけるブースタ室100の圧力P－体積V特性は、図4（a）に示すようになり、ブースタ室100の少しの体積（容積）の増減によって、急激に圧力が減増することが判る。本発明においては、ブースタ室100が、このように、図4（a）に示すような特性を持つように構成される。ただし、図4（a）の特性は、説明のために一例を示したものであり、この特性に限るものではない。

[0064] 図3に示すように、弾性体107は、円柱形状を呈し、スリーブ96に設けられた段付きの円筒105の大径円筒部96fの内側に配設されている。弾性体107は、例えばゴム等の弾性部材で形成され、弾性体107とスプール94との間には、プランジャ98（本発明の押圧部に相当する）が介挿されている。プランジャ98は、段付きの円筒105の小径円筒部96g内側に配置され、摺動方向前後に移動可能となっている。プランジャ98は、プランジャ大径部98aとプランジャ小径部98bとを有し、プランジャ大径部98aの外周が、円筒105の小径円筒部96gの内側に前後方向に摺動可能に係入されている。また、小径円筒部96gの内側とプランジャ小径部98bとの間には空間106が形成されている。

[0065] プランジャ98の後方端面はスプール94の前方端面と当接している。また、プランジャ98の前方端面（本発明の弾性体を押圧する端面に相当する）は弾性体107の後方端面と当接可能に構成されている。プランジャ98の内部には、プランジャ98の後方端面とスプール94の前方端面とが当接した状態で、スプール94のドレン孔94dと連通し、小径部98bの外周面に開口するドレン孔98cを備えている。このため、ブースタ室100か

らドレン用大径部 96 d, 排出ポート 94 e, ドレン孔 94 d を介してドレン孔 98 c からブレーキ液が排出されたとき、排出されたブレーキ液は空間 106 を通って大気圧リザーバ 24 に排出される。ただし、これに限らず、ドレン孔 98 c と、円筒 105 の小径円筒部 96 g との位置関係によっては、空間 106 を通過せずに大気圧リザーバ 24 に排出される。なお、上記において、排出ポート 94 e がドレン用大径部 96 d に開口した開口部を第 2 弁口 94 e 1 と称す。

[0066] 弾性体 107 の前方端面（本発明のマスタピストンを押圧する端面に相当する）には、スリーブ 96 とマスタシリンダ 23 との間に配置されるプッシュロッド 95 の後方端面が当接している。プッシュロッド 95 の後方端面は、円板上に形成され、円板部外周が円筒 105 の大径円筒部 96 f の内側に係合されている。このように構成されてプッシュロッド 95 は、スリーブ 96 が有する円筒 105 の段付き部及びプランジャ 98 の前方端面に押動される弾性体 107 を介して押動される。プッシュロッド 95 の摺動方向前方（図中左方）の先端は、マスタシリンダ 23 の第 1 ピストン 23 b（本発明のマスタピストンに相当する）に当接し、これを押動するようになっている。なお、スリーブ 96 が前後に移動したときにはプッシュロッド 95 とスリーブ 96 とは連動するよう構成されている。

[0067] 上記において、プランジャ 98（押圧部）のプランジャ大径部 98 a の端面、即ち弾性体 107 の後方端面と当接するプランジャ 98 の前方端面の面積を A_1 とする。また、プッシュロッド 95 の後方端面と当接する弾性体 107 の前方端面の面積を A_2 とする。弾性体 107 の前方端面と当接するプッシュロッド 95 の後方端面の面積も A_2 とする。このとき、運転者がブレーキペダル 21 を踏み、所定の操作力でプランジャ 98 を前方に押圧した押圧力は面積比 A_2 / A_1 （＝サーボ比）で増幅されてマスタシリンダ 23 の第 1 ピストン 23 b を押圧する。また、弾性体 107 は所定の硬度（弾性力）を有している。このため、プランジャ 98 がプランジャ大径部 98 a の前方端面によって弾性体 107 の後方端面を押圧したとき、弾性体 107 内に

発生する圧力 P_1 は弾性体107の前方端面に、硬度に応じた比率で伝搬される。この伝搬率は、硬度が大きい程低くなることが判っている。

[0068] マスタシリンダ23は、図3に示されるようにタンデム式であり、有底筒状に形成されたハウジング23a（外周シリンダ92と共用）と、ハウジング23a内を液密かつ摺動可能に並べて収納された第1及び第2ピストン23b、23c（マスタピストン）とにより構成されている。第1ピストン23bと第2ピストン23cとの間に形成される第1液圧室23d（本発明のマスタ液圧室に相当する）内には、所定長さ以内で伸縮可能に連結された2部材間に予圧縮されて保持された第1スプリング23eが配設されている。第2ピストン23cとハウジング23aの閉塞端との間に形成される第2液圧室23f（本発明のマスタ液圧室に相当する）内には、所定長さ以内で伸縮可能に連結された2部材間に予圧縮されて保持された第2スプリング23gが配設されている。

[0069] これにより、第2ピストン23cは、第2スプリング23gによって第1ピストン23b側に付勢されている。第1ピストン23bは第1スプリング23eによってブースタ装置91側に付勢されている。第1ピストン23bのブースタ装置91側の一端は、プッシュロッド95の先端に押動されて連動するようになっている。

[0070] マスタシリンダ23のハウジング23aは、第1液圧室23dと大気圧リザーバ24とを連通するための第1ポート23hと、第2液圧室23fと大気圧リザーバ24とを連通するための第2ポート23iとを有している。さらに、ハウジング23aは、第1液圧室23dをブレーキアクチュエータ25の後輪系統を構成する油経路 L_r （本発明の液圧経路に相当する）に連通するための第3ポート23jと、第2液圧室23fをブレーキアクチュエータ25の前輪系統を構成する油経路 L_f （液圧経路）に連通するための第4ポート23kとを有している。

[0071] 次に、ブレーキアクチュエータ25について、図2を参考にして詳述する。ブレーキアクチュエータ25は、液圧制御弁31、41（本発明の制御弁

に相当する)、ABS制御弁を構成する増圧制御弁32、33、42、43及び減圧制御弁35、36、45、46、調圧リザーバ34、44、電動ポンプ37、47(本発明のポンプに相当する)、モータMなどが一つのケースにパッケージされて構成されている。

[0072] まず、ブレーキアクチュエータ25の前輪系統の構成について説明する。マスタシリンダ23とホイールシリンダWC1~WC4とを接続する油経路Lfには、差圧制御弁で構成される液圧制御弁31が備えられている。液圧制御弁31は、ブレーキECU60からの制御により、連通状態及び差圧状態に切り替わるものである。液圧制御弁31は通常連通状態とされており、差圧状態に切り替わることにより、油経路Lfのうち液圧制御弁31よりもホイールシリンダWC1、WC2側の油経路Lf2の液圧を、マスタシリンダ23側の油経路Lf1の基礎液圧よりも所定の差圧分高い圧力に保持することができる。

[0073] 油経路Lf1には、マスタシリンダ23で生成された基礎液圧を検出する圧力センサSPが設けられている。圧力センサSPは、ブレーキECU60に接続されている。なお、圧力センサSPは、後輪系統の油経路Lr1に設けてもよい。

[0074] 油経路Lf2は2つに分岐しており、それぞれホイールシリンダWC1、WC2に接続されている。一方には、ABS制御の増圧モード時においてホイールシリンダWC1へのブレーキ液圧の増圧を制御する増圧制御弁32が備えられている。ホイールシリンダWC2に接続されている他方には、ABS制御の増圧モード時においてホイールシリンダWC2へのブレーキ液圧の増圧を制御する増圧制御弁33が備えられている。増圧制御弁32、33は、ブレーキECU60により連通状態及び遮断状態を切り替え制御できる2位置弁として構成されている。そして、増圧制御弁32、33が連通状態に制御されているときには、マスタシリンダ23の基礎液圧又は／及び電動ポンプ37の駆動と液圧制御弁31の制御によって形成される付加液圧を各ホイールシリンダWC1、WC2に加えることができる。

- [0075] 油経路L f 2のうち増圧制御弁32, 33と各ホイールシリンダWC 1, WC 2との間の部分は、油経路L f 3を介して調圧リザーバ34に連通されている。油経路L f 3には、ブレーキECU 60により連通状態及び遮断状態を切り替え制御できる減圧制御弁35, 36がそれぞれ配設されている。減圧制御弁35, 36はノーマルブレーキ状態（ABS非作動時）では常時遮断状態とされている。
- [0076] 油経路L f 2のうち液圧制御弁31と増圧制御弁32, 33との間の部分は、油経路L f 4を介してマスタシリンダ23及び調圧リザーバ34に連通されている。図2では、油経路L f 4は2つに分岐している。そして、油経路L f 4の分岐部分の一方は、油経路L f 1に連通されている。また、他方は、油経路L f 3のうち減圧制御弁35, 36と調圧リザーバ34との間の部分が連通されている。油経路L f 4には、液圧制御弁31よりもマスタシリンダ23側のブレーキ液をホイールシリンダWC 1, WC 2側に吐出する電動ポンプ37が安全弁37aとともに配設されている。油経路L f 4のうち電動ポンプ37の吐出側の部分には、ダンパ37bが配設されている。油経路L f 4の非分岐部のうち電動ポンプ37の吸入側部分には、逆止弁37cが配設されている。油経路L f 4の分岐部のうち調圧リザーバ34に連通する部分には、逆止弁37dが配設されている。
- [0077] また、電動ポンプ37は、ESC制御、トラクションコントロール、ブレーキアシストなどの車両の姿勢を安定に制御するための付加液圧を形成する際にも作動する。さらに、電動ポンプ37は、前述したように、例えば、車速が所定値（例えば14 km/h）以下であるときに、目標とする目標回生制動力 F_K が回生ブレーキ装置Aによって得られない場合において、実際に車輪に付与した実回生制動力 F_{Kr} （図7においてはX4の F_{K4} に相当する）と要求制動力 F_T との差に相当する制動力をホイールシリンダWC 1, WC 2に付与する際にも作動する。つまり、電動ポンプ37は、実回生制動力 F_{Kr} と要求制動力 F_T との差に相当する制動力を得るために、そのときの基礎液圧制動力 F_E に対して不足する分の付加液圧制動力 F_S に相当する

付加液圧を形成する際にも作動する。ただし、このときの付加液圧制動力 F_S は、目標回生制動力 F_K と実回生制動力 F_{Kr} との差、及び低下した基礎液圧制動力 F_E 分の両者を含んだ値（図7において X_4 の F_{S4} に相当する）である。なお、このとき、基礎液圧制動力 F_E は、前述したように、ブレーキアクチュエータ25が有するセンサSPのデータを取得することによって常に把握されているものとする。

[0078] すなわち、電動ポンプ37が作動されている状態において、液圧制御弁31が、差圧状態に切り替わることにより、油経路 L_f のうち液圧制御弁31よりもホイールシリンダWC1, WC2側の油経路 L_{f2} の液圧を、マスタシリンダ23側の油経路 L_{f1} の基礎液圧よりも所定の差圧分高い圧力に保持する。そして、当該所定の差圧分高い圧力を、油経路 L_{f4} , L_{f2} 及び連通状態の増圧制御弁32, 33を介して各ホイールシリンダWC1, WC2に付与し付加液圧制動力 F_S を発生させる。なお、本発明においては、付加液圧制動力 F_S を発生させるために付加液圧を形成する上記構成を液圧付加装置Adと呼ぶ。

[0079] また、ブレーキアクチュエータ25の後輪系統も前述した前輪系統と同様な構成であり、後輪系統を構成する油経路 L_r は、油経路 L_f と同様に油経路 $L_{r1} \sim L_{r5}$ から構成されている。弁類なども同様であり、油経路 L_r に液圧制御弁41及び調圧リザーバ44, 油経路 L_{r2} , L_{r2} に増圧制御弁42, 43, 油経路 L_{r3} に減圧制御弁45, 46, 油経路 L_{r4} にポンプ47, 油経路 L_{r5} に電磁開閉弁48がそれぞれ備えられている。

[0080] これにより、マスタシリンダ23の基礎液圧及び電動ポンプ37, 47の駆動と液圧制御弁31, 41の制御によって形成された付加液圧を各車輪FR, FL, RR, RLのホイールシリンダWC1, WC2, WC3, WC4に付与できる。各ホイールシリンダWC1, WC2, WC3, WC4は、液圧（基礎液圧及び付加液圧）が供給されると、ブレーキ手段を作動させて各車輪FR, FL, RR, RLに液圧制動力（基礎液圧制動力 F_E 及び付加液圧制動力 F_S ）を付加する。なお、ブレーキ手段としては、ディスクブレー

キ、ドラムブレーキ等があり、ブレーキパッド、ブレーキシュー等の摩擦部材が車輪に一体のディスクロータ、ブレーキドラム等の回転を規制するようになっている。

[0081] このように、基礎液圧及び付加液圧を発生させるマスタシリンダ23の第1液圧室23d（または第2液圧室23f）は、油経路Lf1（またはLr1）、電磁開閉弁38（または電磁開閉弁48）に接続されて本発明に係る基礎液圧発生容器Vmが形成されている。

[0082] 基礎液圧発生容器Vmは、このように容量の大きな空間を有し、且つ体積変化要因が多い部材で構成されているので、剛性が低いといえることができる。そのため、一定量のブレーキ液が封入された場合における基礎液圧発生容器Vmの圧力P－体積V特性は、図4（b）に示すようになり、大きく体積が増減されなければ、圧力が大きく変化しないことが判る。本発明においては、基礎液圧発生容器Vmがこのような特性を持つように構成される。そして、本発明においては、前述したブースタ室100（流体圧発生容器Vf）の剛性よりも、基礎液圧発生容器Vmの剛性のほうが小さくなるように設定されている。ただし、図4（b）の特性は、説明のために一例を示したものであり、この特性に限るものではない。

[0083] このとき、基礎液圧発生容器Vmと流体圧発生容器Vfとの剛性の比は、液圧付加装置Adの作動に伴い、マスタシリンダ23の第1液圧室23d及び第2液圧室23f（ともに本発明のマスタ液圧室に相当する）の基礎液圧が減少したときにも、ブースタ圧が短時間で基礎液圧とバランスするよう設定される。つまり、スリーブ96及びブレーキペダル21が、運転者が違和感を感じない程度に少し前進した状態でブースタ圧が十分減圧し、減圧した基礎液圧と好適にバランス可能となるような比率に設定される。これらは、事前の実験等によって任意に求めればよい。このとき、基礎液圧発生容器Vmと、流体圧発生容器Vfとによって変動基礎液圧吸収機構が構成される。このように、変動基礎液圧吸収機構は、液圧付加装置Adの作動により基礎液圧が減少したときに、基礎液圧の変動を吸収してブレーキペダル21の移

動量を所定量以下に抑制するためのものである。このとき、所定量とは、運転者が違和感を感じないための量であり、任意に設定すればよい。これにより、ブレーキペダル 21 が所定量を超えて前進することはなく、運転者に違和感を与えることが好適に抑制される。

[0084] 次に、ブースタ装置 91 の基本的な作動について、図 5，図 6 を参考にし説明する。まず、図 5 に基づきブレーキペダル 21 が踏み操作されたときの、ブースタ装置 91 が行なう通常の加圧作動について説明する。なお、図 3 に示されたブレーキペダル 21 の未操作状態では、ブースタ室 100 にはブレーキ液が供給されていない。

[0085] 図 3 に示された未操作状態の位置からブレーキペダル 21 が踏み操作されると、オペレーティングロッド 26 が作動（前進）を開始する。そして、オペレーティングロッド 26 が作動部材 99，スプール 94，プランジャ 98 を押動する。ブレーキペダル 21 が所定量だけ踏込まれると、プランジャ 98 が弾性体 107 に当接する。そして、プランジャ 98 がブレーキペダル 21 の踏み力と弾性体 107 の所定の弾性力（反発力）とが釣合った状態となるまで弾性体 107 を圧縮する。そして弾性体 107 が圧縮されブレーキペダル 21 の踏み力と釣合った後、プランジャ 98 と弾性体 107 とが一体的に前方に移動を開始する。このとき、弾性体 107 の弾性力が、プランジャ 98 を押圧することにより、スプール 94、つまりブレーキペダル 21 に反力が付与される。

[0086] また、このとき、スプール 94 は、スリーブ 96 に対して相対変位し、ブレーキペダル 21 が所定量以上踏込まれた状態では、スリーブ 96 に設けられた供給ポート 961（増圧ポート）の第 1 弁口 961a がスプール 94 の径小部 94b に開口、すなわちブースタ室 100 に開口する。これにより、ブースタ室 100 には、圧力源 93 から流体圧供給経路を介して流体圧が供給され、ブースタ室 100 のブースタ圧が昇圧される（図 5 中ブースタ室 100 の矢印方向参照）。このとき、流体圧排出経路を形成するスプール 94 の第 2 弁口 94e1 は、スリーブ 96 の内径部 96j によって閉止されてい

る。

[0087] これにより、ブースタ室１００の圧力によってスリーブ９６が前方に付勢され、スリーブ９６の大径円筒部９６ｆに係入される弾性体１０７を大径円筒部９６ｆの底面で押圧する。弾性体１０７は、プッシュロッド９５を押圧することによって、マスタシリンダ２３の第１ピストン２３ｂを押動しマスタシリンダ２３に基礎液圧を発生させる。このように、ブースタ圧により助勢されて、マスタシリンダ２３は基礎液圧を生成する。また、このようにマスタシリンダ２３の第１ピストン２３ｂの移動量と、弁装置９７の作動量とは、連動している。

[0088] その後、ブレーキペダル２１が所定の操作位置（操作量）で停止して維持状態に維持されると、マスタシリンダ２３の基礎液圧とバランスするため、操作位置（操作量）が維持状態に遷移した直後に、スリーブ９６が前進する。そして、図８に示すように、第１弁口９６１ａが、スプール９４の第１ランド部９４ａによって閉止された直後、スプール９４とスリーブ９６との相対変位は停止する。このとき、スプール９４の第２ランド部９４ｃの第２弁口９４ｅ１は、閉止状態が維持されている。よって、ブースタ室１００には流体圧が残留し、スリーブ９６が第１ピストン２３ｂを、ブースタ室１００に残留した流体圧に応じた力で押圧する。これにより、スリーブ９６とマスタシリンダ２３の第１ピストン２３ｂとがバランスし、増加維持状態となる（図８参照）。

[0089] また、例えば、ブレーキペダル２１が踏み込み操作されたときを示す図５の状態からブレーキペダル２１に作用する操作力及び操作量が減少した場合は、図６に示されるように、スプール９４がスリーブ９６に対して相対的に摺動方向後方に変位する。すると、第１弁口９６１ａはスプール９４の第１ランド部９４ａの外周によって閉止されて、流体圧の流体圧供給経路が遮断される。この後、第２弁口９４ｅ１がドレン用大径部９６ｄ（減圧ポート）に開口、即ちブースタ室１００に開口して流体圧排出経路が連通する。これにより、ブースタ室１００の流体圧は、ブースタ室１００の流体がドレン用大

径部 96 d (減圧ポート), 排出ポート 94 e, ドレン孔 94 d, 94 e, 98 c 及び空間 106 等を経由して大気圧リザーバ 24 へと排出されることにより低下する。

[0090] この後、ブレーキペダル 21 が所定の操作位置 (操作量) で維持状態に維持されると、はじめ、第 2 弁口 94 e 1 の開口は維持されているので、ブースタ室 100 の圧力はさらに下がり、スリーブ 96 がマスタシリンダ 23 の第 1 ピストン 23 b に押圧され、スプール 94 に対して相対的に後方に徐々に変位される。やがて、第 2 弁口 94 e 1 がスリーブ 96 の内径部 96 j によって閉止された直後に、スリーブ 96 が第 1 ピストン 23 b とバランスし停止して図 10 に示すように減少維持状態に保持される。図 10 に示すように、ブレーキペダル 21 が減少維持状態に維持されたときの第 1 弁口 96 1 a とスプール 94 の第 1 ランド部 94 a との位置関係については後述する。

[0091] 次に、回生協調制御を伴うブレーキ装置 C B の通常の作動について、図 7 のグラフに基づき簡単に説明しておく。なお、一例として説明する図 7 に示す特性は、ブレーキペダル 21 が増加維持状態に保持されている状態からスタートした実験の結果である。図 7 は、横軸をブレーキペダル 21 の操作量 (ストローク), 縦軸を制動力とした液圧制動力発生装置 B の特性図である。ブレーキ ECU 60 は、ペダルストロークセンサ 21 a の検出信号から操作量を把握し、対応する要求制動力 F_T を演算する。要求制動力 F_T は、目標回生制動力 F_K と基礎液圧制動力 F_E とを加算した値となるものである。

[0092] 図 7 中に破線で示される要求制動力 F_T は、ブレーキペダル 21 の操作位置により定まる制動力の要求値であり、予めブレーキ ECU 60 内にデータとして保持されている。図中の作動点 X_i は、ブレーキペダル 21 が操作量 L_i だけ操作されたとき、要求制動力 F_{T_i} が回生制動力 F_{K_i} と基礎液圧制動力 F_{E_i} の和になっていることを示している。

[0093] ブレーキペダル 21 が未操作位置 (図中左端) から踏み操作されると、ブレーキ ECU 60 は、ペダルストロークセンサ 21 a の検出信号から操作量を把握し、対応する要求制動力 F_T を求める。ブレーキペダル 21 が不動

作ストローク L （＝初期操作量）までの範囲内で操作されると、図示されるように要求制動力 F_T が発生する。このとき、スプール 94 及びスリーブ 96 の相対的な位置関係によって流体圧供給経路は閉止されたままとなっており、ブースタ装置 91 及びマスタシリンダ 23 は作動しない。したがって、図中の作動点 X_1 に例示されるように、要求制動力 F_T2 に一致した回生制動力 F_K2 が発生するように回生ブレーキ装置 A が制御される。このとき、回生制動力 F_K2 は、ハイブリッド $ECU19$ が有する目標回生制動力演算部 108 によって演算される（図 1 参照）。

[0094] ブレーキペダル 21 が、ちょうど不動作ストローク L （＝初期操作量）だけ操作されると、作動点 X_2 に達して、要求制動力 F_T は、目標回生制動力演算部 108 によって演算される最大回生制動力 F_{Kmax} （＝目標回生制動力 F_K ）に一致する。そして、最大回生制動力 F_{Kmax} （＝目標回生制動力 F_K ）が発生させるように回生ブレーキ装置 A が制御される。

[0095] ブレーキペダル 21 が不動作ストローク L を超えて操作されると、図中の作動点 X_3 に例示されるように、要求制動力 F_T3 は最大回生制動力 F_{Kmax} よりも大きくなる。このとき、スプール 94 と、スリーブ 96 との間の相対変位によって、スリーブ 96 の供給ポート 961 の第 1 弁口 $961a$ がブースタ室 100 に開口し、流体圧供給経路を介してブースタ室 100 に流体圧が供給され、マスタシリンダ 23 が駆動される。これにより、液圧制動力発生装置 B は、要求制動力 F_T3 から最大回生制動力 F_{Kmax} を差し引いた基礎液圧制動力 F_E3 に対応する基礎液圧が発生させる。なお、このときの基礎液圧制動力 F_E は、ブレーキアクチュエータ 25 が有する圧力センサ SP から取得された基礎液圧の検出データによって、常時、正確に把握されている。

[0096] 上述より、通常は、ブレーキペダル 21 が不動作ストローク L までの範囲で操作されている間は回生制動力 F_K のみが使用され、ブレーキペダル 21 が不動作ストローク L を超えて操作されると最大回生制動力 F_{Kmax} （＝目標回生制動力 F_K ）と基礎液圧制動力 F_E とが併用される。

- [0097] しかしながら、車速 v が所定値以下に低下する、若しくは、バッテリー 17 の満充電などの理由で、十分な回生制動力 F_K を得られない場合がある。このように、回生制動力 F_K が低下すると、ブレーキ ECU 60 は、電動ポンプ 37, 47 などにより構成される液压付加装置 A d を駆動して、液压経路に設けられた液压制御弁 31, 41 よりもマスタシリンダ 23 側の液压経路からブレーキ液を吸引する。そして、吸引したブレーキ液を、液压経路に設けられた液压制御弁 31, 41 よりもホイールシリンダ WC 1, WC 3, WC 2, WC 4 側に吐出するとともに、液压制御弁 31, 41 を制御して本発明に係る付加液压を発生させる。これにより、付加液压に対応する付加液压制動力 F_S を生成し圧力低下後の基礎液压制動力 F_E に付加する。
- [0098] 図 7 において、具体的に説明すると、図 7 の作動点 X 4 に例示されるように、回生ブレーキ装置 A から最大回生制動力 F_{Kmax} (=目標回生制動力 F_K) よりも小さな回生制動力 F_{K4} しか得られない場合が生じ得る。このとき、液压制動力発生装置 B は、最大回生制動力 F_{Kmax} (=目標回生制動力 F_K) と回生制動力 F_{K4} との差に、通常的基础液压制動力 F_E から、さらに低下した基礎液压制動力 F_{E4} までの基礎液压制動力を加えた付加液压制動力 F_{S4} を付加して要求制動力 F_{T4} を得るものである。
- [0099] このように、ブレーキペダル 21 が、不動作ストローク L 以上操作され、所定の基礎液压が発生している状態では、液压経路に設けられた液压制御弁 31, 41 よりもマスタシリンダ 23 側の液压経路の基礎液压は電動ポンプ 37 に吸入されたブレーキ液の量に応じて低下してしまう。つまり、基礎液压低下前まで基礎液压によって付勢されていたマスタシリンダ 23 の第 1 ピストン 23 b の後方への付勢力が、吸入されたブレーキ液の量に応じて減少してしまうことになる。これにより、それまで、第 1 ピストン 23 b とバランスしていたブレーキペダル 21 及びスリーブ 96 の付勢力が、第 1 ピストン 23 b の付勢力より大きくなる。これにより、ブレーキペダル 21 が踏込み方向に前進し、運転者が違和感を感じる虞がある。本発明は、このような場合に、ブレーキペダル 21 の前進量を運転者が違和感を感じない程度に抑

制するためのものである。

[0100] 次に、図 8、図 9 に基づき、液圧付加装置 A d が作動した場合について具体的に説明を行なう。一例として説明に用いる作動は、図 8 が示すブレーキペダル 2 1 を、不動作ストローク L 直後まで増加させ、その後、ブレーキペダル 2 1 の操作量を一定にすることによって、基礎液圧とブースタ圧がバランスし、遷移した増加維持状態からの作動である。なお、図 9 は、上から順に (a) 車速 v 、(b) 回生制動力 F_K 、(c) ブレーキペダル 2 1 のペダルストローク S_t 、(d) 要求制動力 F_T 及び液圧制御弁 3 1、4 1 の差圧 P_d 、(e) ブースタ圧 B_p 、基礎液圧 M_p 及びホイールシリンダ WC 1、WC 3、WC 2、WC 4 への吐出圧 W/C の実測データの一例を示している。そして、図 9 における各グラフの始点（左端）は、既に維持状態（増加維持状態）となっている。なお、ブレーキペダル 2 1 が踏込まれていく（増加していく）途中の説明及び増加維持状態に至る過程については、前述したので、説明は省略する。

[0101] 増加維持状態に維持された状態で、図 9 (a) の N に示すように、車速が所定値以下に低下すると、回生制動量は、最大回生制動量 F_{Kmax} （目標回生制動力 F_K ）を達成できなくなり、やがて実回生制動量 F_{Kr} に低下する（図 9 (b) 参照）。なお、図 9 (b) においては、実回生制動量 F_{Kr} の最小の値は 0 となっている。

[0102] 同時に、図 9 に示すように、F で液圧付加装置 A d が作動を開始され、前述したように、電動ポンプ 3 7 が作動されている状態において、液圧制御弁 3 1 が、差圧状態に切り替わる。これにより、油経路 L_f のうち液圧制御弁 3 1 よりもホイールシリンダ WC 1、WC 2 側の油経路 L_{f2} の液圧を、マスタシリンダ 2 3 側の油経路 L_{f1} の基礎液圧よりも所定の差圧分高い圧力に保持する。このときのマスタシリンダ 2 3 が有する、第 1 及び第 2 液圧室 2 3 d、2 3 f 内の基礎液圧は、図 9 (e) の H に示す通りであり、基礎液圧は略 0 まで低下している。なお、F より手前においても、基礎液圧は、略 0 であるが、これは、図 9 に示す実験データが、ブレーキペダル 2 1 の操作

量が初期操作量を若干超えた位置のものであるためである。このため、ブレーキペダル 21 の操作量を増加させれば、F より手前における基礎液圧及びブースタ圧は操作量に応じて上昇する。

[0103] また、図 9 (e) に示す、ブースタ圧 B_p が基礎液圧よりも高いのは、ブースタ圧 B_p が、スリーブ 96 を付勢するマスタシリンダ 23 の第 1 及び第 2 スプリング 23 e, 23 g のバネ力と第 1 及び第 2 ピストン 23 b, 23 c の摺動抵抗によっても形成されているためである。そして、基礎液圧は、前述の通り、圧力センサ SP によって検出されている。

[0104] これによって、液圧付加装置 Ad は、差圧状態に切り替えられている液圧制御弁 31 の制御状態に応じた差圧を発生させ（図 9 (d) の G 参照）、油経路 Lf4, Lf2 と連通状態の増圧制御弁 32, 33 を介して、各ホイールシリンダ WC1, WC2 にブレーキ液を吐出して付加液圧を付与する（図 9 (e) の J 参照）。このとき、付加液圧の大きさは、ブレーキ ECU60 によって演算される。ブレーキ ECU60 は、目標回生制動力 F_K と実回生制動力 F_{Kr} との差に、そのときに低下した基礎液圧制動力分を加えた付加液圧制動力 F_S を演算する。このようにして、液圧付加装置 Ad が、不足分の制動力に相当する付加液圧 P_a を生成しホイールシリンダ WC1, WC2 に付与する。

[0105] このように、液圧付加装置 Ad が作動されると、電動ポンプ 37 が、油経路 Lf のうち液圧制御弁 31 よりもマスタシリンダ 23 側の油経路（液圧経路）からブレーキ液を吸引する。このため、マスタシリンダ 23 側の流体経路の基礎液圧が吸引したブレーキ液の量に応じて減少する。しかし、本実施形態においては、基礎液圧を発生させるマスタシリンダ 23 を含む基礎液圧発生容器 V_m の剛性に対する、ブースタ装置 91 の流体圧発生容器 V_f （ブースタ室 100）の剛性が所定の比率で高くなるよう設定されている。これによって、例えば、マスタシリンダ 23 側の基礎液圧が減少することによって、ブースタ装置 91 のスリーブ 96 及びブレーキペダル 21 が若干前進しても、当該前進によってブースタ室 100 の容量が少しだけ拡張されれば、ブ

ースタ室１００の圧力は図９（ｅ）のＫに示すように急激に減少し基礎液圧と釣合うことができる。これによって、スプール９４及びブレーキペダル２１の前進量も抑制されるので、運転者が違和感を感じる事が抑制される。なお、このとき、第１ピストン２３ｂとスリーブ９６及びブレーキペダル２１との間の変位量の差は、両者の間に介在する弾性体１０７によって吸収される。

[0106] 次に、複数あるブレーキペダル２１の踏込み状態のうち、ブレーキペダル２１を不動作ストロークＬ以上踏込んだのちに戻し（減少）側に作動させて、不動作ストロークＬまでの間の所定の位置で停止させ、維持状態に維持した場合について説明する。なお、ブレーキペダル２１を戻し側に作動させた後に遷移した維持状態を、減少維持状態と呼ぶことにする。なお、ブレーキペダル２１の踏込みが解除されていく（減少していく）途中の説明及び減少維持状態に至る過程については、前述したので、説明は省略する。

[0107] 減少維持状態に維持された状態において、基礎液圧に所定の付加液圧を付加するために、液圧付加装置Ａｄが作動されると、電動ポンプ３７によって吸引されたマスタシリンダ２３側の流体経路の基礎液圧が、吸引したブレーキ液の量に応じて減少する。これに伴ってブレーキペダル２１が意図せず前進してしまうと、ブレーキペダル２１を踏込み側（増加側）に作動させた後に遷移した増加維持状態からのブレーキペダル２１の意図せぬ前進と比べて、運転者は、心理的に特に違和感を感じやすいとされている。そのため、本実施形態では、上記で説明した、基礎液圧発生容器Ｖｍの剛性に対する、流体圧発生容器Ｖｆ（ブースタ室１００）の剛性が所定の比率で高くなるよう設定したことに加え、さらに、減少維持状態でのスプール９４とスリーブ９６との間の相対位置関係が所定の相対位置関係を有するように設定されている。つまり、液圧付加装置Ａｄが作動し、スプール９４がスリーブ９６に対して前進する相対移動が生じて、スリーブ９６に設けられた供給ポート９６１の第１弁口９６１ａが、確実にブースタ室１００に開口しないようにスプール９４とスリーブ９６との間の相対位置関係が設定されている。以下に

、その設定の方法について説明する。

[0108] 相対位置関係の設定のためには、まず、減少維持状態において、流体圧排出経路が閉止された時点におけるスプール94とスリーブ96との相対位置を基点とする（図10の状態参照）。ここで、流体圧排出経路が閉止された状態とは、排出ポート94eの第2弁口94e1がドレン用大径部96d（減圧ポート）に開口されておらず、第2弁口94e1がスリーブ96の内径部96jによって閉止されている状態のことをいう。

[0109] その後、減少維持状態において、液压付加装置Adが、ホイールシリンダWC1、WC2側の油経路の基礎液压に所定の液压を付加するよう作動されると、マスタシリンダ23側の流体経路の基礎液压が低下する。マスタシリンダ23側の流体経路の基礎液压が低下すると、第1ピストン23b（マスタピストン）が基礎液压の低下分に応じてマスタ移動量 Δm だけ前方に移動される。これに伴って、スプール94がスリーブ96に対して、第1ピストン23b側、つまり前方に移動する相対移動が生じる。なお、このとき、変動基礎液压吸収機構によって、マスタシリンダ23側の基礎液压の低下分が十分吸収されれば、スプール94がスリーブ96に対して、前方に移動することはない。よって、以降の説明は、変動基礎液压吸収機構によって、吸収しきれない分のスプール94の移動に対応するものである。

[0110] このとき、スリーブ96に対するスプール94の相対移動量は、マスタ移動量 Δm に応じた大きさで基点から変動する。そして、本実施形態では、スプール94が、マスタ移動量 Δm に応じた相対移動量だけスリーブ96に対して基点から移動しても、弁装置97が、ブースタ室100への流体圧供給経路を接続させないような弁装置97の作動量、即ち所定のスプール移動量 $\Delta s f$ （本発明の所定の弁作動量に相当する）を設定する。そして、この所定のスプール移動量 $\Delta s f$ （図10参照）だけ移動しても弁装置97が、ブースタ室100への流体圧供給経路を接続させず、かつ流体圧排出経路を接続させないようスプール94の摺動方向におけるスリーブ96の供給ポート961（増圧ポート）とドレン用大径部96d（減圧ポート）との間の距離

L 1 が設定されている。つまり、増圧ポートと減圧ポートとの間の距離によって、所定のスプール移動量 $\Delta s f$ を作り込むことができる。

[0111] 所定のスプール移動量 $\Delta s f$ を設けることにより、弁装置 97 の作動の感度はスプール移動量 $\Delta s f$ がない場合と比べて鈍くなるといえる。このように、本発明では、弁装置 97 の作動の感度を鈍くする、即ち、弁装置 97 の作動量を抑制することによって、液圧付加装置 A d が作動され、第 1 ピストン 23 b が所定のマスタ移動量 (Δm) だけ前方に移動しても第 1 弁口 96 1 a がブースタ室 100 に開口しないようにする。これによって、ブレーキペダル 21 が運転者の意図に反して大きく吸い込まれることを防止する。

[0112] なお、本実施形態において所定のマスタ移動量 (Δm) とは、例えば車速が所定値以下に低下し、回生制動力 $F K$ による制動が困難となり設定された最大回生制動力 $F K_{max}$ が全て付加液圧制動力 $F S$ にすり替えられた場合に、第 1 ピストン 23 b が移動する移動量のことをいう。つまり、目標とする付加液圧制動力 $F S$ (最大回生制動力 $F K_{max}$ と同等の大きさを有する) を達成するため液圧付加装置 A d が作動し、マスタシリンダ 23 の基礎液圧が低下することによってマスタシリンダ 23 の第 1 ピストン 23 b が前方に移動する移動量をいうものとする。

[0113] ただし、この態様に限らず、所定のマスタ移動量 (Δm) は、設定された最大回生制動力 $F K_{max}$ を越える回生制動力 $F K$ を付加液圧制動力 $F S$ にすり替えた場合に第 1 ピストン 23 b が移動する移動量であってもよい。また、所定のマスタ移動量 (Δm) は、設定された最大回生制動力 $F K_{max}$ を下回る回生制動力 $F K$ を付加液圧制動力 $F S$ にすり替えた場合に第 1 ピストン 23 b が移動する移動量であってもよい。なお、マスタ移動量 Δm は、上記態様に限らず、実際の車両走行中に生じる様々なブレーキ操作モードにおける第 1 ピストン 23 b のマスタ移動量の、例えば、最大値を取得し、当該最大値を設定値としてもよい。また、上記態様に限らず、マスタ移動量 Δm の設定の方法及び設定値の大きさは任意であり、どのように設定してもよい。

- [0114] 上記により、第1ピストン23bが、所定のマスタ移動量 Δm だけ作動しても、所定のマスタ移動量 Δm に応じて移動する、スリーブ96に対するスプール94の相対移動量は、スプール移動量 $\Delta s f$ よりも小さい。このため、第1弁口961aが、ブースタ室100に開口することはない。そして、ブースタ装置91が作動し、スリーブ96、スプール94及びブレーキペダル21等を前方に大きく移動させることはない。よって、減少維持状態時に、液圧付加装置Adが作動され、ホイールシリンダWC1、WC2側の油経路の基礎液圧に所定の液圧を付加しても、ブレーキペダル21が意図せず大きく前進してしまうことはなく、ブレーキペダル21の操作フィーリングは良好な状態が維持される。
- [0115] 上述の説明から明らかなように、第1の実施形態では、ブレーキペダル21の操作量の減少状態から遷移した減少維持状態（維持状態）で、ホイールシリンダWC1、WC2側の油経路の基礎液圧に所定の液圧を付加するために液圧付加装置Adが作動すると、マスタシリンダ23側の流体経路の基礎液圧が減少する。これにより、スプール94がスリーブ96に対して前方に相対移動する。
- [0116] しかし、スプール94がスリーブ96に対して前方に相対移動したとしても、減少維持状態（維持状態）への遷移に伴って流体圧排出経路を閉止した時点における相対位置を基点とする、基礎液圧が減少する場合の方向である前方への移動量が、所定のスプール移動量 $\Delta s f$ （所定の弁作動量）以下であれば、流体圧供給経路は閉止されている。そのため、減少維持状態（維持状態）において、液圧付加装置Adが付加液圧を増大させ基礎液圧を減少させても、前方へのブレーキペダル21の操作量の大きな増加を防止できる。これにより、運転者のブレーキペダル21の操作フィーリングは良好なものとなる。
- [0117] このように、液圧付加装置AdがホイールシリンダWC1、WC2側の油経路の付加液圧を増加させても、ブレーキペダル21の前方への操作量の増加を防止できる。このため、例えば、車速が所定値以下に減速してきた、若

しくはバッテリーが満充電であることにより、予定通りの回生制動力 F_K が得られない場合にも、ブレーキペダル 21 の操作フィーリングの悪化を気にすることなく、目標車両制動力を達成するため、液圧付加装置 A d によって大きな付加液圧を付与できる。つまり、初期に設定する最大回生制動力 F_{Kmax} の設定値を大きな値とすることができ、良好に電力の回収を行なうことができ効率的である。

[0118] また、本実施形態においては、基礎液圧の圧力-体積特性を決定する第 1 液圧室 23 d, 第 2 液圧室 23 f を含む基礎液圧発生容器 V m の剛性を、ブースタ室 100 の液圧の圧力-体積特性を決定するブースタ室 100 を含む流体圧発生容器 V f の剛性よりも低くした。これにより、第 1 ピストン 23 b (マスタピストン) の移動量に対する弁装置 97 の作動量を小さくできるので、第 1 ピストン 23 b (マスタピストン) が所定のマスタ移動量 Δm だけ移動したとしても、弁装置 97 による流体圧供給経路の開口を抑制することが可能である。これによっても、運転者のブレーキペダル 21 の操作フィーリングを良好なものとすることができる。

[0119] なお、上記、第 1 の実施形態では、ブレーキペダル 21 を減少維持状態に維持した場合において、スプール移動量 $\Delta s f$ を図 10 に示すように設定した。しかし、この態様に限らず、第 1 の実施形態の変形例 1 として、スプール移動量 $\Delta s f 1$ (所定の弁作動量) を、図 11 に示すよう設定してもよい。図 11 に示す弁装置 97 では、供給ポート 961 (増圧ポート) の第 1 弁口 961 a の前端と第 1 ランド部 94 a の前端とが一致するよう設定した。つまり、オーバーラップ分であるスプール移動量 $\Delta s f 1$ が第 1 ランド部 94 a の軸線方向長さから第 1 弁口 961 a の開口径を減算した長さと一致するよう設定される。

[0120] これにより、スプール移動量 $\Delta s f 1$ は、図 10 に示すスプール移動量 $\Delta s f$ に対して長くなるので、弁装置 97 の作動の感度はさらに鈍くなり、弁装置 97 による流体圧供給経路の開口をさらに抑制してブレーキペダル 21 の前方への移動 (吸込み) を抑制することができる。

[0121] なお、このとき流体圧排出経路を形成するスリーブ 9 6 のドレン用大径部 9 6 d（減圧ポート）と流体圧供給経路を形成する供給ポート 9 6 1（増圧ポート）との間の距離 L_1 は、図 1 1 に示すように形成されている。つまり、本実施形態において所定のスプール移動量 Δs_f は、供給ポート 9 6 1（増圧ポート）とドレン用大径部 9 6 d（減圧ポート）との間の距離 L_1 を調整することによって作り込むことができる。

[0122] また、上記、第 1 の実施形態及び変形例 1 においては、複数あるブレーキペダル 2 1 の踏込み状態のうち、ブレーキペダル 2 1 を不動作ストローク L 以下で停止させた場合には基礎液圧は 0 である。この場合には、回生制動力 F_K を付加液圧制動力 F_S にすり替えるために液圧付加装置 A_d を作動させると基礎液圧はすぐに負圧となる。このとき、ブレーキペダル 2 1 は最も前進し易い。このため、本実施形態では、ブレーキペダル 2 1 を不動作ストローク L 以下で停止させた場合が最も大きな効果が得られる。

[0123] 2) 第 2 の実施形態

次に第 2 の実施形態について、図 8 に基づき説明する。第 2 の実施形態は、複数あるブレーキペダル 2 1 の踏込み状態のうち、ブレーキペダル 2 1 を不動作ストローク L 以上踏込んだ後に停止させ、遷移させた増加維持状態における実施の形態である（図 8 参照）。なお、第 2 の実施形態は、第 1 の実施形態とはブレーキペダル 2 1 の踏込み状態及び、その後に遷移する増加維持状態でのスプール 9 4 及びスリーブ 9 6 の相対位置関係のみが異なる。これにより、同様の部分については説明を省略し、変更部分のみについて説明する。また、同様の部品については、同じ符号を付して説明する。

[0124] ブレーキペダル 2 1 が踏込まれている（増加している）途中の説明及び増加維持状態に至る過程については、第 1 の実施形態の説明の中で、既に説明したので、説明は省略する。

[0125] 増加維持状態において、例えば、液圧付加装置 A_d の作動が減少または停止すると、付加液圧は減少または 0 になる。このため、液圧付加装置 A_d の作動中においては、減少傾向であったマスタシリンダ 2 3 側の基礎液圧が付

加液压の減少度合いに応じて増大する。これに伴って、ブレーキペダル 2 1 が意図せず後退してしまうと、運転者が違和感を感じる虞がある。そのため、変形例 1 では、増加維持状態でのスプール 9 4 とスリーブ 9 6 との間の相対位置関係が設定されている。つまり、スプール 9 4 がスリーブ 9 6 に対して後退する相対移動が生じて、スリーブ 9 6 に設けられた排出ポート 9 4 e の第 2 弁口 9 4 e 1 が、スリーブ 9 6 の内径部 9 6 j によって閉止されドレン用大径部 9 6 d (減圧ポート)、つまりブースタ室 1 0 0 に開口されないよう設定されている。以下に、その設定の方法について説明する。

[0126] 設定のために、まず、増加維持状態において、流体圧供給経路が閉止された時点におけるスプール 9 4 とスリーブ 9 6 との相対位置を基点とする。ここで、流体圧供給経路が閉止された状態とは、供給ポート 9 6 1 (増圧ポート) の第 1 弁口 9 6 1 a がスプール 9 4 の第 1 ランド部 9 4 a によって閉止されている状態のことをいう。

[0127] その後、増加維持状態において、液压付加装置 A d の作動が減少または停止し、付加液压の生成が減少すると、付加液压の減少度合いに応じてマスタシリンダ 2 3 側の基礎液压が増加する。マスタシリンダ 2 3 側の基礎液压が増加すると、第 1 ピストン 2 3 b (マスタピストン) が、基礎液压の増加分に応じてマスタ移動量 Δm だけ後方に移動される。これに伴って、スプール 9 4 がスリーブ 9 6 に対して、後方に移動する相対移動が生じる。なお、マスタ移動量 Δm は最大回生制動力 F_{Kmax} に基づいて設定される。

[0128] このとき、スリーブ 9 6 に対するスプール 9 4 の相対移動量は、マスタ移動量 Δm に応じた大きさで変動する。そして、本発明では、スプール 9 4 が、マスタ移動量 Δm に応じて、スリーブ 9 6 に対する相対移動量だけ移動しても、弁装置 9 7 が、ブースタ室 1 0 0 への流体圧排出経路を接続させないような弁装置 9 7 の作動量、即ち所定のスプール移動量 Δs_r (本発明の所定の弁作動量に相当する) を設定する。そして、この所定のスプール移動量 Δs_f (図 8 参照) だけ移動しても弁装置 9 7 が、ブースタ室 1 0 0 への流体圧排出経路を接続させず、かつ流体圧供給経路を接続させないようスプー

ル 9 4 摺動方向におけるスリーブ 9 6 の供給ポート 9 6 1（増圧ポート）とドレン用大径部 9 6 d（減圧ポート）との間の距離 L_2 が設定されている。このように、増圧ポートと減圧ポートとの間の距離によって、所定のスプール移動量 Δs_r を作り込むことができる。

[0129] これにより、マスタシリンダ 2 3 側の基礎液圧が増加し、第 1 ピストン 2 3 b が、マスタ移動量 Δm だけ後方に移動しても、マスタ移動量 Δm に応じて移動するスリーブ 9 6 に対するスプール 9 4 の相対移動量は、スプール移動量 Δs_r よりも小さなものとなる。このため、第 2 弁口 9 4 e 1 が、ドレン用大径部 9 6 d（減圧ポート）、即ちブースタ室 1 0 0 に開口することはない。これにより、ブースタ室 1 0 0 の圧力が流体圧排出経路を介して排出されて、さらに減少し、スリーブ 9 6、スプール 9 4 及びブレーキペダル 2 1 等を後方に大きく移動させることはない。

[0130] これによって、増加維持状態時に、ホイールシリンダ WC 1、WC 2 側の油経路の基礎液圧に所定の液圧を付加するための液圧付加装置 A d の作動が減少または停止されても、ブレーキペダル 2 1 が意図せず大きく後退してしまうことはなく、ブレーキペダル 2 1 の操作フィーリングに違和感を感じることはない。なお、このように、所定のスプール移動量 Δs_r は、第 1 ピストン 2 3 b（マスタピストン）のマスタ移動量 Δm に基づいて設定する。スプール移動量 Δs_r を設定する基準となるマスタ移動量 Δm は、上述したように最大回動制動力 F_{Kmax} に基づいて設定するのではなく、実際の車両走行中に生じる様々なブレーキ操作モードにおける第 1 ピストン 2 3 b の後方へのマスタ移動量の、例えば、最大値を取得し、当該最大値を設定値としてもよい。ただし、これに限らず、マスタ移動量 Δm の設定の方法及び設定値の大きさは任意であり、どのように設定してもよい。

[0131] 上述の説明から明らかなように、第 2 の実施形態においては、ブレーキペダル 2 1 の操作量が操作量の増加状態から遷移した増加維持状態で、スプール 9 4 及びスリーブ 9 6 が相対移動しても、増加維持状態への遷移に伴って、流体圧供給経路を閉止した時点における相対位置を基点とする、基礎液圧

が増加する方向（後方）への移動量が、スプール移動量 Δs_r （所定の弁作動量）以下であれば、流体圧排出経路が閉止されるとともに流体圧供給経路も閉止される。そのため、ブレーキペダル21の増加維持状態でホイールシリンドラWC1、WC2側の油経路への付加液圧を減少させる場合に、ブレーキペダル21の操作量が大きく減少することを防止することができる。

[0132] なお、第1及び第2の実施形態においては、マスタ移動量 Δm とスプール移動量 Δs_f 、 Δs_r との関係を設定する態様と、基礎液圧発生容器Vm及び流体圧発生容器Vfの剛性の関係を設定する態様とを同時に適用した。しかし、この態様に限らず、マスタ移動量 Δm とスプール移動量 Δs_f 、 Δs_r との関係を設定する態様のみを実施形態に適用させてもよい。これによっても効果は十分に得られる。

[0133] また、第1及び第2の実施形態において、液圧付加装置Adの作動により生じる第1ピストン23b（マスタピストン）の所定のマスタ移動量 Δm によって、スプール94がスリーブ96に対してスプール移動量 Δs_f 、 Δs_r 以上相対移動しないように、基礎液圧発生容器Vmと流体圧発生容器Vfとの間の剛性の関係を設定してもよい。

[0134] また、第2の実施形態において、液圧付加装置Adが作動を開始し、基礎液圧が減少した場合であって、スリーブ96がスプール94に対して相対移動し前進するような挙動をしたときには、スプール移動量 Δs_r の分だけ第2弁口94e1が、ブースタ室100に開口するのを防止することができる。これにより、ブースタ室100の圧力が大きく低下することが防止される。このため、ブースタ室100の圧力の低下によりスリーブ96が基礎液圧に付勢されスプール94に対し相対移動して後退し供給ポート961の第1弁口961aがブースタ室100に開口されることを防止できる。これにより、スリーブ96、スプール94及びブレーキペダル21がブースタ室100の流体圧に付勢されて前進することが抑制される。

[0135] 3) 第3の実施形態

次に第3の実施形態について、図12に基づき説明する。第2の実施形態

では、ブレーキペダル 2 1 を増加維持状態に維持した状態において、基礎液圧が増加し、第 1 ピストン 2 3 b がマスタ移動量 Δm だけ後方に移動する場合について説明した。しかし、第 3 の実施形態では、ブレーキペダル 2 1 を増加維持状態に維持した状態において、第 1 の実施形態と同様に基礎液圧が減少し、第 1 ピストン 2 3 b が所定のマスタ移動量 Δm だけ前方に移動する場合について説明する。

[0136] 第 2 の実施形態では、スプール 9 4 とスリーブ 9 6 との相対位置関係を図 8 に示すように設定した。しかし、第 3 の実施形態では、スプール 9 4 とスリーブ 9 6 との相対位置関係を図 1 2 に示すように設定する。第 2 の実施形態（図 8）では、ブレーキペダル 2 1 が増加維持状態に遷移した直後のスプール 9 4 とスリーブ 9 6 とがバランスされた瞬間の状態を示している。このため、供給ポート 9 6 1（増圧ポート）の第 1 弁口 9 6 1 a の後方端とスプール 9 4 の第 1 ランド部 9 4 a の後方端とが一致して第 1 弁口 9 6 1 a が閉止されている。これにより、液圧付加装置 A d の作動により基礎液圧が減少し、第 1 ピストン 2 3 b が所定のマスタ移動量 Δm だけ前方に移動すると、スプール 9 4 がスリーブ 9 6 に対して前方に相対移動し、移動開始直後に第 1 弁口 9 6 1 a が開口してしまう。

[0137] しかし、この後、待機していると、時間の経過とともにスプール 9 4 がスリーブ 9 6 に対して徐々に後方に相対移動し中立状態まで移動してバランスすることが判っている。そこで、第 3 の実施形態では、この中立状態に遷移した場合において、所定のスプール移動量 $\Delta s f 2$ を設定する。所定のマスタ移動量 Δm と所定のスプール移動量 $\Delta s f 2$ （所定の弁作動量）との関係は、第 1 の実施形態における所定のマスタ移動量 Δm と所定のスプール移動量 $\Delta s f$ との関係と同じである。これによっても、第 1 の実施形態と同様の効果が得られる。なお、第 3 の実施形態においても、第 1 及び第 2 の実施形態と同様に、供給ポート 9 6 1（増圧ポート）とドレン用大径部 9 6 d（減圧ポート）との間の距離によって、所定のスプール移動量 $\Delta s f 2$ を作り込むことができる。

[0138] 4) 第4の実施形態

次に、油圧式（液圧式）のブースタ装置91に代えて負圧式のブースタ装置122を用いる第4の実施形態について説明する。第4の実施形態におけるハイブリッド車の構成、マスタシリンダ23及びブレーキアクチュエータ25の構成は、図1及び図2を用いて説明した第1の実施形態と同様である。車両用ブレーキ装置は、液圧制動力発生装置Dと、回生制動力発生装置A（図1参照）と、を備えている。

[0139] 液圧制動力発生装置Dは、ホイールシリンダWC1, WC2, WC3, WC4にブレーキペダル21の操作量に応じた基礎液圧を供給する基礎液圧供給装置Tと、基礎液圧に付加液圧を付加する液圧付加装置Adとを備えている。基礎液圧供給装置Tは、ブレーキペダル21に接続されている。また、基礎液圧供給装置Tは、ブースタ装置122を有して構成されている。図13は、第4の実施形態における負圧式ブースタ装置122を説明する断面図である。なお、本実施形態においても、ブレーキペダル21の踏み込み方向を前方とし、ブレーキペダル21の戻し方向を後方と称し説明する。

[0140] 図13において、負圧式ブースタ装置122は、前方シェル181a及び後方シェル181bで構成されるブースタシェル181を備える。ブースタシェル181の内部には、ゴム製のダイヤフラム182aと金属製のプレート182bとから成り、前後方向に移動する区画部材182が設けられている。区画部材182により、ブースタシェル181の内部は、内容積が変化する図中左方の負圧室R1と図中右方のブースタ室R2（本発明の変圧室及びブースタ室に相当する）とに区画されている。ブースタシェル181はマスタシリンダ23の第1ピストン23bとブレーキペダル21（図13においては図略）との間で同軸線上に配設されている。

[0141] 前方シェル181aに設けられた負圧取入れ口122aは、負圧源であるエンジン11の吸気マニホールドに連通されている。したがって、エンジン11作動中、負圧室R1は常に負圧状態である。一方、ブースタ室R2は、弁装置118を介して負圧室R1と連通、遮断されるとともに、弁装置11

8を介して大気とも連通、遮断される。負圧式ブースタ装置122は、負圧室R1の負圧に対して相対的に圧力の高い大気を圧力源（流体圧源）としている。負圧式ブースタ装置122は、オペレーティングロッド126を介してブレーキペダル21に接続されている。また、負圧式ブースタ装置122は、プッシュロッド127を介してマスタシリンダ23に接続されている。

[0142] 図14は、負圧式ブースタ装置122の弁装置118付近の部分断面図であり、ブレーキペダル21が不動作ストロークLを越えて踏込まれ、基礎液圧が発生した後に、ブレーキペダル21を減少させて遷移した状態（減少維持状態）を示している。減少維持状態に至る過程においては、まず大気圧弁体186bと大気圧弁座852が当接し、その後、負圧弁体186aと負圧弁座851とが当接する。

[0143] 負圧式ブースタ装置122において、ピストン部材183（本発明のピストン部に相当する）は、連通路182dが形成されたバルブピストン182cと、バルブピストン182cに、その内周側が固定されて連動する区画部材182とを有している。また、プッシュロッド127は、バルブピストン182cにより、円柱形状の弾性体127aの面積A2で形成された端面（本発明のマスタピストンを押圧する端面に相当する）を介して、マスタシリンダ23の方向に押動されるように配置されている。一方、円柱状を呈するプランジャ184a（本発明のバルブ本体に相当するとともに押圧部に相当する）は、オペレーティングロッド126により、マスタシリンダ23に向けて押動されるように配置されている。プランジャ184aのマスタシリンダ23側の面積A1で形成された前端面（本発明の弾性体を押圧する端面に相当する）に当接して円柱形状の反力部材845が配置されている。反力部材845は、弾性体127aの一方の端面に面積A1で形成された前方端面が当接し、弾性体127aから反力を受けてプランジャ184aに付与するようになっている。反力部材845は、プランジャ184aとともに押圧部を構成している。

[0144] 弁装置118は、負圧弁座851と、大気圧弁座852と、負圧弁体18

6 a 及び大気圧弁体 1 8 6 b が設けられた弁体 1 8 6 とを有している。大気圧弁体 1 8 6 b と大気圧弁座 8 5 2 とによって、大気圧弁を構成している。また、負圧弁体 1 8 6 a と負圧弁座 8 5 1 とによって負圧弁を構成している。負圧弁座 8 5 1 は、バルブピストン 1 8 2 c の連通路 1 8 2 d 出口付近の端縁に形成されている。プランジャ 1 8 4 a は、大気圧弁座部材 1 8 4 b (本発明の可動部に相当する) と、大気圧弁座部材 1 8 4 b を大気圧弁体 1 8 6 b の弁体側に付勢する付勢部材 1 8 4 c と、によってバルブ部 1 8 4 を構成している。そして、大気圧弁座 8 5 2 は、大気圧弁座部材 1 8 4 b の図中右側の外周端縁、つまり、負圧弁体 1 8 6 a 側の外周端縁に形成されている。

[0145] プランジャ 1 8 4 a には、円筒部 1 8 5 が形成され、円筒部 1 8 5 の図 1 4 における右端に鰐 1 8 5 a が形成されている。鰐 1 8 5 a の左方で円筒部 1 8 5 の外周には、鰐 1 8 5 a と同じ外径で形成され可動部側に突出した突設部 1 8 5 b (本発明の本体突出部に相当する) が形成されている。

[0146] 可動部である大気圧弁座部材 1 8 4 b は、プランジャ 1 8 4 a の外周に軸線方向に摺動可能に装架されている。大気圧弁座部材 1 8 4 b は、円筒状に形成され、図中右側の端部が拡径されて弁座部 1 9 5 が形成され、図中左側の端部が縮径されてバルブ本体であるプランジャ 1 8 4 a 側に突出する径小部 1 9 6 (本発明のバルブ突出部に相当する) が形成されている。また、弁座部 1 9 5 のブレーキペダル 2 1 側の端面には、前述した大気圧弁座 8 5 2 が形成されている。大気圧弁座部材 1 8 4 b の円筒内径はプランジャ 1 8 4 a の鰐 1 8 5 a 及び突設部 1 8 5 b の外径より若干大きく形成されている。突設部 1 8 5 b (本体突出部) と径小部 1 9 6 (バルブ突出部) との間の距離 L_3 は、後述するバルブ移動量 Δv に基づいて設定されている。

[0147] また、大気圧弁座部材 1 8 4 b の径小部 1 9 6 の内径はプランジャ 1 8 4 a の円筒部 1 8 5 の外径より若干大きく形成されている。そして、大気圧弁座部材 1 8 4 b の鰐 1 8 5 a 及び突設部 1 8 5 b の外周及び径小部 1 9 6 の内周にプランジャ 1 8 4 a の鰐 1 8 5 a 及び突設部 1 8 5 b の外周が軸線方

向に摺動可能にそれぞれ係入されている。これにより、大気圧弁座部材 1 8 4 b がプランジャ 1 8 4 a に軸線方向に摺動可能に装架されている。プランジャ 1 8 4 a の鏑 1 8 5 a と突設部 1 8 5 b との間にはシール部材が配設され大気圧弁座部材 1 8 4 b との間が液密にシールされている。

[0148] 弁体 1 8 6 は、オペレーティングロッド 1 2 6 とバルブピストン 1 8 2 c との間に配置された円環状の部材であり、スプリング 8 6 3 によりマスタシリンダ 2 3 の方向に付勢されて軸方向に移動できるようになっている。図 1 4 に示す減少維持状態においては、弁体 1 8 6 に設けられた負圧弁体 1 8 6 a は、負圧弁座 8 5 1 と当接しており、弁体 1 8 6 に設けられた大気圧弁体 1 8 6 b は大気圧弁座 8 5 2 と当接している。

[0149] このような構成によって、プランジャ 1 8 4 a が図 1 4 の左方に向かって移動するとき、プランジャ 1 8 4 a の突設部 1 8 5 b（本体突出部）の左端面が距離 L_3 だけ移動し、大気圧弁座部材 1 8 4 b の径小部 1 9 6（バルブ突出部）の右端面と当接すると径小部 1 9 6（バルブ突出部）が突設部 1 8 5 b（本体突出部）に押圧されプランジャ 1 8 4 a と大気圧弁座部材 1 8 4 b とが連動して前進する。そして、大気圧弁体 1 8 6 b と大気圧弁座 8 5 2 とが離間し大気圧弁を開弁させる。これによって、流体圧源としての大気とブースタ室 R 2 とを連通させる流体圧経路を接続する。

[0150] このとき、本発明においては、減少維持状態を基点とする、プランジャ 1 8 4 a と、大気圧弁座部材 1 8 4 b とが連動に至るまでの移動距離であるバルブ移動量 Δv （＝距離 L_3 ）が設定されている。バルブ移動量 Δv （所定の弁作動量に相当する）は、弁装置 1 1 8 の作動の感度を所定の感度とするために隙間部 1 8 7 のバルブ移動量 Δv が設定されている。このとき、バルブ移動量 Δv は、減少維持状態にある場合のブースタ装置 1 2 2 において、液圧付加装置 A d が作動し、マスタシリンダ 2 3 側の基礎液圧が減少し、第 1 ピストン 2 3 b がマスタ移動量 Δm だけ前進しても、プランジャ 1 8 4 a が空走し、大気圧弁を開弁させない値である。バルブ移動量 Δv は、距離 L_3 を調整することにより作り込むことができる。マスタ移動量 Δm は、上記

実施形態と同様に最大回生制動力 F_{Kmax} の大きさに基づいて設定すればよい。このように、バルブ移動量 Δv は、マスタ移動量 Δm に基づいて設定され、マスタ移動量 Δm は最大回生制動力 F_{Kmax} の大きさに基づいて設定される。ただし、上記実施形態と同様にマスタ移動量 Δm の設定は任意であり、この態様には限らない。

[0151] バルブピストン 182c に形成された連通路 182d 内の空間 Z1 は、常に負圧室 R1 に連通している。バルブピストン 182c とプランジャ 184a との間の空間 Z2 は、常にブースタ室 R2 に連通している。また、弁体 186 の内周側の空間 Z3（流体圧源）は、常に大気に連通している。そして、空間 Z1 と空間 Z2 が遮断され、空間 Z2 と空間 Z3 とが連通することにより、ブースタ室 R2 内の圧力が増大し、負圧式ブースタ装置 122 を作動させる。これにより、負圧式ブースタ装置 122 が、マスタシリンダ 23 を駆動して、マスタシリンダ 23 に基礎液圧を発生させる。

[0152] 次に、減少維持状態における作動について説明する。なお、負圧式ブースタ装置 122 の通常の作動については周知であるので、説明は省略する。負圧式ブースタ装置 122 が、減少維持状態（図 13 参照）にある場合に、第 1 の実施形態と同様に、液圧付加装置 Ad が作動されると、マスタシリンダ 23 側の基礎液圧が低下する。これにより、バルブ部 184 のプランジャ 184a がマスタ移動量 Δm に応じた量だけ、前方に変位する。しかし、プランジャ 184a と大気圧弁座部材 184b との間には、マスタ移動量 Δm に応じたプランジャ 184a の移動量よりも大きくなるよう設定されたバルブ移動量 Δv （所定の弁作動量）に相当する距離 L3 の隙間を有した隙間部 187 が設けられている。このため、プランジャ 184a が、マスタ移動量 Δm に応じた量だけ前方に変位しても、プランジャ 184a が大気圧弁座部材 184b と連動して、大気圧弁体 186b を開弁させることはない。これにより、ブースタ室 R2 が大気（空間 Z3）に連通してブースタ室 R2 内の圧力を増大させ、ピストン部材 183 及びブレーキペダル 21 を大きく移動（前進）させることによって、運転者に違和感を感じさせる虞はない。

[0153] 上述の説明から明らかなように、第4の実施形態のブースタ装置は、負圧を利用した負圧式のブースタ装置122である。そして、第1の実施形態と同様に、弁装置118の大気圧弁座852が減少維持状態に保持された状態において、液圧付加装置Adが作動されて、プランジャ184aがピストン部材183に対してブレーキペダル21の踏込み方向に相対変位しても、大気圧弁座852は、付勢部材184cに付勢されてバルブ移動量 Δv の間だけ大気圧弁体186bから離間されないよう所定のバルブ移動量 Δv （所定の弁作動量）が設定されている。これにより、大気圧弁座852が大気圧弁体186bから離間することによって空間Z2（ブースタ室）に新たに大気圧を導入しない。このため、ピストン部材183及びブレーキペダル21をブレーキペダル21の踏込み方向に大きく移動させることを抑制することができる。このため、ブレーキペダル21が減少維持状態に遷移した場合において、液圧付加装置Adが作動されて、ブレーキペダル21が前進することが抑制される。

[0154] なお、上記第1乃至第4の実施形態の別の実施例1として、押圧部（プランジャ98、プランジャ184a及び反力部材845）と、プッシュロッド95、127との間に介在される弾性体107、127aとの面積比（ $A2/A1$ ）によって、弁装置97、118の作動において弁装置118の作動量を抑制してもよい。なお、面積比（ $A2/A1$ ）については既に詳述したので詳細な説明は省略する。具体的には、面積比（ $A2/A1$ ）が小さくなるように、押圧部（プランジャ98、プランジャ184a及び反力部材845）の面積 $A1$ 、即ち外径 d を大きくする、または弾性体107、127aの前方端面の面積 $A2$ 、即ち外径 $D1$ を小さくすることによって面積比（ $A2/A1$ ）を小さくすればよい（図5参照）。これによって、運転者がブレーキペダル21を踏込んだときの操作力の増幅率が減少するので、弁装置97、118の作動の感度が鈍くなり弁装置97、118の作動量が抑制できる。つまり、マスタシリンダ圧の変化に対する弁装置97、118の作動量の変化が抑制できる。そして、液圧付加装置Adが作動され、マスタシリン

ダ23の第1ピストン23b（マスタピストン）がマスタ移動量 Δm だけ、前方に変位したときに、弁装置97，118の作動量が、所定の弁作動量（所定のスプール移動量 $\Delta s f$ ， $\Delta s f 1$ ， $\Delta s f 2$ ，所定のバルブ移動量 Δv ）以下となるよう面積比（ $A 2 / A 1$ ）を設定すればよい。これによっても他の実施形態と同様の効果が得られる。

[0155] また、上記第1乃至第4の実施形態（別の実施例1を含む）の別の実施例2として、弾性体107，127aの硬度（弾性率）を変更して弁装置97，118の感度を鈍くして作動量を抑制し、前述した所定の弁作動量（所定のスプール移動量 $\Delta s f$ ， $\Delta s f 1$ ， $\Delta s f 2$ ，所定のバルブ移動量 Δv ）以下となるよう設定してもよい。前述したように、押圧部であるプランジャ98、プランジャ184a（第4の実施形態では反力部材845を含む）が前方端面によって弾性体107，127aの後方端面を押圧したとき、弾性体107，127a内に発生する圧力 $P 1$ は弾性体107，127aの硬度に応じた率で前方端面に圧力 $P 1'$ で伝搬される（図15参照）。この伝搬率は、硬度が大きい程低くなることが判っている。これによって、弁装置97，118の作動の感度が鈍くなったといえる。つまり、硬度を大きくすることにより、マスタシリンダ圧の変化に対する弁装置97，118の作動量の変化が抑制できる。そして、液圧付加装置Adが作動され、マスタシリンダ23の第1ピストン23b（マスタピストン）がマスタ移動量 Δm だけ前方に変位したときに、弁装置97，118の作動量が所定の弁作動量（所定のスプール移動量 $\Delta s f$ ， $\Delta s f 1$ ， $\Delta s f 2$ ，所定のバルブ移動量 Δv ）以下となるよう弾性体107，127aの硬度を設定すればよい。これによっても上記他の実施形態と同様の効果が得られる。

[0156] また、上記第1及び第2の実施形態では、弾性体107，127aの硬度を高くすることによって、別の効果も生じる。つまり、弾性体107，127aの硬度が高い程、弾性体107，127aが圧縮されてプランジャ98、プランジャ184a（第4の実施形態では反力部材845を含む）の押圧力と弾性体107，127aの反発力とが釣り合い状態となるまでの間に、プ

ランジャ 98、プランジャ 184a（第4の実施形態では反力部材 845を含む）が前方に空走して移動する距離は短くなる。これにより、設定した所定のスプール移動量 Δs_f 、 Δs_{f1} 、 Δs_{f2} 及びバルブ移動量 Δv が空走によって設定値よりも小さくなってしまふことを防止できる。

[0157] 上記複数の実施形態では、電動ポンプ 37、47 を常時作動させるとともに、液圧制御弁 31、41 への指示値により付加液圧制動力 F_S を制御したが、これに限らず、電動ポンプ 37、47 によるブレーキ液の吐出量の制御により付加液圧制動力 F_S を制御してもよい。

[0158] 上記複数の実施形態では、第1、第2ピストン 23b、23c（マスタピストン）の移動量と弁装置 97、118 の作動量（スプール 94 のスリーブ 96 に対する相対移動量、バルブピストン 182c のバルブ部 184 に対する相対移動量）とが連動する場合を例示して、本願発明を説明した。しかしながら、第1、第2ピストン 23b、23c（マスタピストン）が移動しない場合であったとしても、マスタシリンダ圧の変化により弁装置 97、118 が作動することが考えられる。この場合、「ブレーキ操作部材 21 の操作量が維持されている維持状態で、液圧制御弁 31、41 及び電動ポンプ 37、47 の少なくともいずれか一方の制御により弁装置 97、118 が作動したとしても、その維持状態に遷移した時点における弁装置 97、118 の状態を基準とする弁装置 97、118 の弁作動量が所定の弁作動量以下であれば、弁装置 97、118 により流体圧供給経路が開放されないように構成」することにより、上記複数の実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0159] 本発明は、上述の実施の形態に限定されず、様々な変形、応用が可能である。例えば、図2に示されるようにブレーキ配管系は前後分割方式にて構成されているが、X配管方式にて構成されるようにしてもよい。また、ハイブリッド車でなく、駆動源としてモータのみを搭載した電気自動車にも適用可能である。

符号の説明

[0160] 11…エンジン、12…モータ、13…動力分割機構、14…動力伝達機

構、15…発電機、16…インバータ、17…バッテリー、18…エンジンECU、19…ハイブリッドECU、21…ブレーキ操作部材（ブレーキペダル）、21a…ペダルストロークセンサ、23…マスタシリンダ、23a…ハウジング、23b, 23c…マスタピストン（第1及び第2ピストン）、23d…マスタ液压室（第1液压室）、23e…第1スプリング、23f…マスタ液压室（第2液压室）、24…流体圧源（大気圧リザーバ）、25…ブレーキアクチュエータ、26, 126…オペレーティングロッド、31, 41…制御弁（液压制御弁）、37, 47…ポンプ（電動ポンプ）、60…ブレーキECU、91…ブースタ装置（油圧式ブースタ装置）、92…外周シリンダ、93…流体圧源（圧力源）、94…スプール、95, 127…プッシュロッド、96…スリーブ、97, 118…弁装置、98…プランジャ、100, R2…ブースタ室、122…ブースタ装置（負圧式ブースタ装置）、181…ブースタシェル、182…区画部材、182c…ピストン部（バルブピストン）、183…ピストン部（ピストン部材）、184…バルブ部、184a…バルブ本体（プランジャ）、184b…可動部（大気圧弁座部材）、184c…付勢部材、186…弁体、186a…負圧弁体、186b…大気圧弁体、851…負圧弁座、852…大気圧弁座、A…回生制動力発生装置（回生ブレーキ装置）、B…液压制動力発生装置、CB…車両用ブレーキ装置、FR, FL, RR, RL…車輪、Lf, Lr…油経路、WC1, WC2, WC3, WC4…ホイールシリンダ、L…不動作ストローク、R1…負圧室、R2…ブースタ室（変圧室）、S…基礎液压供給装置、Z3…流体圧源。

請求の範囲

[請求項1]

ブレーキ操作部材に接続され、流体圧源とブースタ室との間の流体圧経路を開閉する弁装置の作動により、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材の操作量に応じた流体圧を発生させ、その流体圧に対応する力でマスタピストンを駆動するブースタ装置を有して構成され、ホイールシリンダに前記操作量に応じた基礎液圧を供給する基礎液圧供給装置と、前記基礎液圧供給装置と前記ホイールシリンダとの間の液圧経路に設けられ、前記基礎液圧供給装置側の液圧と前記ホイールシリンダ側の液圧との差圧を調整する制御弁と前記液圧経路の前記制御弁よりも前記基礎液圧供給装置側のブレーキ液を前記液圧経路の前記制御弁よりも前記ホイールシリンダ側に吐出するポンプとを有し、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の作動により前記基礎液圧に付加液圧を付加する液圧付加装置と、を含んで構成されている液圧制動力発生装置と、

前記車輪に回生制動力を付与する回生制動力発生装置と、
を備え、

前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の制御により前記弁装置が作動したとしても、その維持状態に遷移した時点における前記弁装置の状態を基準とする前記弁装置の作動量が所定の弁作動量以下であれば、前記弁装置により前記流体圧経路が開放されないように構成されている車両用ブレーキ装置。

[請求項2]

請求項1において、

前記マスタピストンの移動量と前記弁装置の作動量とは連動し、

前記維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくともいずれか一方の制御により前記マスタピストンが移動したとしても、その維持状態に遷移した時点における前記マスタピストンの位置を基点とする前記マスタピストンの移動量が所定のマスタ移動量以下であれば、前

記弁装置の作動量が前記弁作動量以下になるように構成されている車両用ブレーキ装置。

[請求項3]

請求項2において、

前記ブースタ装置は、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、

前記弁装置は、スプールがスリーブ内を摺動し、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動により、前記流体圧経路としての前記流体圧源から前記ブースタ室に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記ブースタ室から流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、

前記スプール及び前記スリーブは、前記マスタピストンの移動により相対移動し、

前記操作量が減少している減少状態から遷移した前記維持状態で、前記スプール及び前記スリーブが、前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記流体圧排出経路が閉止された時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のスプール移動量以下であれば、前記流体圧供給経路が閉止されるように構成され、

前記スプール移動量は、前記マスタ移動量に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項4]

請求項2または3において、

前記ブースタ装置は、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、

前記弁装置は、前記スプールが前記スリーブ内を摺動し、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動により、前記ブースタ室に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記流体圧経路としての前記ブースタ室から前記流体圧源に前記流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、

前記スプール及び前記スリーブは、前記マスタピストンの移動により相対移動し、

前記操作量が増加している増加状態から遷移した前記維持状態で、前記スプール及び前記スリーブが前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記流体圧供給経路が閉止された時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が増加した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のスプール移動量以下であれば、前記流体圧排出経路が閉止されるように構成され、

前記スプール移動量は、前記マスタ移動量に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項5]

請求項2において、

前記ブースタ装置は、ブースタシェル内を負圧源に接続された負圧室と前記ブースタ室としての変圧室とに区画し前記マスタピストンの移動に連動するピストン部と、前記ブレーキ操作部材の操作に連動するバルブ部とを有し、前記ピストン部と前記バルブ部との相対位置に応じた気圧を前記変圧室に発生させる負圧ブースタであり、

前記弁装置は、前記変圧室と前記流体圧源としての外部空間との間の前記流体圧経路を開閉する大気圧弁と、前記変圧室と前記負圧室との連通を開閉する負圧弁とを有し、

前記大気圧弁の弁座は前記バルブ部に設けられ、

前記負圧弁の弁座は前記ピストン部に設けられ、

前記操作量が減少している減少状態から遷移した前記維持状態で、前記ピストン部及び前記バルブ部が前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁した時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、前記大気圧弁が閉弁されているように構成され、

前記バルブ移動量は前記マスタ移動量に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項6]

請求項5において、

前記バルブ部は、前記ブレーキ操作部材に接続されているバルブ本体と、前記バルブ本体に対して移動可能に設けられた可動部と、前記可動部を前記大気圧弁の弁体側に付勢する付勢部材と、

を有し、

前記可動部は、前記減少状態から前記維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁された時点における相対位置から、前記基礎液圧が減少した場合に前記ピストン部及び前記バルブ部が相対移動する方向に前記バルブ移動量だけ、前記バルブ本体に対して移動可能であり、

前記大気圧弁の弁座は、前記可動部の前記大気圧弁の弁体側に設けられ、

前記減少状態から遷移した前記維持状態で、前記ピストン部及び前記バルブ部が前記マスタピストンの移動により相対移動したとしても、当該維持状態への遷移に伴って前記負圧弁が閉弁した時点における相対位置を基点とする、前記基礎液圧が減少した場合に相対移動する方向への移動量が、所定のバルブ移動量以下であれば、前記可動部が、前記付勢部材に付勢されて、前記大気圧弁の前記弁体が前記弁座に着座するように構成されている車両用ブレーキ装置。

[請求項7]

請求項1において、

前記ブースタ装置は、前記ブースタ室に前記ブレーキ操作部材の操作に応じた液圧を発生させる液圧ブースタであり、

前記弁装置は、スプールがスリーブ内を摺動し、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動により、前記流体圧経路としての前記流体圧源から前記ブースタ室に流体圧を供給する流体圧供給経路と、前記ブースタ室から流体圧を排出する流体圧排出経路とを開閉し、前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少

なくともいずれか一方の制御により、前記スプールが前記スリーブに対して相対移動したとしても、当該維持状態に遷移した時点における前記スプールの前記スリーブに対する相対位置を基点とする、前記スプールの前記スリーブに対する相対移動量が、前記弁作動量としてのスプール移動量以下であれば、前記流体圧供給経路が閉止されるように構成されている車両用ブレーキ装置。

[請求項8]

請求項1において、

前記ブースタ装置は、ブースタシェル内を負圧源に接続された負圧室と前記ブースタ室としての変圧室とに区画し前記マスタピストンの移動に連動するピストン部と、前記ブレーキ操作部材の操作に連動するバルブ部とを有し、前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対位置に応じた気圧を前記変圧室に発生させる負圧ブースタであり、

前記弁装置は、前記変圧室と前記流体圧源としての外部空間との間の前記流体圧経路を開閉する大気圧弁と、前記変圧室と前記負圧室との遮通を開閉する負圧弁とを有し、

前記大気圧弁の弁座は、前記バルブ部に設けられ、

前記負圧弁の弁座は前記ピストン部に設けられ、

前記操作量が維持されている維持状態で、前記制御弁及び前記ポンプの少なくとも一方の制御により、前記ピストン部が前記バルブ部に対して相対移動したとしても、当該維持状態に維持した時点における前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対位置を基点とする、前記ピストン部の前記バルブ部に対する相対移動量が、前記弁作動量としてのバルブ移動量以下であれば、前記大気圧弁が閉弁されているように構成されている車両用ブレーキ装置。

[請求項9]

請求項3、4、7のいずれか1項において、

前記スリーブには、前記流体圧供給経路としての増圧ポートと、前記流体圧排出経路としての減圧ポートとが形成され、

前記増圧ポートと前記減圧ポートとの前記スプールの摺動方向の距

離は、前記スプール移動量に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項10] 請求項5または8において、

前記バルブ部は、前記ブレーキ操作部材に接続されているバルブ本体と、前記バルブ本体に対して移動可能に設けられた可動部と、前記可動部を前記大気圧弁側に付勢する付勢部材とを有し、

前記バルブ本体は、前記可動部側に突出した本体突出部を有し、

前記可動部は、前記バルブ本体側に突出した可動突出部を有し、当該可動突出部が前記本体突出部に押圧されて前記バルブ本体とともに移動し、

前記本体突出部と前記可動突出部との前記可動部の前記バルブ本体に対する移動方向の距離は、前記バルブ移動量に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項11] 請求項1から10のいずれか1項において、

前記所定の弁作動量は、前記回生制動力発生装置によって発生される回生制動力の最大値に基づいて設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項12] 請求項1から11のいずれか1項において、

前記基礎液圧の圧力-体積特性を決定する前記マスタ液圧室を含む基礎液圧発生容器の剛性が、前記ブースタ室の流体圧の圧力-体積特性を決定する前記ブースタ室を含む流体圧発生容器の剛性よりも低く設定されて構成される車両用ブレーキ装置。

[請求項13] 請求項1から12のいずれか1項において、

前記ブレーキ操作部材に接続され前記ブレーキ操作部材の前記操作量に応じて移動する押圧部と、当該押圧部に押圧されて前記マスタピストンを押圧する弾性体と、を備え、

前記押圧部の前記弾性体を押圧する端面の面積と前記弾性体の前記マスタピストンを押圧する端面の面積との面積比がマスタシリンダ圧

の変化に対する前記弁装置の作動量の変化が抑制されるように設定されている車両用ブレーキ装置。

[請求項14]

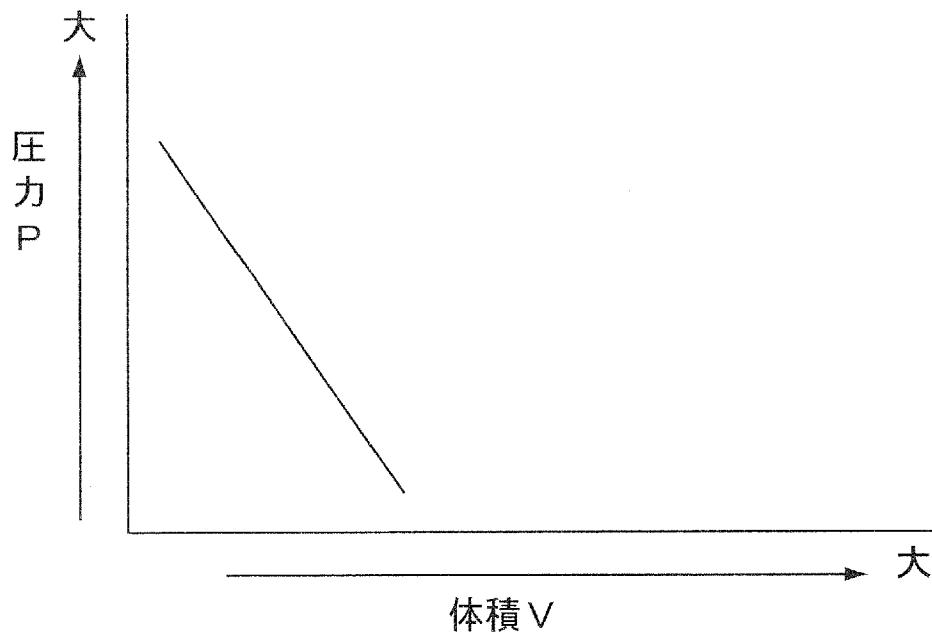
請求項1から13のいずれか1項において、

前記ブレーキ操作部材に接続され前記ブレーキ操作部材の操作量に応じて移動する押圧部と、当該押圧部に押圧されて前記マスタピストンを押圧する弾性体とを備え、

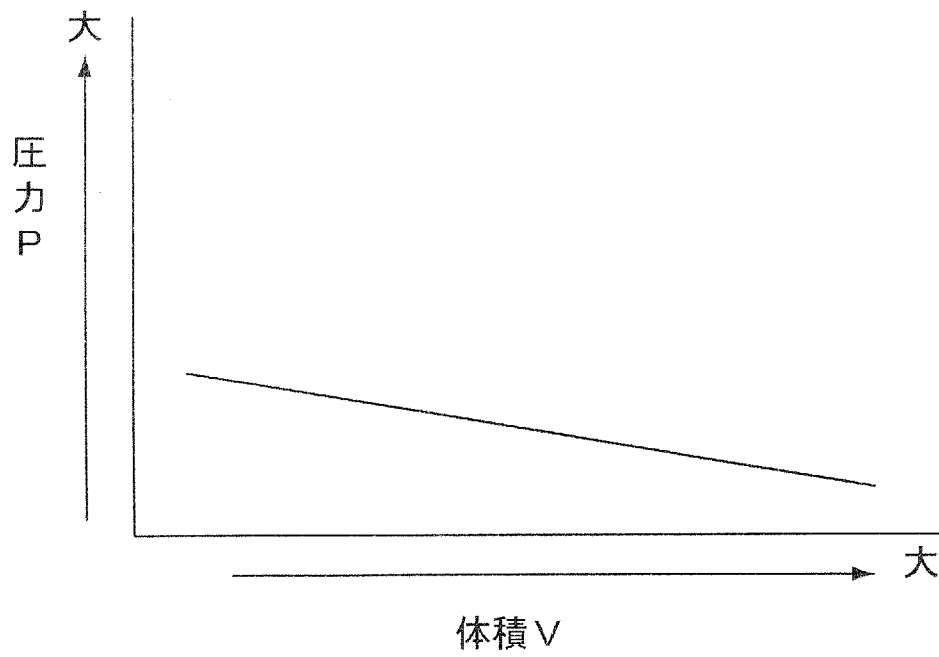
弾性体の硬度が、マスタシリンダ圧の変化に対する前記弁装置の作動量の変化が抑制されるように設定されている車両用ブレーキ装置。

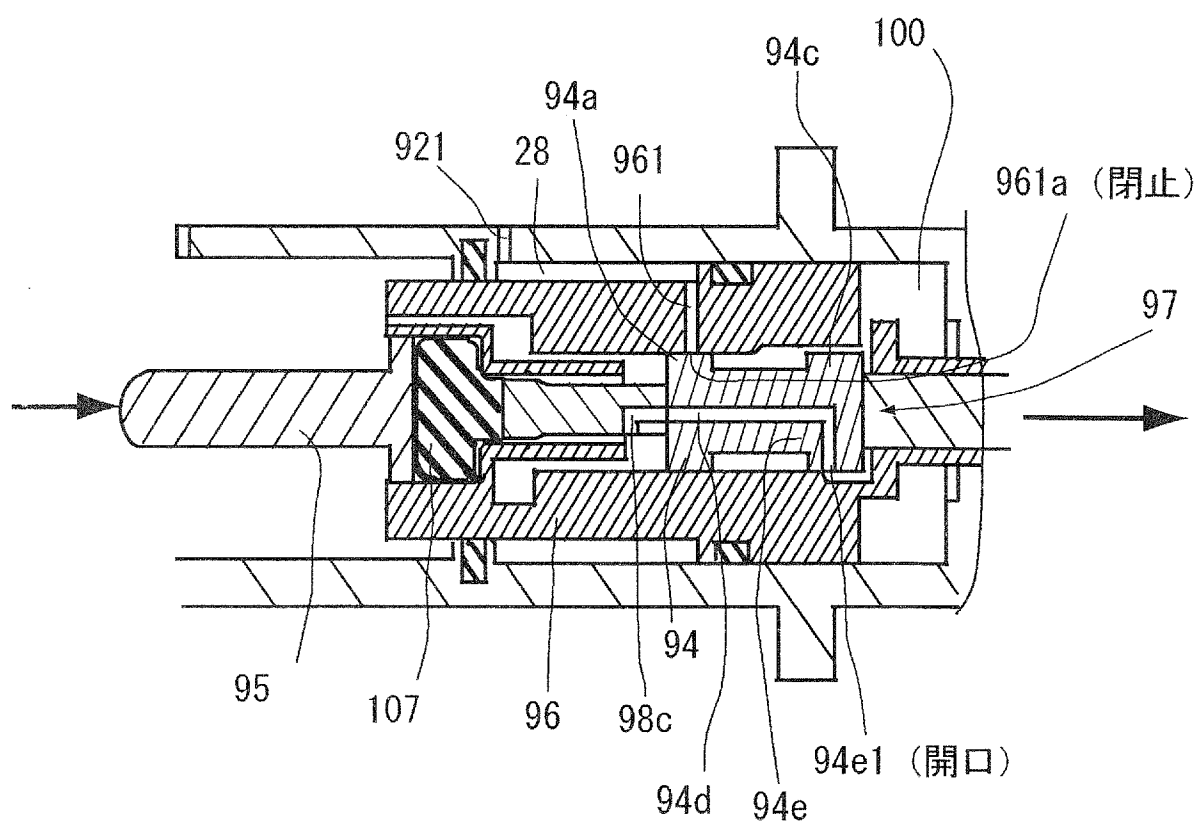
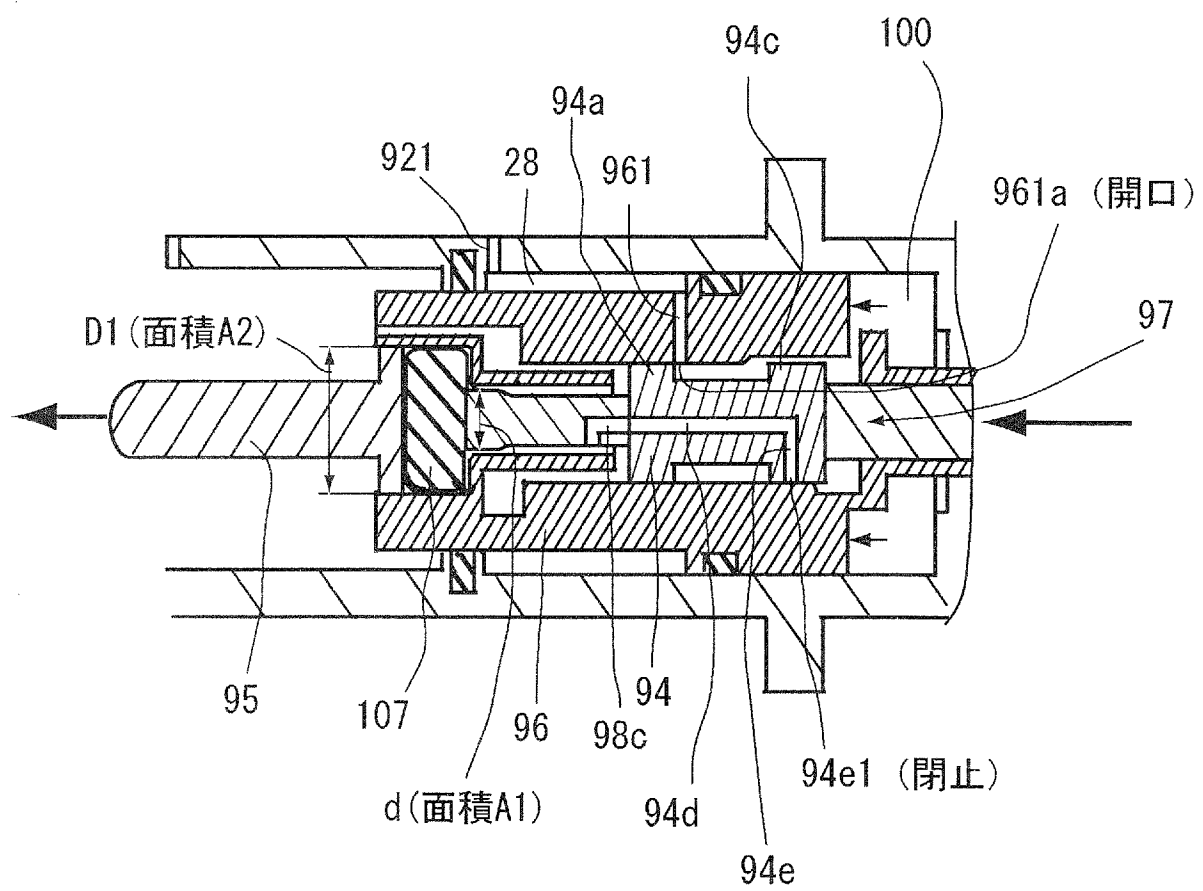
[図4]

(a)



(b)





[図7]

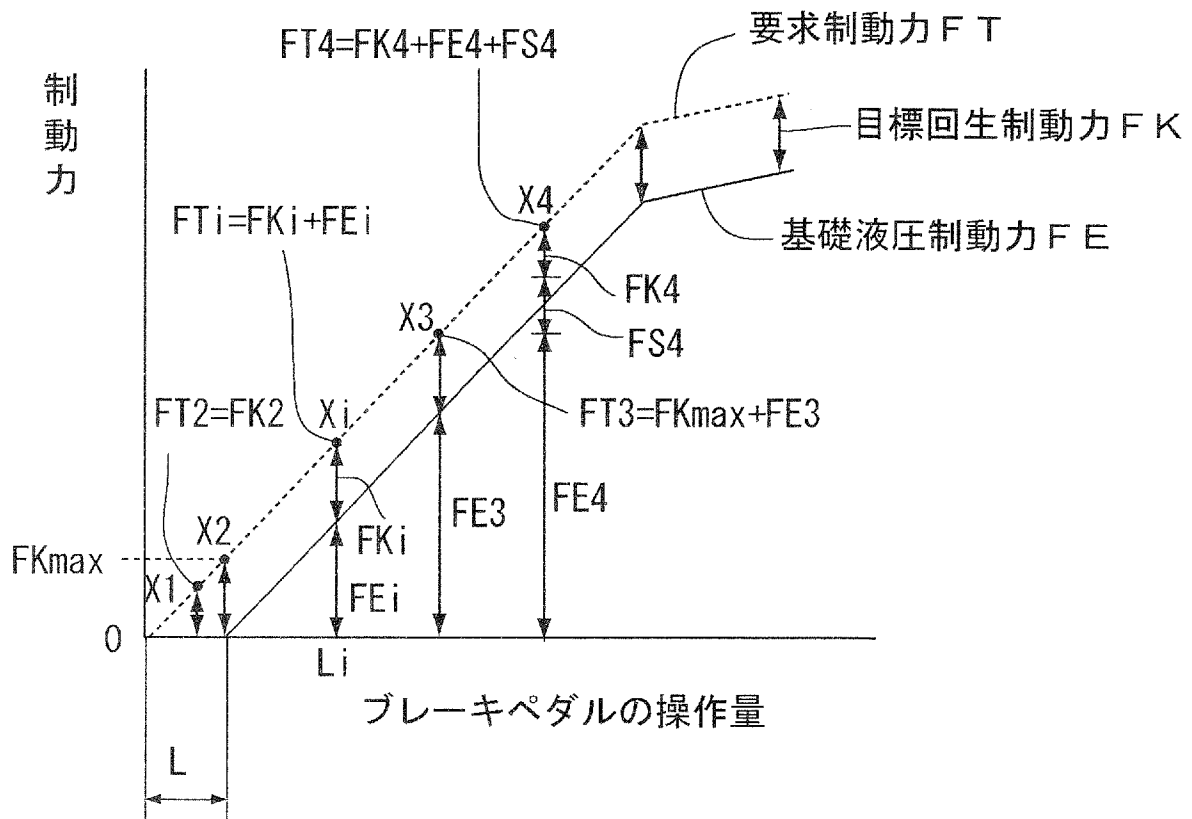
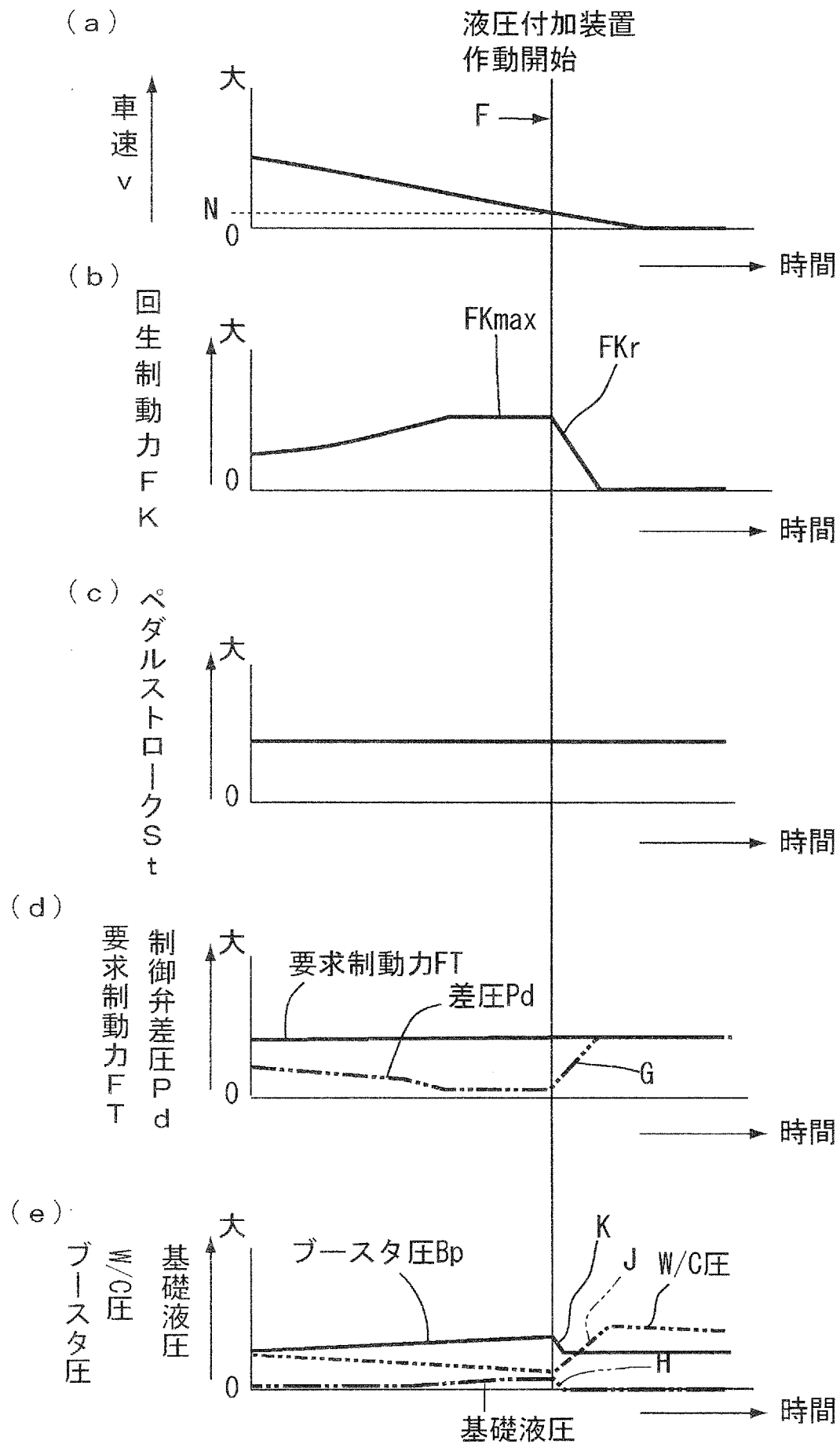
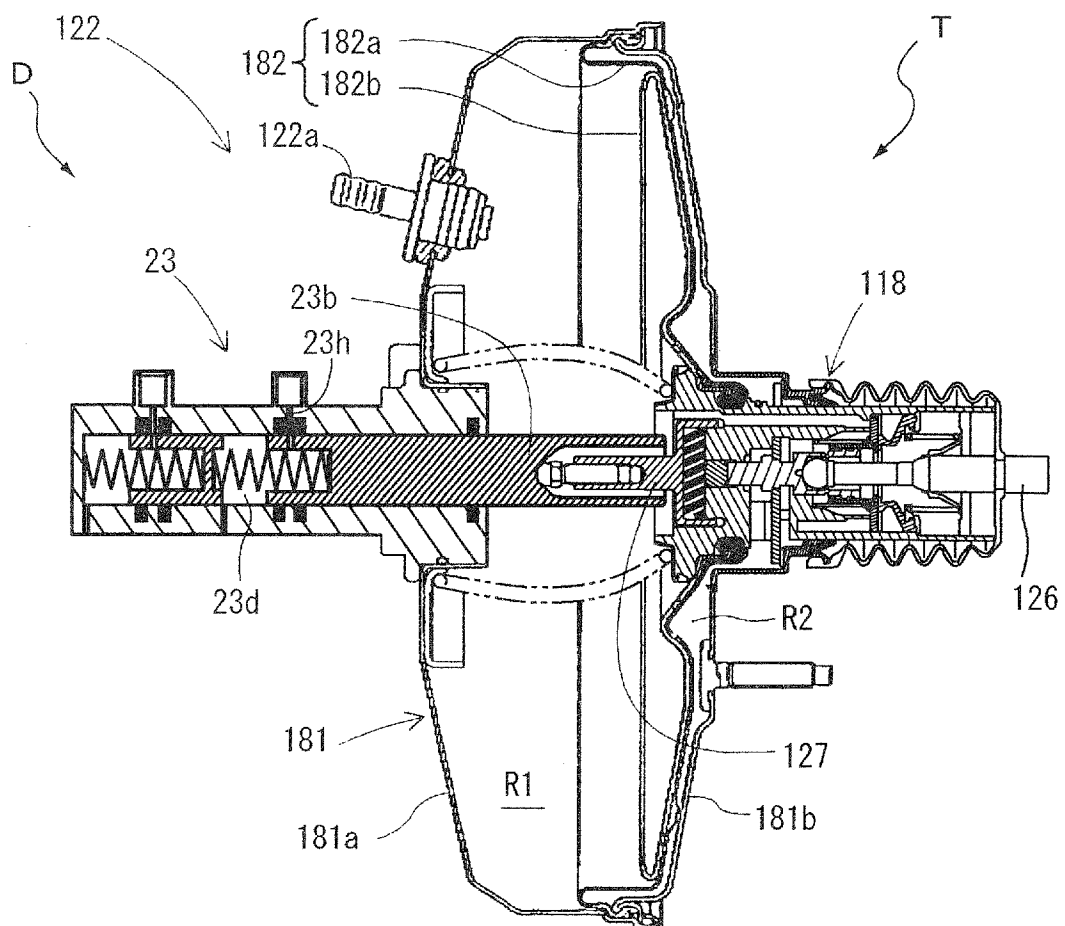


Figure 1 is a schematic diagram of a hydraulic system 91. The system includes a pump 933 driven by a motor 931, connected to a pressure gauge 932 and a pressure relief valve 934. The pump feeds a main line 92, which branches into two parallel hydraulic cylinders 23 and 26. Cylinder 23 has a piston 23b with a rod 23c, and cylinder 26 has a piston 26a with a rod 26b. The cylinders are connected to a common return line 92e. The diagram shows various components like seals, valves, and pressure gauges, along with dimensions like L2, Δsr , and Δm .

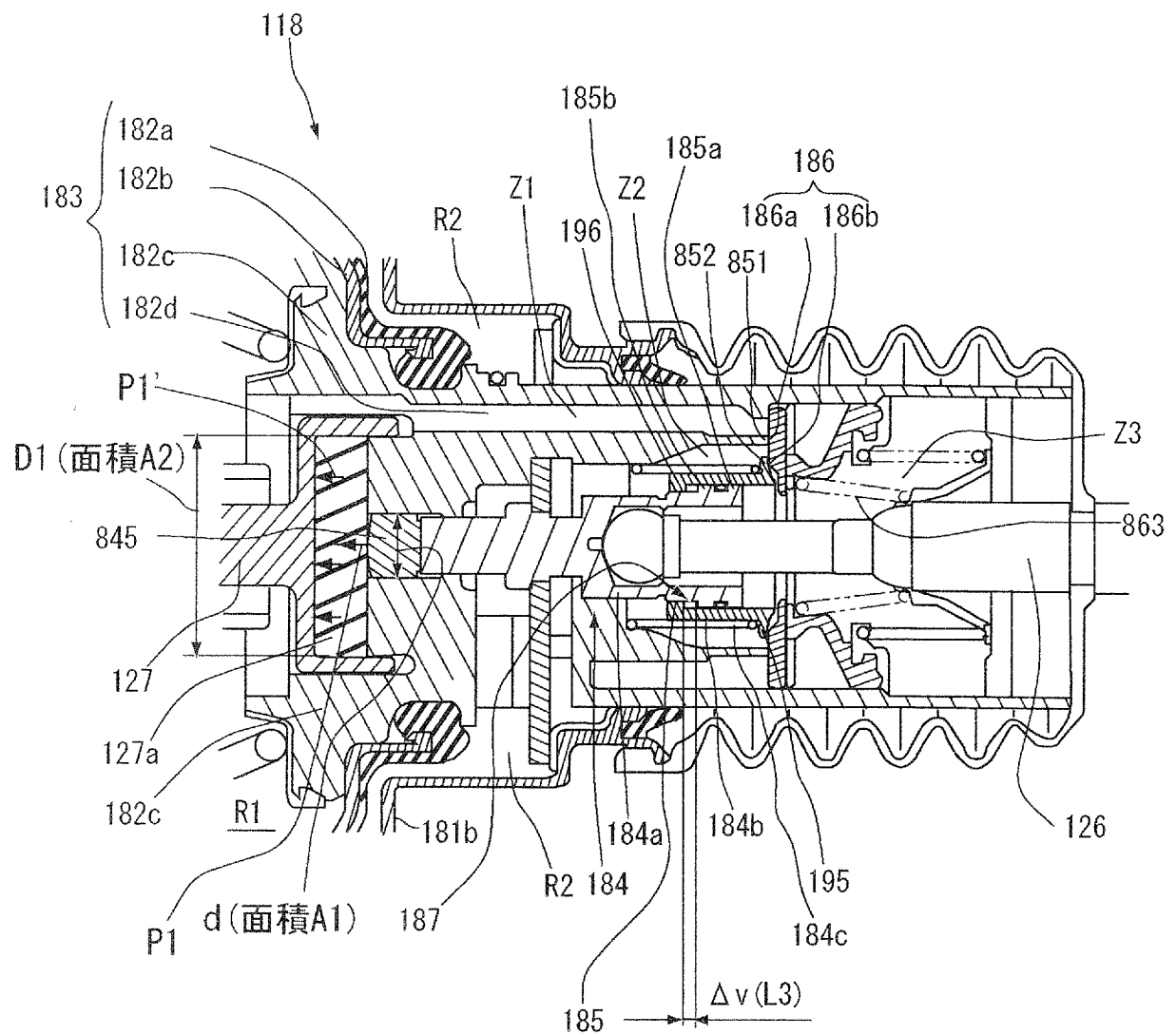
[図9]



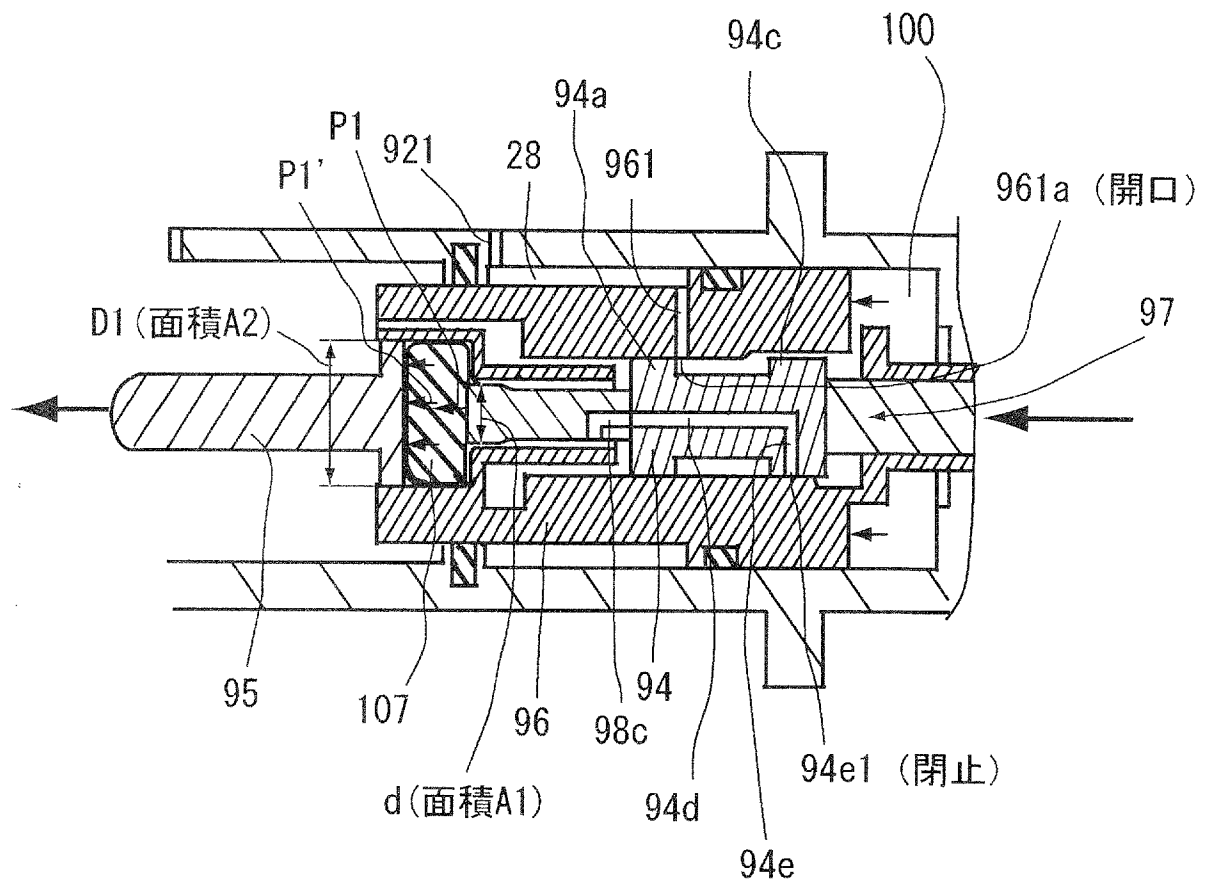
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/077394

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60T8/17(2006.01)i, B60T13/12(2006.01)i, B60T13/57(2006.01)i, B60T13/68(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60T8/17, B60T13/12, B60T13/57, B60T13/68

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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 2012-1195 A (Advics Co., Ltd.), 05 January 2012 (05.01.2012), paragraph [0016]; fig. 3 to 11 (Family: none)	1-14
A	JP 2012-66692 A (Toyota Motor Corp., Advics Co., Ltd.), 05 April 2012 (05.04.2012), entire text; all drawings & US 2013/0167716 A1 & EP 2620336 A1 & WO 2012/039411 A1	1-14
A	JP 2010-202188 A (Advics Co., Ltd.), 16 September 2010 (16.09.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-14

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
25 December, 2013 (25.12.13)

Date of mailing of the international search report
14 January, 2014 (14.01.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/077394

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2001-63540 A (Denso Corp.), 13 March 2001 (13.03.2001), entire text; all drawings & US 6439674 B1 & EP 1081005 A2	1-14

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60T8/17(2006.01)i, B60T13/12(2006.01)i, B60T13/57(2006.01)i, B60T13/68(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60T8/17, B60T13/12, B60T13/57, B60T13/68

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2012-1195 A（株式会社アドヴィックス）2012.01.05, [0016], 図 3-11（ファミリーなし）	1 - 1 4
A	JP 2012-66692 A（トヨタ自動車株式会社、株式会社アドヴィックス） 2012.04.05, 全文、全図 & US 2013/0167716 A1 & EP 2620336 A1 & WO 2012/039411 A1	1 - 1 4
A	JP 2010-202188 A（株式会社アドヴィックス）2010.09.16, 全文、 全図（ファミリーなし）	1 - 1 4

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 5 . 1 2 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 4 . 0 1 . 2 0 1 4

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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）

森本 康正

3 W

2 9 2 0

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 6 8

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2001-63540 A (株式会社デンソー) 2001.03.13, 全文、全図 & US 6439674 B1 & EP 1081005 A2	1 - 1 4