

(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 3 月 27 日(27.03.2014)



(10) 国際公開番号

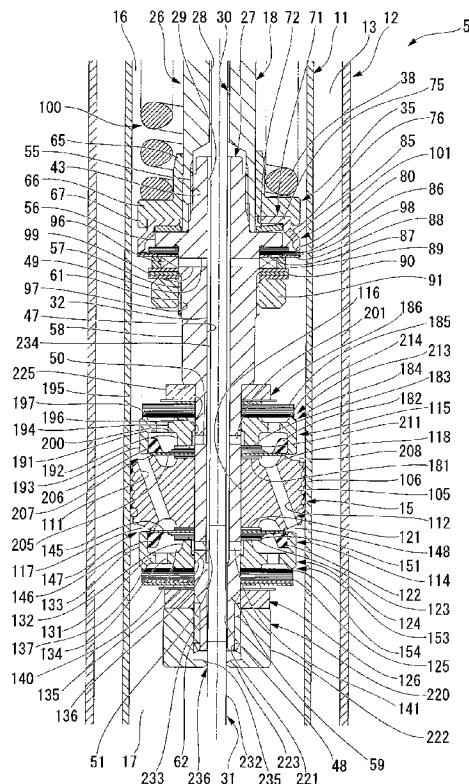
WO 2014/045965 A1

- (51) 国際特許分類:
B60G 17/08 (2006.01) F16F 9/48 (2006.01)
F16F 9/32 (2006.01) F16F 9/50 (2006.01)
F16F 9/348 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/074518
- (22) 国際出願日: 2013 年 9 月 11 日(11.09.2013)
- (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 2012-206571 2012 年 9 月 20 日(20.09.2012) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5
2 0 番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 山下 幹郎 (YAMASHITA Mikio); 〒
2100011 神奈川県川崎市川崎区富士見 1-6-3
日立オートモティブシステムズ株式会社
知的財産部内 Kanagawa (JP). 山岡 史之
- (74) 代理人: 志賀 正武 (SHIGA Masatake); 〒1006620
東京都千代田区丸の内一丁目 9 番 2 号 Tokyo
(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, IS, JP, 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, 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,

[続葉有]

(54) Title: SUSPENSION DEVICE

(54) 発明の名称: サスペンション装置



(57) Abstract: This suspension device is provided with: a shock absorber (5) capable of varying damping force using the position of a piston rod (18) so as to achieve at least one characteristic, between a first characteristic in which elongation-side damping force is soft and retraction-side damping force is hard in a range where the piston rod (18) is extended out of a cylinder (11) past a first predetermined position, and a second characteristic in which elongation-side damping force is hard and retraction-side damping force is soft in a range where the piston rod (18) is withdrawn into the cylinder (11) past a second predetermined position; and an operative force adjustment mechanism capable of adjusting at least one operative force between that of the roll direction of the vehicle and that of the pitch direction.

(57) 要約: このサスペンション装置は、ピストンロッド (18) が第 1 の所定位置よりもシリンダ (11) の外部へ延出される範囲で伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる第 1 の特性、および、ピストンロッド (18) が第 2 の所定位置よりもシリンダ (11) の内部へ進入される範囲で伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる第 2 の特性のうちの少なくともいずれか一方の特性となるよう、ピストンロッド (18) の位置により減衰力を変更可能な緩衝器 (5) と、車体のロール方向およびピッチ方向のうちの少なくともいずれか一方の作用力を調整可能な作用力調整機構とを備える。

WO 2014/045965 A1



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))

明 細 書

発明の名称 : サスペンション装置

技術分野

[0001] 本発明は、サスペンション装置に関する。

本願は、2012年9月20日に、日本に出願された特願2012-206571号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] サスペンション装置を構成する緩衝器には、変位感応型緩衝器がある。変位感応型緩衝器では、減衰力を発生するディスクバルブを付勢する付勢バネが設けられる。変位感応型緩衝器は、シリンダに対するピストンの位置に応じて付勢バネのバネ力を変化させて、減衰力を可変とする（例えば、特許文献1，2参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開平2-283928号公報

特許文献2：特開平2-283929号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] この種の緩衝器を用いたサスペンション装置では、車両の乗り心地向上および操縦安定性向上の観点から改善の余地があった。

[0005] 本発明は、車両の乗り心地向上および操縦安定性向上を図ることが可能となるサスペンション装置を提供する。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明の第1の態様によれば、車体と車輪との間に配置されるサスペンション装置は、緩衝器と、作用力調整機構とを備える。前記緩衝器は、作動流体が封入されたシリンダと、前記シリンダ内に摺動可能に嵌装され、該シリンダ内を2室に区画するピストンと、前記ピストンに連結されると共に前記

シリンダの外部に延出されたピストンロッドと、前記ピストンの移動により前記２室間を作動流体が流れるように連通する通路と、前記通路に設けられ、前記ピストンの移動によって生じる前記作動流体の流れを抑制して減衰力を発生させる減衰力発生機構と、前記ピストンロッドが第１の所定位置よりも前記シリンダの外部へ延出される範囲で伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる第１の特性、および、前記ピストンロッドが第２の所定位置よりも前記シリンダの内部へ進入される範囲で伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる第２の特性のうちの少なくともいずれか一方の特性となるよう、前記ピストンロッドの位置により減衰力を変更可能な減衰力調整機構と、を有する。前記作用力調整機構は、前記車体のロール方向およびピッチ方向のうちの少なくともいずれか一方の作用力を調整可能に構成されている。

[0007] 本発明の第２の態様によれば、前記作用力調整機構は、前記車体の水平方向の加速度によって生じるロールおよびピッチの少なくともいずれか一方を抑えるように、ロール剛性およびピッチ剛性のうちの少なくともいずれか一方を調整してもよい。

[0008] 本発明の第３の態様によれば、前記減衰力発生機構は、減衰バルブを有していてもよい。前記減衰力調整機構は、前記減衰バルブの開度を調整可能なバネ手段であってもよい。

[0009] 本発明の第４の態様によれば、サスペンション装置は、前記減衰力調整機構を介して前記２室間を作動流体が流れるように連通する第２の通路を設け、該第２の通路に、前記ピストンロッドの位置により通路面積を調整する通路面積調整機構を設けてもよい。

[0010] 本発明の第５の態様によれば、前記通路面積調整機構は、前記第２の通路をメータリングピンにより調整してもよい。

[0011] 本発明の第６の態様によれば、前記減衰力発生機構は、伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブであってもよい。伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブは、パイロット室を有するパイ

ロットタイプの減衰バルブであり、前記第2の通路は、前記パイロット室に接続されていてもよい。

[0012] 本発明の第7の態様によれば、前記第2の通路は、逆止弁を有する伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の通路を有していてもよい。

発明の効果

[0013] 上記したサスペンション装置によれば、車両の乗り心地向上および操縦安定性向上を図ることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置と車輪と車体とを概略的に示す正面図である。

[図2]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を構成する緩衝器を示す断面図である。

[図3]図2の緩衝器の要部を示す断面図である。

[図4]図2の緩衝器の一方の通路面積調整機構周辺の断面図である。

[図5]図2の緩衝器のストローク位置とオリフィスの通路面積との関係を示す特性線図である。

[図6]図2の緩衝器の油圧回路図である。

[図7]図2の緩衝器のストローク位置と減衰力との関係を示す特性線図である。

[図8]図2の緩衝器のピストン速度と減衰力との関係を示す特性線図である。

[図9A]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を構成する作用力調整機構を示す油圧回路図であって、バウンス時の状態を示すものである。

[図9B]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を構成する作用力調整機構を示す油圧回路図であって、ピッチ時の状態を示すものである。

[図9C]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を構成する作用力調整機構を示す油圧回路図であって、ロール時の状態を示すものである。

[図9D]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を構成する作用力調整機構を示す油圧回路図であって、前後逆ロール時の状態を示すものである。

。

[図10]図2の緩衝器の特性をまとめた図表である。

[図11]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を搭載した車両の悪路走行時の周波数とバネ上加速度との関係を示す特性線図である。

[図12]本発明に係る第1実施形態のサスペンション装置を搭載した車両の時速60kmでの走行中のレーンチェンジ時のロールレイトのシミュレーション結果である。

[図13]本発明に係る第2実施形態のサスペンション装置を構成する緩衝器の要部を示す断面図である。

[図14]図13の緩衝器の油圧回路図である。

[図15]本発明に係る第3実施形態のサスペンション装置を構成する緩衝器の要部を示す断面図である。

[図16]図15の緩衝器の油圧回路図である。

[図17]本発明に係る第4実施形態のサスペンション装置を構成する作用力調整機構を示す油圧回路図である。

[図18]図17の作用力調整機構によって生じさせるロール剛性のステアリングの舵角および車速に対する一例の関係を示す特性線図である。

発明を実施するための形態

[0015] 以下、本発明に係る各実施形態について図面を参照して説明する。

[0016] 「第1実施形態」

本発明に係る第1実施形態を図1～図12に基づいて説明する。以下の説明では理解を助けるために、図の下側を一方側および下側とし、逆に図の上側を他方側および上側として定義する。

[0017] 第1実施形態のサスペンション装置1は、図1に概略的に示すように、車体2と車輪3との間に配置されて、車輪3を車体2に対し上下動可能に支持する。このサスペンション装置1は、一つの車輪3に緩衝器5およびシリンダ装置6が設けられている。図1では図示は略すが四つ全ての車輪3それぞれに緩衝器5およびシリンダ装置6の二本が設けられている。緩衝器5およ

びシリンダ装置 6 は、いずれも車輪 3 が車体 2 に対し上昇すると縮み、下降すると伸びる。

[0018] 緩衝器 5 は、減衰力調整式である。緩衝器 5 は、図 2 に示すように、いわゆる複筒式の油圧緩衝器である。緩衝器 5 は、作動流体としての油液が封入される円筒状のシリンダ 11 と、このシリンダ 11 よりも大径でシリンダ 11 を覆うように同心状に設けられる有底円筒状の外筒 12 とを有している。これらシリンダ 11 と外筒 12 との間にリザーバ室 13 が形成されている。

[0019] シリンダ 11 内には、ピストン 15 が摺動可能に嵌装されている。このピストン 15 は、シリンダ 11 内を上室 16 と下室 17 との 2 室に区画している。シリンダ 11 内の上室 16 および下室 17 内には、油液が封入される。シリンダ 11 と外筒 12 との間のリザーバ室 13 内には、油液とガスとが封入される。

[0020] シリンダ 11 内には、一端がシリンダ 11 の外部へと延出されるピストンロッド 18 の他端が挿入されている。ピストン 15 は、このピストンロッド 18 のシリンダ 11 内の他端部に連結されている。ピストンロッド 18 は、シリンダ 11 および外筒 12 の一端開口部に装着されたロッドガイド 21 と、外筒 12 の一端開口部に装着されたオイルシール 22 とに挿通されてシリンダ 11 の外部へ延出されている。ロッドガイド 21 は、その外周部が、下部よりも上部が大径となる段差状をなしており、下部においてシリンダ 11 の上端の内周部に嵌合し上部において外筒 12 の上部の内周部に嵌合する。シリンダ 11 の下端の内周部は、外筒 12 の底部に設けられてシリンダ 11 内の下室 17 とリザーバ室 13 とを画成するベースバルブ 23 に嵌合されている。外筒 12 の上端部は、内側に加締められており、オイルシール 22 およびロッドガイド 21 をシリンダ 11 とで挟持している。

[0021] ピストンロッド 18 は、ロッドガイド 21 およびオイルシール 22 に挿通されて外部へと延出されるロッド本体 26 と、ロッド本体 26 のシリンダ 11 内の端部に螺合されて一体的に連結される先端ロッド 27 とから構成されている。ロッド本体 26 の径方向の中央には、軸方向に沿う挿入穴 28 が、

先端ロッド 27 側から反対側の端部近傍の途中位置まで形成されている。また、先端ロッド 27 の径方向の中央には、軸方向に沿う貫通穴 29 が形成されている。これら挿入穴 28 と貫通穴 29 とがピストンロッド 18 の挿入穴 30 を構成している。この挿入穴 30 内に、ベースバルブ 23 側に支持されたメータリングピン 31 が挿入されている。挿入穴 30 とメータリングピン 31 との間はピストンロッド 18 内で油液が流動可能なロッド内通路（第 2 の通路） 32 となっている。

[0022] ピストンロッド 18 のロッド本体 26 の外周側には、ピストン 15 側に円環状のピストン側バネ受 35 が設けられ、ピストン側バネ受 35 のピストン 15 とは反対側に円環状のロッドガイド側バネ受 36 が設けられている。これらピストン側バネ受 35 およびロッドガイド側バネ受 36 は、ロッド本体 26 を内側に挿通させることでロッド本体 26 に沿って摺動可能となっている。これらピストン側バネ受 35 およびロッドガイド側バネ受 36 の間には、コイルスプリングからなるリバウンドスプリング 38 が、その内側にロッド本体 26 を挿通させるようにして介装されている。ロッドガイド側バネ受 36 のリバウンドスプリング 38 とは反対には円環状の弾性材料からなる緩衝体 39 が設けられている。緩衝体 39 もロッド本体 26 を内側に挿通させることでロッド本体 26 に沿って摺動可能となっている。

[0023] この緩衝器 5 の例えば一方側は図 1 に示す車体 2 に支持され、他方側に車輪 3 側が連結される。具体的には、ピストンロッド 18 にて車体 2 側に連結され、外筒 12 の底部の外側に取り付けられた取付アイ 40 にて車輪 3 側に連結される。なお、これとは逆に緩衝器 5 の他方側が車体 2 により支持され緩衝器 5 の一方側に車輪 3 側が固定されるようにしても良い。

[0024] 図 3 に示すように、ロッド本体 26 の先端ロッド 27 側の端部には、挿入穴 28 よりも大径で挿入穴 28 に連通するネジ穴 43 が形成されている。

[0025] 先端ロッド 27 のロッド内通路 32 を形成する貫通穴 29 は、ロッド本体 26 側の大径穴部 47 と、ロッド本体 26 とは反対側の、大径穴部 47 よりも小径の小径穴部 48 とから構成されている。先端ロッド 27 には、ロッド

本体 2 6 側から順に、通路穴 4 9、通路穴 5 0 および通路穴 5 1 が、いずれも径方向に貫通するように形成されている。これら通路穴 4 9～5 1 は、いずれも先端ロッド 2 7 の軸方向の大径穴部 4 7 の位置に形成されている。

[0026] 先端ロッド 2 7 は、軸方向のロッド本体 2 6 側から順に、ネジ軸部 5 5 と、フランジ部 5 6 と、保持軸部 5 7 と、中間軸部 5 8 と、取付軸部 5 9 とを有している。ネジ軸部 5 5 は、ロッド本体 2 6 のネジ穴 4 3 に螺合される。ネジ軸部 5 5 がネジ穴 4 3 に螺合される際にロッド本体 2 6 を当接させるため、フランジ部 5 6 は、ネジ軸部 5 5 およびロッド本体 2 6 よりも大径の外径となっている。保持軸部 5 7 は、フランジ部 5 6 よりも小径となっている。保持軸部 5 7 の軸方向のフランジ部 5 6 とは反対側の部分にオネジ 6 1 が形成されている。保持軸部 5 7 のオネジ 6 1 よりもフランジ部 5 6 側には、上記した通路穴 4 9 が形成されている。中間軸部 5 8 は、保持軸部 5 7 のオネジ 6 1 の谷径よりも若干小径の外径となっている。取付軸部 5 9 は、中間軸部 5 8 よりもさらに小径となっている。取付軸部 5 9 の、軸方向の中間軸部 5 8 とは反対側の端部にオネジ 6 2 が形成されている。取付軸部 5 9 には、オネジ 6 2 よりも中間軸部 5 8 側の範囲に、中間軸部 5 8 側に位置して上記した通路穴 5 0 が形成されており、オネジ 6 2 側に位置して上記した通路穴 5 1 が形成されている。

[0027] ピストン側バネ受 3 5 は、円筒状部 6 5 と、円筒状部 6 5 の軸方向一端側から径方向外側に延出する当接フランジ部 6 6 と、当接フランジ部 6 6 の外周部から軸方向の円筒状部 6 5 とは反対側に若干突出する円筒状の突出部 6 7 とを有している。このピストン側バネ受 3 5 は、円筒状部 6 5 をリバウンドスプリング 3 8 の内側に配置した状態で当接フランジ部 6 6 においてリバウンドスプリング 3 8 の軸方向の端部に当接する。

[0028] ピストン側バネ受 3 5 と先端ロッド 2 7 のフランジ部 5 6 との間には、伝達部材 7 1 とウエーブバネ 7 2 とが介装されている。伝達部材 7 1 は、円環状をなしており、ウエーブバネ 7 2 よりもピストン側バネ受 3 5 側に配置されている。伝達部材 7 1 は、有孔円板状の基板部 7 5 と、その外周縁部から

軸方向に延出する筒状部 7 6 とを有している。筒状部 7 6 は基板部 7 5 とは反対側が大径となる段差状をなしている。その段差状をなしている側の先端部の内周側に面取りが形成されることにより、筒状部 7 6 の先端部には他の部分よりも径方向に薄肉の当接部 8 0 が形成されている。

[0029] 伝達部材 7 1 は、内側にロッド本体 2 6 を挿通させている。伝達部材 7 1 の基板部 7 5 が、ピストン側バネ受 3 5 の突出部 6 7 の内側に嵌合しつつ当接フランジ部 6 6 に当接する。

[0030] ウェーブバネ 7 2 は、平面視で円環状をなしている。ウェーブバネ 7 2 は、自然状態では、図 3 の中心線から右側に示すように、径方向および周方向の少なくともいずれか一方の位置変化によって軸方向位置が変化する形状をなしている。ウェーブバネ 7 2 は、その内側にロッド本体 2 6 を挿通させるとともに伝達部材 7 1 の筒状部 7 6 の内側に配置されて、伝達部材 7 1 の基板部 7 5 のピストン側バネ受 3 5 とは反対側に配置されている。ウェーブバネ 7 2 は、軸方向に平坦となるように弾性変形させられることで付勢力を発生させる。ウェーブバネ 7 2 は、その軸方向両側にある先端ロッド 2 7 のフランジ部 5 6 と伝達部材 7 1 とを軸方向に所定距離離間させるように付勢する。

[0031] ここで、ピストンロッド 1 8 がシリンダ 1 1 から突出する伸び側つまり上側に移動すると、ピストンロッド 1 8 の先端ロッド 2 7 のフランジ部 5 6 とともに、ウェーブバネ 7 2、伝達部材 7 1、ピストン側バネ受 3 5、リバウンドスプリング 3 8、図 2 に示すロッドガイド側バネ受 3 6 および緩衝体 3 9 が、ロッドガイド 2 1 側に移動し、所定位置で緩衝体 3 9 がロッドガイド 2 1 に当接する。

[0032] さらにピストンロッド 1 8 が突出方向に移動すると、緩衝体 3 9 が潰れた後、緩衝体 3 9 およびロッドガイド側バネ受 3 6 が、シリンダ 1 1 に対して停止状態となる。その結果、移動する先端ロッド 2 7 の図 3 に示すフランジ部 5 6、ウェーブバネ 7 2、伝達部材 7 1 およびピストン側バネ受 3 5 がリバウンドスプリング 3 8 を縮長させる。その際のリバウンドスプリング 3 8

の付勢力がピストンロッド 18 の移動に対して抵抗となる。このようにして、シリンダ 11 内に設けられたリバウンドスプリング 38 が、ピストンロッド 18 に弾性的に作用してピストンロッド 18 の伸び切りを抑制する。なお、このようにリバウンドスプリング 38 がピストンロッド 18 の伸び切りの抵抗となることで、搭載された車両の旋回時の内周側の車輪 3 の浮き上がりを抑制して車体 2 のロール量を抑える。

[0033] ここで、ピストンロッド 18 が突出方向に移動して図 2 に示す緩衝体 39 がロッドガイド 21 に当接すると、上記したようにピストン側バネ受 35 がロッドガイド側バネ受 36 との間でリバウンドスプリング 38 を縮長させる前に、図 3 の中心線から左側に示すように、ピストンロッド 18 のフランジ部 56 が伝達部材 71 とでウエーブバネ 72 をその付勢力に抗して押し潰す。これにより、伝達部材 71 を若干軸方向のフランジ部 56 側に移動させるように構成されている。

[0034] 図 4 に示すように、先端ロッド 27 のフランジ部 56 の軸方向のピストン側バネ受 35 とは反対側には、フランジ部 56 側から順に、複数枚のディスク 85 と、開閉ディスク 86 と、複数枚の中間ディスク 87 と、当接ディスク 88 と、通路形成部材 89 と、介在部 90 と、ナット 91 とが設けられている。

[0035] 複数枚のディスク 85 は、いずれも有孔円板状をなしている。複数枚のディスク 85 は、伝達部材 71 の筒状部 76 の内径よりも小径の外径となっている。開閉ディスク 86 は、有孔円板状をなしており、伝達部材 71 の筒状部 76 の外径と略同径の外径となっている。開閉ディスク 86 の外周側には、軸方向の一面から軸方向他側に凹み軸方向の他面から軸方向他側に突出する円環状の開閉部 93 が形成されている。開閉部 93 は伝達部材 71 の当接部 80 と同径となっている。

[0036] 複数枚の中間ディスク 87 は、いずれも有孔円板状をなしている。複数枚の中間ディスク 87 は、開閉ディスク 86 よりも小径の外径となっている。また、当接ディスク 88 側の中間ディスク 87 の外周側には、複数の切欠 8

7 Aが設けられている。当接ディスク88は、有孔円板状をなしており、開閉ディスク86と同径の外径となっている。当接ディスク88の径方向中間部には、C字状の貫通孔88 Aが形成されている。通路形成部材89は、有孔円板状をなしている。通路形成部材89は、当接ディスク88よりも小径の外径となっている。通路形成部材89の内周側には複数の切欠89 Aが設けられている。介在部90は複数枚の有孔円板状の部材からなり、通路形成部材89よりも大径の外径となっている。中間ディスク87、当接ディスク88および通路形成部材89には、中間ディスク87の径方向外側つまり上室16を通路穴49に連通させる通路96が形成されている。通路96は、中間ディスク87の外周部に形成された上記の切欠87 Aと、当接ディスク88の径方向中間位置に形成された上記の貫通孔88 Aと、通路形成部材89の内周部に形成された上記の切欠89 Aとから構成されている。

[0037] 上記した複数枚のディスク85と、開閉ディスク86と、複数枚の中間ディスク87と、当接ディスク88と、通路形成部材89と、介在部90とが、それぞれの内側に保持軸部57を挿通させるようにして先端ロッド27に配置される。この状態でナット91がそのメネジ97においてオネジ61に螺合される。これにより、複数枚のディスク85、開閉ディスク86、複数枚の中間ディスク87、当接ディスク88、通路形成部材89および介在部90が、先端ロッド27のフランジ部56とナット91とに軸方向に挟持される。

[0038] 図4の中心線から右側に示すように、伝達部材71がウエーブバネ72の付勢力で先端ロッド27のフランジ部56から軸方向に離間した状態では、当接部80を開閉ディスク86の開閉部93から離間させている。よって、開閉部93を当接ディスク88から離間させている。ここで、開閉ディスク86の開閉部93と当接ディスク88との隙間と、中間ディスク87、当接ディスク88および通路形成部材89の通路96とがオリフィス98を構成している。このオリフィス98と、先端ロッド27の通路穴49とが、上室16とロッド内通路32とを連通させる通路（第2の通路）99を構成して

いる。

[0039] 図4の中心線から左側に示すように、リバウンドスプリング38の付勢力により伝達部材71が基板部75をフランジ部56側に移動させてウエーブバネ72を押し潰すと、その当接部80が開閉ディスク86の開閉部93に当接して開閉部93を当接ディスク88に当接させる。これにより、オリフィス98を閉塞させて上室16とロッド内通路32との通路99を介する連通を遮断する。

[0040] 伝達部材71、ピストン側バネ受35、リバウンドスプリング38、図2に示すロッドガイド側バネ受36および緩衝体39は、シリンダ11内に設けられ一端が図4に示す開閉ディスク86と当接可能であって他端がシリンダ11の端部側の図2に示すロッドガイド21に当接可能なバネ機構100を構成している。このバネ機構100は、図4に示すように、そのバネ力により開閉ディスク86をウエーブバネ72の付勢力に抗して閉弁方向に付勢する。そして、このバネ機構100と、オリフィス98を開閉する開閉ディスク86および当接ディスク88とが、ピストンロッド18の位置により変化するリバウンドスプリング38の付勢力に応じてオリフィス98つまり通路99の通路面積を調整して減衰力を変更する通路面積調整機構（減衰力調整機構）101を構成している。オリフィス98は、言い換えれば通路面積が可変の可変オリフィスになっている。

[0041] 上記通路面積調整機構101による、緩衝器5のストローク位置に対するオリフィス98の通路面積は、図5に示す実線のように変化する。つまり、オリフィス98の通路面積は、縮み側の全ストローク範囲および伸び側の所定位置S3までは、中立位置（1Gの位置（水平位置に停止した車体2を支持する位置））を含んで最大の一定値である。伸び側の所定位置S3でバネ機構100がウエーブバネ72の付勢力に抗して開閉ディスク86を閉じ始めると、オリフィス98の通路面積は、伸び側ほど比例的に小さくなり、開閉ディスク86の開閉部93が当接ディスク88に当接する所定位置S4で最小となり、所定位置S4よりも伸び側では最小の一定値になる。

- [0042] 図3に示すように、ピストン15は、先端ロッド27に支持されるピストン本体105と、ピストン本体105の外周面に装着されてシリンダ11内を摺動する円環状の摺動部材106とによって構成されている。
- [0043] ピストン本体105には、複数（図3では断面とした関係上一カ所のみ図示）の通路111と、複数（図3では断面とした関係上一カ所のみ図示）の通路112とが設けられている。通路111は、上室16と下室17とをこれらの間で油液が流れるように連通させる。ピストン15の上室16側への移動つまり伸び行程において、通路111を通じて上室16から下室17に向けて油液が流れ出す。通路112は、上室16と下室17とをこれらの間で油液が流れるように連通させる。通路112を通じて、ピストン15の下室17側への移動、つまり縮み行程において下室17から上室16に向けて油液が流れ出す。通路111は、円周方向において、それぞれ間に一カ所の通路112を挟んで等ピッチで形成されている。通路111は、ピストン15の軸方向一侧（図3の上側）が径方向外側に軸方向他側（図3の下側）が径方向内側に開口している。
- [0044] そして、これら半数の通路111に対して、減衰力を発生する減衰力発生機構114が設けられている。減衰力発生機構114は、ピストン15の軸方向の一端側である下室17側に配置されている。通路111は、ピストンロッド18がシリンダ11外に伸び出る伸び側にピストン15が移動するときに油液が通過する伸び側の通路を構成している。これら通路111に対して設けられた減衰力発生機構114は、ピストン15の伸び側への移動によって生じる通路111の油液の流動を抑制して減衰力を発生させる伸び側の減衰力発生機構となっている。
- [0045] また、残りの半数を構成する通路112は、円周方向において、それぞれ間に一カ所の通路111を挟んで等ピッチで形成されている。通路112は、ピストン15の軸線方向他側（図3の下側）が径方向外側に軸線方向一侧（図3の上側）が径方向内側に開口している。
- [0046] そして、これら残り半数の通路112に、減衰力を発生する減衰力発生機

構 1 1 5 が設けられている。減衰力発生機構 1 1 5 は、ピストン 1 5 の軸方向の他端側である軸線方向の上室 1 6 側に配置されている。通路 1 1 2 は、ピストンロッド 1 8 がシリンダ 1 1 内に入る縮み側にピストン 1 5 が移動するときに油液が通過する縮み側の通路を構成している。これら通路 1 1 2 に対して設けられた減衰力発生機構 1 1 5 は、ピストン 1 5 の縮み側への移動によって生じる通路 1 1 2 の油液の流動を抑制して減衰力を発生させる縮み側の減衰力発生機構となっている。

[0047] ピストン本体 1 0 5 は、略円板形状をなしている。ピストン本体 1 0 5 の中央には、軸方向に貫通して、上記した先端ロッド 2 7 の取付軸部 5 9 を挿通させるための挿通穴 1 1 6 が形成されている。ピストン本体 1 0 5 の下室 1 7 側の端部には、伸び側の通路 1 1 1 の一端開口位置の外側に、減衰力発生機構 1 1 4 を構成するシート部 1 1 7 が、円環状に形成されている。ピストン本体 1 0 5 の上室 1 6 側の端部には、縮み側の通路 1 1 2 の一端開口位置の外側に、減衰力発生機構 1 1 5 を構成するシート部 1 1 8 が、円環状に形成されている。

[0048] ピストン本体 1 0 5 において、シート部 1 1 7 の挿通穴 1 1 6 とは反対側は、シート部 1 1 7 よりも軸線方向高さが低い段差状をなしている。この段差状の部分に縮み側の通路 1 1 2 の他端が開口している。また、同様に、ピストン本体 1 0 5 において、シート部 1 1 8 の挿通穴 1 1 6 とは反対側は、シート部 1 1 8 よりも軸線方向高さが低い段差状をなしている。この段差状の部分に伸び側の通路 1 1 1 の他端が開口している。

[0049] 伸び側の減衰力発生機構 1 1 4 は、圧力制御型のバルブ機構である。減衰力発生機構 1 1 4 は、軸方向のピストン 1 5 側から順に、複数枚のディスク 1 2 1 と、減衰バルブ本体 1 2 2 と、複数枚のディスク 1 2 3 と、シート部材 1 2 4 と、複数枚のディスク 1 2 5 と、バルブ規制部 1 2 6 とを有している。

[0050] シート部材 1 2 4 は、軸直交方向に沿う有孔円板状の底部 1 3 1 と、底部 1 3 1 の内周側に形成された軸方向に沿う円筒状の内側円筒状部 1 3 2 と、

底部１３１の外周側に形成された軸方向に沿う円筒状の外側円筒状部１３３とを有している。底部１３１は、内側円筒状部１３２および外側円筒状部１３３に対し軸方向の一侧にずれている。底部１３１には、軸方向に貫通する複数の貫通孔１３４が形成されている。内側円筒状部１３２の内側には、軸方向の底部１３１側に先端ロッド２７の取付軸部５９を嵌合させる小径穴部１３５が形成されており、軸方向の底部１３１とは反対側に小径穴部１３５より大径の大径穴部１３６が形成されている。シート部材１２４の外側円筒状部１３３には、その軸方向の底部１３１側の端部に、環状のシート部１３７が形成されている。このシート部１３７に複数枚のディスク１２５が着座する。

[0051] シート部材１２４の底部１３１と内側円筒状部１３２と外側円筒状部１３３とで囲まれた軸方向の底部１３１とは反対側の空間と、シート部材１２４の貫通孔１３４とは、減衰バルブ本体１２２にピストン１５の方向に圧力を加えるパイロット室（第２の通路）１４０となっている。先端ロッド２７の上記した通路穴５１と、シート部材１２４の大径穴部１３６と、後述するディスク１２３に形成されたオリフィス１５１とが、ロッド内通路３２とパイロット室１４０とに接続されて、このパイロット室１４０にロッド内通路３２を介して上室１６および下室１７から油液を導入可能なパイロット室流入通路（第２の通路）１４１を構成している。

[0052] 複数枚のディスク１２１は、ピストン１５のシート部１１７よりも小径の外径を有する有孔円板状をなしている。減衰バルブ本体１２２は、ピストン１５のシート部１１７に着座可能な有孔円板状のディスク１４５と、ディスク１４５のピストン１５とは反対の外周側に固着されたゴム材料からなる円環状のシール部材１４６とから構成されている。減衰バルブ本体１２２とピストン１５のシート部１１７とが、ピストン１５に設けられた通路１１１とシート部材１２４に設けられたパイロット室１４０との間に設けられて、ピストン１５の伸び側への移動によって生じる油液の流れを抑制して減衰力を発生させる伸び側の減衰バルブ１４７を構成している。よって、この減衰バ

ルブ１４７はディスクバルブとなっている。なお、ディスク１４５には、ピストンロッド１８の取付軸部５９を挿通させる中央の孔以外に軸方向に貫通する部分は形成されていない。

[0053] 減衰バルブ本体１２２のシール部材１４６は、シート部材１２４の外側円筒状部１３３の内周面に接触して、減衰バルブ本体１２２と外側円筒状部１３３との隙間をシールする。よって、減衰バルブ本体１２２とシート部材１２４との間の上記したパイロット室１４０は、減衰バルブ本体１２２に、ピストン１５の方向つまりシート部１１７に当接する閉弁方向に内圧を作用させる。減衰バルブ１４７は、パイロット室１４０を有するパイロットタイプの減衰バルブである。減衰バルブ本体１２２がピストン１５のシート部１１７から離座して開くと、通路１１１からの油液をピストン１５とシート部材１２４との間の径方向の通路１４８を介して下室１７に流す。

[0054] 複数枚のディスク１２３は、ディスク１４５よりも小径の有孔円板状をなしている。複数枚のディスク１２３のうちのシート部材１２４側のものには開口部からなるオリフィス１５１が形成されている。上記したように、このオリフィス１５１によってシート部材１２４の大径穴部１３６内とパイロット室１４０とが連通する。

[0055] 複数枚のディスク１２５は、シート部材１２４のシート部１３７に着座可能な有孔円板状をなしている。複数枚のディスク１２５とシート部１３７とが、シート部材１２４に設けられたパイロット室１４０と下室１７との間の油液の流れを抑制する減衰バルブであるディスクバルブ１５３を構成している。複数枚のディスク１２５のうちのシート部１３７側のものには、シート部１３７と当接状態にあってもパイロット室１４０を下室１７に連通させる開口部からなるオリフィス１５４が形成されている。ディスクバルブ１５３は、複数枚のディスク１２５がシート部１３７から離座することでオリフィス１５４よりも広い通路面積でパイロット室１４０を下室１７に連通させる。バルブ規制部１２６は、複数の円環状の部材から構成している。バルブ規制部１２６は、複数枚のディスク１２５に当接してその開方向への規定以上

の変形を規制する。

[0056] 縮み側の減衰力発生機構 115 も、伸び側と同様、圧力制御型のバルブ機構である。縮み側の減衰力発生機構 115 は、軸方向のピストン 15 側から順に、複数枚のディスク 181 と、減衰バルブ本体 182 と、複数枚のディスク 183 と、シート部材 184 と、複数枚のディスク 185 と、バルブ規制部 186 とを有している。

[0057] シート部材 184 は、軸直交方向に沿う有孔円板状の底部 191 と、底部 191 の内周側に形成された軸方向に沿う円筒状の内側円筒状部 192 と、底部 191 の外周側に形成された軸方向に沿う円筒状の外側円筒状部 193 とを有している。底部 191 は、内側円筒状部 192 および外側円筒状部 193 に対し軸方向の一侧にずれている。底部 191 には、軸方向に貫通する複数の貫通孔 194 が形成されている。内側円筒状部 192 の内側には、軸方向の底部 191 側に先端ロッド 27 の取付軸部 59 を嵌合させる小径穴部 195 が形成されており、軸方向の底部 191 とは反対側に小径穴部 195 より大径の大径穴部 196 が形成されている。外側円筒状部 193 には、その軸方向の底部 191 側の端部に、環状のシート部 197 が形成されている。このシート部 197 に複数枚のディスク 185 が着座する。

[0058] シート部材 184 の底部 191 と内側円筒状部 192 と外側円筒状部 193 とで囲まれた底部 191 とは反対側の空間と貫通孔 194 とは、減衰バルブ本体 182 にピストン 15 の方向に圧力を加えるパイロット室（第 2 の通路）200 となっている。先端ロッド 27 の上記した通路穴 50 と、シート部材 184 の大径穴部 196 と、後述するディスク 183 に形成されたオリフィス 211 とが、ロッド内通路 32 とパイロット室 200 とに接続されて、このパイロット室 200 にロッド内通路 32 を介して上室 16 および下室 17 から油液を導入可能なパイロット室流入通路（第 2 の通路）201 を構成している。

[0059] 複数枚のディスク 181 は、ピストン 15 のシート部 118 よりも小径の外径を有する有孔円板状をなしている。減衰バルブ本体 182 は、ピストン

１５のシート部１１８に着座可能な有孔円板状のディスク２０５と、ディスク２０５のピストン１５とは反対の外周側に固着されたゴム材料からなる円環状のシール部材２０６とから構成されている。減衰バルブ本体１８２とピストン１５のシート部１１８とが、ピストン１５に設けられた通路１１２とシート部材１８４に設けられたパイロット室２００との間に設けられてピストン１５の縮み側へ移動によって生じる油液の流れを抑制して減衰力を発生させる縮み側の減衰バルブ２０７を構成している。よって、この減衰バルブ２０７はディスクバルブとなっている。なお、ディスク２０５には、ピストンロッド１８の取付軸部５９を挿通させる中央の孔以外に軸方向に貫通する部分は形成されていない。

[0060] シール部材２０６は、シート部材１８４の外側円筒状部１９３の内周面に接触して、減衰バルブ本体１８２とシート部材１８４の外側円筒状部１９３との隙間をシールする。よって、減衰バルブ本体１８２とシート部材１８４の間の上記したパイロット室２００は、減衰バルブ２０７の減衰バルブ本体１８２に、ピストン１５の方向つまりシート部１１８に当接する閉弁方向に内圧を作用させる。減衰バルブ２０７は、パイロット室２００を有するパイロットタイプの減衰バルブである。減衰バルブ本体１８２がピストン１５のシート部１１８から離座して開くと、通路１１２からの油液をピストン１５とシート部材１８４との間の径方向の通路２０８を介して上室１６に流す。

[0061] 複数枚のディスク１８３は、ディスク２０５よりも小径の有孔円板状をなしている。複数枚のディスク１８３のうちのシート部材１８４のものには開口部からなるオリフィス２１１が形成されている。このオリフィス２１１によって、上記したように、シート部材１８４の大径穴部１９６内とパイロット室２００とが連通する。

[0062] 複数枚のディスク１８５は、シート部材１８４のシート部１９７に着座可能な有孔円板状をなしている。複数枚のディスク１８５とシート部１９７とが、シート部材１８４に設けられたパイロット室２００と、上室１６との間の油液の流れを抑制する減衰バルブであるディスクバルブ２１３を構成して

いる。複数枚のディスク 185 のうちのシート部 197 側のものには、シート部 197 と当接状態にあってもパイロット室 200 を上室 16 に連通させる開口部からなるオリフィス 214 が形成されている。ディスクバルブ 213 は、複数枚のディスク 185 がシート部 197 から離座することでオリフィス 214 よりも広い通路面積でパイロット室 200 を上室 16 に連通させる。バルブ規制部 186 は、複数の円環状の部材から構成されている。バルブ規制部 186 は、複数枚のディスク 185 に当接してその開方向への規定以上の変形を規制する。

[0063] 先端ロッド 27 の先端のオネジ 62 には、ナット 220 が螺合されている。ナット 220 は、オネジ 62 に螺合されるメネジ 221 が内周部に形成されるとともに外周部にレンチ等の締結工具が装着される本体部 222 と、本体部 222 の軸方向一端側から径方向内方に延出する内フランジ部 223 とを有している。

[0064] ナット 220 は、その本体部 222 の内フランジ部 223 とは反対側をバルブ規制部 126 側にして先端ロッド 27 に螺合される。ナット 220 は、締め付けられると、バルブ規制部 126、複数枚のディスク 125、シート部材 124、複数枚のディスク 123、減衰バルブ本体 122、複数枚のディスク 121、ピストン 15、複数枚のディスク 181、減衰バルブ本体 182、複数枚のディスク 183、シート部材 184、複数枚のディスク 185 およびバルブ規制部 186 のそれぞれの内周側を、先端ロッド 27 の中間軸部 58 の取付軸部 59 側の段面 225 との間に挟持する。

[0065] メータリングピン 31 は、図 2 に示すように、ベースバルブ 23 に支持される支持フランジ部 230 と、支持フランジ部 230 よりも小径で支持フランジ部 230 から軸方向に延出する大径軸部 232 と、大径軸部 232 の支持フランジ部 230 とは反対側から軸方向に延出するテーパ軸部 233 と、テーパ軸部 233 の大径軸部 232 とは反対側から軸方向に延出する小径軸部 234 とを有している。大径軸部 232 は一定径である。図 3 に示すように、小径軸部 234 は大径軸部 232 よりも小径の一定径である。テーパ軸

部 2 3 3 は、大径軸部 2 3 2 の小径軸部 2 3 4 側の端部に連続するとともに小径軸部 2 3 4 の大径軸部 2 3 2 側の端部に連続しており、これらを繋ぐように小径軸部 2 3 4 側ほど小径となるテーパ状をなしている。

[0066] メータリングピン 3 1 は、ナット 2 2 0 の内フランジ部 2 2 3 の内側と、ピストンロッド 1 8 の貫通穴 2 9 と挿入穴 2 8 とからなる挿入穴 3 0 に挿入されている。メータリングピン 3 1 は、ピストンロッド 1 8 との間にロッド内通路 3 2 を形成している。ナット 2 2 0 の内フランジ部 2 2 3 とメータリングピン 3 1 との隙間は、ロッド内通路 3 2 と下室 1 7 とを連通させるオリフィス（第 2 の通路） 2 3 5 となっている。このオリフィス 2 3 5 は、大径軸部 2 3 2 が内フランジ部 2 2 3 と軸方向位置を合わせると、通路面積が最も狭くなって実質的に油液の流通を規制する状態となる。また、オリフィス 2 3 5 は、小径軸部 2 3 4 が内フランジ部 2 2 3 と軸方向位置を合わせると、通路面積が最も広くなり、油液の流通を許容する状態となる。さらに、オリフィス 2 3 5 は、テーパ軸部 2 3 3 が内フランジ部 2 2 3 と軸方向位置を合わせると、テーパ軸部 2 3 3 の小径軸部 2 3 4 側ほど通路面積が徐々に広くなるように構成されている。ナット 2 2 0 はピストンロッド 1 8 と一体に移動することから、ナット 2 2 0 の内フランジ部 2 2 3 とメータリングピン 3 1 とが、ピストンロッド 1 8 の位置によりオリフィス 2 3 5 の通路面積を調整して減衰力を変更する通路面積調整機構（減衰力調整機構） 2 3 6 を構成している。オリフィス 2 3 5 は、ピストンロッド 1 8 の位置に応じて通路面積が変化する可変オリフィスになっている。通路面積調整機構 2 3 6 は、言い換えれば、オリフィス 2 3 5 の通路面積をメータリングピン 3 1 により調整する。

[0067] ロッド内通路 3 2、通路 9 9 およびオリフィス 2 3 5 は、通路面積調整機構 1 0 1、2 3 6 を介して上室 1 6 と下室 1 7 との間を油液が流れるように連通させる。ピストンロッド 1 8 の位置により通路面積を調整する通路面積調整機構 1 0 1 が、通路 9 9 に設けられ、ピストンロッド 1 8 の位置により通路面積を調整する通路面積調整機構 2 3 6 がオリフィス 2 3 5 に設けられ

ている。

[0068] 上記通路面積調整機構 236 による、緩衝器 5 のストローク位置に対するオリフィス 235 の通路面積は、図 5 に示す破線のように変化する。つまり、オリフィス 235 の通路面積は、縮み側の所定位置 S1 よりも縮み側では、内フランジ部 223 と大径軸部 232 とが軸方向位置を合わせることで最小の一定値となる。オリフィス 235 の通路面積は、所定位置 S1 から中立位置を挟んで伸び側の所定位置 S2 までは内フランジ部 223 とテーパ軸部 233 とが軸方向位置を合わせることで伸び側ほど比例的に大きくなり、この所定位置 S2 から伸び側では内フランジ部 223 と小径軸部 234 とが軸方向位置を合わせることで最大の一定値となる。

[0069] 図 2 に示すように、外筒 12 の底部とシリンダ 11 との間には、上記したベースバルブ 23 が設けられている。このベースバルブ 23 は、下室 17 とリザーバ室 13 とを仕切る略円板状のベースバルブ部材 241 と、このベースバルブ部材 241 の下側つまりリザーバ室 13 側に設けられるディスク 242 と、ベースバルブ部材 241 の上側つまり下室 17 側に設けられるディスク 243 と、ベースバルブ部材 241 にディスク 242 およびディスク 243 を取り付ける取付ピン 244 と、ベースバルブ部材 241 の外周側に装着される係止部材 245 と、メータリングピン 31 の支持フランジ部 230 を支持する支持板 246 とを有している。取付ピン 244 は、ディスク 242 およびディスク 243 の径方向中央側をベースバルブ部材 241 との間で挟持する。

[0070] ベースバルブ部材 241 は、径方向の中央に取付ピン 244 が挿通されるピン挿通孔 248 が形成されている。このピン挿通孔 248 の外側に、下室 17 とリザーバ室 13 との間で油液を流通させる複数の通路穴 249 が形成されている。これら通路穴 249 の外側に、下室 17 とリザーバ室 13 との間で油液を流通させる複数の通路穴 250 が形成されている。リザーバ室 13 側のディスク 242 は、下室 17 から内側の通路穴 249 を介してリザーバ室 13 への油液の流れを許容する一方で、リザーバ室 13 から下室 17 へ

の内側の通路穴 249 を介しての油液の流れを規制する。ディスク 243 は、リザーバ室 13 から外側の通路穴 250 を介して下室 17 への油液の流れを許容する一方で、下室 17 からリザーバ室 13 への外側の通路穴 250 を介しての油液の流れを規制する。

[0071] ディスク 242 は、ベースバルブ部材 241 とによって、縮み行程において開弁して下室 17 からリザーバ室 13 に油液を流すとともに減衰力を発生する縮み側の減衰バルブ 252 を構成している。ディスク 243 は、ベースバルブ部材 241 とによって、伸び行程において開弁してリザーバ室 13 から下室 17 内に油液を流すサクションバルブ 253 を構成している。なお、サクションバルブ 253 は、ピストン 15 に設けられた縮み側の減衰力発生機構 115 との関係から、主としてピストンロッド 18 のシリンダ 11 への進入により生じる液の余剰分を排出するように下室 17 からリザーバ室 13 に実質的に減衰力を発生させることなく液を流す機能を果たす。

[0072] 係止部材 245 は、筒状をなしており、その内側にベースバルブ部材 241 を嵌合させる。ベースバルブ部材 241 は、この係止部材 245 を介してシリンダ 11 の下端の内周部に嵌合している。係止部材 245 のピストン 15 側の端部には径方向内側に延出する係止フランジ部 255 が形成されている。支持板 246 は、外周部が係止フランジ部 255 のピストン 15 とは反対側に係止され、内周部がメータリングピン 31 の支持フランジ部 230 のピストン 15 側に係止されている。これにより、係止部材 245 および支持板 246 がメータリングピン 31 の支持フランジ部 230 を取付ピン 244 に当接する状態に保持する。

[0073] 以上の構成の緩衝器 5 の油圧回路図を図 6 に示す。つまり、上室 16 および下室 17 の間に並列に、伸び側の減衰力発生機構 114 および縮み側の減衰力発生機構 115 が設けられている。ロッド内通路 32 が、リバウンドスプリング 38 で制御されるオリフィス 98 を介して上室 16 に連通するとともに、メータリングピン 31 で制御されるオリフィス 235 を介して下室 17 に連通している。そして、伸び側の減衰力発生機構 114 のパイロット室

１４０が、ロッド内通路３２にオリフィス１５１を介して連通している。縮み側の減衰力発生機構１１５のパイロット室２００が、ロッド内通路３２にオリフィス２１１を介して連通している。

[0074] 緩衝器５は、ピストンロッド１８が最大長側所定位置（第１の所定位置）よりもシリンダ１１の外部へ延出される最大長側所定範囲では、緩衝体３９がロッドガイド２１に当接し、リバウンドスプリング３８を含むバネ機構１００が縮長している。これにより、図３および図４のいずれも中心線から左側に示すように、通路面積調整機構１０１が、バネ機構１００の伝達部材７１によってウエーブバネ７２を押し潰して開閉ディスク８６を当接ディスク８８に当接させて通路９９を閉塞させる。また、この最大長側所定範囲では、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の小径軸部２３４の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせてオリフィス２３５の通路面積を最大にする。この最大長側所定範囲では、ロッド内通路３２が上記オリフィス２３５を介して下室１７に連通し、伸び側の減衰力発生機構１１４のパイロット室１４０と、縮み側の減衰力発生機構１１５のパイロット室２００とが、オリフィス２３５、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路１４１，２０１を介して共に下室１７に連通する。

[0075] この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の外部へ延出される伸び行程では、ピストン１５が上室１６側に移動し、上室１６の圧力が上がり下室１７の圧力が下がる。すると、上室１６の圧力が、ピストン１５に形成された伸び側の通路１１１を介して伸び側の減衰力発生機構１１４の減衰バルブ１４７の減衰バルブ本体１２２に作用する。このとき、減衰バルブ本体１２２にシート部１１７の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室１４０は、オリフィス２３５、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路１４１を介して下室１７に連通しているため、下室１７に近い圧力状態となって、パイロット圧が下がる。よって、減衰バルブ本体１２２は、受ける差圧が大きくなり、比較的容易にシート部１１７から離れるように開いて、ピストン１５とシート部材１２４との間の径方向の通路１

４８を介して下室１７側に油液を流す。これにより、減衰力は下がる。つまり、伸び側減衰力がソフトの状態となる。

[0076] また、この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の内部へ進入される縮み行程では、ピストン１５が下室１７側に移動し、下室１７の圧力が上がり上室１６の圧力が下がる。すると、下室１７の油圧がピストン１５に形成された縮み側の通路１１２を介して縮み側の減衰力発生機構１１５の減衰バルブ２０７の減衰バルブ本体１８２に作用する。このとき、減衰バルブ本体１８２にシート部１１８の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室２００は、オリフィス２３５、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路２０１を介して下室１７に連通している。このため、パイロット室２００は下室１７に近い圧力状態となり、下室１７の圧力上昇と共にパイロット圧も上昇する。

[0077] この状態では、ピストン速度が遅い時、パイロット室２００の圧力上昇が下室１７の圧力上昇に追従可能であるため、減衰バルブ本体１８２は、受ける差圧が小さくなり、シート部１１８から離れにくい状態になる。よって、下室１７からの油液は、オリフィス２３５、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路２０１からパイロット室２００を通り、ディスクバルブ２１３の複数枚のディスク１８５のオリフィス２１４を介して上室１６に流れ、オリフィス特性（減衰力がピストン速度の２乗にほぼ比例する）の減衰力が発生する。このため、ピストン速度に対する減衰力の特性は、ピストン速度の上昇に対して比較的減衰力の上昇率が高くなる。

[0078] また、ピストン速度が上記より速い時でも、減衰バルブ本体１８２がシート部１１８から離れにくい状態であり、下室１７からの油液は、オリフィス２３５、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路２０１からパイロット室２００を通り、ディスクバルブ２１３の複数枚のディスク１８５を開きながら、シート部１１８と複数枚のディスク１８５との間を通過して、上室１６に流れる。これにより、バルブ特性（減衰力がピストン速度にほぼ比例する）の減衰力が発生する。このため、ピストン速度に対する減衰力の特性は

、ピストン速度の上昇に対して減衰力の上昇率はやや下がることになる。

以上により、縮み行程の減衰力は、伸び行程の減衰力に比べて高くなり、縮み側減衰力がハードの状態となる。

[0079] なお、最大長側所定範囲の縮み行程であっても、路面の段差等により生じるインパクトショック発生時等において、ピストン速度がさらに高速の領域になると、パイロット室200の圧力上昇が下室17の圧力上昇に追従できなくなる。これにより、縮み側の減衰力発生機構115の減衰バルブ207の減衰バルブ本体182に作用する差圧による力の関係は、ピストン15に形成された通路112から加わる開方向の力がパイロット室200から加わる閉方向の力よりも大きくなる。よって、この領域では、ピストン速度の増加に伴い減衰バルブ207が開いて減衰バルブ本体182がシート部118から離れる。これにより、ディスクバルブ213のシート部197と複数枚のディスク185との間を通る上室16への流れに加え、ピストン15とシート部材184との間の径方向の通路208を介して上室16に油液を流すため、減衰力の上昇が抑えられる。このときのピストン速度に対する減衰力の特性は、ピストン速度の上昇に対して減衰力の上昇率がほとんどない。よって、ピストン速度が速く周波数が比較的高い、路面の段差等により生じるインパクトショック発生時等において、上記のようにピストン速度の増加に対する減衰力の上昇を抑えることで、ショックを十分に吸収する。

[0080] 以上、ピストンロッド18が最大長側所定位置よりもシリンダ11の外部へ延出される最大長側所定範囲は、図7の位置S4よりも伸び側（図7の右側）の範囲であり、図7に実線で示すように伸び側減衰力がソフトの状態となり、図7に破線で示すように縮み側減衰力がハードの状態となる最大長側特性（第1の特性）となる。図8に実線で示すように、ピストン速度が遅い場合も速い場合も、伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる最大長側特性となる。

[0081] 他方、ピストンロッド18が最小長側所定位置（第2の所定位置）よりもシリンダ11の内部へ進入される最小長側所定範囲では、リバウンドスプリ

ング３８が縮長せず、図３および図４の中心線から右側に示すように、通路面積調整機構１０１は、リバウンドスプリング３８を含むバネ機構１００により押圧されずに開閉ディスク８６を当接ディスク８８から離間させて通路９９のオリフィス９８の通路面積を最大にする。また、最小長側所定範囲では、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の大径軸部２３２の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせてオリフィス２３５を閉塞させる。この最小長側所定範囲では、ロッド内通路３２が上記通路９９を介して上室１６に連通し、伸び側の減衰力発生機構１１４のパイロット室１４０と、縮み側の減衰力発生機構１１５のパイロット室２００とが、ロッド内通路３２を介して共に上室１６に連通する。

[0082] この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の外部へ延出される伸び行程では、ピストン１５が上室１６側に移動し、上室１６の圧力が上がり下室１７の圧力が下がる。すると、上室１６の圧力が、ピストン１５に形成された伸び側の通路１１１を介して伸び側の減衰力発生機構１１４の減衰バルブ１４７の減衰バルブ本体１２２に作用する。このとき、減衰バルブ本体１２２にシート部１１７の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室１４０は、通路９９、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路１４１を介して上室１６に連通している。このため、パイロット室１４０は上室１６に近い圧力状態となり、上室１６の圧力上昇と共にパイロット圧も上昇する。

[0083] この状態では、ピストン速度が遅い時、パイロット室１４０の圧力上昇が上室１６の圧力上昇に追従可能であるため、減衰バルブ本体１２２は、受ける差圧が小さくなり、シート部１１７から離れにくい状態になる。よって、上室１６からの油液は、通路９９およびロッド内通路３２およびパイロット室流入通路１４１からパイロット室１４０を通り、ディスクバルブ１５３の複数枚のディスク１２５のオリフィス１５４を介して下室１７に流れ、オリフィス特性（減衰力がピストン速度の２乗にほぼ比例する）の減衰力が発生する。このため、ピストン速度に対する減衰力の特性は、ピストン速度の上

昇に対して比較的減衰力の上昇率が高くなる。

- [0084] また、ピストン速度が上記より速い時でも、減衰バルブ本体 1 2 2 はシート部 1 1 7 から離れない。上室 1 6 からの油液は、通路 9 9、ロッド内通路 3 2 およびパイロット室流入通路 1 4 1 からパイロット室 1 4 0 を通り、ディスクバルブ 1 5 3 の複数枚のディスク 1 2 5 を開きながら、シート部 1 3 7 と複数枚のディスク 1 2 5 との間を通過して、下室 1 7 に流れる。これにより、バルブ特性（減衰力がピストン速度にほぼ比例する）の減衰力が発生する。このため、ピストン速度に対する減衰力の特性は、ピストン速度の上昇に対して減衰力の上昇率はやや下がることになる。

以上により、伸び行程の減衰力は高くなり、伸び側減衰力がハードの状態となる。

- [0085] また、この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド 1 8 がシリンダ 1 1 の内部へ進入される縮み行程では、ピストン 1 5 が下室 1 7 側に移動し、下室 1 7 の圧力が上がり上室 1 6 の圧力が下がる。すると、下室 1 7 の油圧がピストン 1 5 に形成された縮み側の通路 1 1 2 を介して縮み側の減衰力発生機構 1 1 5 の減衰バルブ 2 0 7 の減衰バルブ本体 1 8 2 に作用する。このとき、減衰バルブ本体 1 8 2 にシート部 1 1 8 の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室 2 0 0 は、通路 9 9、ロッド内通路 3 2 およびパイロット室流入通路 2 0 1 を介して上室 1 6 に連通しているため、上室 1 6 に近い圧力状態となり、パイロット圧が下がる。よって、減衰バルブ本体 1 8 2 は、受ける差圧が大きくなり、比較的容易にシート部 1 1 8 から離れるように開いて、ピストン 1 5 とシート部材 1 8 4 との間の径方向の通路 2 0 8 を介して上室 1 6 側に油液を流す。

以上により、縮み行程の減衰力は、伸び行程の減衰力に比べて減衰力が低くなり、縮み側減衰力がソフトの状態となる。

- [0086] 以上、ピストンロッド 1 8 が最小長側所定位置よりもシリンダ 1 1 の内部へ進入される最小長側所定範囲は、図 7 の位置 S 1 よりも縮み側（図 7 の左側）の範囲であり、図 7 に実線で示すように伸び側減衰力がハードの状態と

なり、図 7 に破線で示すように縮み側減衰力がソフトの状態となる最小長側特性（第 2 の特性）となる。図 8 に破線で示すように、ピストン速度が遅い場合も速い場合も、伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる最小長側特性となる。また、例えば中立位置にあるとき、図 8 に伸び側を二点鎖線で、縮み側を破線で示すように、ピストン速度が遅い場合も速い場合も、伸び側減衰力がミディアムの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる。

[0087] 上記した緩衝器 5 は、四輪すべてにそれぞれ一本ずつ設けられる。このように設けられた緩衝器 5 は、それぞれが以上に述べた位置感応の減衰力変化特性を持つ。

[0088] シリンダ装置 6 は、図 9 A～図 9 D に示すように、作動流体としての油液が封入されるシリンダ 501 と、シリンダ 501 内に摺動可能に嵌装され、シリンダ 501 内を上室 502 および下室 503 の 2 室に区画するピストン 504 と、ピストン 504 に連結されると共にシリンダ 501 の外部に延出されるピストンロッド 505 とを有している。シリンダ装置 6 は、例えば、シリンダ 501 のピストンロッド 505 が延出する側とは反対側が図 1 に示す車体 2 に連結され、ピストンロッド 505 のシリンダ 501 から延出する部分が車輪 3 に連結される。

[0089] 上記したシリンダ装置 6 は、緩衝器 5 とは別に、四輪すべてにそれぞれ一本ずつ設けられる。図 9 A～図 9 D に示すように、四つのシリンダ装置 6（FL）、6（FR）、6（RL）、6（RR）は、互いに連結されて作用力調整機構 500 を構成する。

[0090] 作用力調整機構 500 は、左前輪に設けられるシリンダ装置 6（FL）の上室 502 と、右前輪に設けられるシリンダ装置 6（FR）の下室 503 とを連通させる配管 506（F）と、シリンダ装置 6（FL）の下室 503 と、シリンダ装置 6（FR）の上室 502 とを連通させる配管 507（F）とを有している。また、作用力調整機構 500 は、左後輪に設けられるシリンダ装置 6（RL）の上室 502 と、右後輪に設けられるシリンダ装置 6（R

R)の下室503とを連通させる配管506(R)と、シリンダ装置6(RL)の下室503と、シリンダ装置6(RR)の上室502とを連通させる配管507(R)とを有している。

[0091] 加えて、作用力調整機構500は、配管506(F)と配管506(R)とを連通させる配管508と、配管507(F)と配管507(R)とを連通させる配管509と、配管508に設けられるアキュムレータ510と、配管509に設けられるアキュムレータ511とを有している。作用力調整機構500は、外部エネルギーを必要としない油圧の閉回路を構成している。

[0092] 以上の作用力調整機構500は、車両がバウンスする場合には、図9Aに示すように、左右の前輪側では、シリンダ装置6(FL)が縮むことでその上室502が縮小しその下室503が拡大する方向にこれらの間のピストン504が移動する状態となる。また、シリンダ装置6(FR)が縮むことでその上室502が縮小しその下室503が拡大する方向にこれらの間のピストン504が移動する状態となる。このとき、シリンダ装置6(FL)の上室502とシリンダ装置6(FR)の下室503とが配管506(F)で連通しており、シリンダ装置6(FL)の下室503とシリンダ装置6(FR)の上室502とが配管507(F)で連通しているため、上記ピストン504の移動によりシリンダ装置6(FL)の上室502から排出された油液がシリンダ装置6(FR)の下室503に導入され、シリンダ装置6(FR)の上室502から排出された油液がシリンダ装置6(FL)の下室503に導入される。

[0093] 左右の後輪側でも、シリンダ装置6(RL)が縮むことでその上室502が縮小しその下室503が拡大する方向にこれらの間のピストン504が移動する状態となる。また、シリンダ装置6(RR)が縮むことでその上室502が縮小しその下室503が拡大する方向にこれらの間のピストン504が移動する状態となる。このとき、シリンダ装置6(RL)の上室502とシリンダ装置6(RR)の下室503とが配管506(R)で連通しており、シリンダ装置6(RL)の下室503とシリンダ装置6(RR)の上室5

０２とが配管５０７（Ｒ）で連通しているため、上記ピストン５０４の移動によりシリンダ装置６（ＲＬ）の上室５０２から排出された油液がシリンダ装置６（ＲＲ）の下室５０３に導入され、シリンダ装置６（ＲＲ）の上室５０２から排出された油液がシリンダ装置６（ＲＬ）の下室５０３に導入される。

[0094] このように、左右の前輪に路面から同相の入力があり、左右の後輪に路面から同相の入力がある、左右のシリンダ装置６（ＦＬ）、６（ＦＲ）が同相に作動し、左右のシリンダ装置６（ＲＬ）、６（ＲＲ）が同相に作動するバウンス時には、左右のシリンダ装置６（ＦＬ）、６（ＦＲ）間で油液が行き来し、左右のシリンダ装置６（ＲＬ）、６（ＲＲ）で油液が行き来するのみであり、アキュムレータ５１０、５１１に油液が出入りすることはない。よって、シリンダ装置６（ＦＬ）、６（ＦＲ）、６（ＦＬ）、６（ＦＲ）の油液が流入する側の下室５０３および油液が流出する側の上室５０２に反力が生じることはなく、シリンダ装置６（ＦＬ）、６（ＦＲ）、６（ＦＬ）、６（ＦＲ）が車体２と車輪３との間に作用力を発生させることはない。したがって、車体２と車輪３との間には、基本的に緩衝器５による作用力が働く。

[0095] また、作用力調整機構５００は、車両がピッチする場合には、図９Ｂに示すように、左右の前輪側では、シリンダ装置６（ＦＬ）、６（ＦＲ）が上記バウンス時と同様に作動する一方、左右の後輪側では、シリンダ装置６（ＲＬ）が伸びることでその下室５０３が縮小しその上室５０２が拡大する方向にこれらの間のピストン５０４が移動する状態となる。また、シリンダ装置６（ＲＲ）が伸びることでその下室５０３が縮小しその上室５０２が拡大する方向にこれらの間のピストン５０４が移動する状態となる。このときも、配管５０７（Ｒ）によって、シリンダ装置６（ＲＬ）の下室５０３から排出された油液がシリンダ装置６（ＲＲ）の上室５０２に導入され、配管５０６（Ｒ）によって、シリンダ装置６（ＲＲ）の下室５０３から排出された油液がシリンダ装置６（ＲＬ）の上室５０２に導入される。

[0096] このように、左右の前輪に路面から同相の入力があり、左右の後輪に路面から同相の入力がある、左右のシリンダ装置 6 (FL), 6 (FR) が同相に作動し、左右のシリンダ装置 6 (RL), 6 (RR) が同相に作動するピッチ時にも、左右のシリンダ装置 6 (FL), 6 (FR) 間で油液が行き来し、左右のシリンダ装置 6 (RL), 6 (RR) で油液が行き来するのみであり、アキュムレータ 510, 511 に油液が出入りすることはない。よって、作用力調整機構 500 のシリンダ装置 6 (FL), 6 (FR), 6 (RL), 6 (RR) が、車体 2 と車輪 3 との間に作用力を発生させることはない。したがって、車体 2 と車輪 3 との間の作用力を、基本的に四輪それぞれに設けられた緩衝器 5 が調整する。

[0097] また、作用力調整機構 500 は、車両がロールする場合には、左側の前後輪に路面から同相の入力があり、右側の前後輪に路面から同相の入力がある、図 9C に示すように、左右の前輪側では、例えば、シリンダ装置 6 (FL) が伸びることでその下室 503 が縮小しその上室 502 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。一方、シリンダ装置 6 (FR) が縮むことでその上室 502 が縮小しその下室 503 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。また、左右の後輪側でも、シリンダ装置 6 (RL) が伸びることでその下室 503 が縮小しその上室 502 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。一方、シリンダ装置 6 (RR) が縮むことでその上室 502 が縮小しその下室 503 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。

[0098] このとき、共に拡大するシリンダ装置 6 (FL) の上室 502 とシリンダ装置 6 (FR) の下室 503 とが配管 506 (F) で連通し、共に拡大するシリンダ装置 6 (RL) の上室 502 とシリンダ装置 6 (RR) の下室 503 とが配管 506 (R) で連通し、配管 506 (F), 506 (R) が配管 508 で連通しているため、不足する油液がアキュムレータ 510 から排出される。また、共に縮小するシリンダ装置 6 (FL) の下室 503 とシリン

ダ装置 6 (FR) の上室 502 とが配管 507 (F) で連通し、共に縮小するシリンダ装置 6 (RL) の下室 503 とシリンダ装置 6 (RR) の上室 502 とが配管 507 (R) で連通し、配管 507 (F), 507 (R) が配管 509 で連通しているため、排出された油液がアキュムレータ 511 に導入される。アキュムレータ 510, 511 は、油液の流通を制限する構造になっているため、シリンダ装置 6 (FL), 6 (FR), 6 (RL), 6 (RR) にはそれぞれの作動に抵抗力が生じる。これにより、作用力調整機構 500 は、車体 2 と車輪 3 との間のロール方向の作用力を調整することになる。具体的には、車体 2 の水平方向の加速度によって生じるロールを抑えるように、ロール剛性を高くするように調整する。

[0099] また、作用力調整機構 500 は、車両が前後で逆方向にロールする場合には、図 9D に示すように、左右の前輪側では、例えば、シリンダ装置 6 (FL) が縮むことでその上室 502 が縮小しその下室 503 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。一方、シリンダ装置 6 (FR) が伸びることでその下室 503 が縮小しその上室 502 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。また、左右の後輪側では、逆に、シリンダ装置 6 (RL) が伸びることでその下室 503 が縮小しその上室 502 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。一方、シリンダ装置 6 (RR) が縮むことでその上室 502 が縮小しその下室 503 が拡大する方向にこれらの間のピストン 504 が移動する状態となる。

[0100] このとき、共に拡大するシリンダ装置 6 (FL) の下室 503 とシリンダ装置 6 (FR) の上室 502 とが配管 507 (F) で連通し、共に縮小するシリンダ装置 6 (RL) の下室 503 とシリンダ装置 6 (RR) の上室 502 とが配管 507 (R) で連通し、配管 507 (F), 507 (R) が配管 509 で連通しているため、前のシリンダ装置 6 (FL), 6 (FR) および後のシリンダ装置 6 (RL), シリンダ装置 6 (RR) 間で油液が行き来する。また、共に縮小するシリンダ装置 6 (FL) の上室 502 とシリンダ

装置 6 (F R) の下室 5 0 3 とが配管 5 0 6 (F) で連通し、共に拡大するシリンダ装置 6 (R L) の上室 5 0 2 とシリンダ装置 6 (R R) の下室 5 0 3 とが配管 5 0 6 (R) で連通し、配管 5 0 6 (F) , 5 0 6 (R) が配管 5 0 8 で連通しているため、前のシリンダ装置 6 (F L) , 6 (F R) および後のシリンダ装置 6 (R L) , シリンダ装置 6 (R R) 間で油液が行き来する。よって、アキュムレータ 5 1 0 , 5 1 1 に油液が出入りすることはない。作用力調整機構 5 0 0 のシリンダ装置 6 (F L) , 6 (F R) , 6 (R L) , 6 (R R) が、車体 2 と車輪 3 との間に作用力を発生させることはない。よって、車体 2 と車輪 3 との間の作用力を、基本的に四輪それぞれに設けられた緩衝器 5 が調整する。

[0101] 上記した特許文献 1 , 2 に記載のものは、位置感応型の緩衝器であるが、この緩衝器を用いても車両の乗り心地向上および操縦安定性向上の観点から改善の余地があった。

[0102] 以上に述べた第 1 実施形態のサスペンション装置 1 は、四輪それぞれの緩衝器 5 において、ピストンロッド 1 8 が最大長側所定位置よりもシリンダ 1 1 の外部へ延出される最大長側所定範囲で、伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる最大長側特性と、ピストンロッド 1 8 が最小長側所定位置よりもシリンダ 1 1 の内部へ進入される最小長側所定範囲で、伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる最小長側特性とを得ることができる。このため、種々の路面（特に悪路）に対して搭載車両の乗り心地が良好になる。つまり、緩衝器 5 に上記最大長側特性および最小長側特性が得られることで、バネ上を加振する力を小さく（つまりソフト）し、バネ上を制振する力を大きく（つまりハード）することができ、電子制御なしでスカイフック制御のような上質の乗り心地が得られる。位置感応型の緩衝器 5 の上記特性をまとめると図 1 0 に示すものになる。図 1 1 には搭載車両の悪路走行時の乗り心地の効果を説明するためのバネ上加速度を示す。図 1 1 に破線で示す位置感応の機能がない場合に対して、図 1 1 に実線で示す位置感応の機能を有する第 1 実施形態の緩

衝器 5 によれば、特に周波数が $f_1 \sim f_2$ の範囲でバネ上加速度が下がっていることがわかる。これは、バネ上の動きが小さくなり、乗り心地が向上していることを示している。

[0103] 位置感応型の緩衝器 5 においては、最大長側所定範囲では伸び側減衰力がソフトの状態となり、最小長側所定範囲では縮み側減衰力がソフトの状態となる。このため、例えば良路でのコーナー進入時等において、車体 2 に水平方向の加速度が生じてロールが生じ、路面から前後同相の振幅小の入力があると、ロールを抑える作用力は弱くなる。これに対して、第 1 実施形態のサスペンション装置 1 は、車体 2 のロール方向の作用力を調整可能な作用力調整機構 500 を別途備えている。この作用力調整機構 500 が車体 2 のロールを抑えるように、ロール剛性を調整するため、ロールを抑えることができる。したがって、操縦安定性を向上できる。例えば、図 12 に示すように、搭載車両の時速 60 km での走行中のレーンチェンジ時に、破線で示す作用力調整機構を設けないロール剛性が低い車両よりも、実線で示す作用力調整機構 500 を設けたロール剛性が高い車両の方が、ロールレイトが小さくなる。このように、ロールレイトが小さくなると、ロール感を抑えることができ、操縦安定性を向上させることができる。なお、上記したバウンスが生じる例えば波状路走行時等には、左右同相で振幅が大きい路面入力となるため、作用力調整機構 500 は、上記のように作用力を発生させることはない。よって、位置感応型の緩衝器 5 による乗り心地向上を阻害することはない。また、車両が前後で逆方向にロールする場合も、作用力調整機構 500 は、上記のように作用力を発生させることはない。よって、位置感応型の緩衝器 5 による乗り心地向上を阻害することはない。

[0104] 以上により、サスペンション装置 1 で搭載車両の乗り心地向上および操縦安定性向上を図ることができる。しかも、サスペンション装置 1 が、電子制御品ではないメカニカルな緩衝器 5 と同様のメカニカルな作用力調整機構 500 とで構成されるため、安価かつ長寿命であり、故障の頻度を減らすことができる。

[0105] また、位置感応の緩衝器 5 とロール方向の作用力を調整可能な作用力調整機構 500 とを組み合わせるため、これらは共に搭載車両のバネ上の無駄な動きを減らすことになり、車両の耐久性能を向上させることができる。その上、緩衝器 5 の伸び切り、縮み切りの頻度が格段に減るため、緩衝器 5 の品質向上を図ることができる。

[0106] また、上記した特許文献 1, 2 に記載のものは、位置感応型の緩衝器である。位置感応型の緩衝器は、ピストンに形成された通路を開閉するディスクバルブにスプリングのバネ荷重を直接負荷して開弁圧を上げる。このため、位置感応型の緩衝器において、伸び側の位置と、縮み側の位置とで、減衰力を調整できるようにするためには、スプリングが伸び側と縮み側とで 2 つ必要となってしまう。また、減衰力可変幅を大きくとるためには、バネレートを高くする必要があるが、バネレートを高くすれば、バネ反力の作用も大きくなり、減衰力の変化が急激になるだけでなく、ピストンロッド 18 のストロークが小さくなり、搭載車両の乗り心地が悪くなってしまう。また、減衰力可変幅を大きくし、反力を小さくする設定は出来ず、緩衝器の特性を自由に設計できないという問題があった。

[0107] これに対して、以上に述べた第 1 実施形態によれば、四輪それぞれの緩衝器 5 において、ピストンロッド 18 が最大長側所定位置よりもシリンダ 11 の外部へ延出される最大長側所定範囲で、伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる最大長側特性と、ピストンロッド 18 が最小長側所定位置よりもシリンダ 11 の内部へ進入される最小長側所定範囲で、伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる最小長側特性とを、ピストンロッド 18 の位置によってオリフィス 98 の通路面積を調整する通路面積調整機構 101 と、ピストンロッド 18 の位置によってオリフィス 235 の通路面積を調整する通路面積調整機構 236 とで得ることができる。このように、油液が流通するオリフィス 98, 235 の通路面積を調整するため、減衰力を滑らかに変化させることが可能となり、搭載車両の乗り心地がさらに良好になる。

[0108] また、緩衝器 5 は、設計段階においても、通路面積調整機構 101 においては、リバウンドスプリング 38 のバネレートは変えずに開閉ディスク 86 の特性や中間ディスク 87 の切欠 87A の面積を変えるのみで反力特性を殆ど変えずに減衰力特性を調整できる。また、通路面積調整機構 236 においては、メータリングピン 31 のプロフィールを変えることで、反力特性を変えずに減衰力特性を変えることができる。これにより、設計自由度も高まり、減衰特性のチューニングも容易に行うことができる。以下各実施の形態も同様の効果を有する。

[0109] また、緩衝器 5 においては、伸び側の通路 111 に設けられた減衰バルブ 147 のパイロット室 140 と、縮み側の通路 112 に設けられた減衰バルブ 207 のパイロット室 200 とに、通路 99、ロッド内通路 32、パイロット室流入通路 141、パイロット室流入通路 201 およびオリフィス 235 が接続されている。このため、通路面積調整機構 101、236 で減衰バルブ 147、207 のパイロット室 140、200 のパイロット圧を調整して減衰バルブ 147、207 の開弁圧を調整する。つまり、通路面積調整機構 101、236 は、ピストンロッド 18 の位置に感応して減衰バルブ 147、207 の開弁圧を調整する。したがって、減衰力をより滑らかに変化させることが可能となる。

[0110] また、緩衝器 5 は、通路面積調整機構 236 が、オリフィス 235 をメータリングピン 31 により調整するため、ピストンロッド 18 の位置に応じて通路面積を安定的に調整できる。したがって、安定した減衰力特性を得ることができる。

[0111] また、緩衝器 5 は、通路面積調整機構 101 が、シリンダ 11 内に設けられ一端が通路 99 を開閉する開閉ディスク 86 と当接可能であって他端がシリンダ 11 の端部側のロッドガイド 21 に当接可能なバネ機構 100 のバネ力で開閉ディスク 86 を閉弁方向に付勢するため、開閉ディスク 86 を閉弁方向に付勢するバネ機構 100 を、ピストンロッド 18 の伸び出しを規制する機構と兼用可能になる。

[0112] なお、メータリングピン 31 の径は上記のように、大径軸部 232 と小径軸部 234 との 2 段階に限られず、3 段階以上としても良い。例えば、大径軸部 232 と小径軸部 234 との間に大径軸部 232 よりも小径かつ小径軸部 234 よりも大径の一定径の中径軸部を設ければ、ピストンロッド 18 が最大長側所定位置と最小長側所定位置との間の中間所定範囲にあるときに、以下の特性が得られる。

[0113] ピストンロッド 18 が中間所定範囲にあるとき、最小長側所定範囲と同様、通路面積調整機構 101 が、バネ機構 100 により押圧せずに開閉ディスク 86 を当接ディスク 88 から離間させて通路 99 の通路面積を最大にしているものの、通路面積調整機構 236 が、メータリングピン 31 の中径軸部の軸方向位置に内フランジ部 223 を合わせていてオリフィス 235 の通路面積を最小長側所定範囲よりも広くする。この中間所定範囲では、パイロット室 140 およびパイロット室 200 の圧力は、最小長側所定範囲にあるときよりも下室 17 の圧力に近くなる。

[0114] よって、伸び行程では、パイロット室 140 の圧力が最小長側所定範囲よりも低くなる。このため、伸び側の減衰力発生機構 114 の減衰バルブ 147 の減衰バルブ本体 122 が受ける差圧が最小長側所定範囲よりも大きくなり、減衰力が最小長側所定範囲にあるときのハードの状態よりは低いが最大長側所定範囲にあるソフトの状態よりは高いミディアムの状態になる。他方、縮み行程では、通路面積調整機構 101 が、通路 99 の通路面積を最大にしているため、最小長側所定範囲と同様、減衰力が低く、ソフトの状態となる。

このように、中間所定範囲、つまり 1 G 位置の範囲での変化率を小さくすることにより、車両に乗る人数や積載する荷物によって変化する車両重量による減衰力変化率を小さくすることができる。

[0115] なお、車体のロール方向の作用力を調整可能な作用力調整機構 500 としては、懸架バネのバネ定数を変化させるもの、セミアクティブサスペンション、アクティブサスペンションのように緩衝器の減衰力を電子制御で可変さ

せるもの、スタビライザの剛性を可変させるもの等を用いることができる。コスト面を優先した場合等は、スタビライザの剛性を可変させるものを用いるのが好ましい場合もある。スタビライザの剛性を可変させるものとして、油圧パッシブ方式、油圧アクティブ方式、電動アクティブ方式がある。例えば、特開２００３－８０９１６号公報に開示されたスタビライザ装置や、特開２０１１－３１７３４号公報に開示されたスタビライザ装置を用いることが可能である。

[0116] 「第２実施形態」

次に、第２実施形態を主に図１３および図１４に基づいて第１実施形態との相違部分を中心に説明する。なお、第１実施形態と共通する部位については、同一称呼、同一の符号で表す。

[0117] 第２実施形態では、第１実施形態とは相違する緩衝器５を用いている。第２実施形態の緩衝器５は、まず、ピストンロッド１８が一部相違している。このピストンロッド１８は、第１実施形態のロッド本体２６および先端ロッド２７の様に分割されていない。また、外周側に第１実施形態のフランジ部５６は形成されておらず、かわりに別体のフランジ部材２７０が加締めにより取り付けられている。さらに、メータリングピン３１とでロッド内通路３２を形成する挿入穴２７１が一定径で形成されていて、通路穴４９，５１は挿入穴２７１に連通している。なお、第１実施形態の通路穴５０は形成されていない。

[0118] また、伝達部材７１の筒状部７６が軸方向に短く、第１実施形態の当接部８０は形成されていない。また、基板部７５とフランジ部材２７０との間にウエーブバネ７２が介装されている。さらに、ピストン側バネ受３５の円筒状の突出部６７が、伝達部材７１を越えてピストン１５側まで延出している。突出部６７には、径方向に貫通する通路穴２７２が複数形成されている。

[0119] 加えて、第２実施形態の緩衝器５には、複数枚のディスク８５、開閉ディスク８６、複数枚の中間ディスク８７、当接ディスク８８、通路形成部材８９、介在部９０およびナット９１は設けられていない。よって、ピストンロ

ッド１８には、ナット９１を螺合させるオネジ６１も形成されておらず、通路穴４９と段面２２５との間の距離も短くなっている。

[0120] また、第２実施形態の緩衝器５は、縮み側の減衰バルブ本体１８２、複数枚のディスク１８３、シート部材１８４およびバルブ規制部１８６が設けられていない。第２実施形態の緩衝器５においては、縮み側のディスク１８５が、ピストン１５のシート部１１８に直接当接して通路１１２を開閉する。つまり、縮み側のディスク１８５とピストン１５のシート部１１８とが減衰バルブであるディスクバルブ２１３を構成している。

[0121] そして、ピストンロッド１８の段面２２５と、ディスク１８５のピストン１５とは反対側との間に、押圧機構２７４が介装されている。この押圧機構２７４は、バネ受２７５とバネ受２７６とコイルスプリングからなる押圧バネ２７７とからなっている。

[0122] 第２実施形態の緩衝器５は、バネ受２７５が、円筒状部２８０と円筒状部２８０の軸方向の一端から径方向外方に延出するフランジ部２８１とを有している。バネ受２７５は、円筒状部２８０が、その内側にピストンロッド１８の取付軸部５９を挿通させた状態で、そのフランジ部２８１側の端部に段面２２５に当接している。円筒状部２８０の外周部は、フランジ部２８１側の大径部２８２とフランジ部２８１とは反対側の小径部２８３とからなっている。小径部２８３は大径部２８２よりも小径となっている。

[0123] バネ受２７６は、円筒状部２８６と、円筒状部２８６の軸方向の一端から径方向外方に延出するフランジ部２８７とを有している。フランジ部２８７には、径方向の中間位置に円環状をなして軸方向の円筒状部２８６とは反対側に突出する凸状部２８８が形成されている。バネ受２７６は、フランジ部２８７をピストン１５側に向けた状態で、円筒状部２８６において、バネ受２７５の小径部２８３に嵌合している。バネ受２７６は、この小径部２８３の範囲内で軸方向に移動可能となっている。

[0124] 押圧バネ２７７は、バネ受２７５のフランジ部２８１と、バネ受２７６のフランジ部２８７との間に介装されている。押圧バネ２７７は、バネ受２７

6を凸状部288において、ディスクバルブ213のディスク185にピストン15とは反対側から当接させる。また、ディスク185からピストン15とは反対方向の力を受けると、バネ受276は、押圧バネ277の付勢力に抗してバネ受275の小径部283を撓動してディスク185のシート部118から離れる方向への変形を許容する。

[0125] ピストンロッド18が突出方向に所定値以上移動すると、第1実施形態と同様、バネ機構（減衰力調整機構、バネ手段）100がリバウンドスプリング38を縮長させながらピストン側バネ受35をピストン15の方向に移動させる。このとき、図13に、図13の中心線から左側に示すように、ピストンロッド18に固定されたフランジ部材270が伝達部材71とでウェーブバネ72をその付勢力に抗して押し潰す。これにより、伝達部材71およびピストン側バネ受35を若干軸方向のフランジ部材270側に移動させる。これにより、ピストン側バネ受35の円筒状の突出部67が、バネ受276のフランジ部287に当接する。これにより、バネ機構100のリバウンドスプリング38の付勢力がディスクバルブ213のディスク185に閉弁方向に直接作用する。また、バネ機構100の付勢力が解除されると、ウェーブバネ72の付勢力によって図13の中心線から右側に示すように、伝達部材71およびピストン側バネ受35が若干軸方向のフランジ部材270とは反対側に移動する。これにより、バネ機構100のリバウンドスプリング38の付勢力がディスクバルブ213のディスク185に作用することがなくなる。つまり、バネ機構100は、減衰バルブであるディスクバルブ213の開度を調整可能となっている。

[0126] 以上の構成の第2実施形態の緩衝器5の油圧回路図を図14に示す。つまり、上室16および下室17の間に、第1実施形態の緩衝器5と同様の伸び側の減衰力発生機構114と、縮み側のディスクバルブ213とが並列で設けられている。そして、第1実施形態と同様に伸び側の減衰力発生機構114のパイロット室140がロッド内通路32にオリフィス151を介して連通する一方、縮み側のディスクバルブ213にリバウンドスプリング38の

付勢力が作用するように構成されている。

[0127] 第2実施形態の緩衝器5は、ピストンロッド18が最大長側所定位置よりもシリンダ11の外部へ延出される最大長側所定範囲では、リバウンドスプリング38を含むバネ機構100が縮長している。これにより、バネ機構100のピストン側バネ受35が、伝達部材71を介してウエーブバネ72をバネ受276との間で押し潰しており、ディスクバルブ213のディスク185を閉弁方向に付勢する。また、通路面積調整機構236が、メータリングピン31の小径軸部234の軸方向位置に内フランジ部223を合わせており、オリフィス235の通路面積を最大とする。この最大長側所定範囲では、ロッド内通路32がオリフィス235を介して下室17に連通する。他方で、ロッド内通路32は、ピストンロッド18のオリフィスとしての通路穴49を介して上室16に連通する。

[0128] この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド18がシリンダ11の外部へ延出される伸び行程では、ピストン15が上室16側に移動し、上室16の圧力が上がり下室17の圧力が下がる。すると、上室16の圧力が、ピストン15に形成された伸び側の通路111を介して伸び側の減衰力発生機構114の減衰バルブ147の減衰バルブ本体122に作用する。このとき、減衰バルブ本体122にシート部117の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室140は、オリフィス235、ロッド内通路32およびパイロット室流入通路141を介して下室17に連通するとともにロッド内通路32、ピストンロッド18の通路穴49およびピストン側バネ受35の通路穴272を介して上室16に連通している。このため、パイロット室140はこれらの中間の圧力状態となって、パイロット圧が下がる。よって、減衰バルブ本体122は、受ける差圧が大きくなり、比較的容易にシート部117から離れるように開いて、ピストン15とシート部材124との間の径方向の通路148を介して下室17側に油液を流す。これにより、減衰力は下がる。つまり、伸び側減衰力がソフトの状態となる。

[0129] また、この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド18がシリンダ1

１の内部へ進入される縮み行程では、ピストン１５が下室１７側に移動し、下室１７の圧力が上がり上室１６の圧力が下がる。すると、下室１７の油圧がピストン１５に形成された縮み側の通路１１２を介して縮み側のディスクバルブ２１３のディスク１８５に作用する。このとき、バネ機構１００がバネ受２７６を介してディスク１８５にシート部１１８の方向への付勢力を作用させているため、ディスクバルブ２１３が開弁しにくくなり、縮み側減衰力が伸び行程の伸び側減衰力に比べて高くなり、ハードの状態となる。

[0130] 他方、ピストンロッド１８が最小長側所定位置よりもシリンダ１１の内部へ進入される最小長側所定範囲では、リバウンドスプリング３８が縮長せず、ディスクバルブ２１３のディスク１８５は、リバウンドスプリング３８を含むバネ機構１００により押圧されない状態となる。また、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の大径軸部２３２の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせてオリフィス２３５を閉塞させる。この最小長側所定範囲では、ロッド内通路３２がピストンロッド１８の通路穴４９を介して上室１６に連通し、伸び側の減衰力発生機構１１４のパイロット室１４０が、ロッド内通路３２を介して上室１６のみに連通する。

[0131] この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の外部へ延出される伸び行程では、ピストン１５が上室１６側に移動し、上室１６の圧力が上がり下室１７の圧力が下がる。すると、上室１６の圧力が、ピストン１５に形成された伸び側の通路１１１を介して伸び側の減衰力発生機構１１４の減衰バルブ１４７の減衰バルブ本体１２２に作用する。このとき、減衰バルブ本体１２２にシート部１１７の方向へのパイロット圧を作用させるパイロット室１４０は、ピストンロッド１８の通路穴４９、ロッド内通路３２およびパイロット室流入通路１４１を介して上室１６に連通している。このため、パイロット室１４０は上室１６に近い圧力状態となり、上室１６の圧力上昇と共にパイロット圧も上昇する。

[0132] この状態では、第１実施形態の緩衝器５と同様、減衰バルブ本体１２２は、受ける差圧が小さくなり、シート部１１７から離れにくい状態になる。こ

れにより、伸び行程の減衰力は高くなり、伸び側減衰力がハードの状態となる。

[0133] また、この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド 18 がシリンダ 11 の内部へ進入される縮み行程では、ピストン 15 が下室 17 側に移動し、下室 17 の圧力が上がり上室 16 の圧力が下がる。すると、下室 17 の油圧がピストン 15 に形成された縮み側の通路 112 を介して縮み側のディスクバルブ 213 のディスク 185 に作用する。このとき、ディスク 185 は、リバウンドスプリング 38 を含むバネ機構 100 により押圧されない状態であるため、シート部 118 から離れ易くなり、縮み側の通路 112 の油液が、押圧機構 274 のバネ受 276 を押圧バネ 277 の付勢力に抗して移動させながらディスク 185 を開き、ピストン 15 とディスク 185 との隙間を介して上室 16 側に流れる。これにより、縮み行程の減衰力は、伸び行程の減衰力に比べて減衰力が低くなり、縮み側減衰力がソフトの状態となる。

[0134] 以上に述べた第 2 実施形態の緩衝器 5 によれば、位置感応の縮み側の減衰力特性を低コストで得ることができる。

[0135] 「第 3 実施形態」

次に、第 3 実施形態を主に図 15 および図 16 に基づいて第 2 実施形態との相違部分を中心に説明する。なお、第 2 実施形態と共通する部位については、同一呼称、同一の符号で表す。

第 3 実施形態では、第 2 実施形態の伝達部材 71、ウエーブバネ 72 および押圧機構 274 は設けられていない。さらに、図 15 では図示しない位置にフランジ部材 270 およびピストン側バネ受 35 が、ディスク 185 と離間するように設けられている。

[0136] そして、メータリングピン 31 の大径軸部 232 と小径軸部 234 との間に、大径軸部 232 より小径かつ小径軸部 234 より大径の一定径の中径軸部 560 が形成されている。大径軸部 232 と中径軸部 560 との間にテーパ軸部 561 が形成されている。中径軸部 560 と小径軸部 234 との間にテーパ軸部 562 が形成されている。テーパ軸部 561 は、大径軸部 232

の中径軸部５６０側の端部に連続するとともに中径軸部５６０の大径軸部２３２側の端部に連続しており、これらを繋ぐように中径軸部５６０側ほど小径となるテーパ状をなしている。テーパ軸部５６２は、中径軸部５６０の小径軸部２３４側の端部に連続するとともに小径軸部２３４の中径軸部５６０側の端部に連続しており、これらを繋ぐように小径軸部２３４側ほど小径となるテーパ状をなしている。

[0137] 以上の構成の第３実施形態の油圧回路図を図１６に示す。つまり、第２実施形態に対して、縮み側のディスクバルブ２１３にリバウンドスプリング３８の付勢力が作用しないように構成されている。

[0138] 第３実施形態の緩衝器は、ピストンロッド１８が最大長側所定位置よりもシリンダ１１の外部へ延出される最大長側所定範囲であっても、図示略のリバウンドスプリングがディスクバルブ２１３のディスク１８５を閉弁方向に付勢することはない。他方、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の小径軸部２３４の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせてオリフィス２３５の通路面積を最大とする。この最大長側所定範囲では、ロッド内通路３２がオリフィス２３５を介して下室１７に連通する。また、ピストンロッド１８のオリフィスとしての通路穴４９を介して上室１６に連通する。

[0139] この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の外部へ延出される伸び行程では、パイロット室１４０の圧力が上室１６と下室１７との中間になり、第２実施形態と同様に、減衰力は下がる。つまり、伸び側減衰力がソフトの状態となる。

[0140] また、この最大長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の内部へ進入される縮み行程では、ピストン１５が下室１７側に移動し、下室１７の圧力が上がり上室１６の圧力が下がる。すると、下室１７の油圧がピストン１５に形成された縮み側の通路１１２を介して縮み側のディスクバルブ２１３の、一方から上室１６の圧力を受けるディスク１８５に他方から作用する。その結果、ディスク１８５の差圧が大きくなり、ディスクバルブ２１３が開弁し易くなり、縮み側減衰力もソフトの状態となる。

[0141] 他方、ピストンロッド１８が最小長側所定位置よりもシリンダ１１の内部へ進入される最小長側所定範囲では、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の大径軸部２３２の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせてオリフィス２３５を閉塞させる。この最小長側所定範囲では、ロッド内通路３２がピストンロッド１８の通路穴４９を介して上室１６に連通し、伸び側の減衰力発生機構１１４のパイロット室１４０が、ロッド内通路３２を介して上室１６のみに連通する。

[0142] この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の外部へ延出される伸び行程では、ピストン１５が上室１６側に移動し、上室１６の圧力が上がり下室１７の圧力が下がる。このとき、第２実施形態と同様に、パイロット室１４０が上室１６に連通している。このため、パイロット室１４０は上室１６に近い圧力状態となり、減衰バルブ本体１２２は、差圧が小さくなる。これにより、伸び行程の減衰力は高くなり、伸び側減衰力がハードの状態となる。

[0143] また、この最小長側所定範囲にあって、ピストンロッド１８がシリンダ１１の内部へ進入される縮み行程では、ピストン１５が下室１７側に移動し、下室１７の圧力が上がり上室１６の圧力が下がる。すると、下室１７の油圧がピストン１５に形成された縮み側の通路１１２を介して縮み側のディスクバルブ２１３の、一方から上室１６の圧力を受けるディスク１８５に他方から作用する。その結果、ディスク１８５の差圧が大きくなり、ディスクバルブ２１３が開弁し易くなり、縮み側減衰力がソフトの状態となる。

[0144] また、ピストンロッド１８が最大長側所定位置と最小長側所定位置との間の中間所定範囲にあるときは、通路面積調整機構２３６が、メータリングピン３１の中径軸部５６０の軸方向位置に内フランジ部２２３を合わせていてオリフィス２３５の通路面積を最小長側所定範囲よりも広く最大長側所定位置よりも狭くする。この中間所定範囲では、パイロット室１４０の圧力は、最小長側所定範囲にあるときよりも上室１６の圧力に近くなる。

[0145] よって、伸び行程では、パイロット室１４０の圧力が最小長側所定範囲よ

りも高くなるため、伸び側の減衰力発生機構 1 1 4 の減衰バルブ 1 4 7 の減衰バルブ本体 1 2 2 が受ける差圧がやや小さくなる。このため、減衰力が最小長側所定範囲にあるときのハードの状態よりは低いが最大長側所定範囲にあるソフトの状態よりは高いミディアムの状態になる。他方、縮み行程では、最大長側所定位置および最小長側所定範囲と同様、減衰力が低く、縮み側減衰力がソフトの状態となる。

[0146] 以上の第 3 実施形態によれば、ピストンロッド 1 8 が最大長側所定位置よりもシリンダ 1 1 の外部へ延出される最大長側所定範囲で、伸び側減衰力および縮み側減衰力がともにソフトの状態となり、ピストンロッド 1 8 が最小長側所定位置よりもシリンダ 1 1 の内部へ進入される最小長側所定範囲では、伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる特性を、ピストンロッド 1 8 の位置によってオリフィス 2 3 5 の通路面積を調整する通路面積調整機構 2 3 6 で得ることができる。このように、作動流体が流通するオリフィス 2 3 5 の通路面積を調整するため、減衰力を滑らかに変化させることが可能となり、搭載車両の乗り心地が良好になる。

[0147] 「第 4 実施形態」

次に、第 4 実施形態を主に図 1 7 および図 1 8 に基づいて第 1 実施形態との相違部分を中心に説明する。なお、第 1 実施形態と共通する部位については、同一称呼、同一の符号で表す。

[0148] 第 4 実施形態では、第 1 実施形態とは相違する作用力調整機構 5 0 0 を用いている。第 4 実施形態の作用力調整機構 5 0 0 は、シリンダ装置 6 の上室 5 0 2 および下室 5 0 3 の油液の給排を制御する給排制御装置 6 0 0 が設けられている。シリンダ装置 6 (F L) を制御する給排制御装置 6 0 0 (F L) 、シリンダ装置 6 (F R) を制御する給排制御装置 6 0 0 (F R) 、シリンダ装置 6 (R L) を制御する給排制御装置 6 0 0 (R L) およびシリンダ装置 6 (R R) を制御する給排制御装置 6 0 0 (R R) は、これらを制御する制御装置 6 0 1 に接続されている。制御装置 6 0 1 には、車体 2 のロールおよびピッチを検出するための車速センサ、ステアリング舵角センサ等の各

種センサからの信号が入力されている。

[0149] 制御装置601は、車両がピッチすることを各種センサの信号から検出すると、シリンダ装置6（FL）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（FL）で制限し、シリンダ装置6（FR）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（FR）で制限し、シリンダ装置6（RL）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（RL）で制限し、シリンダ装置6（RR）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（RR）で制限してピッチを抑制する。

[0150] また、制御装置601は、車両がロールすることを各種センサの信号から検出すると、シリンダ装置6（FL）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（FL）で制限し、シリンダ装置6（FR）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（FR）で制限し、シリンダ装置6（RL）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（RL）で制限し、シリンダ装置6（RR）の上室502および下室503の油液の給排を給排制御装置600（RR）で制限してロールを抑制する。

[0151] つまり、第4実施形態の作用力調整機構500は、車体2のロール方向およびピッチ方向の両方の作用力を調整可能である。より具体的には、作用力調整機構500は、車体2の水平方向の加速度によって生じるロールおよびピッチの両方を抑えるように、ロール剛性およびピッチ剛性を調整する。なお、第4実施形態の作用力調整機構500であれば、ロールおよびピッチのいずれか一方のみを抑えるように、ロール剛性およびピッチ剛性のいずれか一方のみを調整することも可能である。なお、制御装置601は、バウンスが生じる例えば波状路走行時や、車両が前後で逆方向にロールする場合等には、給排制御装置600（FL）、600（FR）、600（RL）、600（RR）によってシリンダ装置6（FL）、6（FR）、6（RL）、6（RR）の上室502および下室503の油液の給排を制限せず、位置感応

型の緩衝器 5 による乗り心地向上を阻害しないようになっている。

[0152] ここで、第 4 実施形態の作用力調整機構 500 によって生じさせるロール剛性のステアリング舵角および車速に対する関係の一例を示すと図 18 に示すようになっている。例えば、ステアリングの舵角から、直進時の舵角が小さいときには、作用力調整機構 500 がロール剛性を低くし、コーナリング時に舵角が大きくなるに応じてロール剛性を徐々に上げる。これにより、コーナリング時のロール量およびロールレイトを抑えることができる。また、悪路走行時や小さい旋回半径でのコーナリング等の低速走行時（例えば 30 km/h 以下）は、舵角全域においてロール剛性を低めに設定し、舵角による変化代を大きくする。高速走行時（例えば 100 km/h 以上）は、舵角全域でロール剛性を高めに設定し変化代を小さくして、舵角が小さい領域でのロール剛性を高めに設定することで、高速走行時の直進性を上げる。

[0153] なお、作用力調整機構 500 の制御装置 601 に、車速センサ、ステアリング舵角センサに加えて、横加速度センサ、ヨーレイトセンサからの信号を入力するようにすれば、より高度なロール制御が可能となり、位置感応型の緩衝器 5 の機能による効果をより高めることができる。なお、横加速度センサは、アクティブ方式のスタビライザ装置等の一般的なロール制御システムに用いられている。ヨーレイトセンサは、車両安定制御システムに用いられるもので、具体的にはジャイロセンサである。

[0154] 以上に述べた実施形態によれば、車体と車輪との間に配置されるサスペンション装置は、作動流体が封入されたシリンダと、前記シリンダ内に摺動可能に嵌装され、該シリンダ内を 2 室に区画するピストンと、前記ピストンに連結されると共に前記シリンダの外部に延出されたピストンロッドと、前記ピストンの移動により前記 2 室間を作動流体が流れるように連通する通路と、前記通路に設けられ、前記ピストンの移動によって生じる前記作動流体の流れを抑制して減衰力を発生させる減衰力発生機構と、前記ピストンロッドが第 1 の所定位置よりも前記シリンダの外部へ延出される範囲で伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる第 1 の特性

、および、前記ピストンロッドが第2の所定位置よりも前記シリンダの内部へ進入される範囲で伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる第2の特性のうちの少なくともいずれか一方の特性となるよう、前記ピストンロッドの位置により減衰力を変更可能な減衰力調整機構と、を有する緩衝器と、前記車体のロール方向およびピッチ方向のうちの少なくともいずれか一方の作用力を調整可能な作用力調整機構と、を備えている。これにより、緩衝器がピストンロッドの位置により減衰力を変更可能となるため、搭載車両の乗り心地が良好になる。また、作用力調整機構が車体のロール方向およびピッチ方向のうちの少なくともいずれか一方の作用力を調整することで、車体のロールおよびピッチのうちの少なくともいずれか一方を低減でき、操縦安定性を向上できる。

[0155] また、前記作用力調整機構は、前記車体の水平方向の加速度によって生じるロールおよびピッチの少なくともいずれか一方を抑えるように、ロール剛性およびピッチ剛性のうちの少なくともいずれか一方を調整するため、操縦安定性を向上できる。

[0156] また、前記減衰力発生機構は、減衰バルブを有している。前記減衰力調整機構は、前記減衰バルブの開度を調整可能なバネ手段であるため、簡素な構造で、ピストンロッドの位置により減衰力を変更可能となる。

[0157] また、前記減衰力調整機構を介して前記2室間を作動流体が流れるように連通する第2の通路を設け、該第2の通路に、前記ピストンロッドの位置により通路面積を調整する通路面積調整機構を設けた。このため、簡素な構造で、緩衝器の減衰力を滑らかに変化させることが可能となる。

[0158] また、前記通路面積調整機構は、前記第2の通路をメータリングピンにより調整するため、ピストンロッドの位置に応じて通路面積を安定的に調整でき、安定した減衰力特性を得ることができる。

[0159] また、前記減衰力発生機構は、伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブである。伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブは、パイロット室を有するパイロットタイプの減衰バルブである

。前記第2の通路は、前記パイロット室に接続されている。このため、減衰力をより滑らかに変化させることが可能となる。

[0160] また、前記第2の通路は、逆止弁を有する伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の通路を有するため、逆止弁を用いて伸び側減衰力および縮み側減衰力の少なくとも一方を容易にソフトの状態にできる。

[0161] 上記各実施の形態は、緩衝器5が複筒式の油圧緩衝器である場合を例に示したが、これに限らず、外筒をなくしシリンダ11内の下室17の上室16とは反対側に摺動可能な区画体でガス室を形成するモノチューブ式の油圧緩衝器に用いてもよく、あらゆる緩衝器を用いることができる。また、緩衝器5の作動流体として油液以外に、水や空気を用いることもできる。

産業上の利用可能性

[0162] 上記したサスペンション装置によれば、車両の乗り心地向上および操縦安定性向上を図ることが可能となる。

符号の説明

- [0163]
- | | |
|---------------|--------------------|
| 1 | サスペンション装置 |
| 2 | 車体 |
| 3 | 車輪 |
| 5 | 緩衝器 |
| 11 | シリンダ |
| 15 | ピストン |
| 16 | 上室 |
| 17 | 下室 |
| 18 | ピストンロッド |
| 31 | メータリングピン |
| 32 | ロッド内通路（第2の通路） |
| 99 | 通路（第2の通路） |
| 100 | バネ機構（減衰力調整機構、バネ手段） |
| 101, 236, 343 | 通路面積調整機構（減衰力調整機構） |

- 1 1 1, 1 1 2 通路
- 1 1 4, 1 1 5 減衰力発生機構
- 1 4 0, 2 0 0 パイロット室（第 2 の通路）
- 1 4 1, 2 0 1 パイロット室流入通路（第 2 の通路）
- 1 4 7, 2 0 7 減衰バルブ
- 1 5 3 ディスクバルブ
- 2 1 3 ディスクバルブ（減衰バルブ）
- 2 3 5 オリフィス（第 2 の通路）
- 3 2 0, 3 3 7 逆止弁
- 3 2 3, 3 4 2 通路（第 2 の通路）
- 5 0 0 作用力調整機構

請求の範囲

[請求項1]

車体と車輪との間に配置されるサスペンション装置であって、
作動流体が封入されたシリンダと、
前記シリンダ内に摺動可能に嵌装され、該シリンダ内を2室に区画するピストンと、
前記ピストンに連結されると共に前記シリンダの外部に延出されたピストンロッドと、
前記ピストンの移動により前記2室間を作動流体が流れるように連通する通路と、
前記通路に設けられ、前記ピストンの移動によって生じる前記作動流体の流れを抑制して減衰力を発生させる減衰力発生機構と、
前記ピストンロッドが第1の所定位置よりも前記シリンダの外部へ延出される範囲で伸び側減衰力がソフトの状態となり且つ縮み側減衰力がハードの状態となる第1の特性、および、前記ピストンロッドが第2の所定位置よりも前記シリンダの内部へ進入される範囲で伸び側減衰力がハードの状態となり且つ縮み側減衰力がソフトの状態となる第2の特性のうちの少なくともいずれか一方の特性となるよう、前記ピストンロッドの位置により減衰力を変更可能な減衰力調整機構と、
を有する緩衝器と、
前記車体のロール方向およびピッチ方向のうちの少なくともいずれか一方の作用力を調整可能な作用力調整機構と、
を備えるサスペンション装置。

[請求項2]

前記作用力調整機構は、前記車体の水平方向の加速度によって生じるロールおよびピッチの少なくともいずれか一方を抑えるように、ロール剛性およびピッチ剛性のうちの少なくともいずれか一方を調整する請求項1に記載のサスペンション装置。

[請求項3]

前記減衰力発生機構は、減衰バルブを有しており、
前記減衰力調整機構は、前記減衰バルブの開度を調整可能なバネ手

段である請求項 1 または 2 に記載のサスペンション装置。

[請求項4] 前記減衰力調整機構を介して前記 2 室間を作動流体が流れるように連通する第 2 の通路を設け、

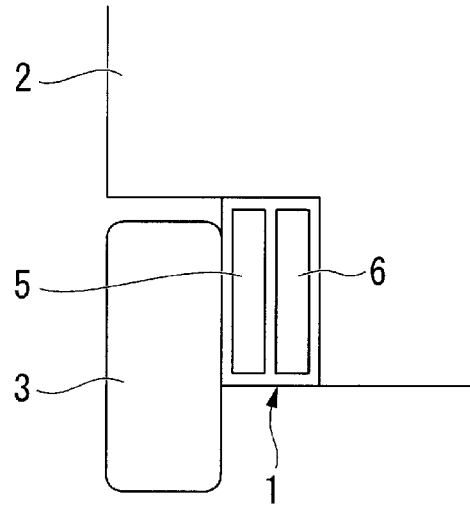
該第 2 の通路に、前記ピストンロッドの位置により通路面積を調整する通路面積調整機構を設けた請求項 1 または 2 に記載のサスペンション装置。

[請求項5] 前記通路面積調整機構は、前記第 2 の通路をメータリングピンにより調整する請求項 4 に記載のサスペンション装置。

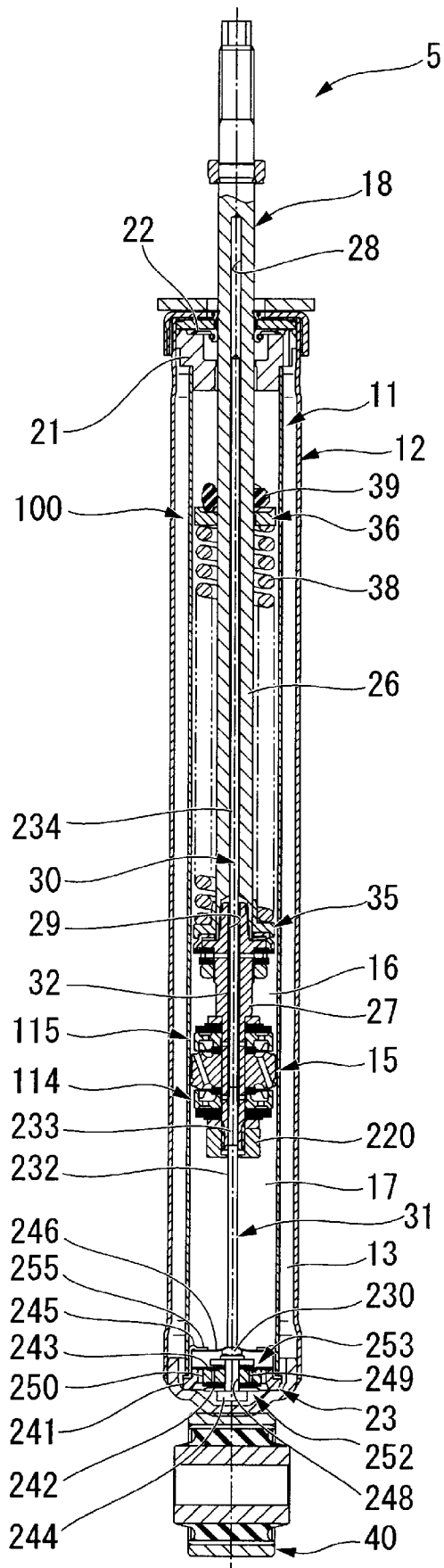
[請求項6] 前記減衰力発生機構は、伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブであって、伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の減衰バルブは、パイロット室を有するパイロットタイプの減衰バルブであり、前記第 2 の通路は、前記パイロット室に接続されている請求項 4 に記載のサスペンション装置。

[請求項7] 前記第 2 の通路は、逆止弁を有する伸び側および縮み側の少なくともいずれか一方の通路を有する請求項 4 に記載のサスペンション装置。

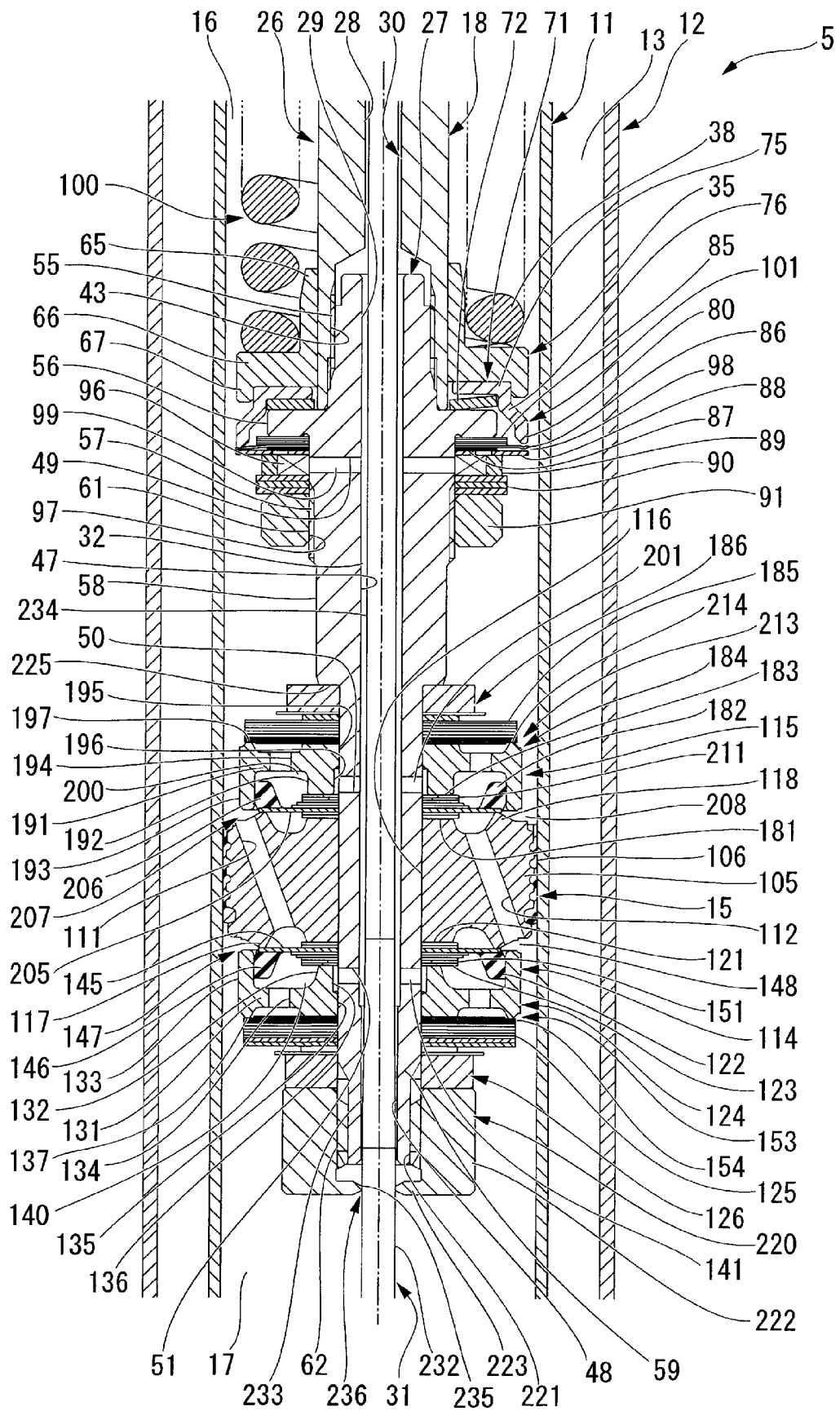
[図1]



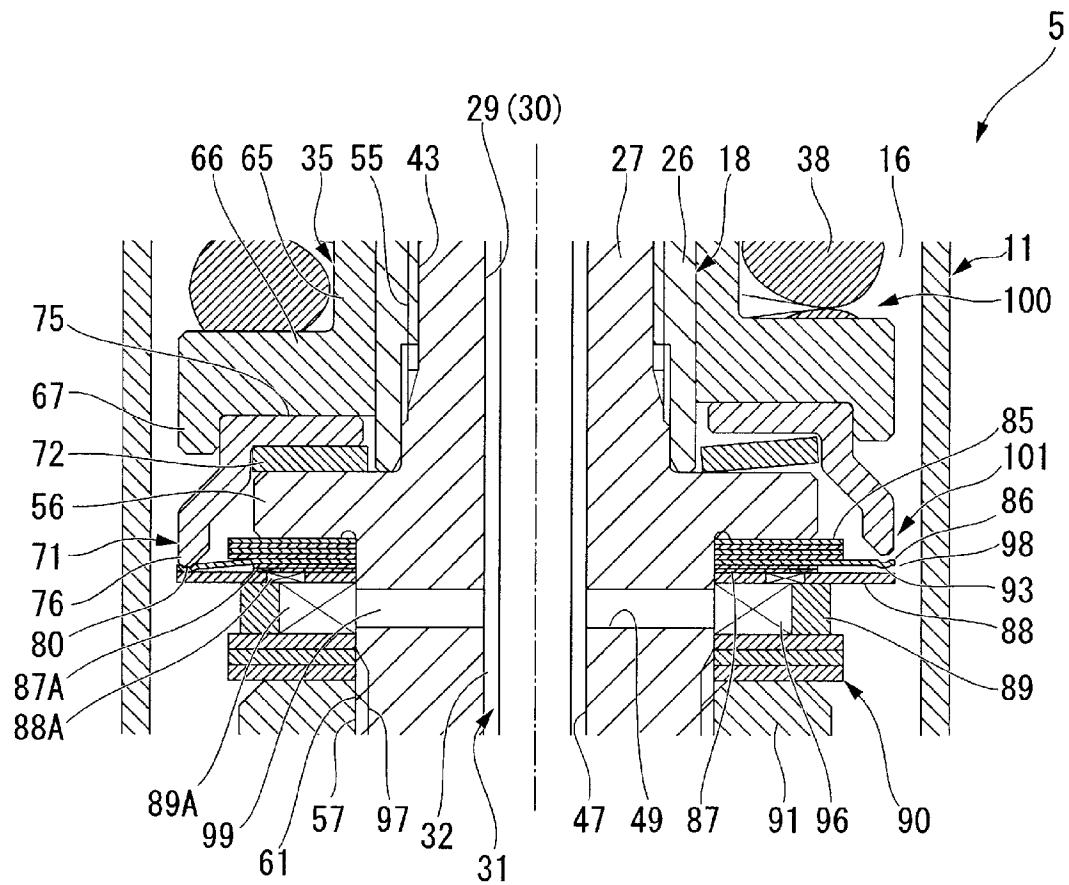
[図2]



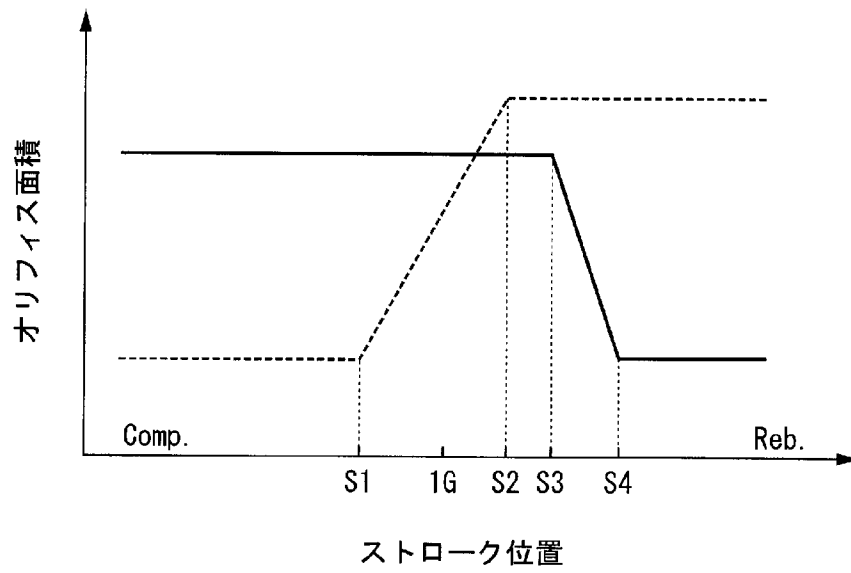
[図3]



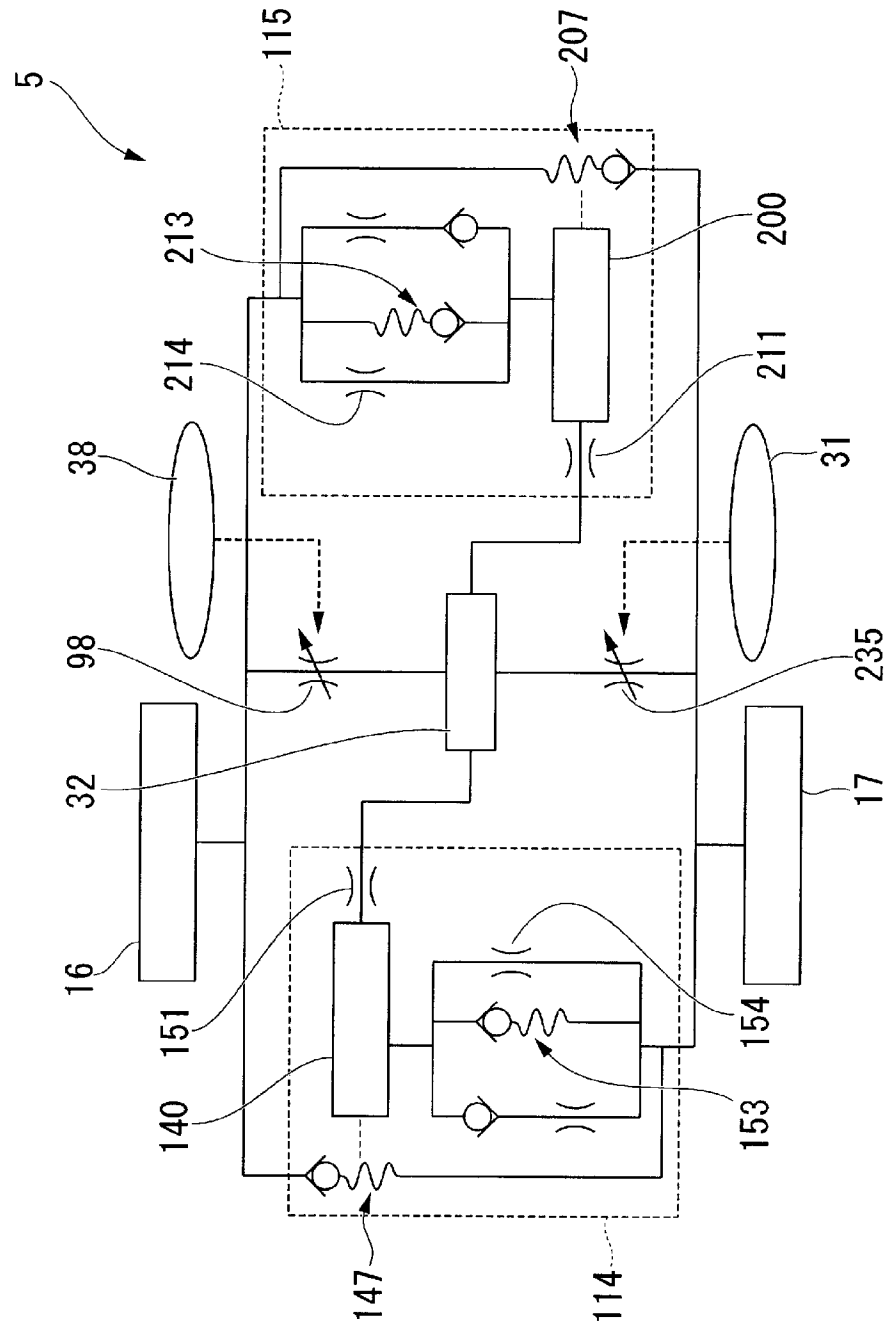
[図4]



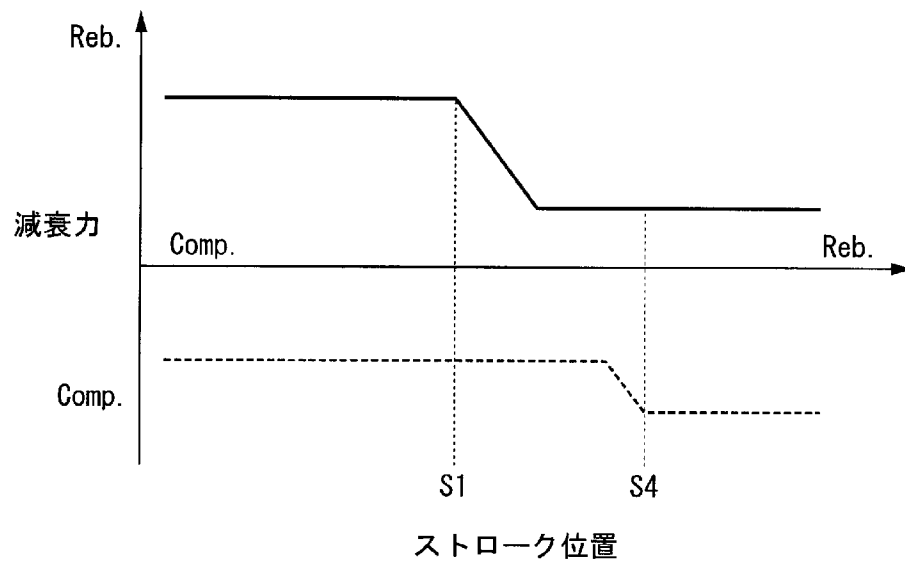
[図5]



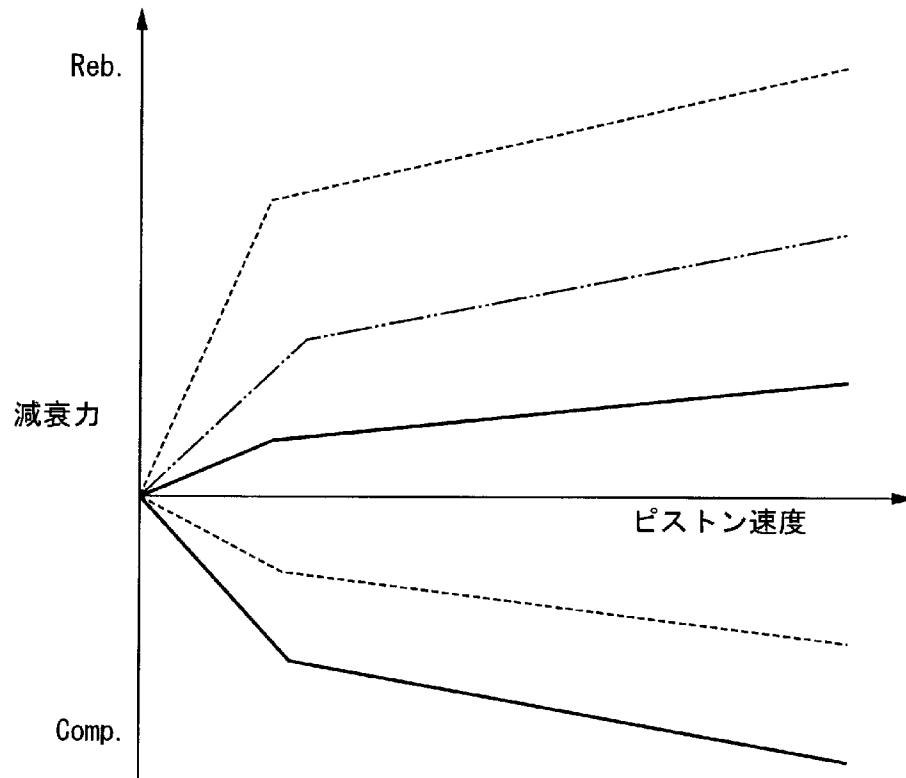
[図6]



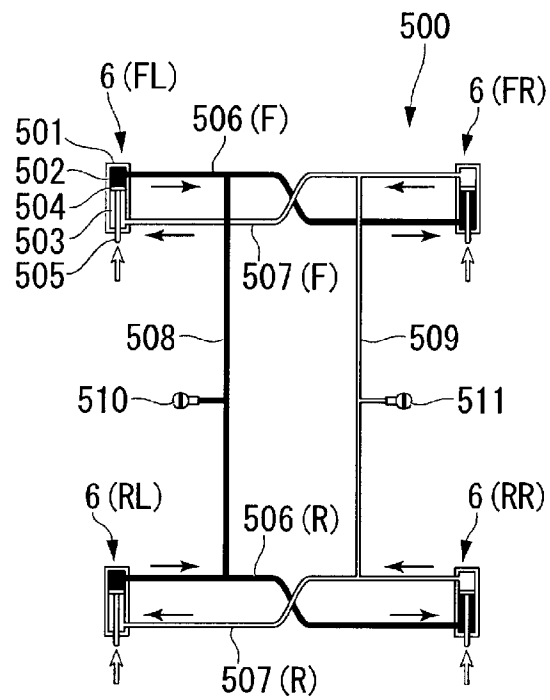
[図7]



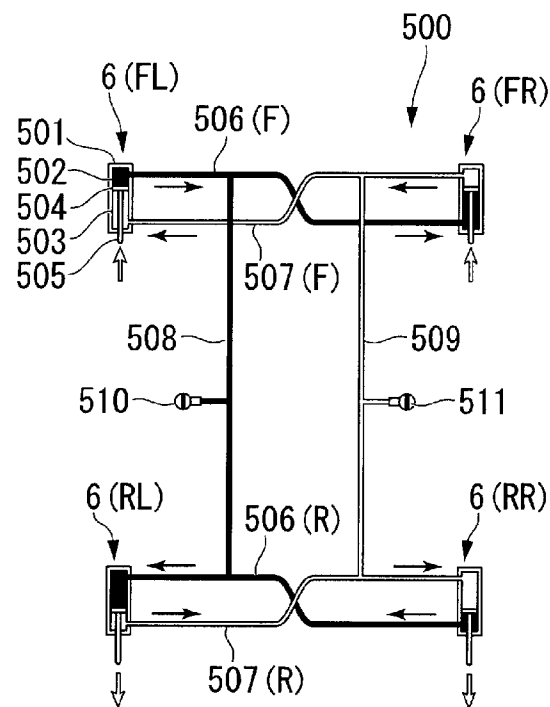
[図8]



[図9A]



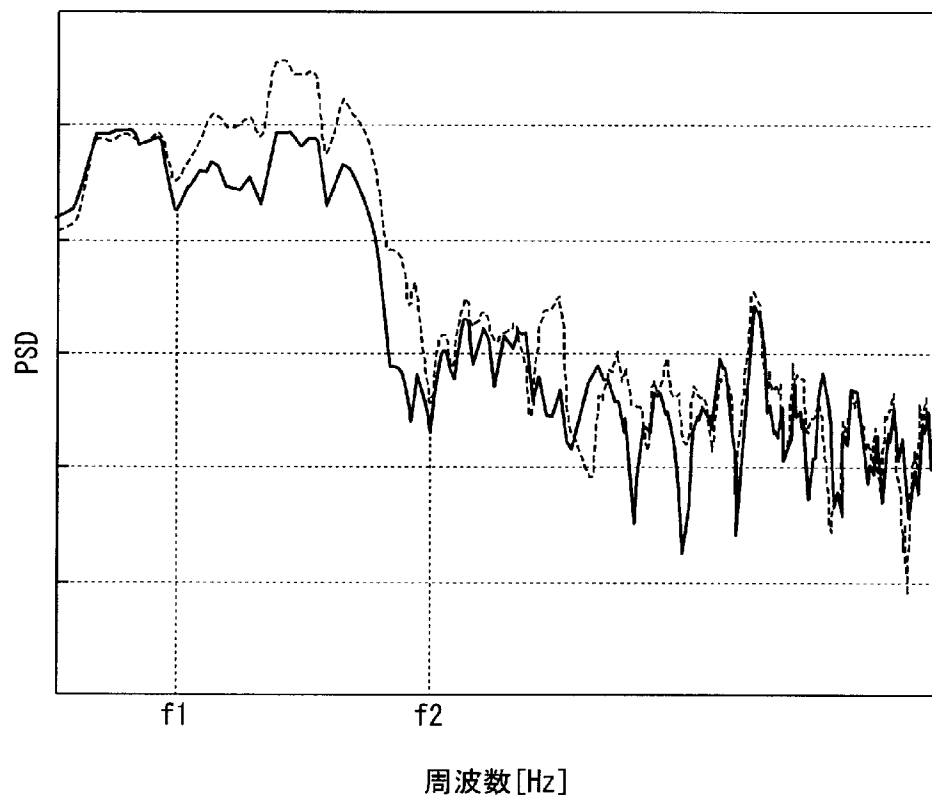
[図9B]



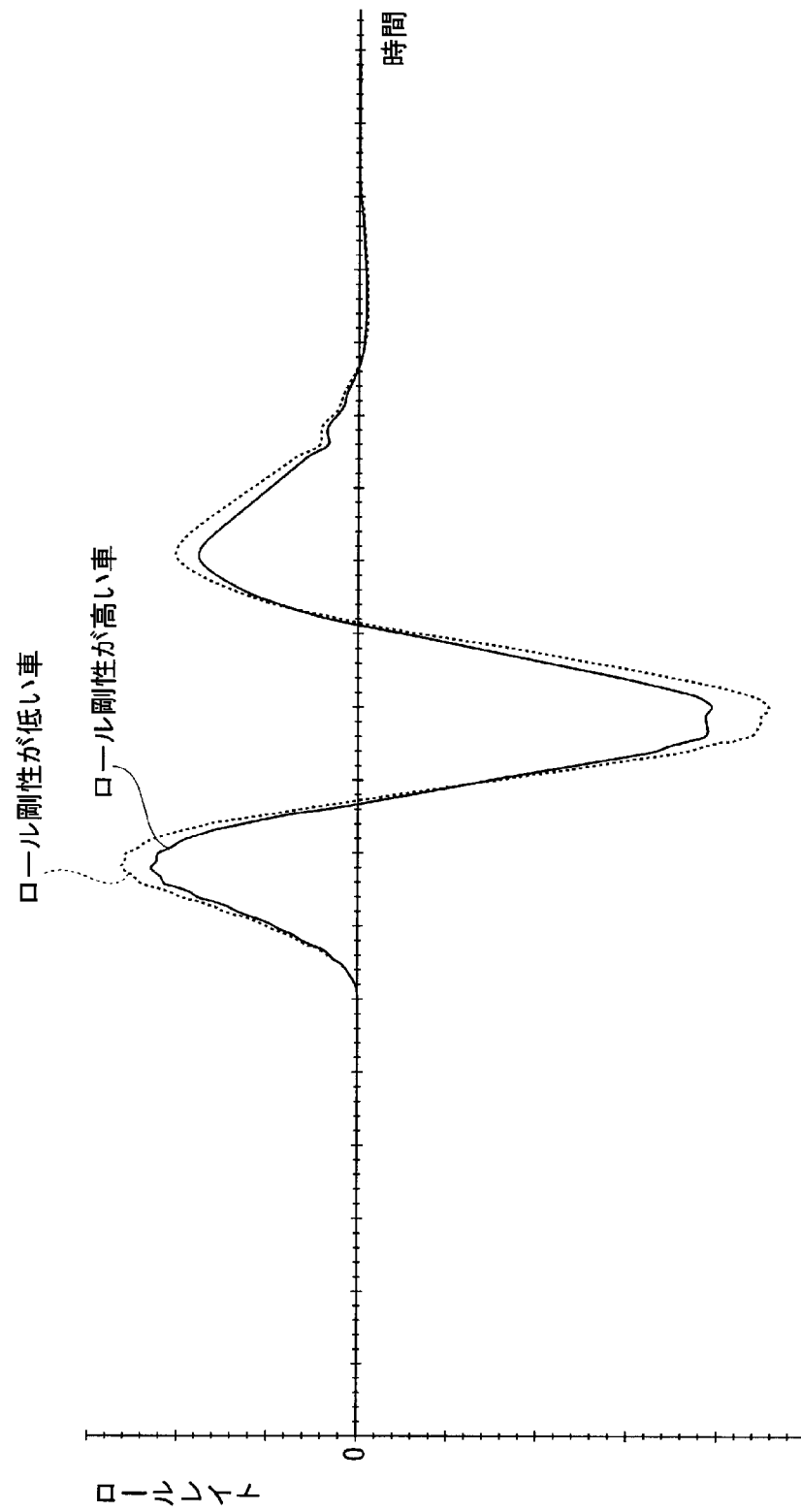
[図10]

ストローク位置	減衰力	
	伸び側	縮み側
伸び位置	ソフト	ハード
縮み位置	ハード	ソフト

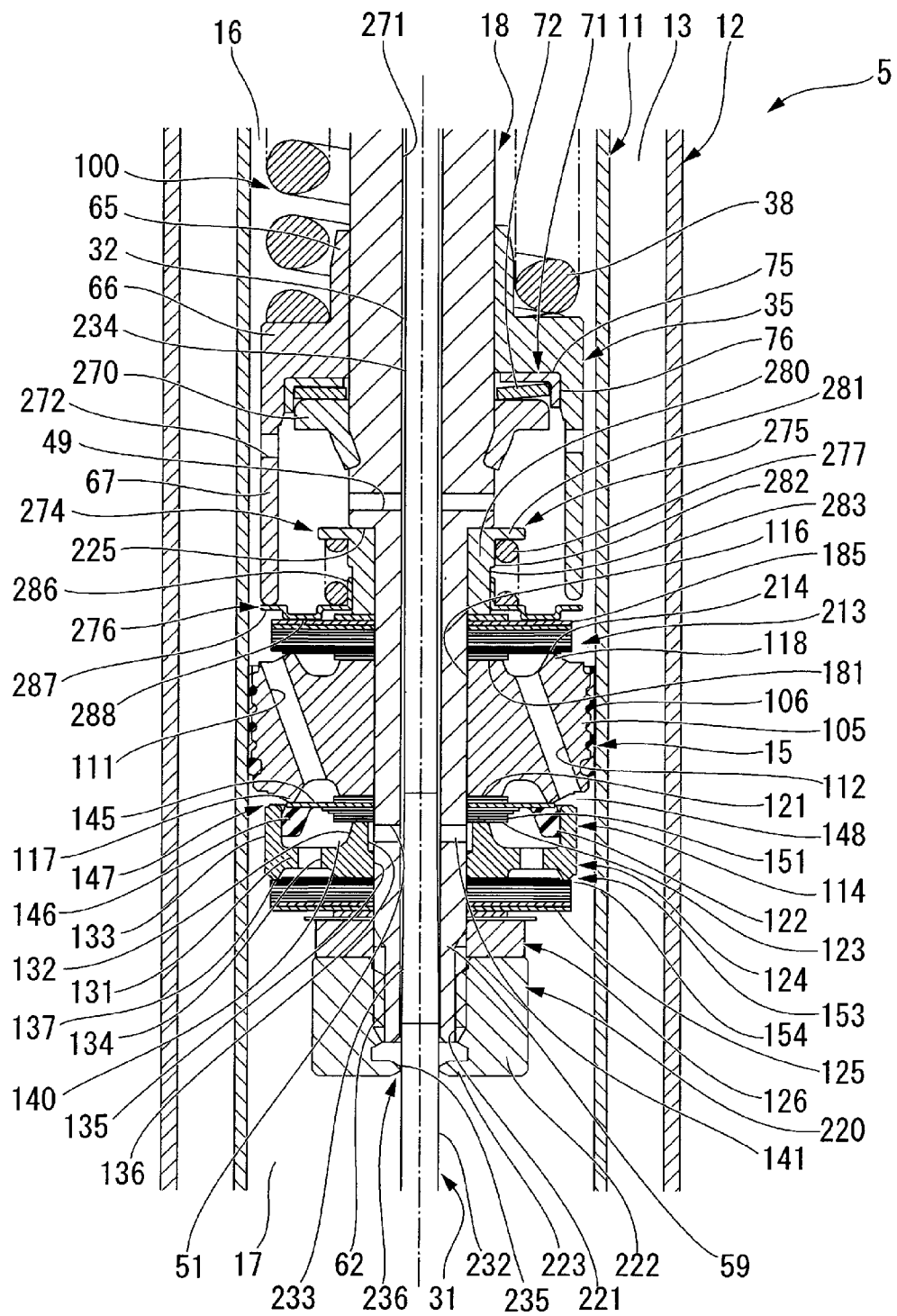
[図11]



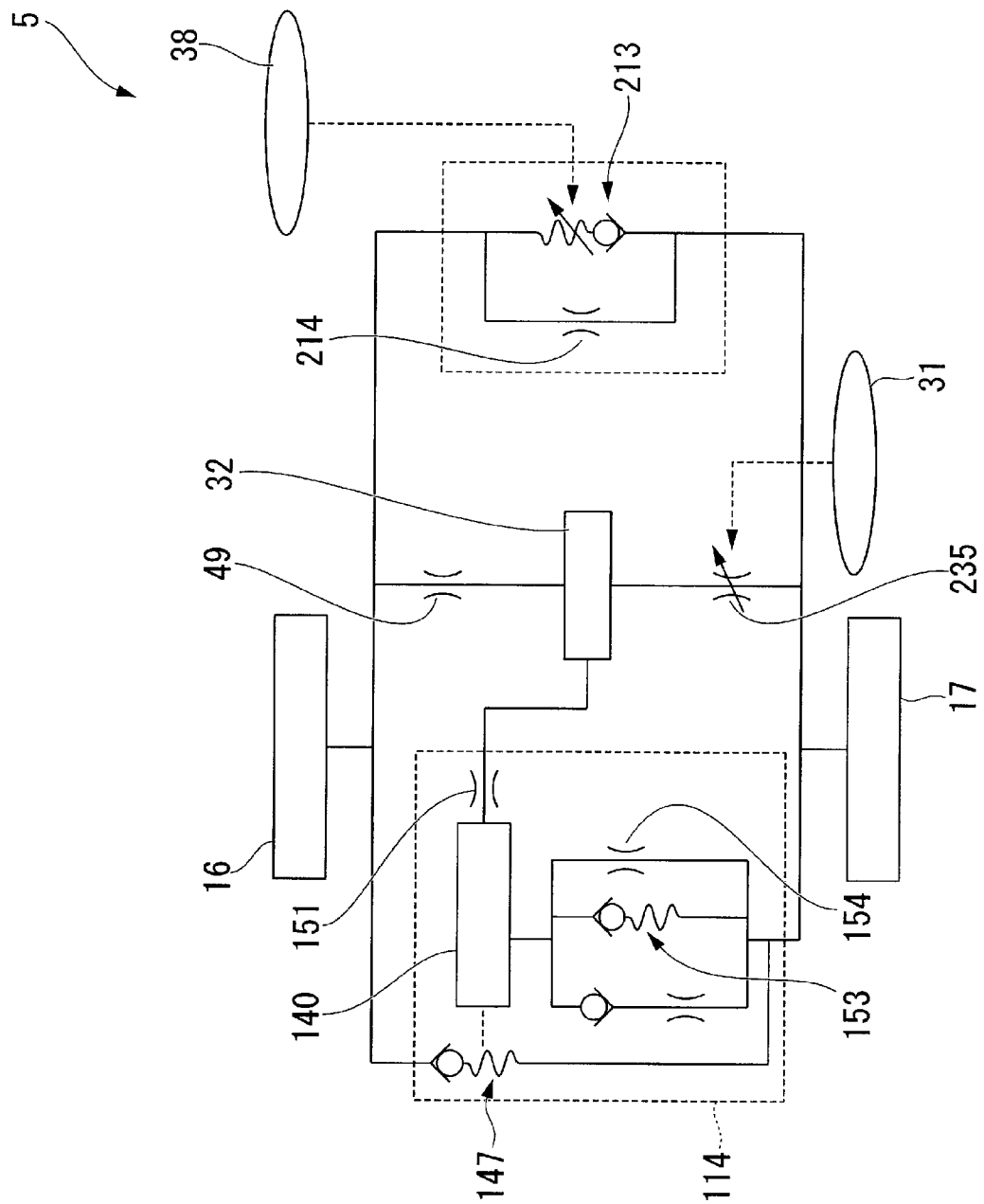
[図12]



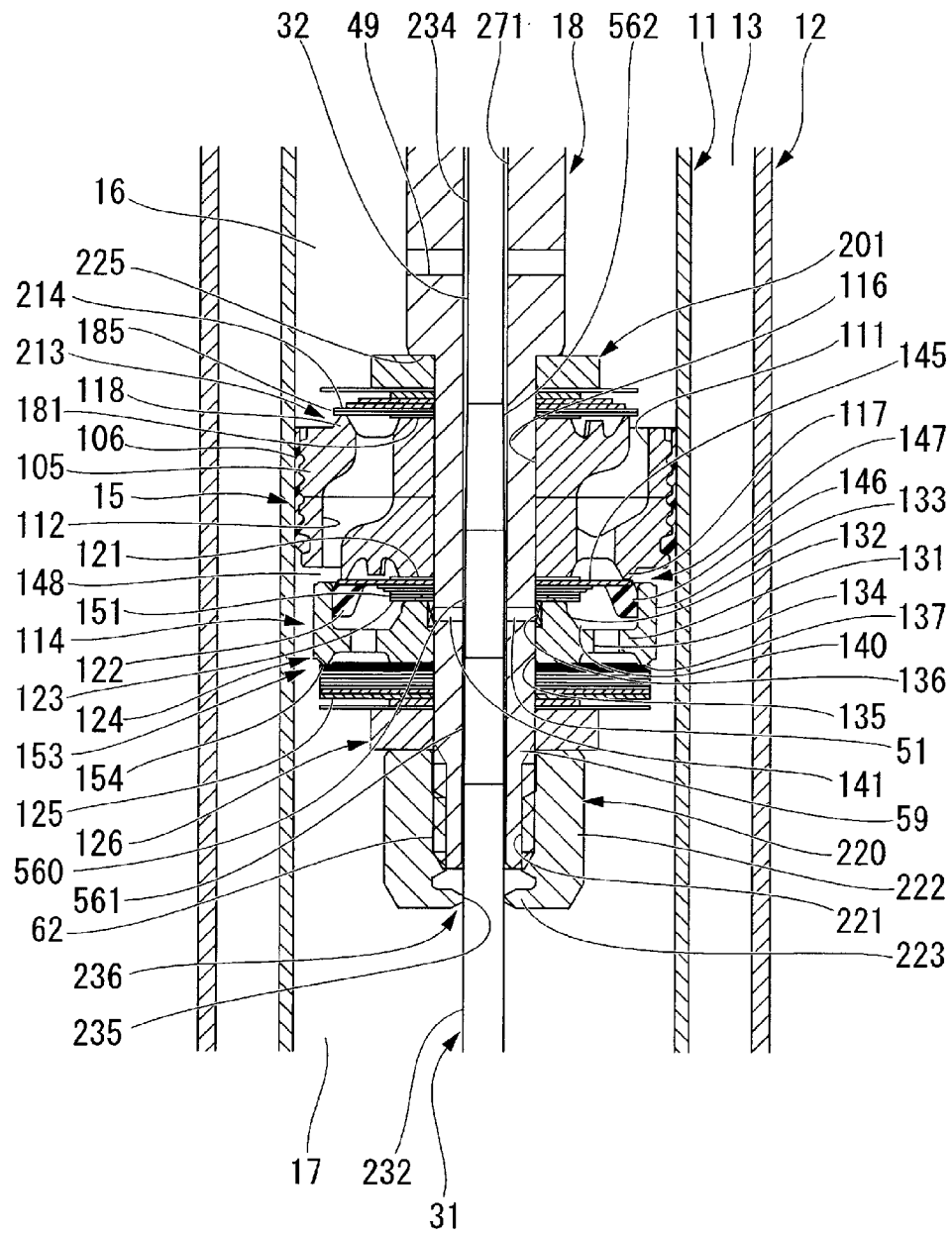
[図13]



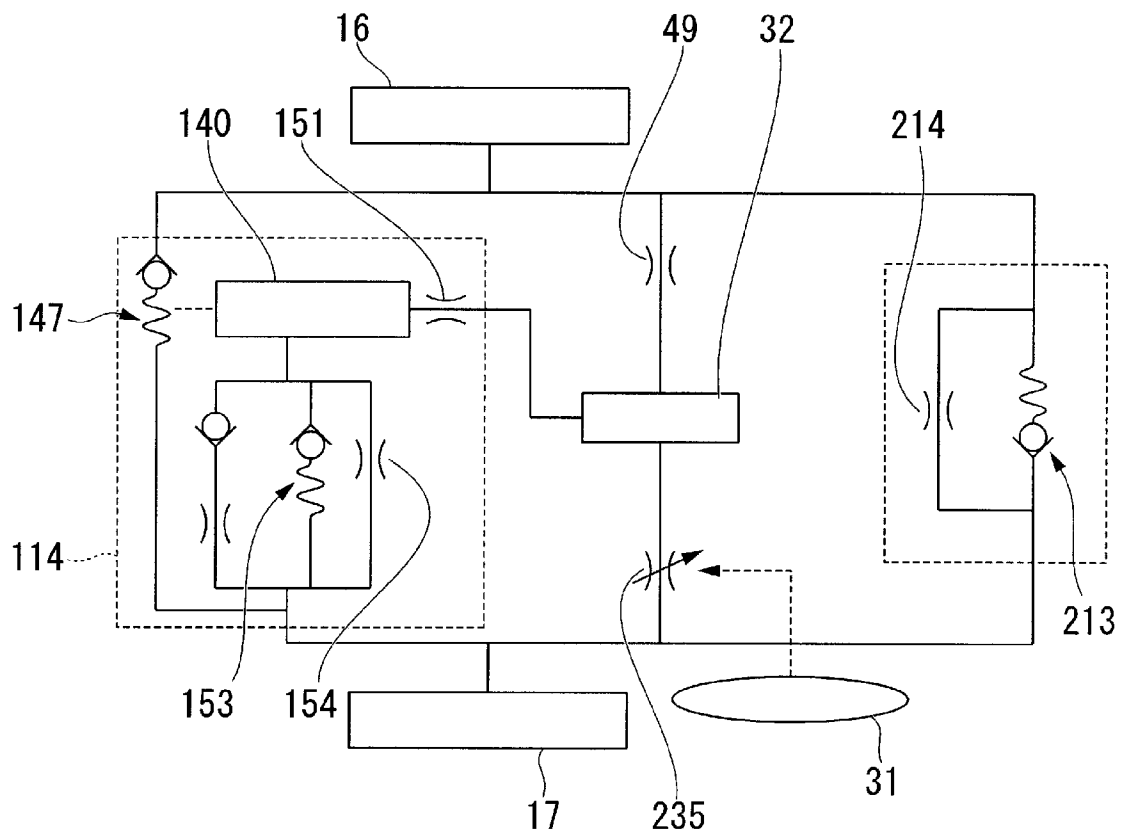
[図14]



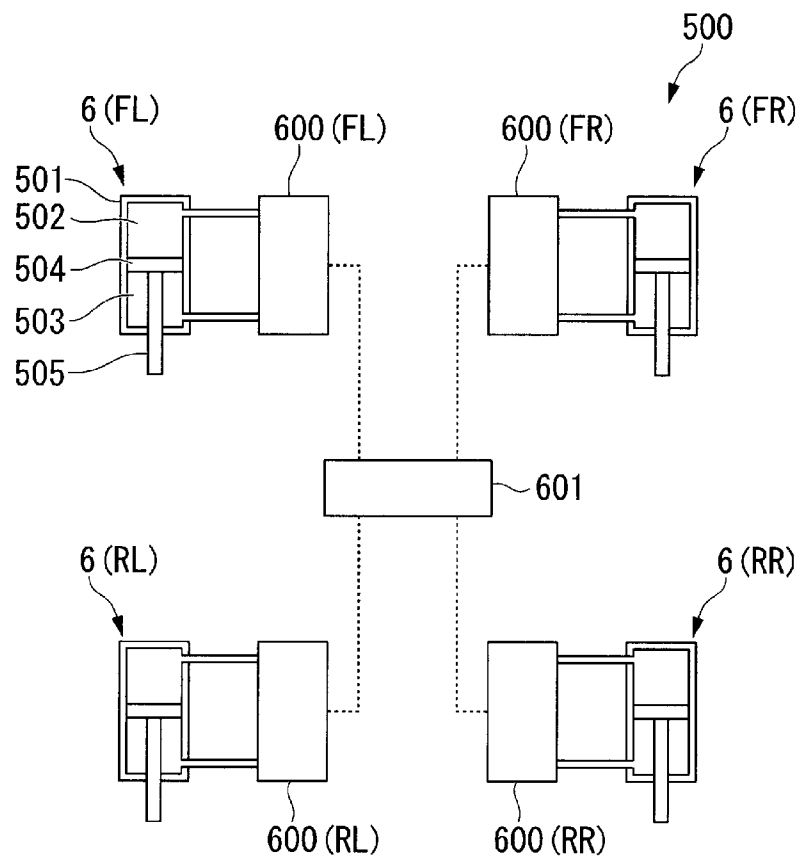
[図15]



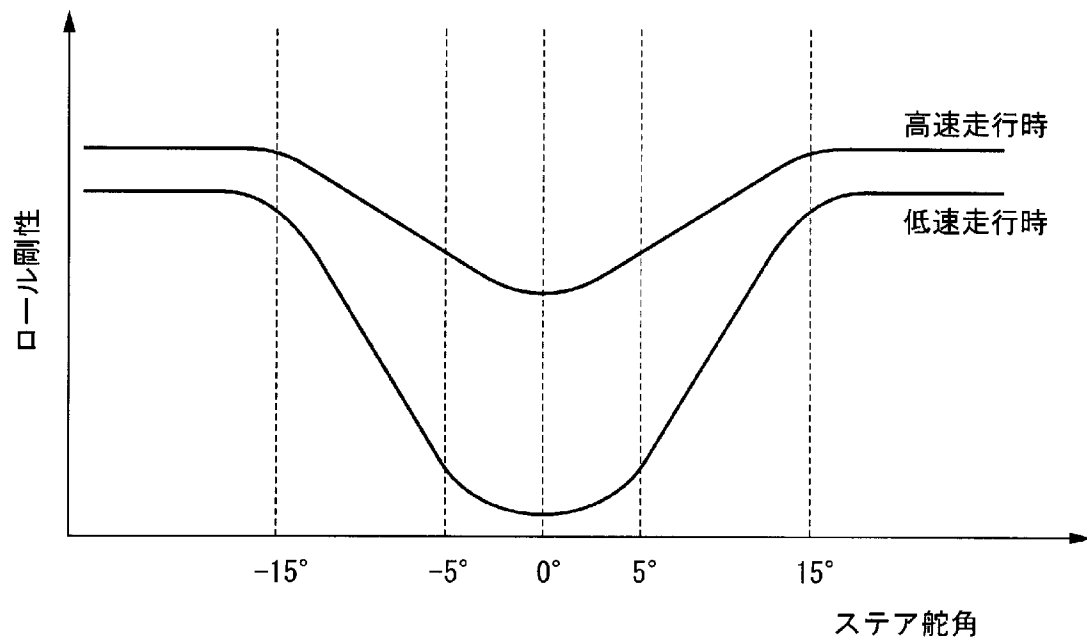
[図16]



[図17]



[図18]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/074518

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60G17/08(2006.01)i, F16F9/32(2006.01)i, F16F9/348(2006.01)i, F16F9/48(2006.01)i, F16F9/50(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)

B60G17/08, F16F9/32, F16F9/348, F16F9/48, F16F9/50

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.
A	JP 5-238227 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 17 September 1993 (17.09.1993), entire text; all drawings & US 5324066 A & EP 545687 A2 & DE 69212443 C & KR 10-1997-0005581 B	1-7
A	JP 3-42319 A (Atsugi Unisia Corp.), 22 February 1991 (22.02.1991), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

☒ 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
07 October, 2013 (07.10.13)

Date of mailing of the international search report
22 October, 2013 (22.10.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/074518

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 11264/1986 (Laid-open No. 123042/1987) (Nissin Electric Co., Ltd.), 05 August 1987 (05.08.1987), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2012-140981 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 26 July 2012 (26.07.2012), entire text; all drawings & US 2012/0160620 A1 & DE 102011090032 A & CN 102537183 A & KR 10-2012-0075422 A	1-7
A	JP 8-105485 A (Unisia Jecs Corp.), 23 April 1996 (23.04.1996), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 11-342717 A (Mitsubishi Motors Corp.), 14 December 1999 (14.12.1999), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 112660/1984 (Laid-open No. 27710/1986) (Mitsubishi Motors Corp.), 19 February 1986 (19.02.1986), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
P, A	WO 2013/081004 A1 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 06 June 2013 (06.06.2013), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60G17/08(2006.01)i, F16F9/32(2006.01)i, F16F9/348(2006.01)i, F16F9/48(2006.01)i,
F16F9/50(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. B60G17/08, F16F9/32, F16F9/348, F16F9/48, F16F9/50

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
A	JP 5-238227 A（カヤバ工業株式会社）1993.09.17, 全文, 全図 & US 5324066 A & EP 545687 A2 & DE 69212443 C & KR 10-1997-0005581 B	1 - 7
A	JP 3-42319 A（株式会社アツギユニシア）1991.02.22, 全文, 全図（ファミリーなし）	1 - 7

☒ 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

0 7 . 1 0 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

2 2 . 1 0 . 2 0 1 3

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）

岡▲さき▼ 潤

3 Q

3 3 3 0

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

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	日本国実用新案登録出願 61-11264 号(日本国実用新案登録出願公開 62-123042 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (日新電機株式会社) 1987.08.05, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7
A	JP 2012-140981 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2012.07.26, 全文, 全図 & US 2012/0160620 A1 & DE 102011090032 A & CN 102537183 A & KR 10-2012-0075422 A	1 - 7
A	JP 8-105485 A (株式会社ユニシアジェックス) 1996.04.23, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7
A	JP 11-342717 A (三菱自動車工業株式会社) 1999.12.14, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7
A	日本国実用新案登録出願 59-112660 号(日本国実用新案登録出願公開 61-27710 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (三菱自動車工業株式会社) 1986.02.19, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7
P, A	WO 2013/081004 A1 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2013.06.06, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7