(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3973111号
(P3973111)
(45)発行日　平成19年9月12日(2007.9.12)　(24)登録日　平成19年6月22日(2007.6.22)

(51)Int.Cl.　　F I
F16F 9/46 (2006.01)　　F16F 9/46
B60G 17/08 (2006.01)　　B60G 17/08

請求項の数 4　(全 15 頁)

(21)出願番号　特願平9-518059
(86)(22)出願日　平成8年11月5日(1996.11.5)
(86)国際出願番号　PCT/JP1996/003230
(87)国際公開番号　WO1997/017556
(87)国際公開日　平成9年5月15日(1997.5.15)
審査請求日　平成15年5月21日(2003.5.21)
(31)優先権主張番号　特願平7-289002
(32)優先日　平成7年11月7日(1995.11.7)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(73)特許権者
ヤマハ発動機株式会社
静岡県磐田市新貝２５００番地
(74)代理人
弁理士　下市　努
(72)発明者　田中　朗
静岡県磐田市新貝２５００番地　ヤマハ発動機株式会社内

審査官　藤村　泰智

(56)参考文献　特開平０４－３１２２２７（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－２２１３６２（ＪＰ，Ａ）
特開平０２－１６８０３９（ＪＰ，Ａ）

最終頁に続く

(54)【発明の名称】減衰力可変式油圧緩衝器

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

２つの油室を連通する主通路を開閉する主弁と、該主弁に高圧側の油室内の圧力を閉方向に作用させる副油室と、該副油室を低圧側の油室に連通するパイロット通路を開閉可能に設けられ、該副油室内の圧力が設定圧を越えると該パイロット通路を開いて該副油室から低圧側に作動油を逃がすことにより上記主弁への閉方向力を変化させるパイロット弁と、上記設定圧を可変制御する設定圧可変手段とを備えた減衰力可変式油圧緩衝器において、上記パイロット弁の弁体の受圧面及び弁孔周縁の弁座が該パイロット弁の開閉移動方向と直交するように上記弁体及び弁孔の形状を設定し、上記弁孔が１つの円形貫通穴であり、上記弁体が上記円形貫通穴に挿入される棒状部と、該棒状部の周囲に環状に突設され、上記円形貫通穴の周縁の平坦な弁座に当接する平坦な受圧面を有する弁部とを備えており、上記棒状部の先端が弁孔側に形成されたスライド受部により弁体移動方向に摺動自在に支持されていることを特徴とする減衰力可変式油圧緩衝器。

【請求項２】

２つの油室を連通する主通路を開閉する主弁と、該主弁に高圧側の油室内の圧力を閉方向に作用させる副油室と、該副油室を低圧側の油室に連通するパイロット通路を開閉可能に設けられ、該副油室内の圧力が設定圧を越えると該パイロット通路を開いて該副油室から低圧側に作動油を逃がすことにより上記主弁への閉方向力を変化させるパイロット弁と、上記設定圧を可変制御する設定圧可変手段とを備えた減衰力可変式油圧緩衝器において、上記パイロット弁の弁体の受圧面及び弁孔周縁の弁座が該パイロット弁の開閉移動方向と

直交するように上記弁体及び弁孔の形状を設定し、上記パイロット弁のストローク当りの開口面積が主弁のストローク当りの開口面積と同等又はより大きく設定されていることを特徴とする減衰力可変式油圧緩衝器。

【請求項３】

請求項２において、上記主弁，副油室，パイロット弁，及び設定圧可変手段とを備えた減衰力可変弁を、シリンダ内に挿入されたピストンに内蔵したことを特徴とする減衰力可変式油圧緩衝器。

【請求項４】

請求項２において、上記主弁，副油室，パイロット弁，及び設定圧可変手段とを備えた減衰力可変弁を、シリンダの外側に配設したことを特徴とする減衰力可変式油圧緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【発明の属する技術分野】

【０００１】

本発明は、減衰力を可変制御できるようにした油圧緩衝器に関する。

【従来の技術】

【０００２】

自動車や自動二輪車等の車両に用いられる緩衝器では、走行条件等によって減衰力を自由に可変制御できることが望ましい。

【０００３】

そこで従来、例えば図１０に示す減衰力可変式油圧緩衝器６０が採用されている。この緩衝器６０は以下のように構成されている。シリンダ６１内をピストン６２により上，下油室６３，６４に画成し、該ピストン６２に形成された副油室６２ｂ内に上記両油室６３，６４を連通する主通路６２ａを開閉する主弁６５を配設する。そして該副油室６２ｂに逆止弁６２ｃを介して上記上，下油室６３，６４を連通させるとともに、該副油室６２ｂ内の圧力を逃がすパイロット通路６２ｄをパイロット弁６６で開閉可能とし、かつ該パイロット弁６６の閉方向付勢力を電磁コイル６７で調節可能とする。

【０００４】

この従来の緩衝器６０では、走行条件等に応じて上記電磁コイル６７への通電量を制御することにより、パイロット弁６６のパイロット通路６２ｄの閉力、ひいては主弁６５の開閉が制御され、その結果、作動油が主弁６５と主通路６２ａの弁座との開隙間を通って流れる際の減衰力が可変制御される。

【０００５】

ところが、上記従来の緩衝器６０では応答性が低いとともにパイロット弁６６が軸方向に振動し易いとう問題がある。このような問題が発生するのは以下の理由によるものと考えられる。即ち、上記従来の緩衝器６０では、上記パイロット弁６６の弁座６２ｅとの当接面（シール面）が円錐形をなしているため、該パイロット弁６６の同じストロークに対するパイロット弁６６と弁座６２ｅとで形成される開口面積が小さいためであると考えられる。

【０００６】

本発明は、上記従来の問題点に鑑みてなされたもので、応答性を向上できるとともにパイロット弁の振動を抑制できる減衰力可変式油圧緩衝器を提供することを課題としている。

【課題を解決するための手段】

【０００７】

請求項１の発明は、２つの油室を連通する主通路を開閉する主弁と、該主弁に高圧側の油室内の圧力を閉方向に作用させる副油室と、該副油室を低圧側の油室に連通するパイロット通路を開閉可能に設けられ、該副油室内の圧力が設定圧を越えると該パイロット通路を開いて該副油室から低圧側に作動油を逃がすことにより上記主弁への閉方向力を変化させるパイロット弁と、上記設定圧を可変制御する設定圧可変手段とを備えた減衰力可変式油圧緩衝器において、上記パイロット弁の弁体の受圧面及び弁孔周縁の弁座が該パイロット弁の開閉移動方向と直交するように上記弁体及び弁孔の形状を設定し、上記弁孔が１つの

円形貫通穴であり、上記弁体が上記円形貫通穴に挿入される棒状部と、該棒状部の周囲に環状に突設され、上記円形貫通穴の周縁の平坦な弁座に当接する平坦な受圧面を有する弁部とを備えており、上記棒状部の先端が弁孔側に形成されたスライド受部により弁体移動方向に摺動自在に支持されていることを特徴としている。

【０００８】

請求項２の発明は、２つの油室を連通する主通路を開閉する主弁と、該主弁に高圧側の油室内の圧力を閉方向に作用させる副油室と、該副油室を低圧側の油室に連通するパイロット通路を開閉可能に設けられ、該副油室内の圧力が設定圧を越えると該パイロット通路を開いて該副油室から低圧側に作動油を逃がすことにより上記主弁への閉方向力を変化させるパイロット弁と、上記設定圧を可変制御する設定圧可変手段とを備えた減衰力可変式油圧緩衝器において、上記パイロット弁の弁体の受圧面及び弁孔周縁の弁座が該パイロット弁の開閉移動方向と直交するように上記弁体及び弁孔の形状を設定し、上記パイロット弁のストローク当りの開口面積が主弁のストローク当りの開口面積と同等又はより大きく設定されていることを特徴としている。

【０００９】

請求項３の発明は、上記主弁，副油室，パイロット弁，及び設定圧可変手段とを備えた減衰力可変弁をシリンダ内に挿入されたピストンに内蔵したことを、また請求項４の発明は上記減衰力可変弁を上記シリンダの外側に配設したことをそれぞれ特徴としている。

【発明の実施の形態】

【００１０】

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

【００１１】

図１～図７は本発明の成立過程における減衰力可変式油圧緩衝器を説明するための図であり、図１は上記緩衝器が採用された懸架装置の模式図、図２は上記緩衝器の要部の断面側面図、図３は上記緩衝器のパイロット弁部分を示す図、図４，図５，図７は上記緩衝器の作用効果を説明するための特性図、図６はダンピング機構部分の拡大図である。

【００１２】

図において、１は上記緩衝器が採用された懸架装置であり、該懸架装置１は、車輪２が軸支されたサスペンションアーム３を車体４により上下揺動自在に枢支し、該アーム３と車体４との間にコイルスプリング５，及び緩衝器６を介設した構造のものである。

【００１３】

上記緩衝器６は、下端部が上記サスペンションアーム３に連結されたシリンダ７内をピストン９により上，下主油室７ａ，７ｂに画成してなり、該ピストン９に接続されたピストンロッド１０の上端部が上記車体４に連結されている。そして、上記車輪２の上下動によりピストン９がシリンダ７内を相対的に上下移動することにより所定の減衰力が発生するようになっている。

【００１４】

また、上記ピストン９のシリンダ７に対する相対移動速度や位置、及び車両の走行速度，操舵角，加減速度等の走行条件を示すデータを検出するセンサ１１と、上記走行条件に応じて上記緩衝器６の減衰特性を予め設定されたパターンに基づいて制御する制御装置（コントローラ）１２とが設けられている。ここで上記減衰力特性としてユーザーの好みのものを手動スイッチ等により上記制御装置１２に適宜入力するようにしても良い。なお、１３は上記制御装置１２と緩衝器６とを接続する電気配線である。

【００１５】

上記ピストン９は、図２に示すように、上端にピストンロッド１０が一体形成され下端が開口した筒状の外ケース１４を有し、該外ケース１４内に減衰力制御バルブ１００が内蔵されている。この制御バルブ１００は、上記外ケース１４内に下端開口から順に装填された上ボデー１５，中間ボデー１６，及び下ボデー１７とを備えており、該下ボデー１７を外ケース１４の下端開口内に螺挿することにより一体化されている。

【００１６】

上記下ボデー１７の軸芯にはスライド穴１７ａが形成されており、該スライド穴１７ａ内には主弁１８が上下にスライド可能に装填されている。また該下ボデー１７及び上記外ケース１４には、２つの油室、即ち、上記上主油室７ａと下主油室７ｂとを連通する主油路１９が形成されており、この主油路１９の下主油室７ｂへの開口１９ａは、上記主弁１８が下降位置にある時に閉じ、上昇位置にある時に開くようになっている。

【００１７】

上記主弁１８は、上部に凹室１８ａを有し、下部が略きのこ形に形成された略有底円筒状のものであり、その外周面にテーパ状に形成されたシール面１８ｂが上記開口１９ａの周縁（弁座）に当接するよう構成されており、該主弁１８のシール面１８ｂより下側部分に上記下主油室７ｂの圧力が作用する。また、上記主弁１８の上記シール面１８ｂより上方には段部１８ｃが上記下側部分より大径に形成されており、この段部１８ｃに上記主油路１９を介して上主油室７ａの圧力が上向き（開方向）に作用するようになっている。

【００１８】

上記主弁１８の上部の凹室１８ａの上端部内には、樹脂製又は金属製で筒状の防振リング２２の下端部が相対的に上下スライド可能に挿入されており、該防振リング２２の内側に突出するように形成された上端フランジは上記中間ボデー１６の下面に当接している。また上記凹室１８ａの底部にはスペーサ２６が配設されている。上記防振リング２２の上端フランジと上記底部のスペーサ２２内に形成された穴１８ｄの底面との間には、該スペーサ２２を介在させて該防振リング２２を上記中間ボデー１６下面に押圧固定するとともに、上記主弁１８を下向きに付勢する二重コイルバネ２３が縮装されている。

【００１９】

上記二重コイルバネ２３は、上記スペーサ２６を挟んで直列に重ねられた大，小コイルバネ２４，２５で構成されている。該大コイルバネ２４の下端は、上記スペーサ２６のフランジ２６ａに上方から当接しており、上記小コイルバネ２５の上端はスペーサ２６の内底に、また、その下端は主弁１８の穴１８ｄにそれぞれ当接している。ここで主弁１８の全閉状態では、上記スペーサ２６のフランジ２６ａの下面と凹室１８ａの底面との間には若干の隙間が開くように上記コイルバネ寸法が設定されている。

【００２０】

このようにして、上記主弁１８の凹室１８ａ，穴１８ｄ，上記防振リング２２，及び上記中間ボデー１６の下面で囲まれた空間が副油室３１となっている。そして上記穴１８ｄ内は、共通油孔３２から分岐油孔３０，３１ａを介して上主油室７ａ，下主油室７ｂに連通しており、これらの油孔の分岐部にはチェック弁３３が配設されいてる。また上記スペーサ２６には、上記穴１８ｄ内と上記凹室１８ａ内とを連通する連通穴２６ｂが形成されている。これにより上記副油室３１内に、上主油室７ａ又は下主油室７ｂの何れか高い方の圧力が導入されるようになっている。

【００２１】

上記副油室３１はパイロット弁３５を介してパイロット通路３６に連通しており、該パイロット通路３６はチェック弁３７，３８を介してそれぞれ下主油室７ｂ，上主油室７ａに連通している。

【００２２】

上記パイロット通路３６は、パイロット弁３５の下流側から半径方向に伸びる複数の放射路部３９と、該各放射路部３９をつなぐ環状部４０とで構成されており、該環状部４０が上記チェック弁３７，３８に連通している。

【００２３】

上記パイロット弁３５は、中間ボデー１６の軸芯部分に弁室４１を凹設し、該弁室４１内に弁体４２を上下にスライド可能に配設するとともに、該弁体４２をこれの弁軸４２ｄに装着されたプランジャ４３を介してリニヤソレノイド４４により下向きに付勢するように構成されている。

【００２４】

図３に示すように、上記弁室４１の底壁４１ｃの上面には環状の開口溝（弁孔）４１ａが

形成され、下面には３つの略楕円状の凹溝４１ｂが形成されており、該凹溝４１ｂ及び上記開口溝４１ａを介して上記弁室４１と副油室３１とが連通可能となっている。

【００２５】

上記弁体４２は、円盤部４２ａの下面に環状の凸部４２ｂを一体形成するとともに、該弁体４２の下面側から上面側に連通する３つの略楕円状の貫通穴４２ｃを形成した構造のものである。該弁体４２の上昇により、上記凸部４２ｂと上記開口溝４１ａの周縁部（弁座）との間にパイロット開口が形成され、該パイロット開口を通って流れる作動油の流れ方向は、該弁体４２の移動方向と交差するようになっている。ここで上記弁座及び凸部４２ｂの下面（受圧面）は弁体４２の移動方向ｂと直交している。

【００２６】

上記リニヤソレノイド４４は、上記上ボディ１５に内蔵されており、励磁されるとその励磁力に対応した下向きの力をプランジャ４３を介して上記弁体４２に付与する。上記励磁力を制御することにより、上記パイロット弁３５の開き始める副油室３１の内圧が変化するようになっており、本緩衝器の設定圧可変手段として機能する。なお、上記励磁力は上記電気配線１３を介してソレノイド４４に伝達される電圧の大きさによって制御される。

【００２７】

ここで上記リニアソレノイド４４への電力供給が停止されると、弁体４２は副油室３１内の圧力により、プランジャ４３の上端面４３ａが上記外ケース１４の上端前に配設されたストッパ４４ｂの凸部４４ａに当接するまで上昇する。この場合、上記円盤部４２ａの外周面により上記パイロット通路３６の放射路部３９が閉じられる。

【００２８】

一方、上記中間ボデー１６には上記円盤部４２ａにより放射路部３９が閉じられた場合の、副油室３１内の圧力を所定圧に調整するための圧力調整弁５０が設けられている。該圧力調整弁５０は、上記弁室４１の円盤部４２ａより下側部分と上記パイロット通路３６の環状部４０内とを連通する連通孔５０ａ内にボール５０ｂを配設し、該ボール５０ｂを付勢ばね５０ｃで閉方向に付勢した構造のものである。

【００２９】

上記主弁１８の上端面，主弁挿入穴１７ａの内面，上記パイロット弁３５の底壁４１ｃ，及び上記凹室１８ａ内にスライド自在に挿入された上記防振リング２２で囲まれた空間はダンピング室５４となっており、該ダンピング室５４の容積は、上記主弁１８の上下移動、つまり該主弁１８の開度に伴って変化するようになっている。

【００３０】

そして上記主弁１８の凹室１８ａと上記防振リング２２の外周面との間隙でもってオリフィス５３が形成されている。これにより上記主弁１８の開度の変化に伴ってダンピング室５４の容積が変化すると、作動油が上記オリフィス５３を介して副油室３１とダンピング室５４との間を流動し、この際に主弁１８に働く主弁減衰力が発生する。このようにして上記主弁１８の振動を抑制するダンピング機構が構成されている。

【００３１】

ここで、上記オリフィス５３の長さ（減衰力）は、図７の特性線Ａに示すように、上記主弁１８のストローク量が大きくなるに伴って一旦長く（大きく）なり、その後短く（小さく）なるよう構成されている。なお、図７の特性線Ｂは、上記従来の緩衝器におけるオリフィス長さ（減衰力）が常に一定であることを示している。

【００３２】

図６は、上記減衰力特性を実現するための構造を示している。即ち、本緩衝器では、主弁１８の凹室１８ａ側のオリフィス構成面の長さはＬ１に、ダンプリング２２側のオリフィス構成面長さはＬ１よりΔＬ／２（本緩衝器の場合はＨと等しい）だけ短いＬ２に設定されており、かつ主弁全閉時に主弁オリフィス構成面の上端がダンプリングオリフィス構成面の上端よりＨだけ下方に位置するように構成されている。

【００３３】

これにより実質的オリフィス長は、主弁１８の開度零位置のＬ２－ΔＬ／２から開度Ｈの

最大長さＬ２まで増加し、さらに開度がΔＬ／２増加するまで同じ長さＬ２に保持され、その後開度が増加するほど減少する。

【００３４】

次に、上記緩衝器６の動作について説明する。

【００３５】

路面の凸部等により上記車輪２が突き上げられて緩衝器６が圧縮状態になると、ピストン９が図１，２の下方に相対的に押されることとなり、下主油室７ｂが昇圧し、作動油が分岐油孔３１ａからチェック弁３３，共通油孔３２を通って副油室３１に導入され、該副油室３１も昇圧する。

【００３６】

上記パイロット弁３５は、その弁体４２によりリニヤソレノイド４４で設定された付勢力でもって開口溝４１ａを閉じているが、この場合に上記副油室３１の内圧により上記弁体４２に作用する開方向力が上記付勢力を越えると弁体４２が開口溝４１ａを開き、作動油は開口溝４１ａ，貫通孔４２ｃ，パイロット通路３６を通り、さらにチェック弁３８を通って上主油室７ａに流動する。

【００３７】

上記パイロット弁３５の開により副油室３１の内圧が低下し、主弁１８は下主油室７ｂの圧力により押し上げられ、これにより主油路１９の開口１９ａが開き、作動油は下主油室７ｂから上主油室７ａに流動し、この際にダンパ減衰力が発生する。そして上，下主油室７ａ，７ｂの差圧が所定値以下になると、主弁１８が二重コイルばね２３及び副油室３１内の圧力により戻されて、主油路１９を閉じる。以上の動作を繰り返しながらピストン９が相対的に下降する。

【００３８】

車輪２が下降し、緩衝器６が伸長する場合には、ピストン９は上向きに相対的に引かれる。このため、上主油室７ａが昇圧し、その圧力は主油路１９から主弁１８の分岐油孔３０，チェック弁３３，共通油孔３２を通って副油室３１に導入される。該副油室３１の内圧による開方向力が、リニヤソレノイド４４の付勢力による閉方向力を越えるとパイロット弁３５が開き、作動油はパイロット通路３６，チェック弁３７を経て下主油室７ｂに逃げる。このため、副油室３１が減圧し、主弁１８の段部１８ｃに作用する上主油室７ａの圧力と副油室３１の圧力との差圧により主弁１８が上昇して主油路１９が開く。

【００３９】

そのため上主油室７ａから下主油室７ｂへ作動油が流れ、この際にダンパ減衰力が発生し、また両主油室７ａ，７ｂの差圧が所定値以下になると主油路１９が閉じ、以上の動作を繰り返しながらピストン９は上昇する。

【００４０】

本緩衝器では、開弁時に弁体４２の凸部４２ｂと弁室４１の底面の開口溝４１ａの周縁部（弁座）とで形成されるパイロット開口における作動油の流れ方向ａが該弁体４２の移動方向ｂと交差するように、理想的には直交するように、パイロット弁３５の形状，寸法を設定したので、同じパイロット弁ストロークにおける実質的開口面積を大きくすることができ、応答性を向上できるとともに、パイロット弁３５の開閉方向の振動を低減できる。

【００４１】

上記実質開口面積の点を図４，図５に基づいて詳述する。図４は同一プランジャストロークと実質的開口面積との関係を、図５は同一開口面積とプランジャストロークとの関係を示す。まず、図４（ａ）は弁体のシール面を角度θの円錐状とし、弁孔を直径Ｄの貫通穴とし、かつプランジャストロークをＬとした従来構造の場合を、図４（ｂ）は上記緩衝器において開口溝４１ａの外径，内径をそれぞれ５Ｄ／４，３Ｄ／４とした場合を示す。なお、上記外径，内径は受圧面積が同一となるように設定した。

【００４２】

まず従来構造の場合、実質的開口面積Ｓ′は、Ｓ′＝Ｌ×ｃｏｓθ×π×Ｄであり、これに対して本緩衝器の場合、実質的開口面積Ｓは、Ｓ＝Ｌ×π×２Ｄとなり、本緩衝器では

、同じプランジャストロークであれば実質的開口面積は従来構造の場合より２倍以上に増大していることが分かる。なお、実際には作動油の流れ方向ａは弁体４２の移動方向ｂと直交するのではなく斜めに交差するので、実際の開口面積は上記実質的開口面積Ｓより若干小さい。

【００４３】

また図５において同じ開口面積Ｓを得る場合には、従来構造の場合（特性線Ａ）、プランジャストロークはＬ′必要であるのに対し、本緩衝器の場合（特性線Ｂ）、プランジャストロークはＬで済むことが分かる。

【００４４】

このように本緩衝器では、弁室４１の底壁４１ｃに弁孔として環状の開口溝４１ａを形成し、これを環状の凸部４２ｂで開閉することにより、該凸部４２ｂと開口溝４１ａの周縁（弁座）との間に形成されるパイロット開口を流れる作動油の流れ方向ａが弁体４２の移動方向ｂと交差することとなり、かつ作動油の流れが外方と内方の２方向に流れることから、同一プランジャストロークに対する実質的開口面積が大きくなり、応答性が向上するとともに、パイロット弁の振動を抑制できる。本緩衝器では、上記２方向の流れを確保したことから、パイロット弁のストローク当りの開口面積は主弁のストローク当りの開口面積より大きくなっている。

【００４５】

ここで上記主弁１８が開いて上記ダンピング室５４の容積が減少するに伴って、該ダンピング室５４内の作動油が上記オリフィス５３を通って副油室３１内に流出する際に主弁減衰力が発生し、これにより主弁１８の開時の振動ひいては圧力変動が抑制される。

【００４６】

上記主弁１８の振動は、これのストローク量（開度）が小さい領域において発生し易く、該開度が大きい領域では発生しにくいことが確認されている。本緩衝器では、上記主弁１８のストローク量（開度）が零からＨ＋ΔＬ／２に達するまでは、上記オリフィス５３の長さを最大長Ｌ２付近の長さとしたので、主弁１８のストローク量（開度）が小さく従って振動が発生し易い領域では、作動油がダンピング室５４から副油室３１に流出する際に発生するダンピング機構の減衰力は従来と同程度の最大値となる。これにより上記主弁１８の振動、ひいては圧力変動を抑制することができる。

【００４７】

また、上記主弁１８のストローク量（開度）がさらに増加すると、上記オリフィス５３の長さは短くなり、上記主弁減衰力は減少することとなる。このように主弁１８の振動が発生し難い領域では、ダンピング機構により主弁減衰力を小さくでき、不必要な減衰力の発生を回避することができる。

【００４８】

本緩衝器では、オリフィス長を、主弁開度１８の開度が零からＨに達するまでは上記最大長さＬ２より短くしたので、主弁開度が極小の領域においてオリフィス長が必要以上に大きくなるのを回避できる。このように本緩衝器では、減衰の必要な所で最大の主弁減衰力を与え、それ以外の所では主弁減衰力を小さくして応答性を向上させることができる。

【００４９】

ここで本緩衝器の弁孔，弁体の形状には各種の態様が採用可能であり、例えば図８に示すように、弁室４１の底壁４１ｃに多数の貫通孔４１ｄを貫通形成し、該貫通孔４１ｄを弁体４２の凸部４２ｂで開閉するようにしても良い。図中、図３と同一符号は同一又は相当部分を示す。

【００５０】

このように、多数の貫通孔４１ｄの平坦な弁座を環状凸部４２ｂの平坦な受圧面で開閉するとともに、弁座及び受圧面をパイロット弁の移動方向と直交するように構成したので、上記第１実施形態と同様に、パイロット弁の開口面積を大きくでき、走行条件の変化に対する緩衝器の応答性を向上でき、また、パイロット弁の振動を抑制することができる。

【００５１】

次に、本発明の実施形態を図９に基づいて説明する。図９は該実施形態緩衝器のパイロット弁部分の断面側面図であり、図２，３と同一符号は同一，又は相当邪分を示す。

【００５２】

本実施形態では、弁室４１の底壁４１ｃには円形の開口穴４１ｅが形成され、さらに下方に突出するようにガイド部４１ｆが形成されている。そして弁体４２には、上記開口穴４１ｅより小径の棒状部４２ｄが下方に延長形成されており、該棒状部４２ｄの周囲には平坦な受圧面を有する弁部４２ｅが環状に突設されており該弁部４２ｅは上記開口穴４１ｅの周縁の平坦な弁座に当接可能となっている。上記受圧面及び弁座はパイロット弁の移動方向と直交している。

【００５３】

また上記棒状部４２ｄの下端部は上記ガイド部４１ｆ内に形成されたガイド穴（スライド受部）４１ｇ内に摺動可能にかつ油蜜に挿入されている。また上記ガイド部４１ｆには、上記弁部４２ｅにパイロット室３１内の圧力を導入する導入孔４１ｈが形成されている。

【００５４】

本実施形態においても上述の場合と同様の効果が得られ、さらに弁体４２の棒状部４２ｄをガイド穴４１ｇに挿入して、弁体移動方向に摺動自在にかつ油密に支持したので、該弁体４２が上下方向に摺動する場合に該弁体４２の傾斜を防止でき、副油室３１内の設定圧力を安定化できる。ちなみに、円盤部４２ａ部分のみをガイド支持した場合には該弁体４２が傾斜し、閉弁時に弁部４２ｅのシール面（下面）が開口穴４１ｅの周縁に同時に当接することなく一部が先に当接し、他の部分がその後に当接することとなり、これにより副油室３１内の設定圧力が不安定化する懸念がある。

【００５５】

上述の実施形態では減衰力制御バルブをシリンダ内のピストンに内蔵した例を説明したが、本発明にかかる減衰力制御バルブ（減衰力可変弁）は、図１１～図１３に示すように、シリンダの外側に配置してもよい。した例を図１１～図１３に基づいて説明する。図１１は減衰力制御バルブを備えた緩衝器の断面側面図、図１２，１３は断面側面図、断面平面図であり、図中、図１～図７と同一符号は同一，又は相当部分を示す。

【００５６】

この例は、減衰力制御バルブ１１０を緩衝器１２０の外壁に固定したいわゆる外付けタイプの例である。該緩衝器１２０は、内筒７０内をピストン９０により上，下主油室７０ａ，７０ｂに区分けするとともに、該内筒７０の外側に外筒７１を装着して該外筒７１，内筒７０及びロッドガイド７１ａ，閉塞板７１ｂで囲まれた空間を余剰作動油を貯留する油溜室７０ｃとした構成のものである。

【００５７】

ここで、上記ピストン９０には下主油室７０ｂから上主油室７０ａへの作動油の流れのみを許容し、逆方向の流れを阻止する一方向弁９０ａが配設されている。また内筒７０，外筒７１の底部を閉塞する閉塞板７１ｂには、上記油溜室７０ｃから下主油室７０ｂへの作動油の流れのみを許容し、逆方向の流れを阻止する一方向弁７０ｄが配設されている上記内筒７０と外筒７１との間にガイドパイプ７２が挿入配置されている。このガイドパイプ７２の上端開口は連通孔７２ａを介して上記上主油室７０ａに連通しており、下端開口はガイド部材７４の導入孔７４ａに連通している。ここで上記ガイド部材７４は、外表面が円弧状に形成された板状のものであり、上記ガイドロッド７１ａを装着する前に該ガイド部材７４及びガイドパイプ７２を内筒７０と外筒７１との間に挿入することにより、支持ボディ７３の支持片７３ａによって保持されている。なお、この支持ボディ７３は筒状をなしており、外筒７１にピストン軸と直角方向に向けて挿入され溶接固定されている。

【００５８】

上記減衰力制御バルブ１１０は上記外筒７１の外面下部に取付けられており、圧縮状態，伸び状態の何れにおいても内筒７０内の作動油がガイドパイプ７２，導入孔７４ａ，制御バルブ１１０の主弁１８，導出孔７４ｂを経て上記油溜室７０ｃに流れるようになっている。即ち、本緩衝器では上主油室７０ａと油溜室７０ｃとがガイドパイプ７２，導入孔７

４ａ，導出孔７４ｂからなる主油路によって連通される。
【００５９】
上記減衰力制御バルブ１１０は、リニアソレノイド４４を内蔵する上ボディ１５と、パイロット弁３５を内蔵する中間ボディ１６と、主弁１８を内蔵する下ボディ１７とを有し、基本的構造は上記緩衝器の制御バルブ１００と同一であり、以下の手順で外筒７１に組み付けられる。
【００６０】
外周面，内周面にゴム製のシール７５ａ，７５ｂが焼き付け固定されたシール部材７５を上記支持ボディ７３内に外側から挿入し、該シール部材７５の円弧状に形成された内表面を上記ガイド部材７４の円弧状の外表面に当接させる。
【００６１】
そして上記上ボディ１５に下ボディ１７を螺挿し、これに主弁１８，中間ボディ１６，パイロット弁４２，ニリアソレノイド４４等を予め組み付けた減衰力可変バルブサブアッシーを上記支持ボディ７３内に外側から挿入し、該支持ボディ７３に蓋ボディ９２を螺装することにより下ボディ１７の先端を上記シール部材７５に圧接させる。
【００６２】
路面の凸部等により上記車輪２が突き上げられて緩衝器１２０が圧縮状態になると、ピストンロッド１０，及びピストン９０が図１１の下方に相対的に押されることとなり、ピストンロッド１０の進入体積分だけシリンダ内容積が減少し、また一方向弁９０ａが設けてあることから下主油室７０ｂ及び上主油室７０ａが昇圧し、この圧力がガイドパイプ７２，導入孔７４ａを介して主弁１８に作用するとともに、オリィス７６を通って副油室３１に導入され、該副油室３１も昇圧する。
【００６３】
上記副油室３１の内圧により上記弁体４２に作用する開方向力がリニアソレノイド４４による付勢力を越えると弁体４２が開口溝４１ａを開き、副油室３１の内圧が低下し、主弁１８は上記導入孔７４ａの圧力により押し開かれ、これにより作動油は上記ピストンロッド進入体積相当分だけガイドパイプ７２，制御バルブ１１０を通り、油溜室７０ｃに流入し、この際にダンパ減衰力が発生する。
【００６４】
車輪２が下降し、緩衝器１２０が伸長する場合には、ピストン９０は上向きに相対的に引かれる。この場合一方向弁９０ａが閉じるので上主油室７０ａが昇圧し、その圧力はガイドパイプ７２，導入孔７４ａを介して主弁１８に作用するとともに、オリフィス７６を通って副油室３１に導入され、該副油室３１も昇圧する。
【００６５】
上記副油室３１の内圧により上記弁体４２に作用する開方向力がリニアソレノイド４４による付勢力を越えると弁体４２が開口溝４１ａを開き、副油室３１の内圧が低下し、主弁１８は導入孔７４ａの圧力により押し開かれ、これにより作動油は上主油室７０ａから油溜室７０ｃに流入し、この際にダンパ減衰力が発生する。なお、下主油室７０ｂ内には上記油溜室７０ｃ内の作動油が一方向弁７０ｄを通って補給される。
【００６６】
この例においても、上記実施形態と同様に、同じパイロット弁ストロークにおける実質的開口面積を大きくすることができ、応答性を向上できるとともにパイロット弁３５の開閉後方の振動を低減できる。
【００６７】
そしてこの例では、制御バルブ１１０を外筒７１の側面に配設したので、例えば制御バルブをピストンに内蔵した場合に比べて緩衝器全体の軸方向長さを短くすることができる。
【発明の効果】
【００６８】
以上のように、請求項１の発明に係る減衰力可変式油圧緩衝器によれば、パイロット弁の弁体及び弁孔の形状を、弁体の受圧面及び弁座がパイロット弁の開閉移動方向と直交する

ように設定したので、同じストロークで大きな実質的開口面積を確保することができ、逆に言えば同じ開口面積であればストロークを小さくすることができ、その結果走行状況の変化に対する緩衝器の応答性を向上でき、かつパイロット弁の振動を低減できる効果がある。

【００６９】

また、弁体の棒状部に円形開口穴の周縁に当接する弁部を突設するとともに、棒状部を弁座側のガイド穴により弁体移動方向に摺動自在に支持したので、弁体が特に閉時に傾斜するのを防止でき、副油室内の設定圧力を安定化できる効果がある。

【００７０】

また請求項２の発明では、パイロット弁のストローク当りの開口面積を主弁のストローク当りの開口面積と同等あるいはより大きくできる効果がある。

【００７１】

また請求項３の発明によれば、減衰力制御バルブをピストンに内蔵したので、制御バルブが緩衝器の径方向に突出することがなく、緩衝器全体で見た場合の配置スペースの確保が容易であり、また請求項４の発明によれば、減衰力制御バルブを緩衝器の外面に配設したので、制御バルブをピストンに内蔵するものに比較して、ピストンひいては緩衝器全体の軸方向長さを短くできる。

【図面の簡単な説明】

【００７２】

図１は本発明の成立過程における緩衝器を備えた懸架装置を説明するための模式図である。

図２は上記緩衝器の断面側面図である。

図３は上記態緩衝器のパイロット弁部分を示す図である。

図４は上記緩衝器の効果を説明するための特性図である。

図５は上記緩衝器の効果を説明するための特性図である。

図６は上記態緩衝器のダンピング機構部分の拡大図である。

図７は上記緩衝器の効果を説明するための特性図である。

図８は上記緩衝器の変形例を示す図である。

図９は本発明の実施形態による緩衝器のパイロット弁部分の断面側面図である。

図１０は従来の緩衝器の要部の断面図である。

図１１は減衰力可変弁（制御バルブ）をシリンダの外側に配置した例を説明するための断面側面図である。

図１２は上記制御バルブの断面側面図である。

図１３は上記制御バルブの断面平面図である。

【００７３】

【符号の説明】

６　緩衝器

７　シリンダ

７ａ，７ｂ　上，下主油室

９　ピストン

４４　リニアソレノイド（設定可変手段）

１８　主弁

１９　主油路（主通路）

３１　副油室

３５　パイロット弁

３６　パイロット通路

４１　弁室

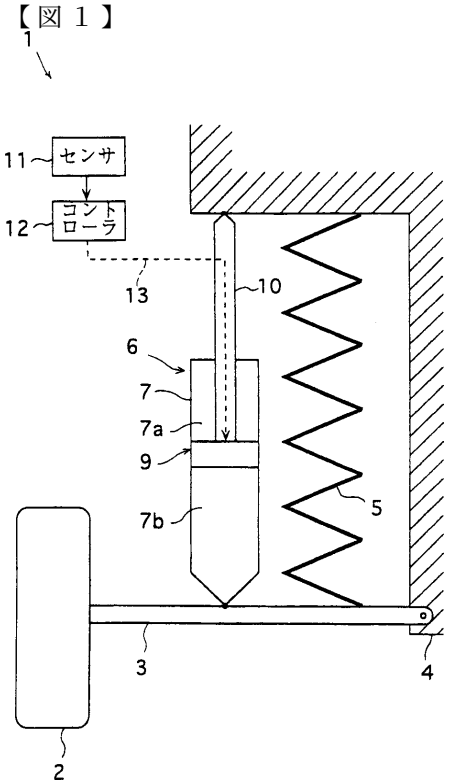
４１ｅ　円形貫通穴

４１ｇ　スライド受部

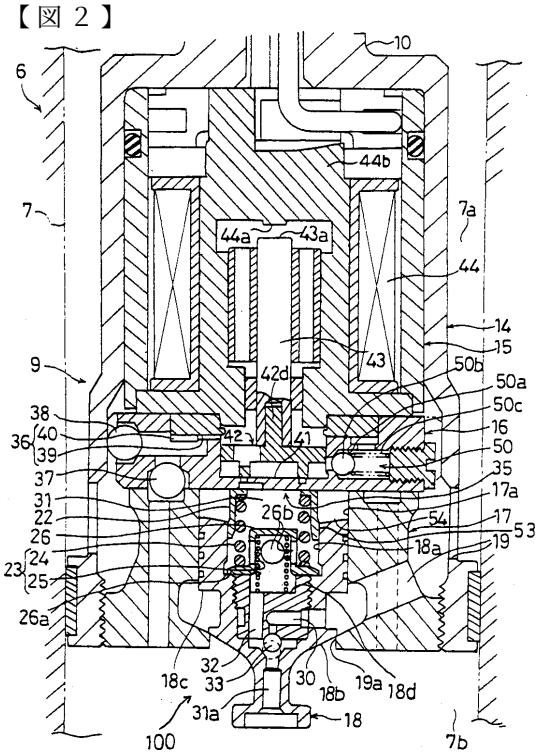
４２　弁体

４２ｄ　棒状部
４２ｅ　弁部

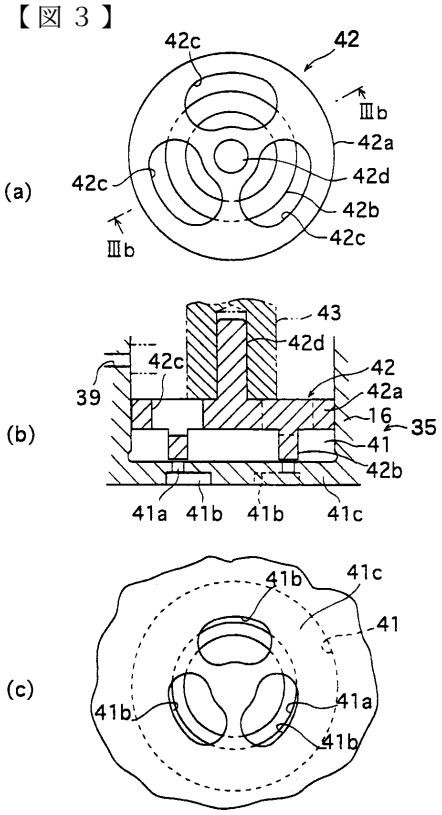
【図１】



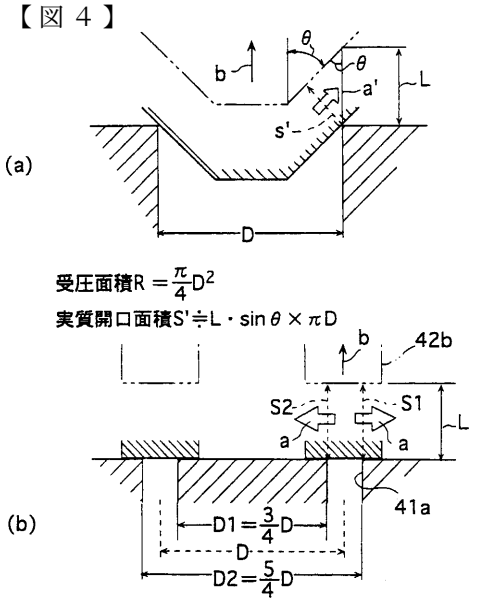
【図２】



【図３】



【図４】



受圧面積$R=\frac{\pi}{4}D^2$

実質開口面積$S'\fallingdotseq L\cdot\sin\theta\times\pi D$

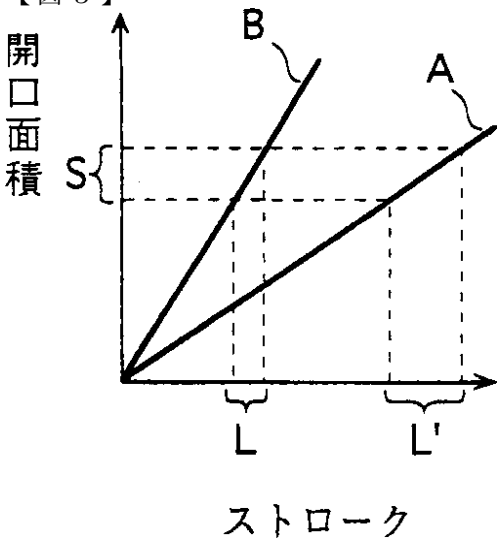
受圧面積$R=\frac{\pi}{4}\{(\frac{5}{4}D)^2-(\frac{3}{4}D)^2\}=\frac{\pi}{4}D^2$

実質開口面積$S=S1+S2$

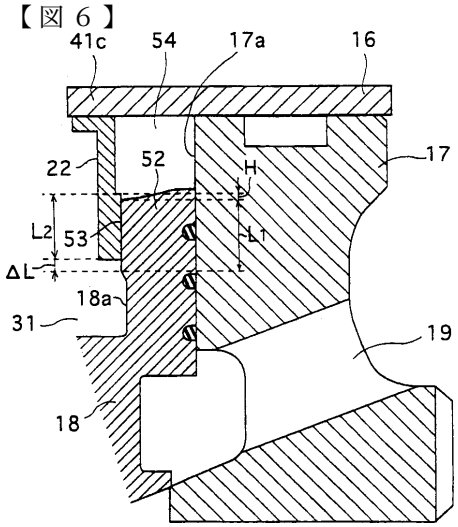
$=L\cdot\pi\cdot\frac{5}{4}D+L\cdot\pi\cdot\frac{3}{4}D$

$=L\cdot\pi\cdot 2D$

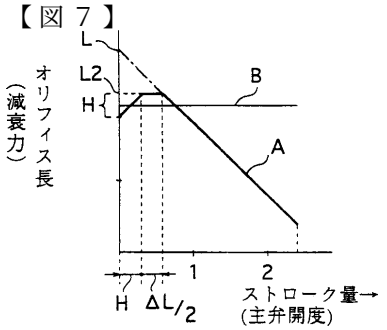
【図５】



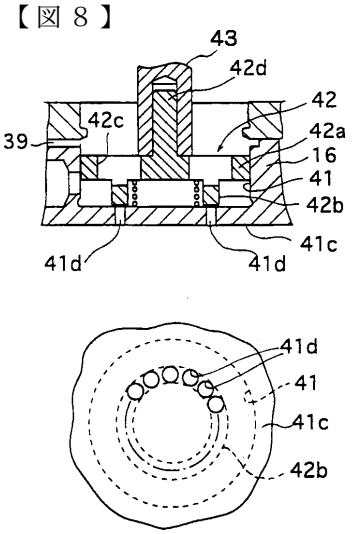
【図６】



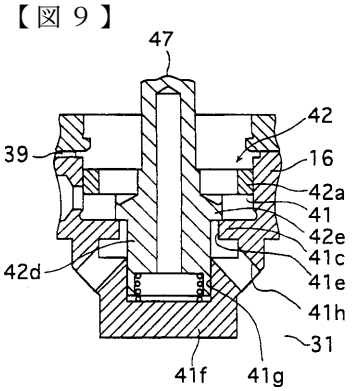
【図７】



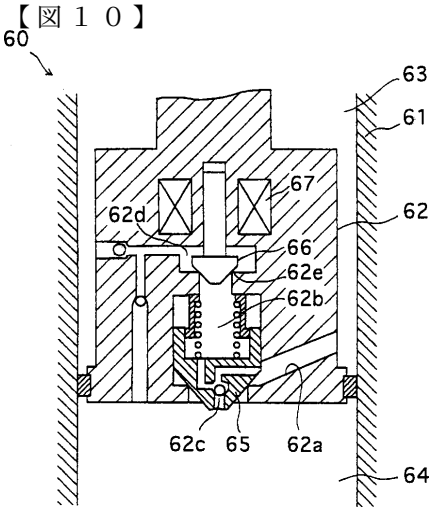
【図８】



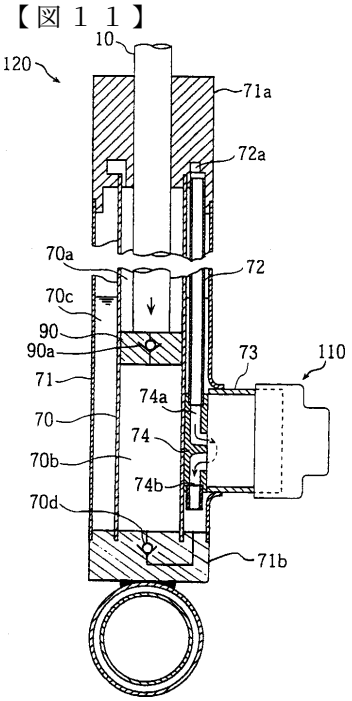
【図９】



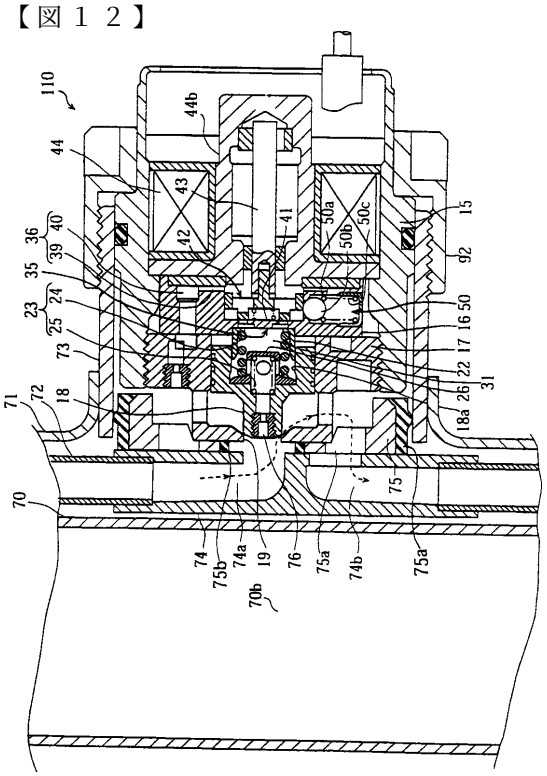
【図１０】



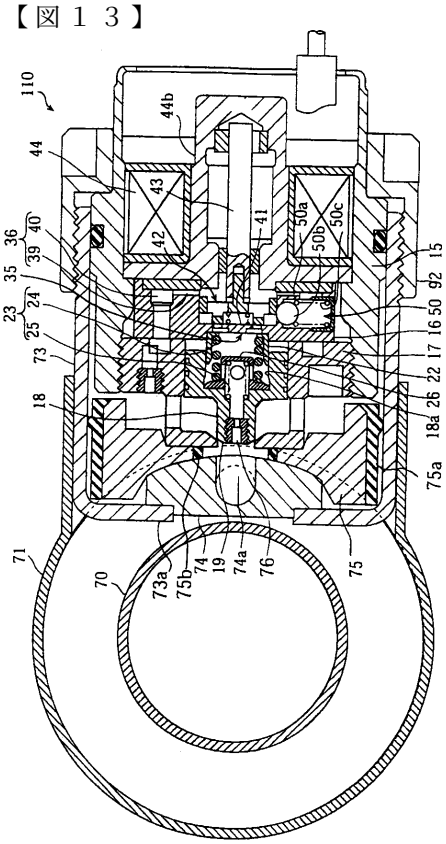
【図１１】



【図１２】



【図１３】


110
44b
44
43
42
41
50a
50b
50c
36
40
39
35
23
24
25
73
18
15
92
50
16
17
22
26
18a
75a
71
70
73a
75b
74
19
74a
76
75

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl., ＤＢ名)
F16F 9/46