

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5783771号
(P5783771)

(45) 発行日 平成27年9月24日 (2015. 9. 24)

(24) 登録日 平成27年7月31日 (2015. 7. 31)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 F 9/50 (2006. 01)

F 1 6 F 9/50

F 1 6 F 9/348 (2006. 01)

F 1 6 F 9/348

請求項の数 5 (全 33 頁)

(21) 出願番号 特願2011-80771 (P2011-80771)
 (22) 出願日 平成23年3月31日 (2011. 3. 31)
 (65) 公開番号 特開2012-215239 (P2012-215239A)
 (43) 公開日 平成24年11月8日 (2012. 11. 8)
 審査請求日 平成26年2月21日 (2014. 2. 21)

(73) 特許権者 509186579
 日立オートモティブシステムズ株式会社
 茨城県ひたちなか市高場2 5 2 0 番地
 (74) 代理人 100064908
 弁理士 志賀 正武
 (72) 発明者 山下 幹郎
 神奈川県綾瀬市小園 1 1 1 6 番地 日立オ
 ートモティブシステムズ株式会社内
 (72) 発明者 山岡 史之
 神奈川県綾瀬市小園 1 1 1 6 番地 日立オ
 ートモティブシステムズ株式会社内
 (72) 発明者 神山 勝
 神奈川県綾瀬市小園 1 1 1 6 番地 日立オ
 ートモティブシステムズ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 緩衝器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

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 2 室の内の一方の室を介して前記シリンダの外部
 に延出されたピストンロッドと、
 前記シリンダ内に設けられ、前記ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッ
 ドの伸び切りを抑制する弾性部材と、
 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第 1 通路と、
 前記 2 室のうちの一方の室に連通される第 2 通路と、
フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、
 前記第 1 通路は、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バルブを有し、
 前記第 2 通路は、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって
 面積が調整される可変オリフィスを有し、
前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第 2 通路の前記可変オリフィスに
直列に接続される圧力室を形成し、前記フリーピストンの他方側は前記 2 室の内の他方の
室と連通し、
前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材に
よって面積が減少するよう調整されることを特徴とする緩衝器。

10

20

【請求項 2】

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 2 室の内の一方の室を介して前記シリンダの外部
に延出されたピストンロッドと、
前記シリンダ内に設けられ、前記ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、
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第 1 通路と、
前記 2 室のうちの一方の室に連通される第 2 通路と、
フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、
前記第 1 通路は、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バルブを有し、
前記第 2 通路は、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスを有し、
前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第 2 通路の前記可変オリフィスに直列に接続される圧力室を形成し、前記フリーピストンの他方側は前記 2 室の内の他方の室と連通し、
前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が増加するよう調整されることを特徴とする緩衝器。

10

【請求項 3】

前記減衰バルブは、閉弁方向に内圧を作用させる背圧室を備え、該背圧室は前記第 2 通路を通して前記作動流体が導入されることを特徴とする請求項 2 に記載の緩衝器。

20

【請求項 4】

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 2 室の内の一方の室を介して前記シリンダの外部
に延出されたピストンロッドと、
前記シリンダ内に設けられ、前記ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、
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第 1 通路と、
前記 2 室のうちの一方の室に連通される第 2 通路と、
フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、
前記第 1 通路は、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バルブを有し、
前記第 2 通路は、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスを有し、
前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第 2 通路の前記可変オリフィスに直列に接続される圧力室を形成し、前記フリーピストンの他方側は前記 2 室の内の他方の室と連通し、
前記減衰バルブは、第 1 の固定オリフィスを有する第 1 減衰バルブと、第 2 の固定オリフィスを有する第 2 減衰バルブと、を直列に配し、
前記第 1 減衰バルブと前記第 2 減衰バルブとの間と、前記可変オリフィスの下流側と、が連通する構成としたことを特徴とする緩衝器。

30

40

【請求項 5】

前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が減少するよう調整されることを特徴とする請求項 4 に記載の緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、緩衝器に関する。

50

【背景技術】

【0002】

緩衝器には、ピストンロッドがストローク端付近まで伸長すると、内部のスプリングが縮んでピストンの衝突を抑制するものがある（例えば、特許文献1参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2006-177531号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0004】

ところで、ピストンロッドの伸び切りを抑制する部材、例えば特許文献1に示すようなスプリングを緩衝器の内部に用いた場合、スプリングが縮んでいるときと自然状態のときとでは、ばね定数が増加した分、車体の制振性が不足する、つまり緩衝器の減衰力が不足する場合があることに気付いた。

【0005】

したがって、本発明は、ピストンロッドの伸び切りを抑制する部材を用いた場合であっても所望の減衰力を発生する緩衝器の提供を目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

20

上記目的を達成するために、本発明は、シリンダ内に設けられ、ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、ピストンの移動により2室間を作動流体が流れるように連通する第1通路と、前記2室のうちの一方の室に連通される第2通路と、フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、前記第1通路は、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バルブを有し、前記第2通路は、ピストンロッドが伸び方向に移動したとき弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスを有し、前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第2通路の前記可変オリフィスに直列に接続される圧力室を形成し、前記フリーピストンの他方側は前記2室の内の他方の室と連通し、前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が減少するよう調整される。

30

また、本発明は、シリンダ内に設けられ、ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、ピストンの移動により2室間を作動流体が流れるように連通する第1通路と、前記2室のうちの一方の室に連通される第2通路と、フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、前記第1通路は、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バルブを有し、前記第2通路は、ピストンロッドが伸び方向に移動したとき弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスを有し、前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第2通路の前記可変オリフィスに直列に接続される圧力室を形成し、前記フリーピストンの他方側は前記2室の内の他方の室と連通し、前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が増加するよう調整される。

40

また、本発明は、シリンダ内に設けられ、ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、ピストンの移動により2室間を作動流体が流れるように連通する第1通路と、前記2室のうちの一方の室に連通される第2通路と、フリーピストンが所定範囲において移動可能に設けられたハウジングと、を備え、前記第1通路は、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バルブを有し、前記第2通路は、ピストンロッドが伸び方向に移動したとき弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスを有し、前記ハウジングの前記フリーピストンの一方側は前記第2通路の前記可変オリフィスに直列に接続される圧力室を形成

50

し、前記フリーピストンの他方側は前記 2 室の内の他方の室と連通し、前記減衰バルブは、第 1 の固定オリフィスを有する第 1 減衰バルブと、第 2 の固定オリフィスを有する第 2 減衰バルブと、を直列に配し、前記第 1 減衰バルブと前記第 2 減衰バルブとの間と、前記可変オリフィスの下流側と、が連通する構成とした。

【発明の効果】

【 0 0 0 7 】

本発明によれば、ピストンロッドの伸び切りを抑制する部材を用いた場合であっても所望の減衰力を発生可能となる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 8 】

10

【図 1】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器を示す断面図である。

【図 2】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器の要部を示す断面図である。

【図 3】緩衝器におけるストローク位置とスプリング反力との関係を示す特性線図である。

【図 4】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図 5】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器等の周波数と減衰力との関係を示す特性線図である。

【図 6】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器等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 7】本発明に係る第 1 実施形態の緩衝器を用いた場合のシミュレーション結果を示す特性線図である。

20

【図 8】本発明に係る第 2 実施形態の緩衝器の要部を示す断面図である。

【図 9】本発明に係る第 2 実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図 10】本発明に係る第 2 実施形態の緩衝器の周波数と減衰力との関係を示す特性線図である。

【図 11】本発明に係る第 3 実施形態の緩衝器の要部を示す断面図である。

【図 12】本発明に係る第 3 実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図 13】本発明に係る第 4 実施形態の緩衝器の要部を示す断面図である。

【図 14】本発明に係る第 4 実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図 15】本発明に係る第 4 実施形態の緩衝器の周波数と減衰力との関係を示す特性線図である。

30

【図 16】本発明に係る第 5 実施形態の緩衝器の要部を示す断面図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 0 9 】

以下で説明の実施の形態は、上述の発明が解決しようとする課題の欄や発明の効果の欄に記載した内容に止まること無くその他にもいろいろな課題を解決し、効果を呈している。以下の実施の形態が解決する課題の主なものを、上述の欄に記載した内容をも含め、次に列挙する。

〔特性改善〕

振動状態に応じて減衰力特性（ピストン速度に対する減衰力）を変更する際に、より滑らかに変更する等の特性設定が求められている。これは、小さな減衰力が発生する特性と、大きな減衰力が発生する特性の切り替わりが唐突に起こると、実際に発生する減衰力も唐突に切り替わるので、車両の乗り心地が悪化し、さらには減衰力の切り替わりが車両の操舵中に発生すると、車両の挙動が不安定となり、運転者が操舵に対して違和感を招く恐れがあるためである。そのため、先に示した特許文献 1 に示すようにより滑らかに変更する特性設定が検討されているが、さらなる特性改善が望まれている。

40

〔大型化の抑制〕

先に示した特許文献 1 に示されるように、シリンダ内の 2 室を仕切り、減衰力を発生する機構を有するピストンに加え、ピストンの一端側に設けられ、ハウジング内を上下動するフリーピストンを備えることにより、振動周波数の広い領域に対応した減衰力特性が得

50

られるように改善が図られたシリンダ装置は種々開発されている。これらのシリンダ装置に共通する課題として、フリーピストンが上下動する領域が必要であるため、軸方向に長くなるということがあげられる。シリンダ装置が大型化すると、車体への取付け自由度が低下するため、シリンダ装置の軸方向長の増加は、大きな課題である。

〔部品数の低減〕

先に示した特許文献 1 に示されるように、ピストンに加え、ハウジングやフリーピストンなどの構成部品が備えられるため、部品数は増えることになる。部品数が増えると、生産性、耐久性、信頼性などに影響がでるため、所望の特性、つまり振動周波数の広い領域に対応した減衰力特性が得られるような特性を出しつつ、部品数の低減が望まれている。

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。

10

【0010】

「第 1 実施形態」

本発明に係る第 1 実施形態を図 1 ～ 図 7 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、図の下側を一方側とし、逆に図の上側を他方側として定義する。

【0011】

第 1 実施形態の緩衝器は、図 1 に示すように、いわゆるモノチューブ式の油圧緩衝器で、作動流体としての油液が封入される有底円筒状のシリンダ 10 を有している。シリンダ 10 内には、ピストン 11 が摺動可能に嵌装され、このピストン 11 により、シリンダ 10 内が上室 12 および下室 13 の 2 室に区画されている。ピストン 11 は、ピストン本体 14 と、その外周面に装着される円環状の摺動部材 15 と、ピストン本体 14 に連結されるピストンロッド 16 のピストン本体 14 への挿通部分とによって構成されている。

20

【0012】

ピストン本体 14 は、ピストンロッド 16 の一端部に連結されており、ピストンロッド 16 の他端側は、シリンダ 10 の開口側に装着されたロッドガイド 17 およびオイルシール 18 等に挿通されてシリンダ 10 の外部へ延出されている。シリンダ 10 の開口側は内側に加締められており、これによりオイルシール 18 およびロッドガイド 17 を係止している。

【0013】

ピストンロッド 16 は、シリンダ 10 内への挿入先端側に、ピストン本体 14 が取り付けられる取付軸部 20 が形成されており、他の部分が取付軸部 20 よりも大径の主軸部 21 となっている。取付軸部 20 には、主軸部 21 とは反対側の外周側にオネジ 19 が形成されている。主軸部 21 の取付軸部 20 近傍の位置には、係止溝 22 が形成されており、この係止溝 22 には、主軸部 21 よりも径方向外側に広がるリテーナ 23 の内周部がかしめ固定されている。

30

【0014】

リテーナ 23 のピストン 11 とは反対には円環状のバネ受 24 が配置されており、バネ受 24 のリテーナ 23 とは反対にコイルスプリングからなる補助スプリング 26 が配置されている。また、補助スプリング 26 のバネ受 24 とは反対には円環状の中間ストッパ 28 が配置されており、中間ストッパ 28 の補助スプリング 26 とは反対にコイルスプリングからなるリバウンドスプリング本体 29 が配置されている。さらに、リバウンドスプリング本体 29 の中間ストッパ 28 とは反対には円環状のバネ受 30 が配置されており、このバネ受 30 のリバウンドスプリング本体 29 とは反対に円環状の弾性材料からなる緩衝体 31 が設けられている。なお、バネ受 24、補助スプリング 26、中間ストッパ 28、リバウンドスプリング本体 29、バネ受 30 および緩衝体 31 は、ピストンロッド 16 に対して軸方向移動可能に設けられている。

40

【0015】

ここで、ピストンロッド 16 がシリンダ 10 から突出する方向に移動すると、ピストンロッド 16 に固定されたリテーナ 23 とともにバネ受 24、補助スプリング 26、中間ストッパ 28、リバウンドスプリング本体 29、バネ受 30 および緩衝体 31 がロッドガイド 17 側に移動することになり、所定位置で緩衝体 31 がロッドガイド 17 に当接する。

50

さらにピストンロッド 16 が突出方向に移動すると、緩衝体 31 およびバネ受 30 が、シリンダ 10 に対して停止状態となり、その結果、移動するリテーナ 23 とバネ受 30 とが近接する。これにより、バネ受 30 と中間ストッパ 28 とがこれらの間のリバウンドスプリング本体 29 を縮長させることになり、中間ストッパ 28 とバネ受 24 とがこれらの間の補助スプリング 26 を縮長させることになる。このようにして、シリンダ 10 内に設けられたリバウンドスプリング本体 29 および補助スプリング 26 が、ピストンロッド 16 に弾性的に作用してピストンロッド 16 の伸び切りを抑制することになり、これらがピストンロッド 16 の伸び切りを抑制するリバウンドスプリング（弾性部材）32 を構成している。なお、このようにリバウンドスプリング 32 がピストンロッド 16 の伸び切りの抵抗となることで、車両旋回時の内周側の車輪の浮き上がりを抑制して車体のロール量を抑えることになる。中間ストッパ 28 は最大限リテーナ 23 側に移動すると、リテーナ 23 に係止されたバネ受 24 に当接してピストンロッド 16 に対して停止することになる。

10

【0016】

ピストン 11 よりもシリンダ 10 の底部側には、下室 13 を画成するための区画体 33 がシリンダ 10 内を摺動可能に設けられている。シリンダ 10 内の上室 12 および下室 13 内には、油液が封入されており、区画体 33 により下室 13 と画成された室 34 には高圧（20～30 気圧程度）のガスが封入されている。

【0017】

上述の緩衝器の例えば一方側は車体により支持され、上記緩衝器の他方側に車輪側が固定される。具体的には、ピストンロッド 16 にて車体側に連結され、シリンダ 10 のピストンロッド 16 の突出側とは反対側の底部に取り付けられた取付アイ 36 にて車輪側に連結される。その際に、シリンダ 10 のピストンロッド 16 の突出側に固定されたバネ受 37 には車体との間に図示略の懸架スプリングが介装される。また、上記とは逆に緩衝器の他方側が車体により支持され緩衝器の一方側に車輪側が固定されるようにしても良い。

20

【0018】

車輪が走行に伴って振動すると該振動に伴ってシリンダ 10 とピストンロッド 16 との位置が相対的に変化するが、上記変化はピストン 11 に形成された流路の流体抵抗により抑制される。以下で詳述するごとくピストン 11 に形成された流路の流体抵抗は振動の速度や振幅により異なるように作られており、振動を抑制することにより、乗り心地が改善される。上記シリンダ 10 とピストンロッド 16 との間には、車輪が発生する振動の他に、車両の走行に伴って車体に発生する慣性力や遠心力も作用する。例えばハンドル操作により走行方向が変化することにより車体に遠心力が発生し、この遠心力に基づく力が上記シリンダ 10 とピストンロッド 16 との間に作用する。以下で説明するとおり、本実施形態の緩衝器は車両の走行に伴って車体に発生する力に基づく振動に対して良好な特性を有しており、車両走行における高い安定性が得られる。

30

【0019】

図 2 に示すように、バネ受 24 は、略円筒形状の円筒状部 40 と、円筒状部 40 の軸方向一端側から径方向外方に突出する円環状のフランジ部 41 とを有している。また、円筒状部 40 の内周面には軸方向に伸びる溝 43 が周方向に間隔をあけて複数形成されている。バネ受 24 は、フランジ部 41 をリテーナ 23 側にしており、円筒状部 40 の内周側にピストンロッド 16 の主軸部 21 が挿入される。これにより、バネ受 24 は、ピストンロッド 16 の主軸部 21 に摺動可能に支持される。また、バネ受 24 は、フランジ部 41 および円筒状部 40 においてリテーナ 23 に当接する一方、補助スプリング 26 の一端部をフランジ部 41 のリテーナ 23 とは反対側に当接させる。

40

【0020】

中間ストッパ 28 は、略円筒形状の円筒状部 46 と、円筒状部 46 の軸方向の中央位置から径方向外方に突出する円環状のフランジ部 47 とを有している。また、円筒状部 46 の内周面には、軸方向の中央位置に環状溝 48 が、径方向外方に凹んで円環状に形成されている。環状溝 48 内にはシールリング 49 が配置されており、中間ストッパ 28 の円筒状部 46 およびシールリング 49 の内周側にピストンロッド 16 の主軸部 21 が挿入され

50

る。これにより、中間ストッパ２８は、ピストンロッド１６の主軸部２１に摺動可能に支持される。中間ストッパ２８は、補助スプリング２６の他端部をフランジ部４７の軸方向の一端面に当接させる。また、中間ストッパ２８は、リバウンドスプリング本体２９の一端部をフランジ部４７の軸方向の他端面に当接させる。

【００２１】

バネ受３０は、図１に示すように、テーパ状の筒状部５２と、筒状部５２の大径側から径方向外方に突出する円環状のフランジ部５３とを有している。バネ受３０は、フランジ部５３をリバウンドスプリング本体２９とは反対側にして、筒状部５２の内側にピストンロッド１６の主軸部２１が挿入される。これにより、バネ受３０は、ピストンロッド１６の主軸部２１に摺動可能に支持される。バネ受３０は、リバウンドスプリング本体２９の他端部をフランジ部５３に当接させる。

10

【００２２】

図２に示すように、ピストン本体１４には、上室１２と下室１３とを連通させ、ピストン１１の上室１２側への移動、つまり伸び行程において上室１２から下室１３に向けて油液が流れ出す複数（図２では断面とした関係上一カ所のみ図示）の通路（第１通路）６０ａと、ピストン１１の下室１３側への移動、つまり縮み行程において下室１３から上室１２に向けて油液が流れ出す複数（図２では断面とした関係上一カ所のみ図示）の通路（第１通路）６０ｂが設けられている。これらのうち半数を構成する通路６０ａは、円周方向において、それぞれ間に一カ所の通路６０ｂを挟んで等ピッチで形成されており、ピストン１１の軸方向一側（図１の上側）が径方向外側に軸方向他側（図１の下側）が径方向内側に開口している。

20

【００２３】

そして、これら半数の通路６０ａに、減衰力を発生する減衰バルブ６２ａが設けられている。減衰バルブ６２ａは、ピストン１１の軸線方向の下室１３側に配置されている。通路６０ａは、ピストンロッド１６がシリンダ１０外に伸び出る伸び側にピストン１１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おり、これらに対して設けられた減衰バルブ６２ａは、伸び側の通路６０ａの油液の流動を規制して減衰力を発生させる伸び側の減衰バルブとなっている。

【００２４】

また、残りの半数を構成する通路６０ｂは、円周方向において、それぞれ間に一カ所の通路６０ａを挟んで等ピッチで形成されており、ピストン１１の軸線方向他側（図１の下側）が径方向外側に軸線方向一側（図１の上側）が径方向内側に開口している。

30

【００２５】

そして、これら残り半数の通路６０ｂに、減衰力を発生する減衰バルブ６２ｂが設けられている。減衰バルブ６２ｂは、ピストン１１の軸線方向の上室１２側に配置されている。通路６０ｂは、ピストンロッド１６がシリンダ１０内に入る縮み側にピストン１１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おり、これらに対して設けられた減衰バルブ６２ｂは、縮み側の通路６０ｂの油液の流動を規制して減衰力を発生させる縮み側の減衰バルブとなっている。

【００２６】

ピストンロッド１６には、取付軸部２０のピストン１１よりもさらに端側に減衰力可変機構６５が取り付けられている。

40

【００２７】

ピストン本体１４は、略円板形状をなしており、その中央には、軸方向に貫通して、上記したピストンロッド１６の取付軸部２０を挿通させるための挿通穴６８が形成されている。

【００２８】

ピストン本体１４の下室１３側の端部には、伸び側の通路６０ａの一端開口位置に、減衰バルブ６２ａを構成するシート部７１ａが、円環状に形成されている。ピストン本体１４の上室１２側の端部には、縮み側の通路６０ｂの一端の開口位置に、減衰バルブ６２ｂ

50

を構成するシート部 7 1 b が、円環状に形成されている。

【 0 0 2 9 】

ピストン本体 1 4 において、シート部 7 1 a の挿通穴 6 8 とは反対側は、シート部 7 1 a よりも軸線方向高さが低い環状の段差部 7 2 b となっており、この段差部 7 2 b の位置に縮み側の通路 6 0 b の他端が開口している。また、同様に、ピストン本体 1 4 において、シート部 7 1 b の挿通穴 6 8 とは反対側は、シート部 7 1 b よりも軸線方向高さが低い環状の段差部 7 2 a となっており、この段差部 7 2 a の位置に伸び側の通路 6 0 a の他端が開口している。

【 0 0 3 0 】

減衰バルブ 6 2 a は、上記したシート部 7 1 a と、シート部 7 1 a の全体に同時に着座可能な環状のディスク 7 5 a とからなっており、ディスクバルブとなっている。ディスク 7 5 a は複数枚の環状の単体ディスクが重ね合わせられることで構成されている。ディスク 7 5 a のピストン本体 1 4 とは反対側には、ディスク 7 5 a よりも小径の環状のバルブ規制部材 7 7 a が配置されている。

【 0 0 3 1 】

減衰バルブ 6 2 a には、シート部 7 1 a とディスク 7 5 a との間に、これらが当接状態にあっても通路 6 0 a を下室 1 3 に連通させる固定オリフィス 7 8 a が、シート部 7 1 a に形成された溝あるいはディスク 7 5 a に形成された開口によって形成されている。ディスク 7 5 a は、シート部 7 1 a から離座することで通路 6 0 a を開放する。バルブ規制部材 7 7 a はディスク 7 5 a の開方向への規定以上の変形を規制する。減衰バルブ 6 2 a は、通路 6 0 a に設けられ、ピストン 1 1 の摺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。

【 0 0 3 2 】

同様に、減衰バルブ 6 2 b は、上記したシート部 7 1 b と、シート部 7 1 b の全体に同時に着座可能な環状のディスク 7 5 b とからなっており、ディスクバルブとなっている。ディスク 7 5 b も複数枚の環状の単体ディスクが重ね合わせられることで構成されている。ディスク 7 5 b のピストン本体 1 4 とは反対側には、ディスク 7 5 b よりも小径の環状のバルブ規制部材 7 7 b が配置されている。バルブ規制部材 7 7 b はディスク 7 5 b の開方向への規定以上の変形を規制する。バルブ規制部材 7 7 b は、ピストンロッド 1 6 の主軸部 2 1 の取付軸部 2 0 側の端部の軸段部 8 0 に当接している。

【 0 0 3 3 】

減衰バルブ 6 2 b には、シート部 7 1 b とディスク 7 5 b との間に、これらが当接状態にあっても通路 6 0 b を上室 1 2 に連通させる固定オリフィス 7 8 b が、シート部 7 1 b に形成された溝あるいはディスク 7 5 b に形成された開口によって形成されている。ディスク 7 5 b は、シート部 7 1 b から離座することで通路 6 0 b を開放する。バルブ規制部材 7 7 b はディスク 7 5 b の開方向への規定以上の変形を規制する。減衰バルブ 6 2 b は、通路 6 0 b に設けられ、ピストン 1 1 の摺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。

【 0 0 3 4 】

第 1 実施形態では、減衰バルブ 6 2 a , 6 2 b が内周クランプのディスクバルブである例を示したが、これに限らず、減衰力を発生する機構であればよく、例えば、ディスクバルブをコイルバネで付勢するリフトタイプのバルブとしてもよく、また、ポペット弁であってもよい。

【 0 0 3 5 】

ピストンロッド 1 6 の先端部のオネジ 1 9 には、周波数（振動状態）により外部から制御されることなく減衰力を可変とする周波数感応部である減衰力可変機構 6 5 が螺合されている。減衰力可変機構 6 5 は、ピストンロッド 1 6 のオネジ 1 9 に螺合されるメネジ 8 1 が形成された蓋部材 8 2 と、この蓋部材 8 2 にその一端開口側が閉塞されるように取り付けられる略円筒状のハウジング本体 8 3 とからなるハウジング 8 5 と、このハウジング 8 5 内に摺動可能に嵌挿されるフリーピストン 8 7 と、フリーピストン 8 7 とハウジング

10

20

30

40

50

８５の蓋部材８２との間に介装されてフリーピストン８７がハウジング８５に対し軸方向の蓋部材８２側へ移動したときに圧縮変形する縮み側の弾性体であるＯリング８８と、フリーピストン８７とハウジング８５のハウジング本体８３との間に介装されてフリーピストン８７がハウジング８５に対し上記とは反対側へ移動したときに圧縮変形する伸び側の弾性体であるＯリング８９とで構成されている。なお、図２においては便宜上自然状態のＯリング８８、８９を図示している。特にＯリング８９は、シールとしても機能するので、取り付けられた状態で常時、変形（断面非円形）しているように配置されることが望ましい。上記したＯリング８８はフリーピストン８７が一方向へ移動したときに圧縮変形してフリーピストン８７の変位に対し抵抗力を発生する抵抗要素となっており、Ｏリング８９はフリーピストン８７が他方向へ移動したときに圧縮変形してフリーピストン８７の変位に対し抵抗力を発生する抵抗要素となっている。

10

【００３６】

蓋部材８２は、切削加工を主体として形成されるもので、略円筒状の蓋内筒部９１と、この蓋内筒部９１の軸方向の端部から径方向外側に延出する円板状の蓋基板部９２と、蓋基板部９２の外周側から蓋内筒部９１と同方向に延出する蓋外筒部９３と、蓋内筒部９１の先端側を覆うとともにオリフィス９４が形成された蓋先板部９５を有している。

【００３７】

蓋内筒部９１の内周部には、上記したメネジ８１が形成されている。蓋外筒部９３の内周面は、蓋基板部９２側から順に、円筒面部９６および曲面部９７を有している。円筒面部９６は一定径をなしており、円筒面部９６に繋がる曲面部９７は、円筒面部９６から離れるほど大径の円環状となっている。曲面部９７は蓋部材８２の中心軸線を含む断面が円弧状をなしている。蓋外筒部９３の外周面には、オネジ９８が形成されている。

20

【００３８】

ハウジング本体８３は、切削加工を主体として形成されるもので、軸方向一侧に径方向内方に突出する内側環状突起１００が形成された略円筒状をなしている。ハウジング本体８３の内周面には、軸方向一侧から順に、小径円筒面部１０１、曲面部１０２、大径円筒面部１０３およびメネジ１０４が形成されている。小径円筒面部１０１は一定径をなしており、小径円筒面部１０１に繋がる曲面部１０２は、小径円筒面部１０１から離れるほど大径の円環状となっており、曲面部１０２に繋がる大径円筒面部１０３は、小径円筒面部１０１より大径の一定径をなしている。曲面部１０２はハウジング本体８３の中心軸線を含む断面が円弧状をなしており、小径円筒面部１０１と曲面部１０２とが、内側環状突起１００に形成されている。なお、ハウジング本体８３を円筒状と記述しているが、内周面は断面円形となることが望ましいが、外周面は、多角形等断面非円形であってもよい。

30

【００３９】

このようなハウジング本体８３のメネジ１０４に、蓋部材８２のオネジ９８が螺合されることでこれらが一体化されてハウジング８５となる。蓋部材８２の蓋外筒部９３はハウジング８５において大径円筒面部１０３よりも径方向内側に突出する内側環状突起を構成しており、この部分に曲面部９７がハウジング本体８３の内側環状突起１００の曲面部１０２と軸方向に対向するように配置されている。

【００４０】

40

フリーピストン８７は、切削加工を主体として形成されるもので、略円筒状のピストン筒部１０８と、このピストン筒部１０８の軸方向の端部側を閉塞するピストン閉板部１０９とを有しており、ピストン筒部１０８には径方向外方に突出する円環状の外側環状突起１１０が軸方向の中央に形成されている。

【００４１】

ピストン筒部１０８の外周面には、軸方向のピストン閉板部１０９側から順に、小径円筒面部１１３、曲面部１１４、大径円筒面部１１５、曲面部１１６および小径円筒面部１１７が形成されている。曲面部１１４、大径円筒面部１１５および曲面部１１６は、外側環状突起１１０に形成されている。

【００４２】

50

小径円筒面部 1 1 3 は一定径となっており、この小径円筒面部 1 1 3 に繋がる曲面部 1 1 4 は小径円筒面部 1 1 3 から離れるほど大径の円環状となっている。曲面部 1 1 4 に繋がる大径円筒面部 1 1 5 は、小径円筒面部 1 1 3 より大径の一定径をなしている。曲面部 1 1 4 はフリーピストン 8 7 の中心軸線を含む断面が円弧状をなしている。

【 0 0 4 3 】

大径円筒面部 1 1 5 に繋がる曲面部 1 1 6 は、大径円筒面部 1 1 5 から離れるほど小径の円環状をなしている。曲面部 1 1 6 に小径円筒面部 1 1 7 が繋がっており、この小径円筒面部 1 1 7 は、小径円筒面部 1 1 3 と同径の一定径となっている。曲面部 1 1 6 はフリーピストン 8 7 の中心軸線を含む断面が円弧状をなしている。外側環状突起 1 1 0 はその軸線方向の中央位置を通る平面に対して対称形状をなしている。フリーピストン 8 7 は、外側環状突起 1 1 0 の軸方向の中央位置に、外側環状突起 1 1 0 を径方向に貫通する通路穴 1 1 8 がフリーピストン 8 7 の周方向に間隔をあけて複数箇所形成されている。

【 0 0 4 4 】

フリーピストン 8 7 は、ハウジング 8 5 内に配置された状態で、大径円筒面部 1 1 5 においてハウジング本体 8 3 の大径円筒面部 1 0 3 に摺動可能に嵌挿されることになる。また、フリーピストン 8 7 は、一方の小径円筒面部 1 1 3 がハウジング本体 8 3 の小径円筒面部 1 0 1 に、他方の小径円筒面部 1 1 7 が蓋部材 8 2 の蓋外筒部 9 3 の円筒面部 9 6 に、それぞれ摺動可能に嵌挿されている。ハウジング 8 5 内に配置された状態で、ハウジング本体 8 3 の曲面部 1 0 2 とフリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 とがこれらの径方向において位置を重ね合わせることになる。よって、ハウジング本体 8 3 の曲面部 1 0 2 と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 とがフリーピストン 8 7 の移動方向で対向する。加えて、蓋部材 8 2 の蓋外筒部 9 3 の曲面部 9 7 とフリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 6 とがこれらの径方向において位置を重ね合わせることになる。よって、蓋部材 8 2 の曲面部 9 7 と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 6 とがフリーピストン 8 7 の移動方向で対向する。

【 0 0 4 5 】

そして、フリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 3 および曲面部 1 1 4 と、ハウジング本体 8 3 の曲面部 1 0 2 および大径円筒面部 1 0 3 との間に、言い換えれば、フリーピストン 8 7 の外側環状突起 1 1 0 とハウジング 8 5 の一方の内側環状突起 1 0 0 との間に、リング 8 9 (図 2 において自然状態を図示) が配置されている。このリング 8 9 は、自然状態にあるとき、中心軸線を含む断面が円形状をなし、内径がフリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 3 よりも小径で、外径がハウジング本体 8 3 の大径円筒面部 1 0 3 よりも大径となっている。つまり、リング 8 9 は、フリーピストン 8 7 およびハウジング 8 5 の両方に対してこれらの径方向に締め代をもって嵌合される。

【 0 0 4 6 】

また、ハウジング 8 5 の大径円筒面部 1 0 3 および曲面部 9 7 と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 6 および小径円筒面部 1 1 7 との間に、言い換えれば、フリーピストン 8 7 の外側環状突起 1 1 0 とハウジングの他方の内側環状突起である蓋外筒部 9 3 との間に、リング 8 8 (図 2 において自然状態を図示) が配置されている。このリング 8 8 は、自然状態にあるとき、中心軸線を含む断面が円形状をなしており、内径がフリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 7 よりも小径で、外径がハウジング 8 5 の大径円筒面部 1 0 3 よりも大径となっている。つまり、リング 8 8 も、フリーピストン 8 7 およびハウジング 8 5 の両方に対してこれらの径方向に締め代をもって嵌合される。

【 0 0 4 7 】

両方のリング 8 8 , 8 9 は、同じ大きさのものであり、フリーピストン 8 7 をハウジング 8 5 に対して所定の中立位置に保持するとともにフリーピストン 8 7 のハウジング 8 5 に対する軸方向の上室 1 2 側および下室 1 3 側の両側への軸方向移動を許容する。

【 0 0 4 8 】

フリーピストン 8 7 においては、リング 8 8 が小径円筒面部 1 1 7、曲面部 1 1 6 に接触することになり、これらのうち曲面部 1 1 6 は、フリーピストン 8 7 の移動方向に対し傾斜している。また、ハウジング 8 5 においては、リング 8 8 がハウジング 8 5 の大

径円筒面部 103 および曲面部 97 に接触することになり、これらのうち曲面部 97 は、フリーピストン 87 の移動方向に対し傾斜している。

【0049】

言い換えれば、フリーピストン 87 の外周部に外側環状突起 110 を設け、この外側環状突起 110 の軸方向両面は、曲面部 114 と曲面部 116 とを構成し、ハウジング 85 の内周における、外側環状突起 110 の両側の位置に、曲面部 102 を有する内側環状突起 100 と、曲面部 97 を有する内側環状突起を構成する蓋外筒部 93 とを設け、外側環状突起 110 と、内側環状突起 100 および内側環状突起を構成する蓋外筒部 93 との間にそれぞれリング 89 およびリング 88 を設けている。

【0050】

そして、フリーピストン 87 の小径円筒面部 113、曲面部 114 において、リング 89 に接触している部分であるフリーピストン接触面と、ハウジング 85 の大径円筒面部 103 および曲面部 102 において、リング 89 に接触している部分であるハウジング接触面とが、フリーピストン 87 の移動によってリング 89 に接触している部分のリングの中心を通る最短距離が変化し、最短距離となる部分を結ぶ線分の向きが変化する。言い換えれば、フリーピストン 87 のフリーピストン接触面と、ハウジング 85 のハウジング接触面と、それぞれのうちリング 89 が接触している部分の最短距離を結ぶ線分の向きが変化するように小径円筒面部 113 および曲面部 114 と大径円筒面部 103 および曲面部 102 との形状が設定されている。具体的に、フリーピストン 87 がハウジング 85 に対して軸方向の上室 12 側（図 2 の上側）に位置するとき、フリーピストン接触面とハウジング接触面と、それぞれのうちリング 89 が接触している部分の最短距離は大径円筒面部 103 と小径円筒面部 113 との半径差である（大径円筒面部 103 と小径円筒面部 113 との半径差よりもリング 89 の外径と内径の半径差の方が大であるため、リング 89 がその差分潰れ、その部分、つまり最短距離の線分は傾斜角 0 となる）。一方フリーピストン 87 がハウジング 85 に対して軸方向の下室 13 側（図 2 の下側）に移動すると、リング 89 との接触部分は曲面部 114 と曲面部 102 となり、最もリング 89 が潰される位置、つまり最短距離の線分の傾斜角が斜めになる。

【0051】

同様に、フリーピストン 87 の小径円筒面部 117 および曲面部 116 において、リング 88 に接触している部分であるフリーピストン接触面と、ハウジング 85 の大径円筒面部 103 および曲面部 97 において、リング 88 に接触している部分であるハウジング接触面とが、フリーピストン 87 の移動によってリング 88 に接触している部分の最短距離が変化し、最短距離となる部分を結ぶ線分の向きが変化する。言い換えれば、フリーピストン 87 のフリーピストン接触面と、ハウジング 85 のハウジング接触面と、それぞれのうちリング 88 が接触している部分の最短距離を結ぶ線分の向きが変化するように小径円筒面部 117 および曲面部 116 と、大径円筒面部 103 および曲面部 97 との形状が設定されている。具体的に、フリーピストン 87 がハウジング 85 に対して軸方向の下室 13 側（図 2 の下側）に位置するとき、フリーピストン接触面とハウジング接触面と、それぞれのうちリング 88 が接触している部分の最短距離は大径円筒面部 103 と小径円筒面部 117 との半径差である（大径円筒面部 103 と小径円筒面部 117 との半径差よりもリング 88 の外径と内径の半径差の方が大であるため、リング 88 がその差分潰れ、その部分、つまり最短距離の線分は傾斜角 0 となる）。一方フリーピストン 87 がハウジング 85 に対して軸方向の上室 12 側（図 2 の上側）に移動すると、リング 88 との接触部分は曲面部 97 と曲面部 116 となり、最もリング 88 が潰される位置、つまり最短距離の線分の傾斜角が斜めになる。

【0052】

なお、減衰力可変機構 65 は、例えばハウジング本体 83 内に曲面部 102 の位置までリング 89 を挿入し、これらハウジング本体 83 およびリング 89 の内側にフリーピストン 87 を嵌合し、ハウジング本体 83 とフリーピストン 87 との間に曲面部 116 の位置までリング 88 を挿入して、蓋部材 82 をハウジング本体 83 に螺合させることに

10

20

30

40

50

より、組み立てられることになる。そして、このように予め組み立てられた減衰力可変機構 65 がピストンロッド 16 の取付軸部 20 のオネジ 19 にメネジ 81 を螺合させて取り付けられることになり、その際に、ハウジング 85 の蓋基板部 92 がバルブ規制部材 77a に当接することになる。減衰力可変機構 65 の外径つまりハウジング 85 の外径は、シリンダ 10 の内径よりも流路抵抗とならない程度に小さく設定されている。

【0053】

ピストンロッド 16 には、主軸部 21 の、リテーナ 23 に当接するバネ受 24 と、セット状態にある補助スプリング 26 によりバネ受 24 から所定距離離間する中間ストッパ 28 との間位置に、径方向に沿う通路穴 120 が形成されており、この通路穴 120 に連通し先端部に開口する、通路穴 120 より大径の通路穴 121 が軸方向に沿って形成されている。中間ストッパ 28 は、補助スプリング 26 を伸縮させながらピストンロッド 16 上を、バネ受 24 に近接・離間するように移動可能となっている。中間ストッパ 28 は、バネ受 24 に近接することで通路穴 120 を、バネ受 24 側に近づくほど閉塞量を大きくするように閉塞する。中間ストッパ 28 は最大限リテーナ 23 側に移動すると、リテーナ 23 に係止されたバネ受 24 に当接してピストンロッド 16 に対して停止することになり、この状態では通路穴 120 を全閉する。このように、中間ストッパ 28 と通路穴 120 とが、通路面積が調整される可変オリフィス 122 を構成している。ピストンロッド 16 の通路穴 120、121 およびオリフィス 94 によって、上室 12 が、減衰力可変機構 65 のハウジング 85 内に形成された圧力室 125 に連通している。なお、圧力室 125 は、ハウジング 85 と Oリング 88、89 とフリーピストン 87 とで画成されている。

【0054】

上記したようにフリーピストン 87 の外側環状突起 110 の軸方向の中央位置に、外側環状突起 110 を径方向に貫通する通路穴 118 が複数形成されている。これにより、圧力室 125 は、通路穴 118 を介して、ハウジング 85 と Oリング 88 と Oリング 89 とフリーピストン 87 とで囲まれた室 128 に常時連通する。言い換えれば、通路穴 118 は、一方の Oリング 88 と他方の Oリング 89 との間の室 128 に圧力室 125 から油液を導く。なお、通路穴 118 は、フリーピストン 87 の外側環状突起 110 の位置に形成されていることから、フリーピストン 87 のハウジング 85 に対する移動範囲の全域において、一方の Oリング 88 および他方の Oリング 89 のいずれにも接触することはない。

【0055】

通路穴 120、121、オリフィス 94 および圧力室 125 が、上室 12 および下室 13 のうちの一方である上室 12 に連通されて、ピストン 11 の上室 12 側への移動によりシリンダ 10 内の上室 12 から油液が流れ出す通路（第 2 通路）130 を構成している。よって、中間ストッパ 28 と通路穴 120 とで構成される可変オリフィス 122 は、この通路 130 に設けられており、この可変オリフィス 122 は、圧力室 125 と直列に設けられている。フリーピストン 87 とハウジング 85 との間に設けられ、フリーピストン 87 の摺動方向両側に配置された Oリング 88、89 は、このフリーピストン 87 の変位に対し抵抗力を発生する。つまり、Oリング 88 は、フリーピストン 87 がハウジング 85 に対し一方の上室 12 側へ移動すると弾性力を発生することになり、Oリング 89 は、フリーピストン 87 がハウジング 85 に対し他方の下室 13 側へ移動すると弾性力を発生する。

【0056】

ここで、ピストンロッド 16 が伸び側に移動する伸び行程では、上室 12 から通路 60a を介して下室 13 に油液が流れることになるが、ピストン速度が微低速域の場合は、上室 12 から通路 60a に導入された油液が、基本的に、シート部 71a とシート部 71a に当接するディスク 75a との間に形成された常時開口の固定オリフィス 78a を介して下室 13 に流れ、その際オリフィス特性（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。また、ピストン速度が上昇して低速域に達すると、上室 12 から通路 60a に導入された油液が、基本的にディスク 75a を開きながらディスク 75a とシート部 71a との間を通過して下室 13 に流れることになる。このため、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。

【0057】

ピストンロッド16が縮み側に移動する縮み行程では、下室13から通路60bを介して上室12に油液が流れることになるが、ピストン速度が微低速域の場合は、下室13から通路60bに導入された油液が、基本的に、シート部71bとシート部71bに当接するディスク75bとの間に形成された常時開口の固定オリフィス78bを介して上室12に流れ、その際オリフィス特性(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。また、ピストン速度が上昇して低速域に達すると、下室13から通路60bに導入された油液が、基本的にディスク75bを開きながらディスク75bとシート部71bとの間を通して上室12に流れることになる。このため、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。

10

【0058】

ここで、ピストン速度が遅いとき、つまり微低速域(例えば0.05m/s)の周波数が比較的高い領域(例えば7Hz以上)は、例えば路面の細かな表面の凹凸から生じる振動であり、このような状況では減衰力を下げるのが好ましい。また、同じくピストン速度が遅いときであっても、上記とは逆に周波数が比較的低い領域(例えば2Hz以下)は、いわゆる車体のロールによるぐらつき等の振動であり、このような状況では減衰力を上げるのが好ましい。

【0059】

これに対応して、上記した減衰力可変機構65が、ピストン速度が同じように遅い場合でも、周波数に応じて減衰力を可変とする。つまり、ピストン速度が遅い時、ピストン11の往復動の周波数が高くなると、その伸び行程では、上室12の圧力が高くなって、ピストンロッド16の通路穴120, 121およびオリフィス94を介して減衰力可変機構65の圧力室125に上室12から油液を導入させながら、フリーピストン87が軸方向の下室13側にあるリング89の付勢力に抗してハウジング85に対して軸方向の下室13側に移動する。このようにフリーピストン87が軸方向の下室13側に移動することにより、圧力室125に上室12から油液を導入することになり、上室12から通路60aに導入され減衰バルブ62aを通過して下室13に流れる油液の流量が減ることになる。これにより、減衰力が下がる。このように、フリーピストン87は、ピストン11の移動により圧力室125の容積を可変にする。

20

30

【0060】

続く縮み行程では、下室13の圧力が高くなるため、オリフィス94およびピストンロッド16の通路穴120, 121を介して圧力室125から上室12に油液を排出させながら、それまで軸方向の下室13側に移動していたフリーピストン87が軸方向の上室12側にあるリング88の付勢力に抗してハウジング85に対して軸方向の上室12側に移動する。このようにフリーピストン87が軸方向の上室12側に移動することにより、下室13の容積を拡大することになり、下室13から通路60bに導入され減衰バルブ62bを通過して上室12に流れる油液の流量が減ることになる。これにより、減衰力が下がる。

【0061】

40

そして、ピストン11の周波数が高い領域では、フリーピストン87の移動の周波数も追従して高くなり、その結果、上記した伸び行程の都度、上室12から圧力室125に油液が流れ、縮み行程の都度、下室13の容積がフリーピストン87の移動の分拡大することになって、上記のように、減衰力が下がった状態に維持されることになる。

【0062】

他方で、ピストン速度が遅い時、ピストン11の周波数が低くなると、フリーピストン87の移動の周波数も追従して低くなるため、伸び行程の初期に、上室12から圧力室125に油液が流れるものの、その後はフリーピストン87がリング89を圧縮してハウジング85に対して軸方向の下室13側で停止し、上室12から圧力室125に油液が流れなくなるため、上室12から通路60aに導入され減衰バルブ62aを通過して下室1

50

3 に流れる油液の流量が減らない状態となり、減衰力が高くなる。

【 0 0 6 3 】

続く縮み行程でも、その初期に、下室 1 3 の容積ハウジング 8 5 に対するフリーピストン 8 7 の移動の分拡大することになるものの、その後はフリーピストン 8 7 がリング 8 8 を圧縮してハウジング 8 5 に対し軸方向の上室 1 2 側で停止し、下室 1 3 の容積に影響しなくなるため、下室 1 3 から通路 6 0 b に導入され減衰バルブ 6 2 b を通過して上室 1 2 に流れる油液の流量が減らない状態となり、減衰力が高くなる。

【 0 0 6 4 】

そして、本実施形態においては、上記したように、フリーピストン 8 7 に中立位置へ戻すように付勢力を与える部品としてゴム材料からなるリング 8 8 , 8 9 を用いており、フリーピストン 8 7 の中立位置では、フリーピストン 8 7 とハウジング 8 5 との間にあるリング 8 8 が、ハウジング本体 8 3 の大径円筒面部 1 0 3 と、フリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 7 との間に、リング 8 9 が、ハウジング本体 8 3 の大径円筒面部 1 0 3 と、フリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 3 との間に位置する。

【 0 0 6 5 】

この中立位置から例えば伸び行程でフリーピストン 8 7 がハウジング 8 5 に対して軸方向の下室 1 3 側に移動すると、ハウジング 8 5 の大径円筒面部 1 0 3 とフリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 3 とがリング 8 9 を、相互間で転動つまり内径側と外径側とが逆方向に移動するように回転させてハウジング 8 5 に対して軸方向の下室 1 3 側に移動させることになり、その後、ハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 の軸方向の上室 1 2 側と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 の軸方向の下室 1 3 側とが、リング 8 9 を転動させながらフリーピストン 8 7 の軸方向および径方向に圧縮し、続いてハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 の軸方向の下室 1 3 側と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 の軸方向の上室 1 2 とが、リング 8 9 をフリーピストン 8 7 の軸方向および径方向に圧縮する。なお、この中立位置から伸び行程でフリーピストン 8 7 がハウジング 8 5 に対して軸方向の下室 1 3 側に移動すると、ハウジング 8 5 の大径円筒面部 1 0 3 とフリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 7 とがリング 8 8 を、相互間で転動させてハウジング 8 5 に対して軸方向の下室 1 3 側に移動させることになる。

【 0 0 6 6 】

このとき、ハウジング 8 5 の大径円筒面部 1 0 3 とフリーピストン 8 7 の小径円筒面部 1 1 3 との間でリング 8 9 を転動させる領域と、ハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 とフリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 との間でリング 8 9 を転動させる領域とが、フリーピストン 8 7 の移動領域のうち下流側端部から離間した位置において、リング 8 9 が転動する転動領域であり、下流側端部から離間した位置において、リング 8 9 がフリーピストン 8 7 の移動方向にハウジング 8 5 とフリーピストン 8 7 と双方に接触した状態で移動する移動領域となっている。この移動とは、リング 8 9 の少なくともフリーピストン移動方向下流端位置（図 2 における下端位置）が移動することを言う。

【 0 0 6 7 】

また、ハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 とフリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 との間でリング 8 9 を圧縮する領域が、フリーピストン 8 7 の移動領域のうち下流側端部側において、リング 8 9 をフリーピストン 8 7 の移動方向に弾性変形させる移動方向変形領域となっている。この移動方向変形領域における弾性変形とは、リング 8 9 のフリーピストン移動方向上流端位置（図 2 における上端位置）が移動し、下流端位置が移動しない変形のことである。ここでは、転動領域および移動領域が、移動方向変形領域の一部とラップしている。

【 0 0 6 8 】

続く縮み行程でフリーピストン 8 7 がハウジング 8 5 に対して軸方向の上室 1 2 側に移動すると、ハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 の軸方向の下室 1 3 側と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 の軸方向の上室 1 2 とが、リング 8 9 の圧縮を解除し、続いて、ハウジング 8 5 の曲面部 1 0 2 の軸方向の上室 1 2 側と、フリーピストン 8 7 の曲面部 1 1 4 の

10

20

30

40

50

軸方向の下室１３側とが、Ｏリング８９を転動させながら圧縮をさらに解除することになり、続いて、ハウジング８５の大径円筒面部１０３とフリーピストン８７の小径円筒面部１１３とがＯリング８９を、相互間で転動させながらハウジング８５に対して軸方向の上室１２側に移動させることになる。なお、このとき、Ｏリング８８についても、ハウジング８５の大径円筒面部１０３とフリーピストン８７の小径円筒面部１１７とが、相互間で転動させてハウジング８５に対して軸方向の上室１２側に移動させることになる。そして、その後、ハウジング８５の曲面部９７の軸方向の下室１３側と、フリーピストン８７の曲面部１１６の軸方向の上室１２側とが、Ｏリング８８を転動させながらフリーピストン８７の軸方向および径方向に圧縮し、続いてハウジング８５の曲面部９７の軸方向の上室１２側と、フリーピストン８７の曲面部１１６の軸方向の下室１３側とが、Ｏリング８８をフリーピストン８７の軸方向および径方向に圧縮する。

10

【００６９】

このとき、ハウジング８５の大径円筒面部１０３とフリーピストン８７の小径円筒面部１１７との間でＯリング８８を転動させる領域と、ハウジング８５の曲面部９７とフリーピストン８７の曲面部１１６との間でＯリング８８を転動させる領域とが、フリーピストン８７の移動領域のうち上流側端部から離間した位置において、Ｏリング８８が転動する転動領域であり、上流側端部から離間した位置において、Ｏリング８８がフリーピストン８７の移動方向にハウジング８５とフリーピストン８７と双方に接触した状態で移動する移動領域となっている。この移動とは、Ｏリング８８の少なくともフリーピストン移動方向上流端位置（図２における上端位置）が移動することを言う。

20

【００７０】

また、ハウジング８５の曲面部９７とフリーピストン８７の曲面部１１６との間でＯリング８８を圧縮する領域が、フリーピストン８７の移動領域のうち下流側端部側において、Ｏリング８８をフリーピストン８７の移動方向に弾性変形させる移動方向変形領域となっている。この移動方向変形領域における弾性変形とは、Ｏリング８８のフリーピストン移動方向下流端位置（図２における下端位置）が移動し、上流端位置が移動しない変形のことである。ここでは、転動領域および移動領域が、移動方向変形領域の一部とラップしている。

【００７１】

上記に続く伸び行程では、ハウジング８５の曲面部９７の上室１２側とフリーピストン８７の曲面部１１６の下室１３側とがＯリング８８の圧縮を解除し、続いて、ハウジング８５の曲面部９７の下室１３側とフリーピストン８７の曲面部１１６の上室１２側とがＯリング８８を転動させながら圧縮をさらに解除することになり、続いて、ハウジング８５の大径円筒面部１０３とフリーピストン８７の小径円筒面部１１７とがＯリング８８を、相互間で転動させてハウジング８５に対して軸方向の下室１３側に移動させることになる。このとき、Ｏリング８９についても、ハウジング８５の大径円筒面部１０３とフリーピストン８７の小径円筒面部１１３とが、相互間で転動させてハウジング８５に対して軸方向の下室１３側に移動させることになる。そして、フリーピストン８７が中立位置を通過すると、Ｏリング８８，８９を上記と同様に、動作させる。

30

【００７２】

以上により、Ｏリング８８，８９は、移動方向変形領域において移動方向につぶされる。

40

【００７３】

ここで、ゴム材料からなるＯリング８８，８９によるフリーピストン８７の変位に対する荷重の特性は、非線形の特性となる。つまり、フリーピストン８７の中立位置の前後の所定範囲では線形に近い特性となり、この範囲を超えると、変位に対して滑らかに荷重の増加率が増大するようになる。上記のように、ピストン１１の作動周波数が高い領域では、ピストン１１の振幅も小さいため、フリーピストン８７の変位も小さくなり、中立位置前後の線形の特性範囲で動作することになる。これにより、フリーピストン８７は動きやすくなり、ピストン１１の振動に追従して振動して減衰バルブ６２ａ，６２ｂの発生する

50

減衰力の低減に寄与する。

【 0 0 7 4 】

他方で、ピストン 1 1 の作動周波数が低い領域では、ピストン 1 1 の振幅が大きくなるため、フリーピストン 8 7 の変位が大きくなり、非線形の特長範囲で動作することになる。これにより、フリーピストン 8 7 は徐々に滑らかに、動き難くなり、減衰バルブ 6 2 a , 6 2 b の発生する減衰力を低減し難くなる。

【 0 0 7 5 】

リバウンドスプリングは、上記したように車両旋回時の内周側の車輪の浮き上がりを抑制して車体のロール量を抑えることができる効果がある。図 3 は、リバウンドスプリングを有する緩衝器のストローク位置に対する、バネ受 3 7 と車体との間に介装された図示略の懸架スプリングおよびリバウンドスプリングのスプリング反力の関係を示すものである。図 3 に示すように、スプリング反力は、縮み側の限界位置であるフルボトム P f b で最も高く、このフルボトム P f b の位置から 1 G の位置（車体を水平とする位置）P 0 までのバウンドストローク S b と、1 G の位置 P 0 から縮み側のリバウンドストローク S r のうちのリバウンドスプリングが作用し始める伸び側の所定位置 P 1 までのバッファクリアランス B C とについては、バネ受 3 7 と車体との間に介装された図示略の懸架スプリングのバネ定数 K s に基づく比例関係となる。また、リバウンドストローク S r のうち、リバウンドスプリングが作用する、伸び側の所定位置 P 1 から伸び側の限界位置であるフルリバウンドの位置 P f r までのリバウンドスプリング作動範囲 R は、懸架スプリングとリバウンドスプリングとが並列で作用することになるため、懸架スプリングのバネ定数 K s とリバウンドスプリングのバネ定数 K r とを加算したバネ定数 $K_s + K_r$ による比例関係となる。このため、リバウンドスプリング作動範囲 R においては、車体のロール量を小さく抑えることができるものの、リバウンドスプリングの分だけバネ定数が大きくなり、これにより、緩衝器における減衰力が低下してしまう。その結果、車両のバネ上の制振性が不足することになり、リバウンドスプリング作動範囲 R における操舵時の乗り心地性能が低下してしまう。

【 0 0 7 6 】

これに対し、本実施形態では、ピストンロッド 1 6 における通路穴 1 2 0 の上室 1 2 への開口部が、リテーナ 2 3 に当接するバネ受 2 4 と、セット状態にある補助スプリング 2 6 によりバネ受 2 4 と離間する中間ストッパ 2 8 との間に配置されており、この通路穴 1 2 0 が中間ストッパ 2 8 とで通路面積が可変となる可変オリフィス 1 2 2 を構成している。これにより、例えば車両の旋回走行時の車体のロールにより旋回内側のサスペンションに含まれる緩衝器のピストンロッド 1 6 が伸び側に移動し、しかも、この伸び行程において、ピストンロッド 1 6 が伸び側に所定量以上移動して、緩衝体 3 1 をロッドガイド 1 7 に当接させて、リバウンドスプリング作動範囲 R に入ると、バネ受 3 0 がピストンロッド 1 6 上を摺動しつつリバウンドスプリング本体 2 9 を中間ストッパ 2 8 との間で、補助スプリング 2 6 を中間ストッパ 2 8 、バネ受 2 4 およびリテーナ 2 3 との間で縮長させることになり、中間ストッパ 2 8 を、バネ受 2 4 の方向に移動させて、通路穴 1 2 0 を閉じる。

【 0 0 7 7 】

このとき、リバウンドスプリング 3 2 を構成するリバウンドスプリング本体 2 9 と補助スプリング 2 6 とは同時進行で弾性変形することになり、中間ストッパ 2 8 を、リバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 の縮み量（ピストンロッド 1 6 のシリンダ 1 0 からの突出量）が大きくなるほど、通路穴 1 2 0 の開口量を小さくし、しかもフルリバウンド近傍の所定位置からフルリバウンドの位置までの範囲では通路穴 1 2 0 を全部閉塞するように移動させる。つまり、可変オリフィス 1 2 2 は、ピストンロッド 1 6 が伸び方向に移動したとき、リバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 からなりリバウンドスプリング 3 2 によって開口面積（流路面積）が調整される。具体的には、ピストンロッド 1 6 が伸び方向に移動したときリバウンドスプリング 3 2 によって開口面積が減少するように調整される。

【 0 0 7 8 】

これにより、ピストンロッド 1 6 が、伸び行程にてフルリバウンドに向けて伸び出ると、上室 1 2 から通路穴 1 2 0 , 1 2 1 およびオリフィス 9 4、つまり通路 1 3 0 を介して減衰力可変機構 6 5 の圧力室 1 2 5 に向けて流れる油液が、中間ストッパ 2 8 によってピストンロッド 1 6 のシリンダ 1 0 からの伸び出し量に応じて制限されることになり、その結果、上室 1 2 から減衰バルブ 6 2 a を介して下室 1 3 に流れ出る油液は、ピストンロッド 1 6 のシリンダ 1 0 からの伸び出し量に応じて多くなる。よって、緩衝器は、リバウンドスプリング作動範囲 R において、ピストンロッド 1 6 のシリンダ 1 0 からの伸び出し量に応じて減衰力が高くなる。そして、フルリバウンド近くまでピストンロッド 1 6 が伸び出ると、減衰力可変機構 6 5 が機能しない状態となり、上室 1 2 からの油液がすべて減衰バルブ 6 2 a を介して下室 1 3 に流れることになる。つまり、周波数により外部から制御されることなく減衰力を可変とする周波数感応の減衰力可変機構 6 5 がない緩衝器と等価になる。

10

【 0 0 7 9 】

また、例えば、フルリバウンドからピストンロッド 1 6 が縮み側に移動する縮み行程には、上記とは逆に、その初期には、圧力室 1 2 5 から上室 1 2 側に流れ出る油液がなく、フリーピストン 8 7 がハウジング 8 5 に対して移動しないためフリーピストン 8 7 の移動による下室 1 3 の容積拡大がなく、下室 1 3 からすべて減衰バルブ 6 2 b を介して上室 1 2 に油液が流れることになって、減衰力が高くなる。その後は、中間ストッパ 2 8 を、リバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 の伸び量（ピストンロッド 1 6 のシリンダ 1 0 への進入量）が大きくなるほど、通路穴 1 2 0 の開口量を大きくし、しかも、リバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 の付勢力が作用しなくなる所定距離手前から、通路穴 1 2 0 を全開するように移動させることになり、徐々に圧力室 1 2 5 から上室 1 2 側に油液が流れ、下室 1 3 から減衰バルブ 6 2 b を介して上室 1 2 に流れ出る油液の油量が減り、減衰力が低くなる。

20

【 0 0 8 0 】

以上の構成の第 1 実施形態の油圧回路図は図 4 に示すようになっている。つまり、上室 1 2 および下室 1 3 の間に並列に、伸び側の減衰バルブ 6 2 a、縮み側の減衰バルブ 6 2 b および減衰力可変機構 6 5 が設けられており、減衰力可変機構 6 5 の上室 1 2 側に、リバウンドスプリング 3 2 で制御される可変オリフィス 1 2 2 が設けられている。

30

【 0 0 8 1 】

以上により、第 1 実施形態によれば、リバウンドスプリング作動範囲 R における減衰力可変機構 6 5 の作動を制限することで、減衰力の低下を抑制できる。つまり、図 5 に破線で示す減衰力可変機構 6 5 の作動を制限しない場合と比べて、減衰力可変機構 6 5 の作動を制限することで、図 5 に実線で示すように減衰力の低下を抑制できることになる。その結果、車体ロール時の旋回内側の緩衝器において、フルリバウンド近傍まで伸び切った後の減衰力の立ち上がり応答性を向上できる。このように、減衰力特性を一層詳細に制御可能となり、搭載車両の操舵安定性および乗り心地を改善できる。

【 0 0 8 2 】

つまり、減衰力可変機構 6 5 は、直進時の乗り心地を重視するためにバネ上共振周波数以上にあたる高周波入力に対して減衰力低減率を大きくとった設定にできるが、減衰力低減率を大きくして減衰力可変機構 6 5 による周波数感応の機能を強めすぎると、その背反として乗り心地がソフトに切り替わるカットオフ周波数に近いバネ上共振付近の低周波入力に対しては、減衰力の立ち上がりの応答が悪くなり、バネ上の制振性の悪化を招く性質をもっている。よって、上記のように、リバウンドスプリング作動範囲 R において可変オリフィス 1 2 2 を絞り周波数感応の機能を弱めることで、図 6 に実線で示すバネ上共振周波数での減衰力リサージュ波形から分かるように、図 6 に破線で示す周波数感応の機能を弱めない場合と比べて、図 6 に範囲 A で示すように、減衰力の立ち上がりの応答性が良くなり、バネ上の制振性が向上する。

40

【 0 0 8 3 】

50

図 7 は、上記効果を検証するためのシミュレーションの結果であり、図 7 (a) は搭載車両の操舵角、図 7 (b) は旋回内側のバネ上の上下加速度であり、図 7 (c) は旋回内側のバネ上の上下変位を示している。この解析は、図 7 (a) に示すように、直進時から左旋回 (5 5 k m / h , 0 . 4 G 相当の舵角) 後、そのままの状態での旋回中に、図 7 (c) に鎖線で示すように路面入力 ($\pm 5 \text{ mm}$, 2 H z) が入力された場合のシミュレーションである。旋回内側のバネ上の上下加速度が、図 7 (b) に破線で示す減衰力可変機構 6 5 の作動を制限しない場合と比べて、図 7 (b) に実線で示すように減衰力可変機構 6 5 の作動を制限することで、範囲 B 1 から範囲 B 2 へと抑えられる。また、旋回内側のバネ上の上下変位の大きさも、図 7 (c) に破線で示す減衰力可変機構 6 5 の作動を制限しない場合と比べて、減衰力可変機構 6 5 の作動を制限することで、図 7 (c) に実線で示すように抑えられることになる。よって、バネ上の制振性が向上することがわかる。その結果、搭載車両の乗り心地を改善できる。

10

【 0 0 8 4 】

以上により、リバウンドスプリング 3 2 が作動しない搭載車両の直進時は周波数感応の機能を十分に働かせて乗り心地を向上し、リバウンドスプリング 3 2 が作動する操舵時は、減衰力立ち上がりの応答性を上げて路面または操舵からの大入力に対するバネ上制振性を向上することで操縦安定性を向上でき、さらにバネ定数の増加によるバネ上制振性の悪化を防ぐことができる。

【 0 0 8 5 】

上記した特許文献 1 に記載のものでは、リバウンドスプリングが縮長すると、ピストンロッドに固定されたバネ受のプランジャが、ピストンロッドに対して可動側のバネ受に嵌合してピストンロッドとの間に油室を形成し、この油室からプランジャに形成されたオリフィスを介して油液を流出させることで流体力を発生させてリバウンド時の衝撃および騒音を低減するようになっている。

20

【 0 0 8 6 】

これに対し、第 1 実施形態は、上室 1 2 に連通する通路 1 3 0 に、ピストン 1 1 の移動により圧力室 1 2 5 の容積を可変にするフリーピストン 8 7 が設けられて周波数に感応して減衰力を可変とするものにおいて、通路 1 3 0 にリバウンドスプリング 3 2 によって面積が可変とされる可変オリフィス 1 2 2 を設けた。言い換えれば、リバウンドスプリング 3 2 の撓み量に依存して可変オリフィス 1 2 2 の面積を調整できる構造にした。これにより、入力周波数に応じて減衰力を下げる周波数感応の機能の強弱を、リバウンドスプリング 3 2 の作動範囲において調整でき、減衰力特性を可変とすることができる。その結果、リバウンドスプリング 3 2 の作動時のバネ上制振の調整を行うことができる。したがって、減衰力特性を一層詳細に制御可能となる。

30

【 0 0 8 7 】

具体的に、可変オリフィス 1 2 2 は、ピストンロッド 1 6 が伸び方向に移動したときリバウンドスプリング 3 2 によって面積が減少するよう調整されるため、リバウンドスプリング 3 2 の作動範囲では、ピストンロッド 1 6 が伸び方向に移動するほど、圧力室 1 2 5 に対する油液の出入りを制限し周波数感応の機能を弱めて、上室 1 2 と下室 1 3 とを繋ぎ減衰バルブ 6 2 a , 6 2 b を有する通路 6 0 a , 6 0 b を流れる液量を増やすことになる。したがって、リバウンドスプリング 3 2 が作動することによる減衰力の低下を抑制することができる。これにより、操舵時の減衰力の立ち上がりの応答性が向上し、路面からの低周波入力に対するバネ上制振性が向上する。

40

【 0 0 8 8 】

また、可変オリフィス 1 2 2 は、ピストンロッド 1 6 が伸び方向に移動したときリバウンドスプリング 3 2 によって面積が減少するよう調整されるため、リバウンドスプリング 3 2 の付勢力が大きくなるほど、圧力室 1 2 5 に対する油液の出入りを制限し周波数感応の機能を弱めることができる。したがって、リバウンドスプリング 3 2 の付勢力が大きくなるほど、減衰バルブ 6 2 a , 6 2 b が設けられた通路 6 0 a , 6 0 b に油液を多く流すことができ、減衰力を上げることができる。

50

【 0 0 8 9 】

「第2実施形態」

次に、第2実施形態を主に図8～図10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。

【 0 0 9 0 】

第2実施形態においては、ピストン本体14の下室13側の端部には、伸び側の通路60aの一端開口位置の外側に、環状の内側シート部140aが形成されている。この内側シート部140aの径方向の外側には、軸方向の高さを内側シート部140aよりも高くして環状の外側シート部141aが形成されている。外側シート部141aの挿通穴68とは反対側が、シート部141aよりも軸線方向高さが低い、第1実施形態と同様の環状の段差部72bとなっており、この段差部72bの位置に縮み側の通路60bの下室13側が開口している。内側シート部140aには、通路60aとは連通しない位置に、径方向に貫通する通路溝142aが形成されている。

10

【 0 0 9 1 】

ピストン本体14の上室12側の端部には、縮み側の通路60bの一端開口位置の外側に、環状の内側シート部140bが形成されている。この内側シート部140bの径方向の外側には、軸方向の高さを内側シート部140bよりも高くして環状の外側シート部141bが形成されている。外側シート部141bの挿通穴68とは反対側は、シート部141bよりも軸線方向高さが低い、第1実施形態と同様の環状の段差部72aとなっており、この段差部72aの位置に伸び側の通路60aの上室12側が開口している。内側シート部140bには、通路60bとは連通しない位置に、径方向に貫通する溝142bが形成されている。

20

【 0 0 9 2 】

そして、ピストン本体14とバルブ規制部材77aとの間に、内側シート部140aに当接する内側ディスク143aと、外側シート部141aに当接する外側ディスク144aとが設けられている。また、ピストン本体14とバルブ規制部材77bとの間にも、内側シート部140bに当接する内側ディスク143bと、外側シート部141bに当接する外側ディスク144bとが設けられている。

【 0 0 9 3 】

内側ディスク143aと内側シート部140aとが、ディスクバルブである伸び側の減衰バルブ（第1減衰バルブ）145aを構成している。減衰バルブ145aには、内側ディスク143aと内側シート部140aとの間に、これらが当接状態にあっても通路60aを内側シート部140aの外側の中間室146aに連通させる固定オリフィス（第1の固定オリフィス）147aが、シート部140aに形成された溝あるいは内側ディスク143aに形成された開口によって形成されている。

30

【 0 0 9 4 】

ピストンロッド16には、通路穴121を通路溝142aに連通させるオリフィスとしての通路穴150が径方向にそって形成されている。この通路穴150と通路溝142aと中間室146aとからなるピストン内通路151は常時連通状態にある。

40

【 0 0 9 5 】

外側ディスク144aと外側シート部141aとが、ディスクバルブである伸び側の減衰バルブ（第2減衰バルブ）148aを構成している。減衰バルブ148aには、外側ディスク144aと外側シート部141aとの間に、これらが当接状態にあっても中間室146aを下室13に連通させる固定オリフィス（第2の固定オリフィス）149aが、外側シート部141aに形成された溝あるいは外側ディスク144aに形成された開口によって形成されている。

【 0 0 9 6 】

以上により、ピストン内通路151は、通路穴120と通路穴121とを有する通路130と、減衰バルブ145a、148aとを介して上室12と下室13とを連通可能とな

50

っている。また、内側の減衰バルブ 1 4 5 a および外側の減衰バルブ 1 4 8 a は、ピストン内通路 1 5 1 に直列に配されて伸び行程において減衰力を発生させるものであり、ピストン内通路 1 5 1 は、通路穴 1 5 0 と通路溝 1 4 2 a とによって、内側の減衰バルブ 1 4 5 a と外側の減衰バルブ 1 4 8 a との間の中間室 1 4 6 a が、可変オリフィス 1 2 2 の下流側に連通する。

【 0 0 9 7 】

縮み側の中間室 1 4 6 b は、通路穴 1 2 0 と通路穴 1 2 1 とからなる通路 1 3 0 には連通していない。よって、縮み側は、内側ディスク 1 4 3 b および内側シート部 1 4 0 b と、外側ディスク 1 4 4 b および外側シート部 1 4 1 b とが、ディスクバルブである縮み側の一つの減衰バルブ 1 4 5 b を構成している。内側の減衰バルブ 1 4 5 b には、内側ディスク 1 4 3 b と内側シート部 1 4 0 b との間に、これらが当接状態にあっても通路 6 0 b を内側シート部 1 4 0 b の外側の中間室 1 4 6 b に連通させる固定オリフィス 1 4 7 b が、シート部 1 4 0 a に形成された溝あるいは内側ディスク 1 4 3 a に形成された開口によって形成されている。また、外側ディスク 1 4 4 b と外側シート部 1 4 1 b との間にも、これらが当接状態にあっても中間室 1 4 6 b を上室 1 2 に連通させる固定オリフィス 1 4 9 b が、外側シート部 1 4 1 b に形成された溝あるいは外側ディスク 1 4 4 b に形成された開口によって形成されている。

【 0 0 9 8 】

以上の構成の第 2 実施形態は、リバウンドスプリング作動範囲 R 以外では、ピストンロッド 1 6 が伸び側に移動する伸び行程において、上室 1 2 の油液が、通路 1 3 0 とピストン内通路 1 5 1 とを介して、外側の減衰バルブ 1 4 8 a を通過しつつ下室 1 3 に流れるとともに、通路 6 0 a を介して内側の減衰バルブ 1 4 5 a および外側の減衰バルブ 1 4 8 a を通過しつつ下室 1 3 に流れ、さらに、通路 1 3 0 を介して減衰力可変機構 6 5 の圧力室 1 2 5 に導入可能になる。よって、減衰力が下がることになる。

【 0 0 9 9 】

これに対して、リバウンドスプリング作動範囲 R では、可変オリフィス 1 2 2 の通路穴 1 2 0 が中間ストッパ 2 8 で閉塞されると、第 1 実施形態と同様、その閉塞量に応じて減衰力可変機構 6 5 への上室 1 2 から通路 1 3 0 を介しての油液の導入が制限されることになって、減衰力可変機構 6 5 は機能が弱められる。その上、上室 1 2 から通路 1 3 0 およびピストン内通路 1 5 1 を介して外側の減衰バルブ 1 4 8 a を通過する油液も制限されることになるため、上室 1 2 からの油液の多くが、通路 6 0 a を介して内側の減衰バルブ 1 4 5 a および外側の減衰バルブ 1 4 8 a を通過しつつ下室 1 3 に流れることになり、減衰力が上がることになる。

【 0 1 0 0 】

以上の構成の第 2 実施形態の油圧回路図は、図 9 に示すようになっており、伸び側に、内側の減衰バルブ 1 4 5 a と外側の減衰バルブ 1 4 8 a とが直列に設けられ、これらの間の可変オリフィス 1 2 2 の下流側がピストン内通路 1 5 1 を介して連通することになる。

【 0 1 0 1 】

以上、第 2 実施形態によれば、内側の減衰バルブ 1 4 5 a と外側の減衰バルブ 1 4 8 a との間の中間室 1 4 6 a と可変オリフィス 1 2 2 の下流側とが連通するため、第 1 実施形態と同様にリバウンドスプリング作動範囲 R における減衰力可変機構 6 5 の作動を制限することに加えて、伸び側の一方の外側の減衰バルブ 1 4 8 a の流路を制限することになり、さらに減衰力を上げることができる。よって、第 1 実施形態よりも効果的にバネ上制振性を上げることが可能となり、さらなる操縦安定性および乗り心地の改善ができる。

【 0 1 0 2 】

図 1 0 は、第 2 実施形態における周波数に対する減衰力の特性を、可変オリフィス 1 2 2 の流路面積毎に示すものであり、流路面積が小さい場合が線 C 1、流路面積が中間の場合が線 C 2、流路面積が大きい場合が線 C 3 となっている。図 1 0 に示すように、乗り心地がソフトに切り替わるカットオフ周波数 F_{c1} 、 F_{c2} 、 F_{c3} を可変オリフィス 1 2 2 の流路面積に応じて、当該流路面積が狭くなるほど低周波側となるように変更できる。

10

20

30

40

50

また、伸び側の減衰力周波数特性は、可変オリフィス 1 2 2 を閉じることで、減衰力可変機構 6 5 では変化しないパネ上共振周波数 F_u 以下の低周波数に対しても減衰力を上昇させることができる。

【 0 1 0 3 】

また、固定オリフィス 1 4 7 a を有する内側の減衰バルブ 1 4 5 a と、固定オリフィス 1 4 9 a を有する外側の減衰バルブ 1 4 8 a とを直列に配し、これら減衰バルブ 1 4 5 a および減衰バルブ 1 4 8 a の間と、可変オリフィス 1 2 2 の下流側とが連通する構成とした。これにより、直列に並べられた内側の減衰バルブ 1 4 5 a と外側の減衰バルブ 1 4 8 a との間に導入される油液の量を、可変オリフィス 1 2 2 で調整できるため、開弁特性を容易に変更できる。

10

【 0 1 0 4 】

第 2 実施形態では、伸び側に、内側シート部 1 4 0 a および外側シート部 1 4 1 a を有する二重シートの減衰バルブ 1 4 5 a および減衰バルブ 1 4 8 a を用いた。これにより、ピストン 1 1 の軸方向の長さを延ばすことなく、所望の特性を得ることができる。なお、ピストン 1 1 の軸方向の長さは長くなるものの 2 つの減衰バルブが直列に配置された二段の減衰バルブとしても良い。

【 0 1 0 5 】

「第 3 実施形態」

次に、第 3 実施形態を主に図 1 1 ~ 図 1 2 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、同一称呼、同一の符号で表す。

20

【 0 1 0 6 】

第 3 実施形態においては、バネ受 2 4 が、リテーナ 2 3 と中間ストッパ 2 8 との間ではなく、リテーナ 2 3 とピストン 1 1 との間に設けられており、中間ストッパ 2 8 が直接リテーナ 2 3 に当接するようになっている。また、バネ受 2 4 にはフランジ部 4 1 の外周縁部からピストン 1 1 の方向に突出する円環状のバルブ押圧部 1 5 5 が形成されている。バネ受 2 4 は、縮み側の減衰バルブ 1 4 5 b の外側ディスク 1 4 4 b に、ピストン 1 1 とは反対側から当接することになり、外側ディスク 1 4 4 b は、このバネ受 2 4 を介してリバウンドスプリング 3 2 等を押しながら開くことになる。

【 0 1 0 7 】

30

以上の構成の第 3 実施形態では、ピストンロッド 1 6 が縮み側に移動する縮み行程において、減衰バルブ 1 4 5 b が開弁する際には、バネ受 2 4 のバルブ押圧部 1 5 5 に当接する外側ディスク 1 4 4 b およびその内側の内側ディスク 1 4 3 b がバネ受 2 4 を押圧してピストンロッド 1 6 に対して移動させる必要がある。リバウンドスプリング作動範囲 R 以外では、バネ受 2 4 は、リバウンドスプリング 3 2 の付勢力は基本的に受けないため、減衰バルブ 1 4 5 b の内側ディスク 1 4 3 b および外側ディスク 1 4 4 b を開きながら通路 6 0 b を介して下室 1 3 から上室 1 2 に流れる油液は、流れやすく、よって、減衰力は下がることになる。

【 0 1 0 8 】

これに対して、リバウンドスプリング作動範囲 R では、ピストンロッド 1 6 が縮み側に移動する縮み行程において、リバウンドスプリング 3 2 を構成するリバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 が縮むことになり、これらの付勢力が、バネ受 2 4 のバルブ押圧部 1 5 5 から外側ディスク 1 4 4 b およびその内側の内側ディスク 1 4 3 b に加わることになる。このため、減衰バルブ 1 4 5 b の内側ディスク 1 4 3 b および外側ディスク 1 4 4 b を開きながら通路 6 0 b を介して下室 1 3 から上室 1 2 に流れる油液は、流れにくく、よって、減衰力は上がることになる。しかも、ピストンロッド 1 6 が伸び切り側に位置するほど、リバウンドスプリング本体 2 9 および補助スプリング 2 6 による減衰バルブ 1 4 5 b の外側ディスク 1 4 4 b および内側ディスク 1 4 3 b への付勢力が高まることになり、よって、減衰力が上がることになる。

40

【 0 1 0 9 】

50

以上の構成の第3実施形態の油圧回路図は、図12に示すようになっており、リバウンドスプリング32が、可変オリフィス122に加えて、縮み側の減衰バルブ145bを制御する。

【0110】

以上により、第3実施形態によれば、リバウンドスプリング作動範囲Rにおいて、第2実施形態と同様に減衰力可変機構65の作動を制限するとともに上室12から伸び側の減衰バルブ148aへの流路を制限して伸び行程の減衰力を高めることに加えて、縮み側の減衰バルブ62bの減衰力を高めることができる。よって、第2実施形態よりもさらに効果的にバネ上制振性を上げることが可能となり、さらなる操縦安定性および乗り心地の改善ができる。

10

【0111】

「第4実施形態」

次に、第4実施形態を主に図13～図15に基づいて第1、第3実施形態との相違部分を中心に説明する。なお、第1、第3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。

【0112】

第4実施形態では、縮み側に第1実施形態と略同様の減衰バルブ62bを有しており、この減衰バルブ62bのディスク75bに第3実施形態のバネ受24のバルブ押圧部155が当接している。

【0113】

第4実施形態では、中間ストッパ28のリテーナ23から離間する方向の移動を規制するストッパリング190がピストンロッド16に係合されている。そして、ピストンロッド16には、ストッパリング190のリテーナ23とは反対側に、通路穴121を常時上室12に連通させるようにピストンロッド16の径方向に沿って通路穴191が形成されている。また、ピストンロッド16には、ストッパリング190の通路穴191とは反対側に、通路穴121を上室12に連通可能とする通路穴192がピストンロッド16の径方向に沿って形成されている。この通路穴192は、中間ストッパ28がストッパリング190に当接した状態にあるとき中間ストッパ28で閉塞されることになり、中間ストッパ28がリテーナ23側に移動すると開かれることになる。

20

【0114】

通路穴191、192が、上室12と減衰力可変機構65の圧力室125とを連通させる通路130を構成する。よって、中間ストッパ28と通路穴191、192とが、通路130に設けられて、ピストンロッド16が伸び方向に移動したときリバウンドスプリング32によって面積が調整される可変オリフィス193を構成することになる。中間ストッパ28は、ピストンロッド16が伸び方向に移動しリバウンドスプリング32が縮んだときに、リテーナ23側に移動して通路穴192を開くことになる。つまり、可変オリフィス193は、ピストンロッド16が伸び方向に移動したときに、リバウンドスプリング32によって面積が増加するよう調整される。

30

【0115】

また、第4実施形態では、伸び側に減衰力発生機構195が設けられている。第4実施形態の減衰力発生機構195は、軸方向の上室12側つまりピストン本体14側から順に、小径のディスク200と、これよりも大径の減衰バルブ本体202と、バルブ部材203と、小径のディスクバルブ205と、これよりも大径のディスクバルブ206と、上記と同様のバルブ規制部材77aとを有している。ディスクバルブ200と減衰バルブ本体202とが、ピストン本体14の通路60aとバルブ部材203の通路215との間に設けられてピストン11の摺動によって生じる油液の流れを規制して減衰力を発生させる減衰バルブ208を構成している。つまり、減衰バルブ208はディスクバルブとなっている。なお、減衰バルブ208としては、ディスクバルブ以外の例えばポペットバルブを用いても良い。

40

【0116】

50

バルブ部材 203 は、軸直交方向に沿う有孔円板状の底部 210 と、底部 210 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 211 と、底部 210 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 212 とを有している。底部 210 には軸方向に貫通する複数の貫通孔 213 が形成されており、貫通孔 213 の外側に円環状の小径シート部 214 が軸方向に突出して形成されている。複数の貫通孔 213 を含むこのバルブ部材 203 の内側円筒状部 211 と外側円筒状部 212 との間の空間は、ピストン本体 14 の通路 60a に連通することで、上室 12 と下室 13 とを連通可能であり、ピストン 11 の上室 12 側への移動によって上室 12 から下室 13 に向けて油液が流れ出す通路（第 1 通路）215 を構成している。また、外側円筒状部 212 には、その軸方向の下室 13 側に、円環状の大径シート部 216 が形成されている。

10

【0117】

減衰バルブ 208 は、その減衰バルブ本体 202 が、ピストン本体 14 の通路 60a とバルブ部材 203 の通路 215 との間に設けられてピストン 11 の摺動によって生じる油液の流れを規制して減衰力を発生させることになる。減衰バルブ本体 202 は、ピストン本体 14 のシート部 71a に着座可能な有孔円板状のディスク 222 と、ディスク 222 のピストン本体 14 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 223 とからなっている。シール部材 223 はバルブ部材 203 の外側円筒状部 212 の内周面に接触して、減衰バルブ本体 202 とバルブ部材 203 の外側円筒状部 212 との隙間をシールする。バルブ部材 203 の外側円筒状部 212、底部 210 および内側円筒状部 211 と、減衰バルブ本体 202 との間の空間は、減衰バルブ本体 202 に、シート部 71a に当接させる閉弁方向に内圧を作用させる背圧室 225 となっている。また、減衰バルブ本体 202 は、ピストン本体 14 のシート部 71a から離座して開くと、通路 60a からの油液をピストン本体 14 とバルブ部材 203 との間の径方向の流路 227 を介して下室 13 に流す。

20

【0118】

小径のディスクバルブ 205 は、バルブ部材 203 の小径シート部 214 に着座可能な環状をなしており、大径のディスクバルブ 206 は、バルブ部材 203 の大径シート部 216 に着座可能な環状をなしている。ディスクバルブ 205 が小径シート部 214 から離座し、ディスクバルブ 206 が大径シート部 216 から離座すると、背圧室 225 が開放されることになる。バルブ規制部材 77a は、ディスクバルブ 206 の開方向への規定以上の変形を規制する。ディスクバルブ 205 とバルブ部材 203 の小径シート部 214 との間には、常時開口する排出オリフィス 229 が形成されており、ディスクバルブ 206 とバルブ部材 203 の大径シート部 216 との間にも、常時開口する排出オリフィス 230 が形成されている。

30

【0119】

バルブ部材 203 の内側円筒状部 211 には、径方向に貫通する通路溝 231 が形成されており、ピストンロッド 16 のオリフィスとしての通路穴 150 は、この通路溝 231 に連通している。通路穴 150 および通路溝 231 は、背圧室 225 にシリンダ 10 内の上室 12 から油液を導入する背圧室流入油路 232 となっている。

【0120】

40

以上の構成の第 4 実施形態は、リバウンドスプリング作動範囲 R 以外では、ピストンロッド 16 が伸び側に移動する伸び行程において、ピストン速度が遅い時、上室 12 からの油液は、背圧室流入油路 232 および背圧室 225 を含む通路 215 と、バルブ部材 203 の小径シート部 214 およびディスクバルブ 205 の間に形成された常時開口する図示略の排出オリフィスと、バルブ部材 203 の大径シート部 216 およびディスクバルブ 206 の間に形成された常時開口する図示略の排出オリフィスと、を介して下室 13 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。また、ピストン速度が速くなると、上室 12 からの油液は、背圧室流入油路 232 および背圧室 225 を含む通路 215 とを介して、ディスクバルブ 2

50

05, 206を開きながら、ディスクバルブ205と小径シート部214との間を通り、ディスクバルブ206と大径シート部216との間を通して、下室13に流れることになり、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。

【0121】

また、ピストン速度がさらに高速の領域になると、減衰バルブ208に作用する力（油圧）の関係は、通路60aから加わる開方向の力が背圧室流入油路232を通過して背圧室225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208が開くことになり、ディスクバルブ205と小径シート部214との間からディスクバルブ206と大径シート部216との間を通る下室13への流れに加え、ピストン本体14とバルブ部材203との間の流路227を介して下室13に油液を流すため、減衰力の上昇を抑えることになる。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はほとんどないことになる。

【0122】

また、インパクトショックの発生後には、発生時と同等の周波数で、振幅が小さくなりピストン速度が遅くなるが、この領域では、減衰バルブ208に作用する力（油圧）の関係は、通路60aから加わる開方向の力が背圧室流入油路232を通過して背圧室225から加わる閉方向の力よりも小さくなり、減衰バルブ208が閉弁方向に移動することになる。よって、減衰バルブ208が開弁することによる上室12から下室13への流れが減少し、ディスクバルブ205と小径シート部214との間からディスクバルブ206と大径シート部216との間を通る下室13への流れが主体となるため、ピストン速度の上昇に対する減衰力の上昇率が上がることになる。これにより、インパクトショック発生後のバネ下のバラツキを抑える。

【0123】

以上に対して、リバウンドスプリング作動範囲Rでは、中間ストッパ28がリテーナ23側に移動することで通路穴192が開かれ、可変オリフィス193が、通路穴191に加えて通路穴192の開口量で通路130に油液を流通させることになるため、上室12と圧力室125とを連通させる通路130の流路面積が拡大することになって、減衰力可変機構65による周波数感応の機能が高くなる。加えて、第3実施形態と同様に縮み行程にて減衰力が高まる上、伸び行程においても、通路130の流路面積が拡大することから、減衰力発生機構195の減衰バルブ208に作用する力（油圧）の関係は、通路60aから加わる開方向の力よりも、背圧室流入油路232を通過して背圧室225から加わる閉方向の力が強くなり、減衰バルブ208がさらに閉弁方向に押圧されることになって、減衰力が高まることになる。つまり、リバウンドスプリング作動範囲Rでは、減衰力可変機構65による周波数感応の機能が強くなり、伸び側および縮み側の両方向で減衰力が高くなる。

【0124】

以上の構成の第4実施形態の油圧回路図は、図14に示すようになっており、伸び側に上記した減衰力発生機構195が設けられている。

【0125】

以上に述べた第4実施形態によれば、可変オリフィス193が、ピストンロッド16が伸び方向に移動したときリバウンドスプリング32によって面積が増加するよう調整される構成とした。これにより、リバウンドスプリング32の付勢力が大きくなるほど、減衰力可変機構65の圧力室125に対する油液の出入りを多くすることができる。したがって、リバウンドスプリング作動範囲Rにおいて、周波数に感応して減衰力を可変とする機能を強めることができる。よって、リバウンドスプリング作動範囲Rの減衰力可変機構65による周波数感応の機能を強めて、リバウンドスプリング作動範囲Rの伸び側および縮み側の両方向で減衰力を高くすることができる。

【0126】

図15は、第4実施形態における周波数に対する減衰力の特性を、可変オリフィス19

10

20

30

40

50

3の流路面積毎に示すものであり、線D1、線D2、線D3、線D4の順に流路面積が大きくなっている。図15に示すように、伸び側の減衰力周波数特性において、リバウンドスプリング作動範囲Rで可変オリフィス193の流路面積が増大するほど、減衰力可変機構65による周波数感応の機能では変化しないパネ上共振周波数F_u以下の低周波数領域での減衰力が、第3実施形態と同様に上昇することになる。他方、高周波数領域では、第3実施形態とは逆に、リバウンドスプリング作動範囲Rでの減衰力可変機構65による周波数感応の機能が高まるため、減衰力は低くなる。また、縮み側の特性も、低周波数では減衰力が上昇するが、高周波数ではリバウンドスプリング作動範囲Rでの減衰力の上昇率は低くなる。そして、減衰力の可変幅が、流路面積が最小のときの可変幅W1に対して、流路面積が最大のときの可変幅W2が大きくなる。

10

【0127】

このような機能により、リバウンドスプリング32が作動しない直進時は、減衰力可変機構65による周波数感応の機能を高めて乗り心地を維持し、その上で、リバウンドスプリング32が作動する操舵時でも、路面または操舵からの大入力に対するパネ上制振性と操舵安定性を重視しながら、周波数感応の機能を強めることで乗り心地を改善できる。

【0128】

「第5実施形態」

次に、第5実施形態を主に図16に基づいて第1～第4実施形態との相違部分を中心に説明する。なお、第1～第4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。

20

【0129】

第5実施形態においては、第1～第4実施形態とは異なる減衰力可変機構250が用いられている。減衰力可変機構250は、第1～第4実施形態の減衰力可変機構65と同様、周波数(振動状態)により外部から制御されることなく減衰力を可変とする周波数感応部であり、第1～第4実施形態のいずれに対しても減衰力可変機構65にかえて適用可能となっている。

【0130】

減衰力可変機構250は、ピストンロッド16のオネジ19に螺合されるメネジ249が形成された蓋部材251と、この蓋部材251にその一端開口側が閉塞されるように取り付けられる略有底円筒状のハウジング本体252とからなるハウジング253と、このハウジング253内に摺動可能に嵌挿されるフリーピストン255と、フリーピストン255とハウジング253の蓋部材251との間に介装されてフリーピストン255がハウジング253に対し軸方向の蓋部材251側へ移動したときに圧縮変形する縮み側の弾性体であるコイルスプリング256と、フリーピストン255とハウジング253のハウジング本体252との間に介装されてフリーピストン255がハウジング253に対し上記とは反対側へ移動したときに圧縮変形する伸び側の弾性体であるコイルスプリング257と、フリーピストン255に保持されてハウジング253との隙間をシールするシールリング258とを有している。コイルスプリング256はフリーピストン255が一方向へ移動したときに圧縮変形してフリーピストン255の変位に対し抵抗力を発生する抵抗要素となっており、コイルスプリング257はフリーピストン255が他方向へ移動したときに圧縮変形してフリーピストン255の変位に対し抵抗力を発生する抵抗要素となっている。

30

40

【0131】

蓋部材251は、切削加工を主体として形成されるもので、メネジ249が形成された略有円筒状の蓋円筒状部261と、この蓋円筒状部261の軸方向の中間部から径方向外側に延出する円板状の蓋フランジ部262とを有している。

【0132】

ハウジング本体252は、切削加工を主体として形成されるもので、円筒状部264の軸方向一侧に底部265が形成された略有底円筒状をなしている。ハウジング本体252の円筒状部264の内周面には、底部265側から順に、小径円筒面部266、これより

50

大径の中間円筒面部 2 6 7、これより大径の大径円筒面部 2 6 8 が形成されている。ハウジング本体 2 5 2 の円筒状部 2 6 4 には、中間円筒面部 2 6 7 の位置に径方向に貫通するオリフィス 2 6 9 が形成されている。また、底部 2 6 5 にも軸方向に貫通するオリフィス 2 7 0 が形成されている。

【 0 1 3 3 】

このようなハウジング本体 2 5 2 の大径円筒面部 2 6 8 に、蓋部材 2 5 1 の蓋フランジ部 2 6 2 が嵌合されることになり、この状態でハウジング本体 2 5 2 の蓋部材 2 5 1 よりも外側が加締められることで、ハウジング本体 2 5 2 と蓋部材 2 5 1 とが一体化されてハウジング 2 5 3 を構成する。

【 0 1 3 4 】

フリーピストン 2 5 5 は、切削加工を主体として形成されるもので、略円筒状のピストン筒部 2 7 4 と、このピストン筒部 2 7 4 の軸方向の端部側を閉塞するピストン底部 2 7 5 とを有している。ピストン筒部 2 7 4 には、ピストン底部 2 7 5 とは反対側の外周面に、シールリング 2 5 8 を保持するシール溝 2 7 6 が形成されており、ピストン底部 2 7 5 側の外周面には、円環状の環状溝 2 7 7 と環状溝 2 7 7 からピストン底部 2 7 5 側に抜ける軸方向溝 2 7 8 とが形成されている。

【 0 1 3 5 】

フリーピストン 2 5 5 は、ハウジング 2 5 3 内に配置された状態で、ハウジング本体 2 5 2 の中間円筒面部 2 5 7 に摺動可能に嵌挿されることになる。フリーピストン 2 5 5 のピストン筒部 2 7 4 の内側において、ピストン底部 2 7 5 と蓋フランジ部 2 6 2 との間にコイルスプリング 2 5 6 が配置されており、ハウジング本体 2 5 2 の小径円筒面部 2 6 6 の内側において、ハウジング本体 2 5 2 の底部 2 6 5 とピストン底部 2 7 5 との間にコイルスプリング 2 5 7 が配置されている。コイルスプリング 2 5 6、2 5 7 の付勢力によってフリーピストン 2 5 5 は、ハウジング 2 5 3 内の所定の中立位置に位置することになり、このとき、ハウジング本体 2 5 2 のオリフィス 2 6 9 が、フリーピストン 2 5 5 の環状溝 2 7 7 に対向する。

【 0 1 3 6 】

フリーピストン 2 5 5 とハウジング本体 2 5 2 の円筒状部 2 6 4 と蓋部材 2 5 1 とシールリング 2 5 8 とで囲まれて通路穴 1 2 1 に連通する部分が上室 1 2 (図 1 6 では図示略) に連通可能な圧力室 2 8 0 となり、フリーピストン 2 5 5 とハウジング本体 2 5 2 の底部 2 6 5 側とシールリング 2 5 8 とで囲まれた部分がオリフィス 2 7 0 を介して下室 1 3 に連通する下室連通室 2 8 1 となっている。

【 0 1 3 7 】

第 5 実施形態の減衰力可変機構 2 5 0 においては、例えば伸び行程では、圧力室 2 8 0 に通路 1 3 0 を介して上室 1 2 側の油液を導入可能な状態にあれば、上室 1 2 の圧力上昇および下室 1 3 の圧力降下によって、軸方向の上室 1 2 側のコイルスプリング 2 5 6 を伸ばし軸方向の下室 1 3 側のコイルスプリング 2 5 7 を縮めながらフリーピストン 2 5 5 をハウジング 2 5 3 に対して軸方向の下室 1 3 側に移動させて、圧力室 2 8 0 に上室 1 2 側の油液を導入するとともに下室連通室 2 8 1 からオリフィス 2 7 0 を介して下室 1 3 に油液を排出する。

【 0 1 3 8 】

また、縮み行程では、圧力室 2 8 0 から通路 1 3 0 を介して上室 1 2 側に油液を排出可能な状態にあれば、下室 1 3 の圧力上昇および上室 1 2 の圧力降下によって、軸方向の下室 1 3 側のコイルスプリング 2 5 7 を伸ばし軸方向の上室 1 2 側のコイルスプリング 2 5 6 を縮めながらフリーピストン 2 5 5 を軸方向の上室 1 2 側に移動させて、下室連通室 2 8 1 にオリフィス 2 7 0 を介して下室 1 3 側の油液を導入するとともに圧力室 2 8 0 の油液を通路 1 3 0 を介して上室 1 2 側に排出する。

【 0 1 3 9 】

以上の第 5 実施形態によれば、コイルバネ 2 5 6、2 5 7 によってフリーピストン 2 5 5 の変位に対し抵抗力を発生するため、耐久性を向上できる。

10

20

30

40

50

【0140】

以上に述べた実施形態によれば、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、前記シリンダ内に設けられ、前記ピストンロッドに弾性的に作用して前記ピストンロッドの伸び切りを抑制する弾性部材と、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第1通路と、前記2室のうちの一方の室に連通される第2通路と、を備え、前記第1通路は、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バルブを有し、前記第2通路は、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が調整される可変オリフィスと、前記可変オリフィスと直列に設けられた圧力室と、前記ピストンの移動により前記圧力室の容積を可変にするフリーピストンと、を有する構成とした。つまり、一方の室に連通する第2通路に、ピストンの移動により圧力室の容積を可変にするフリーピストンが設けられて周波数に感応して減衰力を可変とするものにおいて、第2通路に弾性部材によって面積が可変とされる可変オリフィスを設けた。これにより、周波数に感応して減衰力を可変とする機能の強弱を調整できる。したがって、減衰力特性を一層詳細に制御可能となる。

10

【0141】

また、前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が減少するよう調整される構成とした。これにより、弾性部材の付勢力が大きくなるほど、圧力室に対する作動流体の出入りを制限することができる。したがって、弾性部材の付勢力が大きくなるほど、減衰バルブが設けられた第1通路に作動流体を多く流すことができ、減衰力を上げることができる。

20

【0142】

また、前記可変オリフィスは、前記ピストンロッドが伸び方向に移動したとき前記弾性部材によって面積が増加するよう調整される構成とした。これにより、弾性部材の付勢力が大きくなるほど、圧力室に対する作動流体の出入りを多くすることができる。したがって、周波数に感応して減衰力を可変とする機能の強弱を調整できる。

【0143】

また、前記減衰バルブは、第1の固定オリフィスを有する第1減衰バルブと、第2の固定オリフィスを有する第2減衰バルブと、を直列に配し、前記第1減衰バルブと前記第2減衰バルブとの間と、前記可変オリフィスの下流側とが連通する構成とした。これにより、直列に並べられた第1減衰バルブと第2減衰バルブとの間に導入される作動流体の量を、可変オリフィスで調整できるため、減衰バルブの開弁特性を変更できる。

30

【0144】

上記各実施の形態は、モノチューブ式の油圧緩衝器に本発明を用いた例を示したが、これに限らず、シリンダの外周に外筒を設け、外筒とシリンダの間にリザーバを設けた複筒式油圧緩衝器に用いてもよく、あらゆる緩衝器に用いることができる。また、複筒式油圧緩衝器の場合、シリンダのボトムに下室とリザーバとを連通するボトムバルブを設け、このボトムバルブに上記ハウジングを設けることで、ボトムバルブに本発明を適用することも可能である。また、シリンダの外部にシリンダ内と連通する油通路を設け、この油通路に減衰力発生機構を設ける場合は、上記ハウジングをシリンダ外部に設けることになる。

40

なお、上記実施の形態では、油圧緩衝器を例に示したが、流体として水や空気を用いることもできる。

さらに、上記第1～第4実施形態では、Oリングを2個の例を示したが、必要に応じて同様の技術思想で、1個または3個以上としてもよい。

また、上記第1～第4実施形態では、弾性体としてゴム（樹脂）製のリングを用いた例を示したが、ゴム製の球を周方向に間隔をもって複数も設けてもよく、また、本発明に用いることのできる弾性体は、一の軸方向に弾性を有するものではなく、複数の軸方向に対して弾性を有するものであれば、ゴムでなくともよい。

【符号の説明】

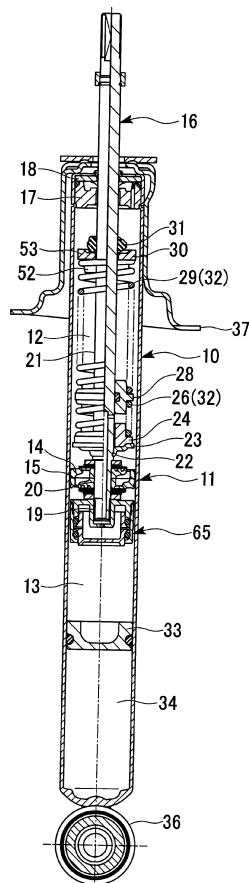
50

【 0 1 4 5 】

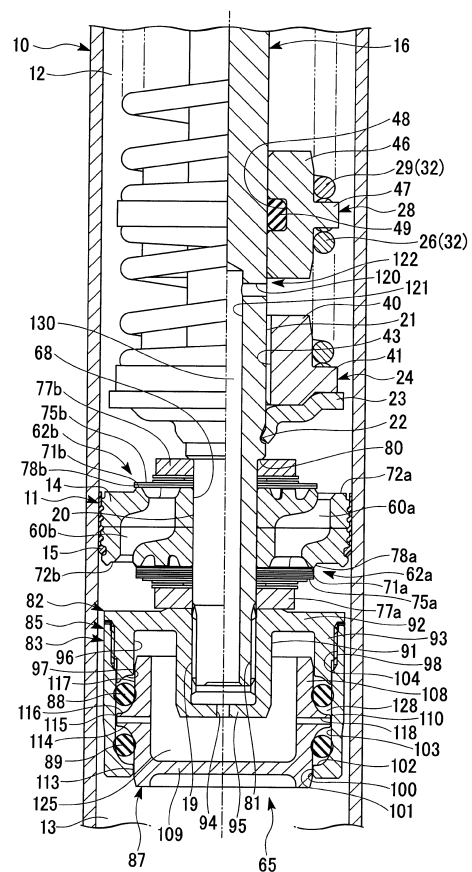
- 1 0 シリンダ
- 1 1 ピストン
- 1 2 上室(室)
- 1 3 下室(室)
- 1 6 ピストンロッド
- 3 2 リバウンドスプリング(弾性部材)
- 6 0 a , 6 0 b 通路(第 1 通路)
- 6 2 a , 6 2 b , 2 0 8 減衰バルブ
- 8 7 , 2 5 5 フリーピストン
- 1 2 2 可変オリフィス
- 1 2 5 , 2 8 0 圧力室
- 1 3 0 通路(第 2 通路)
- 1 4 5 a 減衰バルブ(第 1 減衰バルブ)
- 1 4 7 a 固定オリフィス(第 1 の固定オリフィス)
- 1 4 8 a 減衰バルブ(第 1 減衰バルブ)
- 1 4 9 a 固定オリフィス(第 2 の固定オリフィス)

10

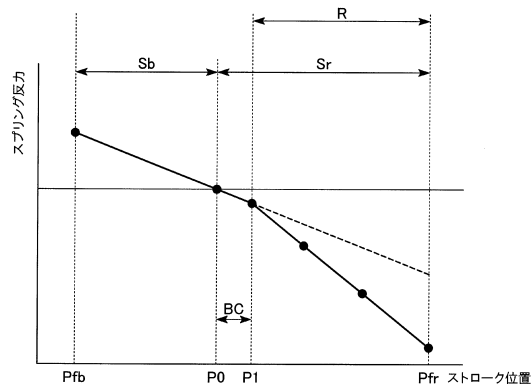
【 図 1 】



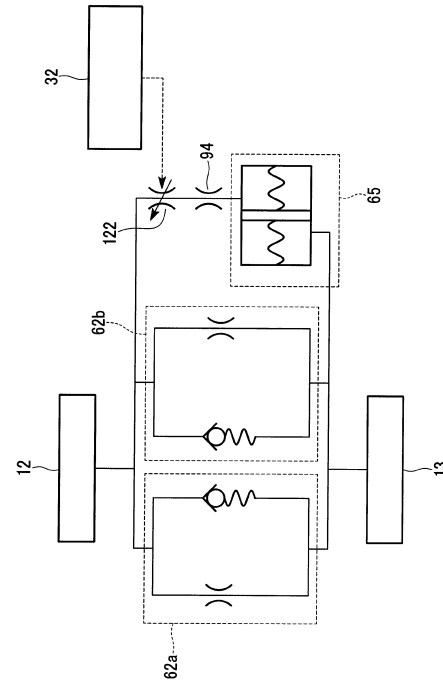
【 図 2 】



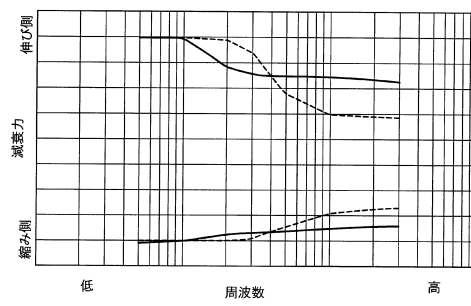
【図 3】



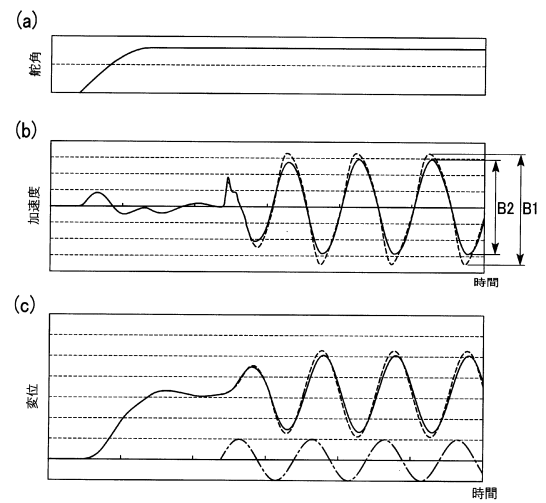
【図 4】



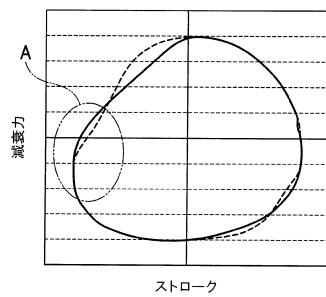
【図 5】



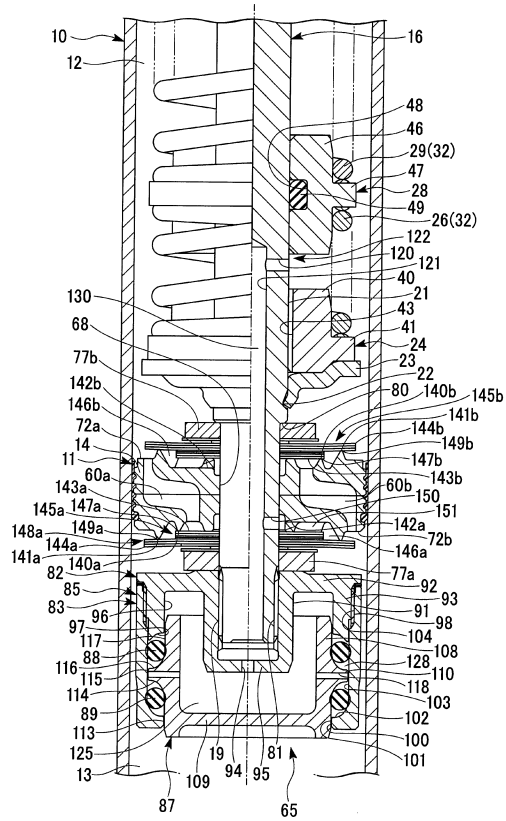
【図 7】



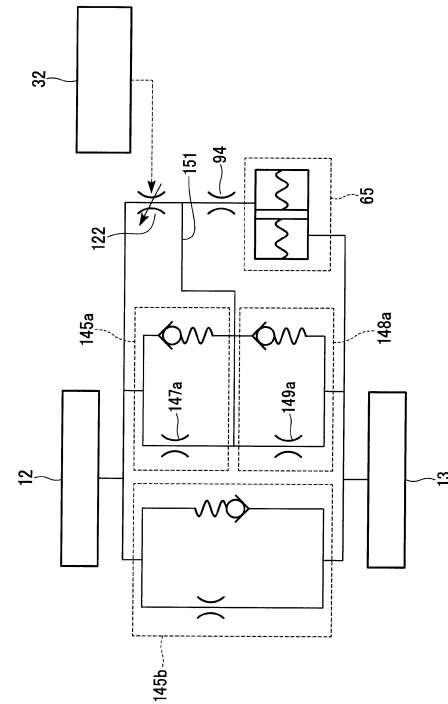
【図 6】



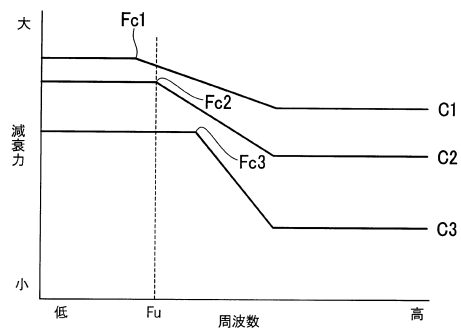
【図 8】



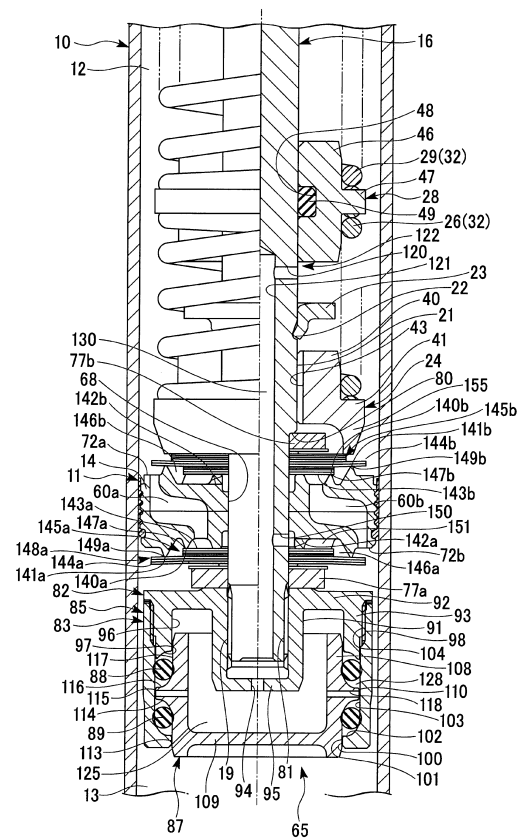
【図 9】



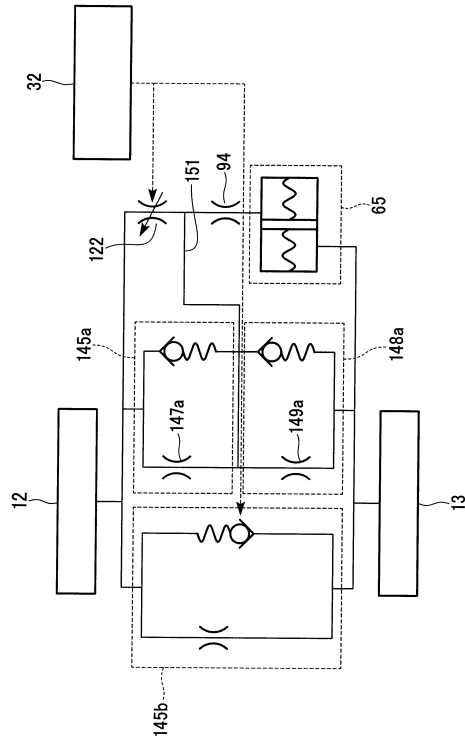
【図 10】



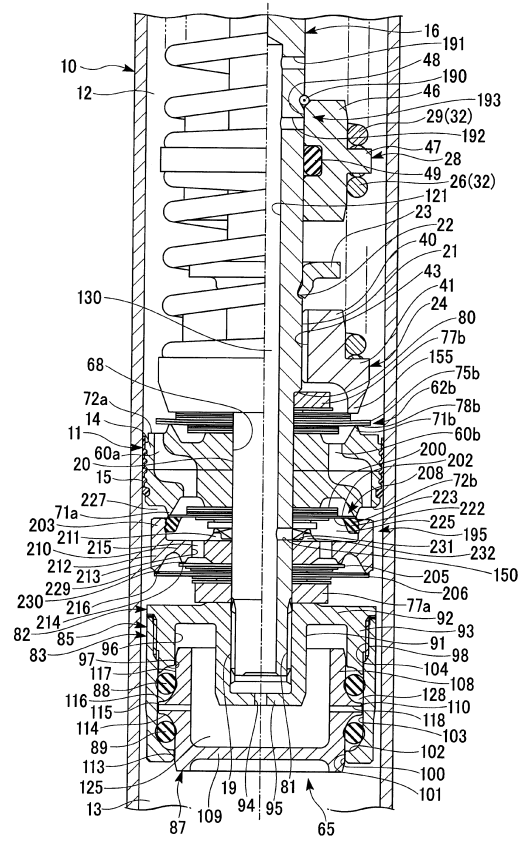
【図 11】



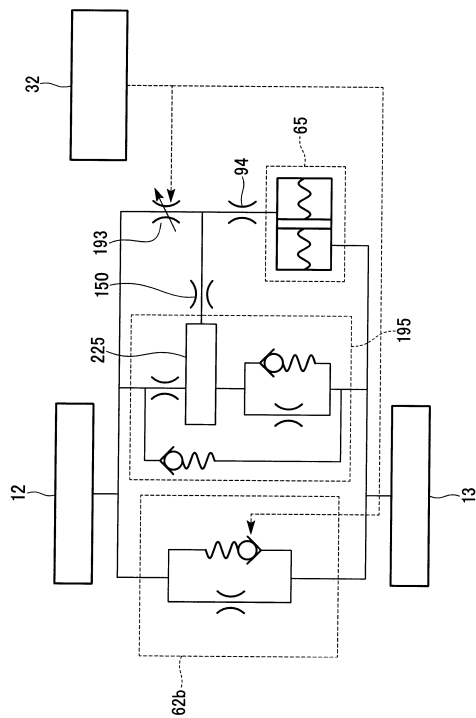
【図 1 2】



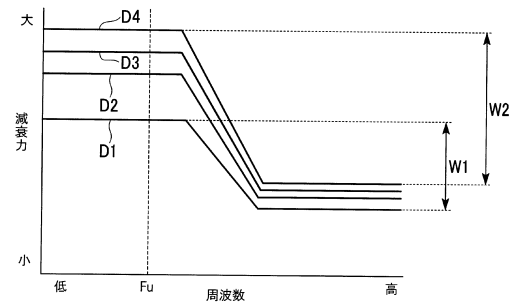
【図 1 3】



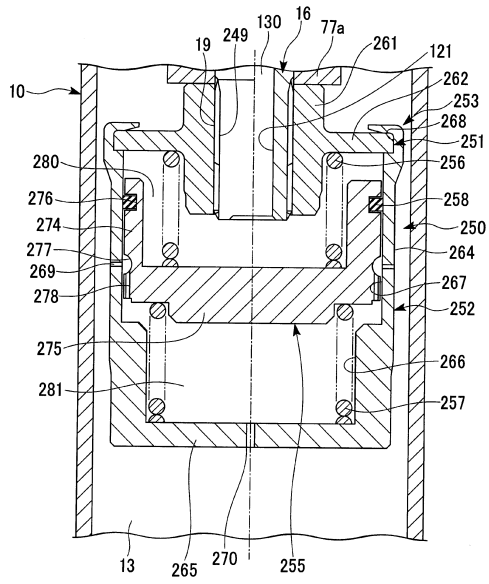
【図 1 4】



【図 1 5】



【図 16】



フロントページの続き

(72)発明者 前田 篤

神奈川県綾瀬市小園 1 1 1 6 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内

審査官 塚原 一久

(56)参考文献 特開 2 0 1 1 - 0 4 3 2 4 5 (J P , A)

特開平 0 3 - 0 6 1 7 4 1 (J P , A)

特開 2 0 0 6 - 3 3 6 8 1 6 (J P , A)

特開 2 0 0 0 - 3 5 6 2 3 7 (J P , A)

実開昭 6 2 - 0 0 0 8 3 8 (J P , U)

特開 2 0 0 0 - 2 3 0 5 9 6 (J P , A)

特開 2 0 0 8 - 2 1 5 4 6 0 (J P , A)

米国特許出願公開第 2 0 0 5 / 0 0 5 6 5 0 1 (U S , A 1)

米国特許出願公開第 2 0 0 5 / 0 0 5 6 5 0 6 (U S , A 1)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 1 6 F 9 / 0 0 - 9 / 5 8