(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
2015 年 1 月 15 日(15.01.2015)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2015/005472 A1

(51) 国際特許分類:
B62D 25/08 (2006.01) *F16F 9/26* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2014/068559

(22) 国際出願日: 2014 年 7 月 11 日(11.07.2014)

(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 2013-145173 2013 年 7 月 11 日(11.07.2013) JP

(71) 出願人: ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝２５００番地 Shizuoka (JP).

(72) 発明者: 沢井 誠二 (SAWAI, Seiji); 〒4388501 静岡県磐田市新貝２５００番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP). 山崎 豊 (YAMAZAKI, Yutaka); 〒4388501 静岡県磐田市新貝２５００番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).

(74) 代理人: 山川 政樹, 外 (YAMAKAWA,Masaki et al.); 〒1006104 東京都千代田区永田町２丁目１１番１号 山王パークタワー４階 山川国際特許事務所内 Tokyo (JP).

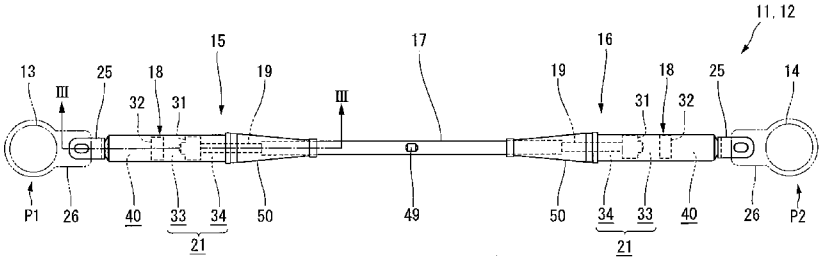
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, 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, 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)）

(54) **Title**: VIBRATION DAMPING DEVICE FOR VEHICLE BODY

(54) 発明の名称 : 車体用振動減衰装置



(57) **Abstract**: Provided is a first hydraulic damper (15), one end of which is attached to a first attachment position (P1) on a vehicle body (2). Also provided is a second hydraulic damper (16), one end of which is linked via a linking member (17) to the other of the first hydraulic damper (15), and the other end of which is attached to a second attachment position (P2) on the vehicle body (2). The first and second hydraulic dampers (15, 16) include hydraulic cylinders (18), pistons (31), piston rods (19), free pistons (32), compression coil springs, first and second working oil passages for communicating first and second oil chambers, and narrowed openings in the working oil passages. The first hydraulic damper (15), the second hydraulic damper (16), and the linking rod (17) are linked in a state of being aligned in a longitudinal direction. The hydraulic cylinders (18) or the piston rods (19) are attached to the vehicle body (2), and the others are linked to the linking rod (17). A vibration damping device for a vehicle body that can further improve the comfort of riding in a vehicle can thereby be provided.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2015/005472 A1

車体（２）の第１の取付位置（Ｐ１）に一端部が取付けられる第１の油圧式減衰器（１５）を備える。第１の油圧式減衰器（１５）の他端部に連結部材（１７）を介して一端部が連結され、他端部が車体（２）の第２の取付位置（Ｐ２）に取付けられる第２の油圧式減衰器（１６）を備える。第１、第２の油圧式減衰器（１５，１６）は、油圧シリンダ（１８）と、ピストン（３１）と、ピストンロッド（１９）と、フリーピストン（３２）と、圧縮コイルばねと、第１、第２の油室を連通する第１、第２の作動油通路と、作動油通路の絞りとを含む。第１の油圧式減衰器（１５）と、第２の油圧式減衰器（１６）と、連結ロッド（１７）とは、長手方向に並ぶ状態で連結されている。油圧シリンダ（１８）とピストンロッド（１９）のうちいずれか一方が車体（２）に取付けられ、他方が連結ロッド（１７）に連結される。車両の乗り心地を更に向上できる車体用振動減衰装置を提供することができる。

明　細　書

発明の名称 ： 車体用振動減衰装置

技術分野

[0001]　本発明は、車体の振動を減衰させて乗り心地を向上させる車体用振動減衰装置に関するものである。

背景技術

[0002]　車両の車体は、走行時に外力が加えられることにより僅かながらも弾性変形し、この弾性変形が原因で数十マイクロメートルから１～２ミリメートル程度の微細な振動を発生することが知られている。この弾性変形をもたらす外力は、路面の凹凸を乗り越えた車輪や、エンジンなどから車体に加えられる。

従来、この種の車体の振動を減衰させるために、車体に振動減衰装置を取付けることがある。従来の車体用振動減衰装置としては、例えば特許文献１に記載された油圧式のものがある。

[0003]　特許文献１に開示された油圧式の車体用振動減衰装置は、減衰力発生用の油圧シリンダ部と、この油圧シリンダ部から突出するピストンロッドに結合された連結ロッド部とによって構成されている。油圧シリンダ部は、油圧シリンダと、この油圧シリンダの中に移動自在に嵌合されたピストンおよびフリーピストンと、このピストンに接続されたピストンロッドとを備えている。

[0004]　ピストンは、油圧シリンダ内の作動油室を２つの油室に分けている。このピストンには、２つの油室を互い連通する作動油通路と、この作動油通路を開閉する減衰力発生用の逆止弁とが設けられている。ピストンロッドは、一方の油室を貫通して油圧シリンダの外に突出している。

フリーピストンは、油圧シリンダ内を高圧ガスが充填されたガス室と作動油室とに仕切っている。

[0005]　この油圧シリンダ部は、それ自体が車体の左右方向または前後方向の一端

部に直接固定されている。一方、ピストンは、ピストンロッドと連結ロッドとを介して車体の左右方向または前後方向の他端部に固定されている。

この従来の車体用振動減衰装置においては、車体の振動でピストンと油圧シリンダとが相対移動し、作動油がピストンの逆止弁を通過することによって減衰力が生じる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特許第４６２７３８９号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 乗用車やその他の自動車などの乗員が運転して走行する車両は、乗り心地のさらなる改善を求められるものである。しかし、特許文献１に開示された従来の車体用振動減衰装置では、車両の乗り心地を向上させるにも限界があった。この理由は、後述するように二つある。

[0008] 第１の理由は、上述のように油圧シリンダが車体の左右方向または前後方向の一端部に直接固定されていることから、油圧シリンダに伝達される振動の伝達経路の長さと、ピストンに伝達される振動の伝達経路の長さとが異なるからである。すなわち、油圧シリンダ部で発生する減衰力は、油圧シリンダ側の車体には直接作用する。これに対して、ピストン側の車体には、ピストンロッドと連結ロッドとからなる長い非剛体物を介して減衰力が作用する。この非剛体物とは、ばね成分を有し、弾性変形するものをいう。すなわち、ピストン側の車体には、この非剛体物が途中に介在することにより減衰力が減らされて作用する。このため、車体の一端部と他端部とで振動減衰の効果が異なるから、車両の乗り心地を更に向上させることは難しい。

[0009] 第２の理由は、ピストンの移動速度が著しく遅く、逆止弁が開かない場合に、逆止弁の着座部やピストンの摺動部等の所謂リーク部を作動油が流れるからである。作動油は粘性抵抗を有するものである。すなわち、この場合は

、リーク部を通過する作動油の粘性抵抗に起因して、ピストンの移動速度の割に大きな減衰力が生じる。この結果、ピストンと油圧シリンダの相対移動が阻害されてしまうから、振動が減衰されず車両の乗り心地が低下することになる。ピストンの移動速度が著しく遅い場合とは、例えば、ピストンの作動初期や、乗員が感じることができないほど小さく車体が緩やかに振動したときなどである。

[0010] 本発明はこのような問題を解消するためになされたもので、車両の乗り心地を更に向上できる車体用振動減衰装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0011] この目的を達成するために、本発明に係る車体用振動減衰装置は、車体の予め定めた第１の取付位置に一端部が取付けられる第１の油圧式減衰器と、前記第１の油圧式減衰器の他端部に連結部材を介して連結され、この連結部材とは反対側の端部が車体の予め定めた第２の取付位置に取付けられる第２の油圧式減衰器とを備え、前記第１の油圧式減衰器と前記第２の油圧式減衰器は、作動油が充填された油室を有する油圧シリンダと、前記油圧シリンダの中に移動自在に嵌合し、前記油室を第１の油室と第２の油室とに仕切るピストンと、前記ピストンに接続され、前記油圧シリンダの一端部から突出するピストンロッドと、前記油圧シリンダの中に移動自在に嵌合し、油圧シリンダ内を高圧ガスが充填されたガス室と前記油室とに仕切って前記油室内の作動油を加圧するフリーピストンと、前記ピストンの両面の受圧面積の差に起因してピストンロッドに作用する軸方向の力を打ち消すばね部材と、前記第１の油室と前記第２の油室とを連通する作動油通路と、前記作動油通路に設けられた絞りとを含み、前記第１の油圧式減衰器と、前記第２の油圧式減衰器と、前記連結部材とは、長手方向に並ぶ状態で連結され、前記第１の油圧式減衰器の油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材が前記連結部材に連結されるとともに、他方の部材が前記第１の取付位置に取付けられ、前記第２の油圧式減衰器の油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材が前記連結部材に連結されるとともに、他方の部材が

前記第２の取付位置に取付けられるものである。

発明の効果

[0012] 本発明に係る第１の油圧式減衰器と第２の油圧式減衰器は、それぞれピストンと油圧シリンダとが相対移動したときに減衰力が発生するものである。第１の油圧式減衰器で発生した減衰力は、油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材から車体の第１の取付位置に直接作用する。第２の油圧式減衰器で発生した減衰力は、油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材から車体の第２の取付位置に直接作用する。

このため、車体の振動が車体の第１の取付部と第２の取付部とにおいて均等に減衰される。

[0013] 油圧式減衰器内に充填されている作動油は、粘性を有するものである。また、油圧シリンダとピストンを有する油圧式減衰器は、作動初期などの油圧シリンダに対するピストンの移動速度が低い場合に、逆止弁の着座部やピストンの摺動部等の所謂リーク部から若干作動油が漏洩することが知られている。この作動油の漏洩時には、作動油の粘性抵抗の大きさに基づく大きさでピストンの移動速度が低い割りに大きな減衰力が生じる。この減衰力の大きさは、油圧シリンダに対するピストンの移動距離が相対的に短くなることにより小さくなる。

[0014] 本発明の車体用振動減衰装置において、油圧式減衰器毎の油圧シリンダに対するピストンの移動量は、連結部材が剛体である場合には車体用振動減衰装置の両端間の変位量の１／２になる。なお、従来の車体用振動減衰装置のように油圧式減衰器を１個のみ使用する従来の車体用振動減衰装置において、油圧シリンダに対するピストンの移動量は、車体用振動減衰装置の両端間の変位量と一致する。

[0015] このため、本発明によれば、油圧式減衰器を１個のみ使用する従来の車体用振動減衰装置と比べて、油圧シリンダに対するピストンの移動速度が低いときに漏洩する作動油の量が減少し、作動油の粘性抵抗に基づいて生じる減衰力が小さくなる。この結果、作動初期に車体の振動が緩やかに減衰される

。

[0016] さらに、第１の油圧式減衰器および第２の油圧式減衰器は、作動油の粘性抵抗を利用してエネルギーを消費する、いわゆる粘性ダンパとしても機能するものである。このため、本発明に係る車体用振動減衰装置は、振動が伝播される方向に依存することなく、高周波域の振動であっても減衰させることができる。この車体用振動減衰装置は、複数の油圧式減衰器を備えているから、油圧式減衰器を一つのみ備える従来の車体用振動減衰装置と比べると、高周波域の振動を減衰させる性能が高いものとなり、しかも高周波域の振動をバランスよく減衰させるものとなる。

したがって、本発明によれば、車両の乗り心地を更に向上可能な車体用振動減衰装置を提供することができる。

図面の簡単な説明

[0017] [図1]図１は、本発明の第１の実施の形態による車体用振動減衰装置の概略の構成を示す平面図である。図１は、車体用振動減衰装置を車体に取付けた状態で描いてある。

[図2A]図２Ａは、第１の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す平面図である。

[図2B]図２Ｂは、第１の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す側面図である。

[図3]図３は、図２ＡにおけるIII－III線断面図である。

[図4]図４は、第１の実施の形態による油圧式減衰器のピストン部分を拡大して示す断面図である。

[図5]図５は、ピストンの移動速度と減衰力の大きさの関係を示すグラフである。

[図6A]図６Ａは、本発明の第２の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す平面図である。

[図6B]図６Ｂは、第２の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す側面図である。

[図7]図７は、図６ＡにおけるVII－VII線断面図である。

[図8A]図８Ａは、本発明の第３の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す平面図である。

[図8B]図８Ｂは、第３の実施の形態による車体用振動減衰装置の具体的な構成を示す側面図である。

[図9]図９は、本発明の第４の実施の形態による車体用振動減衰装置の構成を示す平面図である。図９は、車体用振動減衰装置を車体に取付けた状態で描いてある。

[図10]図１０は、本発明の第５の実施の形態による車体用振動減衰装置の構成を示す平面図である。図１０は、車体用振動減衰装置を車体に取付けた状態で描いてある。

[図11]図１１は、本発明の第６の実施の形態による車体用振動減衰装置の構成を示す側面図である。

[図12]図１２は、第６の実施の形態による第１の油圧式減衰器と第３の油圧式減衰器との接続部分を拡大して示す断面図である。

[図13]図１３は、第６の実施の形態による第２の油圧式減衰器と第３の油圧式減衰器との接続部分を拡大して示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0018] （第１の実施の形態）

以下、本発明に係る車体用振動減衰装置の一実施の形態を図１～図５によって詳細に説明する。この実施の形態に示す車体用振動減衰装置は、請求項１、請求項２、請求項４および請求項５に記載の発明を構成するものである。

図１に示す車両１は、乗員（図示せず）が運転して走行するもので、例えば乗用車である。この車両１の車体２には、左右一対の前輪３と、左右一対の後輪４とが設けられている。

この種の車体２は、例えば高張力鋼板などによるモノコックボディなどで構成されており、走行時に外力が加えられることにより弾性変形し、例えば

左右方向や前後方向などに振動するものである。この振動を発生させる外力としては、走行時に前輪３と後輪４が凹凸を乗り越えることにより車体２に加えられる力や、振動するエンジン（図示せず）から受ける力などがある。また、この種の車両１においては、車室（図示せず）のドアを閉めたときにも車体２が振動することがある。このような車体２の振動は、乗員に不快感を与えることがある。

[0019] また、この種の車両１の車室には、オーディオ（図示せず）が設けられることがある。このオーディオの音の周波数は、走行時の車体振動の周波数（４０Ｈｚ程度）と比べて高い高周波成分（５００Ｈｚ程度）も多く含まれている。車体は、このオーディオの音にも共振することがあり、このような場合には、オーディオ効果にも影響を及ぼすことがある。

[0020] この実施の形態による車両１は、このような車体２の不必要な振動を減衰させるために、車体２の前部に第１の車体用振動減衰装置１１が設けられているとともに、車体２の後部に第２の車体用振動減衰装置１２が設けられている。第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、同一のものを用いることができる。

第１の車体用振動減衰装置１１および第２の車体用振動減衰装置１２の一端部は、車体２の予め定めた第１の取付位置Ｐ１に取付けられ、他端部は、予め定めた第２の取付位置Ｐ２に取付けられている。なお、第１の取付位置Ｐ１と第２の取付位置Ｐ２とに高低差があったとしても、同等の効果が得られる。

[0021] これらの第１の取付位置Ｐ１と第２の取付位置Ｐ２としては、図１に示すように、前輪用懸架装置の一部である左右一対のサスペンションタワー１３，１４の上端部とすることができる。すなわち、この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の一端部（車体左側の端部）は、車体左側に位置するサスペンションタワー１３に取付けられ、他端部は、車体右側に位置するサスペンションタワー１４に取付けられている。なお、図１に示すサスペンションタワー１３，１４は、実際の位置

とは異なり、前輪３や後輪４の後方に描かれている。

[0022] 第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、長手方向の両側に位置する第１の油圧式減衰器１５および第２の油圧式減衰器１６と、これらの第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６との間に位置する連結ロッド１７とを備えている。これらの第１の油圧式減衰器１５と、第２の油圧式減衰器１６と、連結ロッド１７とは、詳細は後述するが、長手方向に並ぶ状態で連結されている。この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２とにおいては、これらの部材が同一軸線上に並べられている。この実施の形態においては、連結ロッド１７が本発明でいう「連結部材」に相当する。

[0023] 第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６とは、同一のものである。これらの第１の油圧式減衰器１５および第２の油圧式減衰器１６は、図２Ａおよび図２Ｂに示すように、サスペンションタワー１３，１４に取付けられる一端部が後述する油圧シリンダ１８によって構成されている。すなわち、第１の油圧式減衰器１５の油圧シリンダ１８が第１の取付位置Ｐ１（車体左側のサスペンションタワー１３）に取付けられている。また、第２の油圧式減衰器１６の油圧シリンダ１８が第２の取付位置Ｐ２（車体右側のサスペンションタワー１４）に取付けられている。

[0024] 第１の油圧式減衰器１５の他端部と第２の油圧式減衰器１６の他端部は、後述するピストンロッド１９によって形成されている。第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９は、連結ロッド１７を介して第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９に連結されている。すなわち、第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９と第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９とが連結ロッド１７を介して互いに連結されている。

[0025] 第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６の油圧シリンダ１８は、それぞれ作動油が充填された油室２１を有するもので、図３に示すように、円筒からなるシリンダチューブ２２と、このシリンダチューブ２２に取付けられた第１の蓋部材２３と第２の蓋部材２４とを備えている。第１の蓋部

材２３は、シリンダチューブ２２の一端（図３においては左端）を閉塞している。

[0026] 第１の蓋部材２３は、シリンダチューブ２２内に嵌合された状態でシリンダチューブ２２に溶接されている。この第１の蓋部材２３には、断面Ｕ字状に形成された取付部材２５が溶接されている。この取付部材２５は、サスペンションタワー１３，１４の上端部に設けられた取付用ブラケット２６（図２Ａ参照）に図示していない固定用ボルトによって固定される。すなわち、この実施の形態による油圧シリンダ１８は、取付部材２５と取付用ブラケット２６とを介してサスペンションタワー１３，１４に取付けられている。この取付用ブラケット２６は、車体２の振動が油圧シリンダ１８側に伝達される剛性をもって形成されている。本発明に係る車体用振動減衰装置は、このように第１の取付位置Ｐ１および第２の取付位置Ｐ２との間に振動伝達が可能な剛性構造体が介在するものも含む。

[0027] 第２の蓋部材２４は、シリンダチューブ２２の他端を閉塞するとともに、後述するピストンロッド１９を移動自在に支持している。この第２の蓋部材２４の両端部には、ピストンロッド１９が貫通する部分をシールするためのシール部材２９が設けられている。このシール部材２９は、油室２１側に位置する第１のシール部材２９ａおよび第２のシール部材２９ｂと、油室２１の外に位置する第３のシール部材２９ｃとから構成されている。この第２の蓋部材２４は、シリンダチューブ２２内に嵌合され、第１のスプリングシート３０とともにシリンダチューブ２２にサークリップ２７，２８によって固定されている。

[0028] シリンダチューブ２２内には、ピストン３１とフリーピストン３２とがそれぞれ移動自在に嵌合されている。ピストン３１は、シリンダチューブ２２内に嵌合する断面円形に形成されており、油圧シリンダ１８内の油室２１を第１の油室３３と第２の油室３４とに仕切っている。このピストン３１の外周部には、シリンダチューブ２２の内周面との間をシールするシール部材３５が設けられている。また、シール部材３５の内周側にはＯリング３５ａが

配置されている。Ｏリング３５ａは、シール部材３５を径方向外方に拡径されるように付勢すると共に、シール部材３５の内周面とピストン３１の外周部との間の隙間をシールしている。ピストン３１の軸心部には、ピストンロッド１９の基端部が貫通している。このピストン３１は、ピストンロッド１９の先端部に後述するピストンバルブ３６の弁体３７，３８や第２のスプリングシート３１ａ、ワッシャ３１ｂとともに固定用ナット３９によって固定されている。

[0029] 第１の油室３３は、ピストン３１と後述するフリーピストン３２との間に形成されている。第２の油室３４は、ピストン３１と第２の蓋部材２４との間に形成されている。

フリーピストン３２は、シリンダチューブ２２内における第１の蓋部材２３が位置する一端側に配置され、油圧シリンダ１８内を油室２１とガス室４０とに仕切っている。フリーピストン３２の外周部にはＯリング３２ａが嵌合されている。このＯリング３２ａは、ガス室４０と油室２１との間をシールしている。ガス室４０には、高圧のN_2 ガスが充填されている。このため、油室２１内の作動油は、フリーピストン３２によって加圧されている。

[0030] ピストン３１と第２の蓋部材２４との間には圧縮コイルばね４１が圧縮された状態で挿入されている。圧縮コイルばね４１における第２の蓋部材２４側の一端部は、第１のスプリングシート３０に当接し、他端部は、第２のスプリングシート３１ａに当接している。ピストンロッド１９は、この圧縮コイルばね４１の中心部を貫通している。ピストン３１は、圧縮コイルばね４１のばね力によって油圧式減衰器１５，１６の収縮される方向（図３においては左方）に付勢されている。

[0031] 圧縮コイルばね４１は、ピストン３１の両面の受圧面積の差に起因してピストンロッド１９に作用する軸方向の力を打ち消すためのものである。この軸方向の力は、ピストン３１の第１の油室３３側の受圧面積より第２の油室３４側の受圧面積の方が小さいことにより生じ、ピストンロッド１９を油圧式減衰器１５，１６が伸びる方向に押す。この実施の形態においては、圧縮

コイルばね４１によって、本発明でいう「ばね部材」が構成されている。

[0032] この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６の自由長は、上述した軸方向の力が圧縮コイルばね４１のばね力によって打ち消されてバランスした状態の長さである。第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、この自由長が車体２への取付寸法と一致するようにN_2ガスの圧力が調整される。

このように自由長が車体２への取付寸法と一致することにより、第１の車体用振動減衰装置１１や第２の車体用振動減衰装置１２を車体２に取付ける作業が容易になる。また、第１の車体用振動減衰装置１１や第２の車体用振動減衰装置１２が車体２に取付けられた状態で初期荷重が０となる。このため、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６が応答性よく収縮し、減衰力を発生させることができる。

[0033] ピストン３１に設けられたピストンバルブ３６は、車両１の懸架装置用ショックアブソーバなどに使用されているものと同等の構造のものである。このピストンバルブ３６は、図４に示すように、第１の絞り４２と第２の絞り４３とによって構成されている。第１の絞り４２は、ピストン３１を貫通する第１の作動油通路４４に設けられている。第２の絞り４３は、ピストン３１を貫通する第２の作動油通路４５に設けられている。

[0034] 第１の作動油通路４４における第２の油室３４側の端部は、環状の凹陥部４４ａによって形成されている。

第１の絞り４２は、この凹陥部４４ａを閉じる逆止弁を構成するもので、複数の円板状の弁体３７を備えている。これらの弁体３７は、凹陥部４４ａの外周縁に自らのばね力で押し付けられる状態でピストンロッド１９に装着されている。すなわち、この弁体３７の内周部は、ピストンロッド１９に嵌合し、ナット３９を締め上げた状態で、ピストンロッド１９に設けられた第１のスペーサ４６によってピストン３１側に押圧される。

[0035] 第１のスペーサ４６は、第２のスプリングシート３１ａとともにピストン３１から離間する方向への移動が規制される状態でピストンロッド１９に装

着されている。このように弁体３７の内周部がピストン３１側に押圧されることにより、弁体３７が変形し、所定の初期荷重で凹陥部４４ａの外周縁に押し付けられる。

この結果、第１の絞り４２の弁体３７は、第１の作動油通路４４における第２の油室３４側の開口部に所定の初期荷重で押付けられ、この開口部を閉塞する。このため、この弁体３７は、第１の油室３３の油圧が弁体２７の初期荷重より高まったときに開く。

[0036] 第２の作動油通路４５における第１の油室３３側の端部は、環状の凹陥部４５ａによって形成されている。第２の絞り４３は、この凹陥部４５ａを閉じる逆止弁を構成するもので、複数の円板状の弁体３８を備えている。これらの弁体３８は、凹陥部４５ａの外周縁に自らのばね力で押し付けられる状態でピストンロッド１９に装着されている。すなわち、この弁体３８の内周部は、ピストンロッド１９に嵌合し、ナット３９を締め上げた状態で、ピストンロッド１９に設けられた第２のスペーサ４７によってピストン３１側に押圧される。

[0037] 第２のスペーサ４７は、ワッシャ３１ｂとともにピストン３１から離間する方向への移動が規制される状態でピストンロッド１９に装着されている。このように弁体３８の内周部がピストン３１側に押圧されることにより、弁体３８が変形し、所定の初期荷重で凹陥部４５ａの外周縁に押し付けられる。

この結果、第２の絞り４３の弁体３８は、第２の作動油通路４５における第１の油室３３側の開口部に所定の初期荷重で押付けられ、この開口部を閉塞する。このため、この弁体３８は、第２の油室３４の油圧が弁体３８の初期荷重より高まったときに開く。

[0038] 第１の絞り４２の弁体３７と第２の絞り４３の弁体３８の厚みおよび枚数は、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６とにおいて発生させる減衰力の大きさに基づいて決められている。これらの弁体３７，３８のばね力が大きくなると、発生する減衰力が増大する。この実施の形態による第

１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の減衰力の大きさは、油圧式減衰器を１個のみ用いる場合の減衰力の大きさと同等である。

[0039] ピストンロッド１９の先端部は、図３に示すように、第２の蓋部材２４を貫通してシリンダチューブ２２の外に突出し、連結ロッド１７の端部にねじによって結合されている。連結ロッド１７は、金属製の丸棒によって形成されている。この連結ロッド１７の両端部には、第１の油圧式減衰器１５と第２の油室式減衰器１６とを取付けるための雌ねじ１７ａが形成されている。

[0040] ピストンロッド１９と連結ロッド１７との結合部分は、ピストンロッド１９に形成された雄ねじ１９ａを連結ロッド１７の雌ねじ１７ａに螺着させ、ロックナット４８によって締付ける構造が採られている。このねじによる連結ロッド１７の取付構造を採ることによって、N_2ガス圧のばらつきに起因して変化する第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の自由長を微調整することができる。連結ロッド１７の長手方向の中央部には、図２Ａおよび図２Ｂに示すように、丸棒からなる連結ロッド１７に工具（図示せず）を掛けるための平坦面４９が形成されている。この平坦面４９は、連結ロッド１７の外周部の２箇所に互いに平行に形成されている。上述したロックナット４８を締め付ける作業は、この平坦面４９に工具を係合させて連結ロッド１７の回転を規制した状態で行われる。

[0041] ピストンロッド１９と連結ロッド１７との結合部分は、図３に示すように、連結ロッド１７とシリンダチューブ２２とを接続するゴムブーツ５０によって覆われている。このゴムブーツ５０は、ピストンロッド１９に泥水や塵埃が付着することを防ぐためのもので、円錐筒状に形成されている。このゴムブーツ５０の一端部は、シリンダチューブ２２の外周面に固着され、他端部は、連結ロッド１７の外周面に固着されている。

[0042] ここで、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２を車体２に取付けるときの手順の一例を説明する。この取付けを行うにあたっては、先ず、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置

１２を仮組みの状態にする。この仮組みの状態とは、例えば、第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９に連結ロッド１７の一端部が結合され、かつこの連結ロッド１７の他端部に第２の油圧式減衰器のピストンロッド１９が仮にねじ込まれている状態である。第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９と連結ロッド１７とは、この仮組みの状態でロックナット４８を締め込むことにより結合される。ロックナット４０を締め込むにあたっては、連結ロッド１７の平坦面４９に工具を係合させて連結ロッド１７の回転を規制した状態で行う。

[0043] 次に、上述した第１の油圧式減衰器１５に設けられている取付部材２５を、サスペンションタワー１３の取付用ブラケット２６に図示していない固定用ボルトによって仮に取付ける。そして、連結ロッド１７の他端部と第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９とのねじ込み量を調整し、第２の油圧式減衰器１６の取付部材２５を他方のサスペンションタワー１４の取付用ブラケット２６に固定用ボルトによって仮に取付ける。

[0044] すなわち、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の全長が左右一対のサスペンションタワー１３，１４の間隔に合わせて調整される。そして、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２が車体２に保持されている状態で、第２の油圧式減衰器１６のロックナット４８を締め付ける。このロックナット４８を締め込む作業は、連結ロッド１７の平坦面４９に工具を係合させて連結ロッド１７の回転を規制しながら行う。このロックナット４８が締め込まれることによって、第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９が連結ロッド１７に結合される。

しかる後、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６の取付部材２５をそれぞれ取付用ブラケット２６に固定用ボルトにより本固定することよって、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の車体２への取付け作業が終了する。

[0045] このように構成された第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、それぞれ両端部に第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式

減衰器１６とを備えている。これらの第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１５は、それぞれ油圧シリンダ１８とピストン３１とが相対移動したときに減衰力が発生するものである。第１の油圧式減衰器１５で発生した減衰力は、油圧シリンダ１８から車体２の第１の取付位置Ｐ１に直接作用する。第２の油圧式減衰器１６で発生した減衰力は、油圧シリンダ１８から車体２の第２の取付位置Ｐ２に直接作用する。

このため、車体２の振動が第１の取付位置Ｐ１と第２の取付位置Ｐ２とにおいて均等に減衰される。

[0046] 車体２の振動により左右一対のサスペンションタワー１３，１４間の間隔が変化する場合は、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６とにおいてピストン３１がシリンダチューブ２２に対して軸線方向（車体２の左右方向）に移動する。第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、作動油が高圧のN_2ガスによって加圧されており、油室２１内に臨む弾性変形可能な全てのシール部材２９、ピストン３１のＯリング３５、フリーピストン３２のＯリング３２ａがそれ以上弾性変形することができないような状態に保たれている。このため、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２においては、作動油が第１の油室３３と第２の油室３４との間を応答性よく流れるから、ピストン３１の移動量が数十ミクロン単位である場合であっても応答性よく減衰力を発生する。

[0047] 車体２の振動が第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２に伝達されてピストン３１がシリンダチューブ２２に対して移動を開始すると、先ず、作動油が漏洩可能な隙間に流入する。この漏洩可能な隙間とは、第１の油室３３と第２の油室３４との間で作動油が流れることが可能な隙間をいう。この漏洩可能な隙間を以下においてはリーク部という。この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６のリーク部は、図４中に二点鎖線Ａで囲まれた範囲にあるリーク部と、図４中に二点鎖線Ｂで囲まれた範囲にあるリーク部である。以下においては、二点鎖線Ａで示すリーク部を第１のリーク部Ａといい、二点鎖線Ｂで示すリーク部を

第２のリーク部Ｂという。

[0048] 第１のリーク部Ａは、ピストン３１とシリンダチューブ２２との間のクリアランスとなる隙間である。第２のリーク部Ｂは、第１の絞り４２と第２の絞り４３の弁体３７，３８と、ピストン３１の凹陥部４４ａ，４５ａの外周縁との間の隙間である。作動油は、粘性を有している。このため、ピストン３１が移動を開始した直後であって、弁体３７，３８が開く以前は、これらの第１のリーク部Ａと第２のリーク部Ｂを作動油が漏洩することにより、作動油の粘性抵抗の大きさに対応する大きさで減衰力が発生する。

[0049] ピストン３１の移動開始直後の減衰力の大きさは、図５に示すように、ピストン３１の移動速度と略比例して変化する。以下においては、作動油の粘性抵抗に基づく減衰力を単に低速時減衰力という。図５においては、この実施の形態による車体用振動減衰装置の減衰力の変化を実線で示し、油圧式減衰器を１個のみ使用した場合の減衰力の変化を破線で示す。また、図５においては、２個の油圧式減衰器を並列の状態で使用した場合の減衰力の変化を二点鎖線で示す。２個の油圧式減衰器を並列の状態で使用するとは、２個の油圧式減衰器をそれぞれ左右のサスペンションタワー１３，１４間に設けることを意味する。

[0050] この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６のピストン３１の移動量は、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２の両端間の変位量の半分となる。このため、図５に実線で示すように、この実施の形態による第１の車体用油圧式振動減衰装置１１と第２の車体用油圧式振動減衰装置１２の低速時減衰力の大きさは、油圧式減衰器を一つのみ使用する従来の装置（図５において破線で示す）と比べると、ピストン３１の移動速度が同一であれば１／２となる。このため、この実施の形態によれば、油圧式減衰器を１個のみ使用する場合と比べて、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６のピストン３１の移動速度が著しく低いときに第１のリーク部Ａと第２のリーク部Ｂで漏洩する作動油の量が減少し、作動油の粘性抵抗に基づいて生じる減衰力が小さくなる。

この結果、作動初期などで第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６のピストン３１の移動速度が低いときに車体２の振動が緩やかに減衰される。

[0051] この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２とにおいて、ピストン３１の移動開始後に移動速度が上昇すると、図５に示すように、低速時減衰力が生じるリーク域Ｌ１を経た後、第１の絞り４２と第２の絞り４３の弁体３７，３８が開き始める変遷域Ｌ２を経てからピストンバルブ３６で所定の減衰力が生じるバルブ域Ｌ３に移行する。

図５から判るように、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２とにおけるバルブ域Ｌ３に移行するときのピストン３１の移動速度は、油圧式減衰器を１個のみ使用する場合（図５において破線で示す）のピストン３１の移動速度と比べて高くなっている。このことは、作動初期の減衰力の上昇が緩和されて乗り心地が改善されたことを意味する。

バルブ域Ｌ３に移行した後は、ピストン３１の移動速度の上昇する割合に比べて減衰力の大きさが増大する割合が著しく小さくなる。

[0052] この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、第１の油室３３と第２の油室３４に貯留された作動油の粘性抵抗を利用してエネルギーを消費する、いわゆる粘性ダンパとしても機能するものである。このため、この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、振動の伝播する方向に依存することなく、高周波域の振動であっても減衰させることができる。この第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、それぞれ第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６とを備えているから、油圧式減衰器を一つのみ使用する従来の車体用振動減衰装置と比べると、作動油の量が増加する分、高周波域の振動を減衰させる性能が高いものとなる。

したがって、この実施の形態によれば、車両の乗り心地を更に向上可能な車体用振動減衰装置を提供することができる。

[0053] この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２においては、第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９と第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９とが連結ロッド１７を介して互いに連結されている。また、第１の油圧式減衰器１５の油圧シリンダ１８が第１の取付位置Ｐ１に取付けられている。第２の油圧式減衰器１６の油圧シリンダ１８が第２の取付位置Ｐ２に取付けられている。

このため、この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、両端部が相対的に剛性が高い油圧シリンダ１８によって形成されているから、車体２に強固に取付けることができる。

[0054] この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６とは、減衰性能が同一のものである。

このため、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６の上述した低速時減衰力は、油圧式減衰器を一つのみ使用する従来の車体用振動減衰装置と比べて１／２になる。また、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６が粘性ダンパとして機能して高周波域の振動を減衰させる能力は、油圧式減衰器を一つのみ使用する従来の車体用振動減衰装置と比べると２倍となる。しかも、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、この高周波域の振動をバランスよく減衰させる。

したがって、この実施の形態によれば、車両の乗り心地がより一層向上する車体用振動減衰装置を提供することができる。

[0055] この実施の形態による第１の取付位置Ｐ１は、車体２の左右方向の一端部に位置する車体左側のサスペンションタワー１３である。また、第２の取付位置Ｐ２は、車体２の左右方向の他端部に位置する車体右側のサスペンションタワー１４である。

このため、この実施の形態によれば、懸架装置の一部となることから剛性が高くなる左右一対サスペンションタワー１３，１４に車体用振動減衰装置が取付けられるから、車体２の左右方向の振動が確実に減衰されて乗り心地が向上する。また、この実施の形態においては、第１の油圧式減衰器１５と

第２の油圧式減衰器１６とが車体２の左右方向に対称となる位置に配置されているから、上述した高周波域の振動の減衰量が車体左側と車体右側とで等しくなる。

[0056] この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、それぞれ左右一対のサスペンションタワー１３，１４間に架け渡されている。しかし、本発明は、このような限定にとらわれることはない。本発明に係る車体用振動減衰装置は、車体２のその他の部分に左右方向に延びる状態で取付けることができる。また、この車体用振動減衰装置は、車体２の前部と後部とにそれぞれ設ける必要はない。この実施の形態による上述した効果は、車体用振動減衰装置を車体２の前部と後部のいずれか一方や、車体２の前後方向の中央部にのみ設けるだけであっても得られる。車体用振動減衰装置を取付ける位置としては、車体フレームや、車体下部に位置する懸架装置の取付座や、車体２がモノコックボディである場合はフロアパネルなどが挙げられる。また、車体用振動減衰装置は、車体２の左右方向に延びる状態でバンパーリーンフォースメントに取付けることができる。

[0057] （第２の実施の形態）

本発明に係る車体用振動減衰装置は、図６Ａ、図６Ｂおよび図７に示すように構成することができる。これらの図において、前記図１～図５によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。この実施の形態による車体用振動減衰装置は、請求項１および請求項３～請求項５記載の発明を構成するものである。

図６Ａおよび図６Ｂに示す車体用振動減衰装置５１は、第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９と第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９とが両端部に位置する状態に組立てられている。

[0058] 第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９は、取付部材２５と取付用ブラケット２６とを介して第１の取付位置Ｐ１に取付けられている。また、第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９は、取付部材２５と取付用ブラケット２６とを介して第２の取付位置Ｐ２に取付けられている。

ピストンロッド１９と取付部材２５との接続は、図７に示すように、筒体５２を介して行われている。この筒体５２は、取付部材２５に溶接されている。この筒体５２の中空部には、雌ねじ５２ａが形成されている。この雌ねじ５２ａには、ピストンロッド１９に形成されている雄ねじ１９ａがねじ込まれ、ロックナット５３によって固定されている。

[0059] 一方、第１の油圧式減衰器１５の油圧シリンダ１８と、第２の油圧式減衰器１６の油圧シリンダ１８は、図６Ａおよび図６Ｂに示すように、連結ロッド１７を介して互いに連結されている。

油圧シリンダ１８と連結ロッド１７との接続は、図７に示すように、ねじ軸５４を介して行われている。このねじ軸５４は、雄ねじからなり、油圧シリンダ１８の第１の蓋部材２３に一体に形成されている。このねじ軸５４は、連結ロッド１７の雌ねじ１７ａにねじ込まれ、ロックナット５５によって固定されている。

すなわち、この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、両端部にそれぞれねじからなる長さ調整機構５６，５７が設けられている。このため、この実施の形態によれば、長さ調節を容易に行うことが可能な車体用振動減衰装置を提供することができる。

[0060] （第３の実施の形態）

本発明に係る車体用振動減衰装置は、図８Ａおよび図８Ｂに示すように構成することができる。図８Ａおよび図８Ｂにおいて、前記図１～図５によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。この実施の形態による車体用振動減衰装置は、請求項１、請求項２、請求項４および請求項５記載の発明を構成するものである。

図８Ａおよび図８Ｂに示す車体用振動減衰装置６１は、車体２に設けられている干渉物６２を避けて車体２に取付けることができるものである。車体２の干渉物６２を避けるにあたっては、この実施の形態においては連結ロッド１７を途中で曲げて行っている。

[0061] すなわち、この実施の形態による連結ロッド１７は、第１の油圧式減衰器１５と同一軸線上に位置する第１の直線部６３と、第２の油圧式減衰器１６と同一軸線上に位置する第２の直線部６４と、これらの直線部６３，６４を接続する屈曲部６５とによって構成されている。屈曲部６５は、第１の直線部６３の軸線Ｃ１と第２の直線部６４の軸線Ｃ２とが、これらの軸線Ｃ１，Ｃ２とは直交する方向に距離Ｄだけ離れる形状に形成されている。屈曲部６５の形状や位置は、干渉物６２の形状、位置などに応じて適宜変更することができる。

この実施の形態を採ることにより、車体２の干渉物６２を避けて車体２に取付けることが可能な車体用振動減衰装置を提供することができる。

[0062] （第４の実施の形態）

本発明に係る車体用振動減衰装置は、図９に示すように、車体の前後方向に延びる状態で車体に取付けることができる。図９において、前記図１～図８Ａおよび図８Ｂによって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。この実施の形態による車体用振動減衰装置は、請求項６記載の発明を構成するもののひとつである。

[0063] 図９に示す第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、車体２の前後方向に延びる状態で車体２の底部に取付けられている。この車体２の底部とは、例えば、車体２がフレームを備えている場合は、このフレームの下部であり、車体２がモノコックボディである場合は、下端のフロアパネルなどが挙げられる。また、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、前輪側懸架装置の取付座や、後輪側懸架装置の取付座あるいは前後のバンパー取付部近傍を利用して車体２に取付けることも可能である。この第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２が取付けられる部位は、車体２の振動を確実に第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２とに伝えると共に、第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２とにおいて発生した減衰力を確実に車体に伝えるだけの十分な剛性を有する部位であれば、特

に限定されることはない。

[0064] この実施の形態による第１の車体用振動減衰装置１１は、車体２の底部における左右方向の一端側（左端側）に位置付けられ、第２の車体用振動減衰装置１２は、車体２の底部における左右方向の他端側に位置付けられている。これらの第１の車体用振動減衰装置１１と、第２の車体用振動減衰装置１２は、同一のものである。図９に示す実施の形態を採る場合は、車体２の前側の端部が本発明でいう第１の取付位置Ｐ１に相当し、車体２の後側の端部が本発明でいう第２の取付位置Ｐ２に相当する。すなわち、第１の取付位置Ｐ１は、車体２の前後方向の一端部に位置付けられ、第２の取付位置Ｐ２は、車体２の前後方向の他端部に位置付けられている。なお、この形態を採るにあたり、第１の取付位置Ｐ１と第２の取付位置Ｐ２とに高低差があったとしても、同等の効果が得られる。

[0065] 図９に示す実施の形態によれば、車体２の前後方向の振動が減衰されて乗り心地が向上する。また、この実施の形態においては、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６の減衰性能が同一であるから、高周波域の振動の減衰量が車体前部と車体後部とで等しくなる。

この実施の形態による車体用振動減衰装置においても、図６Ａ、図６Ｂおよび図７に示すように、ピストンロッド１９が車体２に取付けられる形態や、図８Ａおよび図８Ｂに示すように、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６が同一軸線上に位置していない形態を採ることができる。

[0066] （第５の実施の形態）

本発明に係る車体用振動減衰装置は、図１０に示すように、斜めに延びる状態で車体２に取付けることができる。図１０において、前記図１～図９よって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。この実施の形態による車体用振動減衰装置は、請求項５を引用する請求項６記載の発明を構成するものである。

[0067] 図１０に示す第１の車体用振動減衰装置１１と第２の車体用振動減衰装置１２は、車体２の底部に斜めに傾斜した状態で取付けられている。この実施

の形態による第１の車体用振動減衰装置１１は、車体前側における車体左側の端部から、車体後側における車体右側の端部に向けて傾斜する状態で車体２に取付けられている。また、第２の車体用振動減衰装置１２は、車体前側における車体右側の端部から、車体後側における車体左側の端部に向けて傾斜する状態で車体２に取付けられている。なお、この形態を採るにあたり、第１の取付位置Ｐ１と第２の取付位置Ｐ２とに高低差があったとしても、同等の効果が得られる。

図１０に示す構成を採る場合であっても上述した各実施の形態を採るときと同等の効果が得られる。

[0068] （第６の実施の形態）

本発明に係る車体用振動減衰装置は、図１１～図１３に示すように構成することができる。図１１～図１３において、前記図１～図１０によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。この実施の形態による車体用振動減衰装置は、請求項７および請求項８記載の発明を構成するものである。

[0069] 図１１に示す車体用振動減衰装置７１は、長手方向の両端部に位置する第１の油圧式減衰器１５および第２の油圧式減衰器１６と、これらの第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６との間に位置する第３の油圧式減衰器７２とを備えている。第３の油圧式減衰器７２は、第１の油圧式減衰器１５および第２の油圧式減衰器１６と同一のものである。すなわち、第１の油圧式減衰器１５と、第２の油圧式減衰器１６と、第３の油圧式減衰器７２とは、減衰性能が同一のものである。

[0070] この実施の形態による第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６は、油圧シリンダ１８が車体用振動減衰装置７１の両端側に位置する状態で使用されている。すなわち、取付部材２５は、油圧シリンダ１８に設けられている。

第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９は、連結ロッド７３を介して第３の油圧式減衰器７２のピストンロッド１９に接続されている。第２の

油圧式減衰器１６のピストンロッド１９は、連結ロッド７４を介して第３の油圧式減衰器７２の油圧シリンダ１８に接続されている。この実施の形態においては、第３の油圧式減衰器７２と、連結ロッド７３，７４とによって、本発明でいう「連結部材」が構成されている。

[0071] 連結ロッド７３と連結ロッド７４は、それぞれ金属製の丸棒によって形成されている。また、これらの連結ロッド７３，７４の長手方向の中央部には、丸棒からなる連結ロッド７３，７４に工具（図示せず）を掛けるための平坦面４９が形成されている。

連結ロッド７３の一端部には、図１２に示すように、第１の油圧式減衰器１５のピストンロッド１９とを取付けるための雌ねじ７３ａが形成されている。連結ロッド７３の他端部には、第３の油圧式減衰器７２のピストンロッド１９を取付けるための雌ねじ７３ｂが形成されている。

[0072] 第１の油圧式減衰器１５と第３の油圧式減衰器７２のピストンロッド１９と連結ロッド７３との結合部分は、ピストンロッド１９に形成された雄ねじ１９ａを連結ロッド７３の雌ねじ７３ａ，７３ｂに螺着させ、ロックナット４８によって締付ける構造が採られている。

連結ロッド７４の一端部には、図１３に示すように、第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９を取付けるための雌ねじ７４ａが形成されている。連結ロッド７４の他端部には、第３の油圧式減衰器７２のねじ軸５４を取付けるための雌ねじ７４ｂが形成されている。

[0073] 第２の油圧式減衰器１６のピストンロッド１９と連結ロッド７４との結合部分は、ピストンロッド１９に形成された雄ねじ１９ａを連結ロッド７４の雌ねじ７４ａに螺着させ、ロックナット４８によって締付ける構造が採られている。ねじ軸５４は、連結ロッド７４の雌ねじ７４ｂにねじ込まれ、ロックナット５５によって固定されている。

[0074] この実施の形態による車体用振動減衰装置７１は、上述した実施の形態で示したように車体２に取付けられる。すなわち、この車体用振動減衰装置７１は、図１に示したように、車体２の左右方向に延びる状態で車体２に取付

けることができる。また、この車体用振動減衰装置７１は、図９に示したように、車体２の前後方向に延びる状態や、図１０に示したように、車体２に対して斜めに延びる状態で車体１に取付けることができる。

[0075] この実施の形態によれば、第１～第３の油圧式減衰器１５，１６，７２によって車体２の振動が減衰される。したがって、この実施の形態によれば、第１の油圧式減衰器１５と第２の油圧式減衰器１６のみを有する第１の車体用振動減衰装置１１や第２の車体用振動減衰装置１２と比べて、振動を減衰させる能力が高い車体用振動減衰装置を提供することができる。

[0076] この実施の形態による第３の油圧式減衰器７２は、第１の油圧式減衰器１５および第２の油圧式減衰器１６と減衰性能が同一のものである。このため、車体２の振動が３箇所で略均等に減衰される。なお、第３の油圧式減衰器７２の減衰性能が相対的に低いと、振動がこの第３の油圧式減衰器７２だけで減衰されるため、減衰量を十分得ることができない。一方、第３の油圧式減衰器７２の減衰性能が相対的に高いと、振動が主に第１、第２の油圧式減衰器１５，１６で減衰されるようになるから、減衰量がそれほど大きくなることはない。しかし、この実施の形態によれば、３個の油圧式減衰器１５，１６，７２を効率よく使用して大きな減衰量を得ることができる。

符号の説明

[0077] １…車両、２…車体、１１…第１の車体用振動減衰装置、１２…第２の車体用振動減衰装置、１３，１４…サスペンションタワー、１５…第１の油圧式減衰器、１６…第２の油圧式減衰器、１７…連結ロッド、１９…ピストンロッド、２２…シリンダチューブ、３１…ピストン、３２…フリーピストン、３３…第１の油室、３４…第２の油室、３７，３８…弁体、４０…ガス室、４２…第１の絞り、４３…第２の絞り、４４…第１の作動油通路、４５…第２の作動油通路、５１，６１，７１…車体用振動減衰装置、７２…第３の油圧式減衰器、Ｐ１…第１の取付位置、Ｐ２…第２の取付位置。

請求の範囲

[請求項1] 車体の予め定めた第１の取付位置に一端部が取付けられる第１の油圧式減衰器と、

前記第１の油圧式減衰器の他端部に連結部材を介して連結され、この連結部材とは反対側の端部が車体の予め定めた第２の取付位置に取付けられる第２の油圧式減衰器とを備え、

前記第１の油圧式減衰器と前記第２の油圧式減衰器は、

作動油が充填された油室を有する油圧シリンダと、

前記油圧シリンダの中に移動自在に嵌合し、前記油室を第１の油室と第２の油室とに仕切るピストンと、

前記ピストンに接続され、前記油圧シリンダの一端部から突出するピストンロッドと、

前記油圧シリンダの中に移動自在に嵌合し、油圧シリンダ内を高圧ガスが充填されたガス室と前記油室とに仕切って前記油室内の作動油を加圧するフリーピストンと、

前記ピストンの両面の受圧面積の差に起因してピストンロッドに作用する軸方向の力を打ち消すばね部材と、

前記第１の油室と前記第２の油室とを連通する作動油通路と、

前記作動油通路に設けられた絞りとを含み、

前記第１の油圧式減衰器と、前記第２の油圧式減衰器と、前記連結部材とは、長手方向に並ぶ状態で連結され、

前記第１の油圧式減衰器の油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材が前記連結部材に連結されるとともに、他方の部材が前記第１の取付位置に取付けられ、

前記第２の油圧式減衰器の油圧シリンダとピストンロッドとのうちいずれか一方の部材が前記連結部材に連結されるとともに、他方の部材が前記第２の取付位置に取付けられる車体用振動減衰装置。

[請求項2] 請求項１記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の油圧式減衰器のピストンロッドと第２の油圧式減衰器のピストンロッドとが前記連結部材を介して互いに連結され、

前記第１の油圧式減衰器の油圧シリンダが前記第１の取付位置に取付けられ、

前記第２の油圧式減衰器の油圧シリンダが前記第２の取付位置に取付けられていることを特徴とする車体用振動減衰装置。

[請求項3] 請求項１記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の油圧式減衰器の油圧シリンダと第２の油圧式減衰器の油圧シリンダとが前記連結部材を介して互いに連結され、

前記第１の油圧式減衰器のピストンロッドが前記第１の取付位置に取付けられ、

前記第２の油圧式減衰器のピストンロッドが前記第２の取付位置に取付けられていることを特徴とする車体用振動減衰装置。

[請求項4] 請求項１ないし請求項３のうちいずれか１つに記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の油圧式減衰器と前記第２の油圧式減衰器とは、減衰性能が同一のものであることを特徴とする車体用振動減衰装置。

[請求項5] 請求項１ないし請求項４のうちいずれか１つに記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の取付位置は、前記車体の左右方向の一端部に位置付けられ、

前記第２の取付位置は、前記車体の左右方向の他端部に位置付けられていることを特徴とする車体用振動減衰装置。

[請求項6] 請求項１ないし請求項５のうちいずれか１つに記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の取付位置は、前記車体の前後方向の一端部に位置付けられ、

前記第２の取付位置は、前記車体の前後方向の他端部に位置付けら

れていることを特徴とする車体用振動減衰装置。

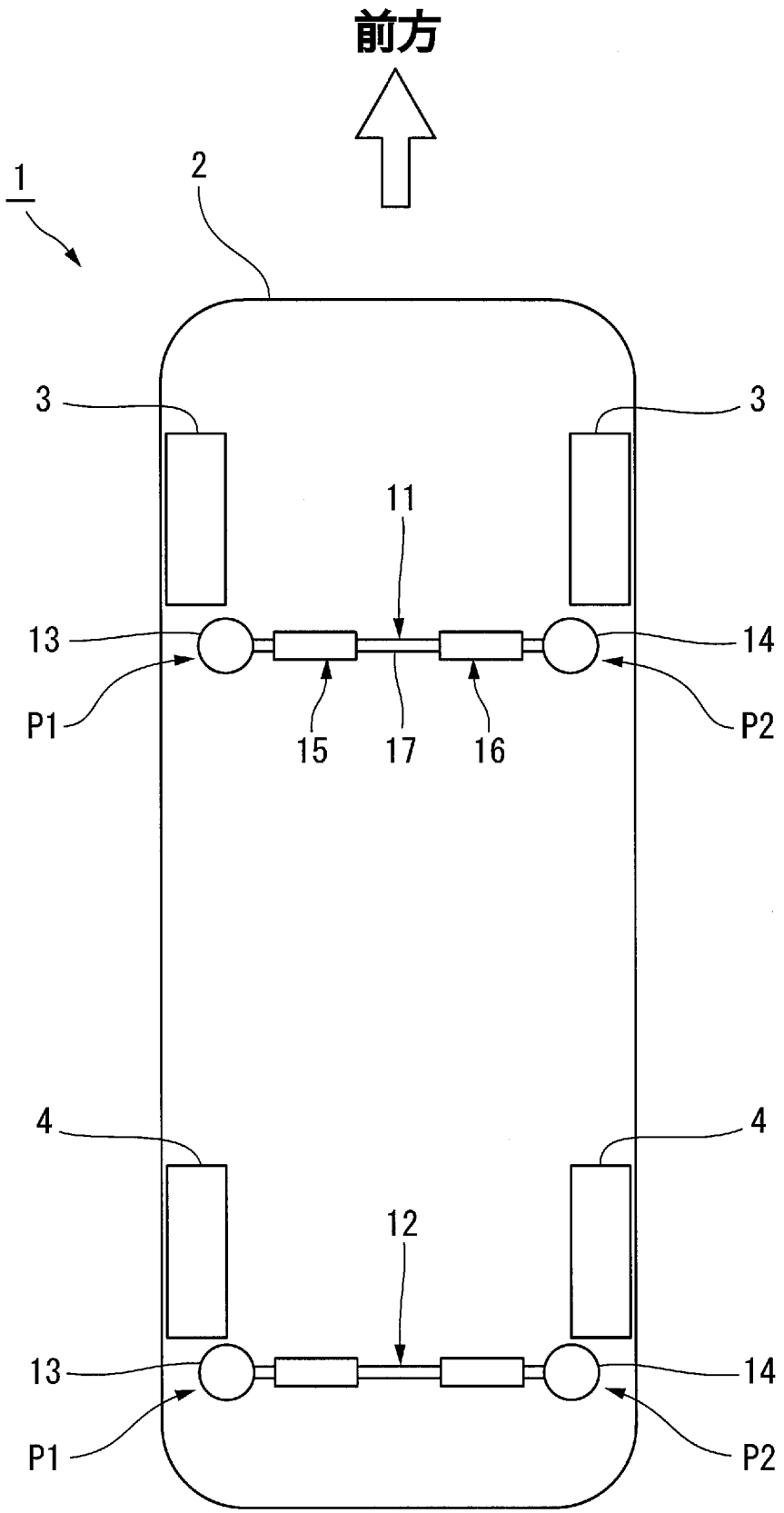
[請求項7] 請求項１ないし請求項６のうちいずれか１つに記載の記載の車体用振動減衰装置において、

前記連結部材は、前記第１の油圧式減衰器および前記第２の油圧式減衰器と同じ構造の第３の油圧式減衰器を含むことを特徴とする車体用振動減衰装置。

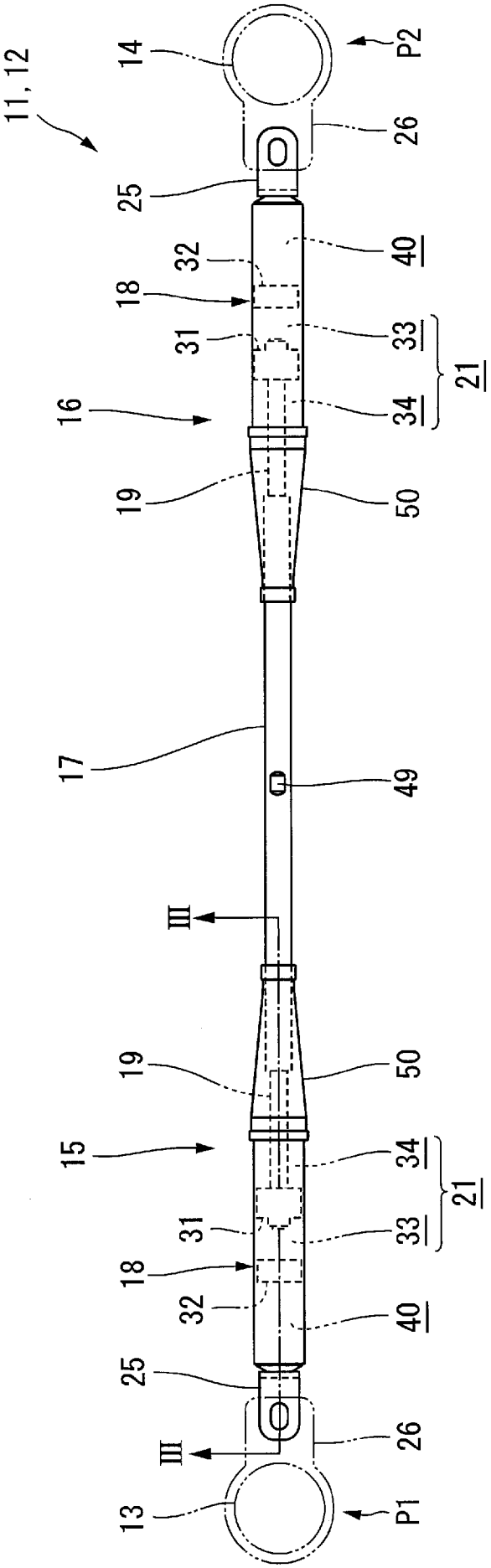
[請求項8] 請求項７記載の車体用振動減衰装置において、

前記第１の油圧式減衰器と、前記第２の油圧式減衰器と、前記第３の油圧式減衰器とは、減衰性能が同一のものであることを特徴とする車体用振動減衰装置。

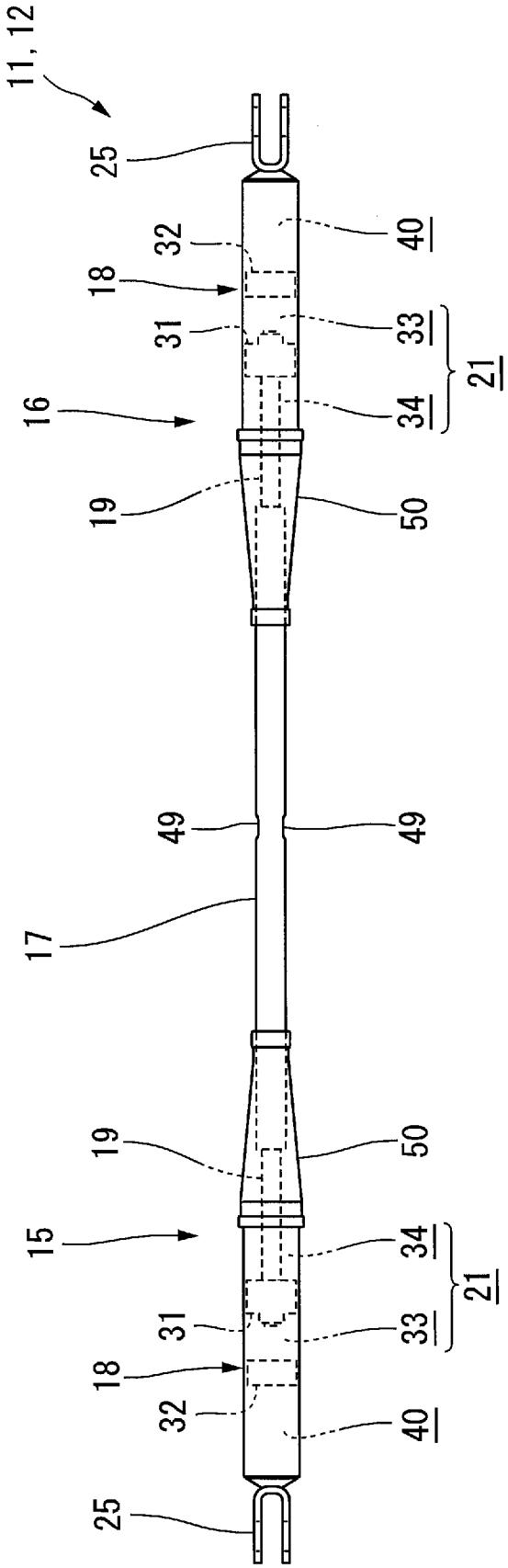
[図1]



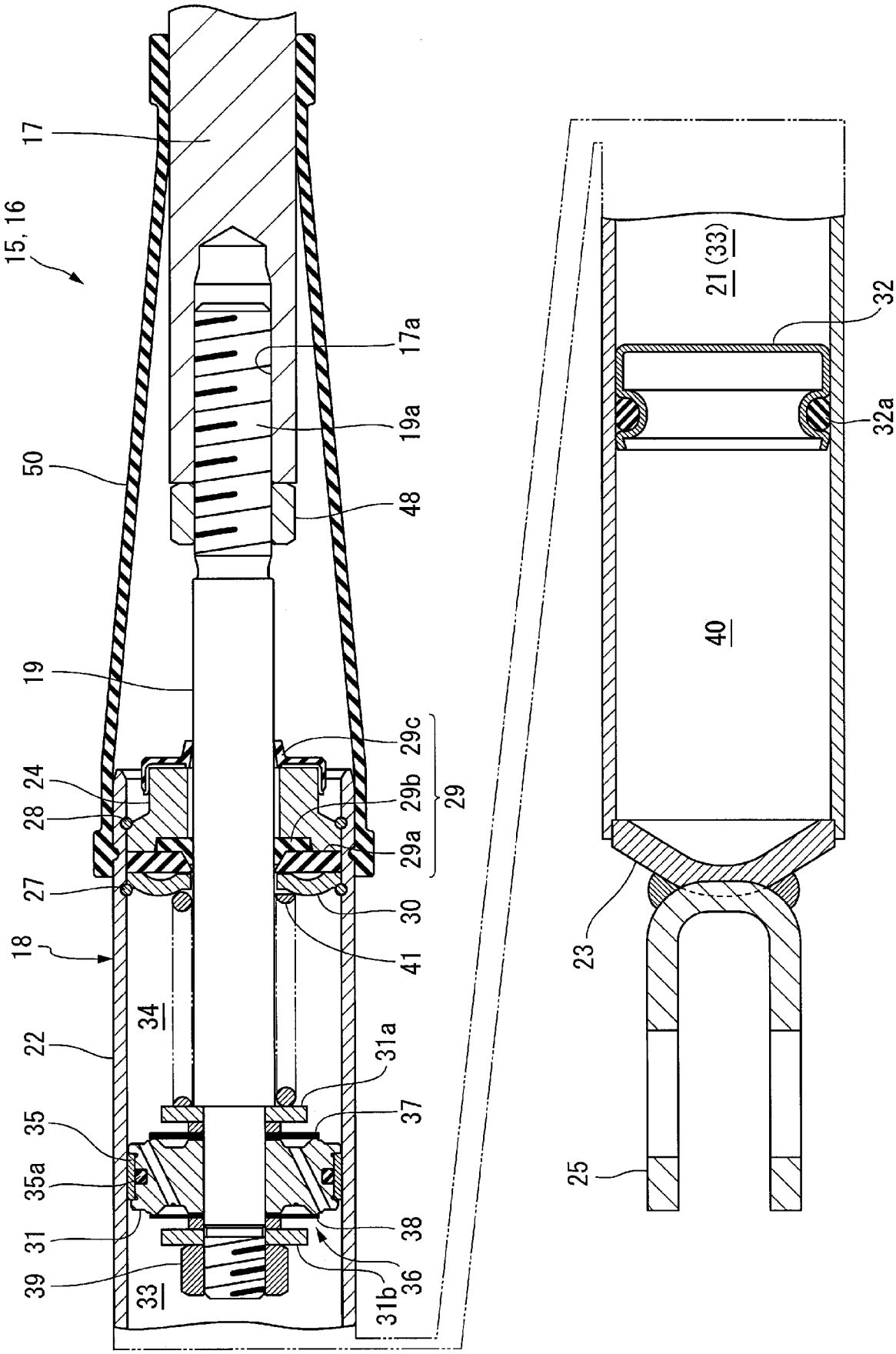
[図2A]


11, 12
14
P2
26
25
32
40
18
31
33
21
16
34
19
50
17
49
III
19
50
15
34
21
31
33
18
32
40
25
26
III
13
P1

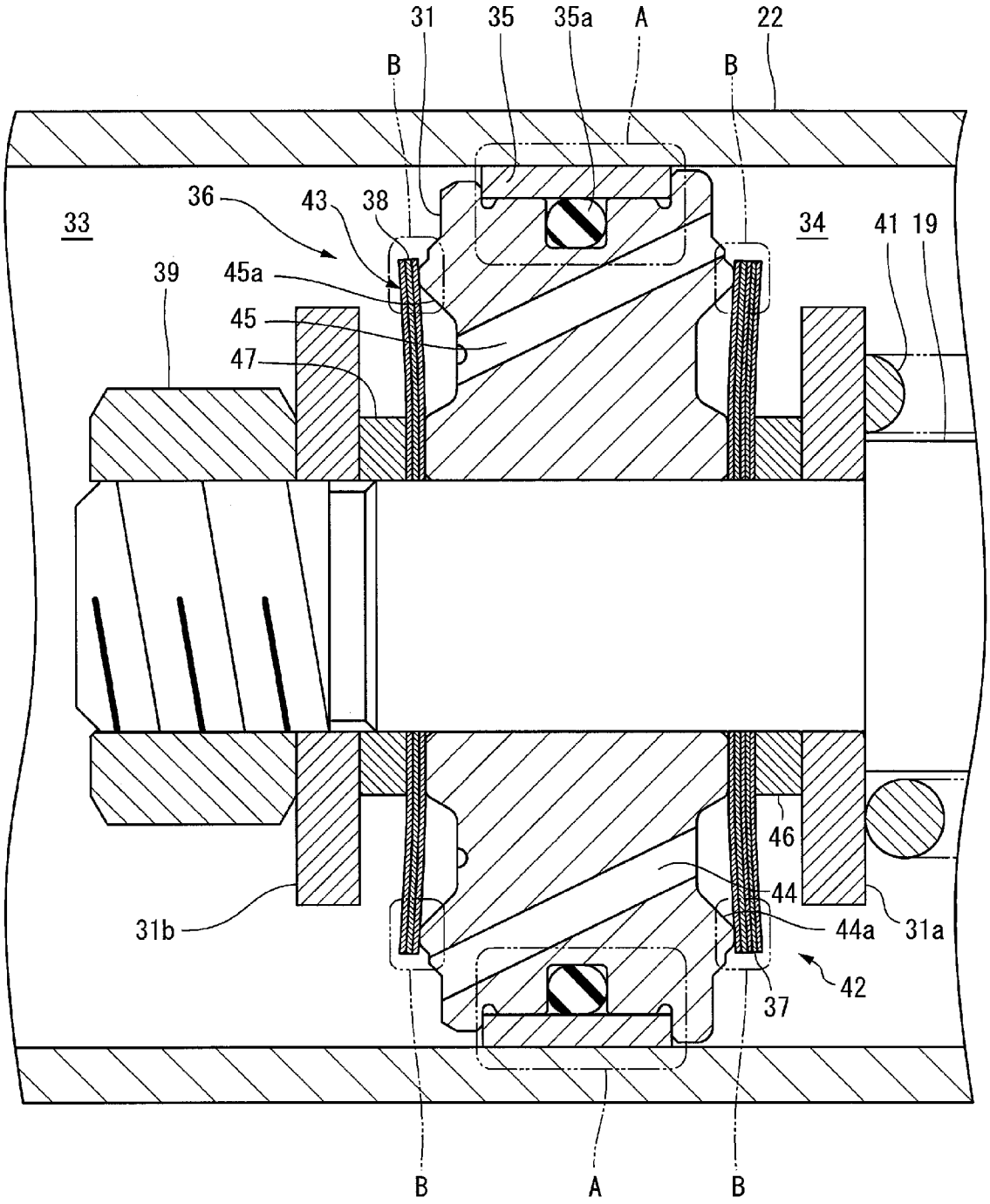
[図2B]


11, 12
25
32
18
31
16
19
49
17
19
15
31
18
32
25
40
33
21
34
50
49
50
34
21
33
40

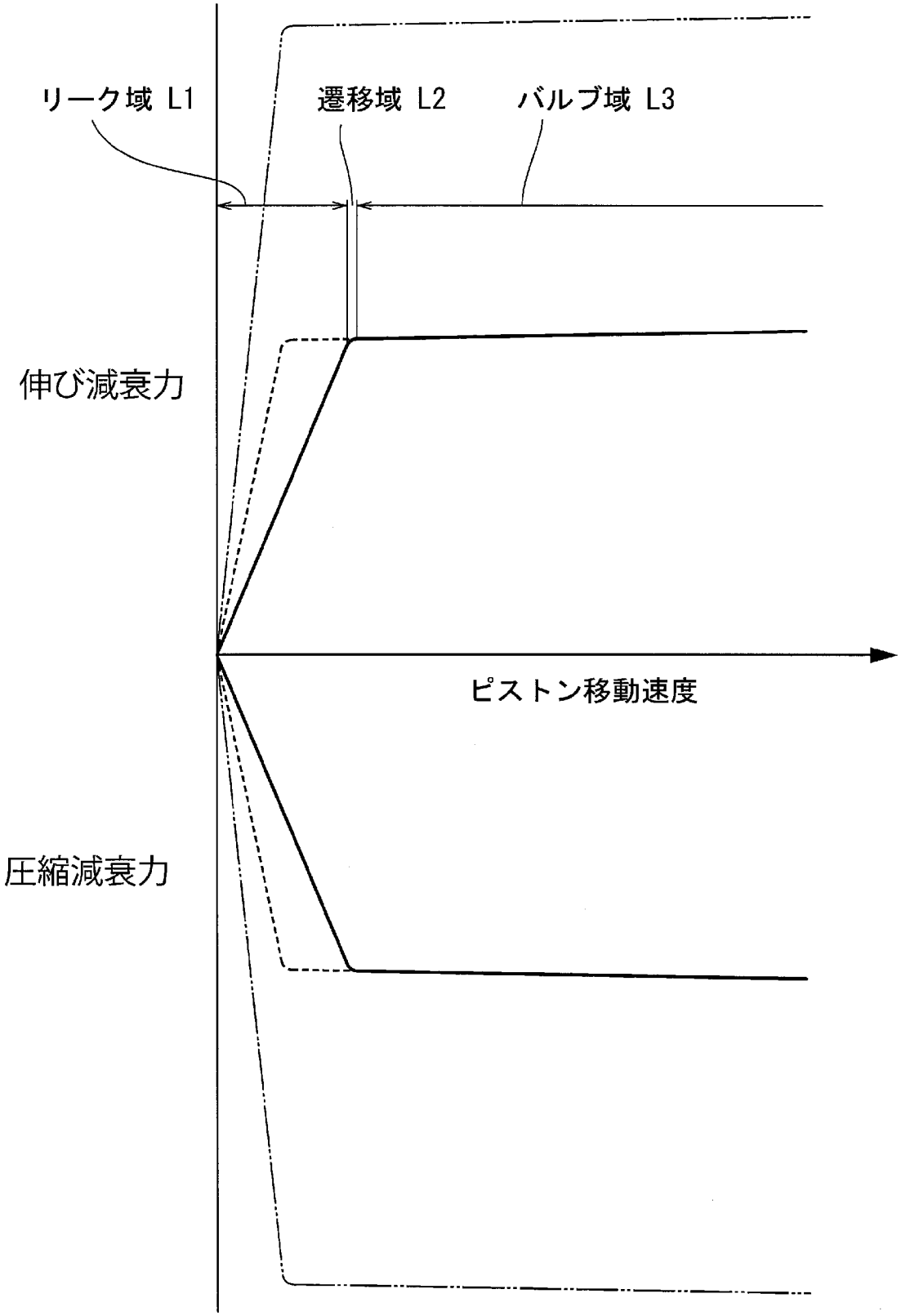
[図3]


17
15, 16
50
19
24
28
27
18
22
35
35a
31
39
33
34
17a
19a
48
29c
29b
29a
29
30
41
31a
37
38
36
31b
21 (33)
32
32a
40
23
25

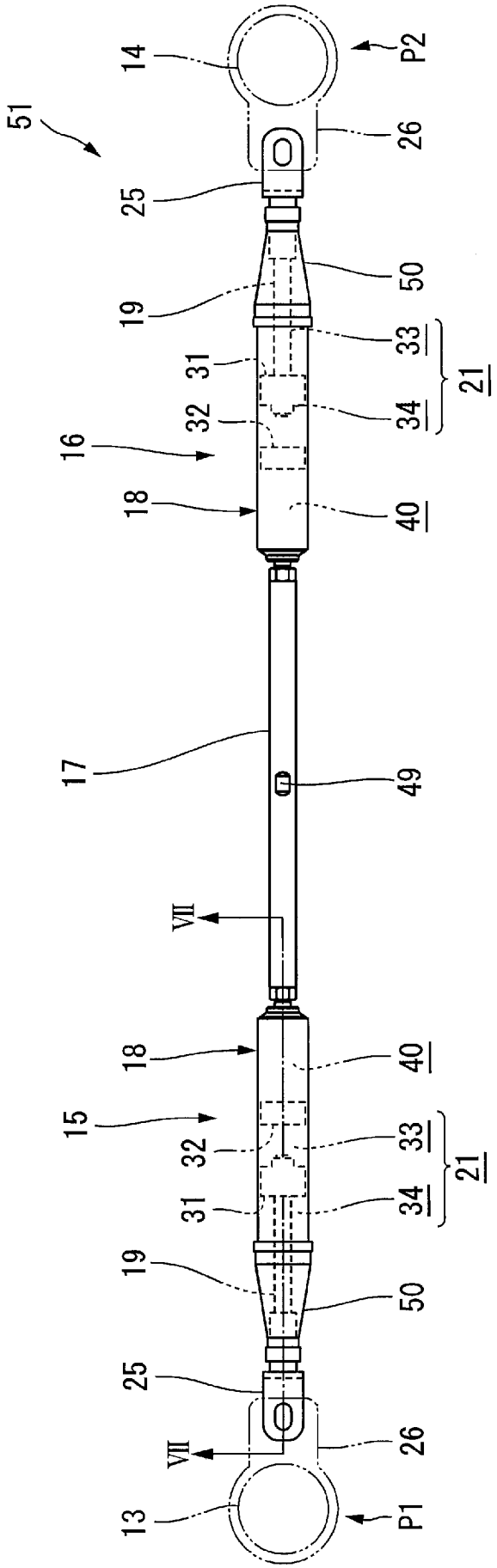
[図4]


31
35
35a
A
22
B
B
36
43
38
33
34
41
19
39
45a
45
47
46
44
44a
31a
31b
42
37
B
A
B

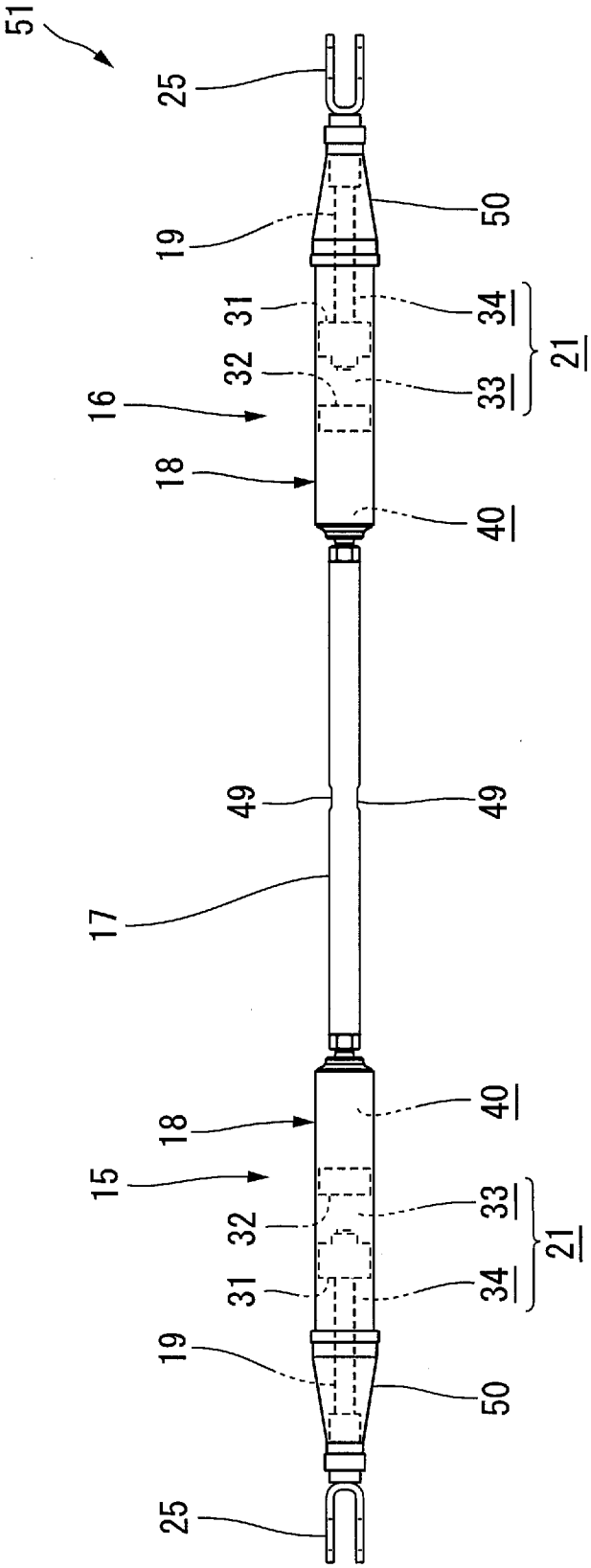
[図5]



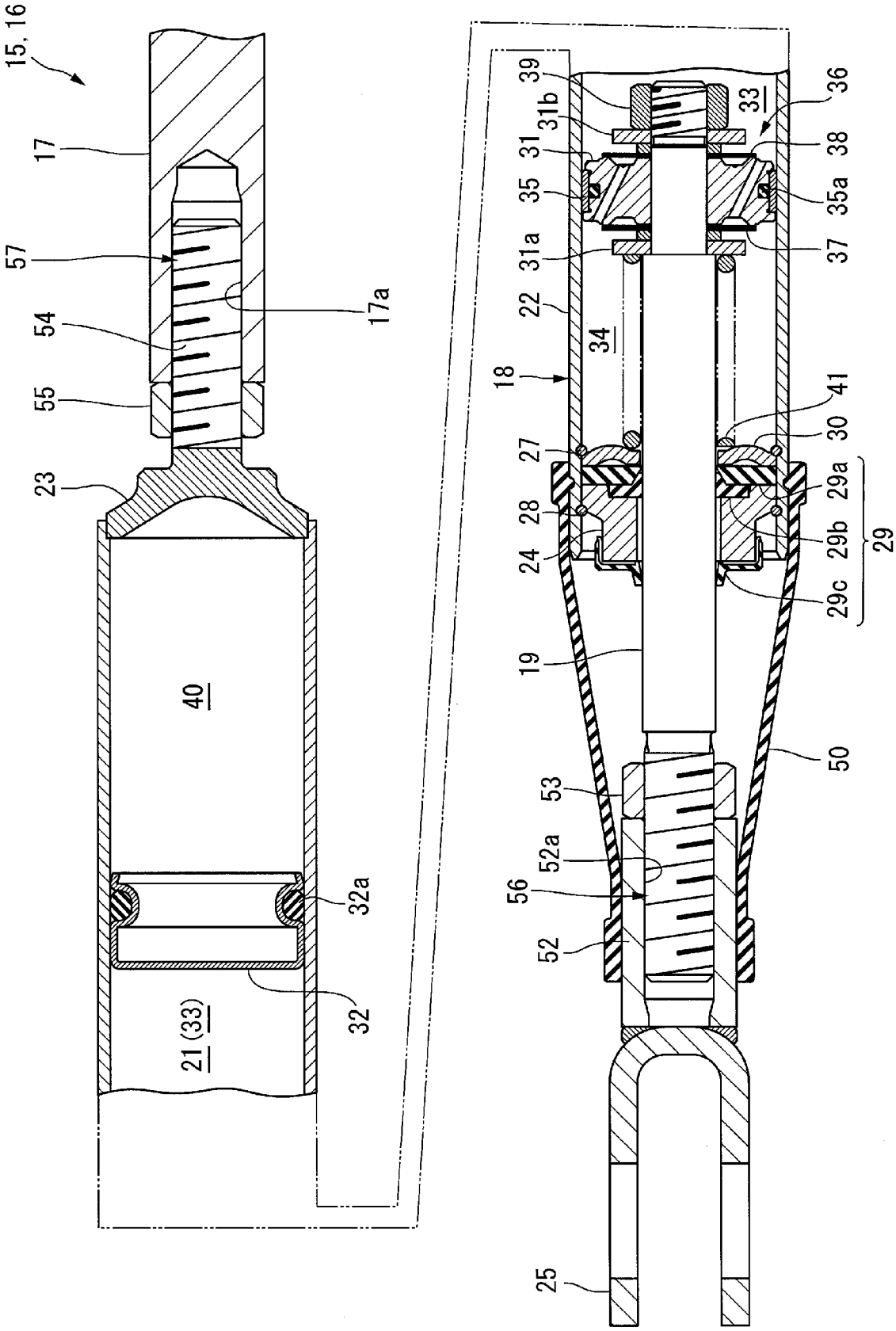
[図6A]


51
14
P2
26
25
50
19
33
31
21
32
34
16
18
40
17
49
VII
18
40
15
33
32
21
31
34
19
50
25
26
VII
13
P1

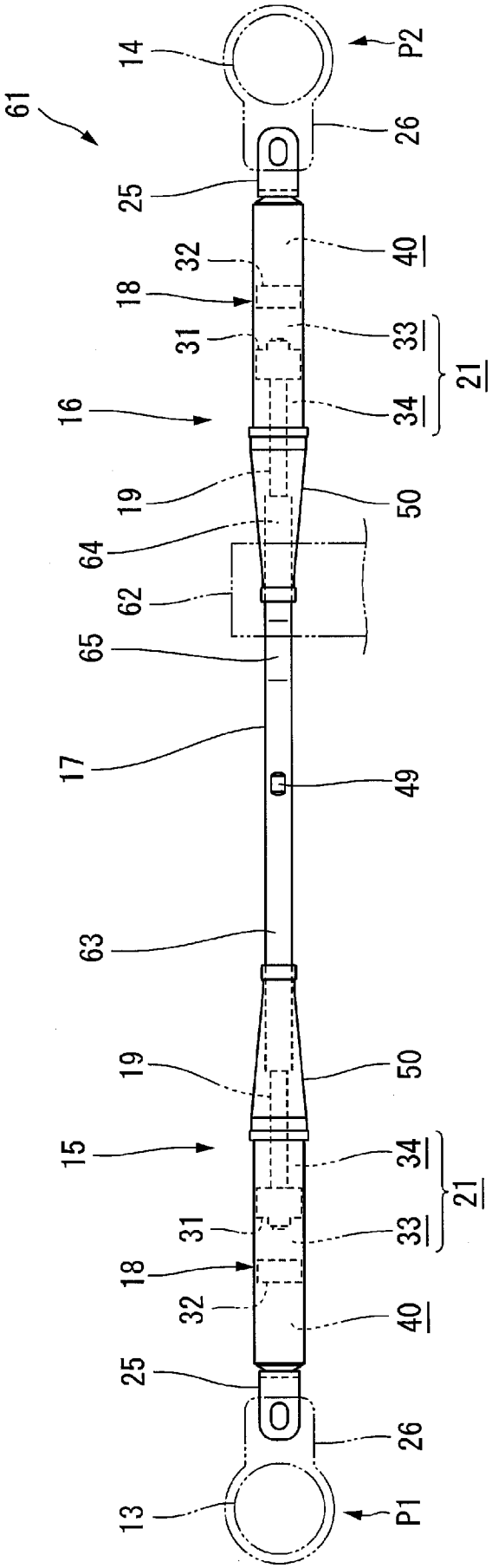
[図6B]


51
25
19
31
32
16
18
49
17
18
15
32
31
19
25
50
34
33
21
40
49
40
33
34
21
50

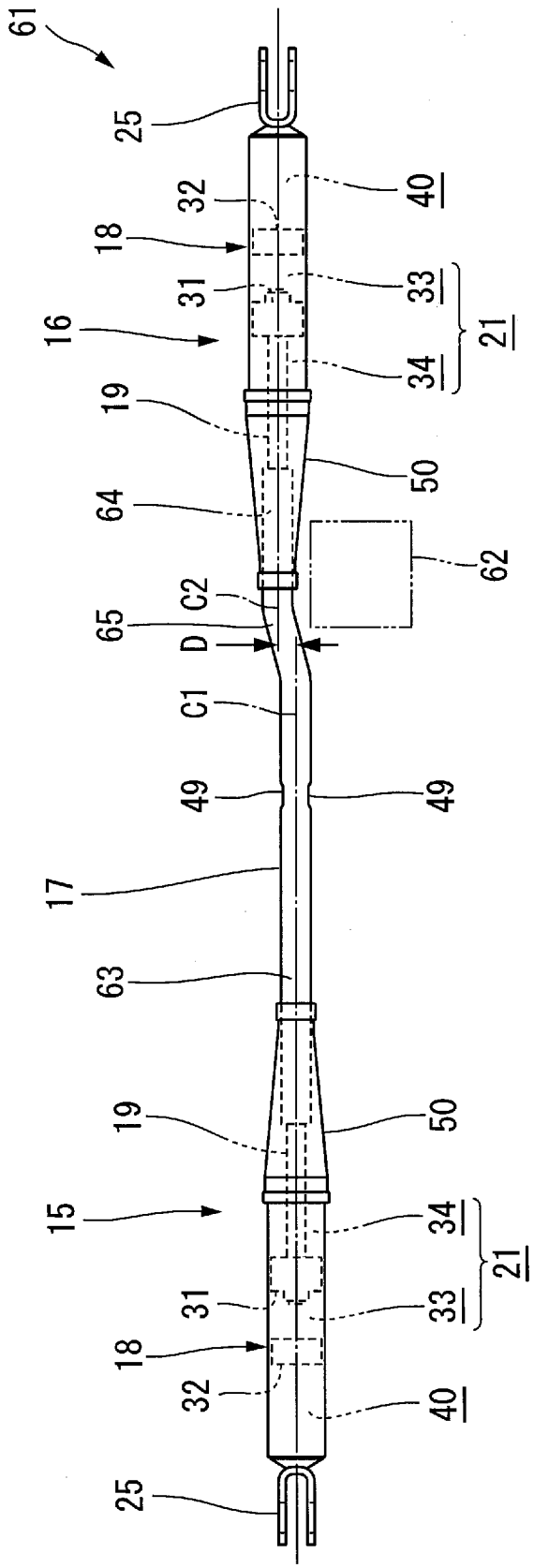
[図7]


15, 16
17
57
54
55
23
17a
40
32a
32
21 (33)
39
31b
31
35
31a
22
34
18
27
28
24
19
53
52a
56
52
25
33
36
38
35a
37
41
30
29a
29b
29c
29
50

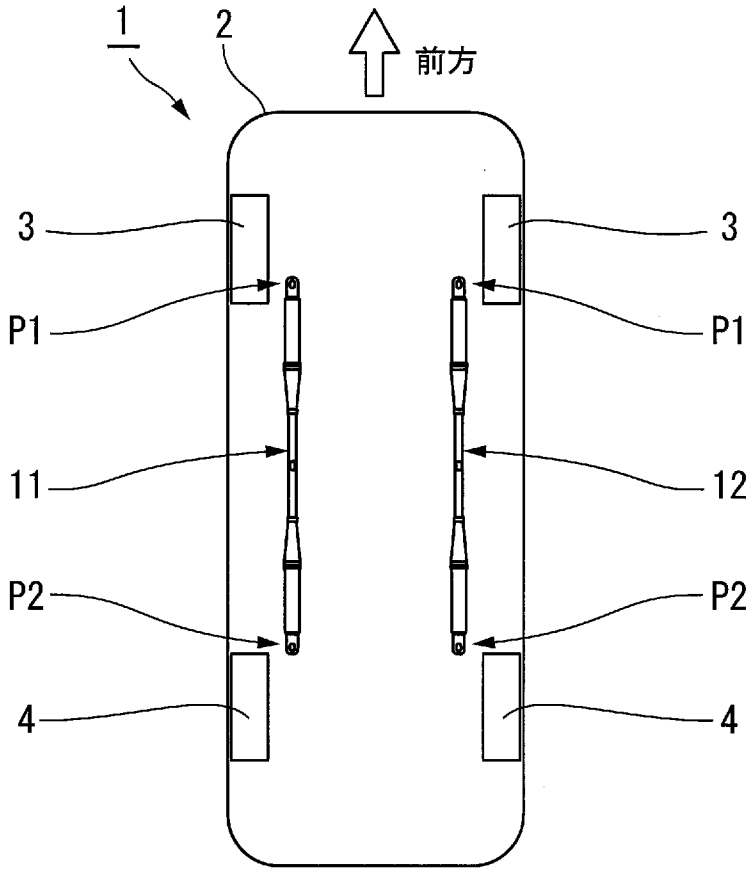
[図8A]


61
14
P2
26
25
32
40
18
31
33
21
16
34
19
50
64
62
65
17
49
63
19
50
15
34
21
31
33
18
32
40
25
26
13
P1

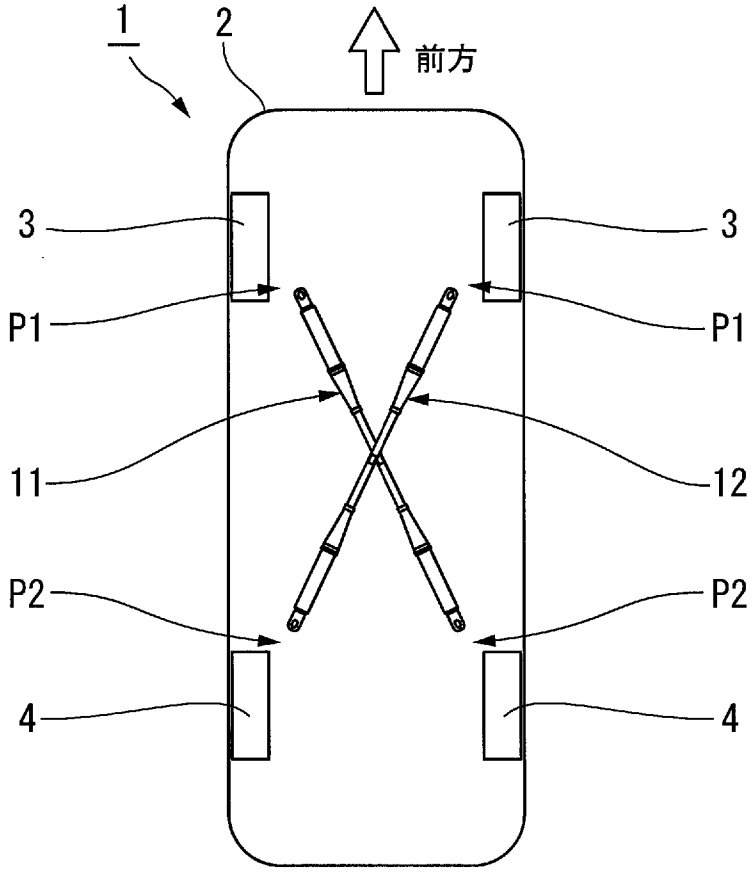
[図8B]


61
25
32
18
31
16
19
64
65
C2
D
C1
49
17
63
19
15
31
18
32
25
40
33
21
34
50
62
49
50
34
21
33
40

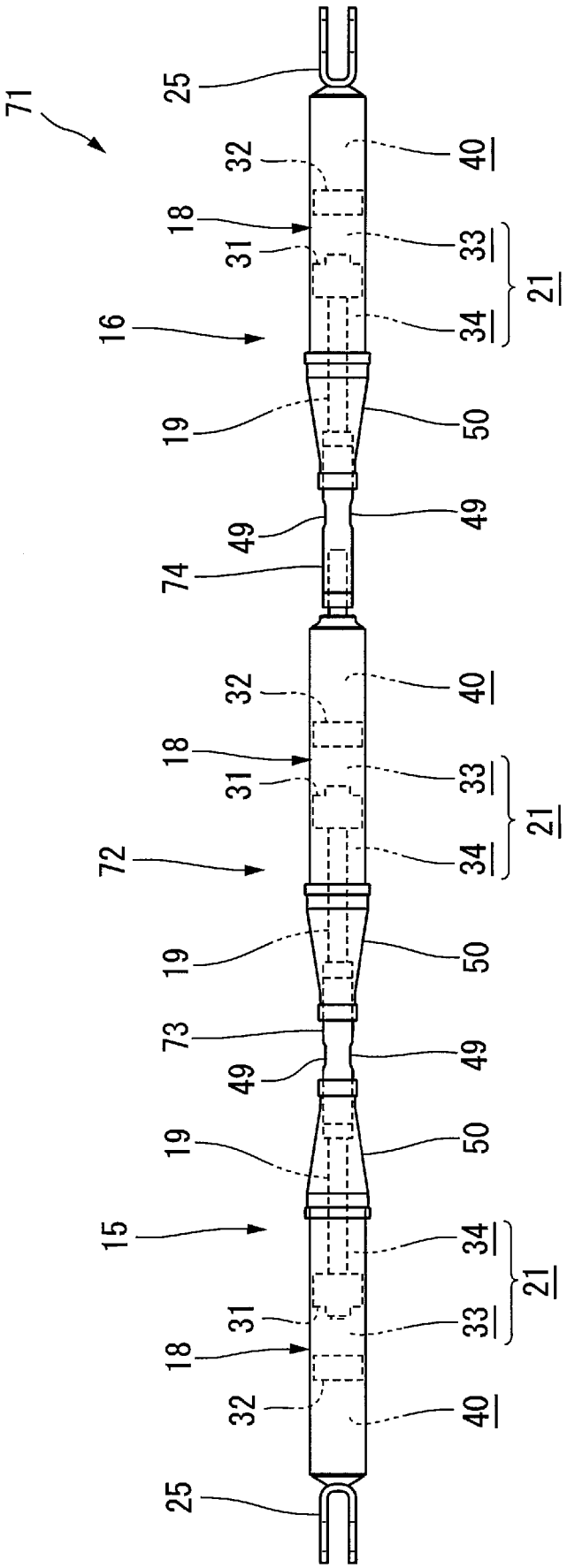
[図9]



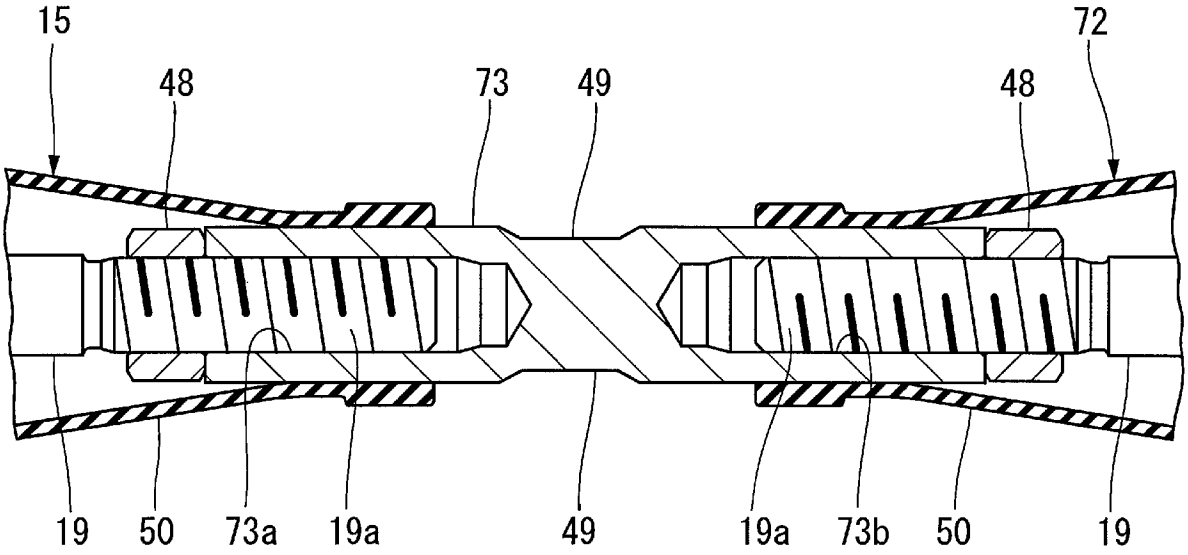
[図10]



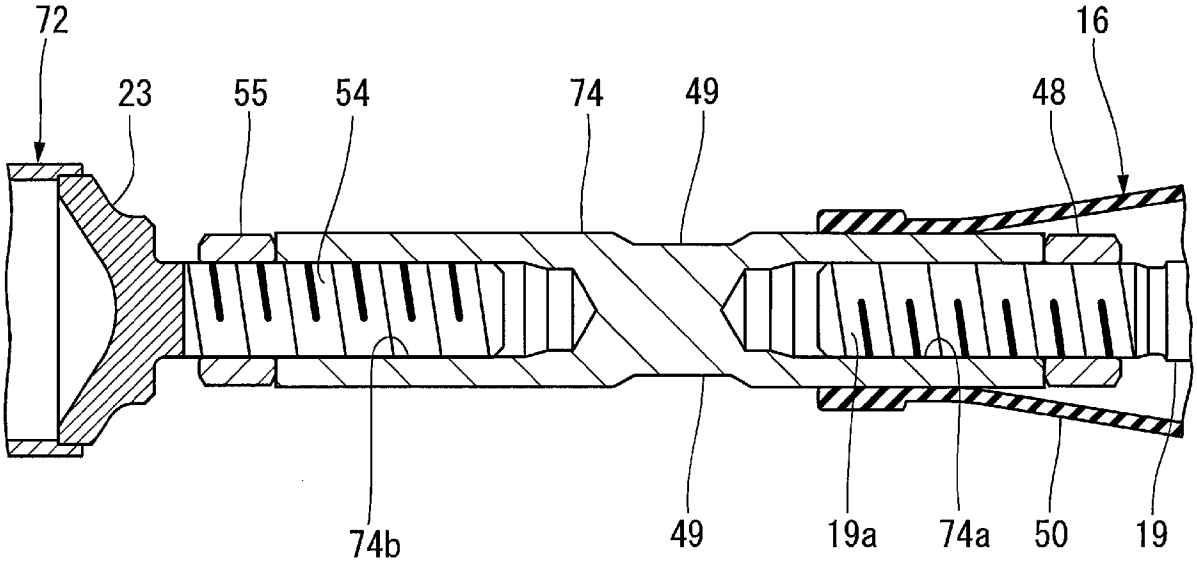
[図11]


71
25
32
18
31
16
19
49
74
32
18
31
72
19
73
49
19
15
31
18
32
25
40
33
34
21
50
49
40
33
34
21
50
49
50
34
21
33
40

[図12]


15
48
73
49
48
72
19
50
73a
19a
49
19a
73b
50
19

[図13]


72
23
55
54
74
49
48
16
74b
49
19a
74a
50
19

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2014/068559

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B62D25/08(2006.01)i, *F16F9/26*(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)
B62D25/08, F16F9/26

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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.
Y	WO 2006/090586 A1 (Yamaha Motor Co., Ltd.), 31 August 2006 (31.08.2006), paragraphs [0031] to [0061]; fig. 1, 3 & US 2009/0079232 A1 & EP 1852335 A1	1-8
Y	JP 2007-203896 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 16 August 2007 (16.08.2007), paragraphs [0033] to [0063]; fig. 1 to 10 (Family: none)	1-8

☒ 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 22 August, 2014 (22.08.14)	Date of mailing of the international search report 02 September, 2014 (02.09.14)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2014/068559

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 4627389 B2 (Yamaha Motor Co., Ltd.), 09 February 2011 (09.02.2011), paragraphs [0044] to [0066]; fig. 1 to 3, 11 to 17 & US 2002/0056969 A1 & EP 1209062 A2 & EP 2011720 A2 & EP 2011721 A2 & ES 2321157 T3 & ES 2382829 T3 & ES 2382830 T3	1-8
Y	JP 2002-533624 A (Richard Bugaj), 08 October 2002 (08.10.2002), paragraphs [0067], [0072], [0084]; fig. 3, 9 & US 2005/0034942 A1 & US 2009/0084643 A1 & WO 2000/037822 A1 & EP 1151210 B1 & ES 2346833 T3 & PL 193377 B1	1-8
A	DE 4212079 A1 (STABILUS GMBH), 14 October 1993 (14.10.1993), entire text; all drawings (Family: none)	1-8
A	JP 63-26440 A (NKK Corp.), 04 February 1988 (04.02.1988), entire text; all drawings (Family: none)	1-8

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１４／０６８５５９

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B62D25/08(2006.01)i, F16F9/26(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（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B62D25/08, F16F9/26

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	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１４年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１４年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１４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
Y	WO 2006/090586 A1（ヤマハ発動機株式会社）2006.08.31, [0031]-[0061],図 1,図 3 & US 2009/0079232 A1 & EP 1852335 A1	1-8
Y	JP 2007-203896 A（ヤマハ発動機株式会社）2007.08.16, 【0033】-【0063】,図 1-10（ファミリーなし）	1-8
Y	JP 4627389 B2（ヤマハ発動機株式会社）2011.02.09, 【0044】-【0066】,図 1-3,図 11-17 & US 2002/0056969 A1 & EP 1209062 A2 & EP 2011720 A2 & EP 2011721 A2 & ES 2321157 T3 & ES 2382829 T3	1-8

☑　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 ２２．０８．２０１４	国際調査報告の発送日 ０２．０９．２０１４
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 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）　３Ｄ　２９１９ 三宅　達 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３４１

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
	& ES 2382830 T3	
Y	JP 2002-533624 A（リチャード・ブガイ）2002.10.08, 【0067】, 【0072】,【0084】,図 3,図 9 & US 2005/0034942 A1 & US 2009/0084643 A1 & WO 2000/037822 A1 & EP 1151210 B1 & ES 2346833 T3 & PL 193377 B1	1-8
A	DE 4212079 A1 (STABILUS GMBH) 1993.10.14, 全文,全図（ファミリーなし）	1-8
A	JP 63-26440 A（日本鋼管株式会社）1988.02.04, 全文,全図（ファミリーなし）	1-8