

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-200745

(P2006-200745A)

(43) 公開日 平成18年8月3日(2006.8.3)

(51) Int. Cl.

F 1 6 F 13/14 (2006.01)

F I

F 1 6 F 13/00 6 2 0 V

テーマコード (参考)

3 J 0 4 7

審査請求 有 請求項の数 13 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2006-13934 (P2006-13934)
 (22) 出願日 平成18年1月23日 (2006.1.23)
 (31) 優先権主張番号 102005003052.1
 (32) 優先日 平成17年1月22日 (2005.1.22)
 (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(71) 出願人 501479868
 カール・フロイデンベルク・カーゲー
 ドイツ連邦共和国デー69469ヴァイン
 ハイム、ヘーネルヴェーク2-4
 (74) 代理人 100087642
 弁理士 古谷 聡
 (74) 代理人 100076680
 弁理士 溝部 孝彦
 (74) 代理人 100121061
 弁理士 西山 清春
 (72) 発明者 ヴォルフガング・ベックマン
 ドイツ国60389フランクフルト、アム
 ・カッペルガルテン・15

最終頁に続く

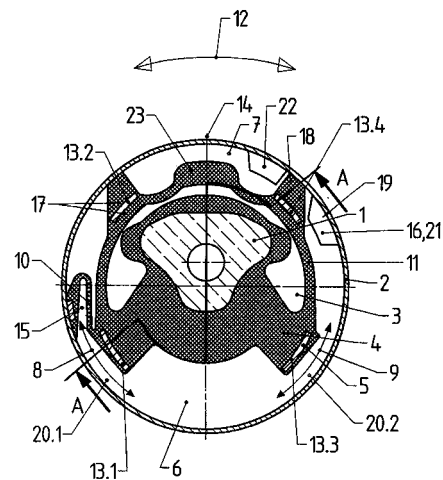
(54) 【発明の名称】 液圧式ブッシュ

(57) 【要約】

【課題】 高周波の振動を動的に制振することができる液圧式ブッシュを提供する。

【解決手段】 本発明の液圧式ブッシュは、半径方向に間隔をあけて外側支持体により取り囲まれている内側支持体を含む液圧式ブッシュであって、その間隔によって形成されている隙間(3)に弾性材料からなるばね体(4)が配置され、ばね体(4)が半径方向内側では内側支持体(1)に結合し、かつ半径方向外側では支持環(5)に結合し、ばね体(4)が半径方向外側では支持環(5)を介して外側支持体(2)に固定され、液体で満たされているとともに部分的にばね体(4)により境界を画定されている少なくとも1つの作動室(6)を含み、この作動室が、液体で満たされている少なくとも1つの平衡室(7)と液体を伝えるように接続され、少なくとも2つの液圧式ダイナミックダンパ(8、9)を含むことを特徴とする。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

半径方向に間隔をあけて外側支持体により取り囲まれている内側支持体を含む液圧式ブッシュであって、

前記間隔によって形成されている隙間（３）に弾性材料からなるばね体（４）が配置され、該ばね体（４）が半径方向内側では前記内側支持体（１）に結合し、かつ半径方向外側では支持環（５）に結合し、

前記ばね体（４）が半径方向外側では前記支持環（５）を介して前記外側支持体（２）に固定され、

液体で満たされているとともに部分的に前記ばね体（４）により境界を画定されている少なくとも１つの作動室（６）を含み、この作動室が、液体で満たされている少なくとも１つの平衡室（７）と液体を伝えるように接続され、

少なくとも２つの液圧式ダイナミックダンパ（８、９）を含む液圧式ブッシュ。

【請求項 2】

前記液圧式ダイナミックダンパ（８、９）の各々が、少なくとも１つの振動可能な室壁（１０、１１）及び少なくとも１つのダイナミックダンパ流路（２０.１、２０.２）を有することを特徴とする請求項 1 に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 3】

前記液圧式ダイナミックダンパ（８、９）が、機能技術的に並列に接続されるように配置されていることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 4】

前記液圧式ダイナミックダンパ（８、９）が、機能技術的に直列に接続されるように配置されていることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 5】

前記支持環（５）が、周方向（１２）に分布し、それぞれ周方向で間隔をあけて隣り合って配置されているとともにそれぞれ軸方向に延伸している樽板状部材（１３.１、１３.２；１３.３、１３.４；…）を有し、前記室壁（１０、１１）のそれぞれが、周方向（１２）で互いに隣接して配置されている当該樽板状部材（１３.１、１３.２；１３.３、１３.４；…）の間に延在し、かつ当該樽板状部材と結合していることを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 6】

前記室壁（１０、１１）が、前記外側支持体（２）に対して半径方向で間隔をおいて実質上同心に周方向（１２）に延伸していることを特徴とする請求項 1 から 5 のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 7】

前記室壁（１０、１１）が、前記内側支持体（１）の中心を通り半径方向に横切る仮想の平面（１４）に対して対称に配置されていることを特徴とする請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 8】

ダイナミックダンパ流路（２０.１）が、アイドルダイナミックダンパ流路（１５）として、前記樽板状部材（１３.１、１３.２；１３.３、１３.４；…）の１つと前記外側支持体（２）の間で半径方向に形成されて配置され、実質上周方向（１２）に延伸し、横断面で見てループ形状となるように形成されていることを特徴とする請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 9】

前記作動室（６）と前記平衡室（７）の間の液体を導通させる接続が、減衰流路（１６）として形成されていることを特徴とする請求項 1 から 8 のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項 10】

前記減衰流路（１６）が、前記作動室（６）と前記平衡室（７）の間で、前記液圧式ブ

シュの円周の1.5倍の長さで軸方向の長さの2倍の合計に相当する長さを有することを特徴とする請求項9に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項11】

前記ばね体(4)及び前記室壁(10、11)が、一体にかつ一様の材料から形成されていることを特徴とする請求項1から10のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

【請求項12】

前記ばね体(4)及び前記室壁(10、11)の材料が、前記内側支持体(1)、前記支持環(5)及びその支持環を構成する樽板状部材(13.1、13.2; 13.3、13.4; …)を全体的に被覆していることを特徴とする請求項1から11のいずれか一項に記載の液圧式ブッシュ。

10

【請求項13】

少なくとも1つの前記樽板状部材(13.1、13.2; 13.3、13.4; …)の被覆(17)によって、周方向(12)の少なくとも1つの液圧式ダイナミックダンパ(8、9)を空間的に制限するための隔壁(18、18.1、18.2)が形成されていることを特徴とする請求項12に記載の液圧式ブッシュ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は液圧式ブッシュに関する。

【背景技術】

20

【0002】

液圧式ブッシュは周知である(例えば特許文献1参照)。特許文献1に記載の液圧式ブッシュは、液圧により減衰するスリーブ形状のラバースプリングとして形成され、外側支持体によって半径方向に間隔をあけて取り囲まれた内側支持体を含み、半径方向の間隔によって形成された隙間に弾性材料からなるばね体が配置され、このばね体は半径方向内側で内側支持体に結合し、かつ半径方向外側で支持環によって外側支持体に固定されている。この特許文献1に記載の液圧式ブッシュは減衰流体で満たされている作動室を含み、この作動室は、同じく減衰流体で満たされている第1の平衡室と減衰流路によって液体が伝わるように接続されている。この公知の液圧式ブッシュはさらなる第2の平衡室を含み、第1の平衡室は横断面で見て外側支持体及びゴム弾性膨張壁によって、その境界が画定され、かつ第1の平衡室中に第2の平衡室が配置され、この第2の平衡室は接続流路によって作動室と接続されている。

30

【0003】

低周波の大きな振幅の振動がスリーブ形状のラバースプリングに伝わると、作動室の容積が小さくなることによって、作動室に収容されている液体の一部が減衰流路を介して第1の平衡室に送られるように、内側支持体が外側支持体に対して半径方向に変位する。作動室から追い出された液体、液体の体積は、第1の平衡室に受容され、そして2つの支持体が互いの相対的な初期位置に戻ることににより、元どおり作動室へと送り出される。低周波で大きな振幅の振動に対するスリーブ形状のラバースプリングの調整は、減衰流路の長さ及び/又は断面積を変化させることによって行なうことができる。これに対し、高周波で小さな振幅の振動を絶縁する時には、作動室から減衰流路を介した平衡室への液体の移動は行なわれず、接続流路によって作動室と接続されている第2の平衡室に収容されている部分的な液体の振動の励起のみが行なわれる。

40

【0004】

このような第2の平衡室を設けることにより、アイドリング運転時における、スリーブ形状のラバースプリングの使用特性を改善することができる。自動車のアイドリング時のエンジン振動は、振動する液柱によって次のようにして動的に制振される。つまりこの振動する液柱が、スリーブ形状のラバースプリングの動的な剛性を同期された振動で励起することにより低減させるのである。

【0005】

50

同様の液圧式ブッシュが公知である（例えば特許文献2参照）。

【0006】

振動減衰、振動絶縁及びアイドリング振動に対する動的制振の作用が特によく際立っているもう1つの液圧式ブッシュが、切換え可能な液圧式ブッシュとして公知である（例えば特許文献3参照）。液体で満たされている2つの作動室は、弾性的な膨張可能な境界壁によって境界づけられ、さらに少なくとも2つの並列に接続された接続オリフィスによって相互に接続され、これらの接続オリフィスは、弁により任意に閉じることができる減衰オリフィスを含む。動的な剛性の値は、弁が開きそしてこの内燃機関がアイドル回転数に達している場合に、エンジン停止の場合より小さく、このことによってアイドル回転数に達している時の内燃機関からもたらされる振動が極めて良好に絶縁される。

10

【特許文献1】独国特許出願公開第19622248号明細書

【特許文献2】独国特許第4242080号明細書

【特許文献3】独国特許出願公開第4015528号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明は、高周波の振動を動的に制振することができるように、公知の型式の液圧式ブッシュを発展させることを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

20

上記課題は、外側支持体によって半径方向に間隔をもって取り囲まれている内側支持体を含む液圧式ブッシュであって、この間隔によって形成された隙間に弾性材料からなるばね体が配置され、このばね体が半径方向内側では内側支持体に結合しかつ半径方向外側では支持環に結合し、ばね体が半径方向外側では支持環によって外側支持体に固定され、液体で満たされかつ部分的にばね体で境界づけられている少なくとも1つの作動室を含み、この作動室が、液体で満たされている少なくとも1つの平衡室と液体を導通させるように又は伝えるように接続され、少なくとも2つの液圧式ダイナミックダンパを含む液圧式ブッシュによって解決される。

【0009】

作動室、平衡室及びこれらの間で液体を導通させる接続流路、ならびに場合によってはアイドリング時の振動を制振するアイドルダイナミックダンパからなる液圧系に加えて、高周波振動を動的に制振するためのもう1つの液圧系を備えることができる。

30

【0010】

ゴム－金属部材を有するこのような液圧式ブッシュは、簡単かつ安価に製造可能であり、したがって小型で低価格の車両にも使用することができる。

【0011】

本発明の液圧式ブッシュは、このように2つの液圧式ダイナミックダンパを使用することによって、主として回転数4000～6000 rpmの範囲の内燃機関において発生される内部で顕著なうなり音を効果的に低減させるのに好適であるよう、調整しておくことができる。さらにアイドルダイナミックダンパとして形成されている液圧式ダイナミックダンパによって付加的に、特にディーゼルエンジンによる、25～80 Hzの範囲の周波数での振動を動的に制振することができる。

40

【0012】

通常、液圧式ブッシュに設けられている作動室、平衡室及びこれらの間の接続流路ならびに比較的短い流路を有するアイドルダイナミックダンパからなる液圧系に加えて、本発明による液圧式ブッシュの場合には、動的に制振すべき比較的高い周波数に適合され、かつ柔軟で膨張可能である室壁を有するもう1つの液圧式ダイナミックダンパが設けられている。

【0013】

第1の液圧式ダイナミックダンパは、例えばアイドルダイナミックダンパとして形成さ

50

れており、第2の液圧式ダイナミックダンパは高周波ダイナミックダンパとして形成されていることが好ましい。第2の液圧式ダイナミックダンパを形成する室壁の膨張ばねの性質と、第2の液圧式ダイナミックダンパの実質上剛性であるダイナミックダンパ流路内の流体の質量によって、約130 Hz（エンジンの二次振動における約4000 rpmの回転数に相当）と200 Hz（6000 rpmの回転数に相当）の間の臨界周波数に調整されている振動可能な系が得られる。第1の液圧式ダイナミックダンパは、ディーゼルエンジンのアイドル回転数でのよりやわらかな、緩やかな調整によって、25～80 Hzの範囲内で調整することができる。

【0014】

本発明の特許出願によりその保護を請求する液圧式ブッシュは、上記2つの液圧式ダイナミックダンパによって、使用事例のそれぞれの状況に対して極めて良好に適合させることができる。

【0015】

液圧式ダイナミックダンパの各々は、少なくとも1つの振動可能な室壁及び少なくとも1つのダイナミックダンパ流路を有する。動的に制振すべき振動の周波数範囲は室壁の弾性コンプライアンス、弾性的なひずみを生ずる度合に依存する。

【0016】

2つの液圧式ダイナミックダンパを機能技術的に並列に接続されるように配置することが好ましい。並列に接続されている2室は、ダイナミックダンパ流路とともに例えば同じ幾何学的配列及び膨張に対して同じ剛性を有する。しかしまた代替的に、幾何学的配列上の理由から別のやり方で2室を異なるように形成し、かつ膨張可能な壁も異なるように挙動させることも可能である。その場合、壁の可能な膨張特性に対して相応に（断面積及び長さに関して）流路を調整することによって、同じダイナミックダンパ周波数を生じさせることができる。同じダイナミックダンパ周波数を有する2つのこのような液圧式ダイナミックダンパを並列に接続することにより、ダイナミックダンパ効果を高めることができ、すなわちブッシュ全体の動的ばね定数を、1つの液圧式ダイナミックダンパのみを備えている場合と比較して低くすることができる。より低いばね定数を有することにより、音響及び制振の分野において、本発明のブッシュはより良好な特性を有するということの意味する。

【0017】

他の形態によれば、液圧式ダイナミックダンパ同士を機能技術的に直列に接続されるように配置することも可能である。液圧式ダイナミックダンパ同士を直列に接続することは確かに可能であるが、液圧式ダイナミックダンパ相互の影響及びこれによりもたらされる望ましくない共鳴に関する問題が生じる。

【0018】

支持環を、周方向に分布し、それぞれ周方向で間隔をあけて隣り合って配置され、それぞれ軸方向に延伸する樽板状部材から構成することができ、この構成では、各室壁は、周方向で互いに隣接して配置されているこれらの樽板状部材の間に延在し、かつ樽板状部材と結合している。樽を形成する板のような形状をなすこれらの樽板状部材は、一方で支持環を安定させ、かつ他方で各液圧式ダイナミックダンパの振動可能な室壁が周方向で間に配置されている固定点を形成している。このような構成において、樽板状部材は、液圧式ブッシュの周方向に見て広がりをも有し、ある範囲を画定し、この広がり、範囲はそれぞれ動的な制振すべき周波数に適合されている。この構成において、周方向における1つの樽板状部材により画定される範囲、広がり、は、対応する液圧式ダイナミックダンパ流路の長さに相応し、この流路中では伝えられる振動を動的に制振するように、液柱が往復運動する。このような構成を実現するためには、樽板状部材が各ダイナミックダンパ流路の範囲内で外側支持体に、半径方向に間隔をあけて隣接して割り当てられていることが必要であり、各ダイナミックダンパ流路は、液圧式ブッシュの横断面で見ると半径方向内側では、場合によっては弾性材料で被覆されている樽板状部材によって、かつ半径方向外側では外側支持体によって境界を画定されているか、又は樽板状部材間の膨張されずかつ振動しない

弾性領域の弾性壁を含んでいる。

【0019】

室壁は、外側支持体に対して半径方向で間隔をおいて、ほぼ同心に周方向に延在している。振動を可能な限り効果的に動的に制振することにおいて、ダイナミックダンパ流路内の液柱が、妨害、例えば渦流を生じることなく、ダイナミックダンパ流路を介して振動可能であるために、このような形態は有利である。

【0020】

室壁は、内側支持体の中心を通り半径方向に横切る仮定の放射面、平面に対して対称に配置されている。このような構成の液圧式ブッシュは、特に簡単かつ安価な構造を有するので、大量生産することができ、したがって小型で低価格の車両に使用することができる。 10

【0021】

第1の液圧式ダイナミックダンパをアイドルダイナミックダンパとして形成することができる。この構成では、樽板状部材の1つと外側支持体の間で半径方向に、アイドルダイナミックダンパ流路として形成され、周方向に延伸し、横断面で見て一端が閉じたループ形状のダイナミックダンパ流路を配置することができる。このループ形状のアイドルダイナミックダンパ流路は、この場合に、液圧式ブッシュの横断面で見て、支持環の、場合によっては弾性材料で被覆された樽板状部材と外側支持体とによって境界を画定されている第1の部分領域を含む。弾性材料からなるループ形状の膨張ばねが、振動する液柱の方向で、第2の部分領域内で、第1の部分領域に続いている。動的に制振すべき周波数は、ループ形状のアイドルダイナミックダンパ流路の膨張ばね定数及びダイナミックダンパ流路内で変位される液体の質量に依存している。 20

【0022】

作動室と平衡室の間の液体を導通させ、伝える接続が、減衰流路として形成されていることが好ましい。このような形態は、例えば路面により励起されるエンジン振動を効果的に減衰することができるために、液圧式ブッシュに良好な減衰特性をもたらすことができ、この点で有利である。

【0023】

このような振動の可能な限り効果的な減衰を達成するために、可能な限り長い減衰流路が有利である。したがってこの減衰流路は、作動室と平衡室の間に、液圧式ブッシュの円周の1.5倍の長さで軸方向の2倍の長さの合計の長さに相当する長さを有する。液圧式ブッシュの寸法に対する減衰流路の最大長さにおけるこの長さの比は、このような形態の場合には特に有利であり、つまり小型の液圧式ブッシュは長い減衰流路を有する。 30

【0024】

ばね体及び室壁を一体にかつ一様な材料から形成することができる。このような構成の液圧式ブッシュの製造は、製造技術及び経済上の観点から有利である。1つの共通の弾性材料のみがばね体と室壁を製造するのに使用される。

【0025】

ばね体と室壁の材料により、内側支持体ならびに支持環及びその支持環を形成する樽板状部材を、ねじ取付け位置を除いて、好ましくは全体的に被覆することができる。この構成で有利であるのは、一方では、大部分が金属製材料から形成されている内側支持体及び支持環が、液圧式ブッシュの内部からの液体による作用から保護されていることである。他方では、ばね体及び室壁の材料で被覆することによって、内側支持体及び外側支持体の相互に相対的な極端な動きを制限するためのストッパ又は緩衝器、リバウンドストッパを良好かつ簡単に設けることができる。その上このような形態であることにより、液圧式ブッシュ内に取り付けるべき別途製造されるストッパ又は緩衝器を備えることが不要となる。この被覆をストッパとして備えることができる。使用期間を改善、長期化することに関して、そのストッパ面の領域の弾性材料に、液圧式ブッシュの使用期間中に摩損による変化を受けないように補強を施すことが可能である。 40

【0026】

少なくとも1つの樽板状部材を被覆することによって、周方向の少なくとも1つのダイナミックダンパ流路を空間的に制限するための隔壁を形成することができる。このような構成により、液圧式ブッシュは取り付けべき個々の部品を減少させることができ、これにより製造技術及び経済的な観点から有利となる。隔壁は外側支持体の内周に密閉ビードによって支持することができる。

【発明の効果】

【0027】

本発明は、半径方向に間隔をあけて外側支持体により取り囲まれている内側支持体を含む液圧式ブッシュであって、その間隔によって形成されている隙間(3)に弾性材料からなるばね体(4)が配置され、ばね体(4)が半径方向内側では内側支持体(1)に結合し、かつ半径方向外側では支持環(5)に結合し、ばね体(4)が半径方向外側では支持環(5)を介して外側支持体(2)に固定され、液体で満たされているとともに部分的にばね体(4)により境界を画定されている少なくとも1つの作動室(6)を含み、この作動室が、液体で満たされている少なくとも1つの平衡室(7)と液体を伝えるように接続され、少なくとも2つの液圧式ダイナミックダンパ(8、9)を含む液圧式ブッシュに関する。このような構成であることによって、高周波の振動を動的に制振することができる液圧式ブッシュを提供することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0028】

次に本発明の対象を添付の図に基づきさらに説明する。添付の図はそれぞれ概略を示す図である。

20

【0029】

図1及び2は、本発明による液圧式ブッシュの第1の実施例を示す。図2は図1の線A-Aに沿った、図1は図2の線A'-A'に沿った断面をそれぞれ示す。この液圧式ブッシュは、1つの液圧式ダンパ19と2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9を含み、その一方の液圧式ダイナミックダンパ8は25~80 Hzの範囲の周波数での、アイドリング時のエンジン振動を動的に制振するために備えられ、もう一方の液圧式ダイナミックダンパ9は高周波ダイナミックダンパとして4000~6000 rpmに相当する周波数範囲130~200 Hzでのエンジン振動を動的に制振するために備えられている。作動室6は、ばね体4及び外側支持体2によって境界を画定され、かつこの液圧式ブッシュを規定通りに使用する場合、動的な容積の変化の結果として複数の液圧式振動系を駆動する。路面によって励起される低周波の振動、いわゆる走行時のがたつく振動を減衰するために、液圧式ダンパ19が機能し、利用され、この液圧式ダンパ19は、作動室6から平衡室7へと延伸する減衰流路16を含んで形成されている。液圧式ダンパ19は、周波数5~16Hzの範囲で最大の減衰特性が得られるように調整されている。減衰流路16は、減衰時に位相をずらして、本質的に振動の励起に対して逆位相で作動し、それによって機械的なエネルギーが液圧を介して熱に変換される。概して、振動の減衰は液圧式ブッシュの動的な硬化の結果である。動的に硬化することによって、振動が減衰される。

30

【0030】

アイドリング時の振動を絶縁するために、第1の液圧式ダイナミックダンパ8が設けられており、第1の液圧式ダイナミックダンパは比較的短いダイナミックダンパ流路20.1/アイドルダイナミックダンパ流路15を含み、このアイドルダイナミックダンパ流路15は、図1に示す横断面において、一端が閉鎖され、室壁10からなるループ形状の流路として形成されている。このアイドルダイナミックダンパ流路15は、その内部の液体が液圧式ブッシュの励起と同位相で振動し、約25~80 Hzの周波数範囲での振動を低減させるように、そのばね剛性が調整されている。この振動の低減は、ばね体4の静的ばね定数未満において行なわれる。したがって液圧式ダンパ19の液圧の硬化は、前述のように補償される。

40

【0031】

第2の液圧式ダイナミックダンパ9には、望ましくないうなり音に関する臨界的な範囲内で、動的ばね定数を低減させる役割がある。この種のうなり音は、100~200 Hzの比較

50

的高い周波の周波数範囲で発生し、また第2のダイナミックダンパ流路20.2が大きな断面積を有し、その際、対応する室壁11が振動可能ではあるが十分に非弾性的であることによって抑制される。この振動可能ではあるが十分に非弾性的な硬質の室壁11は、可能な限り変位、移動しないことが好ましく、それによって減衰範囲内で過大に送られてきた液体の体積は第2の液圧式ダイナミックダンパ9には受容されず、液圧式ダンパ19の減衰流路16を通して流れない。第2の液圧式ダイナミックダンパ9は振動の励起と同位相で作動し、かつ他の2つの液圧系、液圧式ダンパ19及び第1の液圧式ダイナミックダンパ8からの動的な液圧の硬化を相応に低減させる。弾性特性と液体の体積受容について、室壁11又は室壁10が液圧により著しく強く変形されることにより、受容された液体の体積が、移動される質量体として減衰流路に作用しないことに注意しなければならない。室壁10、室壁11が軟らかければ軟らかいほど、長い減衰流路16による減衰はわずかとなる。

【0032】

図3は、図1及び2に示す液圧式ブッシュの動的ばね定数の周波数に対する特性の変化を示す曲線を表す。液圧式ブッシュの動的ばね定数が低ければ低いほど、その液圧式ブッシュを内燃機関の支持のために使用する車両は静かに走行する。

【0033】

図3に示す特性曲線は、動的ばね定数が、周波数に対して3箇所では下すること示している。動的ばね定数の第1の低下は、内燃機関がアイドル回転に達する前の、内燃機関の始動中に発生する。第1の液圧式ダイナミックダンパ8はアイドルダイナミックダンパとして形成されており、約25~80 Hzでの動的ばね定数の低下をもたらす。

【0034】

動的ばね定数の第2の低下は、高周波範囲で第2の液圧式ダイナミックダンパ9によって、約130~200 Hzの周波数範囲に相当する4000~6000 rpmの範囲内でもたらされる。

【0035】

図3に示す特性曲線の全体にわたって、よりわかりやすくするために、典型的な液圧式ブッシュの特性曲線を二点鎖線により示すが、この典型的な液圧式ブッシュの場合、アイドルリング時において動的ばね定数が、特許の保護を請求する本発明の液圧式ブッシュより既にかなり大きく、また動的ばね定数が、広い範囲にわたって、望ましくない高い水準で維持されている。

【0036】

図1及び2に示す液圧式ブッシュの場合には、減衰流路16は2つの流路開口部21、22によって境界が画定され、この第1の流路開口部21は作動室6に、そして第2の流路開口部22は平衡室7に通じている。これらの図に示す液圧式ブッシュでは、作動室6と半径方向で対向する側に、半径方向の極端な変位、移動を制限するためのリバウンドストッパ又は緩衝器23が設けられている。

【0037】

ここに示す実施例の場合、内側支持体1は、例えばエンジンマウントアームと接続され、これに対して外側支持体2は車体に接続されている。

【0038】

作動室6と平衡室7間の流れの短絡を防止するために隔壁18が備えられ、この隔壁18は、例えば図1に示すように、周方向12で平衡室7と第2のダイナミックダンパ流路20.2の間に配置されている。

【0039】

図4は、高周波用二重ダイナミックダンパを備えている本発明による液圧式ブッシュの第2の実施例を示す。使用される多くの場合において、液圧による減衰は、約100~200 Hzの液圧式ブッシュの周波数範囲に相当する3000~6000 rpmの回転数範囲における液圧式ブッシュの良好な絶縁特性に比べ重要ではない。特に良好な相応するダイナミックダンパ効果が、機能技術的に並列に接続されて配置されている2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9を利用して達成される。これらの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、全てのダイナミックダンパと同様に、そのダイナミックダンパ周波数より高い周波数域では、その液

10

20

30

40

50

圧式ブッシュに望ましくない動的な硬化を生じさせるので、低い動的ばね定数をより高い周波数域において実現するためには、硬化を生じる周波数帯域において別のダイナミックダンパを使用することが推奨される。

【0040】

ここに示す実施例の場合にはさらに、作動室6から始まって、液圧式ブッシュ内で外側支持体に沿ってその内側で周方向に連続する幅の広いダイナミックダンパ流路24が、1つ設けられており、このダイナミックダンパ流路24は液圧式ブッシュの軸方向の幅全体にわたってほぼ完全に広がっている。液圧式ダイナミックダンパ8、9の室壁10、11は硬く、剛直に形成されており、液圧式ブッシュを規定通りに使用する場合、作動室6によって追い出される液体の体積を受容するように機能し、また液体の体積を受容することにより膨張する室又は部分の境界を画定する膨張ばねはダイナミックダンパ機能をもたらすように作用する。 10

【0041】

支持環5は、室壁10、11を安定化させるように機能する軸方向に延伸する樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…を含み、これらの樽板状部材によって室壁10、11は、それぞれ別個に機能する個々のばね部分に細分される。室壁10、11の厚みと樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…の位置、したがってダイナミックダンパ流路20.1、20.2の幾何学的配列によってダイナミックダンパ周波数を調整することができる。図4に示す液圧式ブッシュは、周方向で分布する2つの室壁10、11を有し、これらの室壁10、11の各々は、さらに2つの部分室壁10.1、10.2；11.1、11.2にそれぞれ細分されており、これらのうちの常に2つずつの部分室壁10.1、11.1；10.2、11.2が機能技術的に並行して作動し、それによってダイナミックダンパ効果が高められる。周方向12で作動室6から最も遠くに離れて設けられている部分室壁10.2、11.2は、より長いダイナミックダンパ流路20.2と共働して、より低い周波数で作用する。 20

【0042】

さらに、ばね体4に接続し、かつ短いダイナミックダンパ流路20.1を形成する部分室壁10.1、11.1は、より高い周波数で作用し、低い周波数の振動が加えられた場合に第2のダイナミックダンパ流路9に起因する硬化を回避する。

【0043】

支持環5は、周方向12に分布して、同様に周方向に間隔をあけて隣り合って配置されている樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…を有し、各部分室壁10.1、10.2；11.1、11.2；…が、周方向12に隣り合って配置され、それぞれ軸方向に延伸している樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…の間に延在し、これらと結合している。 30

【0044】

図5は、図4の液圧式ブッシュの特性を示し、動的ばね定数の周波数に対する曲線を示している。2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9の機能技術的な並列接続によって、動的ばね定数が2つの周波数域で低下する。第2の液圧式ダイナミックダンパ9の部分室壁10.2、11.2が機能している場合には、比較的低周波の領域で、動的ばね定数の低下が生じ、これに対し、作動室6に対向して配置されている第1の液圧式ダイナミックダンパ8の部分室壁10.1、11.1が機能している場合には、それよりも若干高い周波数領域で、動的ばね定数の低下が生じる。 40

【0045】

これらの2つの室壁が、支持環5を構成するさらに多数の樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…によって細分される場合には、さらなるダイナミックダンパ効果を生じさせることができ、とりわけダイナミックダンパ効果をより高い周波数へとずらすことが可能となる。

【0046】

図6及び7は、2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9を備えている液圧式ブッシュの第3の実施例を示す。図7は、図6の液圧式ブッシュを線B-Bに沿って切った断面を示し、図6は、図7の線B'-B'に沿って切った断面を示している。さらに、これらの図に 50

示す液圧式ブッシュには、長い減衰流路16を有する液圧式ダンパ19が含まれている。例えば車両において、1つの液圧式ブッシュの使用によって、減衰機能及び動的制振機能のどちらかが要求される場合には、液圧式ブッシュの外側支持体に沿ってその内側を周方向で一回りする通常の長さの減衰流路16では、ある特定の周波数の振動に対して、十分な減衰作用をもたらすことができないということが起こり得る。これは、作動室6から送り出された液体の体積が、分岐され、2つの液圧式ダイナミックダンパシステム8、9に受容されることによる可能性がある。このような場合には、減衰流路16の長さを長くして、断面積を拡大する必要がある。これは、例えば減衰流路16の両端部、両端面を液圧式ブッシュの周面により画定し、また作動室6と平衡室7との接続を軸方向に延伸する樽板状部材を介して行なうことによって達成することができる。樽板状部材13.1、13.2；13.3、13.4；…が、図6及び7に示すようにばね体4と室壁10、11を形成する弾性材料によって、その周囲を取り囲まれていることによって、液圧式ブッシュの簡単かつ安価な製造を達成することができるばかりではなく、室壁10、11の弾性を調整することによって、ダンパの周波数帯域を拡張し、又はダイナミックダンパ領域と共働して作用するさらに別の有用な固有の形状を達成することができる。その上、部分室壁又は流路壁10.2及び11.2が弾性を有することによって、例えば縁石の角を乗り越えた際、硬いばね圧縮、ばね定数が高い場合に、その加わる圧力を、室壁10、11の変形によって、弁を生じさせるように、上方に向かって制限することができる。第1の液圧式ダイナミックダンパ8は、この実施例の場合に、やはりアイドルリング時の振動を絶縁するアイドルダイナミックダンパとして形成され、室壁10は、弾性的で可撓性であるように形成されている2つの室壁10.1、10.2に細分されている。このアイドルダイナミックダンパ流路は、この実施例の場合にも参照番号15が付されている。第2の液圧式ダイナミックダンパ9は、仮想の放射面又は平面14に対して第1の液圧式ダイナミックダンパ8と鏡映となるように配置され、軸方向に延伸する流路部分が2つの弾性的な室壁11.1、11.2によって境界を画定されている。この軸方向に延伸する流路部分は3つの機能を有する。軸方向に延伸する流路部分によって、室壁及び流路部分の寸法に応じてアイドルダイナミックダンパ、もしくは高周波ダイナミックダンパを実現する室の境界を画定することができ、これらの2つのシステムは並行して作動可能である。しかし異なる寸法とすることによって、同じくアイドルダイナミックダンパ及び高周波ダイナミックダンパとすることが可能である。さらに軸方向に延伸する上記の部分を、両端部に配置され、かつ周方向に連続する流路部分と結合することにより、極端に長い減衰流路を形成することができる。このことは、ブッシュが比較的小さな寸法を有し、そのために振動技術的に必要とされる静的特性を達成するために比較的硬いエラストマーを使用しなければならない場合に特に重要である。これにより同時に減衰に必要な膨張特性が著しく変更され、そのために長い流路が必要とされる。軸方向に延伸する上記の部分は、作動室へ極端な衝撃的な荷重が加わる場合、液圧式ダイナミックダンパの膨張ばね壁の破裂が回避されるように、さらに圧力逃がし弁としての機能を有する。

【0047】

この示す実施例では、作動室6に、液圧式ダイナミックダンパシステム8、9として形成されている各一のダイナミックダンパ流路20.1、20.2が設けられている。対応する室壁10、11は、動的な制振作用に適合するよう、相対的な膨張硬度となるように調整されている。これらの2つの液圧式ダイナミックダンパの一方の液圧式ダイナミックダンパ8に、例えば、減衰流路16をその流路開口部21で接続することができ、これにより長い減衰流路16を平衡室7に接続することができる。この平衡室7は、通例のように、作動室6から追い出された液体の体積を、実質上圧力の変化を発生させることなく受容することができるように、著しく柔軟な境界壁により画定されている。

【0048】

減衰流路16の総延長を図8に概略的に示す。減衰流路16は、作動室6と平衡室7の間にわたって延伸し、液圧式ブッシュの円周の長さの1.5倍と軸方向の長さの2倍を加えた長さに相当する長さを有する。

【0049】

図9は、図6～8の液圧式ブッシュの動的な剛性を周波数に対して表す特性曲線を示す。25～30 Hzのアイドル領域では、典型的な液圧式ブッシュに対して、動的剛性は半分になっている。同時に、著しく広い帯域において、低い動的剛性が達成され、振動の減衰がもたらされ、弾性的な室壁10、11が液体の体積を受容することによって不可避免的に若干の振動減衰作用が失われる。液圧式ダイナミックダンパに対して調整される周波数が高ければ高いほど、室壁10、11の弾性は小さく、及び受容する液体の体積は少なくなるので、高周波数に調整する場合の減衰損失は無視しうるほどにわずかであり、かつ製造許容差の範囲のみにある。

【0050】

周波数に対する損失角を図10に示す。

10

【0051】

図11及び12は、液圧式ブッシュの第4の実施例を示す。図12は図11の線C-Cに沿った、図11は図12の線C'-C'に沿った断面をそれぞれ示す。ここに示す液圧式ブッシュは、高周波のうなり音の動的な制振にも同じく適する。室壁10、11は、これらの図に示す液圧式ブッシュの場合、相対的な膨張硬度をもって形成されている。同時に、このことによって液圧式ダンパ19の減衰機能も改善される。作動室6と平衡室7の間の接続流路26は、ここに示す実施例の場合に、減衰流路16として形成されておらず、液圧式ブッシュに静的な負荷が加わった場合に、液体の体積を移動させて平衡状態を保つように体積平衡のみに利用される。ここに示す接続流路26の代わりに小さな切欠を隔壁18.2に設けることができ、この切欠によって作動室6と平衡室7の間の接続をもたらすことができる。ここに示す実施例の場合に、これらの2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、図4の実施例でも図示して説明したように、再び機能技術的に並列に接続されて配置されている。液圧式ダイナミックダンパシステム8、9の室壁10、11は相互に機能技術的に並列に接続されている。平衡室7は、周方向12で第1隔壁18.1と第2の隔壁18.2の間に延び、かつ著しく弾力を有するように形成されている。

20

【0052】

ここに示す液圧式ブッシュは、乗り心地を改善するために振動を減衰することが絶対に必要であるというわけではないが、二次振動における約100～200 Hzに相当する3000～6000 rpmの動的な制振が必要である車両に使用される。

【0053】

この液圧式ブッシュは簡単な構造を有し、したがって大量に安価に製造可能である。

30

【0054】

作動室6は流れを導通しながら、2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9と接続されており、これらの2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、それぞれ1つのダイナミックダンパ流路20.1、20.2を有し、かつ弾性的で可撓性の室壁10、11によって境界を画定されている。これらの2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、本質的に同様に形成され、これらの液圧式ダイナミックダンパが同時に作用することによって、動的ばね定数が特に良好に低下する。

【0055】

2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、周方向12でそれぞれ1つの隔壁18.2、18.1によって境界が画定されている。隔壁18.1、18.2が対向する側に、作動室6に対して180°ずれた位置に平衡室7が配置されている。第2の液圧式ダイナミックダンパ9を平衡室7に接続する接続流路26によって、実質的に静的な負荷により生じる大きな一回の、しかし緩慢な変位、動きに応じた、液体の体積を移動させて平衡状態を保つような体積平衡が行なわれる。この接続流路26は、例えば隔壁18.2における例えば2～4 mm²の断面積の小さなバイパス開口部25で代替することができる。その場合、長い減衰流路16の幅を液圧式ダイナミックダンパ8、9に加えることができ、その結果、液圧式ダイナミックダンパの断面積を拡大することができ、したがって達成し得るダイナミックダンパ周波数を高くすることができ、より良好に高い周波数に適合する振動減衰作用を得ることができる。

40

【0056】

50

図13は、図11及び12の実施例と実質上同様である第5の実施例を示す。ここに示す液圧式ブッシュは、並行して作用する2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9を備えて形成されているが、長い減衰流路16を付加的に有する。比較的小型の自家用車においてエンジンを支持する典型的な事例は、ユニットの上下動、縦揺れ運動（走行時がたつき）の減衰及びエンジンの固有伝送音の遮断を意味し、最近ではさらに、高周波のうなり音の動的な制振をも意味する。

【0057】

上記のような作用をもたらすためには、作動室6、減衰流路16、作動室6に対して180°ずらされて配置されている平衡室7を備えてなる構造が適する。減衰流路16の流路開口部21、22によって、比較的長い減衰流路16の境界が画定されている。このような構成により、その支持を特に柔らかく、かつ低周波の振動に適合させることができ、一方でこのような構成によって、乗り心地と音響の間の特に良好な妥協がもたらされる。高周波のうなり音を抑制するための2つの液圧式ダイナミックダンパ8、9は、周方向12で見て放射面14に対して対称であるように、作動室6の左右に配置され、液体は支持環5に対するばね体4の接続部の周囲を流れる。この2つの並行して作用する液圧式ダイナミックダンパ8、9は、この実施例において、長い減衰流路16を有する減衰システム19からダイナミックダンパ流路20.1、20.2へと失われる液体がそれほど多くないために、個々のダイナミックダンパシステムとしての作用が改善され、容易に膨張可能な膨張硬度の柔軟な室壁10、11を有利に使用することができ、これにより振動の減衰作用が高められる。

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図1】アイドリング時の振動を緩衝するための液圧式ダイナミックダンパ、及び高周波の振動を動的に制振するための液圧式ダイナミックダンパ、及び液圧式ダンパを備えてなる液圧式ブッシュの第1の実施例を示す図であり、図2の線A'-A'に沿って切った断面を示す。

【図2】図1に示す液圧式ブッシュの線A-Aに沿って切った縦断面を示す図である。

【図3】図1及び2に示す液圧式ブッシュの特性曲線を示す図であり、液圧式ブッシュの動的ばね定数が周波数に対して表現され、この場合、動的ばね定数は絶縁特性についての尺度として可能な限り低いことが望まれる。

【図4】高周波ダイナミックダンパ備えている本発明による液圧式ブッシュの第2の実施例を示す図である。

【図5】動的ばね定数を周波数に対して表現した図4の液圧式ブッシュの特性曲線を示す図である。

【図6】振動を減衰し、動的な制振をもたらすための、液圧による多くの振動形態に適した長い減衰流路及び弾性的な室壁を備えている液圧式ブッシュの第3の実施例を示す図であり、図7の線B'-B'に沿って切った断面を示す。

【図7】図6の液圧式ブッシュの線B-Bに沿って切った縦断面を示す図である。

【図8】図6及び7に記載の減衰流路の経路を示す図である。

【図9】動的な剛性の周波数に対する特性曲線を示す図であり、第2の液圧式ダイナミックダンパが備えられていない典型的な液圧式ブッシュの動作特性を一点鎖線で示し、かつ実線で本発明による液圧式ブッシュの動作特性を示している。

【図10】損失角を周波数に対して示す別の特性曲線を表す図であり、図9の場合と同様に、典型的な液圧式ブッシュの特性曲線を点線により、これに対し本発明による液圧式ブッシュの特性曲線を実線により示している。

【図11】選択により高周波数の動的な制振又はアイドリング時の振動の動的な制振に適合可能であるように、機能技術的に並列に接続されて配置されている2つの液圧式ダイナミックダンパを備えてなる本発明による液圧式ブッシュの第4の実施例を示す図であり、図12の線C'-C'に沿って切った断面を示す。

【図12】図11の液圧式ブッシュの線C-Cに沿って切った縦断面を示す図である。

【図13】並行して作用する液圧式ダイナミックダンパ及び長い減衰流路が備えられてい

10

20

30

40

50

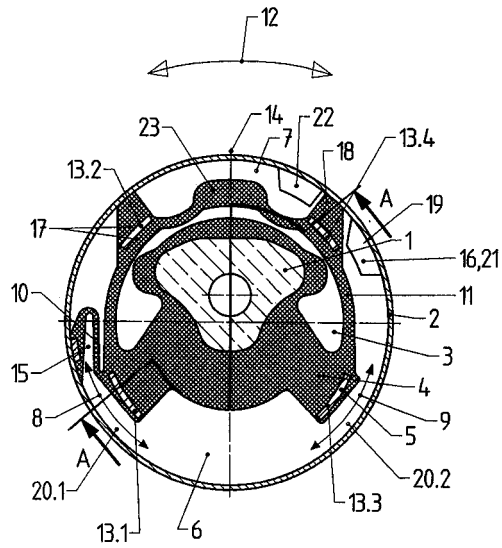
る液圧式ブッシュの第5の実施例を示す図である。

【符号の説明】

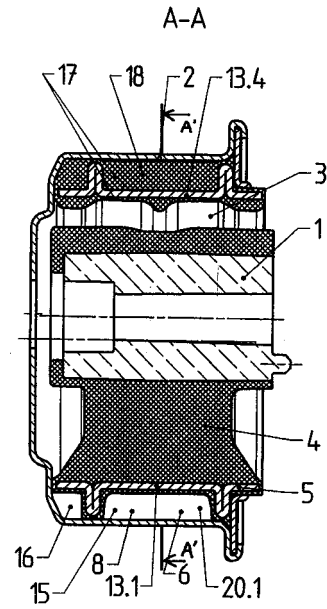
【0059】

1	内側支持体	
2	外側支持体	
4	ばね体	
5	支持環	
6	作動室	
7	平衡室	
8	液圧式ダイナミックダンパ	10
9	液圧式ダイナミックダンパ	
10	室壁	
11	室壁	
12	周方向	
13	樽板状部材	
15	アイドルダイナミックダンパ流路	
16	減衰流路	
18	隔壁	
19	液圧式ダンパ	
20.1	ダイナミックダンパ流路	20
20.2	ダイナミックダンパ流路	
21	流路開口部	
22	流路開口部	
23	リバウンドストッパ	
24	ダイナミックダンパ流路	
25	バイパス開口部	
26	接続流路	

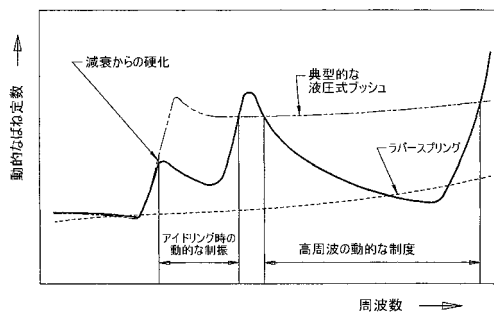
【図 1】



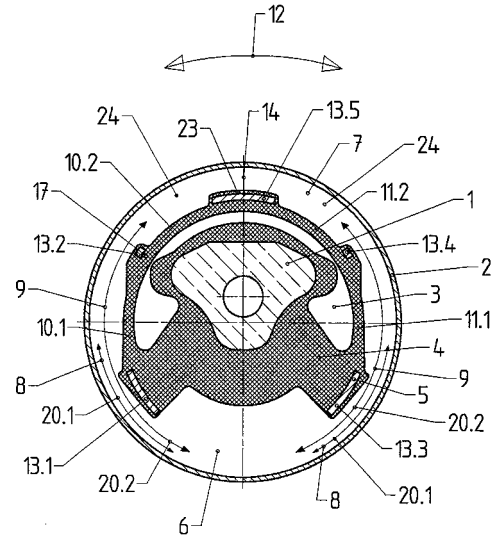
【図 2】



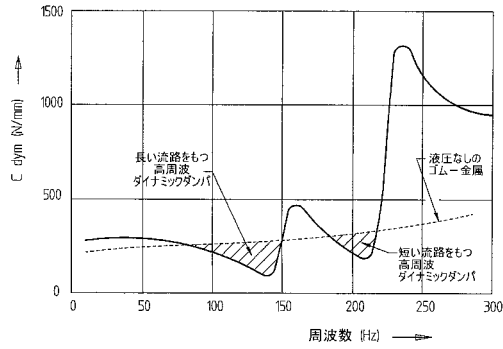
【図 3】



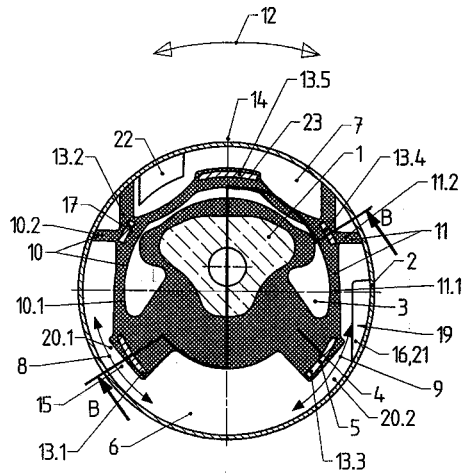
【図 4】



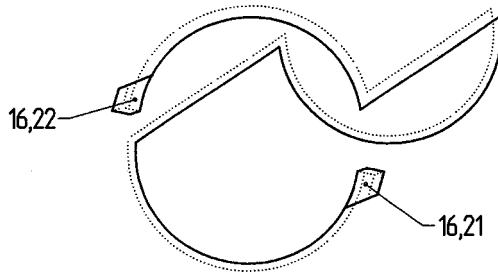
【図 5】



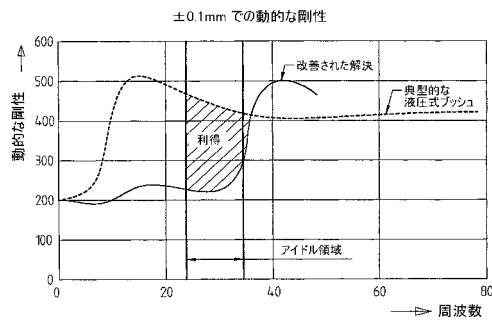
【図 6】



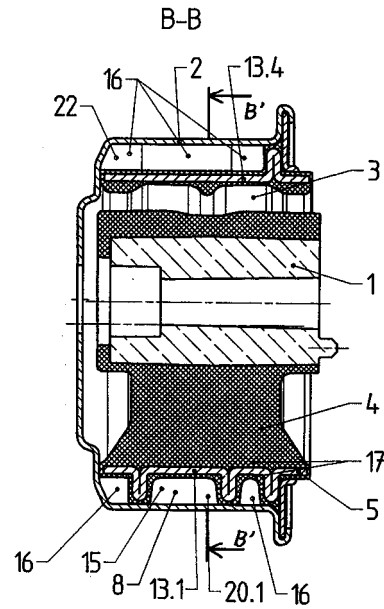
【図 8】



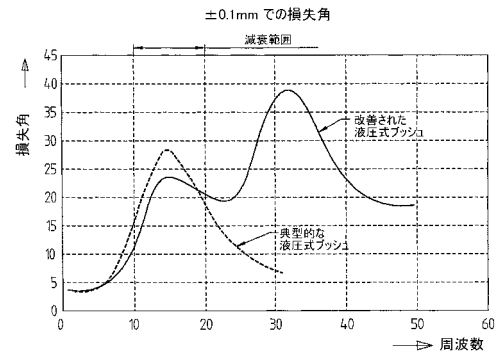
【図 9】



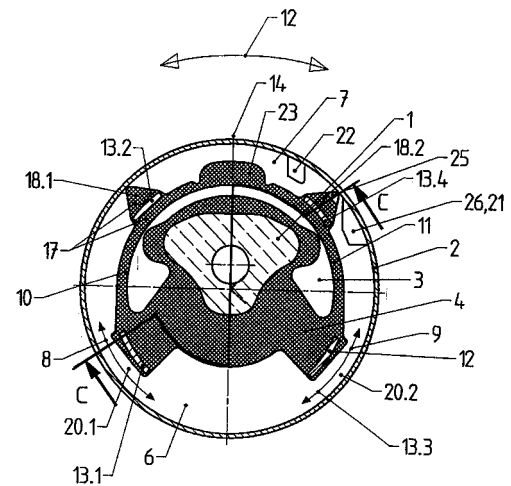
【図 7】



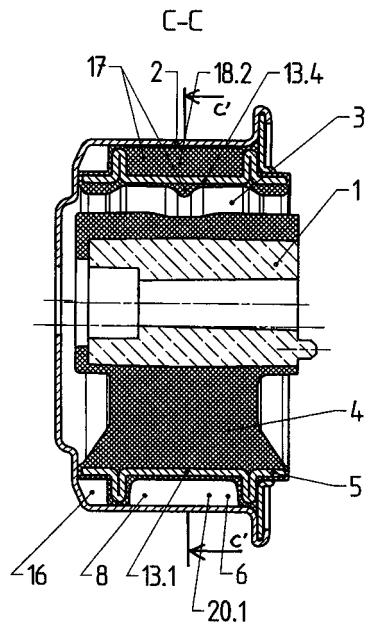
【図 10】



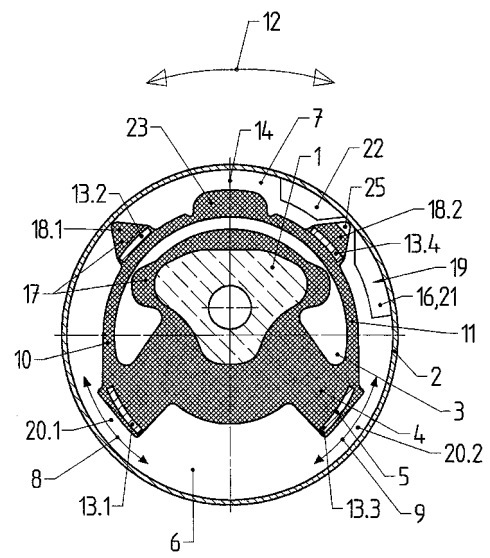
【図 11】



【図 1 2】



【図 1 3】



フロントページの続き

- (72)発明者 ラインホルト・ベルナート
ドイツ国69519ゴロクスハイマータル, フローンキンガー・シュトラーセ・7ツェー
- (72)発明者 ペーター・ファレンコプフ
ドイツ国68519フィエルンハイム, ラートハウスシュトラーセ・135
- (72)発明者 ローランド・ホルツ
ドイツ国64638フェース, エルツベルクシュトラーセ・22
- (72)発明者 ヘイケ・ラングロット
ドイツ国68809ニュールスハイム, ホッケンハイマー・シュトラーセ・24
- Fターム(参考) 3J047 AA05 AB01 CC03 CD02 DA01 DA10 FA02