



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102996698 B

(45) 授权公告日 2016. 06. 08

(21) 申请号 201210466080. 0

US 2009145709 A1, 2009. 06. 11,

(22) 申请日 2012. 08. 31

US 6220409 B1, 2001. 04. 24,

(30) 优先权数据

审查员 许志杰

2011-189781 2011. 08. 31 JP

(73) 专利权人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 山下干郎

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 岳雪兰

(51) Int. Cl.

F16F 9/18(2006. 01)

F16F 9/32(2006. 01)

F16F 9/34(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 1847691 A, 2006. 10. 18,

CN 1880792 A, 2006. 12. 20,

US 2005056506 A1, 2005. 03. 17,

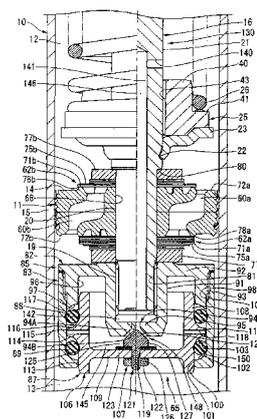
权利要求书2页 说明书20页 附图9页

(54) 发明名称

缓冲器

(57) 摘要

本发明提供一种缓冲器,其包括:将缸体内划分为活塞杆侧室和底侧室的活塞;一端与活塞连接且另一端向缸体的外部延伸的活塞杆;设在活塞杆的一端侧的壳体;滑动自如地插入壳体内的自由活塞;连通活塞杆侧室与壳体内的压力室的活塞杆通路;设在连通活塞杆侧室与底侧室的通路上的衰减阀,在自由活塞上设有关闭部件,该关闭部件根据自由活塞的移动来调整活塞杆通路的压力室开口的开口面积。



1. 一种缓冲器,包括:
封入有工作流体的缸体;
能够滑动地嵌合安装在所述缸体内并将所述缸体内划分为活塞杆侧室和底侧室的活塞;

一端与所述活塞连结且另一端向所述缸体的外部延伸的活塞杆;

设在所述活塞杆的一端侧的壳体;

从中立位置向轴向的一侧及另一侧滑动自如地插入所述壳体内部的自由活塞;

连通所述壳体内部的利用所述自由活塞划分的压力室与所述活塞杆侧室的活塞杆通路;

设在连通所述活塞杆侧室与底侧室的通路上的衰减阀;

所述缓冲器的特征在于,

在所述自由活塞上设有关闭部件,该关闭部件根据所述自由活塞的移动来调整形成于所述活塞杆通路的所述压力室的压力室开口的开口面积,

所述关闭部件从所述自由活塞突出,并形成能够进入所述压力室开口的形状,

所述关闭部件构成为,在所述关闭部件与所述压力室开口之间,与所述自由活塞处于所述中立位置时的所述压力室开口的开口面积相比,无论所述自由活塞在从所述中立位置向轴向的一侧及另一侧的哪一侧移动时所述压力室的开口面积都变小。

2. 一种缓冲器,包括:

封入有工作流体的缸体;

能够滑动地嵌合安装在所述缸体内并将所述缸体内划分为活塞杆侧室和底侧室的活塞;

一端与所述活塞连结且另一端向所述缸体的外部延伸的活塞杆;

设在所述活塞杆的一端侧的壳体;

从中立位置向轴向的一侧及另一侧滑动自如地插入所述壳体内部的自由活塞;

连通所述壳体内部的利用所述自由活塞划分的压力室与所述活塞杆侧室的活塞杆通路;

设在连通所述活塞杆侧室与底侧室的通路上的衰减阀;

所述缓冲器的特征在于,

在所述自由活塞上设有关闭部件,该关闭部件根据所述自由活塞的移动来调整形成于所述活塞杆通路的所述压力室的压力室开口的开口面积,

所述关闭部件从所述自由活塞突出,并形成能够进入所述压力室开口的形状,

所述关闭部件构成为,在所述关闭部件与所述压力室开口之间,与所述自由活塞处于所述中立位置时的所述压力室开口的开口面积相比,无论所述自由活塞在从所述中立位置向轴向的一侧及另一侧的哪一侧移动时所述压力室的开口面积都变大。

3. 根据权利要求1或2所述的缓冲器,其特征在于,

还具有相对于所述自由活塞的位移产生阻力的阻力元件。

4. 根据权利要求3所述的缓冲器,其特征在于,

所述阻力元件为弹簧。

5. 根据权利要求3所述的缓冲器,其特征在于,

所述阻力元件具有设在所述自由活塞与所述壳体之间的一个或多个弹性体,

所述自由活塞与所述弹性体接触的自由活塞接触面或所述壳体与所述弹性体接触的

壳体接触面中的至少一个接触面具有相对于所述自由活塞的移动方向倾斜的面，

所述自由活塞接触面与所述壳体接触面之间的最短距离根据所述自由活塞的移动而发生变化。

6. 根据权利要求5所述的缓冲器，其特征在于，
设有多个所述弹性体，

所述弹性体具有：在所述自由活塞向第一方向移动时压缩变形的第一弹性体；在所述自由活塞向第二方向移动时压缩变形的第二弹性体。

7. 根据权利要求1或2所述的缓冲器，其特征在于，所述压力室开口由小径孔和位于该小径孔的轴向两侧且越远离所述小径孔直径越大的一对锥孔形成。

8. 根据权利要求1所述的缓冲器，其特征在于，

所述关闭部件由具有一定的直径的轴向长度的小径圆筒面部和位于该小径圆筒面部的轴向两侧且越远离所述小径圆筒面部直径越大的一对锥面部形成，所述自由活塞在从所述中立位置向轴向的一侧及另一侧移动时所述压力室的开口面积变小。

9. 根据权利要求2所述的缓冲器，其特征在于，

所述关闭部件由大径部和位于该大径部的轴向两侧且比所述大径部直径小的一对小径圆筒面部形成，所述自由活塞在从所述中立位置向轴向的一侧及另一侧移动时所述压力室的开口面积变大。

10. 根据权利要求1或2所述的缓冲器，其特征在于，

所述关闭部件与所述自由活塞是不同的部件，在所述关闭部件与所述自由活塞之间具有用于调整的垫圈。

缓冲器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种缓冲器。

背景技术

[0002] 对于缓冲器而言,存在衰减力特性根据振动状态变化的缓冲器(例如,参照日本实开平7-19642号公报)。

[0003] 但是,谋求更细致地控制衰减力特性。

发明内容

[0004] 根据本发明的第一方式,缓冲器包括:封入有工作流体的缸体;能够滑动地嵌合安装在所述缸体内并将所述缸体内部划分为活塞杆侧室和底侧室的活塞;一端与所述活塞连接且另一端延伸到所述缸体的外部的活塞杆;设在所述活塞杆的一端侧的壳体;滑动自如地插入所述壳体内的自由活塞;连通所述壳体内的利用所述自由活塞划分的压力室和所述活塞杆侧室的活塞杆通路;设在连通所述活塞杆侧室和底侧室的通路上的衰减阀,在所述自由活塞上设有根据所述自由活塞的移动来调整形成在所述活塞杆通路的所述压力室的压力室开口的开口面积的关闭部件。

[0005] 根据本发明的第二方式,在第一方式的基础上,所述活塞杆通路的所述压力室开口开设在所述活塞杆的端面上,所述关闭部件从所述自由活塞突出,并形成能够进入所述压力室开口的形状。

[0006] 根据本发明的第三方式,在第一方式或第二方式的基础上,还具有相对于所述自由活塞的位移产生阻力的阻力元件。

[0007] 根据本发明的第四方式,在第三方式的基础上,所述阻力元件是弹簧。

[0008] 根据本发明的第五方式,在第三方式的基础上,所述阻力元件具有设在所述自由活塞与所述壳体之间的一个或多个弹性体,所述自由活塞与所述弹性体接触的自由活塞接触面或所述壳体与所述弹性体接触的所述壳体接触面中的至少一个接触面具有相对于所述自由活塞的所述移动方向倾斜的面,所述自由活塞接触面与所述壳体接触面的最短距离根据所述自由活塞的所述移动发生变化。

[0009] 根据本发明的第六方式,在第五方式的基础上,设有多个所述弹性体,所述弹性体具有在所述自由活塞向第一方向移动时压缩变形的第一弹性体和与所述自由活塞向第二方向移动时压缩变形的第二弹性体。

[0010] 根据上述方式,能够更加细致地控制衰减力特性。

附图说明

[0011] 图1是表示本发明第一实施方式的缓冲器的剖视图。

[0012] 图2是表示本发明第一实施方式的缓冲器的主要部分的剖视图。

[0013] 图3是表示本发明第一实施方式的缓冲器的自由活塞相对于壳体的位置与可变节

流孔的通路面积的关系的特性曲线图。

[0014] 图4是表示本发明第一实施方式的缓冲器等的冲程位置与衰减力的关系的特性曲线图。

[0015] 图5是表示本发明第一实施方式的缓冲器等的活塞速度与衰减力的关系的特性曲线图。

[0016] 图6是本发明第一实施方式的缓冲器的液压回路图。

[0017] 图7是表示本发明第二实施方式的缓冲器的主要部分的剖视图。

[0018] 图8是表示本发明第二实施方式的缓冲器的自由活塞相对于壳体的位置与可节流孔的通路面积的关系的特性曲线图。

[0019] 图9是表示本发明第三实施方式的缓冲器的主要部分的剖视图。

[0020] 图10是表示本发明第三实施方式的缓冲器的自由活塞相对于壳体的位置与可节流孔的通路面积的关系的特性曲线图。

[0021] 图11是表示本发明第三实施方式的缓冲器在活塞速度一定时的频率与衰减力的关系的特性曲线图。

[0022] 图12是表示本发明第四实施方式的缓冲器的主要部分的剖视图。

具体实施方式

[0023] 以下说明的实施方式并不仅限于上述效果,还能够解决其他各种问题并起到效果。下面,列举包含上述各项所记载的内容在内的、以下的实施方式所解决的主要问题。

[0024] [特性改善]

[0025] 若突然切换产生小衰减力的特性与产生大衰减力的特性,则由于实际产生的衰减力也突然切换,所以车辆的乘坐舒适性变差。而且,若在车辆的转向中进行衰减力的切换,则车辆的动作变得不稳定,驾驶员有可能对于转向产生不适感。因此,在根据振动状态变更衰减力特性(相对于活塞速度的衰减力)时,要求更平滑地进行变更等特性设定。因此,如之前所示的日本实开平7-19642号公报所示,研究了更平滑地进行变更的特性设定,期望进一步的特性改善。

[0026] [抑制大型化]

[0027] 如日本实开平7-19642号公报所示,除了具有将缸体内部隔为两个室并且产生衰减力的机构的活塞以外,还具有设于活塞的一端侧并在壳体内部上下运动的自由活塞。由此,开发了各种旨在进行改善的缸体装置,以得到与振动频率的宽范围相对应的衰减力特性。作为与这些缸体装置的共同问题,例举由于需要自由活塞上下运动的区域,所以自由活塞沿轴向变长的问题。若缸体装置大型化,则由于向车体安装的安装自由度下降,所以缸体装置的轴向长度的增加成为一大问题。另外,若确保自由活塞上下运动的区域并如以往那样设定缸体装置的轴向长度,则存在活塞的冲程范围变短且影响乘坐舒适性和操纵稳定性这样的问题。而且,若从外部附加调整衰减力的机构,则由于相应地体积会变大,所以强烈地要求频率感应部的小型化。

[0028] [减少部件数量]

[0029] 如之前所示的日本实开平7-19642号公报所示,由于除了活塞之外还具有壳体、自由活塞等结构部件,部件数量增加。当部件数量增加时,由于影响生产性、耐久性、可靠性

等,所以希望获得所希望的特性,即,能够得到与振动频率的宽范围相对应的衰减力特性这样的特性,并且能够减少部件数量。

[0030] 以下,参照附图说明本发明的实施方式。

[0031] (第一实施方式)

[0032] 基于图1~图6说明本发明的第一实施方式。在以下的说明中,为了帮助理解,将附图的下侧定义为第一侧,相反,将附图的上侧定义为第二侧。

[0033] 如图1所示,第一实施方式的缓冲器是所谓的单管式液压缓冲器,包括封入有作为工作流体的油液的有底圆筒状缸体10。活塞11能够滑动地嵌合安装在缸体10内,缸体10的内部通过该活塞11分隔为开口侧的上室(活塞杆侧室)12和底侧的下室(底侧室)13这两个室。活塞11由活塞主体14和安装在其外周面上的圆环状滑动部件15构成。

[0034] 活塞11的活塞主体14与活塞杆主体16的一个端部连结。活塞杆主体16的另一端侧插入到安装于缸体10的开口侧的活塞杆导向件17和油封18等,并向缸体10的外部延伸。将缸体10的开口侧向内侧铆接,由此,将油封18和活塞杆导向件17卡止。

[0035] 在活塞杆主体16向缸体10内插入的插入前端侧形成有,安装活塞主体14的安装轴部20。安装轴部20以外的部分是直径大于安装轴部20的主轴部21。在安装轴部20的与主轴部21相反一侧的外周侧上形成有外螺纹19。在主轴部21的安装轴部20附近的位置形成有卡槽22。比主轴部21更向径向外侧扩展的挡圈23的内周部铆接固定在该卡槽22上。

[0036] 在挡圈23的与活塞11相反的一侧配置有圆环状的弹簧支承部25,在弹簧支承部25的与挡圈23相反的一侧配置有由螺旋弹簧构成的回弹弹簧(リバウンドスプリング)26。另外,在回弹弹簧26的与弹簧支承部25相反的一侧设有圆环状的弹簧支承部27,该弹簧支承部27的与回弹弹簧26相反的一侧设有由圆环状的弹性材料构成的缓冲体28。弹簧支承部25、回弹弹簧26、弹簧支承部27和缓冲体28被设置成能够相对于活塞杆主体16沿轴向移动。

[0037] 在这里,若活塞杆主体16沿从缸体10突出的方向移动,则弹簧支承部25、回弹弹簧26、弹簧支承部27和缓冲体28与固定在活塞杆主体16上的挡圈23一起向活塞杆导向件17移动。由此,缓冲体28在规定位置与活塞杆导向件17抵接。若活塞杆主体16进一步向突出方向移动,则缓冲体28和弹簧支承部27相对于缸体10处于停止状态。其结果是,移动的挡圈23与弹簧支承部27接近。由此,弹簧支承部27和弹簧支承部25使它们之间的回弹弹簧26收缩。这样,设在缸体10内的回弹弹簧26弹性地作用在活塞杆主体16上并抑制活塞杆主体16的过度伸出(伸び切り)。这样,回弹弹簧26成为活塞杆主体16过度伸出的阻力,从而抑制车轮旋转时内周侧车轮的上浮并抑制车体的侧倾量。

[0038] 在比活塞11更靠缸体10的底部侧,用于形成下室13的分隔体33被设置成能够在缸体10内滑动。在缸体10内的上室12和下室13内封入有油液,并在利用分隔体33与下室13分隔开的室34内封入有高压(20~30个大气压左右)气体。

[0039] 上述缓冲器的例如第一侧由车体支承,上述缓冲器的第二侧固定在车轮侧。具体地说,活塞杆主体16连结在车体侧,安装环36连结在车轮侧。安装环36安装在缸体10的与活塞杆主体16的突出侧相反一侧的底部。这时,在固定于缸体10的活塞杆主体16的突出侧的弹簧支承部27与车体之间安装有未图示的悬架弹簧。另外,也可以与上述相反,缓冲器的第二侧由车体支承,缓冲器的第一侧固定在车轮侧。

[0040] 若车轮随着行驶而振动,则缸体10与活塞杆主体16的位置也伴随着振动发生相对

变化,但是,上述变化受到形成在活塞11上的流路的流体阻力的抑制。如以下详细所述,根据振动的速度或振幅的不同来产生形成在活塞11上的流路的流体阻力,通过抑制振动,改善乘坐舒适性。在上述缸体10与活塞杆主体16之间,除了车轮产生的振动以外,还受到伴随着车辆的行驶而产生于车体的惯性力或离心力的作用。例如行进方向由于方向盘的操作而发生变化,从而在车体上产生离心力,基于该离心力的力作用于上述缸体10与活塞杆主体16之间。如以下说明,本实施方式的缓冲器对基于伴随车辆行驶而产生于车体的力的振动具有良好的特性,并在车辆行驶时获得高的稳定性。

[0041] 如图2所示,弹簧支承部25包括大致圆筒形状的圆筒状部40和从圆筒状部40的轴向一端侧朝向径向外侧突出的圆环状的凸缘部41。另外,在圆筒状部40的内周面上沿周向间隔地形成有多个沿轴向延伸的槽43。弹簧支承部25的凸缘部41配置在挡圈23侧,活塞杆主体16的主轴部21插入圆筒状部40的内周侧。由此,弹簧支承部25能够滑动地支承在活塞杆主体16的主轴部21上。另外,弹簧支承部25在凸缘部41和圆筒状部40处与挡圈23抵接,使回弹弹簧26的一端部与凸缘部41的、与挡圈23相反的一侧插接。

[0042] 如图1所示,弹簧支承部27具有锥形筒状部52和从筒状部52的大径侧向径向外侧突出的圆环状凸缘部53。弹簧支承部27的凸缘部53配置在与回弹弹簧26相反的一侧,活塞杆主体16的主轴部21插入筒状部52的内侧。由此,弹簧支承部27能够滑动地支承在活塞杆主体16的主轴部21上。弹簧支承部27使回弹弹簧26的另一端部与凸缘部53抵接。

[0043] 如图2所示,在活塞主体14设有多个通路60a、在活塞11向下室13侧移动即收缩行程中使油液从下室13朝向上室12流出的多条通路60b。

[0044] 多条通路60a是使上室12与下室13连通并在活塞11向上室12侧移动即在伸长行程中使油液从上室12朝向下室13流出的通路。多条通路60b是在活塞11向下室13侧移动即在收缩行程中使油液从下室13朝向上室12流出的通路。在图2中,由于是剖面的关系,仅分别图示了多条通路60a和多条通路60b中的一条。

[0045] 构成其中半数的通路60a在圆周方向上,在通路60a彼此之间夹着一条通路60b且等间距地形成,活塞11的轴向第二侧(图2的上侧)向径向外侧开口,而轴向第一侧(图2的下侧)向径向内侧开口。

[0046] 在这半数的通路60a上设有产生衰减力的衰减阀62a。衰减阀62a配置在活塞11的轴线方向的下室13侧。在活塞11向活塞杆主体16朝向缸体10外伸出的伸出侧移动时,通路60a构成使油液通过的伸出侧通路。与通路60a相对设置的衰减阀62a是限制伸出侧通路60a的油液流动并产生衰减力的伸出侧衰减阀。

[0047] 另外,构成剩余半数的通路60b在圆周方向上,在各条通路60b彼此之间夹着一条通路60a且等间距地形成。活塞11的轴线方向第一侧(图2的下侧)向径向外侧开口,而轴线方向第二侧(图2的上侧)向径向内侧开口。

[0048] 在这些剩余半数的通路60b上设有产生衰减力的衰减阀62b。衰减阀62b配置在活塞11的轴线方向的上室12侧。通路60b构成在活塞11向活塞杆主体16进入缸体10内的收缩侧移动时使油液通过的收缩侧通路,与通路60b相对设置的衰减阀62b是限制收缩侧通路60b的油液流动并产生衰减力的收缩侧衰减阀。

[0049] 在活塞杆主体16,在比其一端侧的安装轴部20的活塞11更靠端侧的位置安装有衰减力可变机构65。

[0050] 活塞主体14为大致圆板形状,在活塞主体14的中央形成有沿轴向贯通且用于使上述活塞杆主体16的安装轴部20插入的插入孔68。

[0051] 在活塞主体14的轴向下室13侧的端部,构成衰减阀62a的阀座部71a呈圆环状地形成在伸出侧通路60a的一端开口位置。在活塞主体14的轴向上室12侧的端部,构成衰减阀62b的阀座部71b呈圆环状地形成在收缩侧通路60b的一端的开口位置。

[0052] 在活塞主体14上,在阀座部71a的与插入孔68相反的一侧形成有轴向高度低于阀座部71a的环状台阶部72b。收缩侧通路60b的另一端在该台阶部72b的位置开口。另外,同样地,在活塞主体14上,在阀座部71b的与插入孔68相反的一侧形成有轴向高度低于阀座部71b的环状台阶部72a。伸出侧通路60a的另一端在该台阶部72a的位置开口。

[0053] 衰减阀62a具有上述阀座部71a、能够同时抵靠在整个阀座部71a的环状圆盘75a,该衰减阀62a为盘阀。圆盘75a由多片环状单体圆盘重叠在一起而构成。圆盘75a的与活塞主体14相反的一侧配置有直径小于圆盘75a的环状阀限制部件77a。

[0054] 在衰减阀62a上,固定节流孔78a利用形成在阀座部71a上的槽或形成在圆盘75a上的开口而形成在阀座部71a与圆盘75a之间。即使在阀座部71a与圆盘75a抵接的状态下,固定节流孔78a也使通路60a与下室13连通。圆盘75a通过离开阀座部71a而打开通路60a。阀限制部件77a限制圆盘75a向打开方向变形规定量以上。衰减阀62a设在通路60a上,抑制由于活塞11的滑动而引起的通路60a中的油液流动并产生衰减力。

[0055] 同样地,衰减阀62b具有上述阀座部71b、能够同时抵靠在整个阀座部71b的环状圆盘75b,该衰减阀62b为盘阀。

[0056] 圆盘75b也由多片环状单体圆盘重叠在一起而构成。在圆盘75b的与活塞主体14相反的一侧配置有直径小于圆盘75b的环状阀限制部件77b。阀限制部件77b与活塞杆主体16的主轴部21的安装轴部20侧的端部的轴台阶部80抵接。

[0057] 在衰减阀62b上,固定节流孔78b利用形成在阀座部71b上的槽或形成在圆盘75b上的开口而形成在阀座部71b与圆盘75b之间。即使在阀座部71b与圆盘75b抵接的状态下,固定节流孔78b也使通路60b与上室12连通。圆盘75b通过离开阀座部71b而打开通路60b。阀限制部件77b限制圆盘75b向打开方向变形规定量以上。衰减阀62b设在通路60b上,抑制由于活塞11的滑动而引起的通路60b中的油液流动并产生衰减力。

[0058] 在第一实施方式中表示了衰减阀62a、62b是内周夹紧的盘阀的例子,但并不限于此,只要是产生衰减力的机构即可,例如盘阀可以用螺旋弹簧施力的升式阀,或者也可以是提升阀。

[0059] 衰减力可变机构65与活塞杆主体16的安装轴部20的前端的外螺纹19螺合。衰减力可变机构65是使衰减力根据频率(振动状态)可变而不受外部控制的频率感应部。另外,衰减力可变机构65由盖部件82、壳体85、自由活塞87、O形环88、以及O形环89构成。

[0060] 盖部件82形成有与活塞杆主体16的一端侧的外螺纹19螺合的内螺纹81。壳体85具有安装在该盖部件82上以封闭其一端开口侧的大致圆筒状的壳体主体83。自由活塞87滑动自如地插入该壳体85的内部。O形环88是安装在自由活塞87与壳体85的盖部件82之间且在自由活塞87相对于壳体85向轴向的盖部件82侧移动时压缩变形的收缩侧弹性体。O形环89是安装在自由活塞87与壳体85的壳体主体83之间且在自由活塞87相对于壳体85向与上述方向相反的一侧移动时压缩变形的伸出侧弹性体。

[0061] 在图2中,为了方便而表示了自然状态下的O形环88、89。特别是,由于O形环89起到密封元件的作用,所以优选配置成在安装状态下始终变形(截面非圆形)。上述O形环88(第二弹性体)是在自由活塞87朝向第二方向移动时压缩变形且对自由活塞87的位移产生阻力的阻力元件,O形环89(第一弹性体)是在自由活塞87朝向第二方向移动时压缩变形且对自由活塞87的位移产生阻力的阻力元件。

[0062] 盖部件82主要通过切削加工而形成,并具有大致圆筒状的盖内筒部91、从该盖内筒部91的轴向端部向径向外侧延伸的圆板状盖基板部92、从盖基板部92的外周侧朝向与盖内筒部91相同方向延伸的盖外筒部93、覆盖该盖内筒部91的前端侧并在径向中央形成有通路开口部(压力室开口)94的盖前板部95。

[0063] 上述内螺纹81形成在盖内筒部91的内周部。盖外筒部93的内周面从盖基板部92侧依次具有圆筒面部96和曲面部97。圆筒面部96具有一定的直径,与圆筒面部96相连的曲面部97是越远离圆筒面部96直径越大的圆环状。曲面部97的包括盖部件82中心轴线的截面呈圆弧状。在盖外筒部93的外周面形成有外螺纹98。通路开口部94具有位于盖前板部95的盖基板部92侧且直径一定的小径孔94A、设在盖前板部95的与盖基板部92相反的一侧并与小径孔94A连续且越远离盖基板部92直径越大的锥形的锥孔94B。

[0064] 壳体主体83主要通过切削加工而形成,是在其轴向第一侧形成有向径向内侧突出的内侧环状突起100的大致圆筒状。在壳体主体83的内周面上,从轴向第一侧依次形成有小径圆筒面部101、曲面部102、大径圆筒面部103和内螺纹104。小径圆筒面部101具有一定的直径,与小径圆筒面部101相连的曲面部102是越远离小径圆筒面部101直径越大的圆环状,与曲面部102相连的大径圆筒面部103具有直径比小径圆筒面部101大的一定的直径。曲面部102的包含壳体主体83的中心轴线的截面呈圆弧状,小径圆筒面部101与曲面部102形成在内侧环状突起100上。记载了壳体主体83为圆筒状,但是希望其内周面的截面为圆形,外周面也可以是多角形等截面非圆形的形状。

[0065] 盖部件82的外螺纹98与上述壳体主体83的内螺纹104螺合,从而盖部件82与壳体主体83形成为一体而形成壳体85。盖部件82的盖外筒部93构成壳体85中的比大径圆筒面部103更向径向内侧突出的内侧环状突起,曲面部97被配置在该部分,从而与壳体主体83的内侧环状突起100的曲面部102轴向对置。

[0066] 自由活塞87具有自由活塞主体106和关闭部件107。自由活塞主体106主要通过切削加工而形成,并具有大致圆筒状的活塞筒部108和密封该活塞筒部108的轴向第一侧的活塞闭板部109。在活塞筒部108上,向径向外侧突出的圆环状外侧环状突起110形成在轴向中央。

[0067] 活塞筒部108的外周面上,从轴向的活塞闭板部109侧依次形成有小径圆筒面部113、曲面部114、大径圆筒面部115、曲面部116和小径圆筒面部117。曲面部114、大径圆筒面部115和曲面部116形成在外侧环状突起110上。

[0068] 小径圆筒面部113具有一定的直径,与该小径圆筒面部113相连的曲面部114呈越远离小径圆筒面部113直径越大的圆环状。与曲面部114相连的大径圆筒面部115具有比小径圆筒面部113的直径大的一定的直径。曲面部114的包括自由活塞主体106中心轴线的截面呈圆弧状。

[0069] 与圆筒面部115相连的曲面部116形成为越远离大径圆筒面部115直径越小的圆环

状。小径圆筒面部117与曲面部116相连,该小径圆筒面部117具有与小径圆筒面部113相同的一定的直径。曲面部116的包括自由活塞主体106的中心轴线的截面呈圆弧状。外侧环状突起110相对于通过其轴线方向的中央位置的平面呈对称形状。在自由活塞主体106的外侧环状突起110的轴向中央位置上,沿自由活塞主体106的周向间隔地形成有多个径向贯通外侧环状突起110的通路孔118。在活塞闭板部109的径向中央形成有沿轴向贯通的安装孔119。

[0070] 关闭部件107具有关闭部件主体121、螺母部件122以及垫圈123。关闭部件主体121具有头部125以及直径小于头部125的螺纹轴部126。头部125形成有形成于其外周侧的圆筒面部127以及锥形的锥面部128。圆筒面部127设置在螺纹轴部126侧且具有大于螺纹轴部126的直径的一定的直径。锥面部128设置在圆筒面部127的与螺纹轴部126相反的一侧并与圆筒面部127连续,并且沿轴向越远离圆筒面部127直径越小。垫圈123由多片单板构成。通过改变该垫圈123的片数,能够容易地进行调整。

[0071] 在螺纹轴部126的头部125侧配置有垫圈123的状态下,关闭部件主体121使螺纹轴部126从轴向的外侧环状突起110侧插入自由活塞主体106的活塞闭板部109的安装孔119。在该状态下,螺母部件122与从活塞闭板部109突出的螺纹轴部126螺合。由此,利用螺母部件122与头部125夹持垫圈123与活塞闭板部109,其结果是,关闭部件107固定在活塞闭板部109上。头部125的锥面部128的角度与壳体85的通路开口部94的锥孔94B的角度相同。另外,头部125的圆筒面部127的外径比通路开口部94的小径孔94A大,并与锥孔94B的最大直径相同。

[0072] 自由活塞87配置在壳体85内部,使关闭部件107的头部125与壳体85的通路开口部94对置。在该状态下,自由活塞87在大径圆筒面部115能够滑动地嵌合并插入壳体主体83的大径圆筒面部103中。另外,自由活塞87的一侧的小径圆筒面部113嵌合插入壳体主体83的小径圆筒面部101中。自由活塞87的另一侧的小径圆筒面部117各自能够滑动地嵌合插入盖部件82的盖外筒部93的圆筒面部96中。在配置于壳体85内的状态下,壳体主体83的曲面部102与自由活塞87的曲面部114在它们的径向上位置重合。因此,壳体主体83的曲面部102与自由活塞87的曲面部114在自由活塞87的移动方向上对置。在此基础上,盖部件82的盖外筒部93的曲面部97与自由活塞87的曲面部116在它们的径向上位置重合。因此,盖部件82的曲面部97与自由活塞87的曲面部116在自由活塞87的移动方向上对置。

[0073] 在自由活塞87的小径圆筒面部113和曲面部114与,壳体主体83的曲面部102和大径圆筒面部103之间,即,在自由活塞87的外侧环状突起110与壳体85的一侧的内侧环状突起100之间配置有O形环89(图2中表示为自然状态)。在自然状态下,该O形环89的包括中心轴线的剖面呈圆形,该O形环89的内径小于自由活塞87的小径圆筒面部113,而外径大于壳体主体83的大径圆筒面部103。即,O形环89相对于自由活塞87和壳体85这两者在自由活塞87和壳体85的径向上过盈地嵌合。

[0074] 另外,在壳体85的大径圆筒面部103和曲面部97与,自由活塞87的曲面部116和小径圆筒面部117之间,即,在自由活塞87的外侧环状突起110与作为壳体的另一侧的内侧环状突起的盖外筒部93之间配置有O形环88(图2中表示为自然状态)。在自然状态下,该O形环88的包括中心轴线的剖面呈圆形,该O形环88的内径小于自由活塞87的小径圆筒面部117,而外径大于壳体85的大径圆筒面部103。即,O形环88也相对于自由活塞87和壳体85这两者

在自由活塞87和壳体85的径向上过盈地嵌合。

[0075] 两个O形环88、89大小相同,保持自由活塞87相对于壳体85处于规定的中立位置,并且允许自由活塞87相对于壳体85向轴向的上室12侧和下室13侧这两侧轴向移动。

[0076] 在自由活塞87中,O形环88与小径圆筒面部117、曲面部116接触,其中的曲面部116相对于自由活塞87的移动方向倾斜。另外,在壳体85中,O形环88与壳体85的大径圆筒面部103和曲面部97接触,其中的曲面部97相对于自由活塞87的移动方向倾斜。

[0077] 即,在自由活塞87的外周部上设有外侧环状突起110,并且该外侧环状突起110的轴向两面构成曲面部114和曲面部116。在壳体85的内周的外侧环状突起110两侧的位置设有具有曲面部102的内侧环状突起100、构成具有曲面部97的内侧环状突起的盖外筒部93。在外侧环状突起110与内侧环状突起100之间设有O形环89,在外侧环状突起110与构成内侧环状突起的盖外筒部93之间设有O形环88。

[0078] 自由活塞接触面与壳体接触面根据自由活塞87的移动而发生变化,该自由活塞接触面是在自由活塞87的小径圆筒面部113、曲面部114与O形环89接触的部分,该壳体接触面是在壳体85的大径圆筒面部103、曲面部102与O形环89接触的部分。即,自由活塞接触面与壳体接触面的通过O形环中心的最短距离发生变化,并且连接作为最短距离部分的线段的方向也发生变化。

[0079] 即,设定小径圆筒面部113和曲面部114以及大径圆筒面部103和曲面部102的形状,以使连接自由活塞87的自由活塞接触面与壳体85的壳体接触面的最短距离的线段的方向发生变化。具体地说,在自由活塞87相对于壳体85位于轴向的上室12侧(图2的上侧)时,自由活塞接触面与壳体接触面的最短距离为大径圆筒面部103与小径圆筒面部113的半径差值(由于O形环89的外径与内径的半径差值大于大径圆筒面部103与小径圆筒面部113的半径差值,所以O形环89被压瘪与该差值相应的量。即,在该部分,最短距离的线段的倾斜角为0)。另一方面,若自由活塞87相对于壳体85移动到轴向的下室13侧(图2的下侧),则与O形环89接触的接触部分变成曲面部114和曲面部102,O形环89被压到最瘪的位置,即,最短距离的线段的倾斜角变成倾斜。

[0080] 同样地,自由活塞接触面与壳体接触面根据自由活塞87的移动而发生变化,该自由活塞接触面是在自由活塞87的小径圆筒面部117、曲面部116与O形环88接触的部分,该壳体接触面是在壳体85的大径圆筒面部103、曲面部97与O形环88接触的部分。即,自由活塞接触面与壳体接触面的最短距离发生变化,并且连接作为最短距离部分的线段的方向也发生变化。即,设定小径圆筒面部117和曲面部116以及大径圆筒面部103和曲面部97的形状,以使连接自由活塞87的自由活塞接触面与壳体85的壳体接触面的最短距离的线段的方向发生变化。具体地说,在自由活塞87相对于壳体85位于轴向的下室13侧(图2的下侧)时,自由活塞接触面与壳体接触面的最短距离为大径圆筒面部103与小径圆筒面部117的半径差值(由于O形环88的外径与内径的半径差值大于大径圆筒面部103与小径圆筒面部117的半径差值,所以O形环88被压瘪与该差值相应的量。即,在该部分,最短距离的线段的倾斜角为0)。另一方面,若自由活塞87相对于壳体85移动到轴向的上室12侧(图2的上侧),则与O形环88接触的接触部分变成曲面部97和曲面部116,O形环88被压到最瘪的位置,即,最短距离的线段的倾斜角变成倾斜。

[0081] 例如,将O形环89插入壳体主体83内直到曲面部102的位置,使自由活塞87与上述

壳体主体83和O形环89的内侧嵌合,将O形环88插入壳体主体83与自由活塞87之间直到曲面部116的位置,并且使盖部件82与壳体主体83螺合,从而组装衰减力可变机构65。这样预先组装的衰减力可变机构65使内螺纹81与活塞杆主体16的安装轴部20的外螺纹19螺合而被安装。这时,壳体85的盖基板部92与阀限制部件77a抵接。衰减力可变机构65的外径即壳体85的外径被设定成比缸体10的内径小而不形成流路阻力的程度。

[0082] 活塞杆主体16、盖部件82的与活塞杆主体16螺合的盖内筒部91、以及活塞杆主体16的延长线上的盖前板部95构成活塞杆130,该活塞杆130的一端与活塞11连结且另一端延伸到缸体10的外部,而且在一端侧设有壳体85。盖内筒部91和盖前板部95构成活塞杆130和壳体85这两者。因此,形成在盖部件82的盖前板部95上的通路开口部94位于该活塞杆130的缸体内端侧的端面上。

[0083] 在活塞杆130的活塞杆主体16上,沿径向的通路孔140形成在主轴部21的自与挡圈23抵接的弹簧支承部25相隔规定距离的位置,并且沿着轴向形成有与该通路孔140连通且在安装轴部20侧的前端部开口的直径大于通路孔140的通路孔141。通路孔140、141、由活塞杆主体16、盖内筒部91和盖前板部95围成的室142以及通路开口部94构成设置于活塞杆130内的活塞杆通路146。活塞杆通路146使上室12与形成在壳体85内的压力室145连通。因此,位于活塞杆130的端面上的通路开口部94构成活塞杆通路146的压力室145侧的端部开口。压力室145由壳体85、O形环88、89以及自由活塞87形成。

[0084] 在第一实施方式中,位于自由活塞87中心的关闭部件107的中心轴与位于壳体85中心的通路开口部94的中心轴一致。当自由活塞87在壳体85内如图2所示位于中立位置时,关闭部件107在使头部125的一部分进入位于活塞杆130的端面的通路开口部94内的状态下离开通路开口部94。

[0085] 若自由活塞87在壳体85内滑动并从该中立位置向盖部件82侧移动,则自由活塞87的关闭部件107使头部125的锥面部128靠近通路开口部94的锥孔94B的内周面。由此,缩窄活塞杆通路146。另外,若自由活塞87从该状态向与盖部件82相反的一侧移动,则使头部125的锥面部128从通路开口部94的锥孔94B的内周面仅离开与自由活塞87的移动量相应的距离。若关闭部件107从通路开口部94离开规定距离以上,则使通路开口部94以小径孔94A的通路面积开口。由此,关闭部件107通过自由活塞87相对于壳体85的位置来调整通路开口部94的通路面积。

[0086] 即,关闭部件107和通路开口部94构成使活塞杆通路146的通路面积可变的可变节流孔148。图3表示该可变节流孔148的特性。图3的横轴是自由活塞87相对于壳体85的位置,图3的纵轴是通路面积(节流孔面积)。即,在自由活塞87相对于壳体85的可动范围A内的、自由活塞87从活塞杆130离开规定值以上且关闭部件107从通路开口部94离开规定值以上的一端区域a1~a2,可变节流孔148使活塞杆通路146的通路面积为最大的一定值。在包括自由活塞87的中立位置a3的第二侧区域a2~a4,自由活塞87靠近活塞杆130,活塞杆通路146的通路面积以随着关闭部件107靠近通路开口部94而成比例地减小的方式变化。

[0087] 图2所示的可变节流孔148在自由活塞87相对于壳体85的位移变大且从向缓冲器输入低频振动时的收缩行程向伸出行程的反转前后使通路面积可变。

[0088] 将以上内容换句话说,在自由活塞87上设有根据自由活塞87的移动来调整活塞杆通路146的通路开口部94的开口面积的关闭部件107。另外,关闭部件107从自由活塞87突出

并形成能够进入通路开口部94的形状。

[0089] 如上所述,在自由活塞87的外侧环状突起110的轴向中央位置形成有多个沿径向贯通外侧环状突起110的通路孔118。由此,压力室145经由通路孔118始终与由壳体85、O形环88、O形环89、自由活塞87围成的室150连通。即,通路孔118将油液从压力室145引导到位于第二侧的O形环88与第一侧的O形环89之间的室150中。另外,由于通路孔118形成在自由活塞87的外侧环状突起110的位置,所以在自由活塞87相对于壳体85的整个移动范围中都不与第二侧的O形环88和第一侧的O形环89中的任一个接触。

[0090] 由通路孔140、141、室142和通路开口部94形成的上述活塞杆通路146与上室12和下室13中的第二侧的上室12连通,并且通过使活塞11朝向上室12侧移动,使油液从缸体10内的上室12流到压力室145。可变节流孔148与压力室145串联设置。设在自由活塞87与壳体85之间且配置于自由活塞87的滑动方向两侧的O形环88、89相对于该自由活塞87的位移产生阻力。即,若自由活塞87相对于壳体85向第二侧的上室12侧移动,则O形环88产生弹力,若自由活塞87相对于壳体85向另一侧的下室13侧移动,则O形环89产生弹力。

[0091] 这里,在活塞杆130向伸出侧移动的伸出行程中,油液从上室12经由通路60a向下室13流动,但在活塞速度处于轻微低速区域的情况下,从上室12导入到通路60a内的油液基本上经由形成在阀座部71a与抵接于阀座部71a的圆盘75a之间的始终开口的固定节流孔78a流到下室13,此时,产生节流孔特性(衰减力大致与活塞速度的平方成比例)的衰减力。另外,若活塞速度升高并到达低速区域,则从上室12导入到通路60a内的油液基本上一边打开圆盘75a,一边通过圆盘75a与阀座部71a之间流向下室13。因而,产生阀特性(衰减力大致与活塞速度成比例)的衰减力。

[0092] 在活塞杆130向收缩侧移动的收缩行程中,油液从下室13经由通路60b向上室12流动,但在活塞速度处于轻微低速区域时,从下室13导入到通路60b内的油液基本上经由形成在阀座部71b与抵接于阀座部71b的圆盘75b之间的始终开口的固定节流孔78b流到上室12。此时,产生节流孔特性(衰减力大致与活塞速度的平方成比例)的衰减力。另外,若活塞速度升高并到达低速区域,则从下室13导入到通路60b内的油液基本上一边打开圆盘75b,一边通过圆盘75b与阀座部71b之间流向上室12。因此,产生阀特性(衰减力大致与活塞速度成比例)的衰减力。

[0093] 这里,在活塞速度慢时,即,在轻微低速区域(例如0.05m/s)的频率比较高的区域(例如7Hz以上)是例如由于路面的细小表面凹凸而引起的振动,在这样的状况下,优选降低衰减力。另外,即使同样在活塞速度慢时,与上述相反,频率比较低的区域(例如2Hz以下)是由所谓的车体摇晃而引起的摇动等振动,在这样的状况下,优选提高衰减力。

[0094] 对应于此,即使同样在活塞速度慢的情况下,上述衰减力可变机构65根据频率使衰减力可变。即,在活塞速度慢时,若活塞11的往返运动频率变高,则在其伸出行程中,上室12的压力变高,一边经由活塞杆130的由通路孔140、141、室142以及通路开口部94形成的活塞杆通路146使油液从上室12导入衰减力可变机构65的压力室145中,一边使自由活塞87克服位于轴向的下室13侧的O形环89的作用力相对于壳体85朝向轴向的下室13侧移动。由此,通过使自由活塞87朝向轴向的下室13侧移动,根据可变节流孔148的通路面积将油液从上室12导入压力室145中。其结果是,从上室12导入到通路60a中并通过衰减阀62a流到下室13中的油液的流量减少,从而衰减力下降。由此,自由活塞87利用活塞11的移动使压力室145

的容积可变。

[0095] 在接着的收缩行程中,由于下室13的压力变高,所以一边根据可变节流孔148的通路面积使油液经由活塞杆通路146从压力室145排出到上室12,一边使在此之前已移动到轴向下室13侧的自由活塞87克服位于轴向上室12侧的O形环88的作用力相对于壳体85朝向轴向上室12侧移动。由此,通过使自由活塞87朝向轴向上室12侧移动,而使下室13的容积扩大,从下室13导入到通路60b中并通过衰减阀62b流入到上室12中的油液的流量减少。由此,衰减力下降。

[0096] 在活塞11的频率高的区域中,自由活塞87的移动频率也随着变高。其结果是,每当处于上述伸出行程时,油液就从上室12流动到压力室145中,每当处于收缩行程时,自由活塞87移动,下室13的容积相应地扩大,如上所述,维持衰减力下降的状态。

[0097] 另一方面,在活塞速度慢时,若活塞11的频率变低,则自由活塞87的移动频率也随着变低。因此,在伸出行程的初期,虽然油液从上室12流到压力室145中,但其后自由活塞87压缩O形环89并相对于壳体85停止在轴向下室13侧,且油液不从上室12流到压力室145中。因此,处于使从上室12导入通路60a中并通过衰减阀62a流到下室13中的油液的流量不减少的状态,衰减力变高。

[0098] 即使在接着的收缩行程中,在初期,自由活塞87也相对于壳体85移动,下室13的容积相应地扩大。其后,自由活塞87压缩O形环88,相对于壳体85在轴向上室12侧停止,不影响下室13的容积。由此,处于使从下室13导入到通路60b中并通过衰减阀62b流到上室12中的油液的流量不减少的状态,衰减力变高。

[0099] 在本实施方式中,如上所述,使用由橡胶材料构成的O形环88、89作为向自由活塞87施加作用力以使其返回到中立位置的部件。在自由活塞87的中立位置,位于自由活塞87与壳体85之间的O形环88处于壳体主体83的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部117之间。O形环89位于壳体主体83的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部113之间。

[0100] 若自由活塞87在例如伸出行程中从该中立位置相对于壳体85朝向轴向下室13侧移动,则大径圆筒面部103与小径圆筒面部113使O形环89转动,从而使其在壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部113相互之间转动,即,内径侧与外径侧向相反方向移动。随后,壳体85的曲面部102的轴向上室12侧与自由活塞87的曲面部114的轴向下室13侧一边使O形环89转动,一边在自由活塞87的轴向和径向上压缩O形环89。接着,壳体85的曲面部102的轴向下室13侧与自由活塞87的曲面部114的轴向上室12侧在自由活塞87的轴向和径向上压缩O形环89。若自由活塞87在伸出行程中从该中立位置相对于壳体85朝向轴向下室13侧移动,则壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部117使O形环88在大径圆筒面部103与小径圆筒面部117之间转动,使O形环88相对于壳体85向轴向下室13侧移动。

[0101] 此时,在壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部113之间使O形环89转动的区域以及在壳体85的曲面部102与自由活塞87的曲面部114之间使O形环89转动的区域是指,自由活塞87的移动区域中在离开下游侧端部的位置使O形环89转动的转动区域,并且是在离开下游侧端部的位置使O形环89在与壳体85和自由活塞87这两者接触的状态下沿自由活塞87的移动方向移动的移动区域。该移动是指O形环89的至少自由活塞移动

方向的下游端位置(在图2中的下端位置)的移动。

[0102] 另外,在壳体85的曲面部102与自由活塞87的曲面部114之间压缩0形环89的区域是指,自由活塞87的移动区域中在下游侧端部侧使0形环89在自由活塞87的移动方向上弹性变形的移动方向变形区域。该移动方向变形区域的弹性变形是指,0形环89的自由活塞移动方向上游端位置(图2的上端位置)移动而下游端位置不移动的变形。这里,转动区域和移动区域与移动方向变形区域的一部分重叠。

[0103] 在接着的收缩行程中,若自由活塞87相对于壳体85向轴向上室12侧移动,则壳体85的曲面部102的轴向下室13侧与自由活塞87的曲面部114的轴向上室12侧解除0形环89的压缩。接着,壳体85的曲面部102的轴向上室12侧与自由活塞87的曲面部114的轴向下室13侧一边使0形环89转动,一边进一步解除压缩。接着,壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部113一边使0形环89在大径圆筒面部103与小径圆筒面部113之间转动,一边使0形环89相对于壳体85向轴向上室12侧移动。此时,对于0形环88而言,壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部117也使0形环88在大径圆筒面部103与小径圆筒面部117之间转动,并使0形环88相对于壳体85向轴向上室12侧移动。其后,壳体85的曲面部97的轴向下室13侧与自由活塞87的曲面部116的轴向上室12侧一边使0形环88转动,一边在自由活塞87的轴向和径向上压缩0形环88。接着,壳体85的曲面部97的轴向上室12侧与自由活塞87的曲面部116的轴向下室13侧在自由活塞87的轴向和径向上压缩0形环88。

[0104] 此时,在壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部117之间使0形环88转动的区域以及在壳体85的曲面部97与自由活塞87的曲面部116之间使0形环88转动的区域是指,自由活塞87的移动区域中在离开上游侧端部的位置使0形环88转动的转动区域,是指在离开下游侧端部的位置使0形环88在与壳体85和自由活塞87这两者接触的状态下沿自由活塞87的移动方向移动的移动区域。该移动是指0形环88的至少自由活塞移动方向的上游端位置(图2的上端位置)的移动。

[0105] 另外,在壳体85的曲面部97与自由活塞87的曲面部116之间压缩0形环88的区域是指,自由活塞87的移动区域中在下游侧端部侧使0形环88在自由活塞87的移动方向上弹性变形的移动方向变形区域。该移动方向变形区域的弹性变形是指,0形环88的自由活塞移动方向下游端位置(图2的下端位置)移动,而上游端位置不移动的变形。这里,转动区域和移动区域与移动方向变形区域的一部分重叠。

[0106] 在上述接着的伸出行程中,壳体85的曲面部97的上室12侧与自由活塞87的曲面部116的下室13侧解除0形环88的压缩,接着,壳体85的曲面部97的下室13侧与自由活塞87的曲面部116的上室12侧一边使0形环88转动,一边进一步解除压缩,接着,壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部117使0形环88在大径圆筒面部103与小径圆筒面部117之间转动,并使0形环88相对于壳体85向轴向下室13侧移动。此时,对于0形环89而言,壳体85的大径圆筒面部103与自由活塞87的小径圆筒面部113使0形环89在大径圆筒面部103与小径圆筒面部113之间转动,使0形环89相对于壳体85向轴向下室13侧移动。若自由活塞87通过中立位置,则使0形环88、89与上述相同地动作。

[0107] 通过如上所述地动作,0形环88、89在移动方向变形区域中沿移动方向被压瘪。

[0108] 这里,由橡胶材料制成的0形环88、89相对于自由活塞87位移的负荷特性为非线性

特性。即,在自由活塞87的中立位置的前后规定范围内为接近线性的特性,若超过该范围,则负荷的增加率将相对于位移平滑地增大。如上所述,在活塞11的工作频率高的区域中,由于活塞11的振幅也小,所以自由活塞87的位移也变小,在中立位置前后的线性特性范围内动作。由此,自由活塞87变得容易移动,并随着活塞11的振动而振动,有助于减少衰减阀62a、62b所产生的衰减力。

[0109] 另一方面,在活塞11的工作频率低的区域中,由于活塞11的振幅变大,所以自由活塞87的位移也变大,在非线性特性范围内动作。由此,自由活塞87变得难以慢慢地且平滑地移动,且变得难以减少衰减阀62a、62b所产生的衰减力。

[0110] 在第一实施方式中,如上所述,在衰减力可变机构65设有可变节流孔148,该可变节流孔148在自由活塞87相对于壳体85的位移变大并且向缓冲器输入低频振动时从收缩行程朝向伸出行程进行反转前后使通路面积可变。因此,如图4和图5中的实线所示,与用虚线表示的未设置可变节流孔148的情况相比,在图4所示的从收缩行程向伸出行程反转的初期,能够维持衰减力高的状态。能够提高图5所示的活塞速度低的区域的衰减力。

[0111] 即,在自由活塞87向活塞杆130侧移动的收缩行程的终期,可变节流孔148使关闭部件107的锥面部128靠近通路开口部94的锥孔94B的内周面并缩窄活塞杆通路146。因此,在接着的伸出行程的初期,关闭部件107处于缩窄活塞杆通路146的状态。之后,随着伸出行程的进行,关闭部件107从锥孔94B的内周面离开,渐渐地打开活塞杆通路146直到最大通路面积。其结果是,在伸出行程的初期,由于如上所述地缩窄活塞杆通路146,所以油液从上室12向压力室145的流动被抑制,自由活塞87相对于壳体85的移动产生延迟。

[0112] 因此,在行程反转后的伸出行程的初期,相对地增加从上室12导入到通路60a并通过衰减阀62a流到下室13中的油液的流量。因此,表示缓冲器冲程与衰减力的关系的利萨如波形(リサージュ波形)如图4中实线所示,与图4中虚线所示的未设置可变节流孔148的情况相比,衰减力上升。若伸出行程进一步进行,则可变节流孔148使活塞杆通路146为最大通路面积,而衰减力可变机构65与未设置可变节流孔148的状态相同地工作。

[0113] 如图6所示,以上结构的第一实施方式的液压回路图在上室12与下室13之间并联地设有伸出侧的衰减阀62a、收缩侧的衰减阀62b以及衰减力可变机构65。在衰减力可变机构65的上室12侧设有利用衰减力可变机构65的自由活塞87控制的可变节流孔148。

[0114] 在上述日本实开平7-19642号公报中,形成有利用活塞的移动使工作流体从缸体内的第一侧室通过活塞杆内流出的通路,设有使该通路形成在上游侧和下游侧的自由活塞,以使衰减力可变。

[0115] 与此相对,根据以上所述的第一实施方式,形成用于连通由衰减力可变机构65的壳体85内的自由活塞87形成的压力室145与缸体11内的上室12的活塞杆通路146,并利用自由活塞87使压力室145的容积可变,从而使衰减力可变。在此基础上,在自由活塞87设有根据自由活塞87的移动来调整活塞杆通路146的通路开口部94的开口面积的关闭部件107。因此,能够更加细致地控制衰减力特性。即,在利用衰减力可变机构65进行的控制的基础上,在从收缩行程向伸出行程进行的行程反转时利用关闭部件107缩窄活塞杆通路146的通路开口部94的开口面积,从而能够使行程反转后自由活塞87相对于壳体85的位移延迟。因此,能够提高向伸出行程进行的反转初期的衰减力。因此,能够防止在未设置关闭部件107的情况下产生的、由行程反转初期的衰减力的上升变差而导致的操作响应性变差,并能够

提高从收缩行程向伸出行程进行的行程反转时的响应性。而且,能够实现操纵响应性的提高和操纵稳定性的提高。

[0116] 另外,活塞杆通路146的通路开口部94在活塞杆130的端面开口,因为关闭部件107是从自由活塞87突出并能够进入通路开口部94中的形状,所以能够以简单且紧凑的构造调整活塞杆通路146的通路面积。

[0117] 另外,因为具有作为相对于自由活塞87的位移产生阻力的阻力元件的O形环88、89,所以能够在感应活塞11的工作频率并使衰减力变化的情况下平滑地使衰减力变化。

[0118] 另外,自由活塞接触面与壳体接触面的通过O形环中心的最短距离根据自由活塞87的移动而发生变化,连结作为最短距离的部分的线段的方向发生变化,该自由活塞接触面是在自由活塞87的小径圆筒面部113和曲面部114与O形环89接触的部分,该壳体接触面是在壳体85的大径圆筒面部103和曲面部102与O形环89接触的部分。自由活塞接触面与壳体接触面的最短距离根据自由活塞87的移动而发生变化,连结作为最短距离的部分的线段的方向发生变化,该自由活塞接触面是在自由活塞87的小径圆筒面部117和曲面部116与O形环88接触的部分,该壳体接触面在壳体85的大径圆筒面部103和曲面部97与O形环88接触的部分。由此,在感应频率而使衰减力变化的情况下,能够使衰减力平滑地变化。

[0119] 由于具有在自由活塞87向第二方向移动时压缩变形的O形环88以及在自由活塞87向第一方向移动时压缩变形的O形环89,所以能够在伸出行程和收缩行程这两者使衰减力平滑地变化。由此,因为衰减力在频率发生变化、活塞速度发生变化等时也平滑地变化,所以不会存在由于衰减力变化而引起的乘坐舒适性方面的不舒服的感觉。而且,对于姿势变化而言,衰减力也慢慢地变大,能够抑制姿势变化而不使司机感到不舒服,与日本实开平7-19642号公报记载的内容相比,能够提供乘坐舒适性以及操纵稳定性都达到更高水平的车辆。

[0120] 在第一实施方式中,也可以使可变节流孔148的通路开口部形成为沿径向贯通壳体85的盖内筒部91,使关闭部件形成为从自由活塞87的活塞闭板部109上升而开闭通路开口部的圆筒状。

[0121] (第二实施方式)

[0122] 接着,主要基于图7和图8,针对第二实施方式与第一实施方式的不同部分进行说明。另外,对于与第一实施方式共同的部位,用相同的名称和相同的附图标记表示。

[0123] 如图7所示,在第二实施方式中,使用相对于第一实施方式进行了局部变更的可变节流孔148。

[0124] 第二实施方式的可变节流孔148的通路开口部94由与第一实施方式相同的锥孔94B、位于锥孔94B的盖基板部92侧且直径一定的小径孔94C、位于小径孔94C的盖基板部92侧且越靠近盖基板部92侧直径越大的锥形的锥孔94D形成。

[0125] 另外,关闭部件主体121的头部125具有小径圆筒面部161、锥面部162、面部163。除了与第一实施方式相同的圆筒面部127和锥面部128以外,小径圆筒面部161与锥面部128的与圆筒面部127相反的一侧连续,并且具有小于圆筒面部127的一定的直径。锥面部162与小径圆筒面部161的与锥面部128相反的一侧连续,并且呈越远离小径圆筒面部161直径越大的锥形。面部163与锥面部162的与小径圆筒面部161相反的一侧连续,并且具有比小径圆筒面部161大且比圆筒面部127小的一定的直径。

[0126] 在上述结构的第二实施方式中,当自由活塞87在壳体85内如图7所示位于中立位置时,使关闭部件107进入活塞杆130的通路开口部94内。具体地说,使小径孔94C与小径圆筒面部161这两者的轴向位置匹配,并使锥面部128和锥面部162分别与锥孔94B的内周面和锥孔94D的内周面相对。若自由活塞87在壳体85内从该中立位置向盖部件82侧移动,则关闭部件107使锥面部162离开通路开口部94的锥孔94D的内周面,并且使锥面部128靠近锥孔94B的内周面。由此,缩窄活塞杆通路146。另外,若自由活塞87从中立位置向与盖部件82相反的一侧移动,则关闭部件107使锥面部128离开通路开口部94的锥孔94B的内周面,并且使锥面部162靠近锥孔94D的内周面。由此,缩窄活塞杆通路146。

[0127] 图8表示第二实施方式的可变节流孔148的特性。图8的横轴是自由活塞87相对于壳体85的位置,图8的纵轴是通路面积(节流孔面积)。

[0128] 即,在自由活塞87相对于壳体85的可动范围A内的包含自由活塞87的中立位置a3的中间区域a12~a13中,第二实施方式的可变节流孔148使活塞杆通路146的通路面积为最大的一定值,在自由活塞87从活塞杆130离开规定值以上的一端区域a1~a12中,活塞杆通路146的通路面积以随着自由活塞87远离活塞杆130而成比例地变小的方式变化。另外,在自由活塞87向活塞杆130靠近规定值以上的另一端区域a13~a4中,活塞杆通路146的通路面积以随着自由活塞87靠近活塞杆130而成比例地变小的方式变化。

[0129] 因此,在自由活塞87相对于壳体85的位移变大、向缓冲器输入低频振动时从收缩行程向伸出行程进行反转前后以及从伸出行程向收缩行程进行反转前后,第二实施方式的可变节流孔148使通路面积可变。

[0130] 即,与第一实施方式相同,在自由活塞87向活塞杆130侧移动的收缩行程的终期,第二实施方式的可变节流孔148使关闭部件107的锥面部128靠近通路开口部94的锥孔94B的内周面并缩窄活塞杆通路146。因此,在接着的伸出行程的初期,关闭部件107处于缩窄活塞杆通路146的状态。其结果是,自由活塞87相对于壳体85的移动变慢。

[0131] 因此,在行程反转后的伸出行程的初期,抑制流过活塞杆通路146的油液的流量,相对地,增加从上室12导入到通路60a并通过衰减阀62a流到下室13中的油液的流量。因此,与未设置可变节流孔148的情况相比,衰减力上升。

[0132] 另外,在自由活塞87向与活塞杆130相反一侧移动的伸出行程的终期,第二实施方式的可变节流孔148使关闭部件107的锥面部162靠近通路开口部94的锥孔94D的内周面并缩窄活塞杆通路146。因此,在接着的收缩行程的初期,关闭部件107成为缩窄活塞杆通路146的状态。其结果是,自由活塞87相对于壳体85的移动变慢。

[0133] 因此,在行程反转后的收缩行程的初期,抑制流过活塞杆通路146的油液的流量,相对地,增加从下室13导入到通路60b并通过衰减阀62b流到上室12中的油液的流量。因此,与未设置可变节流孔148的情况相比,衰减力上升。

[0134] 根据上述第二实施方式,除了从收缩行程向伸出行程进行的行程反转时以外,在从伸出行程向收缩行程进行的行程反转时,也利用关闭部件107缩窄活塞杆通路146的通路开口部94的开口面积,从而能够使行程反转后的自由活塞87相对于壳体85的位移变慢。其结果是,也能够提高向收缩行程进行的反转初期的衰减力。由此,能够提高从收缩行程向伸出行程进行的行程反转时以及从伸出行程向收缩行程进行的行程反转时的响应性,能够实现操纵响应性的提高和操纵稳定性的提高。

[0135] (第三实施方式)

[0136] 接着,主要基于图9~图11,针对第三实施方式与第二实施方式的不同部分进行说明。对于与第二实施方式共同的部位,用相同的名称和相同的附图标记表示。

[0137] 如图9所示,在第三实施方式中,使用相对于第二实施方式进行了局部变更的可变节流孔148。第三实施方式的可变节流孔148的通路开口部94由与第二实施方式相同的锥孔94B、小径孔94C、锥孔94D形成。

[0138] 另外,关闭部件主体121具有:与螺母部件122一起夹持垫圈123和活塞闭板部109的凸缘部170、位于凸缘部170的与螺纹轴部126相反的一侧的轴部171。轴部171具有从中间位置向径向外侧突出的圆环状的大径部172。即,轴部171从凸缘部170侧依次具有:直径小于凸缘部170的直径一定的圆筒面部173、越远离圆筒面部173直径越大的锥形的锥面部174、直径大于圆筒面部173的直径一定的大径圆筒面部175、越远离大径圆筒面部175直径越小的锥形的锥面部176、直径与圆筒面部173相同的直径一定的圆筒面部177。

[0139] 在上述结构的第三实施方式中,当自由活塞87在壳体85内如图9所示位于中立位置时,使关闭部件107进入活塞杆130的通路开口部94内。具体地说,使大径部172与小径孔94C这两者的轴向位置匹配。因此,使活塞杆通路146的通路面积最小。若自由活塞87在壳体85内从该中立位置向活塞杆130侧移动,则关闭部件107使大径部172从通路开口部94的小径孔94C向锥孔94D侧离开。由此,扩大活塞杆通路146。另外,若自由活塞87从中立位置向与活塞杆130相反的一侧移动,则关闭部件107使大径部172从通路开口部94的小径孔94C向锥孔94B侧离开。由此,扩大活塞杆通路146。

[0140] 图10表示第三实施方式的可变节流孔148的特性。图10的横轴是自由活塞87相对于壳体85的位置,图10的纵轴是通路面积(节流孔面积)。即,在自由活塞87相对于壳体85的可动范围A内的包含自由活塞87的中立位置a3的中间区域a22~a23中,第三实施方式的可变节流孔148使活塞杆通路146的通路面积为最小的一定值,在自由活塞87从活塞杆130离开规定值以上的一端区域a1~a21和另一端区域a24~a4中,第三实施方式的可变节流孔148使活塞杆通路146的通路面积为最大的固定值。另外,在一端区域a1~a21与中间区域a22~a23之间的第一侧区域a21~a22中,活塞杆通路146的通路面积以随着自由活塞87远离活塞杆130而成比例地变大的方式变化。另外,在另一端区域a24~a4与中间区域a22~a23之间的第二侧区域a23~a24中,活塞杆通路146的通路面积以随着自由活塞87靠近活塞杆130而成比例地变大的方式变化。

[0141] 这样的第三实施方式的可变节流孔148在从伸出行程向收缩行程的行程反转时和从收缩行程向伸出行程的行程反转时,当自由活塞87通过中立位置时,缩窄活塞杆通路146的通路面积,使自由活塞87的移动速度变慢。因此,其结果是,与第二实施方式相同,能够提高伸出侧和收缩侧的初期衰减力。由此,能够提高从收缩行程向伸出行程进行的行程反转时以及从伸出行程向收缩行程进行的行程反转时的响应性,并且能够实现操纵响应性的提高和操纵稳定性的提高。

[0142] 在此基础上,由于中立位置的活塞杆通路146的通路面积小,所以在自由活塞87的位移小且始终停留在中立位置附近的高频区域中,与活塞杆通路146的通路面积小的情况相同,能够提高衰减力。即,如图11所示,在活塞11的速度一定的状态下,使频率低的区域0~f1(例如2Hz以下)的衰减力为高的一定值,使频率高于该区域的区域f1~f2的衰减力随

着频率变高而成比例地变小。使频率高于该区域的区域 $f_2 \sim f_3$ (例如 $5 \sim 10\text{Hz}$)的衰减力为最低的一定值,使频率高于该区域的区域 $f_3 \sim f_4$ 的衰减力随着频率变高而成比例地变大。使衰减力可变,以使得频率高于该区域的区域 $f_4 \sim f_5$ (例如 $13 \sim 15\text{Hz}$)的衰减力为比区域 $0 \sim f_1$ 低且比区域 $f_2 \sim f_3$ 高的一定值。区域 $f_4 \sim f_5$ 的虚线部分表示没有可变节流孔148的情况下的衰减力。

[0143] 根据上述第三实施方式,在低频带中,能够提高衰减力,抑制产生轻飘感并提高操纵稳定性,在中间频带中,能够降低衰减力,抑制产生跳动感,在簧下共振(バネ下共振)附近的高频带中,能够产生适度的衰减力并提高簧下减震性。因此,能够同时实现更好的乘坐舒适性的改善和操纵稳定性的提高。

[0144] (第四实施方式)

[0145] 接着,主要基于图12,针对第四实施方式与第一实施方式不同的部分进行说明。另外,对于与第一实施方式共同的部位,用相同的名称和相同的附图标记表示。

[0146] 在第四实施方式中,使用与第一实施方式不同的衰减力可变机构180。与第一实施方式的衰减力可变机构65相同,衰减力可变机构180为利用频率(振动状态)使衰减力可变而不受外部控制的频率感应部。

[0147] 衰减力可变机构180具有:盖部件182、壳体184、自由活塞185、金属制螺旋弹簧186、金属制螺旋弹簧187、密封环188。在盖部件182上形成有与活塞杆主体16的外螺纹19螺合的内螺纹181。壳体184具有安装于该盖部件182以封闭其一端开口侧的大致圆筒状的壳体主体183。自由活塞185能够滑动地嵌合插入该壳体184内。螺旋弹簧186是安装在自由活塞185与壳体184的盖部件182之间且在自由活塞185相对于壳体184向轴向的盖部件182侧移动时压缩变形的收缩侧弹性体。螺旋弹簧187是安装在自由活塞185与壳体184的壳体主体183之间且在自由活塞185相对于壳体184向与上述相反的一侧移动时压缩变形的伸出侧弹性体。密封环188保持在自由活塞185且密封自由活塞185与壳体184之间的间隙。

[0148] 螺旋弹簧186是在自由活塞185向第二方向移动时压缩变形且相对于自由活塞185的位移产生阻力的阻力元件,螺旋弹簧187是在自由活塞185向第一方向移动时压缩变形且相对于自由活塞185的位移产生阻力的阻力元件。

[0149] 盖部件182主要通过切削加工而形成。盖部件182具有:形成有内螺纹181的大致圆筒状的盖圆筒状部191、从该盖圆筒状部191的轴向一端部延伸到径向外侧的圆板状的盖凸缘部192、从盖圆筒状部191的轴向的另一端部延伸到径向内侧的板状的盖前板部193。在盖前板部193的中央形成有通路开口部(压力室开口)194。通路开口部194具有:位于与盖凸缘部192相反的一侧且越靠近盖凸缘部192侧直径越小的锥孔194A、与锥孔194A的盖凸缘部192侧连续的直径一定的小径孔194B、与小径孔194B的盖凸缘部192侧连续且越靠近盖凸缘部192侧直径越大的锥孔194C。

[0150] 盖部件182在内螺纹181与活塞杆主体16的外螺纹19螺合,在盖凸缘部192与阀限制部件77a抵接。与第一实施方式相同,活塞杆130由盖圆筒状部191、盖前板部193、活塞杆主体16构成,通路开口部194位于该活塞杆130的缸体内端侧的端面。由活塞杆主体16、盖内筒部191和盖前板部193围成的室195以及通路开口部194构成与设在活塞杆130上的上室12连通的活塞杆通路146的一部分。

[0151] 由于壳体主体183主要通过切削加工而形成,所以壳体主体183呈在圆筒状部196

的轴向第一侧形成有内凸缘部197的形状。盖部件182的盖凸缘部192嵌合在该壳体主体183的与内凸缘部197相反的一侧。在该状态下,通过铆接壳体主体183,使壳体主体183与盖部件182形成一体而构成壳体184。

[0152] 自由活塞185主要通过切削加工而形成。自由活塞185具有大致圆筒状的活塞筒部201、封闭该活塞筒部201的轴向第一侧的活塞闭板部202。在活塞筒部201上,保持密封环188的密封槽203形成在轴向的与活塞闭板部202相反的一侧的外周面上。在活塞闭板部202上,安装孔204沿轴向贯通地形成在径向中央。

[0153] 在自由活塞185的安装孔204安装有关闭部件206。关闭部件206具有:在嵌合于安装孔204的状态下被铆接的铆接轴部207、与活塞闭板部202抵接的凸缘部208、位于凸缘部208的与铆接轴部207相反的一侧的轴部209。轴部209具有:直径一定的圆筒面部210、处于圆筒面部210的与凸缘部208相反的一侧并与圆筒面部210连续且沿轴向越远离圆筒面部210直径越小的锥形的锥面部211。

[0154] 自由活塞185在配置于壳体184内的状态下,能够滑动地嵌合插入壳体主体183的圆筒状部196内。在自由活塞185的活塞筒部201的内侧,螺旋弹簧186配置在活塞闭板部202与盖凸缘部192之间,螺旋弹簧187配置在活塞闭板部202与内凸缘部197之间。如图12所示,自由活塞185利用螺旋弹簧186、187的作用力位于壳体184内的规定的中立位置,这时,关闭部件206的轴部209进入通路开口部194内。

[0155] 由自由活塞185、壳体主体183的圆筒状部196、盖部件182、密封环188围成且与活塞杆通路146连通的部分是能够连通到上室12的压力室215。

[0156] 在第四实施方式的衰减力可变机构180中,例如在伸出行程中,一边拉伸轴向的上室12侧的螺旋弹簧186并压缩轴向的下室13侧的螺旋弹簧187,一边使自由活塞185相对于壳体184向轴向的下室13侧移动并经由活塞杆通路146将上室12侧的油液导入到压力室215中。

[0157] 另外,在收缩行程中,一边拉伸轴向的下室13侧的螺旋弹簧187并压缩轴向的上室12侧的螺旋弹簧186,一边使自由活塞185相对于壳体184向轴向的上室12侧移动,经由活塞杆通路146将压力室215的油液从压力室215排出到上室12侧。

[0158] 若自由活塞185在壳体184内滑动并从中立位置向盖部件182侧移动,则自由活塞185的关闭部件206使轴部209的圆筒面部210位于通路开口部194的小径孔194B内。由此,缩窄活塞杆通路146。另外,若自由活塞185从该状态向与盖部件182相反的一侧移动,则将轴部209从通路开口部194的小径孔194B拔出,使轴部209的锥面部211从通路开口部194的锥孔194A的内周面离开与自由活塞185的移动相应的距离。若关闭部件206从通路开口部194离开规定距离以上,则使通路开口部194以小径孔194B的通路面积开口。由此,关闭部件206也利用自由活塞185相对于壳体184的位置来调整通路开口部194的通路面积。

[0159] 即,关闭部件206和通路开口部194也构成使活塞杆通路146的通路面积可变的可变节流孔216。与第一实施方式相同,在自由活塞185相对于壳体184的位移变大并向缓冲器输入低频振动时从收缩行程朝向伸出行程的反转前后,该可变节流孔216也使通路面积可变。

[0160] 根据上述第四实施方式,由于利用螺旋弹簧186、187产生相对于自由活塞185位移的阻力,所以能够提高耐久性。

[0161] 根据上述实施方式,缓冲器具有:封入有工作流体的缸体;能够滑动地嵌合安装在所述缸体内并将所述缸体内划分为活塞杆侧室和底侧室的活塞;一端与所述活塞连接且另一端延伸到所述缸体的外部的活塞杆;设在所述活塞杆的一端侧的壳体;滑动自如地插入到所述壳体内的自由活塞;连通所述壳体内的利用所述自由活塞划分的压力室与所述活塞杆侧室的活塞杆通路;设在连通所述活塞杆侧室与底侧室的通路上的衰减阀,在所述自由活塞上设有根据所述自由活塞的移动来调整所述活塞杆通路的压力室开口的开口面积的关闭部件。因此,能够更加细致地控制衰减力特性。

[0162] 另外,所述活塞杆通路的所述压力室开口开设在所述活塞杆的端面上,所述关闭部件从所述自由活塞突出,并呈能够进入所述压力室开口的形状。因此,能够以简单且紧凑的结构来调整活塞杆通路的通路面积。

[0163] 另外,具有相对于所述自由活塞的位移产生阻力的阻力元件。因此,能够在感应活塞的工作频率并使衰减力变化的情况下使衰减力平滑地变化。

[0164] 另外,由于所述阻力元件是弹簧,所以能够提高耐久性。

[0165] 另外,所述阻力元件具有设在所述自由活塞与所述壳体之间的一个或多个弹性体,所述自由活塞与所述弹性体接触的自由活塞接触面或所述壳体与所述弹性体接触的所述壳体接触面中的至少一个接触面具有相对于所述自由活塞的移动方向倾斜的面,所述自由活塞接触面与所述壳体接触面的最短距离根据所述自由活塞的移动而发生变化。因此,在感应频率并使衰减力变化的情况下使衰减力平滑地变化。

[0166] 另外,所述弹性体具有在所述自由活塞向第一方向移动时压缩变形的第一弹性体以及在所述自由活塞向第二方向移动时压缩变形的第二弹性体。由此,能够在伸出行程和收缩行程这两者中使衰减力平滑地变化。

[0167] 上述各实施方式表示了单管式液压缓冲器使用本发明的例子,但本发明并不局限于此,也可以用于在缸体的外周设有外筒并在外筒与缸体之间设置贮存器的多筒式液压缓冲器,能够用于所有的缓冲器。另外,在多筒式液压缓冲器的情况下,在缸体的底部设有连通下室与贮存器的底阀,通过在该底阀上设置上述壳体,能够将本发明应用于底阀。另外,在缸体外部设置连通缸体内部的油通路,并在该油通路上设置衰减力产生机构的情况下,将上述壳体设置在缸体外部。

[0168] 此外,在上述实施方式中,以液压缓冲器为例进行了说明,但是也可以使用水或空气作为流体。

[0169] 另外,在上述各实施方式中,以使作为阻力元件即弹性体的O形环为两个为例进行说明,但是在相同的技术构思下,可以根据需要设置一个或三个以上。

[0170] 另外,在上述各实施方式中,以橡胶(树脂)制的环作为阻力元件即弹性体为例进行了说明,但是也可以沿周向间隔地设置多个橡胶制的球,另外,如果能够用于本发明的弹性体并不只是在一个轴向上具有弹性的弹性体,而是在多个轴向上具有弹性的弹性体,则也可以不是橡胶制的。例如,如果是金属制的弹簧,则能够提高耐久性。

[0171] 以上描述了本发明的优选实施例,但本发明并不局限于实施例。在不脱离本发明主旨和范围的情况下,可以进行附加、省略、替代以及其他变更。本发明不受上述说明书限制,而受所附权利要求书限制。

[0172] 本发明要求享有2011年8月31日提交的日本专利申请No.2011-189781的优先权,

在此引入该申请的内容以供参考。

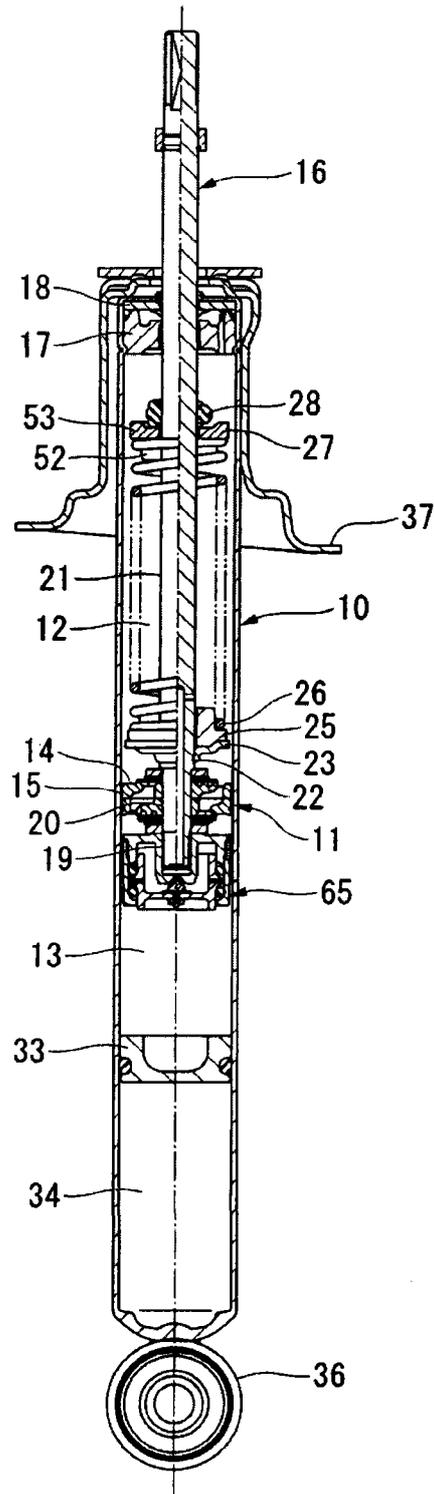


图1

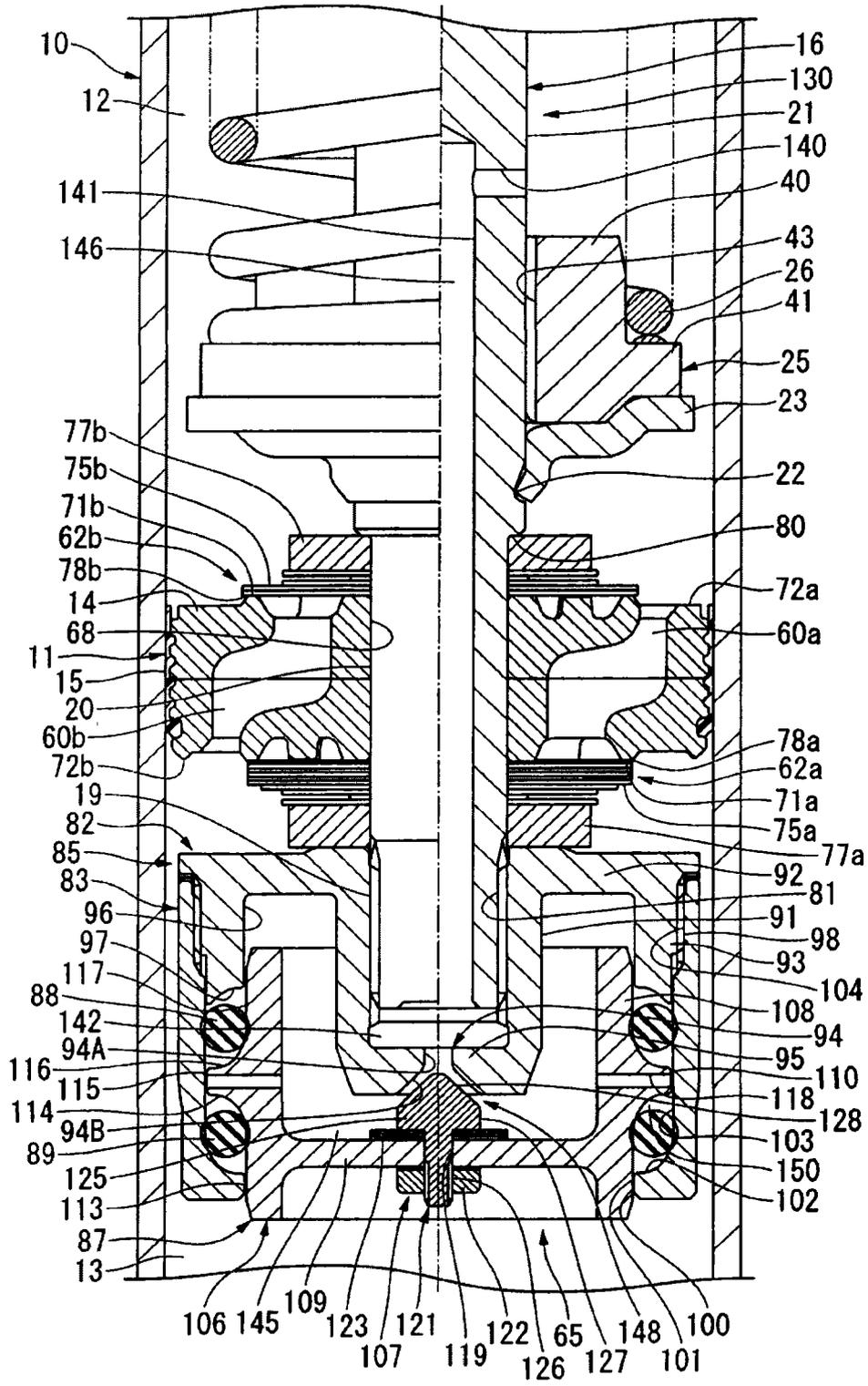


图2

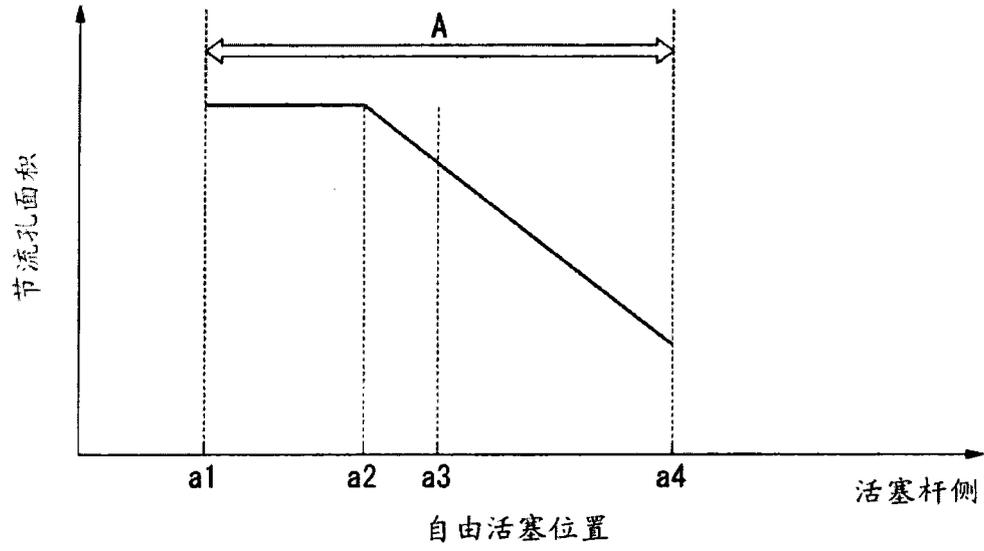


图3

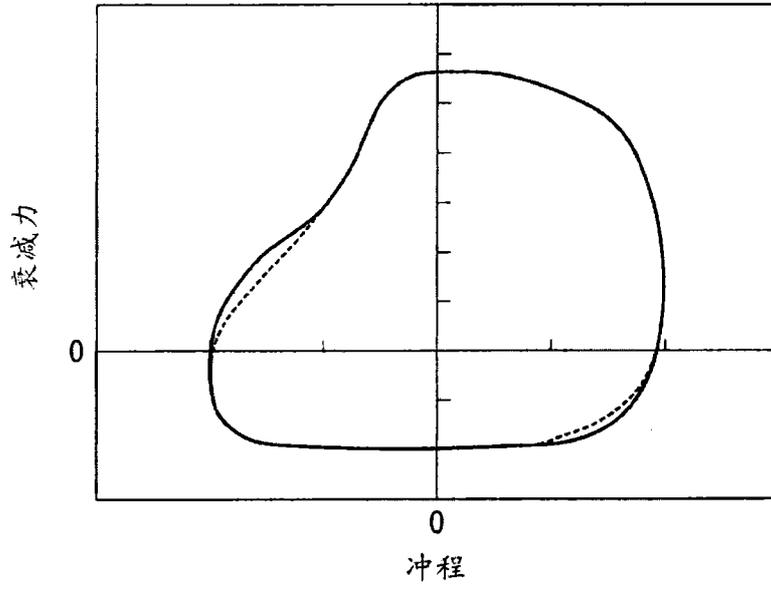


图4

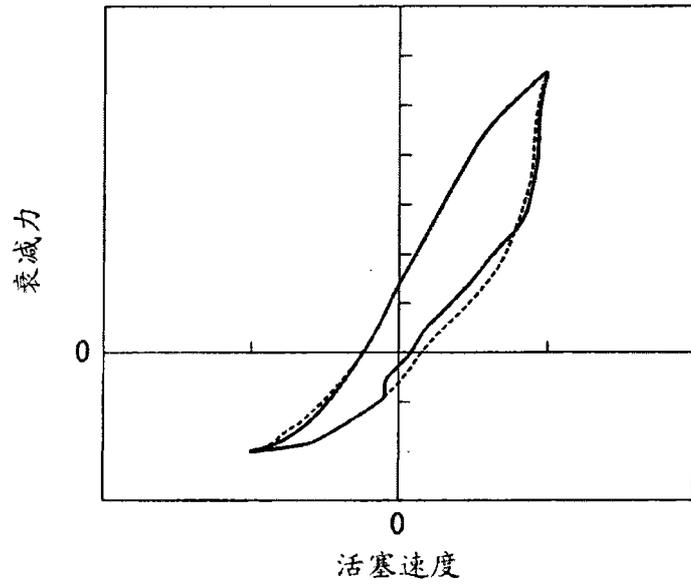


图5

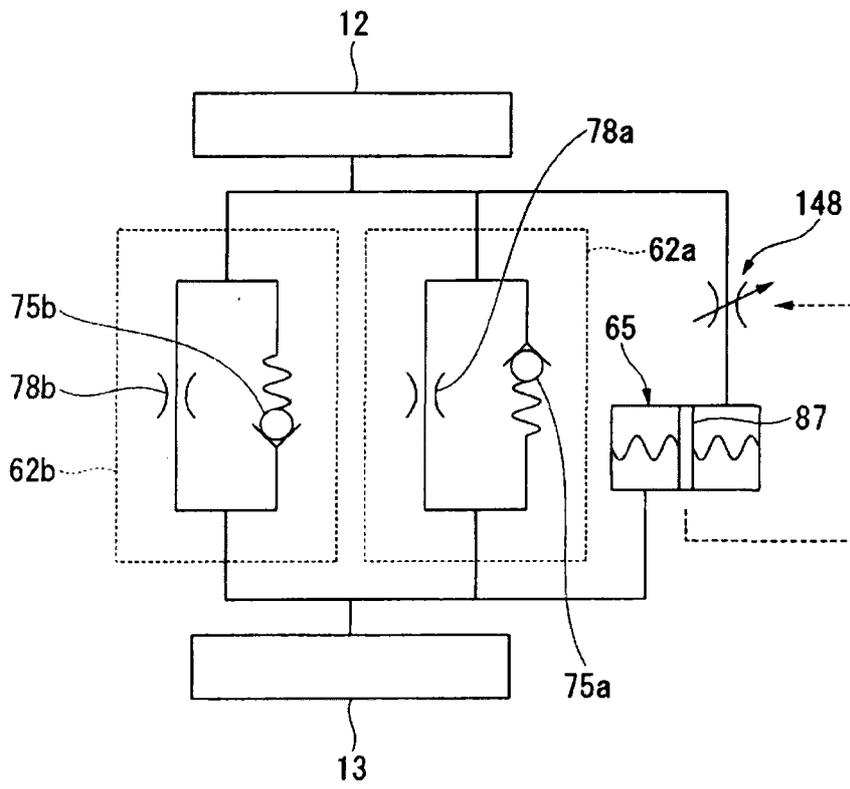


图6

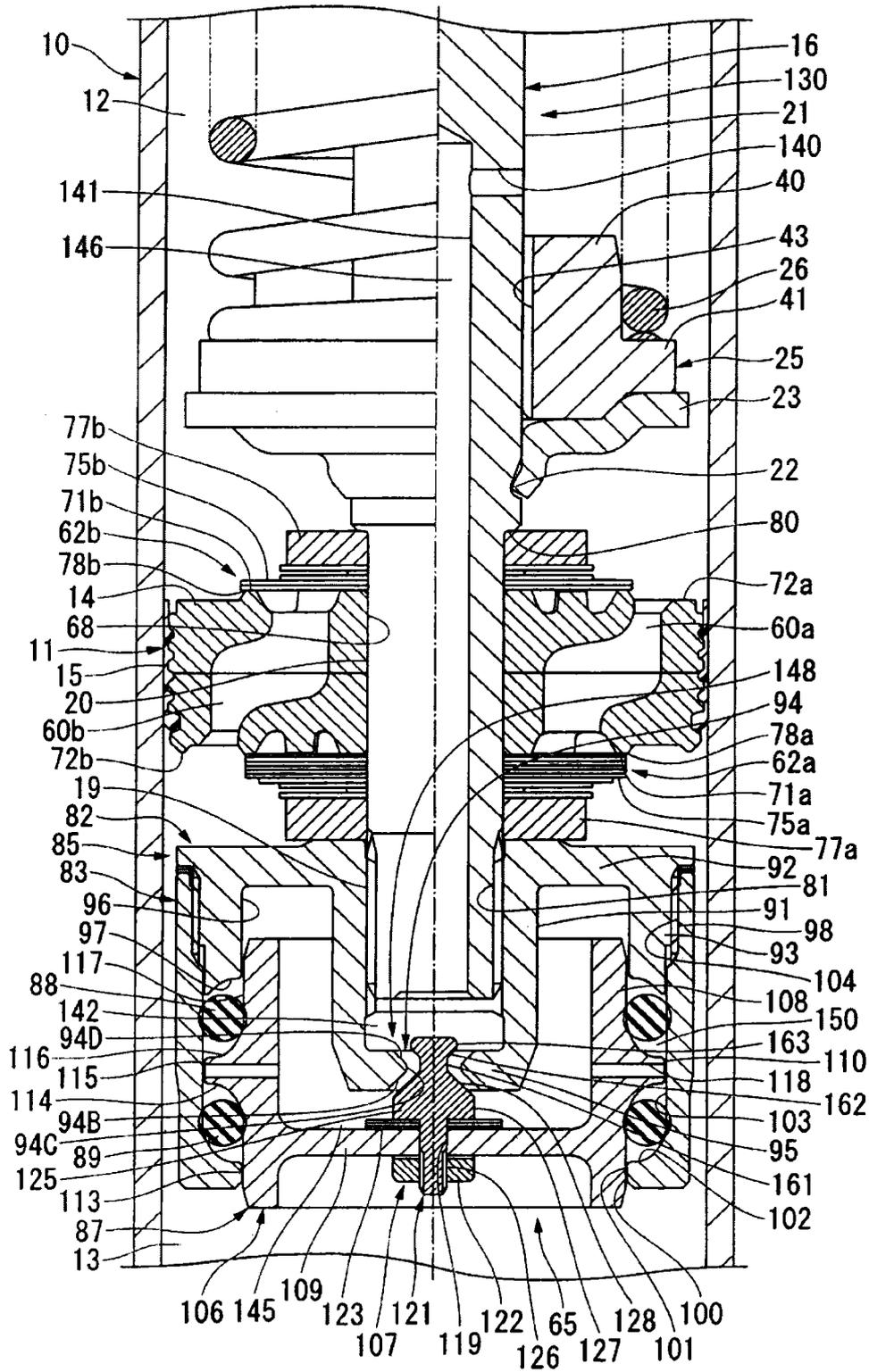


图7

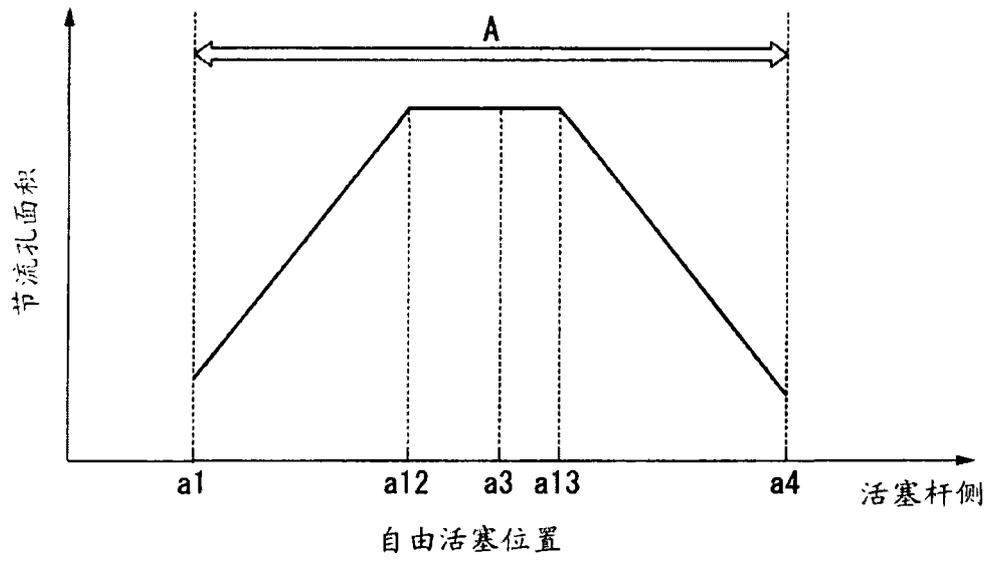


图8

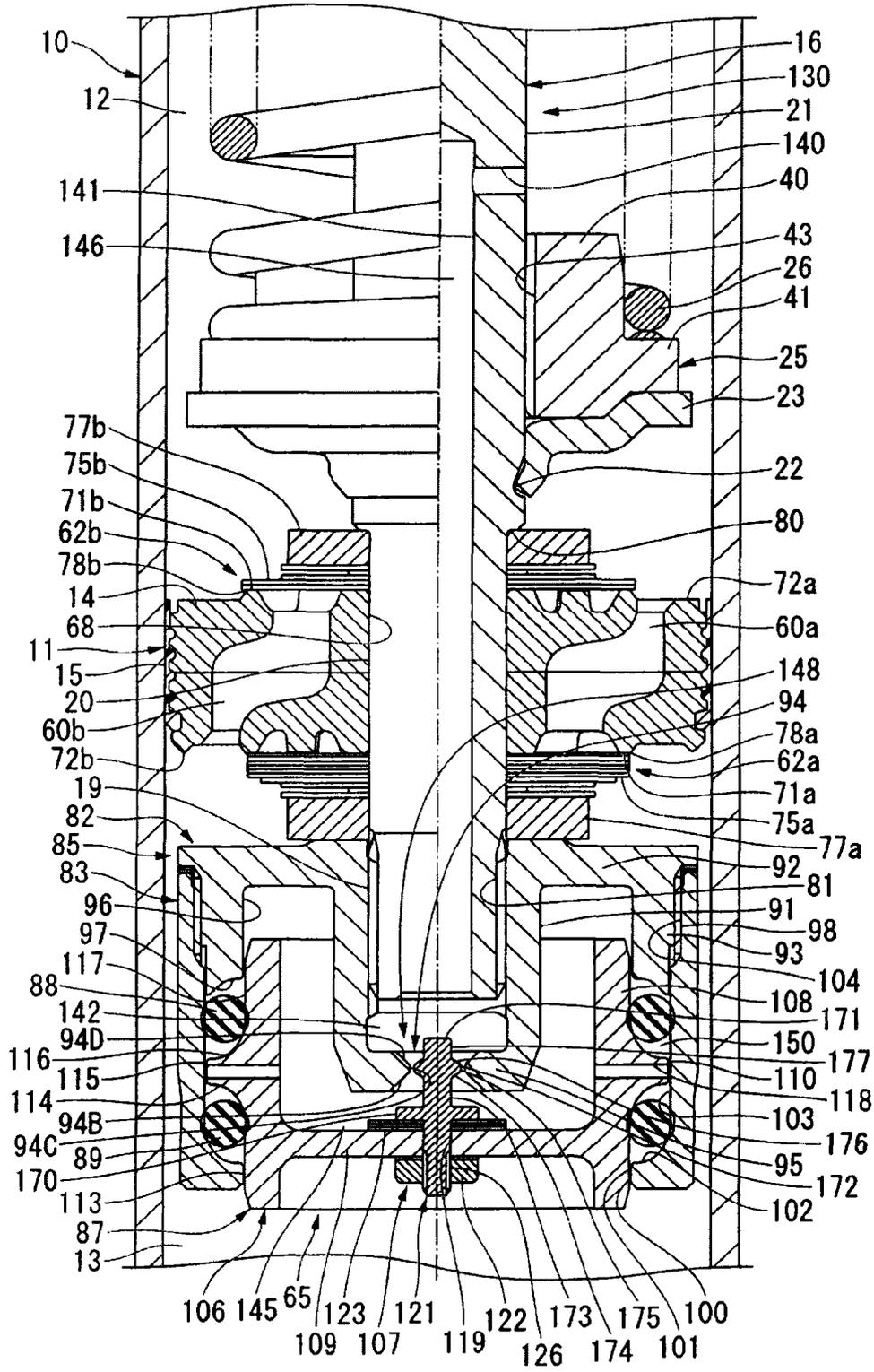


图9

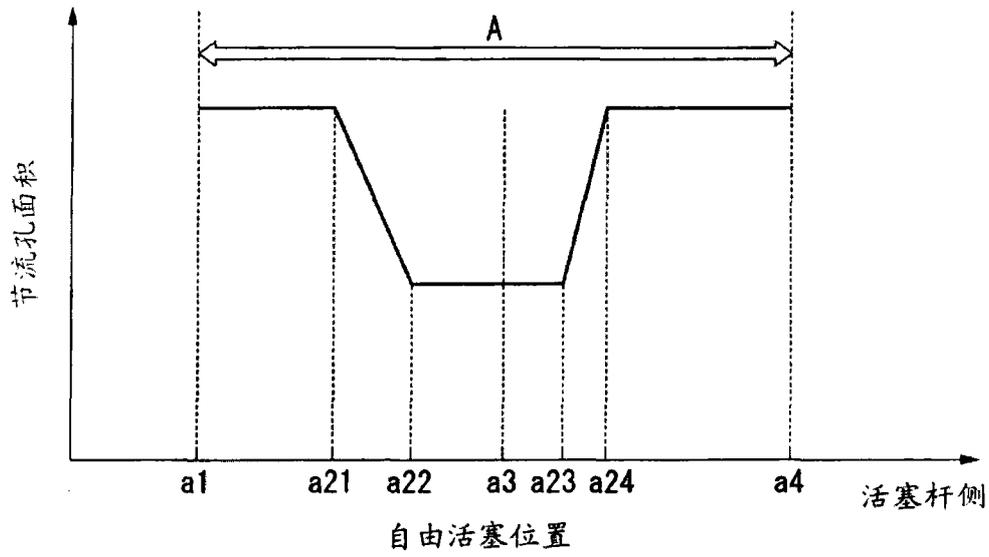


图10

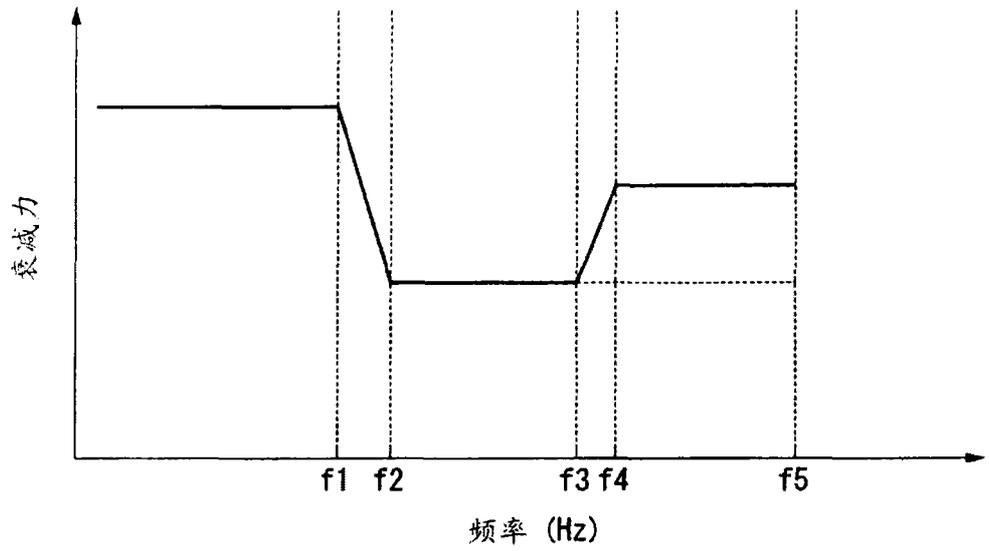


图11

