



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 115298456 A

(43) 申请公布日 2022. 11. 04

(21) 申请号 202180022653.8

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

(22) 申请日 2021.02.22

11105

专利代理师 陈蕴辉

(30) 优先权数据

2020-058027 2020.03.27 JP

(51) Int.Cl.

F16F 9/346 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

F16F 9/46 (2006.01)

2022.09.20

F16F 9/508 (2006.01)

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2021/006617 2021.02.22

(87) PCT国际申请的公布数据

W02021/192779 JA 2021.09.30

(71) 申请人 日立安斯泰莫株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 山冈史之

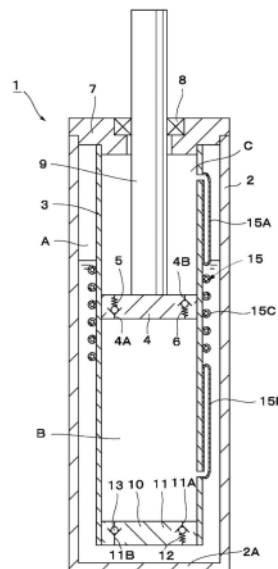
权利要求书2页 说明书23页 附图21页

(54) 发明名称

缓冲器

(57) 摘要

缓冲器(1)具备:具有内筒(3)的缸体侧部件;具有相对于内筒(3)相对移动的活塞(4)和活塞杆(9)的活塞侧部件;以及相位修正连通路(15)。相位修正连通路(15)设置在成为一侧室的底侧油室B与成为另一侧室的杆侧油室C之间。即,相位修正连通路(15)设置于成为缸体侧部件的内筒(3),将底侧油室B与杆侧油室C连通。相位修正连通路(15)具有沿轴向前进并以相同的直径旋绕(环绕)多圈的螺旋状管路(15C),由此构成为产生使衰减力的相位提前的力(轴向力)的第二衰减机构。



1. 一种缓冲器,其特征在于,所述缓冲器具备:  
缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;  
活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;  
第一连通路,所述第一连通路设置于所述活塞侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;  
第二连通路,所述第二连通路设置于所述缸体侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;以及  
第一衰减机构和第二衰减机构,所述第一衰减机构和第二衰减机构分别设置于所述第一连通路、第二连通路,  
所述第二衰减机构是利用所述第二连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。
2. 如权利要求1所述的缓冲器,其特征在于,  
所述缸体侧部件具有设置于所述缸体的开口并对所述活塞杆进行引导的杆引导件,  
所述第二衰减机构设置于所述杆引导件。
3. 如权利要求1所述的缓冲器,其特征在于,  
在所述缸体的外周侧形成有外筒,  
在所述缸体与所述外筒之间设置有对所述活塞杆的进入和退出进行补偿的储存室,  
所述第二衰减机构设置于所述储存室。
4. 如权利要求1~3中任一项所述的缓冲器,其特征在于,  
所述缓冲器还具备频率感应部,所述频率感应部具有能够利用所述一侧室以及/或者所述另一侧室的工作流体进行移动的移动部件。
5. 如权利要求4所述的缓冲器,其特征在于,  
所述频率感应部设置于所述活塞杆。
6. 如权利要求1~5中任一项所述的缓冲器,其特征在于,  
所述缓冲器还具备利用致动器来调整衰减力的衰减力调整机构。
7. 一种缓冲器,其特征在于,所述缓冲器具备:  
缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;  
活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;  
储存室,所述储存室对所述活塞杆的进入和退出进行补偿;  
第三连通路,所述第三连通路将所述一侧室或所述另一侧室与所述储存室连通;以及  
第三衰减机构,所述第三衰减机构设置于所述第三连通路,  
所述第三衰减机构是利用所述第三连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。
8. 如权利要求7所述的缓冲器,其特征在于,  
所述缓冲器还具备通过螺线管调整开闭动作的衰减力调整阀,  
在所述衰减力调整阀设置有所述第三衰减机构。
9. 如权利要求8所述的缓冲器,其特征在于,

所述缓冲器还具备频率感应部,所述频率感应部具有能够利用所述一侧室以及/或者所述另一侧室的工作流体进行移动的移动部件,  
在所述衰减力调整阀设置有所述第三衰减机构和所述频率感应部。

## 缓冲器

### 技术领域

[0001] 本公开涉及例如降低汽车等车辆的振动的缓冲器。

### 背景技术

[0002] 在专利文献1中记载有一种悬架控制装置,该悬架控制装置通过以成为相位相对于活塞速度提前 $90^\circ$ 的簧下加速度的方式对致动器进行控制,从而对由致动器等引起的响应延迟进行补偿。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2005-255152号公报

### 发明内容

[0006] 例如,在不具备致动器的常规的缓冲器的情况下,无法从外部控制工作流体的流动。因此,由于衰减力的相位相对于活塞速度的延迟,对簧上(车身)进行减振的力有可能减少,对簧上进行激振的力有可能增加。由此,有可能导致相对于高频输入的乘坐舒适性的降低。

[0007] 本发明的一实施方式的目的旨在提供一种缓冲器,该缓冲器能够不依赖于致动器的控制而抑制衰减力相对于高频的振动的延迟。

[0008] 本发明的一实施方式的缓冲器具备:缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;第一连通路,所述第一连通路设置于所述活塞侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;第二连通路,所述第二连通路设置于所述缸体侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;以及第一衰减机构和第二衰减机构,所述第一衰减机构和第二衰减机构分别设置于所述第一连通路、第二连通路,所述第二衰减机构是利用所述第二连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。

[0009] 另外,本发明的一实施方式的缓冲器具备:缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;储存室,所述储存室对所述活塞杆的进入和退出进行补偿;第三连通路,所述第三连通路将所述一侧室或所述另一侧室与所述储存室连通;以及第三衰减机构,所述第三衰减机构设置于所述第三连通路,所述第三衰减机构是利用所述第三连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。

[0010] 根据本发明的一实施方式,能够不依赖于致动器的控制而抑制衰减力相对于高频的振动的延迟。

## 附图说明

- [0011] 图1是表示第一实施方式的缓冲器的纵剖视图。
- [0012] 图2是表示缓冲器的天钩阻尼器控制规则与其近似规则之间的关系的说明图。
- [0013] 图3是表示衰减力的相位有延迟、无延迟、有提前这三种情况下的缓冲器的位移(阻尼器位移)与衰减力之间的关系的特性线图(位移-衰减力利萨如(Lissajous)图表)。
- [0014] 图4是用于计算基于工作流体的惯性力(油惯性力)的轴向力的说明图。
- [0015] 图5是针对连通路的每个长度(通路长度)表示缓冲器的位移与衰减力之间的关系的特性线图。
- [0016] 图6是表示衰减力的相位的延迟被油惯性力修正的点的说明图(位移-阻尼器轴向力、时间-阻尼器轴向力以及活塞速度)。
- [0017] 图7是针对连通路的每个长度(通路长度)表示频率与相位之间的关系的特性线图。
- [0018] 图8是表示缓冲器的相对速度、振幅以及频率之间的关系(缓冲器的工作区域)的特性线图。
- [0019] 图9是表示频率和振幅各不相同的三种情况下的衰减力和修正衰减力的特性线图(位移-轴向力)。
- [0020] 图10是表示有相位修正连通路(相位修正设备)的情况和没有相位修正连通路的情况下的微低速的衰减力特性的特性线图(活塞速度-衰减力)。
- [0021] 图11是表示第二实施方式的缓冲器的纵剖视图。
- [0022] 图12是图11中的(XII)部的放大剖视图。
- [0023] 图13是表示构成流路形成部件的导入盘和通路盘的俯视图。
- [0024] 图14是表示变形例的活塞杆、活塞、频率感应部等的纵剖视图。
- [0025] 图15是表示具备比较例的频率感应部的缓冲器的位移(行程)与衰减力之间的关系的特性线图。
- [0026] 图16是放大表示图15中的最内侧的特性线的特性线图。
- [0027] 图17是表示具备比较例的频率感应部的缓冲器的衰减力和活塞速度的时间变化的特性线图。
- [0028] 图18是表示第三实施方式的缓冲器的纵剖视图。
- [0029] 图19是放大表示图18中的衰减力调整装置的剖视图。
- [0030] 图20是将图19中的衰减力调整阀、频率感应部、流路形成部件等放大且将图19的右侧作为上侧而示出的放大剖视图。
- [0031] 图21是表示构成流路形成部件的导入盘和通路盘的俯视图。
- [0032] 图22是表示有相位修正连通路(相位修正设备)的情况和没有相位修正连通路的情况下的活塞速度与衰减力之间的关系的特性线图(活塞速度-衰减力)。

## 具体实施方式

[0033] 以下,以将实施方式的缓冲器应用于搭载于车辆(例如,四轮汽车)的衰减力调整式液压缓冲器的情况为例,参照附图进行说明。需要说明的是,附图(例如,图14、图18至图21)是以符合设计图的准确性描绘的附图。

[0034] 图1至图10表示第一实施方式。在图1中,缓冲器1例如是汽车等车辆用的液压缓冲器。缓冲器1例如与由螺旋弹簧构成的悬架弹簧(未图示)一起构成车辆用的悬架装置。需要说明的是,在以下的说明中,将缓冲器1的轴向的一端侧设为“下端”侧,将轴向的另一端侧设为“上端”侧进行说明,但也可以将缓冲器1的轴向的一端侧设为“上端”侧,将轴向的另一端侧设为“下端”侧。

[0035] 缓冲器1构成为包括外筒2、内筒3、活塞4、活塞杆9以及相位修正连通路15。外筒2形成为有底筒状,构成缓冲器1的外壳。外筒2的成为一端侧的下端侧作为底部2A而被封闭,成为另一端侧的上端侧开口。外筒2的上端侧的开口被杆引导件7以及杆密封件8封闭。

[0036] 作为缸体的内筒3同轴地设置在外筒2内。内筒3与外筒2一起构成双筒式(双管)的缸体装置(缓冲器)。即,在内筒3的外周侧形成有外筒2。在内筒3以及外筒2内封入有作为工作流体(工作液)的油液(工作油)。作为工作液的油液不限于油,例如也可以是混合有添加剂的水等。内筒3的下端侧嵌合安装于底阀10,上端侧被杆引导件7封闭。内筒3在与外筒2之间形成(划分)有环形的储存室A。即,在内筒3与外筒2之间设置有储存室A。

[0037] 在储存室A内,与作为工作液体的油液一起封入有气体。该气体例如可以是大气压状态的空气,另外,也可以是被压缩的氮气。储存室A对活塞杆9的进入和退出进行补偿。底阀10位于内筒3的下端侧且设置在外筒2的底部2A与内筒3之间。内筒3通过一端侧被底阀10封闭而形成有底筒状。需要说明的是,也可以不设置外筒和底阀,而由有底筒状的缸体(内筒)构成单筒式(单管)的缸体装置(缓冲器)。

[0038] 活塞4能够滑动地插入(嵌插)到内筒3内。活塞4将内筒3内划分(划定)为2个室(即,成为一侧室的底侧油室B和成为另一侧室的杆侧油室C)。在活塞4设置有能够将底侧油室B与杆侧油室C之间连通的油路4A、4B。油路4A、4B构成允许工作液体(油液)通过活塞4的移动而从内筒3(缸体)内的油室B、C中的一方的室朝向另一方的室流通的通路。即,分别作为第一连通路油路4A以及油路4B将成为一侧室的底侧油室B与成为另一侧室的杆侧油室C连通。油路4A以及油路4B是通过活塞4的移动而产生工作流体(油液)的流动的主流路(第一流路)。

[0039] 在活塞4设置有构成缩小侧(收缩侧)的衰减阀的缩小侧阀5(以下,称为压缩侧阀5)。压缩侧阀5例如由设置在活塞4的上侧的盘阀构成。压缩侧阀5在活塞杆9的缩小行程(收缩行程)中活塞4沿着内筒3向下滑动位移时,对从底侧油室B朝向杆侧油室C在油路4A内流通的油液施加阻力。由此,在活塞杆9的缩小行程中产生规定的衰减力。即,压缩侧阀5对通过内筒3内的活塞4的滑动而产生的工作流体(油液)的流动进行控制以产生衰减力。压缩侧阀5相当于设置于作为第一连通路油路4A的第一衰减机构。

[0040] 在活塞4设置有构成伸长侧(伸展侧)的衰减阀的伸长侧阀6(以下,称为伸长侧阀6)。伸长侧阀6例如由设置在活塞4的下侧的盘阀构成。伸长侧阀6在活塞杆9的伸长行程(伸展行程)中活塞4沿着内筒3向上滑动位移时,对从杆侧油室C朝向底侧油室B在油路4B内流通的油液施加阻力。由此,在活塞杆9的伸长行程中产生规定的衰减力。即,伸长侧阀6对通过内筒3内的活塞4的滑动而产生的工作流体(油液)的流动进行控制以产生衰减力。伸长侧阀6相当于设置于作为第一连通路油路4B的第一衰减机构。

[0041] 外筒2和内筒3的上端侧(开口端侧)被杆引导件7和杆密封件8封闭。杆引导件7是以能够滑动的方式引导活塞杆9在轴向上位移的引导部件。杆引导件7嵌合设置在外筒2和

内筒3的上端侧(开口端侧)。

[0042] 杆密封件8设置在杆引导件7的上表面侧。杆密封件8例如由作为芯轴的金属性的环形板和通过烧结等手段安装于环形板的橡胶等弹性密封材料构成。杆密封件8通过其内周与活塞杆9的外周侧滑动接触,从而将外筒2以及内筒3与活塞杆9之间液密、气密地密封(seal)。

[0043] 活塞杆9的成为基端侧的下端侧插入到内筒3内,成为前端侧的上端侧经由杆引导件7向内筒3外突出。即,活塞杆9与活塞4连结并向内筒3的外部延伸。在活塞杆9的下端侧安装有压缩侧阀5和伸长侧阀6以及活塞4。需要说明的是,也可以使活塞杆9的下端进一步延伸而从底部侧向外突出,形成所谓的双杆。即,对于内筒3而言,活塞杆9至少从其一端突出。

[0044] 底阀10设置在内筒3的下端侧。底阀10由划分(划定、隔离)储存室A和底侧油室B的阀体11、设置于阀体11的收缩侧的节流阀12、以及设置于阀体11的伸长侧的止回阀13构成。在阀体11设置有能够将储存室A与底侧油室B连通的油路11A、11B。

[0045] 另外,希望降低从车辆的簧下向簧上的高频振动的传递,实现乘坐舒适性的进一步改善。与此相对,阻尼器(缓冲器)的液压所产生的衰减力具有当工作频率变高时相对于活塞速度产生延迟的倾向。即,相对于活塞的工作,振动频率越大,则越倾向于产生衰减力的相位相对于活塞速度的延迟。由此,有可能导致高频振动中的减振性的降低和振动传递的增加,乘坐舒适性降低。

[0046] 另一方面,在上述专利文献1中记载有如下的悬架控制装置:通过以成为相位相对于活塞速度提前 $90^\circ$ 的簧下加速度的方式对致动器进行控制,对由致动器等引起的响应延迟进行补偿。但是,在不具备致动器的常规的缓冲器的情况下,无法从外部控制工作流体的流动。因此,由于衰减力的相位相对于活塞速度的延迟,对簧上(车身)进行减振的力有可能减少,对簧上进行激振的力有可能增加。由此,有可能导致相对于高频输入的乘坐舒适性的降低。

[0047] 更详细地进行说明,液压衰减力相对于活塞速度产生相位延迟。频率越高(加速度越大),该相位延迟越大。该衰减力的相位延迟在簧上共振附近(例如,1.5Hz附近)的低频中延迟小,成为问题的可能性低,但若频率变高,则相位的延迟变大,对高频振动降低性能和音振降低性能的影响有可能变大。即,若衰减力的相位相对于活塞速度的相位延迟,则成为减振区域的衰减力降低、激振区域的衰减力增加的倾向。由此,因向簧上的振动传递率的增加而导致乘坐舒适性降低,并且有可能导致音振性能的降低。另外,也有可能对簧下减振性产生影响,簧下的抖动、摇晃感有可能变差。

[0048] 因此,在实施方式中,利用油惯性力,产生相位比活塞速度提前的加速度相位的力,从而在相位延迟大的频率高的区域改善相位延迟。即,如后所述,在第一实施方式中,设置将活塞上室(杆侧油室C)与活塞下室(底侧油室B)之间连通的连通路(相位修正连通路15),并且将该连通路设定为规定的长度,从而相对于高频振动而使由连通路内的油液(油)的惯性力产生的加速度相位的压力作用于工作室(活塞上室、活塞下室)。由此,能够消除衰减力的相位相对于活塞速度的延迟,并且能够相对于活塞速度成为提前相位。其结果是,能够增加减振区域的衰减力,减少激振区域的衰减力,实现簧上振动的降低和振动传递的降低。

[0049] 即,图2以及图3表示阻尼器的衰减力的控制规则与阻尼器的衰减力的相位之间的

关系。如图2的左侧所示,作为阻尼器的衰减力的控制规则,已知有簧上振动的减振性和从路面向簧上的振动传递降低优异的天钩阻尼器控制。与此相对,如图2的右侧所示,作为天钩阻尼器控制的近似规则(天钩阻尼器近似规则),已知有通过阻尼器行程的位置(位移)和工作方向(伸长、缩小)来控制衰减力的大小是有效的。在此,图2中的激振区域成为阻尼器产生对簧上进行激振的力的区域。在激振区域中,通过降低衰减力,能够降低向簧上的传递。图2中的减振区域是阻尼器产生对簧上进行减振的力的区域。在减振区域中,通过增大衰减力,能够降低簧上的振动。

[0050] 另一方面,图3表示缓冲器的位移(阻尼器位移)与衰减力之间的关系、即位移-衰减力的利萨如(利萨如波形、履历曲线形状)。若阻尼器衰减力相对于活塞速度的相位成为延迟方向,则有降低近似规则的减振区域的衰减力,使激振区域的衰减力增加的倾向。在该情况下,簧上振动的减振性降低,并且从路面向簧上的振动传递增加,从而乘坐舒适性有可能降低。与此相对,相反,若阻尼器衰减力相对于活塞速度的相位成为提前方向,则近似规则的减振区域的衰减力增加,成为降低激振区域的衰减力的倾向。在该情况下,通过提高簧上振动的减振性和降低从路面向簧上的振动传递,能够提高乘坐舒适性。

[0051] 因此,在实施方式中,通过使阻尼器的衰减力的相位提前,来增大减振区域的衰减力,并降低激振区域的衰减力,从而实现遵循近似规则的衰减力特性。即,在实施方式中,利用油惯性力,产生相位比活塞速度提前的加速度相位的力,从而在液压衰减力的相位延迟大的频率高的区域改善相位延迟。因此,在实施方式中,阻尼器(缓冲器)具备利用油惯性力对衰减力的相位进行修正的相位修正机构(相位修正设备)。由此,能够改善高频下的阻尼器衰减力的相位延迟,提高乘坐舒适性。以下,对相位修正机构进行说明。

[0052] 如图1所示,在第一实施方式中,缓冲器1具备成为相位修正机构的相位修正连通路15。相位修正连通路15设置于内筒3的外周侧,换言之,设置于内筒3与外筒2之间的储存室A。相位修正连通路15构成为筒状的管路,通路长度 $l$ 比截面积 $a$ 大(例如, $30 \leq \text{通路长度} l / \text{截面积} a \leq 1200 [1/\text{mm}]$ )。即,缓冲器1具备:具有内筒3的缸体侧部件以及具有相对于内筒3相对移动的活塞4和活塞杆9的活塞侧部件。而且,利用工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正连通路15配置于缸体侧部件(内筒3)。

[0053] 相位修正连通路15具备:经由与内筒3的内周面的开口部而与杆侧油室C连通的直线状的另一侧连通路15A(以下,称为上部连通路15A);经由与内筒3的内周面的开口部而与底侧油室B连通的直线状的一侧连通路15B(以下,称为下部连通路15B);以及设置在上部连通路15A与下部连通路15B之间并将上部连通路15A与下部连通路15B连接的螺旋状管路15C。螺旋状管路15C形成为沿周向延伸并沿轴向前进的螺旋状的管路。需要说明的是,在活塞4(压缩侧阀5、伸长侧阀6)未设置固定节流孔(恒流孔)。固定节流孔(恒流孔)例如发挥上部连通路15A、下部连通路15B以及螺旋状管路15C中的管路摩擦阻力的作用。螺旋状管路15C配置在因缓冲器1的工作而变动的储存室A的油面附近。

[0054] 相位修正连通路15设置在成为一侧室的底侧油室B与成为另一侧室的杆侧油室C之间。相位修正连通路15与第一连通路(油路4A以及油路4B)同样地,是通过活塞4的移动而产生工作流体(油液)的流动的连通路(第二连通路)。即,相位修正连通路15设置于成为缸体侧部件的内筒3(更具体地说,内筒3的外周面与外筒2的内周面之间的储存室A),将底侧油室B与杆侧油室C连通。而且,在相位修正连通路15设置有第二衰减机构。在该情况下,第

二衰减机构构成为利用相位修正连通路15的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。即,相位修正连通路15构成为通过具有沿轴向前进并以相同的直径旋绕(环绕)多圈的螺旋状管路15C来产生使衰减力的相位提前的力(轴向力)的衰减机构。换言之,相位修正连通路15成为在底侧油室B与杆侧油室C之间通路长度较大(通路长度1相对于截面积a较大)的节流通路(节流孔部)。螺旋状管路15C在俯视时在周向上延伸至起点超过终点的位置(即,超过360°地延伸)。需要说明的是,相位修正连通路15例如也可以省略沿轴向在直线上延伸的部分(上部连通路、下部连通路),整体由螺旋状管路构成。

[0055] 图4是油惯性力的说明图。参照图4计算由油惯性力产生的阻尼器轴向力。将缸体(内筒3)的截面积设为“Ac”,将杆(活塞杆9)的截面积设为“Ar”,将连接下侧室(底侧油室B)与上侧室(杆侧油室C)的节流孔部(相位修正连通路15)的截面积设为“a”,将节流孔部(相位修正连通路15)的长度设为“1”,将阻尼器(缓冲器1)的行程的加速度(相对加速度)设为“G”,将作为油液的密度的油密度设为“ρ”。节流孔部(相位修正连通路15)的油质量m成为次的数学式1。

[0056] [数学式1]

$$[0057] \quad m = a \times l \times \rho$$

[0058] 加速度G作用于阻尼器(缓冲器1)时的作用于节流孔部(相位修正连通路15)内的油(油液)的加速度g成为以下的数学式2。

[0059] [数学式2]

$$[0060] \quad g = G \times (Ac - Ar) / a$$

[0061] 此时,节流孔部(相位修正连通路15)的油惯性力f成为以下的数学式3。

[0062] [数学式3]

$$[0063] \quad f = m \times g$$

$$[0064] \quad = 1 \times \rho \times G \times (Ac - Ar)$$

[0065] 由油惯性力f产生的压力室(底侧油室B、杆侧油室C)的作用压力 $\Delta p$ 成为以下的数学式4。

[0066] [数学式4]

$$[0067] \quad \Delta p = f / a$$

$$[0068] \quad = 1 \times \rho \times G \times (Ac - Ar) / a$$

[0069] 因此,在阻尼器(缓冲器1)的加速度相位作用的轴向力Fg成为以下的数学式5。即,通过油惯性力f而在阻尼器(缓冲器1)的加速度相位作用的轴向力Fg与“加速度(G)”以及“节流孔部(相位修正连通路15)的长度1与截面积a之比(1/a)”成比例。

[0070] [数学式5]

$$[0071] \quad Fg = \Delta p \times (Ac - Ar)$$

$$[0072] \quad = 1 \times \rho \times G \times (Ac - Ar)^2 / a$$

[0073] 图5示出油的惯性力对阻尼器衰减力相位的影响。对于图5中的“配管长度a、b、c”而言,节流孔部(相位修正连通路15)的长度(配管长度)各不相同, $a < b < c$ 。另外,图5中的“现有结构阻尼器”未设置节流孔部(相位修正连通路15)。与活塞阀(压缩侧阀5、伸长侧阀6)并列设置的相位修正连通路15内的油惯性力在活塞加速度相位产生,因此,能够使比活塞速度相位提前的相位的压力作用于压力室(底侧油室B、杆侧油室C)。该惯性力产生与加速度

成比例的大小的力,由于惯性力而作用于压力室(底侧油室B、杆侧油室C)的压力的大小也成为与加速度成比例的大小。加速度的大小与阻尼器(缓冲器1)的激振频率的平方成比例。

[0074] 激振频率越大,阻尼器(缓冲器1)的衰减力越成为延迟相位,但通过使惯性力的影响起作用,即便在高频的激振中,也能够消除延迟相位而成为提前相位。因此,对于高频输入,能够兼顾与图2所示的天钩阻尼器近似规则相符的、减振区域的衰减力增大和激振区域的衰减力降低,实现乘坐舒适性的提高。即,油惯性力在阻尼器激振加速度的相位与加速度成比例地产生。因此,通过使惯性力起作用,特别是对于液压衰减力的相位延迟大的高频振动,向提前方向改善衰减力相位,能够成为符合天钩阻尼器近似规则的衰减力特性。因此,相对于高频振动,能够在对簧上(车身)进行减振的同时提高来自路面的振动绝缘性能,提高乘坐舒适性。

[0075] 图6表示实施方式的油惯性力带来的相位延迟的改善效果。图6中的上段表示位移和阻尼器轴向力的利萨如波形,下段表示时间轴波形。在实施方式中,利用油惯性力,产生相位比活塞速度提前的加速度相位的力。即,对有延迟的衰减力(轴向力)施加油惯性力(轴向力)。由此,能够在液压衰减力的相位延迟变大的频率高的区域、例如20Hz改善相位延迟。

[0076] 图7表示节流孔部(相位修正连通路15)的长度与衰减力相位的关系。图7中的“现有结构阻尼器”未设置节流孔部(相位修正连通路15)。另外,图7中的“配管长度A、B、C、D”的节流孔部(相位修正连通路15)的长度 $l$ 与截面积 $a$ 之比( $l/a$ )为 $A < B < C < D$ 。图8表示缓冲器的相对速度、振幅以及频率的关系(缓冲器的工作区域)。图9表示频率和振幅各不相同的三种情况下的衰减力和修正衰减力(由节流孔部修正后的衰减力)。图9的(A)表示簧上共振频率附近(低频大振幅、频率1.5Hz、振幅 $\pm 20\text{mm}$ )的衰减力和修正衰减力,图9的(B)表示高低不平感区域(高频微振幅、频率20Hz、振幅 $\pm 0.5\text{mm}$ )的衰减力和修正衰减力,图9的(C)表示粗糙感(日文:ビリザラ感)区域(高频微振幅、频率40Hz、振幅 $\pm 0.08\text{mm}$ )的衰减力和修正衰减力。

[0077] 油惯性力的大小与节流孔部(相位修正连通路15)的长度 $l$ 与截面积 $a$ 之比( $l/a$ )的值成比例。因此,通过节流孔部(相位修正连通路15)的长度 $l$ 和截面积 $a$ ,能够进行衰减力相位的调整。例如,图7中的配管长度B是在簧下共振点(13Hz)附近使相位延迟大致为0来调整长度 $l$ 与截面积 $a$ 之比( $l/a$ )的例子。由此,簧下减振性提高。并且,在高频区域中,衰减力成为提前相位,相对于高频振动能够实现簧上减振和振动传递的降低。另外,图7中的配管长度C、D是进一步提高了对高频振动的效果的例子,高频下的衰减力相位成为更提前相位。

[0078] 即,如图7所示,配管长度短(活塞体的厚度为10-15mm程度)的现有结构阻尼器随着频率变大,相对于活塞速度的衰减力的相位产生延迟。因此,在簧上共振(大致1.5Hz)附近,延迟少,能够对簧上振动进行减振。但是,在簧下共振(大致13Hz)附近,由于相位的延迟,无法充分地对簧下进行减振,有可能产生簧下的抖动。另外,进而在高频输入中,衰减力相位的延迟进一步变大,簧上的减振力减少。由此,向簧上的振动传递增加,高低不平感、粗糙感等增大,乘坐舒适性有可能降低。

[0079] 与此相对,随着节流孔部(相位修正连通路15)的长度 $l$ 变大(随着 $l/a$ 变大),衰减力相对于活塞速度的相位延迟减少。并且,通过增大节流孔部(相位修正连通路15)的长度 $l$ (增大 $l/a$ ),能够使高频下的相对于活塞速度的衰减力的相位成为提前相位。例如,若调整长度 $l$ (比 $l/a$ ),在簧下共振频率(13Hz附近)使衰减力的相位与活塞速度相位附近一致,则

在更高频下,衰减力相对于活塞速度成为提前相位。由此,能够兼顾簧下的抖动和高低不平感、粗糙感的降低,提高乘坐舒适性。根据车辆,在与簧下的抖动相比更重视高频振动的传递降低的情况下,通过进一步增大长度 $l$ (比 $l/a$ ),进一步提前高频的衰减力相位,能够实现乘坐舒适性的提高。

[0080] 无论是哪种情形,都如图9的(A)所示,在簧上共振频率附近(低频大振幅、频率1.5Hz、振幅 $\pm 20\text{mm}$ ),衰减力的延迟小。另外,如图9的(B)所示,在高低不平感区域(高频微振幅、频率20Hz、振幅 $\pm 0.5\text{mm}$ )中,衰减力的延迟变大,与此相对,修正衰减力的延迟小。并且,如图9的(C)所示,在粗糙感区域(高频微振幅、频率40Hz、振幅 $\pm 0.08\text{mm}$ )中,衰减力的延迟进一步变大,与此相对,修正衰减力成为提前相位,能够降低激振区域的衰减力。这样,由作为相位修正设备的相位修正连通路15产生的效果在高频微振幅的主要区域较大,能够降低振动向簧上的传递,能够提高音振性能。

[0081] 第一实施方式的缓冲器1具有如上所述的结构,接着,对其工作进行说明。

[0082] 缓冲器1例如将活塞杆9的前端侧(上端侧)安装在车辆(汽车)的车身侧,将外筒2的基端侧(下端侧)安装在车辆的车轮侧(车轴侧)。由此,当在车辆的行驶时产生了振动时,使活塞杆9伸长、缩小,并且利用活塞4的压缩侧阀5、伸长侧阀6、相位修正连通路15产生衰减力,使此时的振动衰减。

[0083] 即,在活塞杆9处于缩小行程的情况下,与杆侧油室C相比,底侧油室B内成为高压状态。而且,底侧油室B内的油液(压力油)经由与活塞4的油路4A并列设置的相位修正连通路15向杆侧油室C内流通,产生衰减力(油惯性力)。另外,底侧油室B内的油液经由活塞4的油路4A、压缩侧阀5向杆侧油室C内流通,产生衰减力。此时,与活塞杆9向内筒3内的进入体积量相当的量的油液从底侧油室B经由底阀10的节流阀12向储存室A内流入。由此,在储存室A内,被封入在内部的气体被压缩,活塞杆9的进入体积量被吸收。

[0084] 另一方面,在活塞杆9处于伸长行程的情况下,与底侧油室B相比,杆侧油室C内成为高压状态。而且,杆侧油室C内的油液(压力油)经由与活塞4的油路4B并列设置的相位修正连通路15向底侧油室B内流通,产生衰减力(油惯性力)。另外,杆侧油室C内的油液经由活塞4的油路4B、伸长侧阀6向底侧油室B内流通,产生衰减力。此时,与从内筒3进入(退出)的活塞杆9的进入体积量(退出体积量)相当的量的油液从储存室A内经由底阀10的止回阀13流入底侧油室B内。

[0085] 图10表示阻尼器(缓冲器)的微低速时的衰减力特性。在图5中,实线18表示具备相位修正设备(相位修正连通路15)的实施方式的缓冲器1的衰减力特性。虚线19表示不具备相位修正设备(相位修正连通路15)(具有通常的恒流孔)的比较例的缓冲器的衰减力特性。在实施方式中,通过相对于比较例(通常的恒流孔)增大流路长度,能够降低微低速下的雷诺数,增大流路的摩擦损失。即,相位修正设备(相位修正连通路15)在雷诺数小的起动时附近,以接近层流的流动产生与流量大致成比例的衰减力。随着流量增加而雷诺数变大,成为与流量的平方成比例的特性。另一方面,恒流孔成为从起动时起大致与流量的平方成比例的特性。由此,在实施方式中,相对于比较例(通常的恒流孔),能够增加微低速时的衰减力的上升。其结果是,能够提高衰减力的上升响应性,能够提高操纵稳定性。即,相位修正设备(相位修正连通路15)的微低速下的衰减力的上升特性优异。

[0086] 如上所述,在第一实施方式中,通过作为相位修正部的相位修正连通路15,能够使

衰减力的相位提前。在该情况下,相位修正连通路15例如能够通过使通路长度 $l$ 比截面积 $a$ 大(例如, $30 \leq l/a \leq 1200 [1/\text{mm}]$ )来构成。由此,例如,相对于高频振动,能够使由相位修正连通路15的工作流体的惯性力(油惯性力)产生的加速度相位的压力作用于成为缸体的工作室(活塞上下室)的底侧油室B或杆侧油室C。其结果是,能够使衰减力相位相对于活塞速度相位提前,能够增加相对于车辆的簧上(车身)的减振区域的衰减力,并且能够降低激振区域的衰减力。因此,能够实现簧上的减振性和振动传递的降低,能够提高相对于高频输入的乘坐舒适性。在该情况下,通过适当地调整相位修正连通路15的长度 $l$ ,能够在簧下共振频率附近使衰减力相位与活塞速度相位一致。由此,能够利用缓冲器1的衰减力适当地对簧下振动进行减振,能够抑制簧下的抖动,提高乘坐舒适性(改善摇晃感)。

[0087] 另外,在第一实施方式中,相位修正连通路15设置于储存室A。在该情况下,产生工作流体的惯性力(油惯性力)的相位修正连通路15具备环绕成为缸体的内筒3的外周侧的螺旋状管路15C。而且,将螺旋状管路15C配置在储存室A的液面位置(油面位置)。因此,能够抑制缓冲器1以高速工作时的油面(油面)的跳跃。即,相对于缓冲器1产生行程时的油面的变动,螺旋状管路15C起到抑制油面的跳跃的挡板结构的作用,能够抑制曝气的产生。其结果是,能够减少由曝气抑制引起的衰减力的波形的滞后(缺损),能够实现减振性和异响的抑制。

[0088] 接着,图11至图13表示第二实施方式。第二实施方式的特征在于,将相位修正设备(相位修正部)设置于杆引导件。需要说明的是,在第二实施方式中,对与上述第一实施方式相同的构成要素标注相同的附图标记,并省略其说明。

[0089] 第二实施方式的缓冲器21构成为包括外筒2、内筒3、中间筒22、活塞4、活塞杆9、杆引导件23、以及形成相位修正连通路28的流路形成部件25。在内筒3的长度方向(轴向)的一端侧(下端侧),沿径向贯穿设置有使底侧油室B与环形油室D始终连通的油孔3A。在外筒2与内筒3之间配设有中间筒22。中间筒22的轴向的一端侧(下端侧)嵌合固定于底阀10的阀体11,轴向的另一端侧(上端侧)嵌合固定于杆引导件23的外侧筒部23A。

[0090] 中间筒22遍及整周地包围内筒3的外周侧,并且沿轴向延伸地配置。中间筒22在与内筒3之间形成有沿轴向延伸的环形油室D。环形油室D成为与储存室A独立的油室。环形油室D通过形成于内筒3的径向的油孔3A与底侧油室B始终连通。环形油室D与相位修正连通路28一起构成第二连通路。第二连通路与活塞阀(压缩侧阀5、伸长侧阀6)并列设置。即,第二连通路设置于成为缸体侧部件的内筒3(更具体地说,内筒3以及杆引导件23),将底侧油室B与杆侧油室C连通。

[0091] 杆引导件23将内筒3的上侧部分定位于外筒2的中央,并且在其内周侧将活塞杆9引导为能够沿轴向滑动。杆引导件23设置于成为缸体的内筒3的开口,对活塞杆9进行引导。杆引导件23与内筒3一起构成缸体侧部件。即,缸体侧部件具有内筒3和杆引导件23。杆引导件23具备安装中间筒22的外侧筒部23A和经由罩24安装内筒3以及流路形成部件25的内侧筒部23B。另外,在杆引导件23,从内侧筒部23B到外侧筒部23A形成有连通槽23C。连通槽23C是将由流路形成部件25形成的相位修正连通路28与环形油室D连接的连接通路。

[0092] 流路形成部件25形成相位修正连通路28。流路形成部件25经由罩24安装于杆引导件23。由此,相位修正连通路28设置于杆引导件23。流路形成部件25通过层叠两张盘26、27而形成涡旋状的相位修正连通路28。即,流路形成部件25具有层叠而形成相位修正连通路

28的导入盘26和通路盘27。流路形成部件25、即导入盘26以及通路盘27以收纳于成为收纳部件的罩24的状态安装于杆引导件23。

[0093] 罩24例如通过冲压成型而形成,具备圆筒状的筒部24A、将筒部24A的一端侧(下端侧)封闭的底部24B、以及设置于筒部24A的另一端侧(上端侧)且在外径侧遍及整周地突出的凸缘部24C。在底部24B设置有供活塞杆9插通的中心孔24B1。筒部24A以在底部24B与杆引导件23之间夹持导入盘26以及通路盘27的状态嵌合安装于杆引导件23的内侧筒部23B。在筒部24A的内侧设置有与导入盘26以及通路盘27的定位凹部26D、27D卡合的定位凸部24A1。凸缘部24C被内筒3的另一端侧(上端侧)的开口缘和杆引导件23夹持。

[0094] 导入盘26具有:设置在中央部且供活塞杆9插通的中心孔26A、从中心孔26A沿径向延伸的狭缝状的贯通槽26B、以及将通路盘27的贯通槽27A堵塞的封闭部26C。另一方面,通路盘27具有从与导入盘26的贯通槽26B的端部(即,与中心孔26A相反的一侧的端部)对应的位置在周向上呈涡旋状延伸狭缝状的贯通槽27A。另外,通路盘27在中央部设置有供活塞杆9插通的中心孔27E。通路盘27的贯通槽27A形成为沿周向延伸且逐渐扩径或缩径的涡旋状。即,贯通槽27A形成为在同一平面上环绕延伸的涡旋状。

[0095] 在该情况下,如图13所示,贯通槽27A从通路盘27的位于径向最内侧的内径侧端部27B到位于径向最外侧的外径侧端部27C沿2周、即720°周向(顺时针方向)延伸。由此,通路盘27的贯通槽27A沿周向延伸至起点超过终点的位置(即,超过360°地延伸)。通路盘27的贯通槽27A被导入盘26的封闭部26C和罩24的底部24B在轴向上堵塞。由此,通路盘27的贯通槽27A形成成为节流通路(节流孔部)的相位修正连通路28。

[0096] 在此,如图12中箭头所示,导入盘26的中心孔26A以及贯通槽26B成为将杆侧油室C的油液(工作油)向成为通路盘27的贯通槽27A的上游侧(一侧)的内径侧端部27B引导的导入通路。导入盘26的封闭部26C以被供给到通路盘27的贯通槽27A的内径侧端部27B的油液沿周向流通至成为贯通槽27A的下游侧(与一侧不同的位置的另一侧)的外径侧端部27C的方式将通路盘27的贯通槽27A堵塞。罩24的底部24B与以被供给到通路盘27的贯通槽27A的内径侧端部27B的油液沿周向流通至贯通槽27A的外径侧端部27C的方式将通路盘27的贯通槽27A堵塞。即,导入盘26的封闭部26C以及罩24的底部24B从贯通方向(上下方向)的两侧堵塞通路盘27的贯通槽27A。由此,贯通槽27A内的油液能够伴随着活塞4的移动而在贯通槽27A内沿顺时针方向或逆时针方向流通。

[0097] 需要说明的是,在导入盘26的外周面以及通路盘27的外周面设置有比其他部分向径向内侧凹陷的定位凹部26D、27D。导入盘26的定位凹部26D例如设置在与沿径向延伸的贯通槽26B对应的位置(周向的相位一致的位置)。导入盘26的定位凹部26D比通路盘27的定位凹部27D向内径侧延伸。在该情况下,导入盘26的定位凹部26D延伸至与通路盘27的贯通槽27A的外径侧端部27C对应的位置。由此,导入盘26的定位凹部26D将通路盘27的贯通槽27A的外径侧端部27C与杆引导件23的连通路23C连通。通路盘27的定位凹部27D例如设置在与贯通槽27A的端部(内径侧端部27B、外径侧端部27C)对应的位置(周向的相位一致的位置)。定位凹部26D、27D与设置于罩24的筒部24A的内周面的定位凸部24A1卡合。由此,进行导入盘26以及通路盘27的周向的定位,且阻止周向的位移(旋转)。

[0098] 在活塞杆9的伸长行程中,来自杆侧油室C的油液通过罩24的中心孔24B1内、通路盘27的中心孔27E内、导入盘26的中心孔26A内、导入盘26的贯通槽26B内、通路盘27的贯通

槽27A的内径侧端部27B、涡旋状的贯通槽27A内,并通过贯通槽27A的外径侧端部27C、导入盘26的定位凹部26D内、杆引导件23的连通槽23C内、环形油室D、内筒3的油孔3A而流向底侧油室B。与此相对,在活塞杆9的缩小行程中,来自底侧油室B的油液通过内筒3的油孔3A、环形油室D、杆引导件23的连通槽23C内、导入盘26的定位凹部26D内、通路盘27的贯通槽27A的外径侧端部27C、涡旋状的贯通槽27A内,并通过贯通槽27A的内径侧端部27B、导入盘26的贯通槽26B内、导入盘26的中心孔26A内、通路盘27的中心孔27E内、罩24的中心孔24B1内而流向杆侧油室C。

[0099] 这样,在第二实施方式中,相位修正连通路28由流路形成部件25(更具体地说,通路盘27的涡旋状的贯通槽27A)形成。相位修正连通路28设置在成为一侧室的底侧油室B与成为另一侧室的杆侧油室C之间。相位修正连通路28与第一连通路(油路4A以及油路4B)同样地,是通过活塞4的移动而产生工作流体(油液)的流动的连通路(第二连通路)。而且,在相位修正连通路28设置有第二衰减机构。在该情况下,第二衰减机构构成为利用相位修正连通路28的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。即,相位修正连通路28具有在同一平面上一边改变相距中心的距离一边连续地旋绕(多圈)的涡旋状的贯通槽27A,由此,构成为除了作为节流孔产生衰减力之外还产生使衰减力的相位提前的力(轴向力)的衰减机构。

[0100] 第二实施方式将如上所述的相位修正连通路28设置于杆引导件23,其基本作用与上述第一实施方式的基本作用没有特别的差异。特别是,在第二实施方式中,相位修正连通路28设置于杆引导件23。在该情况下,产生工作流体的惯性力(油惯性力)的相位修正连通路28通过层叠盘26、27而构成。因此,能够根据盘26、27的张数来调整相位修正连通路28的长度。由此,能够容易地将相位修正连通路28内的工作流体的惯性力调整为所希望的惯性力,即,能够容易地使惯性力与所希望的衰减力特性一致。

[0101] 需要说明的是,在第一实施方式以及第二实施方式中,以常规阻尼器、即不具备根据激振频率来调整衰减力的频率感应部的缓冲器1、21为例进行了说明。但是,并不限于此,例如,如图14所示的变形例那样,缓冲器31也可以采用具备根据激振频率来调整衰减力的频率感应部32的结构。在此,频率感应部降低高频振幅的衰减力(峰值)的效果大,但存在越成为高频,相位延迟越大的倾向。即,由于频率感应部具有自由阀、自由活塞等可动部,因此,与不具备频率感应部的常规阻尼器相比,存在相位延迟变大的倾向。

[0102] 图15表示比较例的频率感应型缓冲器的行程(位移)与衰减力之间的关系(利萨如波形)。比较例的频率感应型缓冲器不具备第一实施方式或第二实施方式那样的相位修正连通路15、28。图16放大表示图15中的最内侧的特性线。即,图16的特性线表示高频微振幅(频率31.8Hz、振幅 $\pm 0.05\text{mm}$ )的特性(利萨如波形)。而且,图17表示高频微振幅(频率31.8Hz、振幅 $\pm 0.05\text{mm}$ )时的衰减力和活塞速度的时间变化。如图16以及图17所示,不具备相位修正连通路15、28的比较例的频率感应型缓冲器存在在高频下相位延迟变大的倾向。即,频率感应型缓冲器越成为高频,相位延迟越大,因此,在使频率感应的效果更有效的方面,有效改善相位延迟。

[0103] 因此,在变形例中,在具备第一实施方式或第二实施方式那样的相位修正连通路15、28的缓冲器1、21的活塞杆9设置有频率感应部32。即,如图14所示,变形例的缓冲器31例如具备外筒(未图示)、内筒3、活塞4、活塞杆9、第一实施方式的相位修正连通路15(图1)或

第二实施方式的相位修正连通路28(图11)、以及频率感应部32。

[0104] 频率感应部32例如与国际公开第2017/047661号所记载的衰减力产生机构相同。频率感应部32设置于活塞杆9。频率感应部32具有成为能够通过底侧油室B以及杆侧油室C的工作油(工作流体)而移动的移动部件的自由阀33。即,频率感应部32具备:作用于活塞4的伸长侧阀6的背压室34;作用于背压室34内的压力的自由阀33;以及壳体37。自由阀33具有盘阀35和作为对盘阀35施力的弹簧部件的弹性密封部件36。壳体37的内部被自由阀33划分为频率感应的阻尼器上室E1和阻尼器下室E2。

[0105] 另外,在活塞杆9的小径部9A的外周面沿轴向延伸地形成有凹槽38。凹槽38经由通路39与活塞4的油路4B连通。另外,凹槽38经由节流孔40与伸长侧阀6的背压室34连通。另外,凹槽38经由导油路41与自由阀33的阻尼器上室E1连通。由此,阻尼器上室E1经由导油路41、凹槽38以及节流孔40与背压室34连通。另外,背压室34经由节流孔40、凹槽38、通路39与活塞4的油路4B(即,杆侧油室C)连通。阻尼器上室E1内的容积通过自由阀33(盘阀35以及弹性密封部件36)的位移(包括弹性变形)而被扩大、缩小。

[0106] 例如,在活塞杆9的伸长行程中,通过自由阀33的盘阀35和弹性密封部件36的位移(包括弹性变形)来扩大阻尼器上室E1内的容积。在该扩大范围内,背压室34内的压力油朝向阻尼器上室E1内流通。因此,背压室34内的压力因自由阀33的位移而降低,随之伸长侧阀6的开阀设定压力下降。由此,伸长侧阀6在截止频率 $f_c$ 的前后,产生衰减力的特性从硬的状态向软的状态切换。

[0107] 即,自由阀33作为根据活塞杆9以及/或者内筒3的振动频率来调整阻尼器上室E1(即,背压室34)的内压的频率感应阀而工作。由此,伸长侧阀6在活塞杆9以及/或者内筒3的振动频率为比截止频率 $f_c$ 低的低频时,不存在背压室34内的压力被自由阀33降低的情况,开阀设定压力保持为相对高的压力。另一方面,在振动频率为截止频率 $f_c$ 以上的高频时,背压室34内的压力被自由阀33降低,伸长侧阀6的开阀设定压力降低,因此,产生衰减力的特性切换为软的状态。需要说明的是,关于频率感应部32的结构,由于记载在国际公开第2017/047661号中,因此,省略进一步的详细说明。

[0108] 在变形例中,将如上所述的频率感应部32设置于第一实施方式或第二实施方式的具备相位修正连通路15、28的缓冲器1、21的活塞杆9,其基本作用与上述第一实施方式以及第二实施方式的基本作用没有特别的差异。特别是,在第二实施方式中,由于具备频率感应部32,因此,能够通过该频率感应部32在高频振动时降低衰减力。

[0109] 在此,频率感应部型缓冲器降低高频微振幅的衰减力(峰值)的效果大,但存在越成为高频微振幅,相位延迟越大的倾向。即,通过具备成为可动部的频率感应部32,存在相位延迟变大的倾向。与此相对,在变形例中,能够通过作为相位修正部的相位修正连通路15、28来抑制该相位延迟,因此,能够提高频率感应的效果。即,能够改善高频的相位延迟,进一步降低高频输入的振动传递,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。

[0110] 另外,在变形例中,频率感应部32设置于活塞杆9。在该情况下,频率感应部32具备:作用于活塞4的伸长侧阀6的背压室34;作用于背压室34内的压力的自由阀33(盘阀35);以及对自由阀33(盘阀35)施力的弹簧部件(弹性密封部件36)。因此,频率感应部32能够根据频率来调整作用于伸长侧阀6的背压室34的压力。而且,能够通过相位修正连通路15、28来抑制设置于活塞杆9的可动部即频率感应部32的相位延迟。

[0111] 需要说明的是,在变形例中,以频率感应部32采用具备自由阀33作为移动部件的结构的情况为例进行了说明。但是,并不限于此,例如,频率感应部也可以采用具有作为能够利用底侧油室(一侧室)以及/或者杆侧油室(另一侧室)的工作流体进行移动的移动部件的自由活塞的结构。在该情况下,频率感应部例如能够设置在活塞杆的下端侧。而且,频率感应部可以由与活塞杆一体地在内筒内位移的壳体、设置在壳体内且能够在壳体内移动(能够相对位移)的自由活塞、以及对自由活塞施力的弹簧部件(例如,0型环)构成。

[0112] 另外,在变形例中,以频率感应部32采用作用于成为活塞4的第二阀的伸长侧阀6的背压室34的结构的情况为例进行了说明。但是,并不限于此,频率感应部例如也可以采用作用于成为活塞的第一阀的压缩侧阀5的背压室的结构。另外,例如,频率感应部也可以采用作用于第一阀的背压室和第二阀的背压室这两者的结构。即,频率感应部能够采用作用于第一阀的背压室以及/或者第二阀的背压室的结构。换言之,频率感应部的移动部件(自由阀、自由活塞)能够通过一侧室以及/或者另一侧室的工作流体而移动。

[0113] 另外,在第一实施方式以及第二实施方式中,以常规阻尼器、即不具备利用致动器来调整衰减力的衰减力调整机构的缓冲器1、21为例进行了说明。但是,并不限于此,缓冲器例如也可以采用具备利用致动器来调整衰减力的衰减力调整机构的结构。即,缓冲器也可以采用具备第一实施方式或第二实施方式那样的相位修正连通路15、28和利用步进电机、螺线管等电动致动器来调整衰减力的衰减力调整机构(例如,衰减力调整阀)的结构。在该情况下,能够利用衰减力调整机构可变地调整衰减力。而且,即便不进行利用衰减力调整机构对响应延迟进行补偿的控制,也能够通过相位修正连通路15、28来抑制由成为可动部的衰减力调整机构引起的相位延迟。因此,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。

[0114] 接着,图18至图22表示第三实施方式。第三实施方式的特征在于,在缓冲器设置衰减力调整阀,并且在衰减力调整阀设置有频率感应部以及相位修正部(相位修正设备)。需要说明的是,在第三实施方式中,对与上述第一实施方式、第二实施方式以及变形例相同的构成要素标注相同的附图标记,并省略其说明。

[0115] 在图18中,缓冲器51构成为能够根据来自未图示的控制器的控制指令来调整衰减力的单流型的衰减力调整式液压缓冲器。即,缓冲器51具备外筒52、内筒54、活塞4、活塞杆9、杆引导件7、中间筒61、底阀10以及衰减力调整装置65。缓冲器51的衰减力根据来自控制器的控制指令由衰减力调整装置65可变地调整。

[0116] 外筒52形成为有底筒状,构成缓冲器51的外壳。外筒52的成为一端侧的下端侧通过焊接底盖53而被封闭,成为另一端侧的上端侧成为向径向内侧弯曲的铆接部52A。在铆接部52A与内筒54之间设置有杆引导件7以及杆密封件8。另一方面,在外筒52的下部侧,与中间筒61的连接口61A同心地形成有开口52B。在外筒52的下部侧,与开口52B相向地安装有衰减力调整装置65。在底盖53设置有例如安装在车辆的车轮侧的安装环53A。

[0117] 在外筒52内,与外筒52同轴地设置有内筒54。内筒54的下端侧嵌合安装于底阀10。内筒54的上端侧嵌合安装于杆引导件7。在作为缸体的内筒54(以及外筒52)内封入有作为工作液(工作流体)的油液。作为工作液,不限于油液、油,例如也可以使用混合有添加剂的水等。

[0118] 内筒54在与外筒52之间形成(划分)有环形的储存室A。即,储存室A设置在内筒54与外筒52之间。在储存室A内,与作为工作液体的油液一起封入有气体。该气体例如可以是

大气压状态的空气,另外,也可以使用被压缩的氮气等气体。储存室A对活塞杆9的进入和退出进行补偿。在内筒54的长度方向(轴向)的中途位置,沿径向贯穿设置有使杆侧油室C与环形油室F始终连通的油孔54A。

[0119] 活塞4能够滑动地嵌插在内筒54内。即,活塞4能够滑动地设置在内筒54内。活塞4将内筒54内划分(划定、隔离)为2个室(即,成为一侧室的底侧油室B和成为另一侧室的杆侧油室C)。活塞4与活塞杆9连结。在活塞4上,沿周向分离地分别形成有多个能够将杆侧油室C与底侧油室B连通的油路4A、4B。

[0120] 在此,在活塞4的下端面设置有伸长侧的盘阀55。伸长侧的盘阀55在活塞杆9的伸长行程(伸展行程)中活塞4向上滑动位移时,当杆侧油室C内的压力超过释放设定压力时开阀,将此时的压力经由各油路4B向底侧油室B侧释放。释放设定压力例如被设定为比衰减力调整装置65被设定为硬时的开阀压力高的压力。

[0121] 在活塞4的上端面,设置有在活塞杆9的缩小行程(收缩行程)中在活塞4向下滑动位移时开阀,在除此以外时闭阀的收缩侧的止回阀56。止回阀56允许底侧油室B内的油液朝向杆侧油室C在各油路4A内流通,阻止油液向与上述方向相反的方向流动。止回阀56的开阀压力例如被设定为比衰减力调整装置65被设定为软时的开阀压力低的压力,实质上不产生衰减力。该实质上不产生衰减力例如是指活塞4、杆密封件8的摩擦以下的力,不会对车的运动产生影响。

[0122] 作为杆的活塞杆9在内筒54内沿轴向延伸。活塞杆9的下端侧插入到内筒54内。活塞杆9通过螺母57等固定设置于活塞4。活塞杆9的上端侧经由杆引导件7向外筒52以及内筒54的外部突出。即,活塞杆9与活塞4连结并向内筒54的外部延伸。

[0123] 在内筒54的上端侧设置有带台阶的圆筒状的杆引导件7。杆引导件7将内筒54的上侧部分定位于外筒52的中央,并且在其内周侧将活塞杆9引导为能够沿轴向滑动。在杆引导件7与外筒52的铆接部52A之间设置有环形的杆密封件8。杆密封件8例如通过在中心设置有供活塞杆9插通的孔的金属制的圆环板上烧结橡胶等弹性材料而构成。杆密封件8通过弹性材料的内周与活塞杆9的外周侧滑动接触而将其与活塞杆9之间密封。

[0124] 在杆密封件8,在下表面侧形成有以与杆引导件7接触的方式延伸的作为单向阀的唇形密封件58。唇形密封件58配置在储油室59与储存室A之间。唇形密封件58允许储油室59内的油液等经由杆引导件7的返回通路60朝向储存室A侧流通,阻止相反方向的流动。

[0125] 在外筒52与内筒54之间配设有成为分离管的中间筒61。中间筒61例如经由上下的筒状密封62、62安装在内筒54的外周侧。中间筒61遍及整周地包围内筒54的外周侧,并且沿轴向延伸地配置。中间筒61在与内筒54之间形成有沿轴向延伸的环形油室F。环形油室F成为与储存室A独立的油室。环形油室F通过形成于内筒54的径向的油孔54A与杆侧油室C始终连通。在中间筒61的下端侧,设置有安装衰减力调整阀66的筒形保持架68的连接口61A。

[0126] 底阀10位于内筒54的下端侧而设置在底盖53与内筒54之间。底阀10由在底盖53与内筒54之间划分(划定、隔离)储存室A和底侧油室B的阀体11、设置在阀体11的下表面侧的缩小侧的盘阀63、以及设置在阀体11的上表面侧的伸长侧的止回阀13构成。在阀体11,分别在周向上隔开间隔形成有能够将储存室A与底侧油室B连通的油路11A、11B。

[0127] 缩小侧的盘阀63在活塞杆9的缩小行程中活塞4向下滑动位移时,当底侧油室B内的压力超过释放设定压力时开阀,将此时的压力油(压力)经由各油路11A向储存室A侧释

放。释放设定压力例如被设定为比衰减力调整装置65被设定为硬时的开阀压力高的压力。

[0128] 伸长侧的止回阀13在活塞杆9的伸长行程中活塞4向上滑动位移时开阀,在除此以外时闭阀。止回阀13允许储存室A内的油液朝向底侧油室B在各油路11B内流通,阻止油液向与上述方向相反的方向流动。止回阀13的开阀压力例如被设定为比衰减力调整装置65被设定为软时的开阀压力低的压力,实质上不产生衰减力。

[0129] 接着,对用于可变地调整缓冲器51的产生衰减力的衰减力调整装置65进行说明。需要说明的是,图20将图18以及图19的右侧作为上侧而标注附图标记。即,图18以及图19的左右方向与图20的上下方向对应。

[0130] 如图18所示,衰减力调整装置65设置成基端侧(图18的左端侧)介于储存室A与环形油室F之间而配置,前端侧(图18的右端侧)从外筒52的下部侧向径向外侧突出。衰减力调整装置65通过衰减力调整阀66控制从中间筒61内的环形油室F向储存室A流动的压力油(油液)的流通,可变地调整此时产生的衰减力。即,衰减力调整阀66通过利用衰减力可变致动器(螺线管75)调整后述的设定压力可变阀70的开阀压力,从而可变地被控制产生衰减力。衰减力调整装置65对通过内筒54内的活塞4的滑动而产生的工作流体(油液)的流动进行控制以产生衰减力。

[0131] 在此,作为衰减力调整机构的衰减力调整阀66构成为包括:阀壳体67,该阀壳体67以基端侧固定于外筒52的开口52B的周围且前端侧从外筒52向径向外侧突出的方式设置;筒形保持架68,该筒形保持架68的基端侧固定于中间筒61的连接口61A,并且前端侧成为环形的凸缘部68A,在阀壳体67的内侧具有间隙地配设;阀部件69,该阀部件69配置在阀壳体67内,与筒形保持架68的凸缘部68A抵接;设定压力可变阀70,该设定压力可变阀70由相对于阀部件69的环形阀座69A落座/离座的主盘阀构成;先导室71,该先导室71成为使背压作用于设定压力可变阀70的背压室;先导阀部件72,该先导阀部件72根据向螺线管75的通电(电流值)可变地设定先导室71内的先导压力(背压),调节设定压力可变阀70的开阀压力;以及先导体73,该先导体73供先导阀部件72离座/落座。

[0132] 设定压力可变阀70通过来自先导室71的先导压力(背压)而承受落座于阀部件69的环形阀座69A的方向(即,闭阀方向)的压力。即,设定压力可变阀70承受筒形保持架68的入口(环形油室F)侧的压力,当该压力超过先导室71侧的先导压力(背压)和基于主盘阀的刚性的开阀压力时,从阀部件69的环形阀座69A离开而开阀。

[0133] 在该情况下,设定压力可变阀70通过经由先导阀部件72调节先导室71内的先导压力(背压)而可变地设定开阀压力。在设定压力可变阀70从阀部件69的环形阀座69A离开(开阀)时,来自环形油室F(中间筒61)侧的压力油经由阀部件69内的第一通路74向设定压力可变阀70的外侧流出,从筒形保持架68的凸缘部68A与阀壳体67之间经由外筒52的开口52B向储存室A侧流通。

[0134] 在此,阀部件69内的第一通路74是工作流体通过活塞4的移动而从内筒54内的杆侧油室C(=环形油室F)向储存室A流通的流路。设定压力可变阀70设置于第一通路74,是对工作流体的流动进行控制以产生衰减力的主阀。先导室71是使压力向闭阀方向作用于作为主阀的设定压力可变阀70的背压室。

[0135] 作为致动器的螺线管75与衰减力调整阀66一起构成衰减力调整装置65,被用作衰减力可变致动器。如图19所示,螺线管75构成为包括:通过来自外部的通电而产生磁力的筒

状的线圈76;配置在线圈76的内周侧的定子铁芯77;以能够沿轴向移动的设置在线圈76的内周侧的作为可动铁芯的柱塞78;一体地设置在柱塞78的中心侧的工作销79;以及覆盖线圈76的外周的罩部件80。

[0136] 罩部件80构成由磁性材料构成的磁轭,在线圈76的外周侧形成磁路。工作销79在柱塞78内沿轴向(图19中的左右方向)贯通而延伸,在左侧的突出端固定有衰减力调整阀66的先导阀部件72。即,在先导阀部件72的内侧嵌合有螺线管75的工作销79。先导阀部件72与柱塞78以及工作销79一体地沿水平方向(左右方向)位移。

[0137] 在螺线管75的柱塞78产生与向线圈76的通电(电流值)成比例的轴向的推力,先导室71内的先导压力(背压)通过先导阀部件72的位移而与柱塞78的推力对应地可变地设定。即,克服先导室71内的压力而开阀的设定压力可变阀70的开阀压力通过根据向螺线管75的通电而使先导阀部件72在轴向上位移来调节。换言之,设定压力可变阀70的开阀压力通过由控制器控制向螺线管75的线圈76通电的电流值,使先导阀部件72在轴向上位移而增减。因此,缓冲器51的产生衰减力能够根据与向螺线管75的通电(电流值)成比例的设定压力可变阀70的开阀压力而可变地调整。

[0138] 接着,对频率感应部81进行说明。

[0139] 在衰减力调整阀66的先导体73组装有频率感应部81。即,在第三实施方式中,频率感应部81与衰减力调整阀66一体地设置。频率感应部81作用于成为衰减力调整阀66(设定压力可变阀70)的背压室的先导室71。

[0140] 在此,在先导体73与阀部件69之间夹持有先导购82。先导购82与阀部件69之间夹持设定压力可变阀70。先导体73具备:供先导阀部件72离座/落座的阀座部73A;从阀座部73A朝向先导阀部件72侧弯曲并向外径侧扩展的环形板部73B;以及从环形板部73B的外径侧朝向设定压力可变阀70侧沿轴向延伸的圆筒部73C。而且,在先导购82与先导体73之间夹持有相对于高频的振动降低衰减力的自由阀83。

[0141] 自由阀83例如具备:多个(例如3张)盘84;位于盘84的外径侧且设置在与先导室71相反的一侧的保持器85;以及将保持器85与先导体73的圆筒部73C的内周面之间密封并且经由保持器85将盘84朝向先导室71侧按压的O型环86。盘84设置成能够相对于形成先导室71的先导体73(圆筒部73C)移动。盘84将先导体73的圆筒部73C内划分为先导室71和可变室87。盘84使先导室71的体积变化。

[0142] 在盘84上设置有将先导购82内的油路88与先导室71连接的连通节流孔89。O型环86相对于盘84设置在与先导室71相反的一侧。O型环86将盘84的外周侧与先导体73的圆筒部73C的内周侧之间密封。在该情况下,O型环86通过对先导体73的圆筒部73C的内周和保持器85的外周作用表面压力,从而具有作为对盘84施力的弹簧部件的功能和作为将先导室71密封的密封部件的功能。自由阀83根据活塞杆9以及/或者内筒54的振动频率以在先导体73的圆筒部73C内移动或停止的方式相对位移。由此,自由阀83作为根据频率来调整先导室71的内压的频率感应阀而工作。

[0143] 即,在输入高频微振幅时,压力通过连通节流孔89作用于先导室71,从而盘84挠曲,先导室71的体积增加。由此,先导室71的压力下降,设定压力可变阀70容易打开,能够将衰减力抑制得较低。与此相对,在输入低频大振幅时,若压力通过连通节流孔89作用于先导室71,则盘84挠曲,O型环86被压缩。由此,作用于盘84的力增加,盘84难以挠曲,从而先导室

71的压力的降低停止。其结果是,设定压力可变阀70难以打开,衰减力维持较高的特性。

[0144] 这样,成为频率感应阀的自由阀83相对于高频输入降低衰减力,能够改善振动的传递特性。但是,成为频率感应阀的自由阀83伴随着由成为可动部的盘84、保持器85以及O型环86引起的先导室71的体积变化,因此,存在高频下的衰减力的降低产生延迟(相位延迟)的倾向。由此,相对于振动传递的降低的衰减力的降低的效果有可能降低。因此,在第三实施方式中,设置形成相位修正连通路90的流路形成部件91,通过相位修正连通路90中的油惯性力来修正(相位修正)延迟。即,在第三实施方式中,通过组合成为频率感应阀的自由阀83和相位修正连通路90,改善高频输入时的延迟(相位延迟)。由此,作为振动的传递降低的效果,能够充分地得到由频率感应带来的衰减力的降低效果。

[0145] 即,在第三实施方式中,缓冲器51具备:具有内筒54的缸体侧部件;具有活塞4和活塞杆9的活塞侧部件;通过螺线管75调整开闭动作的衰减力调整阀66;具有作为能够利用成为另一侧室的杆侧油室C的工作流体进行移动的移动部件的自由阀83的频率感应部81。而且,在第三实施方式中,在衰减力调整阀66设置有频率感应部81和相位修正连通路90。具体而言,在衰减力调整阀66的阀部件69组装有形成相位修正连通路90的流路形成部件91。由此,流路形成部件91设置在成为另一侧室的杆侧油室C与储存室A之间。即,流路形成部件91设置于将杆侧油室C与储存室A之间连接的油路92。油路92是“与环形油室F(杆侧油室C)相连的筒形保持架68内的油路93(参照图19)”和“与储存室A相连的阀壳体67内的油路94(参照图19)”之间的流路。即,油路92相当于将杆侧油室C(另一侧室)与储存室A连通的第三连通路。油路92是通过活塞4的移动而产生油液(工作流体)的流动的流路。

[0146] 衰减力调整阀66的阀部件69具有作为第一部件的有底筒状的筒部件95和作为第二部件的圆板状的盖部件96。而且,流路形成部件91设置在筒部件95与盖部件96之间。即,阀部件69(筒部件95以及盖部件96)相当于收纳流路形成部件91的收纳部件。在筒部件95的底部97设置有中心孔97A以及从中心孔97A向径向外侧延伸的导入槽97B。在盖部件96设置有:连接先导销82的中心孔96A;供设定压力可变阀70离座/落座的环形阀座69A;形成由设定压力可变阀70开闭的环形油室96B的环形凹部96C;以及在环形凹部96C开口的贯通孔96D。

[0147] 流路形成部件91通过层叠两张盘98、99而形成成为涡旋状的节流通路(节流孔部)的相位修正连通路90。即,流路形成部件91具备层叠而形成相位修正连通路90的导入盘98和通路盘99。流路形成部件91、即导入盘98以及通路盘99被夹持在阀部件69的筒部件95与盖部件96之间。

[0148] 导入盘98具有沿周向延伸的贯通槽98A和将通路盘99的有底槽99A的开口侧堵塞的封闭部98B。即,在导入盘98的外径侧分别形成有沿周向延伸的三个贯通槽98A,从贯通槽98A偏离的部分成为封闭部98B。另一方面,通路盘99具有沿周向延伸的涡旋状的有底槽99A。具体而言,通路盘99在与导入盘98的贯通槽98A对应的位置设置有成为导入口的横槽99B。通路盘99具有以横槽99B为起点从该横槽99B沿周向延伸并且朝向径向内侧呈涡旋状延伸的有底槽99A。

[0149] 在该情况下,如图21所示,有底槽99A从位于通路盘99的径向外侧的外径侧端部99C到位于径向最内侧的内径侧端部99D,沿周向(顺时针方向)延伸3周半、即1260°。在内径侧端部99D、即通路盘99的中心设置有贯通孔99E。通路盘99的有底槽99A的开口被导入盘98

的封闭部98B堵塞,从而形成呈涡旋状延伸的相位修正连通路90。另外,在通路盘99的外径侧,具有与导入盘98的贯通槽98A的槽宽度相同程度的长度的突起部99F设置于在周向上等间隔地分离的多个部位(三个部位)。由此,在筒部件95与通路盘99之间形成径向的间隙(油路空间),通过了导入盘98的贯通槽98A的油液经由通路盘99的横槽99B被导入到有底槽99A。另外,通过了贯通槽98A的油液也被导入到环形油室96B。

[0150] 有底槽99A的截面例如能够如图20所示设为矩形。但是,并不限于此,虽然省略图示,但例如能够采用侧面以槽宽朝向底部变小的方式倾斜的截面梯形状的有底槽、底部成为圆弧形的截面U字形的有底槽、截面半圆弧形的有底槽等各种有底槽。如图20所示,流路形成部件91通过从阀部件69的盖部件96侧起依次层叠通路盘99、导入盘98而构成。由此,在比成为向先导室71导入工作流体的导入通路的连通节流孔89靠内筒54侧的位置,设置有成为在同一平面上—边改变相距中心的距离—边连续地旋绕(多圈)的涡旋状的流路的相位修正连通路90。需要说明的是,相位修正连通路90的旋绕圈数、换言之相位修正连通路90的通路长度(有底槽99A的长度)能够以得到所需的衰减力的延迟的修正效果的方式适当调整。另外,有底槽99A的截面积的形状、通路盘99的张数等也能够根据需要进行调整。

[0151] 这样,在第三实施方式中,相位修正连通路90由流路形成部件91(更具体地说,通路盘99的涡旋状的有底槽99A)形成。相位修正连通路90设置于成为另一侧室的杆侧油室C与储存室A之间的油路92。即,相位修正连通路90设置于通过活塞4的移动而产生工作流体(油液)的流动的连通路(第三连通路)即油路92。而且,在相位修正连通路90设置有第三衰减机构。在该情况下,第三衰减机构构成为利用相位修正连通路90的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。即,相位修正连通路90通过具有在同一平面上—边改变相距中心的距离—边连续地旋绕(多圈)的涡旋状的有底槽99A,从而构成为除了作为节流孔产生衰减力之外还产生使衰减力的相位提前的力(轴向力)的衰减机构。

[0152] 第三实施方式的缓冲器51具有如上所述的结构,接着说明其工作。

[0153] 在将缓冲器51安装于汽车等车辆时,例如,活塞杆9的上端侧安装在车辆的车身侧,设置于底盖53的安装环53A侧安装在车轮侧。另外,螺线管75与车辆的控制器等连接。在车辆行驶时,若由于路面的凹凸等而产生上下方向的振动,则活塞杆9以从外筒52伸长、缩小的方式位移,能够通过衰减力调整装置65等产生衰减力,能够对车辆的振动进行缓冲。此时,通过利用控制器控制流向螺线管75的线圈76的电流的电流值,调整先导阀部件72的开阀压力,从而能够可变地调整缓冲器51的产生衰减力。

[0154] 例如,在活塞杆9的伸长行程时,通过内筒54内的活塞4的移动,活塞4的收缩侧的止回阀56关闭。在活塞4的盘阀55打开前,杆侧油室C的油液被加压,通过内筒54的油孔54A、环形油室F、中间筒61的接口61A流入衰减力调整阀66。此时,活塞4移动的量的油液从储存室A打开底阀10的伸长侧的止回阀13而流入底侧油室B。需要说明的是,当杆侧油室C的压力达到盘阀55的开阀压力时,该盘阀55打开,将杆侧油室C的压力向底侧油室B释放。

[0155] 另一方面,在活塞杆9的收缩行程时,通过内筒54内的活塞4的移动,活塞4的收缩侧的止回阀56打开,底阀10的伸长侧的止回阀13关闭。在底阀10(盘阀63)打开前,底侧油室B的油液流入杆侧油室C。并且,与活塞杆9浸入内筒54内的量相当的油液从杆侧油室C流入衰减力调整阀66。此时,当底侧油室B内的压力达到底阀10(盘阀63)的开阀压力时,底阀10(盘阀63)打开,将底侧油室B的压力向储存室A释放。

[0156] 不论是在活塞杆9的伸长行程中还是在收缩行程中,杆侧油室C内的压力油都伴随着活塞4的位移而从内筒54内经由油孔54A向环形油室F内流出,环形油室F内的压力油经由中间筒61的连接口61A向衰减力调整装置65侧流通。此时,在衰减力调整装置65中,在衰减力调整阀66的设定压力可变阀70打开前,通过先导阀部件72的开阀压力产生衰减力,在设定压力可变阀70打开后,根据该设定压力可变阀70的开度产生衰减力。在该情况下,通过向螺线管75的线圈76的通电来调整先导阀部件72的开阀压力,从而能够控制衰减力。

[0157] 即,若减小向线圈76的通电电流而减小柱塞78的推力,则先导阀部件72的开阀压力降低,产生软侧的衰减力。另一方面,若增大向线圈76的通电电流而增大柱塞78的推力,则先导阀部件72的开阀压力上升,产生硬侧的衰减力。此时,通过先导阀部件72的开阀压力,经由其上游侧的连通节流孔89连通的先导室71的内压发生变化。由此,通过控制先导阀部件72的开阀压力,能够同时调整设定压力可变阀70的开阀压力,能够扩大衰减力特性的调整范围。

[0158] 另外,在输入高频微振幅时,压力通过盘84的连通节流孔89作用于先导室71,从而盘84挠曲,先导室71的体积增加。由此,先导室71的压力下降,设定压力可变阀70容易打开,能够将衰减力抑制得较低。此时,频率感应部81的可动部(盘84)的延迟(相位延迟)通过由流路形成部件91形成的相位修正连通路90的油惯性力来修正。与此相对,在输入低频大振幅时,若压力通过盘84的连通节流孔89作用于先导室71,则盘84挠曲,0型环86被压缩。由此,作用于盘84的力增加,盘84难以挠曲,从而先导室71的压力的降低停止。其结果是,设定压力可变阀70难以打开,衰减力维持较高的特性。

[0159] 第三实施方式将形成如上所述的相位修正连通路90的流路形成部件91内置于衰减力调整阀66的阀部件69,其基本作用与上述第一实施方式、第二实施方式以及变形例的基本作用没有特别的差异。

[0160] 即,在第三实施方式中,能够通过作为相位修正部的相位修正连通路90使衰减力的相位提前。由此,例如,相对于高频振动,能够使由相位修正连通路90的工作流体的惯性力(油惯性力)产生的加速度相位的压力作用于工作室。其结果是,能够使相对于活塞速度相位延迟的衰减力相位提前,能够增加相对于车辆的簧上的减振区域的衰减力,并且能够降低激振区域的衰减力。因此,能够实现车辆的簧上的减振性和振动传递的降低,能够提高相对于高频输入的乘坐舒适性。即,能够通过相位修正连通路90的油惯性力改善高频输入时的衰减力的相位延迟。

[0161] 图22表示活塞速度与衰减力之间的关系。在图22中,实线100表示具备相位修正设备(相位修正连通路90)的衰减力调整式的缓冲器51的衰减力特性。虚线101表示不具备相位修正设备(相位修正连通路90)(具有通常的恒流孔)的比较例的衰减力调整式的缓冲器的衰减力特性。

[0162] 在第三实施方式中,由成为涡旋状的流路的相位修正连通路90构成衰减力调整机构(衰减力调整阀)的先导节流孔部。在该情况下,根据上述图10所示的特性差,成为先导节流孔的等效节流孔径逐渐变化的特性。因此,如图22中实线100所示,从先导阀部件72(先导阀)打开后到设定压力可变阀70(主阀)打开为止的衰减力变化变得平滑。特别是,在硬(Hard)的衰减力特性中,能够降低在先导阀方式的控制阀中成为课题的阀打开时的振荡。因此,能够提高音振性能,并且衰减力的变化变得平滑,由此能够实现由急动度(jerk)降低

带来的乘坐舒适性的提高。

[0163] 即,在第三实施方式中,由于具备通过螺线管75调整开闭动作的衰减力调整阀66,因此,能够利用衰减力调整阀66可变地调整衰减力。另外,由于具备具有能够利用工作流体进行移动的盘84的频率感应部81,因此,能够通过频率感应部81在高频振动时降低衰减力。而且,即便不进行利用衰减力调整阀66对响应延迟进行补偿的控制,也能够通过相位修正连通路90来抑制由成为可动部的衰减力调整阀66以及频率感应部81引起的相位延迟。因此,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。

[0164] 在该情况下,成为涡旋状的流路的相位修正连通路90设置在比成为向设定压力可变阀70的先导室71导入工作流体的导入通路的连通节流孔89靠内筒54侧的位置。因此,能够通过相位修正连通路90内的油惯性力对衰减力相对于高频输入因频率感应部81的效果而降低时产生的衰减力的延迟(相位延迟)进行修正。即,通过设置频率感应部81,能够相对于高频输入降低衰减力,但在该状态下,存在相对于速度相位的相位延迟增大的倾向。因此,通过组合相位修正连通路90,能够改善高频的相位延迟,进一步降低高频输入的振动传递。由此,能够提高乘坐舒适性。而且,如图22所示,能够降低衰减力调整阀66(设定压力可变阀70)的开阀点处的压力变动,还能够实现音振性能的提高。另外,由于在衰减力调整阀66设置频率感应部81和相位修正连通路90,因此,能够将这些相位修正连通路90以及频率感应部81与衰减力调整阀66一起一体地处理。

[0165] 需要说明的是,在第三实施方式中,以采用作为形成相位修正连通路90的流路形成部件91的通路盘99而具有有底槽99A的结构的情况为例进行了说明。但是,并不限于此,例如,也可以将通路盘的有底槽作为贯通槽。在该情况下,根据需要,能够另外设置用于封闭贯通槽的封闭盘。

[0166] 在第三实施方式中,以采用将成为主阀的设定压力可变阀70设置于工作流体从杆侧油室C(另一侧室)向储存室A流通的第一通路74的结构的情况为例进行了说明。但是,并不限于此,例如,也可以采用将主阀设置于工作流体从底侧油室(一侧室)向储存室流通的通路的结构。

[0167] 在第三实施方式中,以采用设置作用于衰减力调整阀66(设定压力可变阀70)的先导室71的频率感应部81的结构的情况为例进行了说明。但是,并不限于此,例如,也可以采用不在衰减力调整阀66设置频率感应部81,而是如图14所示那样在活塞杆9设置频率感应部32的结构。并且,也可以采用省略频率感应部,而在衰减力调整式缓冲器设置相位修正连通路(相位修正部)(即,在衰减力调整阀不设置频率感应部而设置相位修正连通路)的结构。另外,也可以省略衰减力调整阀。

[0168] 在第一实施方式中,以由外筒2和内筒3构成的双筒式的缓冲器1为例进行了说明。但是,并不限于此,例如也可以应用于由单筒式的筒部件(缸体)构成的缓冲器。这对于其他实施方式以及变形例也是同样的。

[0169] 另外,在各实施方式以及变形例中,作为缓冲器的代表例,以安装于汽车的缓冲器为例进行了说明。但是,并不限于此,例如也可以应用于安装于铁路车辆的缓冲器。另外,不限于汽车、铁路车辆等车辆,能够应用于成为振动源的各种机械、结构物、建筑物等所使用的各种缓冲器。并且,各实施方式以及变形例是例示,当然可以进行不同的实施方式以及变形例中示出的结构的局部的置换或组合。

[0170] 作为基于以上说明的实施方式的缓冲器,例如可考虑以下方式的缓冲器。

[0171] 作为第一方式,缓冲器具备:缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;第一连通路,所述第一连通路设置于所述活塞侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;第二连通路,所述第二连通路设置于所述缸体侧部件,将所述一侧室与所述另一侧室连通;以及第一衰减机构和第二衰减机构,所述第一衰减机构和第二衰减机构分别设置于所述第一连通路、第二连通路,所述第二衰减机构是利用所述第二连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。

[0172] 根据该第一方式,能够通过作为相位修正部的第二衰减机构使衰减力的相位提前。在该情况下,第二衰减机构(相位修正部件)例如能够通过使第二连通路的长度(通路长度)比截面积大(例如, $30 \leq \text{通路长度}l/\text{截面积}a \leq 1200 [1/\text{mm}]$ )来构成。由此,例如,相对于高频振动,能够使由第二连通路的工作流体的惯性力(油惯性力)产生的加速度相位的压力作用于成为缸体的工作室(活塞上下室)的一侧室或另一侧室。其结果是,能够使衰减力相位相对于活塞速度相位提前,能够增加相对于车辆的簧上的减振区域的衰减力,并且能够降低激振区域的衰减力。因此,能够实现车辆的簧上的减振性和振动传递的降低,能够提高相对于高频输入的乘坐舒适性。在该情况下,例如,通过适当地调整成为第二衰减机构(相位修正部件)的第二连通路的长度,能够在簧下共振频率附近使衰减力相位与活塞速度相位一致。由此,能够利用缓冲器(阻尼器)的衰减力适当地对簧下振动进行减振,能够抑制簧下的抖动,提高乘坐舒适性(改善摇晃感)。

[0173] 作为第二方式,在第一方式中,所述缸体侧部件具有设置于所述缸体的开口并对所述活塞杆进行引导的杆引导件,所述第二衰减机构设置于所述杆引导件。根据该第二方式,由于将作为相位修正部的第二衰减机构设置于杆引导件,因此,能够通过例如层叠盘来构成产生工作流体的惯性力(油惯性力)的第二连通路。因此,例如,能够根据盘的张数来调整第二连通路的长度。由此,能够容易地将第二连通路内的工作流体的惯性力调整为所希望的惯性力,即,能够容易地使惯性力与所希望的衰减力特性一致。

[0174] 作为第三方式,在第一方式中,在所述缸体的外周侧形成有外筒,在所述缸体与所述外筒之间设置有对所述活塞杆的进入和退出进行补偿的储存室,所述第二衰减机构设置于所述储存室。根据该第三方式,由于将作为相位修正部件的第二衰减机构设置于储存室,因此,能够由例如环绕缸体的外周侧的螺旋状的管路构成产生工作流体的惯性力(油惯性力)的第二连通路。因此,通过将该螺旋状的管路配置在例如储存室的液面位置(油面位置),能够抑制缓冲器(阻尼器)以高速工作时的油面(油面)的跳跃。即,相对于缓冲器产生行程时的油面的变动,螺旋状的管路起到抑制油面的跳跃的挡板结构的作用,能够抑制曝气的产生。其结果是,能够减少由曝气抑制引起的衰减力的波形的滞后(缺损),能够实现减振性和异响的抑制。

[0175] 作为第四方式,在第一方式至第三方式中的任一方式中,还具备具有能够利用所述一侧室以及/或者所述另一侧室的工作流体进行移动的移动部件的频率感应部。根据该第四方式,能够通过频率感应部在高频振动时降低衰减力。在此,具备频率感应部的缓冲器降低高频微振幅的衰减力(峰值)的效果大,但存在越成为高频微振幅,相位延迟越大的倾向。即,通过具备成为可动部的频率感应部,存在相位延迟变大的倾向。与此相对,作为相位

修正部的第二衰减机构能够抑制该相位延迟,因此,能够提高频率感应的效果。即,能够改善高频的相位延迟,进一步降低高频输入的振动传递,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。

[0176] 作为第五方式,在第四方式中,所述频率感应部设置于所述活塞杆。根据该第五方式,能够抑制设置于活塞杆的可动部即频率感应部的相位延迟。

[0177] 作为第六方式,在第一方式至第五方式中的任一方式中,还具备利用致动器来调整衰减力的衰减力调整机构。根据该第六方式,能够利用衰减力调整机构可变地调整衰减力。而且,即便不进行利用衰减力调整机构对响应延迟进行补偿的控制,也能够通过作为相位修正部的第二衰减机构来抑制由成为可动部的衰减力调整机构引起的相位延迟。因此,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。

[0178] 作为第七方式,缓冲器具备:缸体侧部件,所述缸体侧部件具有封入工作流体的缸体;活塞侧部件,所述活塞侧部件具有将所述缸体内划分为一侧室和另一侧室的活塞以及与所述活塞连结并向所述缸体的外部延伸的活塞杆;储存室,所述储存室对所述活塞杆的进入和退出进行补偿;第三连通路,所述第三连通路将所述一侧室或所述另一侧室与所述储存室连通;以及第三衰减机构,所述第三衰减机构设置于所述第三连通路,所述第三衰减机构是除了作为节流孔产生衰减力之外还利用所述第三连通路内的工作流体的惯性力使衰减力的相位提前的相位修正部。

[0179] 根据该第七方式,能够利用作为相位修正部的第三衰减机构使衰减力的相位提前。在该情况下,第三衰减机构(相位修正部件)例如能够通过使第三连通路的长度(通路长度)比截面积大(例如, $30 \leq \text{通路长度}l / \text{截面积}a \leq 1200 [1/\text{mm}]$ )来构成。由此,例如,相对于高频振动,能够使由第三连通路的工作流体的惯性力(油惯性力)产生的加速度相位的压力作用于工作室。其结果是,能够使衰减力相位相对于活塞速度相位提前,能够增加相对于车辆的簧上的减振区域的衰减力,并且能够降低激振区域的衰减力。因此,能够实现车辆的簧上的减振性和振动传递的降低,能够提高相对于高频输入的乘坐舒适性。

[0180] 作为第八方式,在第七方式中,还具备通过螺线管调整开闭动作的衰减力调整阀,在所述衰减力调整阀设置有所述第三衰减机构。根据该第八方式,能够利用衰减力调整阀可变地调整衰减力。而且,即便不进行利用衰减力调整阀对响应延迟进行补偿的控制,也能够通过作为相位修正部的第三衰减机构来抑制由成为可动部的衰减力调整阀引起的相位延迟。因此,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。而且,由于在衰减力调整阀设置第三衰减机构,因此,能够将第三衰减机构与衰减力调整阀一起一体地处理。

[0181] 作为第九方式,在第八方式中,还具备频率感应部,所述频率感应部具有能够利用所述一侧室以及/或者所述另一侧室的工作流体进行移动的移动部件,在所述衰减力调整阀设置有所述第三衰减机构和所述频率感应部。根据该第九方式,能够通过频率感应部在高频振动时降低衰减力。而且,即便不进行利用衰减力调整阀对响应延迟进行补偿的控制,也能够通过作为相位修正部的第三衰减机构来抑制由成为可动部的衰减力调整阀以及频率感应部引起的相位延迟。因此,能够实现乘坐舒适性的进一步提高。而且,由于在衰减力调整阀设置第三衰减机构和频率感应部,因此,能够将第三衰减机构以及频率感应部与衰减力调整阀一起一体地处理。

[0182] 附图标记说明

[0183] 1、21、31、51缓冲器

- [0184] 2、52外筒
- [0185] 3、54内筒(缸体、缸体侧部件)
- [0186] 4活塞(活塞侧部件)
- [0187] 4A、4B油路(第一连通路)
- [0188] 5压缩侧阀(第一衰减机构)
- [0189] 6伸长侧阀(第一衰减机构)
- [0190] 9活塞杆(杆)
- [0191] 15、28相位修正连通路(第二连通路、第二衰减机构、相位修正部)
- [0192] 23杆引导件(缸体侧部件)
- [0193] 32、81频率感应部
- [0194] 33、83自由阀(移动部件)
- [0195] 66衰减力调整阀(衰减力调整机构)
- [0196] 75螺线管(致动器)
- [0197] 90相位修正连通路(第三衰减机构、相位修正部)
- [0198] 92油路(第三连通路)
- [0199] A储存室
- [0200] B底侧油室(一侧室)
- [0201] C杆侧油室(另一侧室)

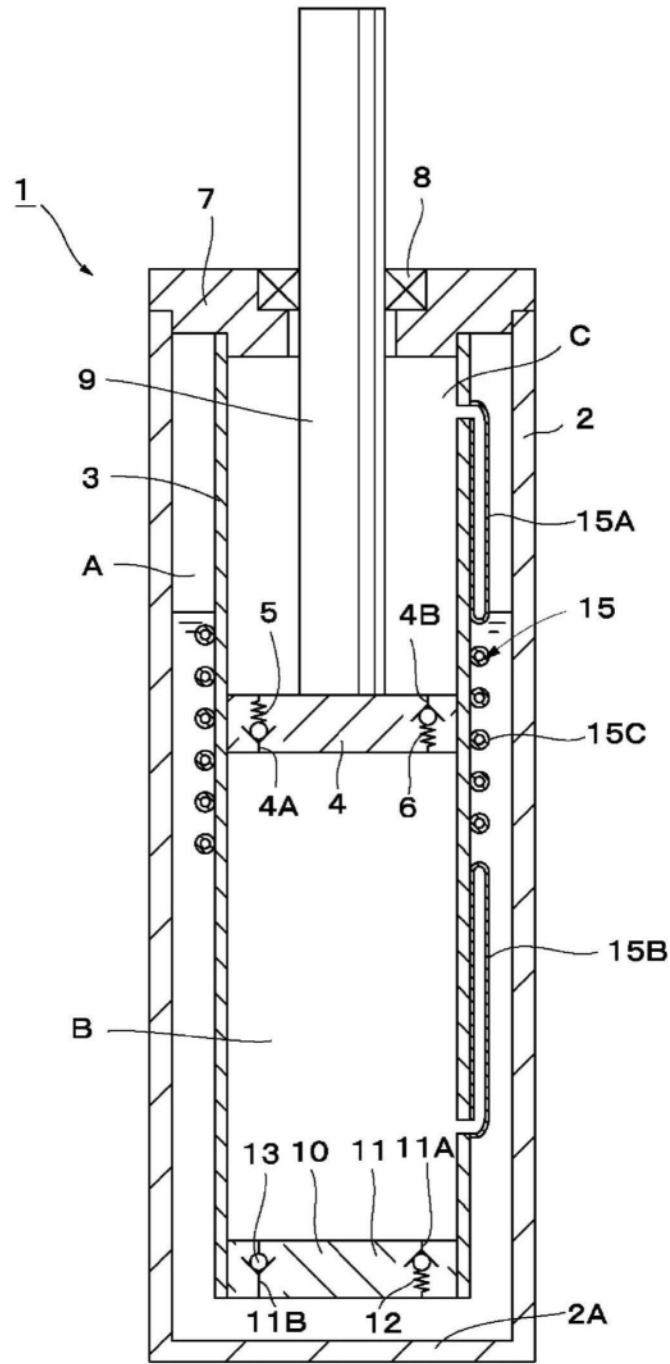
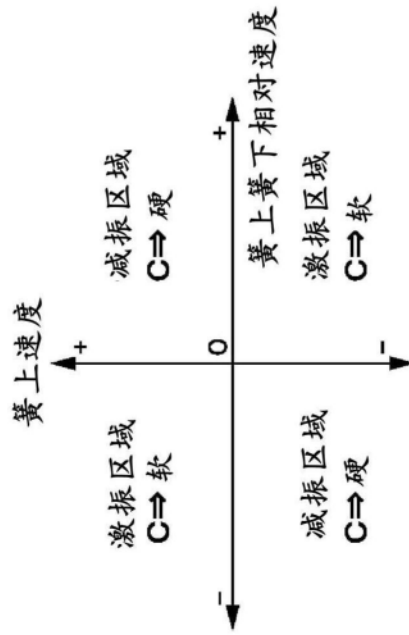


图1

(A) 天钩阻尼器控制规则



(B) 天钩阻尼器近似规则



图2

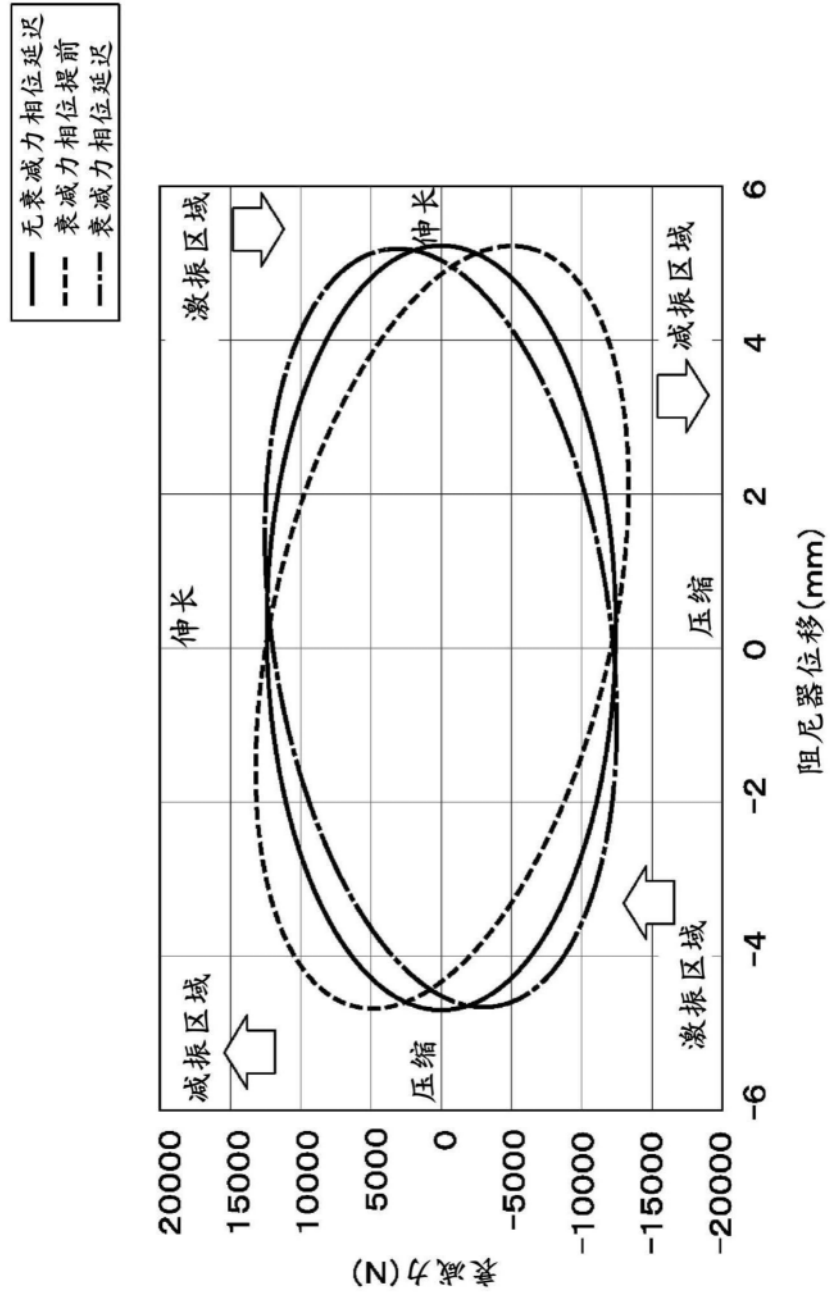


图3

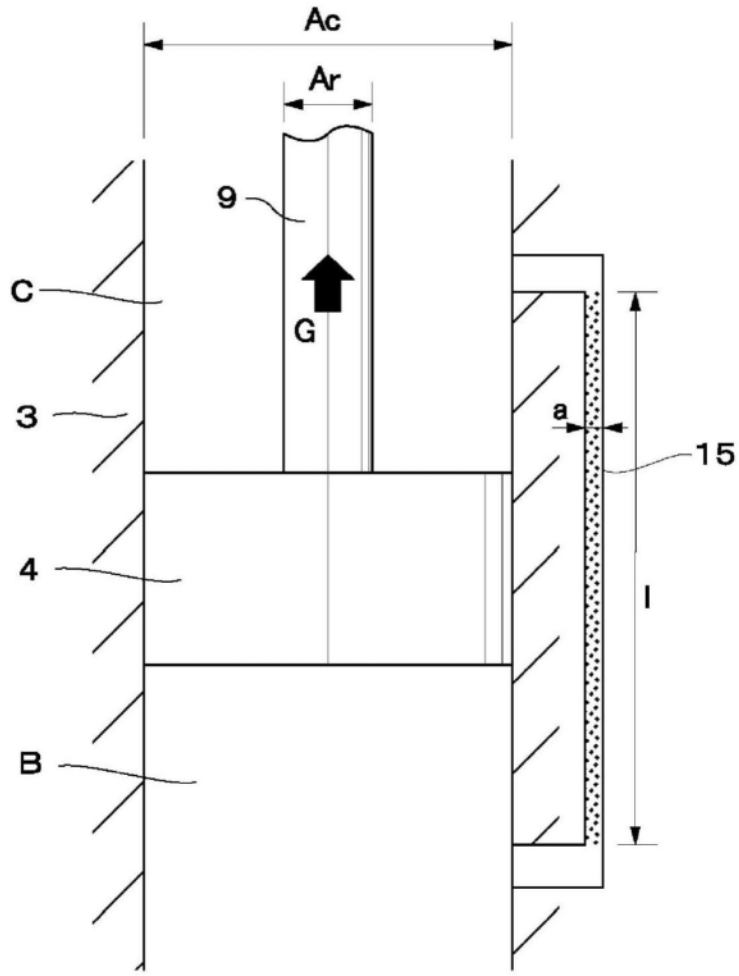


图4

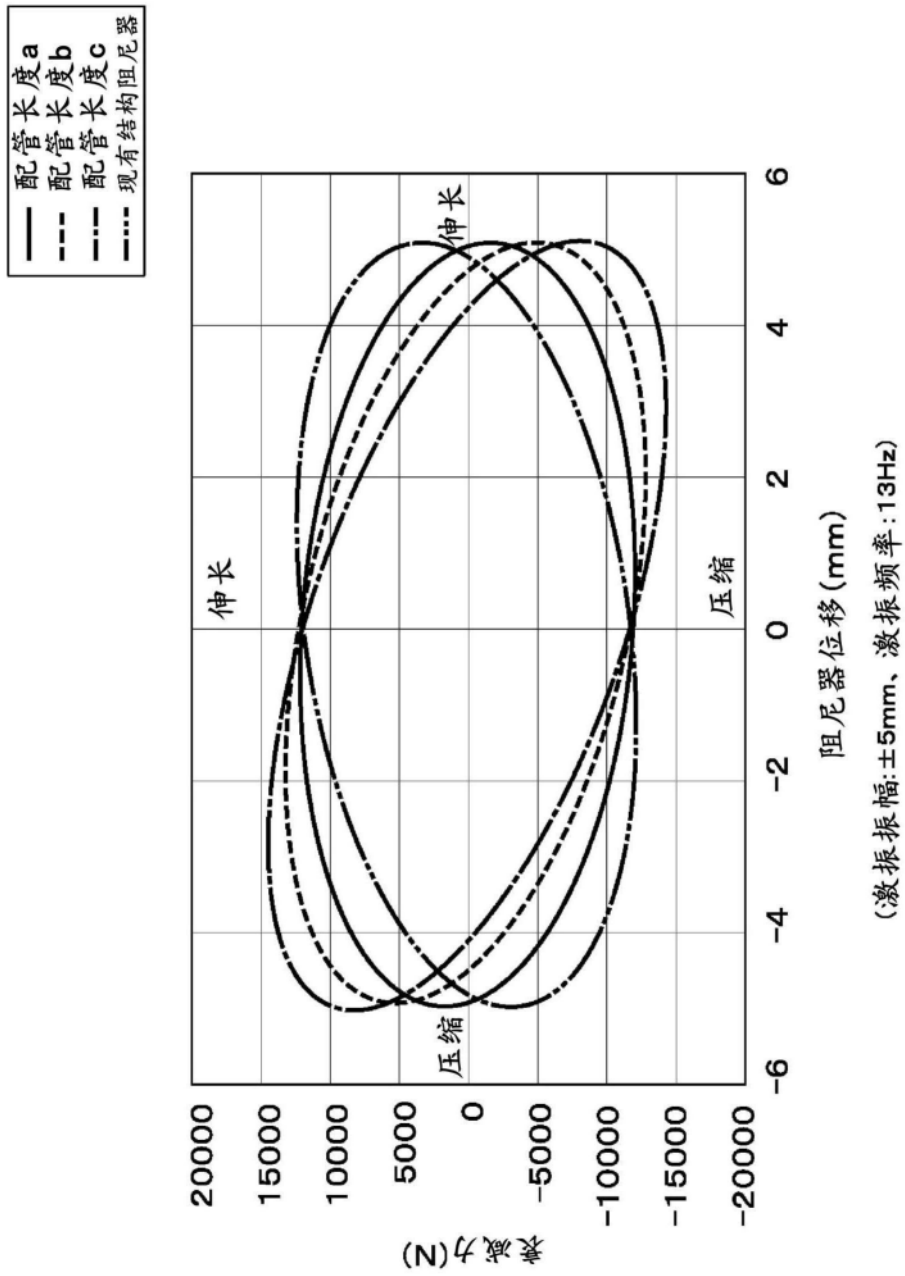


图5

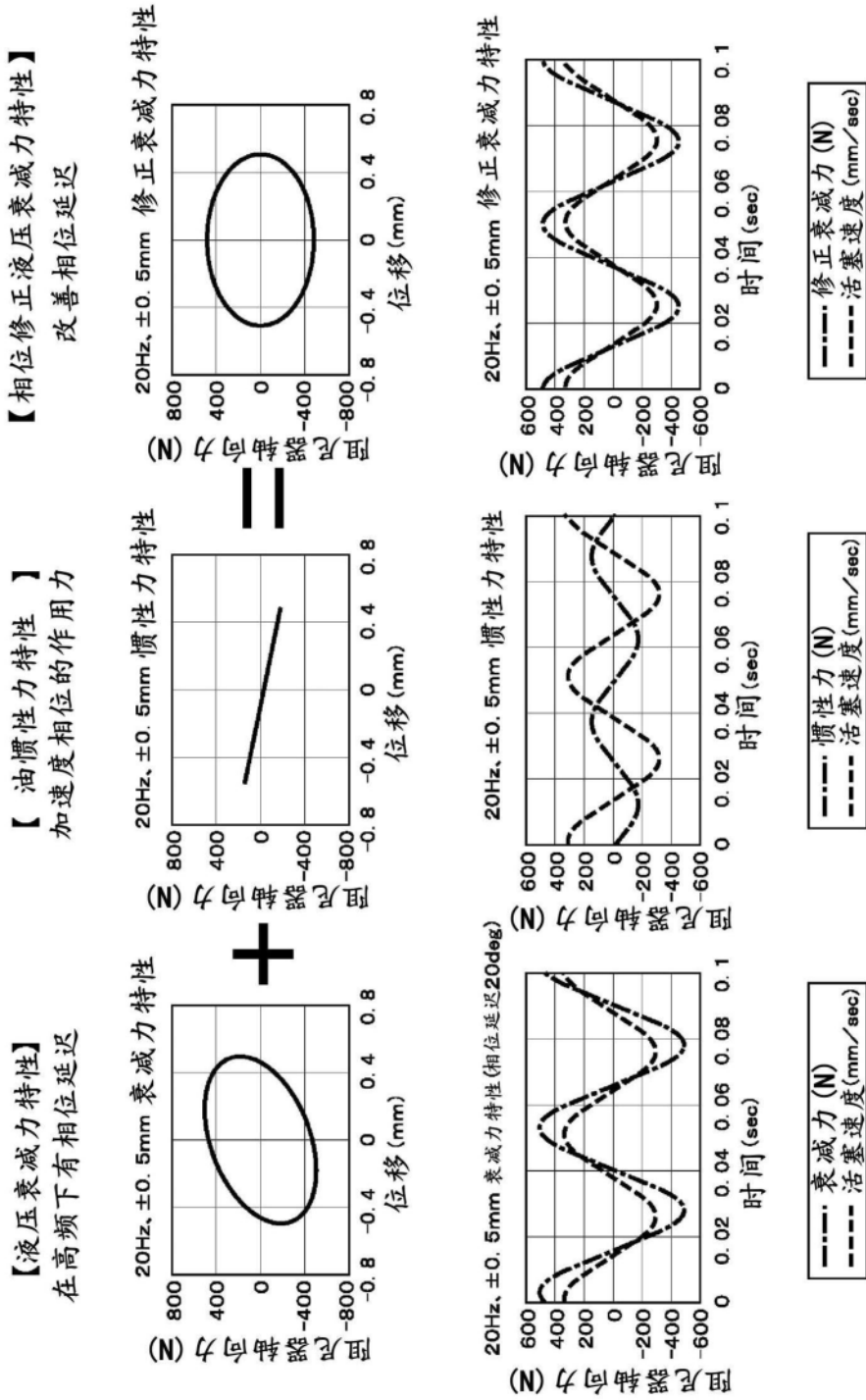


图6

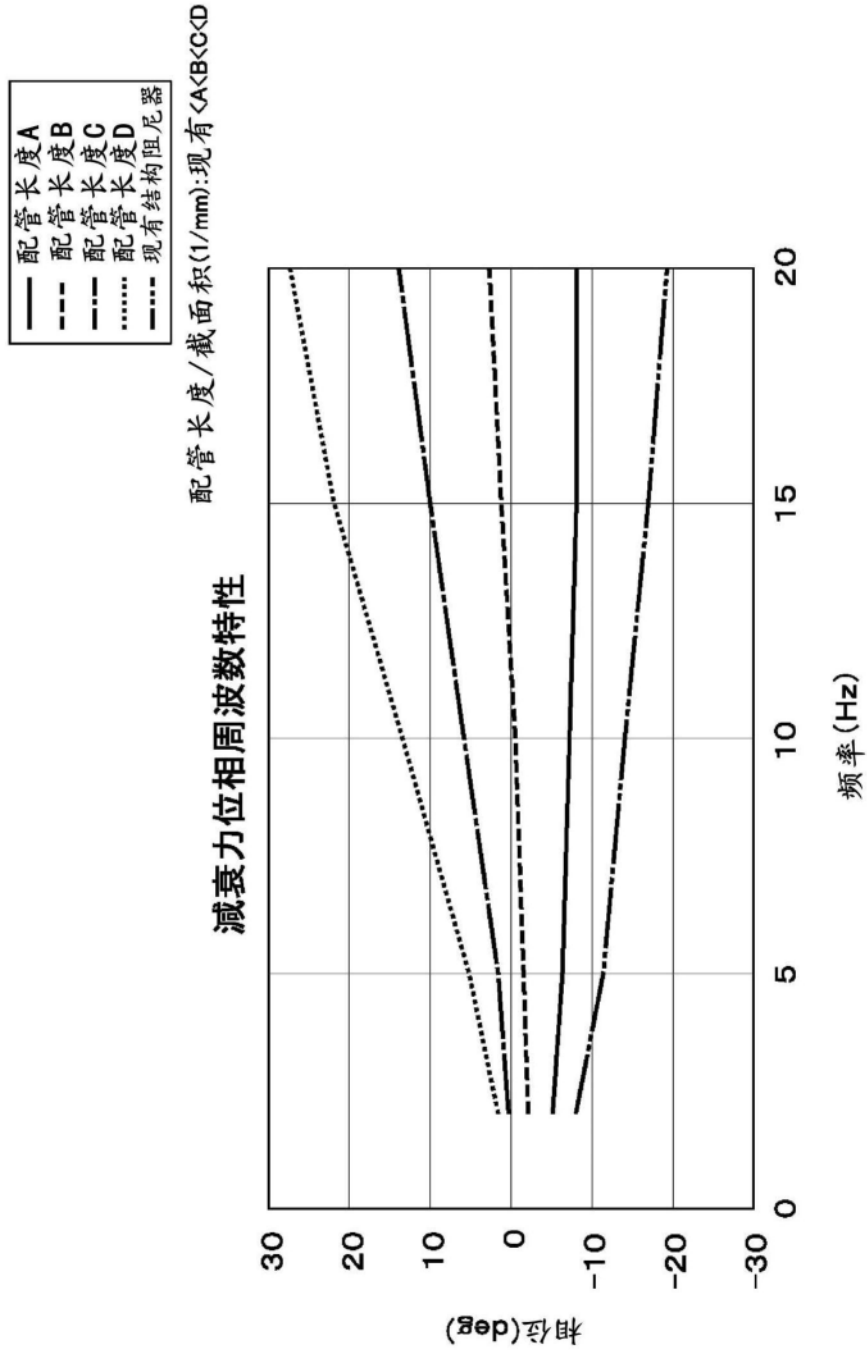


图7

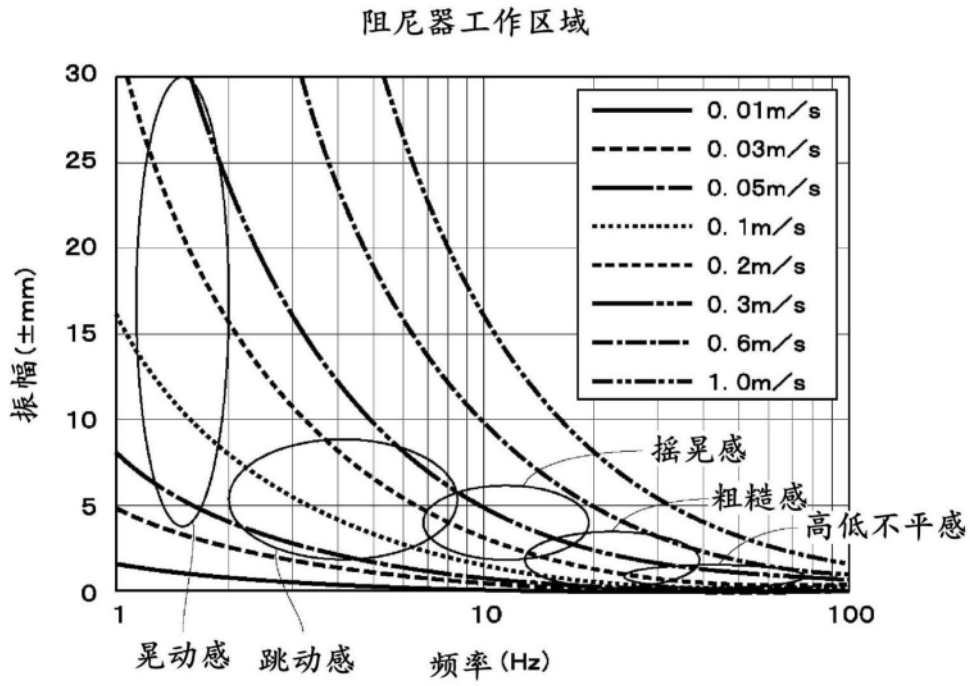


图8

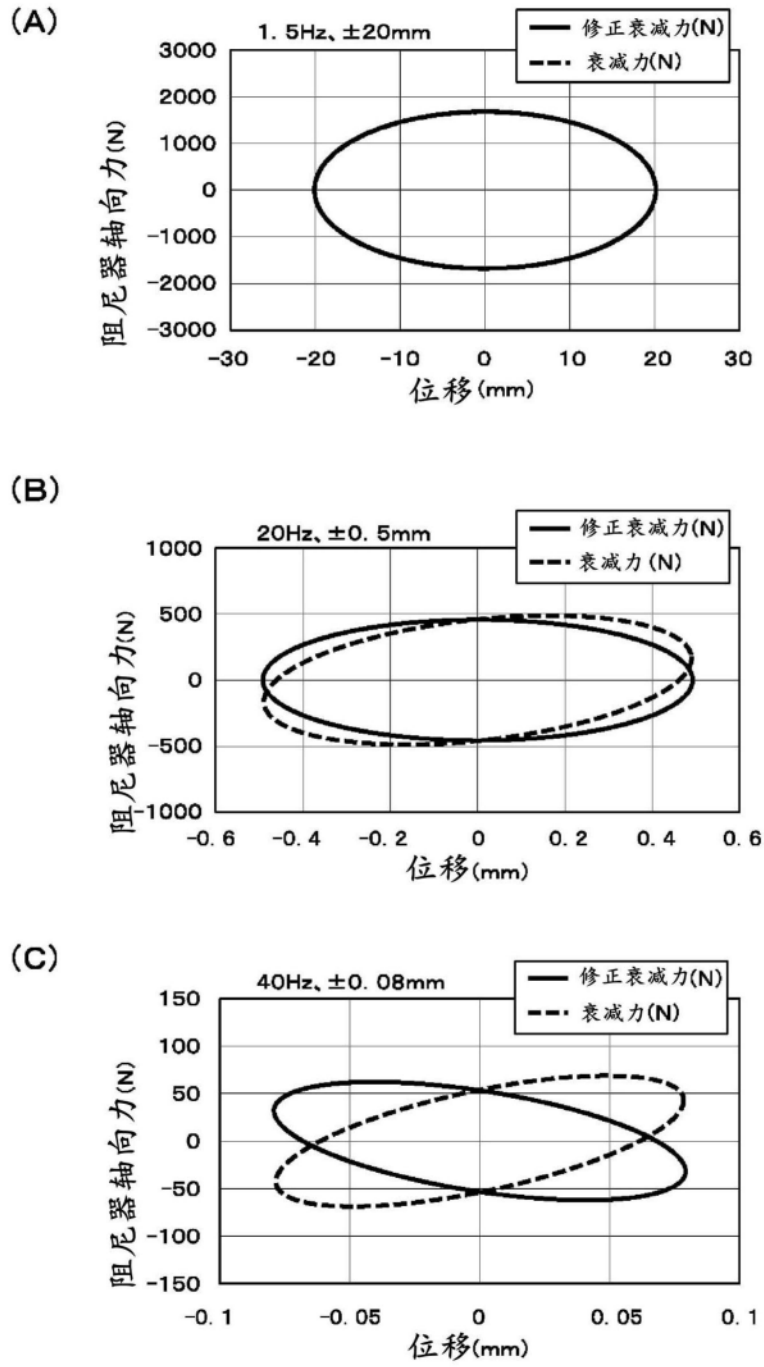


图9

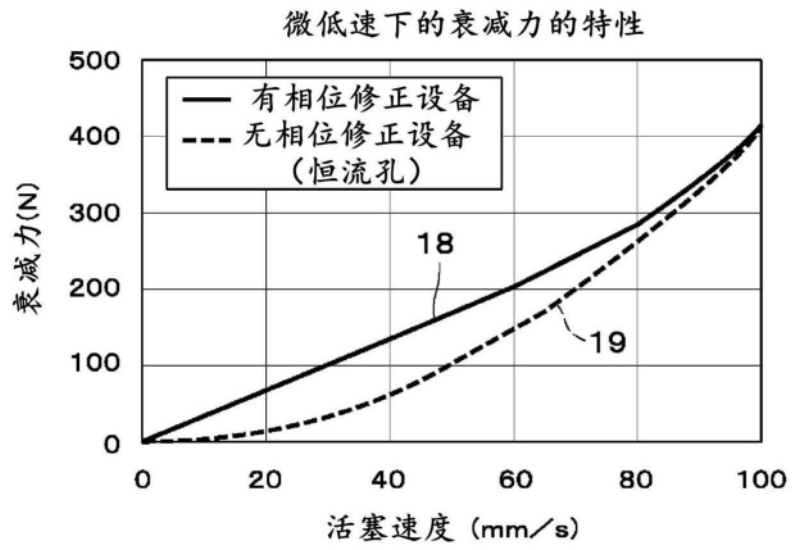


图10

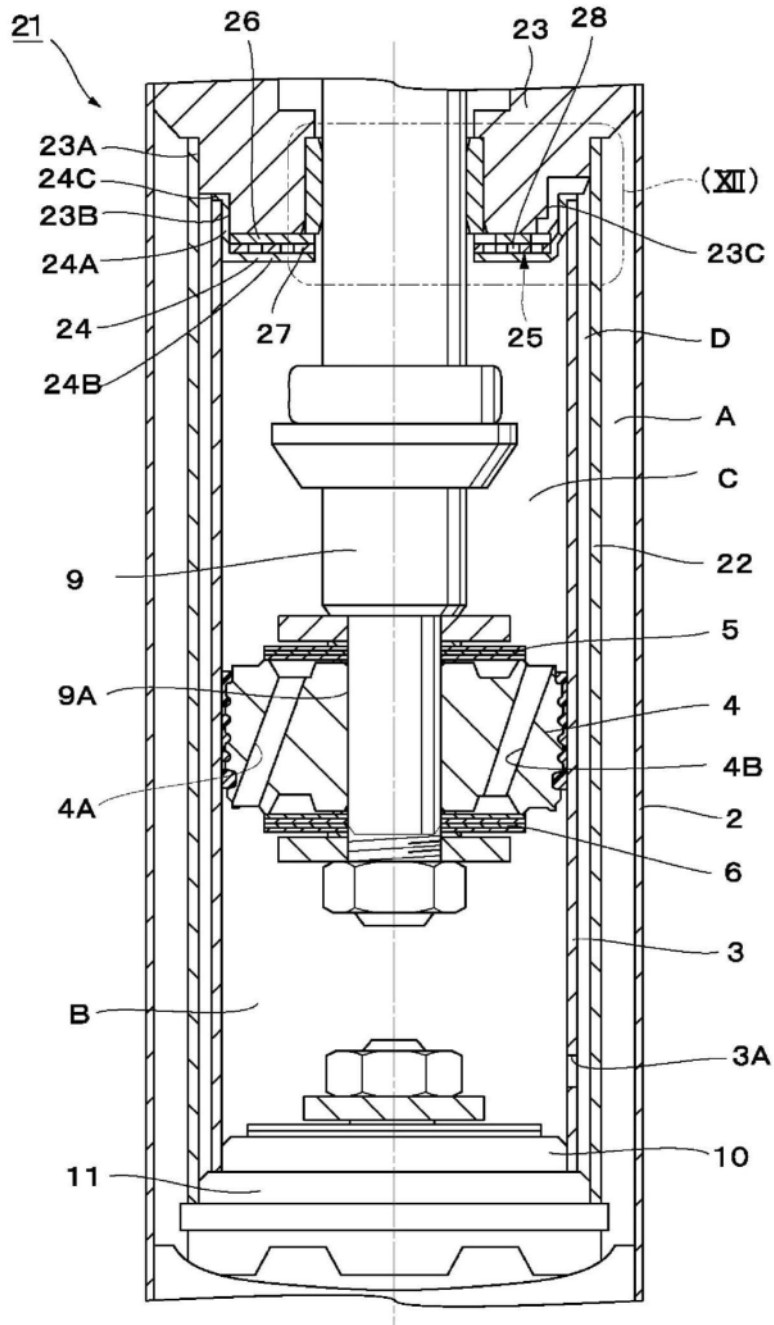


图11



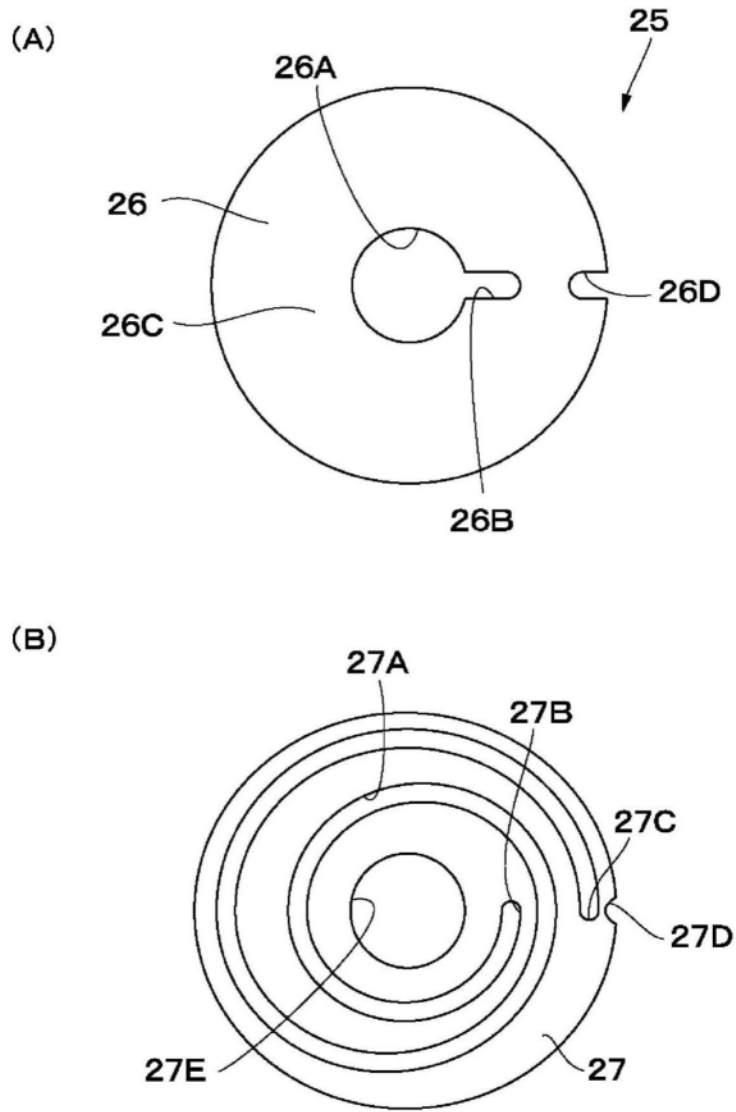


图13

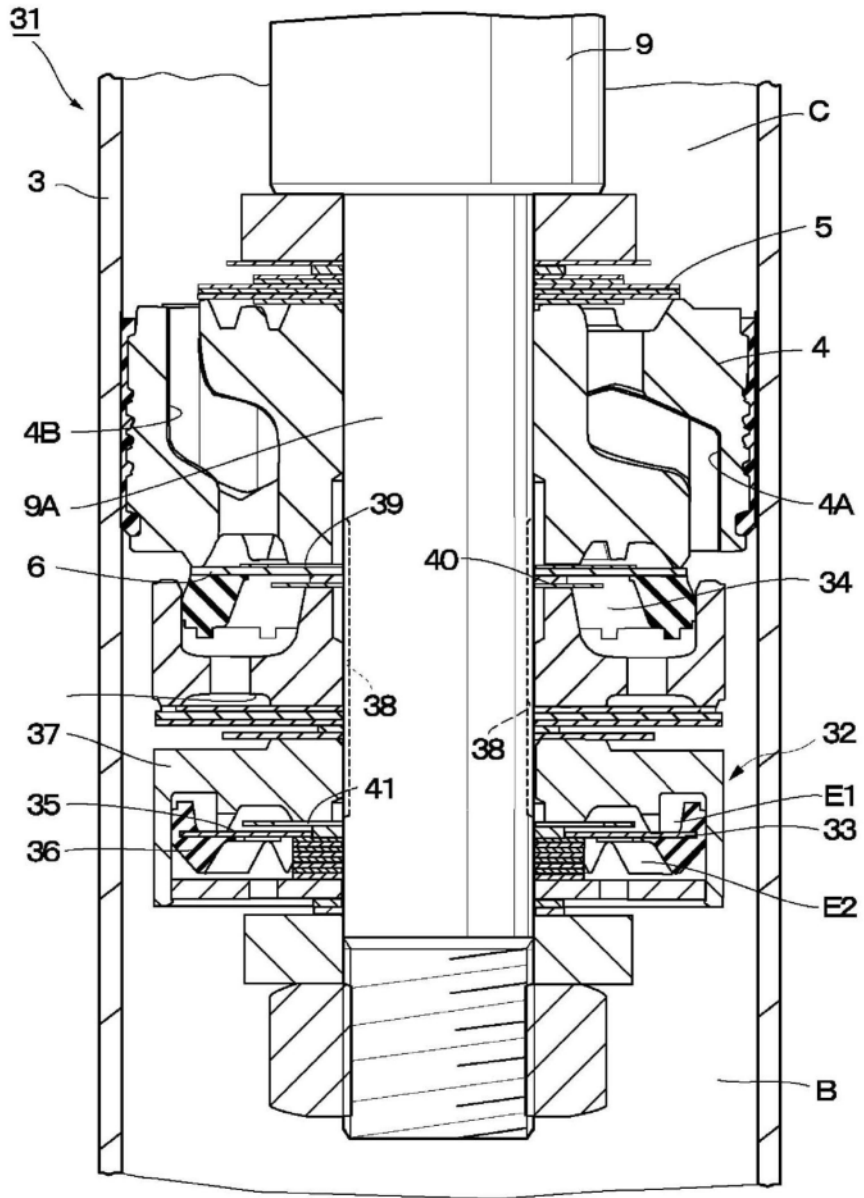


图14

频率感应型阻尼器衰减力利萨如波形

(活塞速度:100mm/s)

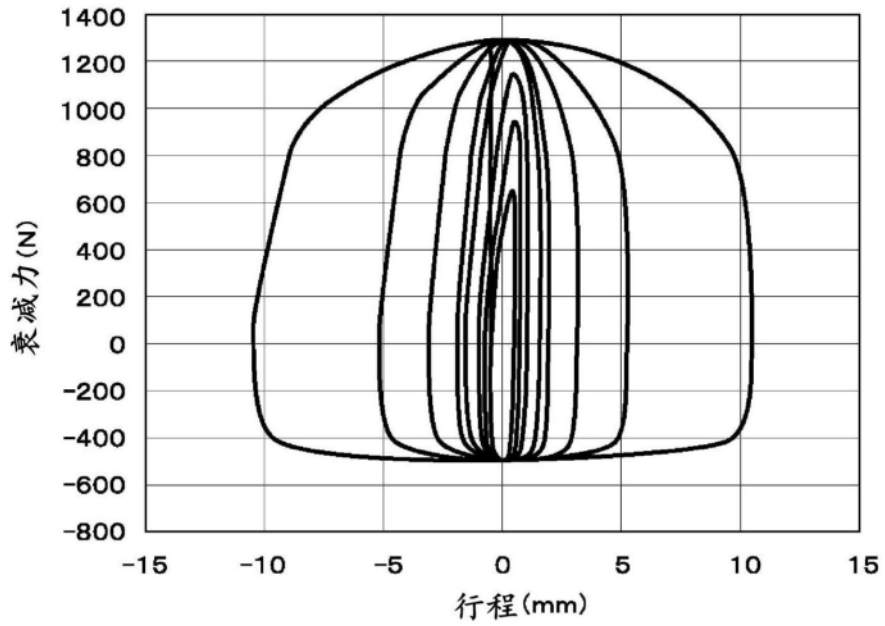


图15

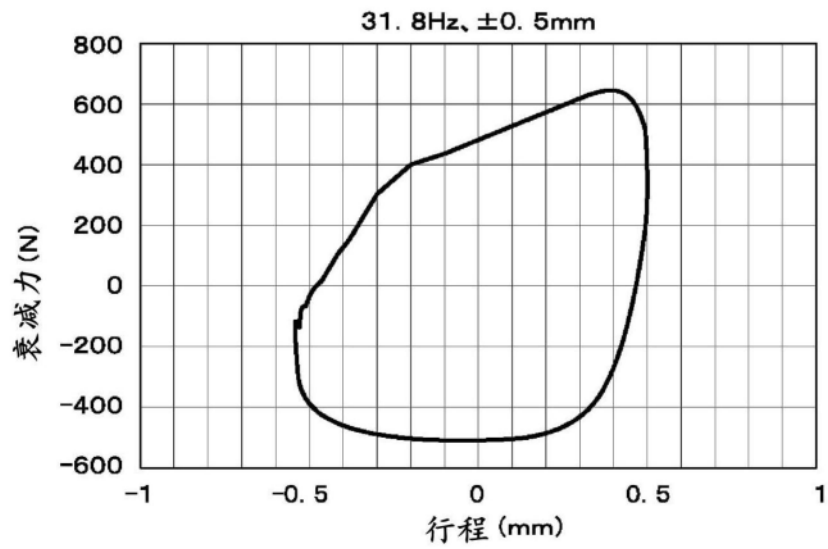


图16

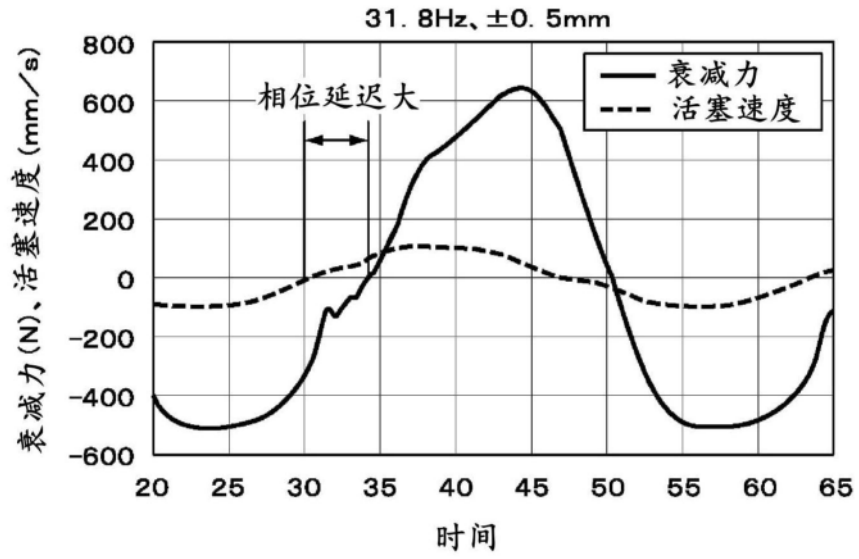


图17





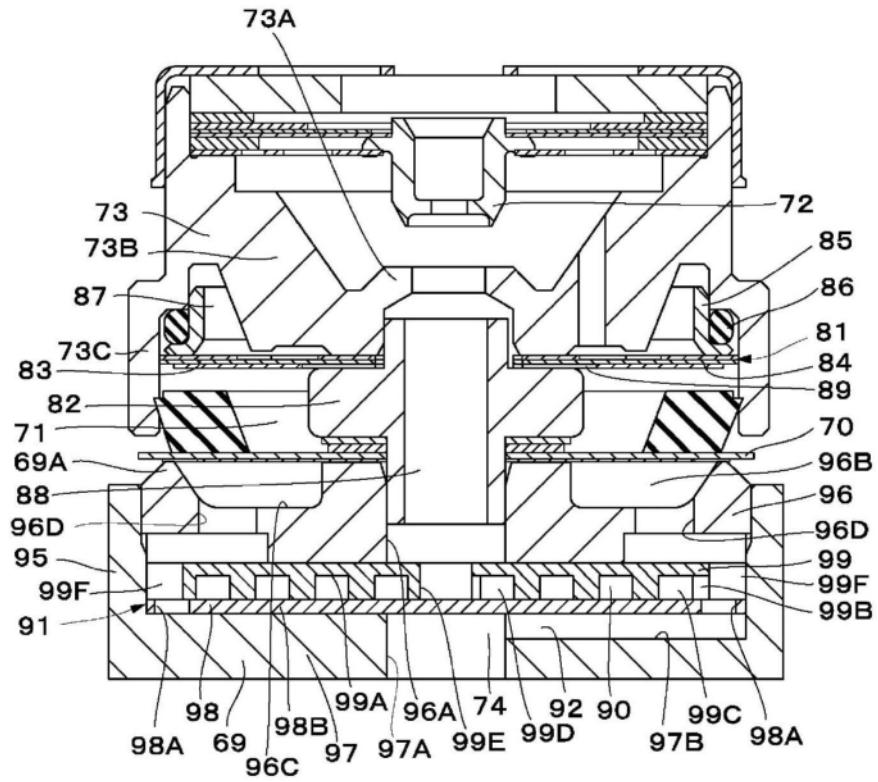


图20

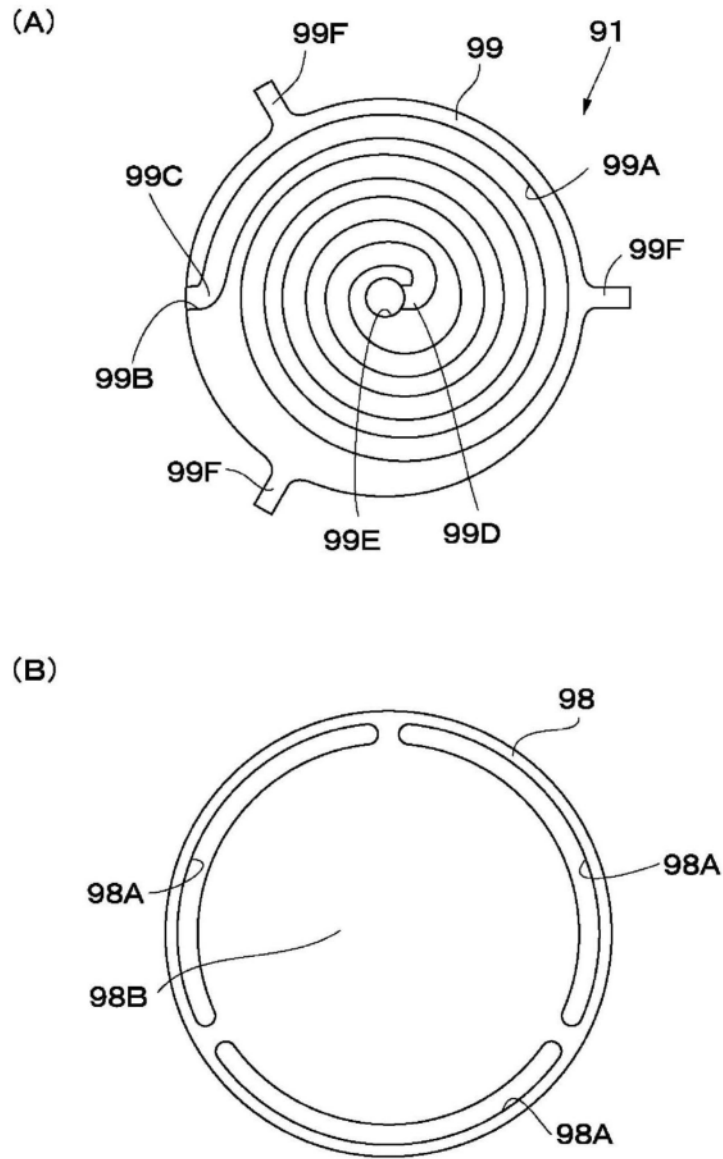


图21

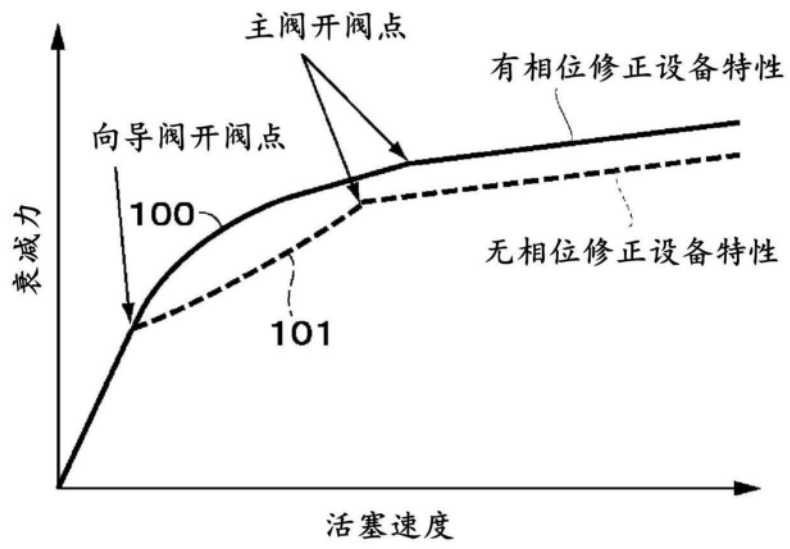


图22