



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107435564 B

(45)授权公告日 2020.10.23

(21)申请号 201710316223.2

(22)申请日 2017.05.05

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107435564 A

(43)申请公布日 2017.12.05

(30)优先权数据
15/147706 2016.05.05 US

(73)专利权人 通用电气公司
地址 美国纽约州

(72)发明人 B.H.埃尔特斯 K.R.斯诺夫

(74)专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001
代理人 严志军 李强

(51)Int.Cl.

F01D 25/04(2006.01)

F01D 25/16(2006.01)

(56)对比文件

US 4527910 A,1985.07.09

US 3994541 A,1976.11.30

US 2015104123 A1,2015.04.16

US 2015300406 A1,2015.10.22

US 2013051982 A1,2013.02.28

US 2007248293 A1,2007.10.25

US 2011064340 A1,2011.03.17

US 2009304313 A1,2009.12.10

US 5110257 A,1992.05.05

US 4781077 A,1988.11.01

审查员 韩宇

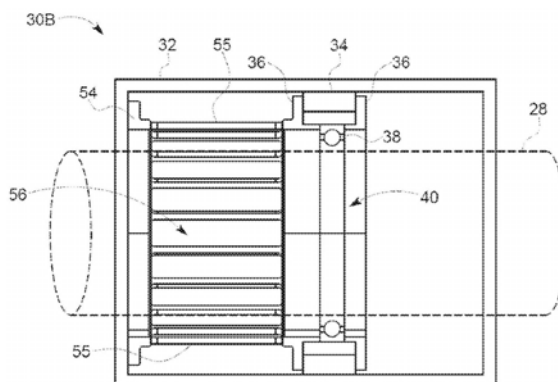
权利要求书3页 说明书10页 附图4页

(54)发明名称

具有外部支撑弹簧的轴承阻尼器的系统和
方法

(57)摘要

本发明的一个实施例描述了一种轴承阻尼器,其包括:壳体;阻尼器,所述阻尼器具有环形间隙和内部弹簧,其中所述环形间隙形成在所述阻尼器的内边沿和外边沿之间,所述内部弹簧沿周向界定所述环形间隙,所述外边沿连接到所述壳体,并且所述环形间隙被构造成填充有流体,所述流体用来衰减在驱动轴上产生的振动;以及外部弹簧,所述外部弹簧连接到所述壳体并且连接到所述内边沿,其中所述外部弹簧包括:轴向刚度,所述轴向刚度被工程设计成在外部抵消施加在所述内边沿上的轴向力;和径向刚度,所述径向刚度被工程设计成在外部抵消施加在所述内边沿上的径向力的第一部分,并且允许所述径向力的第二部分将振动从所述驱动轴传播到所述内边沿。



1. 一种轴承阻尼器组件,其被构造成用于涡轮机系统,所述轴承阻尼器组件包括:
壳体;

分段式挤压膜阻尼器,所述分段式挤压膜阻尼器包括第一环形间隙和第一内部弹簧,其中所述第一环形间隙形成在所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿和外边沿之间,所述第一内部弹簧沿周向界定所述第一环形间隙,所述外边沿联接到所述壳体,并且所述第一环形间隙被构造成填充有流体,所述流体用来衰减在所述涡轮机系统的驱动轴上产生的振动;以及

外部弹簧,所述外部弹簧联接到所述壳体并且联接到所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿,其中所述外部弹簧包括:

轴向刚度,所述轴向刚度被工程设计成在外部抵消施加在所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿上的轴向力;和

径向刚度,所述径向刚度被工程设计成在外部抵消施加在所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿上的径向力的第一部分,并且允许所述径向力的第二部分将振动从所述驱动轴传播到所述内边沿;

所述轴承阻尼器组件还包括:

第一端部密封件,所述第一端部密封件联接到所述分段式挤压膜阻尼器,其中:

所述第一端部密封件包括与所述第一环形间隙流体地联接的第一出口端口;所述第一出口端口被构造成控制流体从所述第一环形间隙流出的流出速率;并且

所述外部弹簧的轴向刚度被构造成便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述第一出口端口的尺寸不变;以及

流体泵,所述流体泵流体地联接到在所述壳体中形成的入口端口,其中所述入口端口流体地联接到所述第一环形间隙。

2. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于,所述外部弹簧被构造成能够独立地调整所述轴向刚度和所述径向刚度。

3. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于:

所述分段式挤压膜阻尼器的外边沿联接到所述壳体的内表面;

所述外部弹簧的第一端部联接到所述壳体的内表面;并且

所述外部弹簧的第二端部联接到所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿。

4. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于:

所述外部弹簧包括与所述分段式挤压膜阻尼器联接的第二端部密封件,其中所述第二端部密封件包括与所述第一环形间隙流体地联接的第二出口端口;

所述第二出口端口被构造成控制流体从所述第一环形间隙流出的流动速率;并且

所述外部弹簧的轴向刚度被构造成便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述第二出口端口的尺寸不变。

5. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于,所述第一环形间隙是密封的。

6. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于,所述分段式挤压膜阻尼器包括:

第二内部弹簧,所述第二内部弹簧沿周向界定所述第一环形间隙;

第二环形间隙,所述第二环形间隙由第三内部弹簧和第四内部弹簧沿周向界定;

第三环形间隙,所述第三环形间隙由第五内部弹簧和第六内部弹簧沿周向界定;以及第四环形间隙,所述第四环形间隙由第七内部弹簧和第八内部弹簧沿周向界定。

7. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于,所述第一环形间隙沿着周向在所述分段式挤压膜阻尼器的内边沿和外边沿之间部分地延伸。

8. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于:

所述外部弹簧包括多个指状部,所述多个指状部在所述壳体和所述分段式挤压膜阻尼器之间与所述驱动轴平行地延伸;

所述多个指状部的数量、尺寸、材料组成、构造或它们的任何组合被构造成当所述外部弹簧完全抵消轴向力时调节所述外部弹簧的径向刚度而不调节所述外部弹簧的轴向刚度。

9. 根据权利要求1所述的轴承阻尼器组件,其特征在于,所述涡轮机系统包括压缩机、涡轮发动机或这两者。

10. 一种制造被构造成用于涡轮机系统的轴承阻尼器组件的方法,所述方法包括:

将阻尼器的外边沿联接到壳体的内表面,使得在所述壳体中形成的入口端口流体地联接到沿着周向在所述阻尼器的外边沿和内边沿之间部分地形成的环形间隙,其中所述环形间隙被构造成填充有流体,所述流体用来衰减在所述涡轮机系统的操作期间产生的振动;

将第一端部密封件联接到所述内边沿的第一侧表面,使得在所述第一端部密封件中形成的第一出口端口流体地联接到所述环形间隙;

将外部弹簧的第一端部联接到所述壳体的内表面;以及

将所述外部弹簧的第二端部联接到所述内边沿的第二侧表面,其中所述外部弹簧被构造成便于:

调整所述外部弹簧的轴向刚度以大致抵消施加在所述内边沿上的轴向力,从而便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述第一出口端口的尺寸大致不变;并且

相对于所述轴向刚度相对独立地调整所述外部弹簧的径向刚度以大致抵消施加在所述内边沿上的径向力的第一部分,从而便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述环形间隙的平均尺寸大致不变。

11. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述方法包括将泵流体地联接到所述入口端口,以使得所述泵能够将流体供应到所述环形间隙。

12. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述阻尼器包括分段式挤压膜阻尼器。

13. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于:

所述外部弹簧包括第二端部密封件;

将所述外部弹簧的第二端部联接到所述内边沿的第二侧表面包括流体地联接所述环形间隙和所述第二端部密封件的第二出口端口;并且

调整所述外部弹簧的轴向刚度,以便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述第二出口端口的尺寸大致不变。

14. 一种涡轮机系统,其包括外部弹簧,其中所述外部弹簧包括:

第一端部,所述第一端部被构造成联接到壳体的内表面,所述壳体通过联接到轴承阻尼器的外边沿而容纳所述阻尼器;

第二端部,所述第二端部被构造成联接到所述阻尼器的内边沿的第一侧表面;以及

多个弹簧指状部,所述多个弹簧指状部形成在所述外部弹簧的第一端部和第二端部之

间,其中所述多个弹簧指状部包括:

轴向刚度,所述轴向刚度被构造成在外部抵消施加在所述阻尼器的内边沿上的轴向力,以便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述阻尼器上的出口端口的尺寸大致不变;
和

径向刚度,所述径向刚度被构造成:

便于将在所述涡轮机系统的操作期间产生的振动传播到所述阻尼器;并且

在外部抵消施加在所述阻尼器的内边沿上的径向力,以便于保持所述阻尼器的内边沿和外边沿之间的平均距离。

15. 根据权利要求14所述的涡轮机系统,其特征在于,所述涡轮机系统包括机械能量源,所述机械能量源被构造成在所述涡轮机系统的操作期间致动驱动轴,其中:

振动是在所述驱动轴上产生的;并且

所述阻尼器被构造成利用在所述阻尼器的内边沿和外边沿之间形成的环形间隙中的流体来消散所述振动。

16. 根据权利要求15所述的涡轮机系统,其特征在于,所述多个弹簧指状部中的每一个弹簧指状部都沿与所述驱动轴平行的方向形成。

17. 根据权利要求14所述的涡轮机系统,其特征在于,所述外部弹簧的第二端部包括端部密封件,所述端部密封件被构造成与所述阻尼器的侧表面形成所述出口端口。

18. 根据权利要求14所述的涡轮机系统,其特征在于,所述外部弹簧包括鼠笼式装置。

19. 根据权利要求14所述的涡轮机系统,其特征在于,所述涡轮机系统包括涡轮发动机、燃气涡轮发动机、蒸汽涡轮发动机、离心式压缩机、涡轮增压器、喷气发动机。

具有外部支撑弹簧的轴承阻尼器的系统和方法

技术领域

[0001] 本发明整体涉及涡轮机系统,更具体地,本发明涉及在涡轮机系统中使用的轴承阻尼器。

背景技术

[0002] 总体上,涡轮机系统可以便于流体和转子之间的能量传递。例如,通过压缩流体,涡轮机系统(例如压缩机)可以利用转子将能量传递到流体。除此之外或作为另外一种选择,涡轮机系统(例如涡轮发动机)可以利用转子从流体流中提取能量。为了便于能量的传递,切向力可以致动(例如转动)转子。

[0003] 然而,转子可能在涡轮机系统的其余部分上施加轴向和/或径向力。例如,转子的旋转可能引起质量不平衡,因此引起涡轮机系统中的振动(例如径向力)。另外,由于重力作用,转子可能施加径向(例如向下)力。此外,当涡轮机系统运转时,转子可能施加轴向(例如推)力。

[0004] 为了帮助应对转子施加的各种力,涡轮机系统可以包括一个或多个轴承阻尼器组件。例如,轴承阻尼器组件可以消散转子上产生的振动,由此减少传递到涡轮机系统其余部分上的振动。另外,轴承阻尼器组件可以支撑转子抵抗其它径向力和/或轴向力,以便于转子的致动。然而,在某些情况下,调整轴承阻尼器组件以应对其它径向力和/或轴向力可能影响轴承阻尼器消散振动的能力。

发明内容

[0005] 以下列出本文公开的某些实施例的概述。应当理解,这些方面仅仅是用来向读者提供所述某些实施例的简要描述,这些方面并不用来限制本发明的范围。实际上,本发明可以涵盖以下可能没有列出的多个方面。

[0006] 根据本发明的一方面,本发明提供了一种在涡轮机系统中使用的轴承阻尼器组件。轴承阻尼器组件包括:壳体;分段式挤压膜阻尼器,分段式挤压膜阻尼器具有第一环形间隙和第一内部弹簧,其中第一环形间隙形成在分段式挤压膜阻尼器的内边沿和外边沿之间,第一内部弹簧沿周向界定第一环形间隙,外边沿联接到壳体,并且第一环形间隙填充有流体,流体用来衰减在涡轮机系统的驱动轴上产生的振动;以及外部弹簧,外部弹簧联接到壳体并且联接到分段式挤压膜阻尼器的内边沿,其中外部弹簧包括:轴向刚度,轴向刚度被工程设计成在外部抵消施加在分段式挤压膜阻尼器的内边沿上的轴向力;和径向刚度,径向刚度被工程设计成在外部抵消施加在分段式挤压膜阻尼器的内边沿上的径向力的第一部分,并且允许径向力的第二部分将振动从驱动轴传播到内边沿。

[0007] 根据本发明的一个实施例,外部弹簧被构造成能够独立地调整轴向刚度和径向刚度。

[0008] 根据本发明的一个实施例,分段式挤压膜阻尼器的外边沿联接到壳体的内表面;外部弹簧的第一端部联接到壳体的内表面;并且外部弹簧的第二端部联接到分段式挤压膜

阻尼器的内边沿。

[0009] 根据本发明的一个实施例,轴承阻尼器组件包括:第一端部密封件,第一端部密封件联接到分段式挤压膜阻尼器,其中:第一端部密封件包括与第一环形间隙流体地联接的第一出口端口;第一出口端口被构造成控制流体从第一环形间隙流出的流出速率;并且外部弹簧的轴向刚度被构造成便于在涡轮机系统的操作期间保持第一出口端口的尺寸不变;以及流体泵,流体泵流体地联接到在壳体中形成的入口端口,其中入口端口流体地联接到第一环形间隙。

[0010] 根据本发明的一个实施例,外部弹簧包括与分段式挤压膜阻尼器联接的第二端部密封件,其中第二端部密封件包括与第一环形间隙流体地联接的第二出口端口;第二出口端口被构造成控制流体从第一环形间隙流出的流动速率;并且外部弹簧的轴向刚度被构造成便于在涡轮机系统的操作期间保持第二出口端口的尺寸不变。

[0011] 根据本发明的一个实施例,第一环形间隙是密封的。

[0012] 根据本发明的一个实施例,分段式挤压膜阻尼器包括:第二内部弹簧,第二内部弹簧沿周向界定第一环形间隙;第二环形间隙,第二环形间隙由第三内部弹簧和第四内部弹簧沿周向界定;第三环形间隙,第三环形间隙由第五内部弹簧和第六内部弹簧沿周向界定;以及第四环形间隙,第四环形间隙由第七内部弹簧和第八内部弹簧沿周向界定。

[0013] 根据本发明的一个实施例,第一环形间隙沿着周向在分段式挤压膜阻尼器的内边沿和外边沿之间部分地延伸。

[0014] 根据本发明的一个实施例,外部弹簧包括多个指状部,多个指状部在壳体和分段式挤压膜阻尼器之间与驱动轴平行地延伸;多个指状部的数量、尺寸、材料组成、构造或它们的任何组合被构造成当外部弹簧完全抵消轴向力时调节外部弹簧的径向刚度而不调节外部弹簧的轴向刚度。

[0015] 根据本发明的一个实施例,涡轮机系统包括压缩机、涡轮发动机或这两者。

[0016] 根据本发明的另一方面,本发明提供了一种制造用于涡轮机系统的轴承阻尼器组件的方法。方法包括:将阻尼器的外边沿联接到壳体的内表面,使得在壳体中形成的入口端口流体地联接到沿着周向在阻尼器的外边沿和内边沿之间部分地形成的环形间隙,其中环形间隙填充有流体,流体用来衰减在涡轮机系统的操作期间产生的振动;将第一端部密封件联接到内边沿的第一侧表面,使得在第一端部密封件中形成的第一出口端口流体地联接到环形间隙;将外部弹簧的第一端部联接到壳体的内表面;以及将外部弹簧的第二端部联接到内边沿的第二侧表面,其中外部弹簧便于:调整外部弹簧的轴向刚度以大致抵消施加在内边沿上的轴向力,从而便于在涡轮机系统的操作期间保持第一出口端口的尺寸大致不变;并且相对于轴向刚度相对独立地调整外部弹簧的径向刚度以大致抵消施加在内边沿上的径向力的第一部分,从而便于在所述涡轮机系统的操作期间保持所述环形间隙的平均尺寸大致不变。

[0017] 根据本发明的一个实施例,所述方法包括将泵流体地联接到所述入口端口,以使得所述泵能够将流体供应到所述环形间隙。

[0018] 根据本发明的一个实施例,所述阻尼器包括分段式挤压膜阻尼器。

[0019] 根据本发明的一个实施例,其特征在于:外部弹簧包括第二端部密封件;将外部弹簧的第二端部联接到内边沿的第二侧表面包括流体地联接环形间隙和第二端部密封件的

第二出口端口；并且调整外部弹簧的轴向刚度，以便于在涡轮机系统的操作期间保持第二出口端口的尺寸大致不变。

[0020] 根据本发明的另一方面，本发明提供一种涡轮机系统，其包括外部弹簧。外部弹簧包括：第一端部，第一端部联接到壳体的内表面，壳体通过联接到阻尼器的外边沿而容纳阻尼器；第二端部，第二端部联接到阻尼器的内边沿的第一侧表面；以及多个弹簧指状部，多个弹簧指状部形成在外部弹簧的第一端部和第二端部之间。多个弹簧指状部包括：轴向刚度，轴向刚度在外部抵消施加在阻尼器的内边沿上的轴向力，以便于在涡轮机系统的操作期间保持阻尼器上的出口端口的尺寸大致不变；和径向刚度，径向刚度便于将在涡轮机系统的操作期间产生的振动传播到阻尼器，并且在外部抵消施加在阻尼器的内边沿上的其它径向力，以便于保持阻尼器的内边沿和外边沿之间的平均距离。

[0021] 根据本发明的一个实施例，涡轮机系统包括机械能量源，机械能量源被构造成在涡轮机系统的操作期间驱动驱动轴，其中：振动是在驱动轴上产生的；并且阻尼器被构造成利用在阻尼器的内边沿和外边沿之间形成的环形间隙中的流体来消散振动。

[0022] 根据本发明的一个实施例，多个弹簧指状部中的每一个弹簧指状部都沿与驱动轴平行的方向形成。

[0023] 根据本发明的一个实施例，外部弹簧的第二端部包括端部密封件，端部密封件被构造成与阻尼器的侧表面形成出口端口。

[0024] 根据本发明的一个实施例，外部弹簧包括鼠笼式装置。

[0025] 根据本发明的一个实施例，涡轮机系统包括涡轮发动机、燃气涡轮发动机、蒸汽涡轮发动机、离心式压缩机、涡轮增压器、喷气发动机。

附图说明

[0026] 当参考附图阅读以下的详细说明时，本发明的这些和其它特征、方面和优点将得到更好的理解，在整个附图中，相同的附图标记表示相同的部件，其中：

[0027] 图1为根据一个实施例的涡轮机系统的方框图；

[0028] 图2为根据一个实施例的图1的涡轮机系统中的轴承阻尼器组件的侧横截面图；

[0029] 图3为根据一个实施例的图2的轴承阻尼器组件中的分段式挤压膜阻尼器的透视图；

[0030] 图4为根据一个实施例的图2的轴承阻尼器组件的一部分的横截面图；

[0031] 图5为根据一个实施例的图2的轴承阻尼器组件的一部分的横截面图；

[0032] 图6为根据一个实施例的图1的涡轮机系统中的具有外部支撑弹簧的轴承阻尼器组件的侧横截面图；

[0033] 图7为根据一个实施例的图6的轴承阻尼器组件的一部分的横截面图；以及

[0034] 图8为根据一个实施例的用于组装具有外部支撑弹簧的轴承阻尼器组件的过程的流程图。

具体实施方式

[0035] 以下将描述本发明的一个或多个特定实施例。这些描述的实施例仅仅是当前公开的技术的例子。另外，为了提供这些实施例的简明描述，在说明书中可以不描述实际实施方

式的全部特征。应当理解,在任何这种实际实施例的开发中,如同在任何工程或设计项目中,必须做出许多具体实施决定以实现开发者的特定目的,例如符合系统相关的和商业相关的约束,这样的目的根据具体实施可以是变化的。此外,应当理解,这样的开发工作可能是复杂且耗时的,然而对于了解本发明优点的本领域普通技术人员而言可以是设计、制造和制备的例行任务。

[0036] 当介绍本发明的各个实施例的元件时,冠词“一”、“该”和“所述”指的是具有一个或多个该元件。术语“包括”、“包含”和“具有”是包含性的,指的是除了所列的元件之外,还可能存在另外的元件。另外,应当理解,参考本发明的“一个实施例”或“实施例”并不是解释为排除也结合有记载的特征的另外的实施例的存在。

[0037] 如上所述,涡轮机系统可以致动(例如旋转)转子,以便于在转子和流体之间传递能量。为了便于致动转子,涡轮机可以包括一个或多个轴承阻尼器组件。具体地,轴承阻尼器组件可以消散在转子上产生的振动(例如动态径向力)和/或支撑转子抵抗由转子施加在涡轮机系统的其余部分上的其它径向和/或轴向力。

[0038] 例如,轴承阻尼器组件可以包括阻尼器(例如分段式挤压膜阻尼器),该阻尼器包括由内部弹簧分开的多个环形间隙。另外,轴承阻尼器组件可以包括联接在阻尼器和驱动轴之间的轴承。因此,施加在驱动轴上的力可以通过轴承传递到阻尼器。例如,在轴上产生的振动可以从驱动轴通过轴承传播到阻尼器中。在阻尼器中,振动可以通过环形间隙中的流体而被消散。

[0039] 在一些实施例中,阻尼器的阻尼特性可以至少部分地基于环形间隙中的流体的压力和/或环形间隙的尺寸。例如,调节流体压力和/或环形间隙的尺寸可以影响由阻尼器衰减(例如消散)的振动频率。因此,在一些实施例中,流体压力和/或环形间隙尺寸可以被调整(例如调节)而以涡轮机系统的自然频率为目标,这可以便于降低振动对涡轮机系统的其余部分的影响。

[0040] 另外,如上所述,驱动轴可以在轴承阻尼器组件上施加其它径向和/或轴向力。当没有充分抵消时,轴向和/或径向力可能作用而改变阻尼器的流体压力和/或环形间隙尺寸,由此改变目标振动频率。例如,轴向(推)力可能引起阻尼器中的轴向运动,这可能破坏通过轴向间隙的流体流,从而破坏环形间隙中的流体压力。另外,径向(例如重力作用)力可能引起阻尼器中的径向运动,这可能减小底部环形间隙的尺寸和/或增大顶部环形间隙的尺寸。因此,为了便于保持阻尼特性(例如衰减的振动频率和/或阻尼能力),轴承组件可以抵消轴向和/或径向力,以便于保持环形间隙尺寸和/或环形间隙中的流体压力。

[0041] 在某些情况下,通过增大阻尼器中的内部弹簧的刚度(例如减小柔性),可以抵消轴向和/或径向力。例如,增大内部弹簧的刚度可以增大径向刚度(例如抵消径向力的能力)和轴向刚度(例如抵消轴向力的能力)两者。换句话讲,内部弹簧的轴向刚度和径向刚度是直接相连的,因此不能够独立地调整。因此,使用内部弹簧来抵消轴向和径向力可能限制调整灵活性,因此限制了阻尼器的操作效率(例如衰减振动的能力)。

[0042] 因此,本发明提供用以提高轴承阻尼器组件中的阻尼器(例如分段式挤压膜阻尼器)的调整灵活性的技术,其可以便于提高轴承阻尼器组件的操作效率。为了方便,在一些实施例中,外部弹簧(例如鼠笼式装置)可以联接在轴承阻尼器组件的阻尼器和壳体之间,以从外部抵消施加在阻尼器上的径向和/或轴向力。换句话讲,外部弹簧可以便于从外部保

持轴向端部密封间隙尺寸和/或保持环形阻尼器基体间隙 (land gap) 中的流体压力, 由此使得阻尼器能够保持目标阻尼特性 (例如, 自然频率下的目标振动和/或目标阻尼值)。

[0043] 这样, 外部弹簧可以便于主要利用阻尼器的内部弹簧来沿周向分隔环形阻尼器基体间隙。因此, 在一些实施例中, 可以主要基于当消散振动时由阻尼器的偏转而引起的内部弹簧上的应力, 来调整内部弹簧的刚度。换句话讲, 因为不调整以抵消轴向和/或径向力, 所以内部弹簧的刚度可以减小到刚度阈值, 低于该刚度阈值, 阻尼器的偏转可能潜在地使一个或多个内部弹簧断裂 (例如突然折断)。

[0044] 另外, 因为在阻尼器外部, 所以对外部弹簧的物理构造的限制可以小于对内部弹簧的限制。因此, 在一些实施例中, 外部弹簧的物理构造可以使得能够对轴向刚度和径向刚度进行相对独立的调整。例如, 在保持大致相同的轴向刚度的同时, 鼠笼式装置 (例如外部弹簧) 可以被调整到各种径向刚度。这样, 外部弹簧可以被调整以提供基本上抵消任何轴向力的轴向刚度, 由此降低阻尼器中的轴向运动的可能性。另一方面, 外部弹簧可以被调整以提供使得振动能够通过轴承阻尼器组件传播但是基本上抵消其它的径向力的径向刚度, 由此降低阻尼器中径向偏转的可能性。换句话讲, 外部弹簧可以被工程设计 (例如设计) 成具有高的轴向刚度 (例如足以基本上抵消轴向力) 和合适的径向刚度 (例如足以在减小径向偏转的同时便于振动衰减)。

[0045] 为了帮助图示说明, 图1中描述了涡轮机系统10的一个实施例。在一些实施例中, 涡轮机系统10可以是涡轮发动机、燃气涡轮发动机、蒸汽涡轮发动机、离心式压缩机、涡轮增压器、喷气发动机或类似物。如图所示, 涡轮机系统10包括进气口12、压缩机14、燃烧器16、涡轮18和排气口20。另外, 涡轮机系统110包括转子组件, 该转子组件包括压缩机叶片24、涡轮叶片26和驱动轴28。

[0046] 在操作中, 进气口12可以将空气吸入到涡轮机系统10中 (例如从周围环境大气), 并且将空气引导到压缩机14中。在压缩机14中, 空气可以通过压缩机叶片24的旋转而被压缩, 以产生压缩空气。这样, 涡轮机系统10可以将能量从转子组件 (例如压缩机叶片24) 传递到流体 (例如压缩空气)。

[0047] 然后, 压缩空气与燃料 (例如汽油或喷气燃料) 混合, 并且在燃烧器16中燃烧 (例如燃烧), 以产生燃烧气体。然后, 燃烧气体可以流过涡轮18, 并且经由排气口20从涡轮机系统10排出 (例如排出到周围环境大气)。在涡轮18中, 燃烧气体可以在涡轮叶片26上流动, 由此转动 (例如致动) 涡轮叶片26。这样, 涡轮机10可以将能量从流体 (例如燃烧气体) 传递到转子组件 (例如涡轮叶片26)。

[0048] 如图所示, 涡轮叶片26联接到驱动轴28。在一些实施例中, 涡轮叶片26可以机械地联接到驱动轴28, 使得涡轮叶片26的旋转也转动驱动轴28。另外, 如图所示, 驱动轴28联接到压缩机叶片24。在一些实施例中, 压缩机叶片24可以机械地联接到驱动轴28, 使得驱动轴28的旋转也转动压缩机叶片。另外, 在一些实施例中, 驱动轴28可以机械地联接到外部负载, 例如发电机和/或机械驱动器 (例如泵或推进器)。这样, 驱动轴28的旋转可以向诸如压缩机叶片24和/或外部负载的载荷提供机械能。

[0049] 另外, 如图所示, 涡轮机系统10包括沿着驱动轴28的轴承阻尼器组件30。具体地, 在图示实施例中, 一个轴承阻尼器组件30位于压缩机14中, 另一个轴承阻尼器组件30位于涡轮18中。在其它实施例中, 涡轮机系统10可以包括沿着驱动轴处于多个合适位置处 (例如

但不限于压缩机14和涡轮18)的一个或多个轴承阻尼器组件30。

[0050] 为了帮助图示说明,图2中描述了轴承阻尼器组件30A的一个实施例。如图所示,轴承阻尼器组件30A包括壳体32、阻尼器34、端部密封件36和轴承38。在图示实施例中,阻尼器34的外表面(例如外边沿)联接到壳体32的内表面。在一些实施例中,阻尼器34可以利用螺钉、螺母和/或其它合适的紧固机构固定地联接到(例如固定到)壳体32。在这样的实施例中,阻尼器34的外表面相对于壳体32的运动可以受到限制。

[0051] 另外,如图所示,轴承38联接到阻尼器38的内表面,并且限定了环形区域40,该环形区域可以支撑驱动轴28。如上所述,例如通过减小阻碍旋转的摩擦,轴承38可以便于驱动轴28的旋转。例如,在图示实施例中,轴承38是滚珠轴承。然而,在其它实施例中,轴承38可以是任何合适的类型,例如滑动轴承(例如将气体传递到环形区域40中的多孔轴瓦)。

[0052] 因此,轴承38可以联接在阻尼器34和驱动轴28之间。因此,驱动轴28可以通过轴承38将力施加到阻尼器34上。例如,重力作用可能在驱动轴28上向下拉,由此使得驱动轴28将径向力施加在阻尼器34上。另外,来自涡轮机系统10的运动的推力可能使得驱动轴28将轴向力施加在阻尼器34上。

[0053] 此外,驱动轴28上产生的振动(例如由于质量不平衡)可以传播到阻尼器34中。在一些情况下,例如通过干扰/移动其它部件,振动可能影响涡轮机10的操作。因此,阻尼器34可以用来衰减(例如消散)振动,由此降低振动影响涡轮机10的操作的可能性。

[0054] 多种类型的阻尼器34可以用来衰减振动。例如,在图示实施例中,阻尼器34是挤压膜阻尼器,其利用在阻尼器34的内径和外径之间形成的环形间隙中的流体。在这样的实施例中,阻尼器34的阻尼特性(例如目标频率和/或阻尼值)可以至少部分地取决于环形间隙中的流体的压力。为了便于控制流体的压力,如图所示,端部密封件36联接在阻尼器34的两个侧表面上。

[0055] 在一些实施例中,通过将流体从壳体32泵送通过环形间隙并且通过端部密封件36泵出,可以主动地控制挤压膜阻尼器中的流体压力(例如在涡轮机系统10的操作期间实时控制)。在其它实施例中,环形间隙可以是密封的,因此可以被动地控制流体压力(例如在阻尼器34部署之前离线控制)。另外,在一些实施例中,挤压膜阻尼器(例如两片式挤压膜阻尼器)可以包括处于其内径和其外径之间的单个不间断环形间隙。在其它实施例中,挤压膜阻尼器(例如分段式挤压膜阻尼器)可以包括处于其内径和其外径之间的多个环形间隙,这些环形间隙可以便于提高阻尼性能。例如,与两片式挤压膜阻尼器相比,分段式挤压膜阻尼器可以具有较高的阻尼值和/或降低影响阻尼特性的条件(例如气穴和/或空气吸入)的可能性。

[0056] 为了进行示意性的说明,图3中描述了分段式挤压膜阻尼器34A的一个非限制性实施例。如图所示,分段式挤压膜阻尼器34A包括形成在分段式挤压膜阻尼器34A的内边沿46和分段式挤压膜阻尼器34A的外边沿48之间的环形间隙42。例如,在图示实施例中,分段式挤压膜阻尼器34A包括形成在内边沿46和外边沿48之间的第一环形间隙42A。

[0057] 另外,如图所示,环形间隙42由内部弹簧44沿周向界定。例如,在图示实施例中,分段式挤压膜阻尼器34A包括由第一内部弹簧44A和第二内部弹簧44B界定的第一环形间隙42A。在其它实施例中,分段式挤压膜阻尼器34A可以包括由内部弹簧44界定的两个或更多个环形间隙42。

[0058] 通过采用多个环形间隙42,分段式挤压膜阻尼器34可以增加粘性阻力,由此降低周向流动的可能性,这能够增大环形间隙42的径向间隙(例如尺寸)。这样,可以增大环形间隙42中的流体的量,这可以便于增大分段式挤压膜阻尼器34A的阻尼值和/或降低影响分段式挤压膜阻尼器34A的阻尼值的条件(例如环形间隙42中的气穴和/或空气吸入)的可能性。如上所述,阻尼器34的阻尼特性也可能受环形间隙42内的流体压力影响。在一些实施例中,可以通过控制流体通过环形间隙的流动来主动地控制流体压力。

[0059] 为了帮助图示说明,图4中描述了包括第一环形间隙42A的轴承阻尼器组件30A的一部分的横截面图。如图所示,壳体32联接到分段式挤压膜阻尼器34A的外边沿48,并且包括入口端口50,该入口端口通过外边沿48流体地联接到第一环形间隙42A。这样,流体可以从壳体32、通过入口端口50而流入到第一环形间隙42中。

[0060] 另外,如图所示,每个端部密封件36都包括出口端口52,该出口端口流体地联接到第一环形间隙42A。这样,流体可以从第一环形间隙42流出该出口端口52。在一些实施例中,流体可以通过出口端口52流入到贮存器(未示出)中,例如回到壳体32中。

[0061] 因此,第一环形间隙42A中的流体压力可以取决于流体通过入口端口50的流入速率和流体通过出口端口52的流出速率之间的差。在一些实施例中,泵(未示出)可以用来将流体泵送通过入口端口50,由此控制流体的流入速率,并且因此控制第一环形间隙42A中的流体压力。以相似的方式,可以主动地控制其它环形间隙42中的流体压力。

[0062] 此外,如图所示,轴承38联接在驱动轴28和分段式挤压膜阻尼器46的内边沿46之间。因此,驱动轴28可以通过轴承38在分段式挤压膜阻尼器46上施加力。例如,由于重力作用,驱动轴28可以在分段式挤压膜阻尼器34A上施加径向力。另外,涡轮机系统10的运动产生的推力可以使得驱动轴28在分段式挤压膜阻尼器34A上施加轴向力。当没有充分抵消时,施加在分段式挤压膜阻尼器34A上的力可能影响环形间隙42中的流体压力,因此影响分段式挤压膜阻尼器34A的阻尼特性。

[0063] 为了帮助图示说明,图5中描述了当驱动轴28施加轴向力时包括第一环形间隙42A的轴承组件30A的一部分的横截面图。如图所示,轴向力引起内边沿46沿轴向方向相对于固定到壳体32的外边沿48偏转。在图示例子中,偏转使得出口端口52的尺寸改变,这可能引起环形间隙42中的流体压力的改变。事实上,当足够大时,轴向力可能使得分段式挤压膜阻尼器34A降到最低点(例如当外边沿48接触端部密封件36时)。

[0064] 为了便于提高阻尼特性的可预测性,可以补偿施加在阻尼器34上的轴向和/或径向力。在一些实施例中,例如通过增大内部弹簧44的刚度,阻尼器34可以在内部抵消轴向和/或径向力。然而,如上所述,调节内部弹簧44的刚度以抵消径向和/或轴向力可能限制调整灵活性,并且由此限制将阻尼器34调整到目标阻尼特性的能力。因此,在其它实施例中,可以从阻尼器34外部抵消轴向和/或径向力。例如,外部弹簧可以联接到阻尼器34,以从外部抵消轴向和/或径向力,由此使得内部弹簧44能够主要用来沿周向界定环形间隙42。

[0065] 为了帮助图示说明,图6中描述了采用外部弹簧54的轴承阻尼器组件30B的另一个实施例。如图所示,外部弹簧54包括多个弹簧指状部55,这些弹簧指状部限定了环形区域56。这样,外部弹簧54可以降低外部弹簧54干扰驱动轴28旋转的可能性。

[0066] 另外,如图所示,外部弹簧54的一个端部联接到壳体32的内表面。在一些实施例中,外部弹簧54可以利用螺钉、螺母和/或其它合适的紧固机构固定地联接到(例如固定到)

壳体32和/或阻尼器34。在这样的实施例中，外部弹簧54相对于壳体32的运动可以受到限制。

[0067] 外部弹簧54的另一个端部可以联接到阻尼器34，以限制阻尼器34相对于外部弹簧54的运动。在图示实施例中，外部弹簧54与端部密封件36之一一体形成。因此，如图所示，外部弹簧54直接联接到阻尼器34。在其它实施例中，外部弹簧54和端部密封件36可以是单独的部件。在这样的实施例中，例如利用螺钉、螺母和/或其它合适的紧固机构，外部弹簧54可以固定地联接到（例如固定到）端部密封件36，并且端部密封件36可以固定地联接到阻尼器34。

[0068] 因为联接到阻尼器34，所以施加在阻尼器34上的力可以传递到外部弹簧54。另外，在一些实施例中，外部弹簧54可以由较为刚性的材料（例如钢）形成。因此，外部弹簧54可以被调整以抵消施加在阻尼器34上的轴向和/或径向力，由此限制阻尼器34的运动，该运动可能不可预见地影响阻尼特性。

[0069] 为了帮助图示说明，图7中描述了包括第一环形间隙的轴承阻尼器组件30B的横截面图。类似于不具有外部弹簧54的轴承阻尼器组件30A，如图所示，分段式挤压膜阻尼器34A的外边沿48联接到壳体32。如上所述，这可以限制外边沿48相对于壳体32的运动，例如甚至当施加轴向力时。

[0070] 另外，如图所示，外部弹簧54的指状部55联接到壳体32，并且联接到分段式挤压膜阻尼器34A的内边沿46。因此，施加在内边沿46上的轴向和/或径向力可以传递到外部弹簧54的指状部。这样，指状部55的刚度可以抵消轴向和/或径向力的至少一部分，由此限制内边沿46相对于壳体32的运动，并且由此限制内边沿46相对于外边沿48的运动。

[0071] 此外，外部弹簧54的物理构造使得能够相对独立地调节轴向刚度和径向刚度。例如，为了调节径向刚度，可以调节指状部55的长度，可以调节指状部55的数量，和/或可以调节指状部55的横截面。

[0072] 应当理解，图示的外部弹簧54仅仅用作示例性的例子。在其它实施例中，外部弹簧54可以是限制内边沿46相对于外边沿38的运动的任何合适的外部机构。例如，外部弹簧54可以从内边沿46直接缠绕到外边沿48。除此之外或作为另外一种选择，外部弹簧可以联接（例如直接地或者通过其它部件间接地）在内边沿46和壳体32的任何合适的表面之间。

[0073] 图8中描述了用于组装（例如制造）具有外部弹簧54的轴承阻尼器组件30的过程58的一个实施例。总体上，过程58包括：将阻尼器联接到阻尼器壳体（过程方框60）；将端部密封件联接到阻尼器（过程方框62）；以及将外部弹簧联接在阻尼器和阻尼器壳体之间（过程方框64）。在一些实施例中，在轴承阻尼器组件30操作之前，过程60可以手动地执行和/或通过执行存储在实体的非暂时性计算机可读介质中的指令而执行。另外，在一些实施例中，轴承阻尼器组件30可以在工厂由制造商组装，而在其它实施例中可以在涡轮机系统10中的配置期间进行组装。

[0074] 在一些实施例中，阻尼器34的外边沿48的外表面可以联接到壳体32的内表面（过程方框60）。如上所述，阻尼器34可以联接到壳体32，以限制外边沿48相对于壳体32的运动。因此，能够充分地限制运动的各种技术可以用来将阻尼器34联接到壳体32。例如，在一些实施例中，例如螺钉和/或胶的紧固机构可以联接在壳体32和阻尼器34之间。另外，在一些实施例中，阻尼器34和壳体32可以熔融（例如焊接）在一起。在其它实施例中，阻尼器34和壳体

32可以形成为单个部件。

[0075] 另外,在一些实施例中,端部密封件36可以联接到阻尼器34的侧表面(过程方框62)。如上所述,例如通过形成使得环形间隙42中的流体能够排出的出口端口52,端部密封件36可以至少部分地控制阻尼器34的环形间隙42中的流体压力。因此,使得端部密封件36能够控制流体压力的各种技术可以用来将端部密封件36联接到阻尼器34。例如,在一些实施例中,例如螺钉和/或胶的紧固机构可以联接在端部密封件36和阻尼器34之间。另外,在一些实施例中,端部密封件36和阻尼器34可以熔融(例如焊接)在一起。在其它实施例中,阻尼器34和端部密封件36可以形成为单个部件。

[0076] 此外,在一些实施例中,外部弹簧54可以联接在壳体32的内表面和阻尼器34的内边沿46之间(过程方框64)。如上所述,外部弹簧54可以联接在壳体32和内边沿46之间,以限制内边沿46相对于壳体32且由此相对于外边沿48的轴向运动。因此,能够充分地限制运动的各种技术可以用来将外部弹簧54联接在壳体32和阻尼器34之间。例如,在一些实施例中,例如螺钉和/或胶的第一紧固机构可以联接在壳体32和外部弹簧54之间,第二紧固机构可以联接在外部弹簧54和阻尼器34之间。另外,在一些实施例中,外部弹簧54可以与壳体32和/或阻尼器54熔融(例如焊接)。在其它实施例中,外部弹簧54可以与壳体32和/或阻尼器34形成为单个部件。

[0077] 如上所述,在一些实施例中,外部弹簧54可以与端部密封件36一体形成。因此,在这样的实施例中,外部弹簧54可以直接联接到阻尼器34。在其它实施例中,外部弹簧54和端部密封件36可以是单独的部件。在这样的实施例中,外部弹簧54可以联接到端部密封件36,该端部密封件联接到阻尼器34。

[0078] 如上所述,通过抵消(例如补偿)例如由驱动轴28施加在阻尼器34上的轴向和/或径向力,外部弹簧54可以限制阻尼器34的内边沿46相对于壳体32的运动。因为外边沿46相对于壳体32的运动也受到限制,所以外部弹簧54可以便于限制阻尼器34的内边沿46相对于阻尼器34的外边沿48的轴向运动。因此,可以降低由内边沿46相对于外边沿48的运动引起的阻尼特性(例如衰减振动频率和/或阻尼值)中不可预测的变化的可能性。

[0079] 此外,如上所述,通过能够相对独立地调整轴承阻尼器组件30的轴向刚度和径向刚度,利用外部弹簧54可以提高操作效率。例如,外部弹簧54的轴向刚度可以进行调整以基本上抵消施加在阻尼器34上的任何轴向力,由此降低可能不可预测地影响阻尼器34的阻尼特性的轴向运动的可能性。另外,在保持大致相同轴向刚度的同时,外部弹簧54的径向刚度可以进行调整,以允许阻尼器34中存在某些径向运动。例如,外部弹簧54的径向刚度可以进行调整以便振动传播通过阻尼器34,同时抵消其它径向力,由此降低可能不可预测地影响阻尼器34的阻尼特性的径向偏转的可能性。在一些实施例中,调整系统可以调整轴承组件30,以确定外部弹簧54的特性,例如轴向刚度和径向刚度,和/或阻尼器34的特性,例如内部弹簧44的刚度。

[0080] 本发明的技术效果包括,提高轴承阻尼器组件中的阻尼器的调整灵活性,这可以便于提高轴承阻尼器组件的操作效率(例如衰减能力)。在一些实施例中,外部弹簧可以用来抵消施加在阻尼器上的可能使得阻尼器呈现不可预测的阻尼特性的轴向和/或径向力。在一些情况下,轴向力被抵消的程度以及径向力被抵消的程度可以是不同的。因此,为了便于提高调整灵活性,外部弹簧可以使得能够相对独立地调整轴向刚度(例如抵消轴向力的

能力)和径向刚度(例如抵消径向力的能力)。例如,这使得能够相对独立地调整轴向刚度,以降低引起不可预测的阻尼特性的轴向运动的可能性。另外,这使得能够相对独立地调整(例如工程设计)径向刚度,以降低引起不可预测的阻尼特性的径向运动的可能性同时允许阻尼器消散振动,降低阻尼器产生气穴的可能性,和/或使得阻尼值能够足以消散自然频率下的振动。

[0081] 已经借助于例子示出了上述特定实施例,应当理解,这些实施例能够易于进行各种修改和采用可供选择的形式。还应当理解,权利要求并不受限于所公开的特定形式,而是覆盖落在本发明的精神和范围内的所有修改形式、等同形式和替代形式。

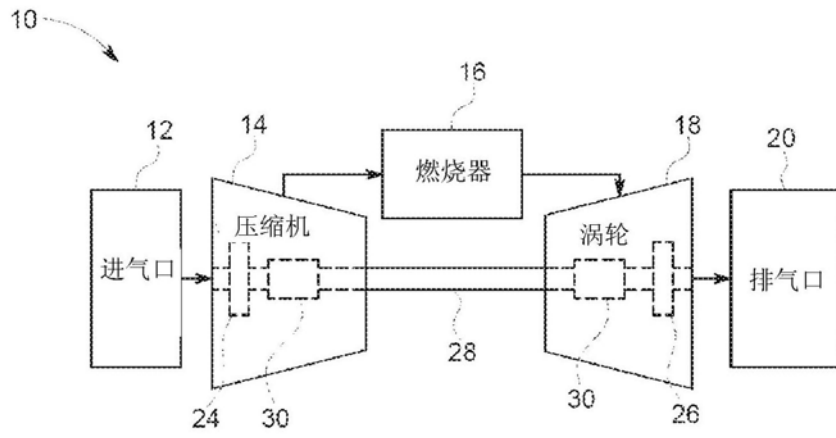


图1

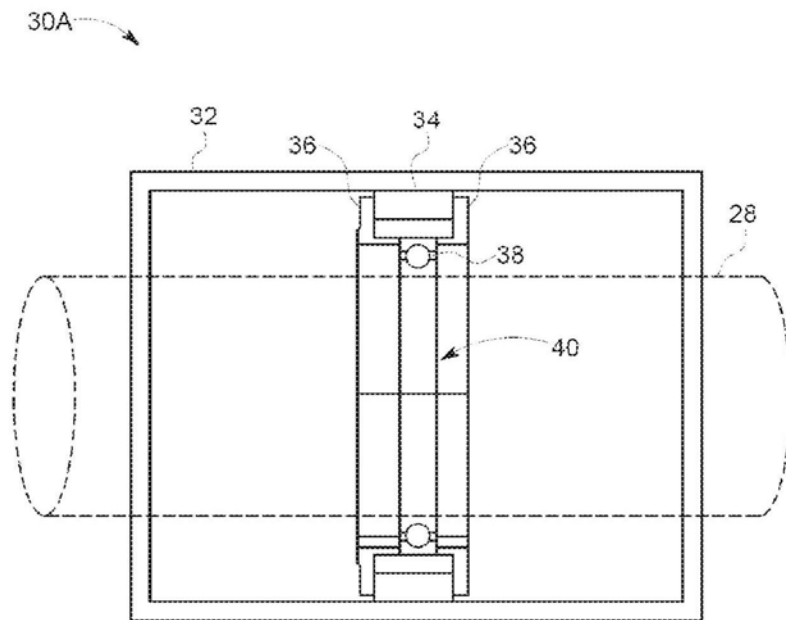


图2

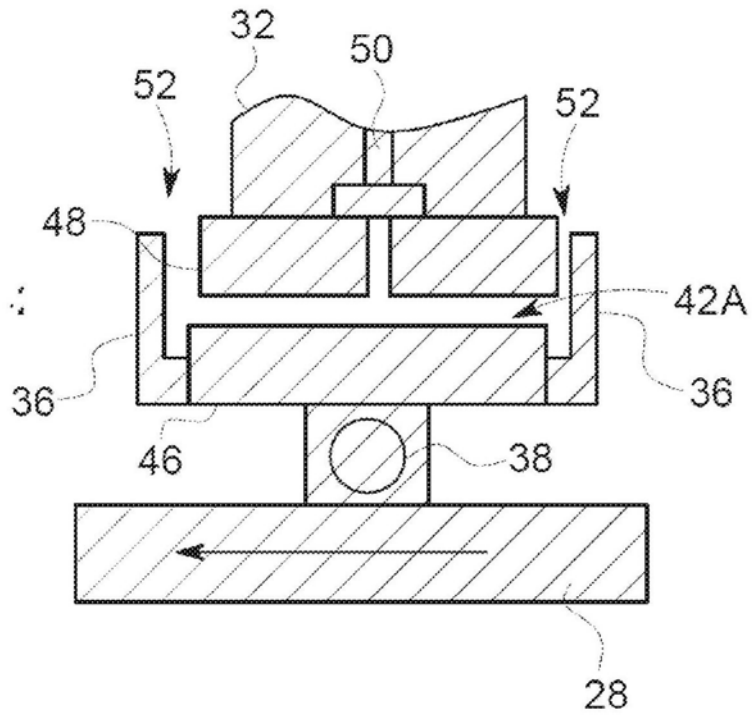


图5

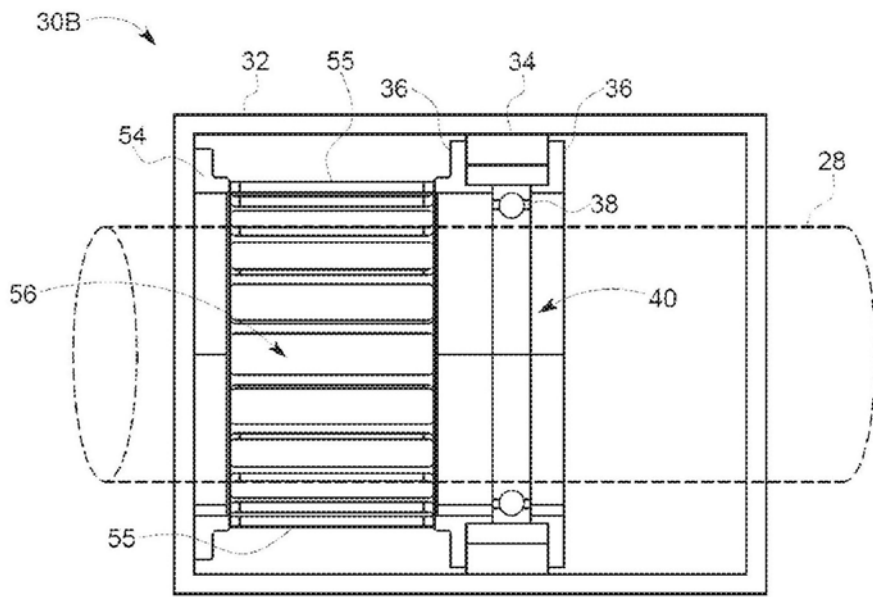


图6

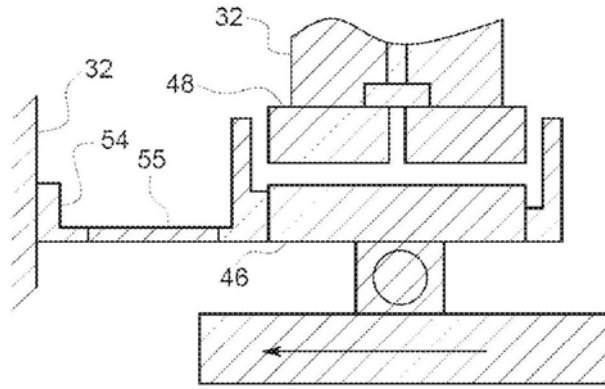


图7

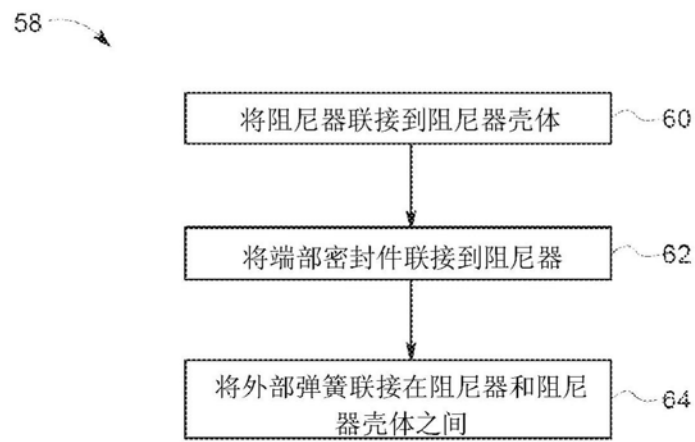


图8