文章编号：1006-1355(2018)02-0221-04

具有隔、吸振双功能减振装置的设计与试验

熊志远，康钟绪，宋瑞祥，吴 瑞，赵 娜，熊 靓

（北京市劳动保护科学研究所，北京 100054）

摘 要：人们长期以来习惯于把隔振与吸振分割开来，把隔振器和吸振器当成两种不同的振动控制装置分开使用。尽管隔振器能够隔离大部分的振动传递，但是某些机械设备的残余振动仍旧明显。基于现有隔振台座以及橡胶动力吸振器提出一种新的具有隔、吸振双功能的减振装置。在台座内部预制空腔，在空腔底部中央位置预埋支撑杆，在支撑杆上安装橡胶动力吸振器，橡胶动力吸振器不与动力设备发生空间冲突。实验结果表明：当激振频率在吸振器固有频率附近一定范围内漂移时，安装吸振器工况与未安装吸振器工况相比，减振装置的减振效果均有所提高，而且越接近固有频率时减振效果越明显，该减振装置值得尝试。

关键词：振动与波；隔振；吸振；隔振台座；吸振器；减振装置

中图分类号：U260.331⁺.5 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2018.02.042

Design and Test of Damping Devices with Vibration Isolation and Vibration Absorption Functions

XIONG Zhiyuan, KANG Zhongxu, SONG Ruixiang, WU Rui, ZHAO Na, XIONG Liang

（Beijing Municipal Institute of Labour Protection, Beijing 100054, China）

Abstract: People are used to separate vibration isolation from vibration absorption and regard vibration isolators and vibration absorbers as two different vibration control devices. Although vibration isolators can stop most of the vibration transmission, the residual vibration of some mechanical devices is still there. In this study, based on the currently existing isolation platform and rubber dynamic vibration absorber, a new damping device with both functions of vibration isolation and vibration absorption is proposed. A cavity is prefabricated inside the platform and a supporting rod is embedded at the middle of the bottom of the cavity. The rubber dynamic vibration absorber is mounted on the supporting rod to avoid the spatial conflicting with the power equipment. Experimental results show that when the excitation frequency varies within a certain range near the natural frequency of the absorber, the vibration reduction effects are all improved. And the vibration reduction effect becomes much better when the excitation frequency approaches the natural frequency. Therefore, it is the damping device that is worth trying.

Keywords: vibration and wave; vibration isolation; vibration absorption; vibration isolation platform; vibration absorber; damping device

隔振是利用弹性隔振器减小设备或装置与被隔振物体之间的动态耦合，减少不良振动传递给被保护物或从物体中传出，从而达到隔离振动传递的目的。工程上常采用隔振措施减振的动力设备有风机、空压机、水泵、空调机组、破碎机等[1-3]。

吸振是利用吸振器的固有频率等于或接近振源的频率，从而使吸振器产生共振，利用吸振器弹簧上的弹性恢复力与振源的激振力形成一对大小相等、方向相反、作用在同一直线上的平衡力，以抑制设备或装置的振动。工程上常采用吸振措施减振的设备或装置有汽车后桥[4]、管道[5]、直升机桨毂[6-8]、船舶[9-11]等。

长期以来，人们习惯于把隔振和吸振分割开来，把隔振器与吸振器当成两种不同的振动控制装置分开使用。尽管隔振器能够隔离大部分的振动传递，但是某些机械设备的残余振动仍旧明显，这些残余振动影响设备寿命和工作状况，影响周围环境和安全生产。

本研究基于现有隔振台座提出了一种新的台座

收稿日期：2017-08-22

作者简介：熊志远（1973－），男，湖南省湘阴县人，博士，工程师，目前主要从事噪声与振动控制研究。

E-mail: 13671108368@126.com

结构，在台座内部预制空腔，在空腔底部中央位置预埋支撑杆，在支撑杆上安装橡胶动力吸振器。目的在于开发具有隔、吸振双功能的减振装置，期望在激励频率有一定飘移的情况下也能具有优于纯隔振系统的减振效果。

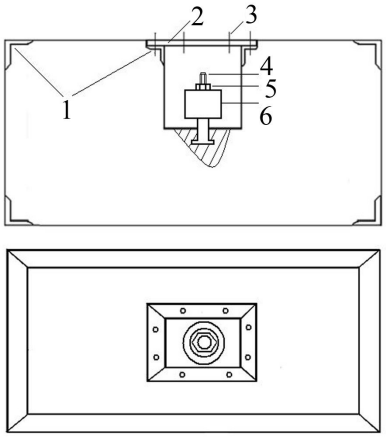
1 双功能减振装置

图1是具有隔、吸振双功能减振装置的示意图，它由两部分组成，一部分是新型隔振台座结构，另一部分是橡胶动力吸振器结构，它们通过预埋支撑杆以及锁紧螺母连接在一起，分别阐述如下。

1.1 新型隔振台座

安装水泵等动力设备时，一般在设备下方安装隔振台座，隔振台座下方安装隔振器，以隔离振动传递。设计中，隔振台座的质量一般取1.5至3倍动力设备的质量，其作用主要表现为：降低隔振系统重心、增加稳定性、减少设备因设置隔振基础而增加的颤动；同时，还具有减小机组重心偏移，使刚度相等的各隔振器具有近似相同的压缩量。尽管目前的隔振台座，材料组成上有钢筋混凝土型和全钢型两种，结构形式上有旁托隔振器隔振台座、内嵌隔振器隔振台座和T型隔振台座，但是它们对振动的控制均限于振动隔离。

基于现有隔振台座，本文提出一种新台座结构，见图1。



1 等边角钢 2 6 mm厚钢板 3 沉头螺钉 4 预埋支撑杆
5 锁紧螺母 6 橡胶动力吸振器

图1 隔、吸振双功能减振装置示意图

在台座上方安装振动机械，下方安装隔振元件。该台座为钢筋混凝土结构，四周焊接角钢，在钢筋混凝土中预埋地脚螺栓，以便与振动机械固定连接，角钢保护钢筋混凝土不受磨损，且利于下方隔振器的安装、调试。台座边长一般大于设备底座边长0.4至0.5 m。在台座内部预制空腔，在空腔底面中间位置预埋支撑杆，橡胶动力吸振器穿过支撑杆，经锁紧螺母安装在空腔内，盖上厚钢板，拧紧沉头螺钉即可。相逆，松开沉头螺钉，取出钢板，松开锁紧螺母，能够卸下吸振器。在空间设置上，巧妙地将吸振器隐藏起来，并加以保护，不与动力设备发生空间冲突。

图2是钢制预埋支撑杆，它上部为车丝，用以与锁紧螺母相连压紧内钢管，下部有凸台。在制作台座时，就将其下面部分垂直埋入钢筋混凝土中。橡胶动力吸振器通过支撑杆、锁紧螺母而与隔振台座固定相连。

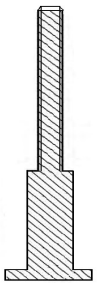


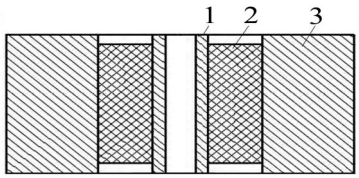
图2 预埋支撑杆

1.2 橡胶动力吸振器

1.2.1 橡胶动力吸振器的特性及结构

仅由钢弹簧和质量块组成的无阻尼动力吸振器在共振频率处减振效果显著，但是激励频率若偏离共振频率时，其减振效果则会显著下降。然而，在实际工程应用中，激励频率常常会有一定量的飘移，由此，出现了由钢弹簧、质量块和阻尼组成的有阻尼动力吸振器，其优点是有一定的有效减振带宽，当激励频率在一定范围之内发生漂移时，仍具有较好的减振效果。橡胶是黏弹性材料，具有一定的阻尼以及持久的高弹性能，而且制造成本低廉。目前，其已被广泛应用于各类减振与隔振系统中，同时，也被大量应用于有阻尼动力吸振器。

图3是橡胶动力吸振器结构示意图，1是内钢管，位于隔振器的中心位置；2是邵氏硬度为30° 的圆筒形橡胶件；3是圆筒形钢制质量块，位于吸振器最外层。通过橡胶热硫化工艺将钢管1、质量块3以及橡胶件2连接在一起。



1 内钢管 2 圆筒形橡胶 3 圆筒形质量惯性块

图3 橡胶动力吸振器示意图

1.2.2 橡胶动力吸振器的固有频率测试

将橡胶动力吸振器套进另一预埋支撑杆，并拧

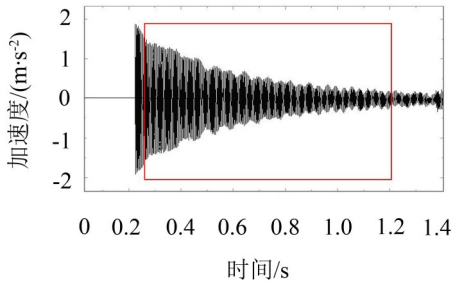


图4 时域图

紧锁紧螺母，将支撑杆垂直夹紧于工作台上的虎钳口内，同时保证吸振器具有上下自由振动的空间。在吸振器质量块上表面吸附一个小型轻质加速度传感器，传感器通过数据线与数据采集分析仪相连，数据采集分析仪通过网线与装有DASP专业软件的电脑相连。从垂直方向用力锤锤击吸振器质量块[12]，图4是所采集数据的时域图，见图中框架，从敲击瞬间之后的约0.9 s内选取分析数据。图5是框架内数据的频谱图，从图5中可以看到橡胶动力吸振器的固有频率约为24 Hz。

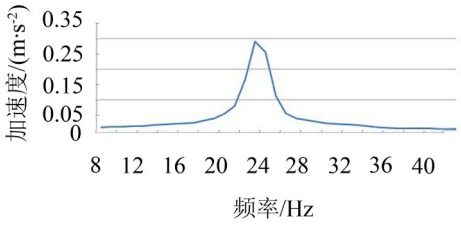
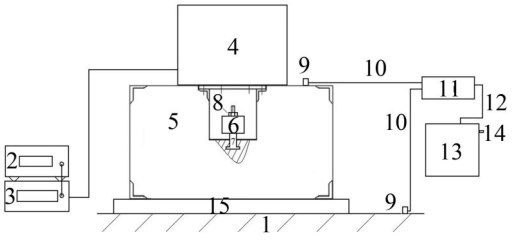


图5 频谱图

2 减振性能测试

图6所示是具有隔、吸振双功能减振装置的试验测试框架图。将橡胶动力吸振器安装到预埋支撑杆上，拧紧锁紧螺母，而后盖上钢板，拧紧沉头螺钉。整个台座置于25 mm厚的橡胶隔振垫上。在台座上方通过地脚螺栓安装激振器，激振器与功率放大器相连，功率放大器再与信号发生器相连。



1 水泥地面　2 信号发生器　3 功率放大器　4 激振器
5 新式台座　6 橡胶动力吸振器　7 预埋支撑杆　8 锁紧螺母
9 加速度传感器　10 数据线　11 4通道数据采集分析仪
12 网线　13 装有DASP软件的电脑　14 数据狗
15 25 mm厚橡胶隔振垫

图6 双功能减振装置振动性能测试框架图

信号发生器通过控制功率放大器可使激振器产生不同形式的波形以及不同的振动频率。在台面及地面分别安装1个加速度传感器，加速度传感器通过数据线与4通道信号采集分析仪相连，信号采集分析仪与装有DASP专业软件的电脑相连，电脑配备专业数据狗。该系统能对台面、水泥板地面的振动进行精确测量。

图7是未安装吸振器、激振器产生的激励为频率等于23 Hz的正弦波形时，测量得到的台面振动频谱图。

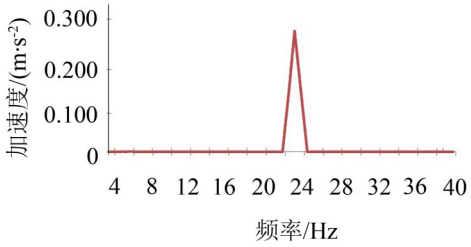


图7 单一激振频率作用下的振动频谱图

从图7可看出，只有在23 Hz时才出现有加速度峰值，其余频率几乎没有振动，23 Hz对应的波峰值为0.277 35 m/s²。针对吸振器固有频率24 Hz及其附近频率23 Hz、22 Hz、21 Hz以及25 Hz、26 Hz、27 Hz，分安装吸振器与未安装吸振器两种情况进行试验测试，频谱图曲线形状均与图7相似，波峰值见表1。

由表1可知，对于24 Hz激振频率，未安装吸振器时，台面与地面的3次测量值的平均值分别为0.278 05 m/s²、0.004 07 m/s²；安装吸振器时，台面与地面的3次测量值的平均值分别为0.108 44 m/s²、0.001 30 m/s²。相比于未安装吸振器，安装吸振器后台面与水泥地面减振百分率分别为

$$\frac{0.278\,05-0.108\,44}{0.278\,05}\times 100\,\%=61\,\% \qquad (1)$$

$$\frac{0.004\,07-0.001\,30}{0.004\,07}\times 100\,\%=68\,\% \qquad (2)$$

其余频率激励时的台面与地面减振百分率见表2。

从表2中可以看出，当激振频率在吸振器固有频率附近一定范围内漂移时，安装吸振器与未安装吸振器相比，其减振效果均有所提高，而且越接近固有频率减振效果越明显。

3 结 语

（1）新的减振装置是基于现有隔振台座以及橡胶动力吸振器而提出。

（2）在台座内部空腔安装橡胶动力吸振器，不与动力设备发生空间冲突，空间位置设置合理。

表 1 振动测试数据/(m·s^{-2})

频率/Hz	未安装吸振器				安装吸振器			
	台面		地面		台面		地面	
	测试值	均值	测试值	均值	测试值	均值	测试值	均值
21	0.276 21	0.276 18	0.003 00	0.002 98	0.248 52	0.248 56	0.002 49	0.002 59
	0.276 10		0.002 99		0.248 54		0.002 55	
	0.276 23		0.002 95		0.248 62		0.002 73	
22	0.277 70	0.277 65	0.003 30	0.003 32	0.166 68	0.166 59	0.002 07	0.002 16
	0.277 69		0.003 22		0.166 55		0.002 13	
	0.277 56		0.003 44		0.166 54		0.002 28	
23	0.277 35	0.277 22	0.003 23	0.003 25	0.141 26	0.141 27	0.002 07	0.002 05
	0.277 06		0.003 23		0.141 25		0.002 05	
	0.277 24		0.003 30		0.141 30		0.002 02	
24	0.278 10	0.278 05	0.004 01	0.004 07	0.108 29	0.108 44	0.001 25	0.001 30
	0.278 02		0.004 06		0.108 56		0.001 23	
	0.278 03		0.004 14		0.108 47		0.001 42	
25	0.277 92	0.277 89	0.003 91	0.003 96	0.152 98	0.152 84	0.002 21	0.002 30
	0.277 96		0.003 85		0.152 73		0.002 41	
	0.277 79		0.004 12		0.152 81		0.002 28	
26	0.276 64	0.276 72	0.003 08	0.003 19	0.188 26	0.188 17	0.002 24	0.002 30
	0.276 81		0.003 32		0.188 06		0.002 25	
	0.276 71		0.003 17		0.188 19		0.002 41	
27	0.277 60	0.277 43	0.003 52	0.003 42	0.227 60	0.227 50	0.003 01	0.003 04
	0.277 24		0.003 40		0.227 42		0.002 97	
	0.277 25		0.003 34		0.227 48		0.003 14	

表 2 减振百分率/(%)

频率/Hz	减振百分率/(%)	
	台面	地面
21	10	13
22	40	35
23	49	37
24	61	68
25	45	42
26	32	28
27	18	11

（3）实验结果表明：当激振频率在吸振器固有频率附近一定范围内漂移时，安装吸振器与未安装吸振器相比，其减振效果均有所提高，而且越接近固有频率减振效果越明显。

参考文献：

[1] 董超. 水泵隔振效果影响因素研究[D]. 沈阳：沈阳工业大学，2013.

[2] 何琳，赵应龙. 舰船用高内压气囊隔振器理论与设计[J]. **振动工程学报**，2013，26(6)：886-894.

[3] 上官文斌，吕振华. 汽车动力总成橡胶隔振器弹性特性的有限元分析[J]. **内燃机工程**，2003，24(6)：50-55.

[4] 郭年程，史文库，刘文军，等. 动力吸振器在后桥振动控制中的应用[J]. **吉林大学学报**(工学版)，2012，42(6)：1349-1354.

[5] SHIGEO YAMASHITE. Vibration control in piping system by dynaminc absorber[J]. **JSME International Journal,** 1989, 32(4): 531-537.

[6] BAUCHAU O A, RODRIGUEZ J, CHEN S Y. Modeling the bifilar pendulum using nonlinear flexible multibody dynamics[J]. **Journal of the American Helicopter Society**, 2003, 47(1): 53-63.

[7] 王鸿斌，顾仲权. 直升机双线摆吸振器的动特性研究[J]. **南京航空航天大学学报**，2004，36(4)：427-432.

[8] 刘小磊，宋健. 直升机双线摆桨毂吸振器参数影响分析[J]. **直升机技术**，2013，176(3)：43-46+51.

[9] NIU JUNCHUAN, SONG KONGJIE, LIM C W. On active vibration isolation of floating raft system[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2005, 285: 391-406.

[10] 张鲲，孙红灵，陈海波，等. 带有动力吸振器的浮筏隔振系统的功率流传递特性分析[J]. **中国科学技术大学学报**，2007，37(4)：13-19.

[11] YOSHIDA Y. Development of a centrifugal pendulum absorber for reducing ship superstructure vibration[J]. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, 1989, 111(2): 404-411.

[12] GB / T15168-94. 振动与冲击隔振器性能测试方法[S]. 北京：中国标准出版社，1996.