

文章编号:1673-9981(2016)04-268-05

新型回转穿越式结构减振底座的设计和研究

杨运宇, 秦晓雄, 杨国法

合肥工业大学材料科学与工程学院, 安徽 合肥 230009

摘要:针对回转式结构的特点,创新设计了阻尼侧板与回转结构干摩擦耗能减振底座,它将起支撑作用的弹性元件和起耗能作用阻尼侧板结合为一体,是一种结构简单的减振器。通过对回转式减振底座的减振机理进行分析,建立了动力学模型,同时利用 MATLAB 和 ANSYS 软件,对该结构的刚度及受力情况进行分析。结果表明,刚度随主体截面厚度的增大而增加,在加、卸载过程中减震底座出现明显的迟滞现象,说明设计的减振器起到了减振的作用。

关键词:回转式;减振;ANSYS

中图分类号:TB535.1

文献标识码:A

随着当今科学技术的进步和工业水平的不断提高,各种工业生产设备、运输机械和测量测试设备向着大功率、高效、更精确及自动智能的方向发展。设备仪器在使用过程中将不可避免地产生振动和噪音。减少振源的振动,抑制振动带来的影响和危害,是当今振动控制技术的主要研究内容^[1]。随着人们对振动控制技术的不断研究,振动控制技术得到了极大地发展,常见的振动控制的方法有减振、隔振及吸振^[2]。

1 回转结构摩擦阻尼减振底座的基本结构

传统减振器结构较复杂,其主要由弹簧和阻尼器两部分组成,其中弹簧受压后立即压缩,之后又立即弹起,仅起支撑作用不起减振作用,而减振作用主要是靠阻尼器对运动的阻滞作用来实现吸收消耗能量减小振动。传统阻尼器有空气阻尼器、液压阻尼器及电磁阻尼器,但它们的结构都比较复杂^[3]。本研究利用回转穿越式结构的特点,结合干摩擦阻尼耗能减振原理,设计出了一种回转式干摩擦阻尼减振底

座,其结构简单,同时可根据减振底座阻尼侧板片数的不同,通过计算可以设计出不同承载重量及具有不同动态特性的回转式减振底座。

图1为回转式减振底座的结构示意图。通过改变相关结构参数,可获得不同承载性能、不同动态特性和不同减振效果的减振底座。改变回转主体结构的几何尺寸及厚度等参数,可获得相应的刚度性能;改变阻尼侧板的分布、侧板片数和结构参数等,可获得不同阻尼及刚度特性的回转式减振底座;改变多个结构参数可以设计出不同动态特性的减振底座,满足不同振动情况下的减振要求^[4]。

2 回转式减振底座性能分析的理论基础

2.1 回转式减振底座干摩擦阻尼动力学模型

回转穿越式干摩擦阻尼减振底座形成的减振隔振系统所受到的力,主要包含弹性恢复力、金属粘性阻尼力及回转主体与阻尼侧板干摩擦阻尼力,其中摩擦力与正压力成正比,其函数表示为 $F_f = F_n \cdot \mu$ 。为分析回转式减振底座受力情况,建立了干摩擦阻尼动力学模型(图2)^[4]。

收稿日期:2016-08-31

作者简介:杨运宇(1991-),男,安徽合肥人,硕士。

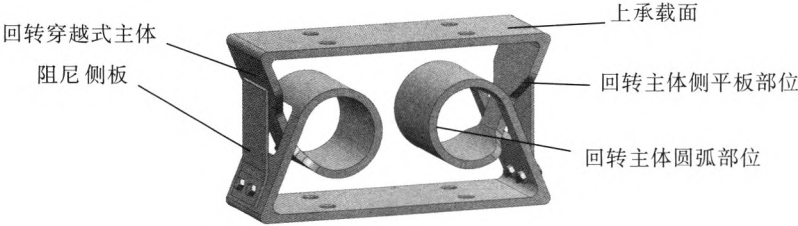


图 1 回转式减振底座三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of rotary vibration isolator

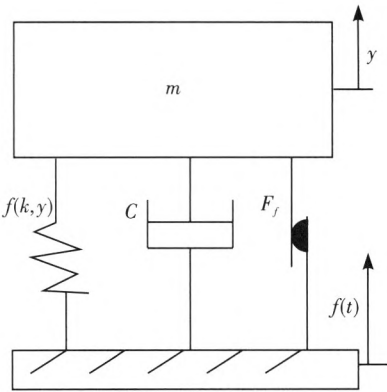


图 2 回转式干摩擦阻尼减振隔振系统动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of rotary dry friction damping vibration isolator vibration isolation system

2.2 回转主体结构刚度分析

回转穿越式主体结构主要变形部位为圆弧回转部位和侧平板部位,由于上下两个承载面为竖直方向上的平动,变形对整体刚度的影响可忽略,而侧平板部位变形相对较小,可认为主体结构的主要变形发生在回转穿越式圆弧部位. 回转穿越式圆弧部位简化为等效截面的圆弧形板片状弹簧,其受力情况如图 3 所示,几何结构见图 4^[5].

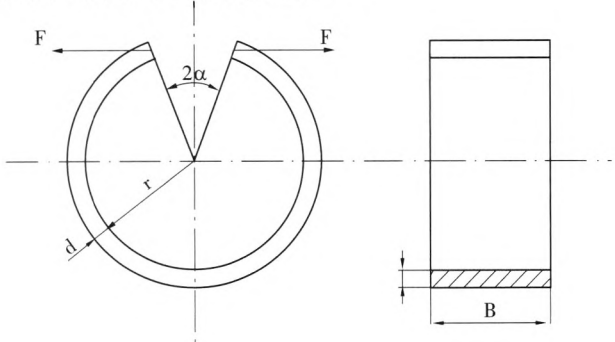


图 3 回转穿越式圆弧受力分析

Fig. 3 Rotary arc force analysis

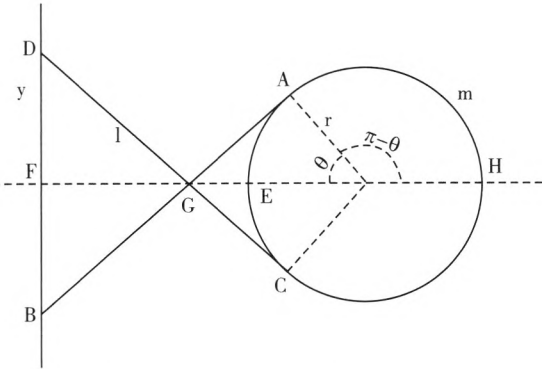


图 4 回转主体几何结构示意图

Fig. 4 Geometric structure diagram of rotary body

2.2.1 回转主体结构 MATLAB 分析

结合回转式主体的具体尺寸,运用数学计算软件 MATLAB 对回转主体结构相关参数进行分析. 图 5 为设计了特定尺寸的回转式主体结构.

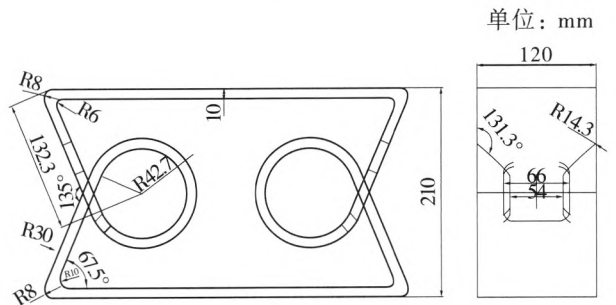


图 5 回转主体结构尺寸图

Fig. 5 Dimensions of rotary structure

在侧平板不产生形变的情况下,回转主体结构上端面至回转圆心的距离与张角存在一定的关系. 当回转主体受到向下的力作用时,张角变大. 为了研究距离与张角的具体关系,对张角为 45~55° 时运用 MATLAB 软件进行计算,以确定距离(y)与张角(θ)的关系(图 6). 从图 6 可见,随着张角的增大回转

结构上端面至中心的距离减小,位移绝对值增大,表明位移是随张角变化的函数.

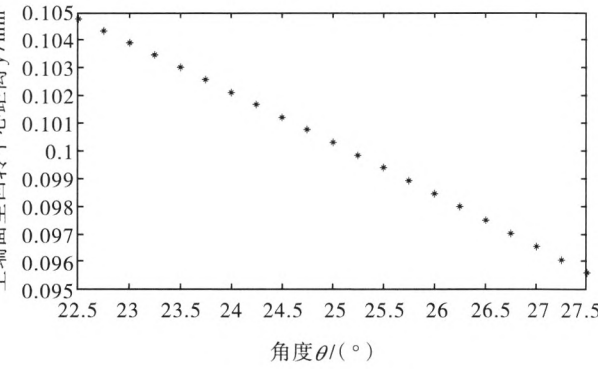


图6 距离与张角关系

Fig. 6 Open angle and distance relationship diagram

2.2.2 回转主体结构刚度分析

圆弧形板片状弹簧的刚度为张角 α 的函数($\alpha = \theta$). 结合回转式主体结构的特点,在分析刚度时假设侧平板部分为刚性,只有回转圆弧发生弹性变形. 对于回转穿越式主体截面厚度分别为 10, 12 和 14 mm、张角在 $45^{\circ} \sim 55^{\circ}$ 范围的回转式主体结构,利用 MATLAB^[6] 分析计算刚度变化情况,结果列于表 1.

表 1 不同截面厚度的平均刚度

Table 1 Average stiffness of different section thickness

截面厚度/mm	平均刚度/(N·mm ⁻¹)
10	2484.23
12	4292.75
14	6816.73

由表 1 可知,回转式主体的刚度与截面的厚度有关,随着截面厚度的增加,刚度显著增大. 该结果是在进行较多的简化前提下进行的,所得到的具体数值不够准确,其主要用于定性分析,后续将采用有限元模拟的方法进一步分析回转主体结构刚度.

3 回转式主体结构力学分析

3.1 试样

回转式减振底座长宽高方向的尺寸分别为 367 mm×120 mm×210 mm. 图 7 为厚度为 10 mm 的回转式减振底座的三视图.

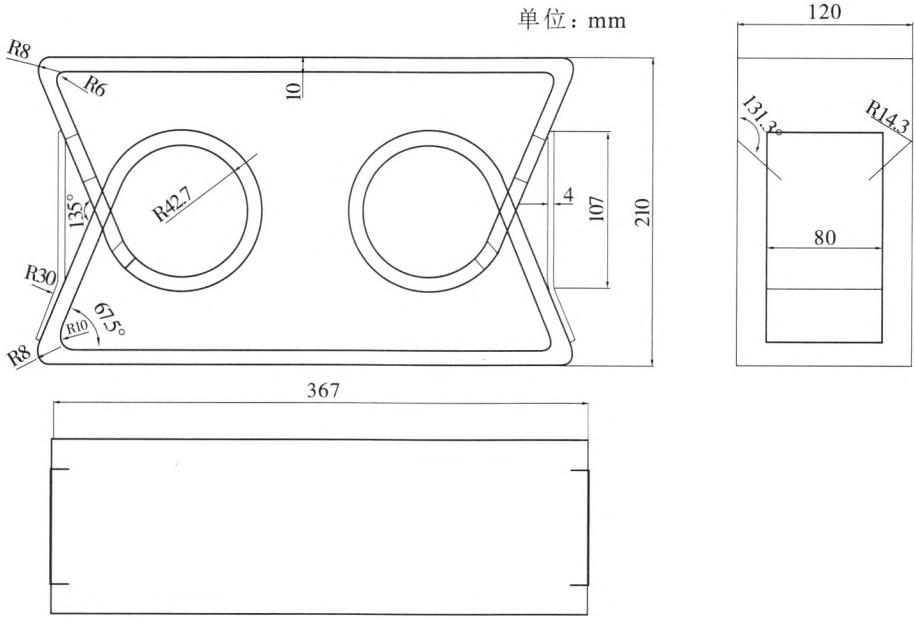


图7 回转式减振底座的三视图

Fig. 7 Three views of rotary structure vibration

回转式减振底座是承载件,服役条件复杂、易损坏,因此对其力学性能有着严格的要求,除具有一定

强度外还应该具有较好的弹性. 故回转式减振底座的材料选择弹簧钢 60Si2Mn,其成分列于表 2.

表 2 60Si2Mn 的化学成分
Table 2 60Si2Mn chemical composition

成分	C	Si	Mn	P	S	Cr
含量 $w/\%$	0.56~0.64	1.5~2.00	0.60~0.90	≤ 0.035	≤ 0.035	≤ 0.35

60Si2Mn 密度为 7.85 g/cm^3 ,弹性模量 $E=2.1\times 10^{11}\text{ Pa}$,剪切模量 $G=1.0732\times 10^{11}\text{ Pa}$,泊松比 $\mu=0.3$,硬化模数为 0.5,失效力(屈服强度)为 $1180\times 10^6\text{ Pa}$.

3.2 静力学有限元计算结果及分析

为探讨厚度对回转主体刚度的影响,采用

ANSYS 软件结构分析模块分别对截面厚度为 10, 12 和 14 mm 的回转式底座有限元模型进行加载分析^[7].选取回转式底座在 9000 和 15000 N 两种载荷下,得到的有限元结果进行分析.为了能更清楚的了解变化情况,把仿真计算得到的数据列于表 3.

表 3 不同截面厚度的仿真结果
Table 3 The simulation results of different section thickness

截面厚度/mm	载荷/N	最大位移/mm	最大应力/MPa	刚度/(N·mm ⁻¹)
10	9000	4.491	470	2004
	15000	7.620	791	1969
12	9000	3.148	406	2859
	15000	5.303	681	2829
14	9000	1.689	325	5329
	15000	2.834	545	5293

由表 3 可知:在相同的载荷下,回转主体最大位移随着厚度的增加而显著减小;回转主体的刚度随着厚度的增加而增大,随着载荷的增大有减小趋势.在试验过程中发现,不同截面厚度的应力分布规律基本相同,最大应力出现在中间回转孔圆角和回转圆弧中间处,且在底面过渡圆角和回转圆弧处的应力比较大,是整个底座的危险部位.同时发现,横截面厚度越小,应力集中现象越是明显.

3.3 动力学分析

通过数据点拟合的方法^[8]得到了正弦载荷作用下,该回转式减振底座的载荷-位移曲线(图 8).从图 8 可见,当模拟设置的摩擦系数为 0.2 时,载荷-位移曲线由四条曲线构成,即加载过程、下端点转换过程、卸载过程和上端点转换过程.在相同的载荷作用下,卸载过程产生的位移大于加载过程产生的位移;加载曲线和卸载曲线不重合,加载曲线的斜率大于卸载曲线斜率,即该回转式减振底座加载过程的刚度大于卸载过程的刚度.

通过 ANSYS 瞬态动力学模块^[9],对回转式减

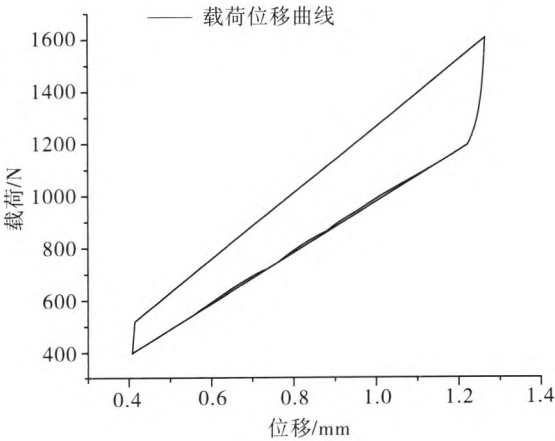


图 8 载荷位移曲线
Fig.8 The load displacement curve

振底座在承载简谐载荷下进行动力学分析.结果表明,该回转式减振底座具有明显的迟滞现象,阻尼侧板与回转主体之间的干摩擦作用能较好地消耗振动能量,起到了减振隔振的效果.

4 结 论

(1)回转穿越式主体刚度随截面厚度的增大而增加,随着载荷的增大有减小趋势.不同截面厚度的应力分布规律基本相同,最大应力出现在中间回转孔圆角和回转圆弧中间处.

(2)加载过程的刚度大于卸载过程的刚度,阻尼侧板与回转主体之间的干摩擦作用能较好地消耗振动能量,该回转式减振底座具有明显的迟滞现象,起到了减振隔振的效果.

参考文献:

[1] 战嘉恺,丁辉,宁和.工业振动危害和控制研究观念的进

展[J].中国安全科学学报,1998,8(3):13-17.

[2] 王彬.振动分析及应用[M].北京:海潮出版社,1992.

[3] 严济宽.机械振动隔离技术[M].上海:上海科学技术文献出版社,1986.

[4] 丁文镜.减振理论[M].北京:清华大学出版社,1988.

[5] 丁文镜,王和祥.主动减振技术述评[J].力学与实践,1984(6):2-7.

[6] 郭栋.新型钢丝绳减振器减振性能的试验研究[D].太原:中北大学,2012.

[7] 王光,严济宽.隔振技术入门(一)[J].噪声与振动控制,1985(2):57-63.

[8] 邹奥斯,石长征,伍鹤皋,等.河床式水电站副厂房 GIS 室隔振研究[J].振动与冲击,2015(8):168-173.

[9] 左国兵,王进,林达文,等.金属-橡胶复合锥形弹簧的试验研究(待续)[J].铁道车辆,2005(2):9-12.

Design and study on a new type of rotary cross structure
of vibration reduction base

YANG Yunyu, QIN Xiaoxiong, YANG Guofa

School of Materials Science and Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

Abstract: In this study an innovative design of the friction energy dissipation damping base was made combined with the characteristics of rotary structure. The structure of new damping base is simple compared with the traditional damper, because supporting parts and energy dissipation damping plates are combined together in this structure. And the vibration attenuation mechanism is analyzed by establishing and analyzing the dynamic model, and the stiffness and stress of new damping base is analyzed also by using MATLAB and ANSYS software. The results show that the stiffness improves with the increasing of the thickness of sheet metal. And in the process of loading and unloading, the vibration of the new damping base appears obvious hysteresis phenomenon, which indicates this new damping base can damp vibratory energy and reduce the vibration effectively.

Key words: rotary structure; vibration isolator; ANSYS