论文

浮置板轨道钢弹簧隔振器动态特性参数的频率与幅值依赖性试验研究

王建伟^①, 蔡成标^①, 朱胜阳^{①②*}^① 西南交通大学牵引动力国家重点试验室, 成都 610031;^② 大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024

* E-mail: syzhu@swjtu.edu.cn

收稿日期: 2015-12-04; 接受日期: 2016-01-22; 网络出版日期: 2016-06-20

国家重点基础研究发展计划(编号: 2013CB036202)、国家自然科学基金(批准号: 51405400)、工业装备结构分析国家重点实验室开放基金(编号: GZ15109)和西南交通大学研究生创新实验实践项目(编号: YC201521103)资助

摘要 钢弹簧隔振器的刚度与阻尼是影响浮置板轨道动力特性的重要参数. 本文基于钢弹簧隔振器的室内试验, 对隔振器刚度与阻尼的频率与幅值依赖性进行了研究. 结果表明, 隔振器的动刚度随着激振频率的增加总体趋势是增大的, 但在共振频率附近, 动刚度有减小趋势; 等效黏性阻尼系数随激振频率增加而减小, 在共振频率附近, 变化幅度不大; 能量耗散比则随着激振频率的增加而增大; 随着激振幅值的增加, 动刚度、等效黏性阻尼系数与能量耗散比均变化幅度不大. 本研究可为钢弹簧隔振器设计提供参考.

关键词 浮置板, 隔振器, 动刚度, 阻尼, 频率依赖性, 幅值依赖性

1 引言

城市轨道交通以其运量大、运行准时、乘坐方便舒适等优点成为缓解现代交通压力、解决大城市交通拥堵问题的有效途径之一. 但是, 在大力发展城市轨道交通的同时, 其产生的噪声与振动也越来越引起人们的注意.

钢弹簧浮置板轨道是一种减振性能良好的轨道形式^[1]. 根据美国实测资料和中国铁道科学研究院的模型试验结果, 钢弹簧浮置板轨道的减振效果可达 20~30 dB^[2], 因而, 在地铁有特殊减振降噪要求的地

段得到了广泛应用.

钢弹簧浮置板轨道是将具有一定质量的混凝土道床板浮置于钢弹簧隔振器上, 构成质量-弹簧隔振系统. 图 1 给出了钢弹簧浮置板轨道的具体结构形式. 钢弹簧隔振器作为浮置板轨道的重要组成部分, 其刚度与阻尼参数直接影响着浮置板轨道的动力性能. 隔振器刚度是影响钢弹簧浮置板轨道低阶固有频率的主要参数^[3,4], 且适当降低隔振器的刚度, 可以提高浮置板轨道的隔振性能^[5,6]. 隔振器阻尼一方面对基频的共振现象有着消减作用, 另一方面阻尼越大对中高频率的隔振效果越差^[7].

引用格式: 王建伟, 蔡成标, 朱胜阳. 浮置板轨道钢弹簧隔振器动态特性参数的频率与幅值依赖性试验研究. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 808–814
Wang J W, Cai C B, Zhu S Y. Experimental study on frequency and amplitude dependent behavior of dynamic parameters of steel-spring vibration isolator used in floating slab track (in Chinese). Sci Sin Tech, 2016, 46: 808–814, doi: 10.1360/N092015-00356

图1 (网络版彩图) 钢弹簧浮置板轨道

本文基于浮置板轨道钢弹簧隔振器的室内试验,对隔振器刚度与阻尼的频率与幅值依赖性进行研究,为隔振器的设计提供一定的参考。

2 隔振器动态特性参数

2.1 隔振器动刚度

隔振器动刚度计算参考弹性垫层动刚度测试计算方法^[8],计算公式如下:

$$K_d = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}}, \quad (1)$$

式中, $F_{\max}$, $F_{\min}$ 为一个加载周期内采集到的最大力与最小力, $X_{\max}$, $X_{\min}$ 为对应的最大位移与最小位移。

2.2 隔振器等效黏性阻尼

工程中结构的阻尼与多方面因素有关,其特点和数学描述更为复杂,而黏性阻尼是一种理想化的线性阻尼,具有简单和便于分析计算的优点,故在满足工程需求的前提下,可以将复杂的阻尼在一定意义上等效为黏性阻尼。

简谐激励力 $F = F_0 \sin \omega t$ 作用下单自由度系统的强迫振动稳态响应^[9]可表示为

$$x(t) = B \sin(\omega t - \varphi), \quad (2)$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}\right), \quad (3)$$

式中, F 为外激励力, F_0 为激励幅值, ω 为激励圆频率, B 为振动幅值, φ 为外激励与位移响应的相位差, ζ 为系统的阻尼比, $\lambda = \omega / \omega_n$, 称为频率比, $\omega_n = \sqrt{K/M}$, 为系统的固有圆频率, K 为系统的刚度, M 为系统的质量。

在外激励力加载的一个周期 T , 即 $t=0$ 到 $t=T=2\pi/\omega$, 外激励做的功为

$$W_F = \int_0^{2\pi/\omega} F \dot{x} dt = \pi F_0 B \sin \varphi. \quad (4)$$

当系统存在阻尼, 即 $0 < \varphi < \pi$ 时, 激励力在每个周期要克服阻尼力做一定的功。阻尼力也是简谐力, 与位移具有 $\pi/2$ 的相位差, 它在一个周期 T 做的负功大小为

$$W_c = \int_0^{2\pi/\omega} F_c dx = \int_0^{2\pi/\omega} (C\dot{x}) \dot{x} dt = \pi C \omega B^2 = 2\pi^2 C f B^2, \quad (5)$$

式中, F_c 为黏性阻尼力, C 为黏性阻尼系数, f 为外激励频率。

对于黏性阻尼, 文献[10]指出黏性阻尼力与位移的关系曲线为椭圆, 系统阻尼力做功如式(5), 则阻尼系数为

$$C = \frac{W_c}{\pi \omega B^2}. \quad (6)$$

将 $\frac{C}{M} = 2\zeta\omega$ 与 $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$ 代入式(6), 整理得:

$$\zeta = \frac{W_c}{2\pi(\omega/\omega_n)KB^2}, \quad (7)$$

式中, ζ 为系统的阻尼比。

2.3 隔振器能量耗散比

等效黏性阻尼系数是一种线性阻尼, 在共振情况下, 能够很好地反映阻尼特性, 但不同频率下阻尼又存在着差异, 黏性阻尼不足以表征出这些特性差异^[11], 故有必要引入能量耗散比。

能量耗散比定义为结构系统中耗损的能量与最大弹性变形能之间的比值, 可以比较直观地反映出阻尼做的功在系统总能量中所占的比例, 其为一个无量纲量^[12]。其定义公式如下:

$$\eta = \frac{\Delta E}{E}, \quad (8)$$

式中, ΔE 为阻尼耗能(力与位移迟滞环包围的面积), E 为最大弹性变形能。

3 隔振器动态特性参数试验

钢弹簧隔振器试验在西南交通大学轨道交通实验室进行。采用电液伺服式液压作动器, 通过 MTS 系统特定模块控制频率与幅值的加载, 并通过作动

器上力与位移传感器采集隔振器力与位移数据, 试验系统如图 2 所示.

根据试验选用的钢弹簧隔振器在实际工作条件下的受力情况, 试验中设置初始预压力 23 kN, 动态载荷采用正弦位移激励 $x(t) = X_0 \sin \omega t$, X_0 与 ω 分别为激励振幅和频率. 由于试验所用隔振器实际工作条件下承受的振动主频约为 7 Hz 左右, 故试验中选用激振频率范围为 1~10 Hz, 振幅范围为 0.5~3 mm, 以得到不同工况下的力与位移的历程曲线. 具体试验方案如表 1 和 2.

4 试验结果分析

4.1 隔振器刚度与阻尼计算

通过试验可以测得隔振器在不同加载频率与振幅下的力与位移数据, 从而得到隔振器力与位移变化曲线. 限于篇幅, 以下只列出加载频率 7 Hz, 幅值 1 mm 与加载频率 5 Hz, 幅值 3 mm 两种工况下的力与位移历程曲线, 如图 3 所示.

通过力与位移形成的迟滞环面积可以计算出阻

图 2 (网络版彩图)隔振器试验装置

表 1 不同频率加载方案

工况	加载幅值(mm)	加载频率(Hz)									
工况 1	0.5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
工况 2	1	1		3		5		7			9

表 2 不同幅值加载方案

工况	加载频率(Hz)	加载幅值(mm)				
工况 3	3	1	1.5	2	2.5	3
工况 4	4	1	1.5	2	2.5	3
工况 5	5	1	1.5	2	2.5	3

图 3 两种工况下的力与位移历程曲线

(a) 加载频率 7 Hz, 幅值 1 mm; (b) 加载频率 5 Hz, 幅值 3 mm

尼力做的功 W_c , 并通过式(6)~(8)分别计算得到隔振器的黏性阻尼系数、阻尼比以及能量耗散比. 动刚度通过式(1)计算得到. 表 3 列出了加载频率 1~10 Hz, 幅值 0.5 mm 工况下, 钢弹簧隔振器的动刚度、阻尼系数与阻尼比的计算结果; 表 4 列出了加载频率 1, 3, 5, 7, 9 Hz, 幅值 1 mm 工况下, 能量耗散比的计算结果; 表 5 列出了加载幅值 1, 1.5, 2, 2.5, 3 mm, 频率 5 Hz 工况下钢弹簧隔振器动刚度、阻尼系数、阻尼比与能量耗散比的计算结果.

表 3 加载频率 1~10 Hz 幅值 0.5 mm 工况

频率 (Hz)	动刚度 (kN/mm)	阻尼系数 ($\times 10^4$ N s/m)	阻尼比
1	4.7435	7.844	0.415
2	4.7785	4.583	0.241
3	4.8302	1.632	0.849
4	4.8378	1.462	0.076
5	4.8484	1.080	0.057
6	4.9108	0.772	0.040
7	4.9025	0.266	0.014
8	4.8670	0.295	0.015
9	4.8090	0.289	0.015
10	4.8002	0.245	0.013

表4 加载频率 1~9 Hz 幅值 1 mm 工况

频率(Hz)	1	3	5	7	9
能量耗散比	0.205	0.248	0.304	0.313	0.321

表5 加载幅值 1~3 mm 频率 5 Hz 工况

幅值 (mm)	动刚度 (kN/mm)	阻尼系数 ($\times 10^4$ N s/m)	阻尼比	能量 耗散比
1	4.7718	0.734	0.0387	0.3038
1.5	4.7485	0.640	0.0339	0.2659
2	4.7166	0.595	0.0317	0.2488
2.5	4.6381	0.596	0.0323	0.2536
3	4.5977	0.600	0.0328	0.2575

4.2 试验结果分析

4.2.1 隔振器刚度的频率依赖特性

当外激励圆频率 ω 趋近于 0 或激振频率 f 趋近于 0 Hz 时, 系统的振动工况近似静态加载^[13], 隔振器中钢弹簧变形所产生的弹力与外加载力平衡, 此时隔振器动刚度 K_d 接近于静刚度 K_s .

在钢弹簧隔振器的试验过程中, 对隔振器施加正弦位移载荷, 并保持系统的最大振动幅值不变, 随着外激励频率 f 的增加, 由式(5)可知阻尼力所做的功也随着增加.

当外激励频率 f 小于系统的固有频率 f_n 时, 相位角 $0 < \varphi < \pi/2$, 且相位角随激励频率的增加而增大, 由式(4)可知外激励力做的功会随之增加. 由于系统的加载幅值保持不变, 系统的动刚度 K_d 将随激励频率的增加而增加.

当外激励频率 f 大于系统的固有频率 f_n 时, 相位角 $\pi/2 < \varphi < \pi$, 且随激励频率的增加而增加, 外激励力做的功随之而降低. 由于系统的加载幅值保持不变, 系统的动刚度 K_d 将随激励频率的增加而降低.

外激励频率 f 继续增加, 钢弹簧中阻尼材料做的功持续增加, 当增加到一定程度时, 阻尼力做功对动刚度的影响要大于相位角的影响. 因此当加载频率远离系统的固有频率时, 钢弹簧的动刚度 K_d 随频率的增加而增加.

由以上分析可知, 隔振器的动刚度随着激励频率的增加总体趋势是增大的, 但在共振频率附近, 动刚度有减小趋势. 图 4 给出了加载频率为 1~10 Hz, 幅值为 0.5 mm 下钢弹簧隔振器动刚度变化曲线.

图4 不同加载频率下隔振器动刚度变化曲线

4.2.2 隔振器刚度的幅值依赖特性

图 5 为 1~3 mm 加载幅值, 频率分别为 3~5 Hz 等级下的动刚度变化曲线. 由图可知, 隔振器的动刚度 K_d 随着加载幅值的增大会有减小的趋势, 但减小的幅度不大. 这是由于在加载频率不变, 增加系统的加载幅值时, 一个加载周期内加载速度会相应增加, 阻尼力也会随之增加, 从而激励力会增加一定的幅度, 而位移加载幅值增加的幅度要大于外激励力增加的幅度, 最终导致隔振器的动刚度呈现下降的趋势.

4.2.3 隔振器阻尼的频率依赖特性

图 6 为 1~10 Hz 加载频率, 幅值 0.5 mm 下钢弹簧隔振器阻尼系数与阻尼比的变化曲线. 由图可知, 隔振器阻尼系数与阻尼比随着加载频率的增加而减小, 在共振频率附近, 其变化幅度不大.

由式(6)可知等效黏性阻尼与激励频率有关. 实际试验结果表明, 随着加载频率的增大, 得到的滞回

图5 (网络版彩图) 不同加载幅值下隔振器动刚度变化曲线

图6 (网络版彩图)不同频率下隔振器阻尼系数与阻尼比

曲线面积(阻尼力做功)有所增加但并不是太明显,从而由式(6)计算得到的阻尼系数是随着加载频率的增大而减小的,如图6所示.这与隔振器在动态激励下的能量损耗趋势不相符,因此阻尼系数并不能反映系统在所有频率下的耗能规律.值得说明的是,在工程领域,一般比较关注共振情况下阻尼的能量耗散情况,通常在加载频率等于结构的自振频率即 $\omega=\omega_n$ 情况下,测量并计算系统的阻尼比 ζ 与阻尼系数 C 来反映共振时系统的能量耗散情况.

为了更好反映隔振器在不同频率下的阻尼耗能情况,本文采用能量耗散比进行分析.图7给出了加载频率为1, 3, 5, 7, 9 Hz, 幅值为1 mm工况下,隔振器能量耗散比的变化曲线.

由图可知,隔振器的能量耗散比随频率的增加而增加.这是由于系统在加载幅值不变的条件下,系统的最大弹性变性能 E 变化不大,而随着加载频率的增加,阻尼力做功会增加,从而导致隔振器能量耗散比的增大.

4.2.4 隔振器阻尼的幅值依赖特性

图8为1~3 mm加载幅值,频率分别为3~5 Hz等级下,隔振器阻尼系数变化情况,图9为1~3 mm加载幅值,频率为5 Hz工况下,隔振器能量耗散比变化情况.由图可知,隔振器的阻尼系数与能量耗散比随着加载幅值的增加均变化不大.这是由于在加载频率不变,幅值增加时,阻尼力做的功增加,系统的最大弹性势能也随之增加,但二者增加的幅度差别不大,由式(6)和(8)可得到隔振器的阻尼系数与能量耗散比随着幅值的增加均变化不大.

图7 不同频率下隔振器能量耗散比变化曲线

图8 (网络版彩图)不同加载幅值下隔振器阻尼系数变化曲线

图9 不同加载幅值下隔振器能量耗散比变化曲线

5 结论

本文基于钢弹簧隔振器的室内试验,对隔振器动态特性参数的频率与幅值依赖特性进行了比较详细的研究,主要结论如下.

1) 隔振器的动刚度随着激振频率的增加总体趋势是增大的,但在共振频率 7 Hz 附近,动刚度有减小趋势,故在隔振器的设计中,有必要考虑共振频率附近隔振器动刚度的变化情况,防止出现共振区振动位移超限;隔振器动刚度随着加载幅值的增加则呈现下降趋势,但下降幅度不大;在本文试验条件下隔振器的动刚度在 4.54~4.91 kN/mm 之间变化.

2) 隔振器的等效黏性阻尼系数随加载频率的增加呈下降趋势,且在固有频率附近等效黏性阻尼系数变化不大,在满足工程需求的前提下,可以考虑采

用共振频率下测得的等效黏性阻尼系数代替复杂的结构阻尼;隔振器等效黏性阻尼系数随加载幅值的增加变化幅度不大.

3) 隔振器的能量耗散比随着加载频率的增加而增大,比较真实地反映隔振器在不同频率下阻尼成分做功的比例;能量耗散比随着加载幅值的增加变化幅度不大.

4) 钢弹簧隔振器的动态特性参数受频率的影响比幅值的影响大,故在隔振器的设计过程中,要优先考虑频率的影响.

参考文献

- 1 Crockett A R, Pyke J R. Viaduct design for minimization of direct and structure radiated train noise. *J Sound Vibr*, 2000, 231: 883–897
- 2 姚京川, 杨宜谦, 王澜. 浮置板式轨道结构隔振效果分析. *振动与冲击*, 2005, 24: 108–113
- 3 丁德云, 刘维宁, 李克飞, 等. 钢弹簧浮置板轨道参数研究. *中国铁道科学*, 2011, 32: 30–35
- 4 王炯, 吴天行. 浮置板轨道隔振性能研究. *上海交通大学学报*, 2007, 41: 1021–1025
- 5 梁上燕, 肖安鑫, 耿传智. 阻尼钢弹簧浮置板轨道结构隔振性能分析. *噪声与振动控制*, 2013, 1: 136–139
- 6 李俊岭. 地铁钢弹簧浮置板轨道对环境振动的影响分析. 硕士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2009
- 7 蒋崇达. 内置式钢弹簧浮置板轨道动力特性分析. 硕士学位论文. 南昌: 华东交通大学, 2013. 45–48
- 8 中华人民共和国铁道部. 客运专线扣件系统暂行技术条件(铁科技函[2006]248 号). 北京: 中国铁道出版社, 2006
- 9 高淑英, 沈火明. 振动力学. 北京: 中国铁道出版社, 2011
- 10 刘晶波, 杜修力. 结构动力学. 北京: 机械工业出版社, 2005
- 11 王书卫. 钢轨扣件减振橡胶阻尼耗能特性分析. *铁道标准设计*, 2015, 59: 37–41
- 12 de Silva C W. 李惠彬, 张曼, 译. 振动阻尼、控制和设计. 北京: 机械工业出版社, 2013
- 13 刘丽, 张卫华. 金属弹簧刚度频变分析及等效算法. *交通运输工程学报*, 2007, 7: 24–27

Experimental study on frequency and amplitude dependent behavior of dynamic parameters of steel-spring vibration isolator used in floating slab track

WANG JianWei¹, CAI ChengBiao¹ & ZHU ShengYang^{1,2}

¹ State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

² State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116023, China

Dynamic stiffness and damping of vibration isolator are important parameters influencing the dynamic characteristics of the floating slab track. Based on the laboratory experiment of the steel spring vibration isolator, the paper analyzed frequency and amplitude dependent behavior of steel-spring vibration isolator. The results show that broadly the dynamic stiffness of the vibration isolator increases with the increase of excitation frequency, however, the dynamic stiffness decreases slightly near the resonant frequency; an increase of excitation frequency results in a decrease of the equivalent viscous damping coefficient with a small change near the resonant frequency; the energy dissipation ratio increases with the increase of excitation frequency; the dynamic stiffness, equivalent viscous damping coefficient and the energy dissipation ratio all have negligible variations as the excitation amplitude increases. The research results can provide references for the design of vibration isolators.

floating slab track, vibration isolator, dynamic stiffness, damping, frequency dependent behavior, amplitude dependent behavior

doi: 10.1360/N092015-00356