

考虑车体弹性的轨道车辆多吸振器减振方法*

祁 慧¹, 文永蓬^{1,2}, 纪忠辉¹

(1. 上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

(2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

摘要 针对轨道车辆车体各位置振动情况差异明显特点,以及刚性频段、弹性频段的减振存在宽频减振需求,建立了含多吸振器的弹性车体模型,提出了评价轨道车辆多吸振器减振指标。探讨了单吸振器在抑制车体垂向振动时存在的局限性,提出了基于轨道车辆弹性车体模型的多吸振器设计步骤,形成了能够同时抑制弹性振动与刚性振动的多吸振器设计方法,明确了多吸振器的优越性,并利用 Sperling 平稳性指标对多吸振器减振效果进行验证。结果表明:综合多频段、全车长的轨道车辆多吸振器减振指标能够有效地评价车体吸振器的减振效果;相比单吸振器,多吸振器能同时兼顾刚性频段和弹性频段,而且分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,具有更好的优越性。该工作对抑制城市轨道交通车辆的垂向振动、提高车辆乘坐舒适性有一定参考价值。

关键词 多吸振器; 弹性车体; 垂向振动; 轨道车辆多吸振器减振指标; Sperling 平稳性指标

中图分类号 U260.331⁺5; U270.1

引 言

近年来,城市轨道交通快速发展,车体轻量化设计成为一个趋势,但车体的轻量化直接降低了车身刚度,导致车辆振动加剧,影响了车辆的运行平稳性和乘客的乘坐舒适性^[1]。动力吸振器能有效吸收车体振动的能量,结构简单且易于安装,已成为提高车辆运行平稳性的有效手段之一。

目前,国内外学者对轨道车辆弹性车体的振动分析与抑制做了大量研究。曾京等^[1-2]考虑车体的弹性,将车体看作欧拉梁,建立车辆垂向振动的数学模型,为分析轨道车辆车体的垂向振动响应提供了理论依据。王珊珊等^[3]在保证车辆动力学参数相同的前提下,对比分析刚性和弹性车体模型及其在振动加速度等方面的特征,结果表明弹性作用对车体振动有重要的影响。刚柔耦合车辆模型的建立,能够更准确地反映轨道车辆行驶中的实际情况。诸多学者基于上述垂向动力学模型,利用附加在车体下方的动力吸振器,来降低轨道车辆车体的振动。文永蓬等^[4]研究了适用于车轨耦合条件下车体单个被动式吸振器的优化,有效抑制了车体的刚性振动。文献[5-8]在包含结构阻尼的刚柔耦合模型基础上,提出安装单个被动式

吸振器,通过吸振器质量、位置等参数的合理优化设计,可以有效抑制车体的弹性振动。对轨道车辆的振动控制大都是基于单个被动式吸振器,其只有一个振子,减振的目标频率单一,导致减振频带较窄,单个被动式吸振器不能满足宽频减振需求。文献[9-10]提出适用于车体宽频减振的半主动式磁流变吸振器的设计方法,并对具体结构的实施方式进行探讨。Akiyama等^[11]在转向架之间安装的主动式动力吸振器,对降低车体的弯曲振动效果显著,并且车辆的运行品质得以提升。以上研究大都是利用单个吸振器对车体进行减振,即使将单个被动式化为主动式,实现了宽频减振的效果^[12],也无法规避其结构复杂、价格昂贵、实施困难等问题,更忽略了车体多个位置振动剧烈的特点,亟需一种兼顾城轨车辆考虑车体弹性的多频段、多位置的宽频减振方法。

为此,笔者建立含多吸振器的考虑车体弹性的垂向振动模型,从全车长、多频段的角度分析车体的垂向振动,提出综合评价多吸振器抑振效果的评价指标。基于此指标考虑吸振器的参数、位置,从而形成车体多吸振器的设计方法,实现对车体垂向振动的良好抑制效果。

* 国家自然科学基金资助项目(11472176);上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200);牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2103)

收稿日期:2019-06-04;修回日期:2019-07-25

1 含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型

含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型如图1所示,包含轮对、转向架、车体以及多吸振器等。

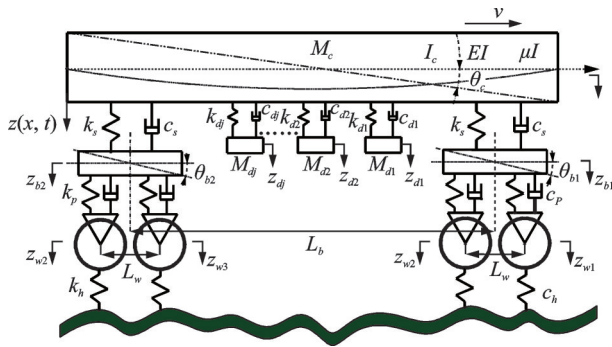


图1 含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型

Fig.1 Vertical vibration model with multi-vibrator considering car body elasticity

轨道不平顺激励的输入引起轮对的垂向振动位移分别用 z_{w1}, z_{w2}, z_{w3} 和 z_{w4} 表示; 轮对垂向振动经一系弹簧传递至前后转向架, $z_{b1}, z_{b2}, \theta_{b1}$ 和 θ_{b2} 分别为转向架的浮沉振动位移和转头角; 转向架振动经二系弹簧传递至车体, 考虑车体的弹性, 将车体等效为弹性均质等截面欧拉梁, 则 $z(x, t)$ 为车体包含刚性、弹性振动的总位移, z_c 和 θ_c 分别为车体的浮沉位移和转头角; 车体振动能量经吸振器吸收后, 转换为吸振器垂向位移 $z_{dj} (j = 1, 2, \dots, N_d)$ 。其余参数如表1所示, 其中: ρ 为车体密度; A 为横截面积; E 为弹性模量; I 为截面惯性矩; μ 为内滞阻尼系数。

车体弹性振动方程为

$$EI \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 F_{si} \delta(x - x_i) + \sum_{j=1}^{N_d} F_{dj} \quad (1)$$

其中: $F_{si} (i = 1, 2)$ 分别为第1、第2转向架的二系悬挂作用在弹性车体上的力; $F_{dj} (j = 1, 2, \dots, N_d)$ 为车下吸振器作用在弹性车体上的力。

$$F_{si} = -k_s(z(x_i, t) - z_{bi}) - c_s(\dot{z}(x_i, t) - \dot{z}_{bi}) \quad (2)$$

$$F_{dj} = -k_{dj}(z(x_{j+2}, t) - z_{dj}) - c_{dj}(\dot{z}(x_{j+2}, t) - \dot{z}_{dj}) \quad (3)$$

通过分离变量法将偏微分方程化简为单变量的常微分方程。车体的垂向振动位移为 $z(x, t)$, 包含车体的刚体浮沉运动振型 $Y_1(x) = 1$, 刚体点头运动振型 $Y_2(x) = L/2 - x$ 以及弹性振型函数

表1 含多吸振器考虑车体弹性的振动模型参数
Tab.1 Parameters of a model with multi-vibrator considering car body elasticity

参数	数值	含义
M_c/kg	3.9×10^4	车体质量
M_d/kg	2 600	单个构架质量
M_w/kg	1 118.5	单个轮对质量
$EI/(\text{kN} \cdot \text{m}^2)$	3.21×10^6	车体截面等效抗弯刚度
$\rho_A/(\text{t} \cdot \text{m}^{-1})$	1.78	车体单位长度等效质量
$J_c/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.911×10^6	车体转动惯量
$J_d/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 930	单个构架转动惯量
$k_p/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2.4×10^6	一系垂向刚度
$k_s/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	7×10^5	二系垂向刚度
$c_p/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	5×10^4	一系垂向阻尼
$c_s/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1.3×10^5	二系垂向阻尼
L_b/m	7.85	车辆定距之半
L_w/m	1.25	转向架轴距之半
L/m	21.88	车身总长

$Y_i(x)$ 。

利用自由边界欧拉梁的弹性振型, 代替车辆的弹性振型, 车体的位移可由车体的浮沉、点头以及自由边界欧拉梁弹性振动叠加, 有

$$z(x, t) = z_c(t) + (L/2 - x)\theta_c(t) + \sum_{i=3}^N Y_i(x)q_i(t) \quad (4)$$

设车体为弹性悬挂上的自由梁, 可以确定车体的弹性振型, 并利用振型的正交性和 Dirac 函数的性质, 得到车体弹性振动方程

$$M_c[\ddot{q}_i(t) + 2\xi_i\omega_i\dot{q}_i(t) + \omega_i^2q_i(t)] = Y_i(x_1)F_{s1} + Y_i(x_2)F_{s2} + \sum_{j=1}^{N_d} Y_i(x_{j+2})F_{dj} \quad (5)$$

其中: ξ_i 和 ω_i 分别为第 i 阶车体的阻尼比和自振频率。

车体的浮沉运动方程为

$$M_c \ddot{z}_c(t) = \sum_{i=1}^2 F_{si} + \sum_{j=1}^{N_d} F_{dj} \quad (6)$$

车体的点头运动方程为

$$I_c \ddot{\theta}_c(t) = \sum_{i=1}^2 F_{si}(L/2 - x_i) + \sum_{j=1}^{N_d} (x_{j+2})F_{dj} \quad (7)$$

吸振器的运动方程为

$$M_d \ddot{z}_{dj} = F_{dj} \quad (j = 1, 2, \dots, N_d) \quad (8)$$

车辆系统其余部件的运动方程可同理推出, 综合车辆系统各部件的运动方程得到整个车辆系统的统一表达形式, 最终得到含吸振器的系统动力学方

程矩阵,如式(9)所示

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = F \quad (9)$$

其中: M, C 和 K 为包含吸振器的车辆系统的质量、阻尼和刚度矩阵; Z, F 为系统的输出阵、输入阵。

将式(9)两边同时进行傅里叶变换,并考虑轮对间的时滞关系, $h_q(\omega)$ 为时滞矩阵, K_h 和 C_h 为轮轨接触刚度和阻尼矩阵,车辆的加速度频率响应特性函数 $H_a(\omega)$ 为

$$H_a(\omega) = ((-\omega^2 M + i\omega C + K)^{-1} (K_h + i\omega C_h) h_q(\omega)) (-\omega^2) \quad (10)$$

在轨道不平顺激励下,加速度功率谱密度的表示为

$$G_{\ddot{z}}(\omega) = |H_a(\omega)|^2 G_{q_1}(\omega) \quad (11)$$

其中: $G_{q_1}(\omega)$ 为轨道不平顺激励 $q_1(\omega)$ 的加速度功率谱密度; $G_{\ddot{z}}(\omega)$ 为响应量 \ddot{z} 的功率谱密度。

由式(11)可知,轨道不平顺激励频率引发弹性车体多阶固有振型振动,体现为车体振动有较宽的振动频带以及多个共振峰值。通过安装多吸振器,可以同时抑制车体多个频率的振动。当吸振器的个数为 j 时,总的质量比保持不变,其中一个吸振器与弹性车体主振动系统的质量比 $\mu_j = M_{d_j}/M_c$ 。

依据最优同调 $\gamma_j = \omega_{d_j}/\omega_c = 1/(1 + \mu_j)$,得

$$k_{d_j} = \mu_j M_c (2\pi f_{c_j})^2 (1/(1 + \mu_j))^2 \quad (12)$$

依据最优阻尼比 $\zeta_j = c_{d_j}/c_c = \sqrt{\frac{3\mu_j}{8(1 + \mu_j)^3}}$,得

$$c_{d_j} = 2\mu_j M_c 2\pi f_{c_j} \sqrt{\frac{3\mu_j}{8(1 + \mu_j)^3}} \quad (13)$$

各吸振器与车体的质量比 μ_j 以及吸振器减振的目标频率 f_{c_j} 决定吸振器的刚度 k_{d_j} 和阻尼 c_{d_j} 。当吸振器个数 $j = 1, 2, \dots, N_d$,吸振器系统对车体的影响规律是不变的,吸振器系统的参数改变对车体振动能量的传递特性的影响如图 2 所示。

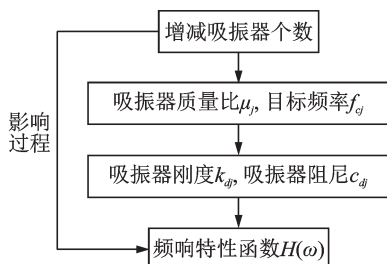


图 2 吸振器个数变化对车体振动的影响过程

Fig.2 Influence of the number of vibration absorbers

2 吸振器减振指标的确立

将考虑车体弹性的模型称为弹性车体模型,该模型包含多阶振型的共同作用。令城市轨道交通车辆的运行速度为构造速度 80 km/h,在轨道不平顺的随机激励下,对比典型位置处的加速度功率谱,如图 3 所示。

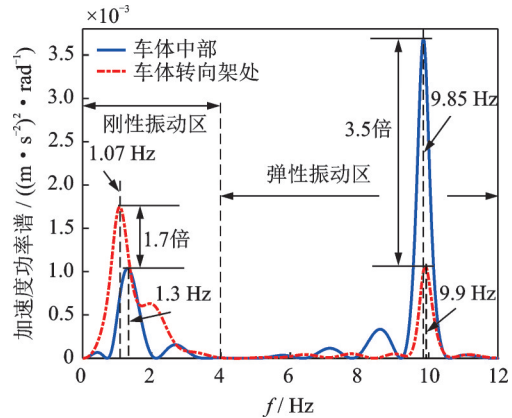


图 3 车体典型位置处的加速度功率谱

Fig.3 Acceleration power spectrum at typical position of vehicle body

由图 3 可知,车体的振动分为刚性振动和弹性振动。在刚性主振区,车体转向架和中部分别在 1.07 和 1.3 Hz 处形成振动峰值,且转向架处的振动峰值是中部的 1.7 倍;而在弹性主振区,车体转向架和中部的振动峰值分别出现在 9.9 和 9.85 Hz 处,且车体中部的振动峰值是转向架处的 3.5 倍。由此可见,车体典型位置处的振动情形差别较大,不同位置处的振动峰值频率与功率谱密度都发生了偏移。这是因为在构造速度下轨道不平顺的随机激励引发了弹性车体多阶振型共同振动^[13],并且使车体各主振区的振型产生一定的耦合,导致峰值频率偏移。因此,在研究车体振动情况时,仅仅考虑车体单个位置的振动无法全面反映问题,需要对车体全车长的振动情况进行分析。图 4 为弹性车体在构造速度为 80 km/h 下,全车所有位置的加速度功率谱变化情况。

由图 4 可知,车体振动的加速度功率谱与频率及车体位置成复杂的函数关系。从 0~4 Hz 的刚性主振区看,刚性振动峰值随观察点从 0 到 21.88 m 先减小后增大,但总体变化趋势较为平缓,因为车体中部的刚性振动只有浮沉没有点头,所以中部刚性振动稍小于端部;然而在 4~15 Hz 的弹性主振区,弹性振动峰值随观察点从 0 到 21.88 m,呈现一个 W

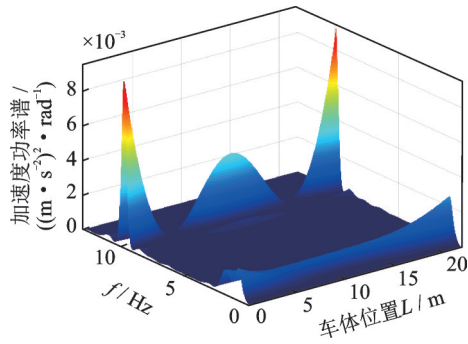


图4 弹性车体全车长的加速度功率谱

Fig.4 Acceleration power spectrum of the full length of the elastic body

形,在车体的前、后转向架处 18.79 和 3.09 m 左右,弹性振动达到最小,但在车体的两端部和中部达到振动极值。这是因为轨道不平顺的外界激励引起了车体多个自振频率的振动响应,并且多个振型进行叠加,在几个振型的叠加区域内,车体任何一个位置的质点同时参与这几个振型的运动,其振动位移是几个振型引起位移的矢量和,振动的位移可能相互消减也可能相互叠加。

综上,车体不同位置的振动加速度功率谱差别较大,车体中部和端部相比其他位置的振动剧烈,所以在研究车体吸振器抑制车体振动时,考虑安装位置的影响是必不可少的。

针对各位置振动情况差异明显的特点,以及刚性频段、弹性频段存在宽频减振的需求,为分析吸振器在较宽的振动频带以及全车长上的综合减振的情况,笔者提出轨道车辆多吸振器减振指标,介绍如下。

在轨道不平顺的随机激励下,不含吸振器的车体在某观察点位置 l 的加速度功率谱为 $G_{Z_l}(\omega)$,为了更直观了解车体此观察点 l 处两个振动频带的振动情况,将车体 0~15 Hz 振动频带划分为 1 500 个相等的单位长度,0~400 代表刚性振动频带,400~1 500 代表弹性振动频带,利用矩形公式对各频带的加速度功率谱累加,则观察点 l 处刚性频段 0~4 Hz 振动面积能量为

$$S_{Rl} = \sum_{i=1}^{400} G_{Z_l}(\omega_{i/100}) \Delta f \quad (14)$$

弹性频段 4~15 Hz 振动面积能量为

$$S_{El} = \sum_{i=401}^{1500} G_{Z_l}(\omega_{i/100}) \Delta f \quad (15)$$

其中: $G_{Z_l}(\omega_{i/100})$ 为在车体 l 处振动频率为 $i/100$ Hz 时振动加速度功率谱值; $\Delta f = 0.01$ Hz。

车体全车长的刚性振动体积能量 $RVOL_{no-dva}$ 为

$$RVOL_{no-dva} = S_{R0} + \dots + S_{Rl} + \dots + S_{RL} \quad (16)$$

车体全车长的弹性振动体积能量 $EVOL_{no-dva}$ 为

$$EVOL_{no-dva} = S_{E0} + \dots + S_{El} + \dots + S_{EL} \quad (17)$$

于是,车体全车长的综合振动体积能量为

$$VOL_{no-dva} = RVOL_{no-dva} + EVOL_{no-dva} \quad (18)$$

同理,当附加单个吸振器时,车体全车长综合振动体积能量为

$$VOL_{dva1} = RVOL_{dva1} + EVOL_{dva1} \quad (19)$$

其中:下标 $dva1$ 表示为弹性车体包含 1 个吸振器。

以此类推,当吸振器的数目为 2 时,车体全车长综合振动体积能量表示为 VOL_{dva2} ,当吸振器数目为多个,车体全车长综合振动体积能量表示为 VOL_{dvaN_d} 。

定义无量纲数 ΔVOL_{N_d} 为轨道车辆多吸振器减振指标,则

$$\Delta VOL_{N_d} = VOL_{no-dva} - VOL_{dvaN_d} \quad (20)$$

由式(20)可知, ΔVOL_{N_d} 指标的物理含义为无吸振器的车体在宽频带、全车长范围内的振动体积能量与加入吸振器后的振动体积能量之差。该指标综合考虑了车体多位置、多频段的振动情况,其值越大,则代表车体振动能量的减少越大,吸振器的抑振性能越好。

3 单吸振器的不足

将弹性车体视为主振动系统,当合理设计附加吸振器系统的质量比和设计频率时,便可得到较好的减振效果。由文献[14]可知,吸振器的质量越大减振效果越好。但考虑到车辆限界的影响,附加设备的体积不能过大,因此将吸振器的质量设定为车体质量的 0.1 倍,即 $\mu = 0.1$ 。

根据城市轨道交通车辆车下设备的布置要求,装置应对称悬挂在车下,以防车体重心偏移导致超过车辆限界,因此单吸振器布置在车体中部。以 ΔVOL 指标为减振目标,遍历 0~15 Hz 的频率,得到吸振器减振效果最优的目标频率为 8.6 Hz。基于上述设计,单吸振器对车体振动的抑振效果如图 5 所示。

由图 5(a)可知,单吸振器对车体中部两个振动区的峰值都有一定程度的降低,这是因为设计频率主要针对弹性振动,单吸振器对于车体中部的弹性振动有很好的抑制作用。

由图 5(b)可知,单吸振器使车体转向架处的弹性振动得到了有效抑制,但在刚性振动频段,车体浮沉振动产生了 5% 的增振情况。

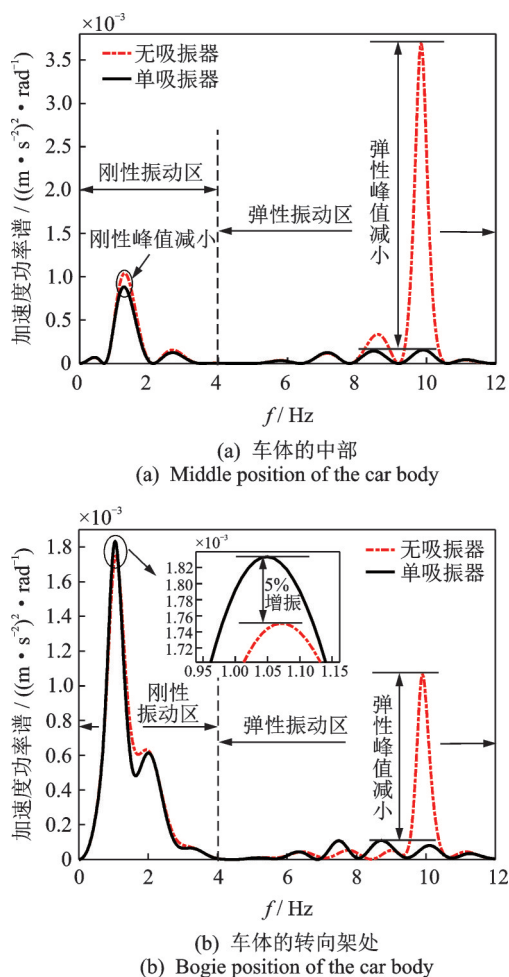


图5 单吸振器在不同观察点的减振对比

Fig.5 Comparison of vibration reduction of a single vibration absorber at different observation points

综合图5(a,b),针对车体弹性振动频率设计的单吸振器可以有效抑制车体中部的弹性振动,但会对车体其他位置的刚性振动产生增振情况。这是因为单个振子无法解决车体振动多频带、多位置的问题,这也是提出多吸振器研究的动机。此外,单吸振器质量过大也会导致应力集中和较难适应车下空间,还易造成安装困难,单吸振器的适用范围受到限制。

4 多吸振器的优越性

4.1 多吸振器的设计步骤

1) 确定各吸振器的质量。为了具有可比性,将悬挂在车下的多吸振器的总质量与单吸振器的质量保持一致,为车体主振系质量的0.1倍。根据城市轨道交通车辆车下设备布置要求,悬挂在车体下的设备在进行安放时,应注意重量平衡,因此将附加的多吸振器的质量等分。

2) 固定各吸振器的位置。弹性车体的中部以及两个端部的振动程度较为剧烈,是吸振器减振的核心位置,因此质量相等的多吸振器可分别对称布置在两端部以及车体中部,又因车端设有连接缓冲等装置,其长度一般为1~1.5 m,在距离车端1.5 m内不便安装吸振器结构,于是将车端的吸振器移动至距离车端1.5 m的近端处。

3) 遍历寻找各吸振器的目标频率的最优值。图6为两个频带的峰值频率随车体位置变化图。由图6可知,车体位置从0遍历至21.88 m,刚性峰值频率先增大后减小,其变化范围为0.9~1.35 Hz,将其设定为刚性吸振器(降低车体刚性振动的吸振器)的寻优频段;弹性峰值频率的变化范围为7~10 Hz,设定为弹性吸振器(降低车体弹性振动的吸振器)的目标频段。在距离两端5 m左右对称出现峰值频率的较小值,这是因为车体弹性一阶振型和转向架浮沉振型在此位置发生耦合,导致此两处的弹性峰值频率产生较大偏移。确定了两频带的减振范围之后,需选定各吸振器对应的目标频带。车体点头振动位移最大点在车体端部,弹性一阶振型的波腹(模态变形最大点)在车中和两端。置于车体中部的吸振器用于吸收弹性振动的能量,对称置于车体近端的吸振器分别吸收刚性振动和弹性振动的能量。

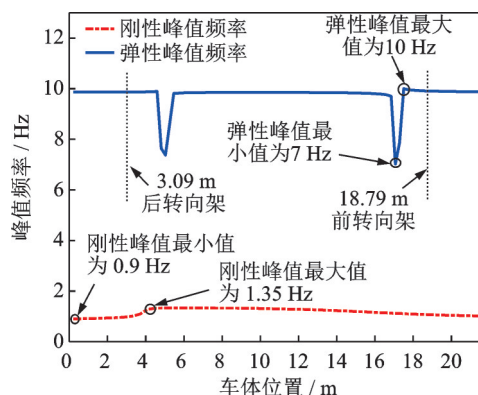


图6 两频带的峰值频率随车体位置的变化

Fig.6 The peak frequency of the two bands varies with the position of the vehicle body

以三吸振器的设计为例,设三吸振器的目标频率分别为 f_{c1} , f_{c2} 和 f_{c3} ,遍历每个吸振器目标频带。为了简化计算,目标频率 f_{c1} 在0.9~1.35 Hz上以0.05 Hz为间隔遍历,目标频率 f_{c2} 和 f_{c3} 在7~10 Hz上以0.1 Hz为间隔遍历,共计 $9 \times 30 \times 30 = 8100$ 组设计方案。计算硬件是Intel(R) Core(TM) i7-8750H,CPU主频为2.20 GHz,计算时长大约需要

8 h。利用计算出来的 ΔVOL 观察每组设计方案对车体振动的抑制效果。

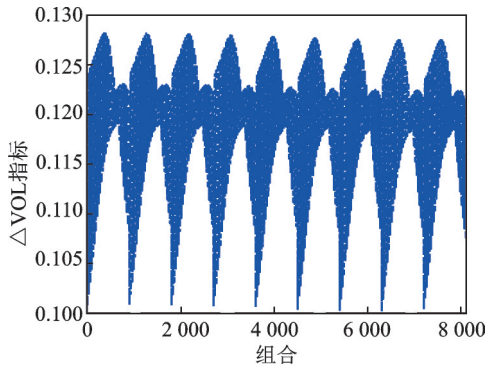


图7 8 100种设计方案的减振指标图

Fig.7 Vibration reduction index chart of 8 100 design schemes

图7为8 100种设计方案综合减振指标 ΔVOL 图。由图7可知,在8 100种设计方案中,有9组较优设计。为获得三吸振器各自的最佳设计频率,取此9组设计方案单独研究。

表2为9组较优设计方案中各吸振器的目标频率及减振指标值,由表2可知,吸振器的目标频率 f_{c1} 范围在0.95~1.35 Hz之间,目标频率 f_{c2} 和 f_{c3} 固定在8.2和10 Hz处,可以取得较好的减振效果。这是因为目标频率 f_{c3} 用于抑制弹性一阶振动,吸振器与车体形成的耦合系统,在一阶弹性频率附近产生了低频振动,也就是频率跳变的现象,而目标频率 f_{c2} 用于抑制了跳变频率处的振动^[15]。

表2 9组较优设计方案

Tab.2 9 groups of better design

组号	f_{c1}/Hz	f_{c2}/Hz	f_{c3}/Hz	总频带 ΔVOL
360	0.95	8.2	10	0.128 1
1 260	1.00	8.2	10	0.128 1
2 160	1.05	8.2	10	0.128 0
3 060	1.10	8.2	10	0.127 9
3 960	1.15	8.2	10	0.127 8
4 860	1.20	8.2	10	0.127 6
5 760	1.25	8.2	10	0.127 5
6 660	1.30	8.2	10	0.127 4
7 560	1.35	8.2	10	0.127 4

为更加合理设计目标频率 f_{c1} ,缩小目标频率0.9~1.35 Hz的遍历间隔为0.005 Hz,得到目标频率 f_{c1} 对减振指标的影响曲线图,如图8所示。

由图8可知, ΔVOL 指标值随吸振器的目标频率增大,减振指标值先增加后逐渐下降再微小增

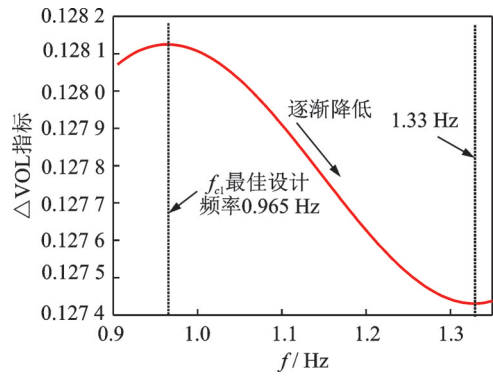


图8 目标频率 f_{c1} 对减振指标的影响

Fig.8 Impact of target frequency f_{c1} on vibration reduction index

加。当吸振器设计频率为1.33 Hz,减振效果较差;而当吸振器设计频率为0.965 Hz,达到最优的减振性能。

4.2 单吸振器与多吸振器的对比

当车辆运行速度为80 km/h时,保持吸振器系统总质量比不变,对比采用相同方法设计的不同个数吸振器的减振效果,利用 ΔVOL 观察吸振器的抑振效果,如表3所示。

由表3可知,两吸振器总 ΔVOL 指标值为0.124 5,比单吸振器提高了3.7%,而三吸振器的总 ΔVOL 值为0.128 1,比单吸振器提高了6.7%。可见随着个数的增加,吸振器的减振效果提高,这是因为多吸振器的目标频率增多,减振的频带被拓宽。此外,在车体的弹性振动频带,两吸振器的弹性 ΔVOL 值为0.106 4,减振效果比单吸振器略差。这是因为单吸振器只针对弹性频段减振,而两吸振器需要兼顾刚弹两频段,且兼顾的效果并不佳;三吸振器对弹性振动的抑振效果比单吸振器提高了5%,对刚性频带的抑振效果比单吸振器增加了23.5%,三吸振器可以同时兼顾两个振动频带,都能达到比单吸振器更优的减振性能。

因此,当多吸振器比单吸振器在各频带都有更高的减振性能时,吸振器个数越少,吸振系统设计的复杂程度越低。相较于单吸振器、两吸振器,三吸振

表3 不同个数的吸振器减振效果对比

Tab.3 Contrast of vibration absorbers with different numbers

条件	刚性频带 $R\Delta VOL_{N_d}$	弹性频带 $E\Delta VOL_{N_d}$	总频带 ΔVOL_{N_d}	减振总 百分比/%
单吸振器	0.011 9	0.108 1	0.120 0	42.3
两吸振器	0.018 1	0.106 4	0.124 5	43.9
三吸振器	0.014 7	0.113 4	0.128 1	45.2

器可以对各频带都有更优的减振效果。当吸振器个数增为4个甚至更多时,会增加系统设计和运算的复杂性,因此确定吸振器个数为3最为合适。

为更加直观对比三吸振器综合减振效果,得到含三吸振器弹性车体全车长加速度功率谱图,如图9所示。由图9可知,三吸振器对车体振动剧烈位置有明显抑制效果。

图10为车体典型位置处吸振器的减振效果。由图10(a)可知,在车体中部,三吸振器保持了与单

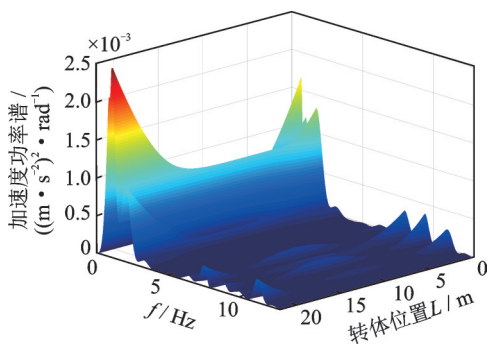
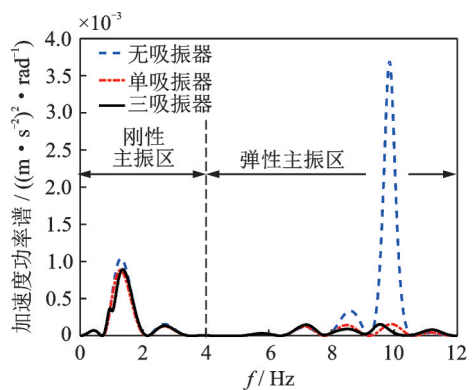
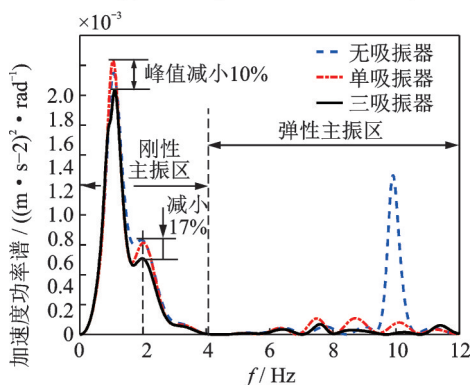


图9 含三吸振器弹性车体全车长加速度功率谱图
Fig.9 Acceleration power spectrum of full length of elastic body with three shock absorbers



(a) 车体中部
(a) Middle position of the car body



(b) 车体转向架处
(b) Bogie position of the car body

图10 车体典型位置处吸振器的减振效果
Fig.10 Vibration reduction effect of the vibration absorber at the typical position of the car body

吸振器相当的减振效果,对车体的刚性和弹性主振区都有减振效果。

由图10(b)可知,在车体转向架处,相比于单吸振器对刚性峰值的增振,三吸振器使刚性振动峰值降低了10%,还使2 Hz处值降低17%,对弹性频带的振动也有明显的抑制,这是因为三吸振器分散布置在振动剧烈的位置,即车体中部和近端处,使得吸振器能够有针对性地解决问题,从而实现较优的抑振效果。

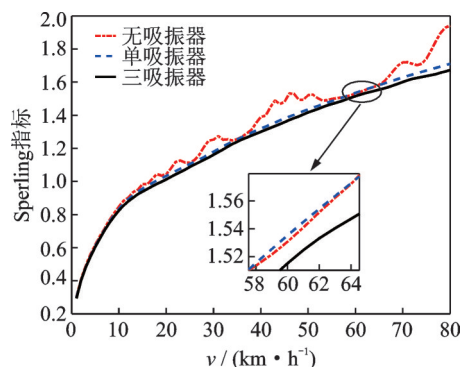
综合表3和图10,在总的质量比一定的情况下,可通过合理配置多吸振器的参数及安装位置,达到比单吸振器更优的减振性能。

5 验证

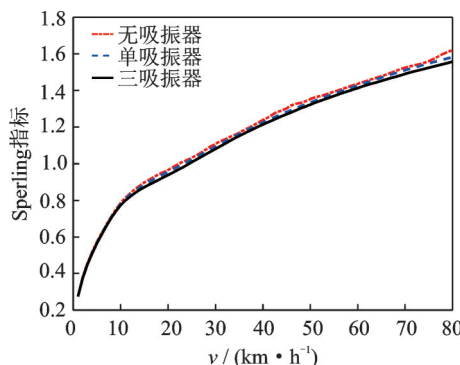
目前,在国际上对轨道车辆舒适度的验证方法有多种,Sperling平稳性指标^[16]是较为常用的。笔者采用Sperling平稳性指标对本研究中多吸振器减振效果的优越性进行验证。

图11为弹性车体安装单、三吸振器,在车体典型位置的平稳性指标对比图。

图11(a,b)分别为车体端部和转向架处的Sperling平稳性指标图,由图可知,常用速度区间内,三吸振器的减振效果明显优于单吸振器。在



(a) 车体端部
(a) End position of the car body



(b) 车体转向架处
(b) Bogie position of the car body

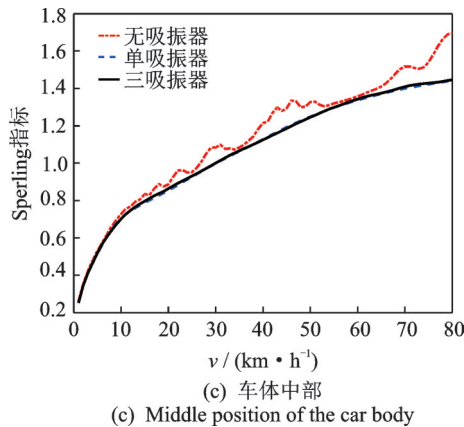


图11 单、三吸振器的Sperling平稳性指标

Fig.11 Sperling index of single and triple shock absorbers

60 km/h左右的速度区间上,车体端部的平稳性指标值比无吸振器时稍大,不能实现全速度区间内减振,而三吸振器弥补了这一缺点。图11(c)为车体中部的Sperling平稳性指标图,由图可知,分散布置的三吸振器保持了单吸振器对车体中部良好的减振作用,且在构造速度下对车体的减振作用达到15%。

综合图11可知,在保持吸振器总的质量一定时,多吸振器可以更好地抑制车体振动,使车体的Sperling指标更低,提高了车辆的运行稳定性。总的来说,无论是对车体中部、端部还是车体转向架处,吸振器都可以有效抑制车体振动,相比单吸振器,多吸振器的设计可以分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,因此具有更好的优越性。

6 结论

1) 针对轨道车辆车体各位置振动情况差异明显的特点,以及刚性频段、弹性频段的减振存在宽频减振的需求,提出了评价轨道车辆多吸振器减振指标。该指标可以准确反应吸振器在全车长与多频段因素下的减振性能,因此建议利用轨道车辆多吸振器减振指标来指导吸振器的参数设计,进行抑振效果评价。

2) 为兼顾车体多频段、多位置的减振要求,明确了轨道车辆车体多吸振器的设计方法。首先,根据重量平衡的要求,确定各吸振器质量;其次,针对弹性车体振动特点,固定各吸振器位置;最后,以多吸振器减振指标为衡量,遍历得各吸振器最佳目标频率。

3) 保持总质量比不变,多吸振器的减振效果

优于单吸振器。在刚性和弹性主振区,三吸振器的抑振效果比单吸振器分别提高了23.5%和5%。相比单吸振器,多吸振器的设计可以分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,因此具有更好的优越性。

参 考 文 献

- [1] 曾京, 郭平波, 郝建华. 铁道客车系统的垂向减振分析[J]. 中国铁道科学, 2006, 27(3): 62-67.
ZENG Jing, WU Pingbo, HAO Jianhua. Analysis of vertical vibration reduction for railway vehicle systems [J]. China Railway Science, 2006, 27 (3): 62-67. (in Chinese)
- [2] 曾京, 罗仁. 考虑车体弹性效应的铁道客车系统振动分析[J]. 铁道学报, 2007, 29(6): 19-25.
ZENG Jing, LUO Ren. Vibration analysis of railway passenger car systems by considering flexible carbody effect [J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(6): 19-25. (in Chinese)
- [3] 王珊珊, 任尊松, 孙守光, 等. 某型弹性高速车辆系统振动传递特性研究[J]. 振动工程学报, 2016, 29(1): 148-155.
WANG Shanshan, REN Zunsong, SUN Shouguang, et al. Vibration and transmission characteristics of one elastic high-speed vehicle system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29 (1): 148-155. (in Chinese)
- [4] 文永蓬, 李琼, 尚慧琳, 等. 考虑车轨耦合作用的车体动力吸振器减振性能研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(21): 53-62.
WEN Yongpeng, LI Qiong, SHANG Huilin, et al. Performances of dynamic absorbers for urban rail vehicle body considering effects of vehicle-track coupling [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(21): 53-62. (in Chinese)
- [5] 周劲松, 张伟, 孙文静, 等. 铁道车辆弹性车体动力吸振器减振分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(3): 86-90.
ZHOU Jinsong, ZHANG Wei, SUN Wenjing, et al. Vibration reduction analysis of the dynamic vibration absorber on the flexible carbody of railway vehicles [J]. China Railway Science, 2009, 30(3): 86-90. (in Chinese)
- [6] 周劲松, 宫岛, 任利惠, 等. 铁道车辆弹性车体被动减振仿真分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2009, 37(8): 1085-1089.
ZHOU Jinsong, GONG Dao, REN Lihui, et al. Simu-

- lation on passive vibration control of flexible carbody of railway passenger vehicles[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2009, 37(8): 1085-1089. (in Chinese)
- [7] ZHOU J, GOODALL R, REN L, et al. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(5): 461-471.
- [8] GONG D, ZHOU J, SUN W. On the resonant vibration of a flexible railway car body and its suppression with a dynamic vibration absorber[J]. Journal of Vibration and Control, 2013, 19(5): 649-657.
- [9] 文永蓬,孙倩,周伟浩. 轨道车辆车体磁流变弹性体吸振器的建模与仿真[J]. 机械工程学报, 2018, 54(22): 114-127.
WEN Yongpeng, SUN Qian, ZHOU Weihao. Modeling and simulation of vibration absorber for the carbody utilizing magnetorheological elastomers [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(22): 114-127. (in Chinese)
- [10] WEN Y P, SUN Q, ZOU Y, et al. Study on the vibration suppression of a flexible carbody for urban railway vehicles with a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2020, 234(7): 749-764.
- [11] AKIYAMA Y, TOMIOKA T, TAKIGAMI T. Development of active mass dampers for reducing multi-modal flexural vibrations of carbody [J]. Quarterly Report of RTRI, 2014, 55(1): 1-6.
- [12] 宋伟志,姚永玉,赵海军,等. 基于新型材料的吸振器设计及电流控制方法[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(5): 1009-1013.
SONG Weizhi, YAO Yongyu, ZHAO Haijun, et al. Design of broadband vibration absorber and current control method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 1009-1013. (in Chinese)
- [13] 贺小龙,张立民,鲁连涛. 高速列车车体模态贡献量对振动的影响分析[J]. 铁道学报, 2017, 39(12): 16-22.
HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao. Analysis of impact of modal contribution factors of high-speed train body on vibration [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(12): 16-22. (in Chinese)
- [14] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章,译. 北京:机械工业出版社, 2013: 95-99.
- [15] 宫岛,周劲松,杜帅妹,等. 高速动车组车下设备对车体振动传递与模态频率的影响机理研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(18): 126-133.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, DU Shuamei, et al. Study on the effect of the underframe equipment on vibration transmissibility and modal frequency of the car body for high-speed EMU trains [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(18): 126-133. (in Chinese)
- [16] 邹钰,文永蓬,纪忠辉,等. 车轨耦合下钢轨复合吸振器的减振方法研究[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(5): 888-896.
ZOU Yu, WEN Yongpeng, JI Zhonghui, et al. Vibration reduction method of rail composite shock absorber with vehicle track coupling [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(5): 888-896. (in Chinese)



第一作者简介:祁慧,女,1993年5月生,硕士生。主要研究方向为城市轨道交通车辆车体振动与控制。
E-mail: 18621028293@163.com

通信作者简介:文永蓬,男,1979年10月生,博士、副教授。主要研究方向为城市轨道交通车辆振动与控制、城市轨道交通车辆关键结构优化设计及城市轨道交通车辆车轮磨损。
E-mail: yp_wen@163.com