

文章编号: 1005-0523(2024)02-0025-08



基于振幅放大机制的无砟轨道周期 结构弯曲波调控研究

罗文俊, 张梁, 郭文杰, 洪显, 李佳宝

(华东交通大学轨道交通基础设施性能监测与保障国家重点实验室, 江西南昌 330013)

摘要:【目的】轨道结构的振动一直是相关领域亟待研究和解决的问题。传统减隔振装置受到自身重量与列车行车安全性的限制,难以实现对轨道结构弯曲波的宽频调控。【方法】通过引入振幅放大机制,设计了一种杠杆式轨道综合减隔振装置。以CRTSⅢ型板式无砟轨道结构为研究对象,采用能量泛函变分法和人工弹簧技术建立了配置有轨道综合减隔振装置的周期性轨道结构波动分析模型和振动响应分析模型,研究了轨道综合减隔振装置对弯曲波的调控能力,并分析了轨道综合减隔振装置工作能力与振幅放大系数的关系。【结果】结果表明:采用振幅放大机制,能够有效增大减隔振装置的惯性质量,增强减隔振装置的阻尼特性和刚度特性,进而显著提升其工作能力。【结论】实现了轨道综合减隔振装置“低频隔振高频吸振”的超宽频弯曲波调控设计目标。

关键词: 振幅放大; 波动分析; 带隙; 周期性结构; 弯曲波调控

中图分类号: U213.2; O328

文献标志码: A

本文引用格式: 罗文俊, 张梁, 郭文杰, 等. 基于振幅放大机制的无砟轨道周期结构弯曲波调控研究[J]. 华东交通大学学报, 2024, 41(2): 25-32.

Research on Bending Wave Control of Ballastless Track Periodic Structure Based on Amplitude Amplification Mechanism

Luo Wenjun, Zhang Liang, Guo Wenjie, Hong Xian, Li Jiabao

(State Key Laboratory Performance Monitoring and Protecting of Rail Transit Infrastructure,
East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: 【Objective】The vibration of track structure has always been a problem to be studied and solved in related fields. The traditional vibration isolation device is limited by its own weight and the safety of train operation, so it is difficult to realize the broadband control of the bending wave of the track structure. 【Method】By introducing the amplitude amplification mechanism, a lever-type track integrated vibration isolation device is designed. Taking the CRTSⅢ slab ballastless track structure as the research object, the energy functional variational method and artificial spring technology are used to establish the periodic track structure fluctuation analysis model and vibration response analysis model with and artificial spring technology. The control ability of track comprehensive vibration isolation device to bending wave is studied, and the relationship between the working ability of track comprehensive vibration isolation device and amplitude amplification coefficient is analyzed.

收稿日期: 2024-06-09

基金项目: 国家杰出青年科学基金项目(52225210); 江西省自然科学基金项目(20224BAB204069); 江西省博士后择优资助项目(2021KY25); 江西省教育厅科技项目(GJJ2200629); 江西省研究生创新基金项目(YC2022-s555)

[Result] The results show that the amplitude amplification mechanism can effectively increase the inertial mass of the vibration isolation device, enhance the damping characteristics and stiffness characteristics of the vibration isolation device, and then significantly improve its working ability. **[Conclusion]** The ultra-wideband bending wave control design goal of the track integrated vibration isolation device low frequency vibration isolation and high frequency vibration absorption is realized.

Key words: amplitude amplification; fluctuation analysis; band gap; periodic structure; bending wave control

Citation format: LUO W J, ZHANG L, GUO W J, et al. Research on bending wave control of ballastless track periodic structure based on amplitude amplification mechanism[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2024, 41(2): 25-32.

【研究意义】高速铁路噪声的成分较为复杂,主要可以分为集电系统噪声、气动噪声和轮轨噪声三部分。基于振幅放大机制的无砟轨道周期结构弯曲波调控研究,在揭示轨道结构振动噪声机理、指导轨道减振降噪工程实践、发展轨道力学理论等方面具有重要的科学意义和工程应用价值。针对性地开展该项研究,对于提升高速铁路服役性能、保障乘客舒适度和沿线环境质量具有重要意义。

【研究进展】动力吸振器(dynamic vibration absorber, DVA)由于其可靠性高、效率高、成本低等优点,目前已广泛应用于铁路轨道减振降噪领域。DVA通过传递和耗散主结构的能量来衰减其动力响应,当调谐到结构的基频时,DVA可以使结构的共振响应最小化^[1]。但常规DVA减振频率固定,无法达到宽频减振的要求。近年,学者们在常规DVA的基础上通过优化吸振器参数又提出了一些基于新理论新结构的DVA。Liu等^[2]使用基于摄动理论的方法推导出接地阻尼式DVA的最优阻尼比,得到了与固定点理论相同的结果;Cheung等^[3]接地阻尼式DVA在较高调谐比下可以展现更优良的减振性能。

由于传统钢轨吸振器减振频带宽度依赖于有效质量的大小,但钢轨安装空间十分有限,增大工作带频难度大。所以需要选取一种能够突破质量与吸振效果二者矛盾的新机制,以小质量达到较宽频带的吸振效果。越来越多的学者关注到了振幅放大机制,所谓振幅放大就是放大目标点的振幅,进而增加对振动能量的消耗。Yilmaz等^[4]在隔振器中运用杠杆装置,有效增大了隔振装置的惯性质量,提高了隔振器在低频的有效工作带宽;Liu等^[5]将杠杆装置优化为X型剪叉式架机构隔振系统,进一步提高了杠杆式惯性增强型隔振装置对低频的

隔振性能;Cheng等^[6]采用四连杆式的惯性放大装置代替普通杠杆装置,验证了惯性放大装置能够明显增强系统工作能力。但相关研究还处于初步探索阶段,特别是对于钢轨和轨道板的综合减隔振。因此,亟需提出一种可以同时消减钢轨高频振动噪声以及传递到土体的低频振动的综合减隔振方法。

【创新特色】鉴于此,本文提出一种基于振幅放大机制的综合减隔振装置,以CRTSⅢ型板式无砟轨道结构为研究对象,采用能量泛函变分法建立了配置综合减隔振装置的周期性无砟轨道结构分析模型,对结构进行了波动分析和振动分析。**【关键问题】**利用模型验证了综合减隔振装置阻绝低频振动向下部基础(环境)传播以及降低高频振动的能力,分析了综合减隔振装置振幅放大系数对其工作能力的影响,最终为无砟轨道结构的减隔振设计提供指导。

1 理论模型

1.1 减隔振设计

根据课题组前期研究^[7],在0~1 200 Hz CRTSⅢ型轨道结构中228.5 Hz以上的弯曲波均能在钢轨中传播,90.2 Hz以下以及122.3~228.5 Hz的弯曲波经由钢轨传递至轨道板中,而90.2 Hz以下的弯曲波将直接传递至下部基础中。

从抑制钢轨辐射噪声的角度出发,需要阻断更多频段的弯曲波在钢轨中的传播。从抑制振动通过基础传递给环境的角度出发,需要针对特定频率对轨道板采取隔振措施。减振装置常见安装于系统振幅最大处,然而系统振幅是有限的,若通过一些方法放大受控点的振幅,减振装置的工作能力将大幅提高,即采用振幅放大机制^[8-10]。传统减振器只能针对特定的单个频率进行减振,为了能够同时实

现对钢轨高频振动的减振以及对传递到土体(环境)振动的隔绝,本文提出一种由钢轨减振器和轨道板隔振器组成的基于振幅放大机制的轨道综合减隔振装置。

1.1.1 钢轨减振器

钢轨减振器周期性排布于钢轨上,布置间距与扣件间距一致。减振器布置于振幅最大处效果最佳,因此将钢轨减振器布置在相邻扣件之间的跨中位置。钢轨减振器采用振幅放大装置,一端与钢轨刚性连接,一端设橡胶层和质量块。将受控点实际位移通过振幅放大机制进行放大,从而同步增强等效质量、刚度、阻尼,扩大吸振端的减振能力。

1.1.2 轨道板隔振器

在轨道板上等间距周期性布置9个轨道板隔振器,间距为 $l_s/10$ (l_s 为单个轨道板的长度)。轨道板隔振器采用振幅放大装置,一端与轨道板刚性连接,一端设质量块。将受控点实际位移通过振幅放大机制进行放大,增强轨道板惯性质量,提高其隔振能力。

1.2 波动分析模型

对于CRTSⅢ型无限周期轨道结构,取出一个典型周期单元(元胞)进行简化,如图1所示。其中,扣件与自密实混凝土支撑层(self compacting concrete, SCC)简化为弹簧单元;为了同时考虑钢轨和轨道板的弯曲和剪切性质,分别将钢轨和轨道板考虑为Timoshenko梁和Mindlin板。本文基于钢轨和轨道板的周期性与对称性(假设结构对称及载荷形式对称),取一个周期下结构的一半进行建模。本文研究CRTSⅢ型轨道结构因此相邻轨道板之间是不连续的, s_0 为轨道板间缝隙的大小;一个周期单元内钢轨的长度 $l_r = l_s + s_0$,相邻扣件间距为 l_0 ; b_s 为轨道板宽度的一半; d 为钢轨距轨道板外侧边缘的宽度。图1为CRTSⅢ型轨道结构横截面视图。

采用能量泛函变分法和虚拟弹簧来计算周期性无砟轨道结构的带隙特性。钢轨和轨道板弯曲振动的位移场可以表示为基函数 $\varphi_i(x)$ 、 $\psi_i(x, y)$ 和



图1 CRTSⅢ型轨道结构横截面视图

Fig. 1 Cross section view of CRTS III track structure

一个未知的权重系数 $a_i(t)$ 的组合,即

$$\begin{cases} w_r(x_r, t) = \sum_i a_{1,i}(t) \varphi_i(x_r) = \mathbf{a}_1^T \boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{a}_1 \\ \theta_r(x_r, t) = \sum_i a_{2,i}(t) \varphi_i(x_r) = \mathbf{a}_2^T \boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{a}_2 \\ w_s(x, y, t) = \sum_i a_{3,i}(t) \psi_i(x, y) = \mathbf{a}_3^T \boldsymbol{\psi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{a}_3 \\ \theta_{sx}(x, y, t) = \sum_i a_{4,i}(t) \psi_i(x, y) = \mathbf{a}_4^T \boldsymbol{\psi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{a}_4 \\ \theta_{sy}(x, y, t) = \sum_i a_{5,i}(t) \psi_i(x, y) = \mathbf{a}_5^T \boldsymbol{\psi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{a}_5 \end{cases} \quad (1)$$

式中: $w_r(x_r, t)$ 、 $\theta_r(x_r, t)$ 分别为钢轨的垂向位移和截面转角函数; $w_s(x, y, t)$ 、 $\theta_{sx}(x, y, t)$ 、 $\theta_{sy}(x, y, t)$ 分别为轨道板弯曲振动位移,沿 x 方向转角以及沿 y 方向转角函数。

首先根据Bloch定理,计算出CRTSⅢ型无限周期轨道结构的一个周期性单元的频散特性^[11]。对于图1所示的无砟轨道周期单元结构,参考课题组之前的研究^[7,12],钢轨和轨道板的动能和弯曲应变能可表示为

$$E_{k,r} = \frac{1}{2} \int_0^{l+s_0} \rho_r A_r \dot{w}_r^2 dx_r + \frac{1}{2} \int_0^{l+s_0} \rho_r I_r \dot{\theta}_r^2 dx_r = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}^H \mathbf{M}_r \dot{\mathbf{a}} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} U_{p,r} = & \frac{1}{2} \int_0^{l+s_0} E_r I_r \left(\frac{\partial \theta_r}{\partial x_r} \right)^2 dx_r + \\ & \frac{1}{2} \int_0^{l+s_0} \kappa_r G_r A_r \left(\frac{\partial w_r}{\partial x_r} - \theta_r \right)^2 dx_r = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_r \mathbf{a} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} E_{k,s} = & \frac{1}{2} \iint_0^{b_s} \rho_s h_s \dot{w}_s^2 dx_s dy_s + \\ & \frac{1}{2} \iint_0^{b_s} \frac{\rho_s h_s^3}{12} (\dot{\theta}_{sx}^2 + \dot{\theta}_{sy}^2) dx_s dy_s = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}^H \mathbf{M}_s \dot{\mathbf{a}} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} U_{p,s} = & \frac{1}{2} \iint_0^{b_s} D_s \left[2(1-\nu_s) \frac{\partial \theta_{sx}}{\partial x_s} \frac{\partial \theta_{sy}}{\partial y_s} + \right. \\ & \left. \frac{1}{2}(1-\nu_s) \left(\frac{\partial \theta_{sx}}{\partial y_s} + \frac{\partial \theta_{sy}}{\partial x_s} \right)^2 \right] dx_s dy_s + \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{1}{2} \iint_0^{b_s} \kappa_s G_s A_s \left[\left(\theta_{sx} + \frac{\partial w_s}{\partial x_s} \right)^2 + \left(\theta_{sy} + \frac{\partial w_s}{\partial y_s} \right)^2 \right] dx_s dy_s = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_s \mathbf{a}$$

式中: $\dot{\mathbf{a}}^H = [\dot{\mathbf{a}}_1^H \ \dot{\mathbf{a}}_2^H \ \dot{\mathbf{a}}_3^H \ \dot{\mathbf{a}}_4^H \ \dot{\mathbf{a}}_5^H]$; $E_{k,r}$ 、 $U_{p,r}$ 、 $E_{k,s}$ 、 $U_{p,s}$ 分别为钢轨和轨道板的动能和应变能;下标 s 为轨道板, r 为钢轨, p 为应变能, k 为动能; \mathbf{M} 、 \mathbf{K} 分别为对应的质量矩阵和刚度矩阵,矩阵的具体形式参考课题组先前的研究^[12]; ρ 、 κ 、 ν 、 A 、 E 、 I 、 G 、 D_s 分

别为密度,剪切系数,泊松比,截面积,弹性模量,惯性矩,剪切模量,轨道板的抗弯刚度。

模型中9个扣件的总弹性势 $U_{p,f}$ 以及 SCC 层均布弹簧弹性势能 $U_{p,SCC}$ 可分别表示为

$$U_{p,f} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^9 \mathbf{K}_f \begin{bmatrix} w_i[(n-1)l_0] \\ w_s[(n-1)l_0] \end{bmatrix}^2 = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_f \mathbf{a} \quad (6)$$

$$U_{p,SCC} = \frac{1}{2} \int_0^{b_s} \int_0^{l_0} \mathbf{K}_{SCC} w_s^2 dx dy = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_{SCC} \mathbf{a} \quad (7)$$

式中: \mathbf{K}_f , \mathbf{K}_{SCC} 分别为扣件垂向静刚度和 SCC 层支承刚度。

附加的综合减隔振装置 8 个钢轨减振器的动能 $E_{D,r}$ 、弹性势能 $U_{D,r}$ 可表示为

$$E_{D,r} = \frac{1}{2} m_r \sum_{i=1}^8 w_i^2 = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}^H \mathbf{M}_{D,r} \dot{\mathbf{a}} \quad (8)$$

$$U_{D,r} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^8 \mathbf{K}_q \begin{bmatrix} (1 + \alpha_q) w_{st} \\ \alpha_q w_{ti} - w_i \end{bmatrix}^2 = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_{D,r} \mathbf{a} \quad (9)$$

式中: α_q 表示减振器振幅放大机制放大系数 ($\alpha_q = l_0/l_1$, l_0 , l_1 分别为杠杆连接质量块侧,连接钢轨侧的臂长); \mathbf{K}_q 为减振器弹簧刚度,本文假定为不考虑阻尼损耗因子的理想状态; m_r 为减振器质量块质量。

9 个轨道板隔振器的动能 $E_{D,s}$ 可表示为

$$E_{D,s} = \frac{1}{2} m_s \alpha_s^2 \sum_{j=1}^9 w_{sj}^2 = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}^H \mathbf{M}_{D,s} \dot{\mathbf{a}} \quad (10)$$

式中: α_s 为隔振器振幅放大机制放大系数; m_s 为隔振器质量块质量。

$x_s O_s y_s$ 坐标系 $y_s = b_s$ 处边界为正对称边界; 在 $x_r O_r y_r$ 坐标系上 $x_r = 0$ 和 $x_r = l_s + s_0$ 处为 Floquet 周期性边界; CRSTIII 型轨道结构相邻轨道板之间存在板缝,因此轨道板没有 Floquet 周期性边界。利用作者先前研究中提出的人工弹簧法来模拟这两类边界条件^[7],即整体结构的边界势能可表示为

$$U_{p,edge,s} = \frac{1}{2} \int_0^l \left[k_z w_s^2(x_s, b_s) + k_t \theta_{xx}^2(x_s, b_s) \right] dx_s = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_{edge,s} \mathbf{a} \quad (11)$$

$$U_{p,edge,q} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} k_t \begin{bmatrix} w_r(0) \\ w_r(1+s_0) e^{-ik_x(1+s_0)} \end{bmatrix}^2 + \\ k_t \begin{bmatrix} \theta_r(0) \\ \theta_r(1+s_0) e^{-ik_x(1+s_0)} \end{bmatrix}^2 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_{edge,q}(k_x) \mathbf{a} \quad (12)$$

式中: $U_{p,edge,s}$, $U_{p,edge,q}$ 分别为正对称边界的边界势能

和 Floquet 周期性边界的边界势能; k_x 为波数; k_z 和 k_t 分别为用于模拟这两类边界条件的人工弹簧的刚度,刚度取值参考课题组之前的研究^[12]。

综上,单个周期单元的拉格朗日量 L 可写为

$$L = E_{k,r} + E_{k,s} + E_{D,r} + E_{D,s} - U_{p,r} - U_{p,s} - U_{p,f} - U_{p,SCC} - U_{p,edge,s} - U_{p,edge,q}(k_x) - U_{D,r} \quad (13)$$

进一步地,定义未知的与时间相关向量 $\mathbf{a}(t) = \hat{\mathbf{A}} e^{i\omega t}$, 结合欧拉-拉格朗日方程 $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{a}}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{a}} = 0$ 推导出一个周期轨道单元的运动方程

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_r + \mathbf{K}_s + \mathbf{K}_f + \mathbf{K}_{SCC} + \mathbf{K}_{edge,s} + \\ \mathbf{K}_{edge,q}(k_x) + \mathbf{K}_{D,r} \end{bmatrix} \mathbf{a} - \omega^2 (\mathbf{M}_r + \mathbf{M}_s + \mathbf{M}_{D,s} + \mathbf{M}_{D,r}) \mathbf{a} = 0 \quad (14)$$

式(14)是一个标准的特征值方程,在第一布里渊区 $k = \left[-\frac{\pi}{l} + s_0, \frac{\pi}{l} + s_0 \right]$ 内扫描波数,就能计算出配置有轨道综合减隔振装置的 CRTS III 型无限周期轨道结构在谐荷载下的振动频散曲线。

1.3 振动响应分析模型

用以表征周期性结构带隙特性的方式通常包括能带结构和振动传递率,通过分析有限长周期结构的振动传递率能够清晰地描述该结构对振动波传播的衰减能力。本小节将继续基于能量法和虚拟弹簧求解 CRTS III 型无限周期轨道结构钢轨振动传递率,更清晰地分析结构对弯曲波的衰减能力。为了模拟无限长轨道结构,尽可能消除在钢轨两端边界处反射波的影响,引入了完美匹配层(perfect matched layer, PML)。为了能够有效地消除结构边界处反射波的干扰,PML 必须有渐变的阻尼系数并且 PML 的长度应与要消除的最大波长相匹配^[12]。在本文中,通过修改复杨氏模量的损耗因子来实现 PML 的阻尼效果。如图 2 所示,在 CRTS III 型无限周期轨道结构中截取出 3 个周期性单元,并在钢轨的两个端点处布置 PML,具体参数取值: $L_{PML} = 6 \text{ m}$, $\eta_{\max} = 10$ 。其中: L_{PML} 为 PML 的长度; η 为损耗因子,并且在 $d_j = L_j$ 时取到最大值。

对于图 2 所示轨道结构,计算时与上一小节计算相似。由于在钢轨的两个端点处布置了 PML,所以需要将式(3)中的积分上限调整为 $3(l + s_0 + L_j)$ 并且将弹性模量 E_r 替换为 E_r^* ; 同理,其余参数亦加上标*处理。式(6)中的扣件弹性势能调整为

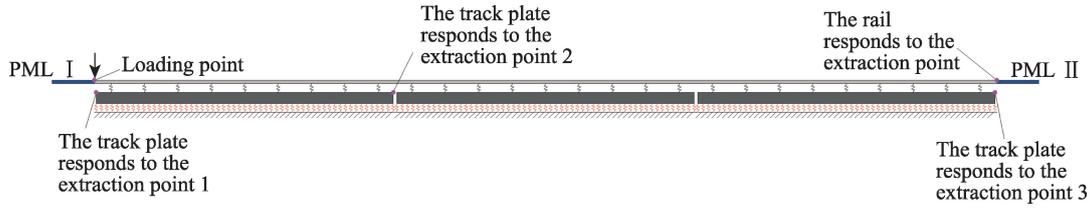


图2 考虑PML的CRTSⅢ型轨道结构的传递率分析示意图
Fig. 2 Transfer rate analysis diagram of CRTS III track structure considering PML

$$U_{p,r} = \frac{1}{2} \mathbf{K}_r \left[\begin{array}{l} \sum_{n=1}^9 \left(\frac{w_r[(n-1) \cdot l_0] - w_s[(n-1) \cdot l_0, d]}{w_s[(n-1) \cdot l_0, d]} \right)^2 + \\ \sum_{n=10}^{18} \left(\frac{w_r[(m-1) \cdot l_0] - w_s[(n-10) \cdot l_0, d]}{w_s[(n-10) \cdot l_0, d]} \right)^2 + \\ \sum_{n=19}^{27} \left(\frac{w_r[(m-1) \cdot l_0] - w_s[(n-19) \cdot l_0, d]}{w_s[(n-19) \cdot l_0, d]} \right)^2 \end{array} \right] = \frac{1}{2} \mathbf{a}^H \mathbf{K}_r \mathbf{a} \quad (15)$$

简谐荷载做功 W , 可表示为

$$W = f(t) \cdot w_r(x, t) = \mathbf{a}^T [f(t) \boldsymbol{\phi}] = f(t) \quad (16)$$

式中 $f(t) = \hat{F} e^{i\omega t}$ 。综上, 可以得到固定简谐力作用下图2所示的有限长无砟轨道结构的拉格朗日量, 即

$$L = E_k - U_p + W = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}^T \mathbf{M}^* \dot{\mathbf{a}} - \frac{1}{2} \mathbf{a}^T \mathbf{K}^* \mathbf{a} + \mathbf{a}^T f(t) \quad (17)$$

式中: 矩阵 \mathbf{M}^* , \mathbf{K}^* 分别为考虑PML的由3个周期单元组成的CRTSⅢ型无砟轨道结构的质量和刚度矩阵。

式(17)中的 \mathbf{M}^* , \mathbf{K}^* 可进一步表示为

$$\mathbf{M}^* = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_r + \mathbf{M}_{D,s} + \mathbf{M}_{D,r} & & & \\ & \mathbf{M}_s + \mathbf{M}_{D,s} + \mathbf{M}_{D,r} & & \\ & & \mathbf{M}_s + \mathbf{M}_{D,s} + \mathbf{M}_{D,r} & \\ & & & \mathbf{M}_s \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\mathbf{K}^* = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_r + \mathbf{K}_{D,r} & & & \\ & \mathbf{K}_s + \mathbf{K}_{edge,s} + \mathbf{K}_{D,r} & & \\ & & \mathbf{K}_s + \mathbf{K}_{edge,s} + \mathbf{K}_{D,r} & \\ & & & \mathbf{K}_s + \mathbf{K}_{edge,s} \end{bmatrix} + \mathbf{K}_r \quad (19)$$

结合上一小节提到的欧拉-拉格朗日方程将式(17)进一步处理为

$$\hat{\mathbf{A}} = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1} \cdot \hat{\mathbf{F}} \quad (20)$$

将式(20)计算得到的权重系数列向量 $\hat{\mathbf{A}}$ 代入

式(1)得到CRTSⅢ型无砟轨道结构的位移响应。振动传递率可通过式计算得到

$$T_n = 20 \log_{10} \left| \frac{w_r}{w_0} \right| \quad (21)$$

式中: w_r 和 w_0 分别为提取点和加载点的垂向位移响应。

2 数值分析

2.1 轨道减隔振装置对带隙的影响

本小节分析对比附加普通减隔振器与附加本文提出的振幅放大减隔振器对CRTSⅢ型无限周期轨道结构频散特性的影响, 结果如图3、图4。在计算中, 钢轨减振器的参数取值如下: $m_r=1 \text{ kg}$, $\alpha_r=4$, 设计频率为600 Hz(调控钢轨高频处噪声); 轨道板隔振器的参数取值如下: $m_q=10 \text{ kg}$, $\alpha_q=4$ 。普通减隔振器的质量与刚度与振幅放大型减隔振器保持一致。

通过对比图3, 在轨道结构上周期性附加综合减隔振装置后, 由于局域共振效应, CRTSⅢ型无限周期板式无砟轨道结构带隙扩大到498.8~725.1 Hz, 在设计频率附近有效地拓宽了带隙范围, 如图3灰色阴影部分。相较于普通减隔振器, 使用本文提出的综合减隔振装置后带隙扩宽明显。这表明基于振幅放大机制的轨道综合减隔振降噪装置能够有效地调控钢轨中的弯曲波。

90.2 Hz以下以及122.3~288.5 Hz的弯曲波将会经由钢轨传递到轨道板中, 其中90.2 Hz以下的弯曲波将直接传递至下部基础(环境)中。从控制环境振动的角度, 需要综合减隔振系统能够有效缩减第一阶带隙宽度。由图4可以看出, 相较于未使用振幅放大装置的减隔振器, 使用了振幅放大装置后CRTSⅢ型无限周期轨道结构第一阶带隙的带宽得到了大幅度地缩减, 如图4灰色阴影部分。这表明由于局域共振原理钢轨的带隙缩减, 80.61~90.2 Hz的弯曲波将在钢轨上传播, 不会传递到下部结构(环境)中。

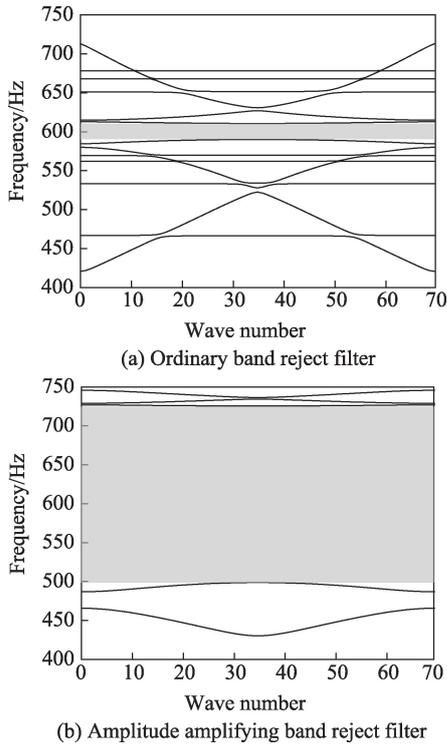


图3 CRTS III型轨道结构的带隙对比图
 Fig. 3 The band gap comparison diagram of CRTS III track structure

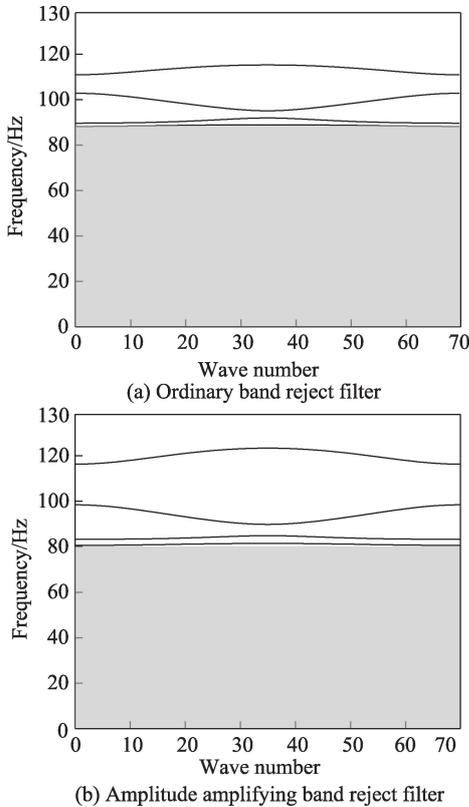


图4 CRTS III型轨道结构的第一阶带隙对比图
 Fig. 4 The first-order band gap comparison diagram of CRTS III track structure

2.2 轨道减隔振装置对结构动力响应的影响

对比图5中两条曲线,可以明显地看到第一阶衰减域明显缩减至0~80.61 Hz,这表明传递到地基中的振动减少,有更多低频的振动在钢轨上传播。减振器设计频率附近衰减域明显拓宽,这说明在钢轨上传递的弯曲波得到良好的调控。相较于普通减振器,振幅放大型减振器不仅能明显拓宽振动衰减范围,还能有效地提高衰减量。特别是中高频区间振动得到衰减这将有效减小钢轨的高频噪声,减少高铁运营带来的环境噪声问题。

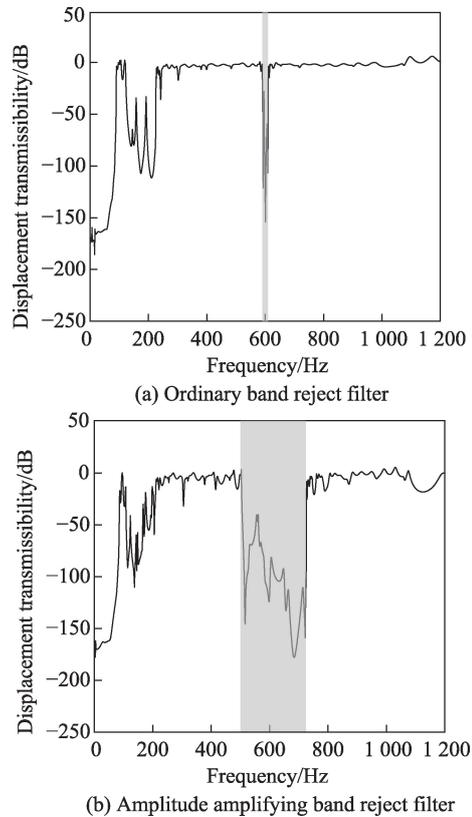


图5 CRTS III型无限周期轨道结构钢轨振动传递率对比图
 Fig. 5 Comparison diagram of rail vibration transmissibility of CRTS III infinite periodic track structure

分别计算同一块轨道板安装普通减隔振器与振幅放大减隔振器的振动传递率,计算结果置于图6。相较于常规减振器,安装振幅放大隔振后第一阶衰减域明显缩减,这说明有更多的振动在轨道板上传递,减少了传递到下部基础(环境)中的振动。印证了图4中的结果,轨道综合减隔振装置对低频振动传递到地基有较好的抑制效果。

3 参数分析

本节采用控制变量法,在其余参数不变的情况

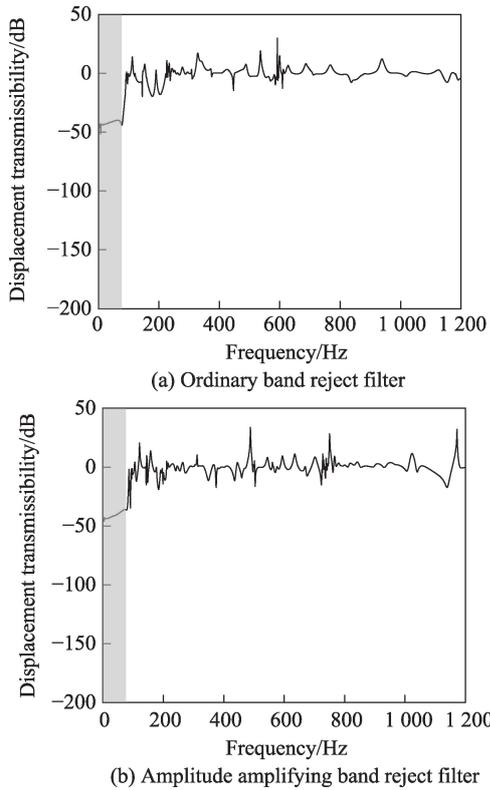


图6 CRTS III型无限周期轨道结构轨道板振动传递率对比图

Fig. 6 Comparison diagram of vibration transmissibility of CRTS III infinite periodic track structure track slab

下,改变减隔振器的振幅放大系数,将其分别设定为1,2,3,4,5,探究振幅放大系数对减隔振器工作效果的影响规律。

首先分析放大系数对第一阶带隙也就是对于阻隔低频振动向下部基础(环境)能力的影响。从图7中可以清晰地看出,随着放大系数的增大综合减隔振系统的隔振能力将会得到增强,并且随着系数增大,工作能力增幅明显增大。其原因在于:隔振器通过放大相应点的振幅,相当于系统的等效质量、刚度和阻尼都同比得到了放大,并且是大幅增强隔振器工作能力。

同样的,分析了振幅放大系数对减振器设计频率处带隙的影响。综合减隔振装置钢轨减振器设计频率为600 Hz,从图8可以看出,随着系数的增大设计频率处带隙也随之增大。并且增大幅度明显大于图7,轨道板质量远大于隔振器质量,即使放大系数不断增大,所增加的惯性质量相对于轨道板质量来说还是很小的,所以缩减的带宽相对较窄。而钢轨减振器连接的钢轨质量与减振器放大后惯性质量接近,效果就更为明显。

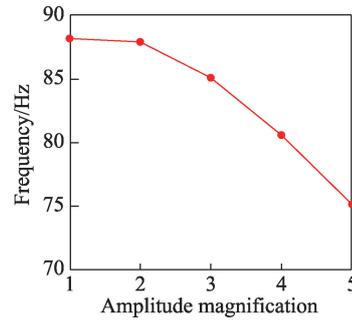


图7 振幅放大系数对第一阶带隙的影响
Fig. 7 The influence of amplitude amplification coefficient on the first-order band gap

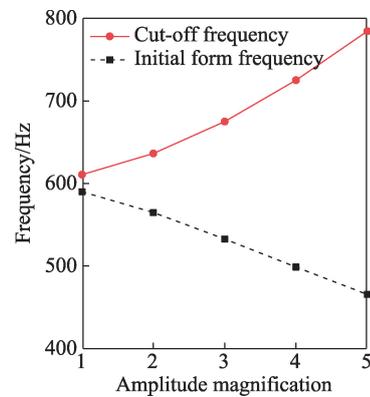


图8 振幅放大系数对设计频率处带隙的影响
Fig. 8 The influence of amplitude amplification coefficient on the band gap at the design frequency

将不同的放大系数与不同质量的减隔振器工作能力进行对比,如表1。由表1易知,振幅放大装置可以将减隔振器工作能力增加到原来的 α^2 倍。其原因在于当振幅放大 α 倍时,减振装置的质量、弹簧和阻尼都被放大 α^2 倍,对应的工作能力也就会提高 α^2 倍。这将提高减隔振器的工作能力,更有效地抑制弯曲波的传播。

通过增加综合减隔振装置的振幅放大系数来

表1 不同系数减隔振器对带隙的影响

Tab.1 The influence of different coefficient vibration isolators on the band gap

α	m_q/kg	m_r/kg	First-order band gap/Hz	Band gap at the design frequency/Hz
1	10	1	0~88.21	590~610.7
2	10	1	0~87.94	564.9~636.4
3	10	1	0~85.12	532.8~675
4	10	1	0~80.61	498.8~725.1
1	40	4	0~87.94	564.9~636.4
1	90	9	0~85.12	532.8~675
1	160	16	0~80.61	498.8~725.1

提升其减隔振性能,但由于过大的系数可能导致杠杆的设计长度过度增加,从而占用更多轨道上的空间。同时过大的方法系数也可能使结构变形,影响整体的稳定性。所以应根据实际情况设置合理的振幅放大系数,达到减振效果与实用性的平衡。

4 结论

1) 由于不同频率弯曲波传递路径不同,为实现低频隔振高频减振,需要对钢轨和轨道板分别安装减隔振装置。

2) 本文通过在钢轨上周期性布置基于振幅放大机制的减振器实现对钢轨弯曲波调控,由于局域共振效应,轨道结构在减振器设计频率附近的带隙明显扩宽。这表明基于振幅放大机制的综合减隔振装置对高频弯曲波调控效果明显。

3) 通过在轨道板上周期性布置基于振幅放大机制的隔振器增大轨道板等效质量来实现对轨道板中弯曲波的调控,第一阶带隙明显缩窄。

4) 振幅放大装置可显著提高抑振装置的工作能力。更具体地说,当振幅放大 α 倍时,减隔振器工作能力增强 α^2 倍。

参考文献

- [1] SUN C, NAGARAJIAH S. Study on semi-active tuned mass damper with variable damping and stiffness under seismic excitations[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2014, 21: 890-906.
- [2] LIU H P, WU T X, LI Z G. Theoretical modelling and effectiveness study of rail vibration absorber for noise control [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 323(3): 594-608.
- [3] CHEUNG Y L, WONG W O. H-infinity optimization of a variant design of the dynamic vibration absorber[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(16): 3901-3912.
- [4] YILMAZ C, KIKUCHI N. Analysis and design of passive low-pass filter-type vibration isolators considering stiffness and mass limitations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(1): 171-195.
- [5] LIU C, JING X, LI F, et al. Vibration isolation using a hybrid lever-type isolation system with an X-shape supporting structure[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 98: 169-177.
- [6] CHENG Z, PALERMO A, SHI Z, et al. Enhanced tuned mass damper using an inertial amplification mechanism [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 475: 115267.
- [7] 冯青松, 杨舟, 郭文杰, 等. 周期性轨道结构的弯曲振动波控制[J]. 中国科学: 技术科学, 2023, 53(4): 576-588. FENG Q S, YANG Z, GUO W J, et al. Flexural wave propagation control in periodic track structure[J]. Scientia

Sinica (Technologica), 2023, 53(4): 576-588.

- [8] 卢一铭, 曹东兴, 申永军, 等. 局域共振型声子晶体板缺陷态带隙及其俘能特性研究[J]. 力学学报, 2021, 53(4): 1114-1123. LU Y M, CAO D X, SHEN Y J, et al. Study on the band-gaps of defect states and application of energy harvesting of local resonant phononic crystal plate[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(4): 1114-1123.
- [9] ZHANG P, WEI P J, LI Y Q. The elastic wave propagation through the finite and infinite periodic laminated structure of micropolar elasticity[J]. Composite Structures, 2018, 200: 358-370.
- [10] RIVA E, RONEO M D, ELAB A, et al. Non-reciprocal wave propagation in discretely modulated spatiotemporal plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 471: 115186.
- [11] 温激鸿, 郁殿龙, 王刚, 等. 周期结构细直梁弯曲振动中的振动带隙[J]. 机械工程学报, 2005, 41(4): 1-6. WEN J H, YU D L, WANG G, et al. Elastic wave band gaps in flexural vibrations of straight beams[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(4): 1-6.
- [12] 冯青松, 杨舟, 郭文杰, 等. 基于人工弹簧模型的周期结构带隙计算方法研究[J]. 力学学报, 2021, 53(6): 1684-1697. FENG Q S, YANG Z, GUO W J, et al. Research on band gap calculation method of periodic structure based on artificial spring model[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(6): 1684-1697.



第一作者: 罗文俊(1979—), 女, 教授, 博士, 博士生导师, 研究方向为高速铁路环境振动及噪声控制。E-mail: lwj06051979@163.com。



通信作者: 郭文杰(1991—), 男, 副教授, 博士, 硕士生导师, 《华东交通大学学报》青年编委, 研究方向为轨道交通振动噪声。E-mail: guowenjie@ecjtu.com。

(责任编辑: 姜红贵)