

多功能车体间外风挡在高速动车组上的适用性研究

赵苍鹏 代亮成* 池茂儒 郭兆团 曾鹏程 孙宝恺

西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室,成都,610031

摘要:高速动车组为了增强车辆之间的耦合作用,通常在车端安装了车体间纵向减振器,然而它体积大、成本高,与未来高速动车组车端连接系统轻量化、易操作、高可达需求之间的矛盾突出,为此提出了一种多功能车体间外风挡装置,使其不仅具有传统外风挡隔音减阻、抵挡雨雪的功能,同时具备刚度和阻尼特性,可以替代车体间纵向减振器起到车间减振的作用。基于多功能车体间外风挡的工作原理建立了其子单元结构的数值仿真模型,并通过对比子单元与车体间纵向减振器同工况下的动态特性参数,确定了多功能车体间外风挡能够等效车体间纵向减振器减振功能时子单元的数量,最后利用Simulink将多功能车体间外风挡数值仿真模型与高速动车组车辆动力学模型进行联合仿真,对比研究了车辆无车端减振装置和分别安装车体间纵向减振器与多功能车体间外风挡对车辆动力学性能的影响。研究结果表明,相比于车体间纵向减振器,多功能车体间外风挡可以进一步减小车体的摇头角位移振幅和横向振动加速度幅值,能更加高效地抑制车体的摇头振动,并进一步提高车辆运行的横向平稳性。

关键词:高速动车组;轻量化;多功能车体间外风挡;车体间纵向减振器;车辆动力学

中图分类号:U270

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.05.023

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Applicability of Multi-functional Inter-vehicle External Vestibule Diaphragm in High-speed EMUs

ZHAO Cangpeng DAI Liangcheng* CHI Maoru GUO Zhaotuan ZENG Pengcheng SUN Baokai
State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

Abstract: In order to enhance the inter-vehicle coupling, high-speed EMUs were usually equipped with inter-vehicle longitudinal dampers at the car end. However, the large size and high cost of these dampers were in contradiction with the demands for lightweight, easy-to-operate, high-performance and achievable vehicle-end coupling systems in future high-speed EMUs. In response, a multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm device was proposed, which had the functions of the traditional external vestibule diaphragm to reduce noise and air resistance and to protect against rain and snow as well as had the characteristics of stiffness and damping that might replace the inter-vehicle longitudinal dampers, playing the role of inter-vehicle vibration damping. The numerical simulation model of the sub-unit structure of the multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm was established based on the operating principle, and the number of the sub-units when the multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm might be equivalent to the damping function of the inter-vehicle longitudinal dampers was determined by comparing the dynamic characteristics parameters of the sub-units with those of the inter-vehicle longitudinal damper under the same working conditions. Finally, the dynamic co-simulation of the numerical simulation model of the multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm and the high-speed EMUs dynamic model were carried out by using Simulink. The influences on the dynamic performance of the vehicles without an inter-vehicle damping device, equipped with the inter-vehicle longitudinal dampers and equipped with the multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm were compared. The results show that compared with the inter-vehicle longitudinal dampers, the multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm may further reduce the amplitude of yaw angle displacement of the carbody and the amplitude of lateral vibration acceleration of the carbody, suppress the yaw vibration of the carbody more efficiently, and further improve the lateral ride quality of the vehicle running.

Key words: high-speed electric multiple unit (EMU); lightweight; multi-functional inter-vehicle external vestibule diaphragm; inter-vehicle longitudinal damper; vehicle dynamics

0 引言

随着动车组技术装备的进步以及运行速度的

提高,旅客对乘坐舒适性的需求也越来越高^[1]。然而运行速度的提高使得车体摇头、侧滚等一系列振动问题加剧,严重影响列车的运行品质^[2]。传统列车车端连接主要为车钩缓冲装置和风挡装置,使得车辆之间横向和垂向的耦合作用较弱,车体振动得不到有效的抑制。为了有效抑制高速列车运行时车体的振动,提高整车动力学性能,许多学者从列车系统动力学的角度出发,开展了大量关于车间悬挂参数尤其是车体间纵向减振器(以下简称“纵向减振器”)性能参数对车辆动力学性能影响的相关研究。周劲松等^[3]研究了车端连接装置不同刚度和阻尼对高速列车运行平稳性的影响;凌亮^[4]分析了车辆动力学性能指标随车间悬挂参数的变化规律,结果表明,过大的车间横向、垂向连接刚度会恶化列车的运行平稳性,而适当地增大车间连接阻尼可提高列车运行平稳性,同时较大的纵向阻尼可有效抑制车体的摇头振动;周素霞等^[5]通过输入纵向减振器的力速特性曲线来模拟其非线性阻尼特性,对比研究了列车是否加装纵向减振器对各车动力学性能的影响;孙晨龙等^[6]研究了纵向减振器不同节点刚度和阻尼系数对各车动力学性能的影响,结果表明列车加装具有较大节点刚度和合理阻尼系数的纵向减振器能够缓和车辆之间的纵向冲击,有效抑制车体的低频横向和摇头振动,改善列车运行的横向平稳性。以上研究表明,车端连接装置的刚度和阻尼特性对车体振动能产生明显的约束作用,进而影响列车的运行品质^[7]。

为了弥补传统车端连接装置刚度和阻尼的不足,国内外高速动车组上安装了众多类型的车端减振装置。法国 TGV 高速列车由于采用铰接式构造,转向架被前后车辆共用,列车车端除了安装转向架正常所需的各种减振器外,还在四个顶角处加装了纵向减振器^[8];德国 ICE 高速动车组没有加装专门的车端阻尼装置,而是对风挡结构作出改进,车辆间约束车体振动所需的刚度和阻尼完全依靠车辆独特的双包折棚式风挡结构提供;日本新干线高速动车组为抑制车体摇头、侧滚等振动,改善旅客乘坐的舒适性,在车端配备了纵向减振器和车端抗侧滚装置^[9];我国和谐号动车组采用折棚风挡或压缩式胶囊外风挡加车钩缓冲装置的传统车端连接装置^[10],所提供的车间刚度和阻尼较小^[11],使其抑制车间振动的能力较弱,为此后来的复兴号动车组在车端配备了纵向减振器,其运用结果表明:安装纵向减振器能增强车辆之间的耦合作用,有效抑制车体的摇头振动,提高

列车整体动力学性能^[12]。然而在车端安装纵向减振器仍有一些不足之处,如纵向减振器成本高,体积大,增大了车间悬挂装置的质量,且安装纵向减振器的数量如果不足,则对改善列车动力学性能没有明显效果,此外高速列车为了能减小运行过程中的气动阻力,将外风挡结构设计为全包式,这使得纵向减振器的安装空间受到限制。

传统列车车端连接系统采用功能-结构分化的架构,造成结构冗杂、功能重叠,与未来高速列车轻量化、易操作、高可达需求之间的矛盾突出^[13],亟需更好地构建“隔音减阻、安全减振、密封可达、绿色节能”的多功能融合物理架构^[14],开展融合连接、降重、抑振、减阻、隔音、绿色、节能、舒适等多功能融合多目标协同一体化正向设计的列车连接系统技术研究。

综上所述,面向未来高效轻量化环境友好型智能高速列车车端连接装备与技术的发展方向,本文创新性地提出了一种多功能车体间外风挡装置(以下简称“多功能外风挡”),使其不仅具有传统外风挡隔音减阻、抵挡雨雪的功能,同时具备刚度和阻尼特性,可以等效替代纵向减振器,进而在车端不安装纵向减振器的情况下实现车辆之间振动传递的衰减,同时减小车端连接系统质量,降低纵向减振器的制造和维护成本,且不存在减振器工作时油液泄漏造成车端设备、线路设施腐蚀污染的现象,使车端连接系统更加绿色节能,助力推动我国高速动车组车端连接装备轻量化、高效化、智能化技术创新,为未来更高效、更轻简、更绿色、更舒适的高速智能列车先进载运装备平台升级奠定基础。

1 结构原理

1.1 结构组成

多功能外风挡结构示意图见图 1,双层外橡胶囊采用全包式结构,且与车体截面在外轮廓上保持平齐而无高度差,实现了前后车辆之间的全平顺光滑过渡,相当于前后车辆连成整体,使气流平稳地沿车体和外层橡胶囊表面流动,无列车截面外形突变而引起的压差阻力,最大程度降低了列车行驶过程中的运行阻力和气动噪声,同时也减少了能源消耗;并且两层外橡胶囊分别采用整体式制造,它们在密封压条与安装座之间通过螺栓固定在车体上,使前后车辆之间的连接空间相对于外界形成一个封闭系统,从而具有优异的密封性能,保证了车端设备(如车钩、车间电缆等)免受飞石的击打,以及尘土、风沙、雨雪等物质的污

染,同时具有良好的气密性,以防止冷空气侵入使得车间连接处内部气流压力增大而导致风挡变形。文献[15]研究表明:时速 350 km/h 下,与高速动车组仅安装内风挡相比,通过增加全包式外风挡可使整车气动阻力降低 8.3%;文献[16]研究表明:全包式双层折棚风挡的底部隔音量可达 40 dB,顶部及侧面隔音量可达 38 dB,车内气压由 4 kPa 降低至 200 Pa,且压降用时大于 300 s。因上述研究均基于全包式外风挡结构开展,故其研究结果可为多功能外风挡性能指标提供数据参考。

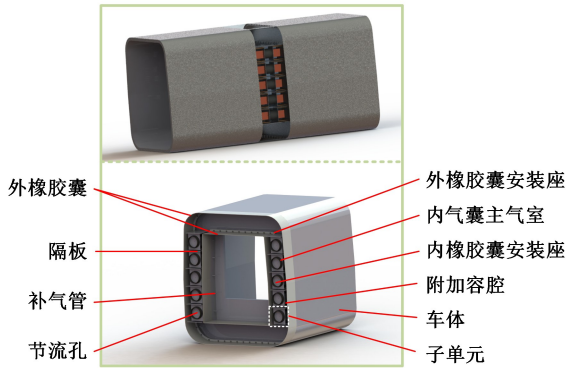


图 1 多功能外风挡结构示意图

Fig.1 Structure diagram of the multi-functional external vestibule diaphragm

双层外橡胶囊内部形成了一个环形封闭结构,其左右两侧利用隔板分成多个子单元,每个子单元由内气囊、节流孔、刚性固定体积的附加容腔、补气管组成,其内气囊利用螺栓与前后车体一体的安装座固定连接。附加容腔被固定在安装座与车体之间,同时内气囊主气室与附加容腔之间设有节流孔并相互连通,压缩气体从列车供气风缸流出,经补气管流入附加容腔和主气室,且补气管内布有压力传感器和控制阀,压力传感器可实时监测列车行驶过程中各内气囊内的气压情况,当检测到气压值低于设定阈值时,则判定存在气体泄漏,此时打开控制阀,气体经补气管对主气室补气,以维持其内部合理的气压值,从而保证外风挡具有足够的刚度。

1.2 工作原理

多功能外风挡区别于传统外风挡最大的优势是具备刚度和阻尼特性。风挡连挂后,主气室内充满了压缩气体,使外风挡具有各个方向上的刚度特性,能够缓和车辆之间的冲击;当车辆之间发生振动时,内气囊会发生拉压或扭转变形,使主气室内的压缩气体进一步膨胀或压缩,导致一部分附加容腔或主气室内的压缩气体通过内气囊安装座上所设的节流孔流入另一腔,从而起到小孔节流减振的作用。多功能外风挡抑制车体摇头振动

的工作原理如图 2 所示,当车体受到摇头激励时,右侧内气囊被压缩,其主气室内的压缩气体被进一步压缩,从而导致气体压力值增大,使其内部一部分压缩气体经节流孔流入附加容腔;而左侧的内气囊则相对被拉伸,其主气室内气体压力值减小,使得附加容腔内一部分压缩气体经节流孔流向主气室;在此过程中,压缩气体在主气室与附加容腔之间经节流孔流通,并在流通时产生了阻尼力,可以有效地衰减车体的摇头振动。

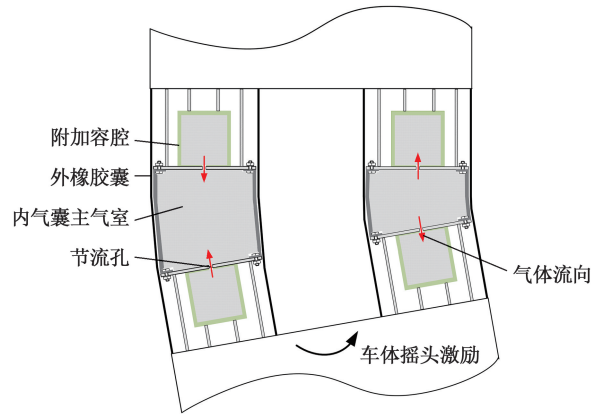


图 2 多功能外风挡工作原理示意图

Fig.2 Schematic diagram of the operating principle of the multi-functional external vestibule diaphragm

2 多功能外风挡子单元数值仿真模型

根据多功能外风挡子单元结构的工作原理,设内气囊主气室体积及气囊内压缩气体的绝对压力、温度、密度分别为 V_a 、 p_a 、 T_a 、 ρ_a ;附加容腔体积及容腔内气体的绝对压力、温度、密度分别为 V_b 、 p_b 、 T_b 、 ρ_b ;风挡连挂后,平衡位置下主气室内压缩气体初始的绝对压力、温度、密度分别为 p_{a0} 、 T_{a0} 、 ρ_{a0} ,附加容腔内压缩气体初始的绝对压力、温度、密度分别为 p_{b0} 、 T_{b0} 、 ρ_{b0} ,且有 $p_{a0} = p_{b0}$ 、 $T_{a0} = T_{b0}$ 。多功能外风挡子单元在车辆运行中产生的阻尼力 F_w 可表示为

$$F_w = (p_a - p_{atm})A_a - (p_{a0} - p_{atm})A_{a0} \quad (1)$$

式中: p_{atm} 为标准大气压力; A_{a0} 为内气囊平衡位置下的工作面积; A_a 为内气囊有效工作面积。

2.1 子单元主气室模型

根据理想气体状态方程和多方过程方程有^[17]

$$p_{a0} = \rho_{a0} R_g T_{a0} \quad (2)$$

$$\frac{p_a}{p_{a0}} = \left(\frac{\rho_a}{\rho_{a0}}\right)^k \quad (3)$$

式中: R_g 为热力学常数; k 为多方指数,当内气囊振动频率较低时,可认为主气室与外界存在热量交换,气囊内部温度保持不变,取 $k = 1$,而当振动频率较高时,主气室内热量来不及与外界交换,其内部温度发生变化,取 $k = 1.4$ 。

由式(2)、式(3)可得主气室内压缩气体的密

度 ρ_a 为

$$\rho_a = \frac{p_{a0}}{R_g T_{a0}} \left(\frac{p_a}{p_{a0}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (4)$$

主气室内压缩气体的质量流量 \dot{m}_a 为

$$\dot{m}_a = \frac{d(\rho_a V_a)}{dt} = \dot{\rho}_a V_a + \rho_a \dot{V}_a \quad (5)$$

由式(4)、式(5) 可得主气室气体的压力变化率 \dot{p}_a 为

$$\dot{p}_a = \frac{k R_g T_{a0}}{V_a} \left(\frac{p_a}{p_{a0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dot{m}_a - \frac{k p_a \dot{V}_a}{V_a} \quad (6)$$

2.2 子单元附加容腔模型

子单元工作时气体在主腔室与附加容腔之间流通, 则附加容腔内气体的质量流量 \dot{m}_b 为

$$\dot{m}_b = -\dot{m}_a \quad (7)$$

因刚性附加容腔体积不变, 则 $\dot{V}_b = 0$, 附加容腔内气体的压力变化率 \dot{p}_b 为

$$\dot{p}_b = -\frac{k R_g T_{b0}}{V_b} \left(\frac{p_b}{p_{b0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dot{m}_a \quad (8)$$

2.3 子单元节流孔模型

假定气体流经节流孔时稳定流动, 且无黏性引起的能量损失, 则可以将气体流动视为一维等熵流动。设上游气体的绝对压力、温度、密度、流速、工作面积分别为 $p_1, T_1, \rho_1, v_1, A_1$, 下游气体的绝对压力、温度、密度、流速、工作面积分别为 $p_2, T_2, \rho_2, v_2, A_2$, 节流孔直径为 d , 节流孔有效面积为 A_d , 且有 $A_d = \pi d^2 / 4, A_1 = A_2 = A_d$ 。压缩气体流经节流孔时符合质量流量连续性方程、理想气体状态方程、绝热方程、一维定常等熵流动能量方程, 则有

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 v_1 A_1 &= \rho_2 v_2 A_2 \\ p_i &= \rho_i R_g T_i \quad i = 1, 2 \\ \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^k \\ \frac{k}{k-1} R_g T_1 + \frac{v_1^2}{2} &= \frac{k}{k-1} R_g T_2 + \frac{v_2^2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

建模时以下游气体流速代替节流孔处的流速, 由式(9) 可得气体流经节流孔时的流速 v_3 为

$$v_3 = v_2 = \sqrt{\frac{\frac{2k}{k-1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \quad (10)$$

由式(9)、式(10) 可得理论上气体通过节流孔的质量流量 q_m 为

$$q_m = p_1 A_d \sqrt{\frac{\frac{2k}{k-1} R_g T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \quad (11)$$

考虑到气体通过节流孔时质量流量的饱和特性, 假设上游气体压力与温度在极短时间内保持

不变, 则气体通过节流孔的质量流量为关于上下游气体压力比的函数, 记 $\mu = p_2 / p_1$, 令 $q'_m(\mu_0) = 0$ 可得气体质量流量饱和点处的压力比 μ_0 为

$$\mu_0 = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (12)$$

考虑到气体通过节流孔时的流量损失, 定义气体质量流量流进为正、流出为负, 由气体质量流量连续性方程可得主气室内气体质量流量为

$$\dot{m}_a = \begin{cases} \epsilon C_d p_1 A_d \sqrt{\frac{\frac{2k}{k-1} R_g T_1 (\mu^{\frac{2}{k}} - \mu^{\frac{k+1}{k}})}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \mu^{\frac{2}{k}}}} & \mu_0 < \mu \leq 1 \\ \epsilon C_d p_1 A_d \sqrt{\frac{\frac{k}{R_g T_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}} & 0 \leq \mu \leq \mu_0 \end{cases} \quad (13)$$

$$\epsilon = \text{sign}(p_b - p_a) \quad p_1 = \max(p_a, p_b) \\ p_2 = \min(p_a, p_b)$$

其中, C_d 为节流孔流量系数, 其计算表达式为^[18]

$$C_d = 0.8414 - 0.1002\mu + 0.8415\mu^2 - 3.9\mu^3 + 4.6001\mu^4 - 1.6827\mu^5 \quad (14)$$

多功能外风挡子单元的数值仿真模型参数如表 1 所示。

表 1 多功能外风挡子单元数值仿真模型参数

Tab.1 Parameters of numerical simulation model for multi-functional external vestibule diaphragm subunit

参数	数值	参数	数值
主气室初始压力 p_{a0}/MPa	0.72	主气室初始体积 V_{a0}/L	30
主气室初始温度 T_{a0}/K	285	内气囊初始工作面积 A_{a0}/m^2	0.3
节流孔直径 d/mm	8	标准大气压力 $p_{\text{atm}}/\text{MPa}$	0.101
多方指数 k	1.4	面积变化率 $\beta/(\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-1})$	0
附加容腔体积 V_b/L	80	热力学常数 $R_g/(\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$	287.2

3 车间减振功能等效研究

为探究多功能外风挡能够等效替代纵向减振器进而起到车间减振的效果, 需分析纵向减振器和多功能外风挡子单元的动态特性参数, 进而确定二者车间减振功能能够等效时外风挡子单元结构的数量。

3.1 纵向减振器特性

3.1.1 等效模型

纵向减振器工作时受油液刚度的影响, 它在轴向运动时会出现弹性力进而表现出一定的刚度特性, 故可以将其简化为一个弹簧与阻尼串联的系统, 根据油压减振器标准 BS EN 13802—2013

可得串联刚度 K_s 的表达式为^[19]

$$K_s = \frac{F_{c_{max}} + F_{c_{max}}}{2(S_{max} - S_{0_{max}})} = \frac{F_{c_{max}} + F_{c_{max}}}{2S_{max}} \sqrt{1 + \tan^2 \varphi} \quad (15)$$

式中： $F_{c_{max}}$ 为最大拉伸阻尼力； $F_{c_{max}}$ 为最大压缩阻尼力； S_{max} 为活塞杆端部加载位移幅值； $S_{0_{max}}$ 为活塞振动位移幅值； φ 为阻尼力与加载位移之间的相位角。

考虑到减振器示功图曲线的不对称性，将串联阻尼 C_s 以阻尼力所做的功 W 来表示，即

$$C_s = \frac{W}{\pi \omega S_{0_{max}}^2} = \frac{W}{2\pi^2 f_d S_{max}^2 \sin^2 \varphi} \quad (16)$$

式中： ω 为角频率； f_d 为活塞杆端部加载位移振动频率。

设活塞杆端部的加载位移为 $S(t) = S_{max} \sin \omega t$ ，加载激励振动速度为 $v_d(t)$ ，活塞质量为 m ，活塞振动位移为 $S_0(t)$ ，则系统的振动微分方程为

$$m\ddot{S}_0 = K_s(S - S_0) - C_s \dot{S}_0 \quad (17)$$

由于惯性力 $m\ddot{S}_0$ 很小，可以忽略，故有

$$C_s \dot{S}_0 + K_s S_0 = K_s S \quad (18)$$

求解式(18)可得活塞振动位移为

$$S_0 = \frac{K_s^2 S_{max}}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} \sin \omega t - \frac{K_s C_s \omega S_{max}}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} \cos \omega t \quad (19)$$

由式(19)可得减振器的阻尼力 F_d 为

$$F_d = C_s \dot{S}_0 = \frac{K_s C_s^2 \omega^2}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} S + \frac{C_s K_s^2}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} \dot{S} \quad (20)$$

由式(20)可得，由弹簧刚度 K_s 与阻尼 C_s 串联的减振器模型可以转化为等效刚度 K_{cd} 与等效阻尼 C_{cd} 并联的等效模型，其值分别为

$$\left. \begin{aligned} K_{cd} &= \frac{K_s C_s^2 \omega^2}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} \\ C_{cd} &= \frac{C_s K_s^2}{K_s^2 + C_s^2 \omega^2} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

3.1.2 纵向减振器特性参数等效

为探究纵向减振器在车辆实际运行过程中所表现出的动态特性，利用图 3 所示的悬挂元件性能试验台对其开展减振器动态性能试验，其作动器与传感器为进口高精度仪器，作动器加载行程可达 ± 120 mm，加载力可达 100 kN，加载速度可达 1.6 m/s，加载频率可达 80 Hz，力传感器的拉向和压向量程为 0~100 kN，扩展不确定度为 0.18%，位移传感器量程为 -90~90 mm，扩展不确定度为 4 μ m，试验台精度高、能力强，有效保障了减振器动态性能试验结果的准确性和可靠性。因纵向减振器两端橡胶节点采用球铰形式而使其轴向刚度很大，可作近刚性处理，故采用不带节点式连接工装对其夹紧。减振器安装角度保持水平，安装长度为 1.2 m，为平衡因减振器安装长度过大而使作动器受到的较大弯矩，在减振器储油

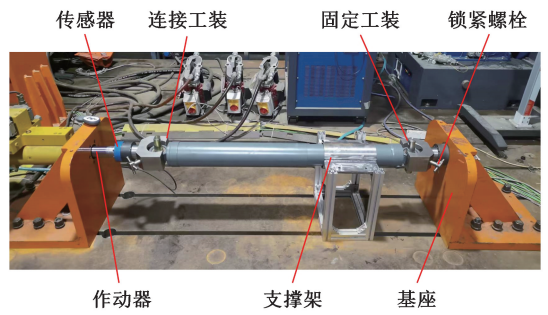


图 3 悬挂元件性能试验台

Fig.3 Suspension components performance test bench

缸处使用了支撑架。

试验台控制系统通过控制作动器对减振器施加轴向正弦激励进行加载，因高速动车组车体振动频率主要分布在 0.5~3.0 Hz^[20]，同时通过车辆动力学仿真发现配备纵向减振器的某高速动车组在施加 WG90 谱轨道不平顺激励的直线轨道上以时速 350 km/h 运行时，前后车辆纵向减振器安装座之间的振动位移幅值主要分布在 0.5~1.5 mm，振动主频为 1.7 Hz，如图 4a、图 4b 所示（其中 f_c 表示车辆动力学指标经傅里叶变换为频谱图的频率），其高速动车组车辆动力学仿真模型参数在 4.1 节中作了详细介绍，因此设试验工况为加载幅值 1 mm 下的扫频过程，其作动器内部力和位移传感器可以实时采集数据，每个工况进行 5 个循环，取第 4 个循环的数据作为试验结果。

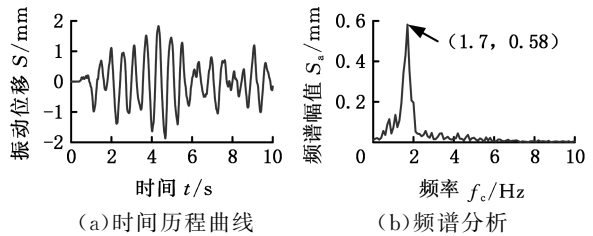


图 4 车间振动位移

Fig.4 Inter-vehicle vibration displacement

减振器在幅值 1 mm 下低频段内的示功图曲线见图 5a，可以发现曲线连续且无振荡突变，但示功图曲线对称性差，且其位移最大处阻尼力并不为 0，这是由于动态性能试验考虑了油液刚度的影响，使得阻尼力与加载位移之间的相位角不再为 90°，且随着频率的提高，相位角逐渐减小，示功图曲线亦越来越倾斜。减振器在幅值 1 mm 下的力速特性曲线见图 5b，可以发现减振器卸荷前随着振动速度的增大阻尼力幅值显著增大，而卸荷后随着速度的增大阻尼力幅值增势趋于平缓，且每个速度点下的阻尼力不对称较大，其拉伸阻尼力幅值约为压缩阻尼力幅值的 2 倍。这是由于单油路减振器压缩行程中活塞单向阀打开，压缩腔与拉伸腔连通，拉伸腔内油液的压力开始下

降,压缩腔内油液的压力开始上升,受腔室体积变化的影响,压缩腔内油液压力的增长速率较慢,而拉伸行程中活塞单向阀关闭,拉伸腔内油液压力快速上升,整个行程中拉伸腔内油液的压力始终高于压缩腔内油液的压力,且拉伸行程时高压腔油液内的瞬时最大压力约为压缩行程时的 2 倍。

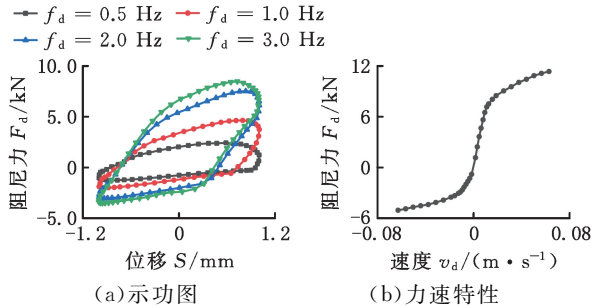


图 5 纵向减振器动态特性

Fig.5 Dynamic characteristics of the longitudinal damper

幅值为 1 mm 时,减振器在不同频率下的串联刚度、串联阻尼如图 6a、图 6b 所示,在 0.25~1.00 Hz 内随频率的提高串联刚度逐渐降低,这是因为串联刚度受阻尼力幅值和相位角二者共同的影响,虽然随频率的提高阻尼力幅值不断增大,但相位角却显著减小,使得串联刚度受相位角减小比阻尼力幅值增大的影响更大进而呈现出下降的趋势;在 1~10 Hz 内由于相位角减小趋势已趋于平缓,因此此频率段内串联刚度主要受阻尼力幅值变化的影响,由于 1~3 Hz 内随频率的提高阻尼力幅值显著增大,因此串联刚度呈现出快速增大的趋势,而在高频段由于减振器发生了卸荷,导致阻尼力幅值增大缓慢,因此串联刚度的增大趋势亦逐渐平缓。

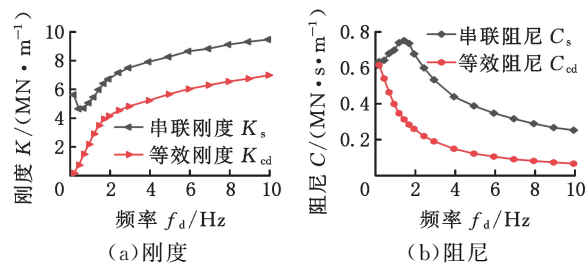


图 6 纵向减振器动态特性参数

Fig.6 Dynamic characteristics parameters of the longitudinal damper

串联阻尼由阻尼力所做的功、振动频率、相位角三者共同决定。由于减振器在低频段内未发生卸荷,随频率的提高阻尼力幅值显著增大,相位角也显著减小,使得串联阻尼受阻尼力做功与相位角变化比振动频率变化的影响更大,故在 1.5 Hz 以下串联阻尼呈现随频率的提高而不断增大的趋势;在减振器卸荷后,由于随频率的提高阻尼力幅

值的增势和相位角的降势都趋于平缓,此时串联阻尼受振动频率变化的影响更大,使其随频率的提高而不断减小,至高频段时降势趋于平缓。

由式(21)对串联刚度、串联阻尼进行并联转化,得到的等效刚度、等效阻尼如图 6a、图 6b 所示,可以发现相比于串联刚度和串联阻尼,并联后的等效刚度和等效阻尼整体上明显减小,且低频段内随频率的提高等效刚度显著增大,等效阻尼则迅速减小,而在高频段内随频率的提高等效刚度的增势与等效阻尼的降势都趋于平缓。

3.2 多功能外风挡子单元特性

3.2.1 等效模型

多功能外风挡子单元等效模型可以简化为刚度与阻尼的并联模型,为了消除子单元模型与纵向减振器模型动态特性参数由于算法不同而造成计算结果的误差,子单元模型的动态特性参数算法选择与纵向减振器模型保持一致,假设外风挡子单元的振动位移为 $x = x_{\max} \sin(2\pi f_d t)$, x_{\max} 为振动位移幅值,其等效刚度 K_{cw} 、等效阻尼 C_{cw} 的表达式为

$$\left. \begin{aligned} K_{cw} &= \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2x_{\max}} \\ C_{cw} &= \frac{W}{2\pi^2 f_d x_{\max}^2} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

3.2.2 参数敏感性分析

对子单元模型不同仿真参数进行敏感性分析,并分析其与实际客观情形是否一致,以此来验证模型的准确性,同时在分析时只改变单一参数,其余参数保持与表 1 相同。

激励幅值 1 mm 时子单元模型在不同节流孔直径下的动态特性参数如图 7a、图 7b 所示,可以发现不同节流孔直径下的等效刚度在低频和高频均趋近于边界值,而在中频段整体上随着节流孔直径的增大而不断减小;等效阻尼在低频段整体上随节流孔直径的增大而不断减小,而在中高频

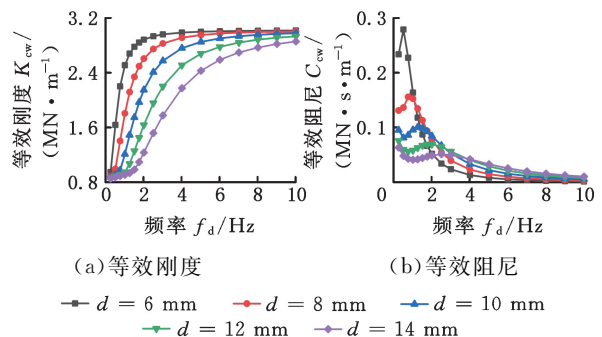


图 7 子单元模型不同节流孔直径下的动态特性参数

Fig.7 Dynamic characteristics parameters of the subunit model with different throttle orifice diameters

段却有些许增大。这是因为越小的节流孔直径其两端压差越大,使得主气室内的气体压力变化也越大,从而使等效刚度越大;同时由于节流孔直径越小,其两端压差越大,气体流速越大,使得低频下通过节流孔的流量越大,从而使等效阻尼越大,且随频率的提高节流孔两端压力比越快达到临界压力比,因此其等效阻尼极值所对应的频率也越低;当节流孔两端压力比达到临界压力比后,气体流速不再增大,节流孔直径越大其通过的气体流量也就越大,因此中高频段等效阻尼随节流孔直径的增大而略有增大。

激励幅值 1 mm 时子单元模型在不同附加容腔体积(子单元结构中两个附加容腔的总体积)下的动态特性参数如图 8a、图 8b 所示,低频下节流孔阻尼作用较弱,增大附加容腔体积相当于增大主气室体积,从而使得主气室内压力降低,等效刚度不断减小;随着附加容腔体积的增大,节流孔两端压差增大,随频率的提高节流孔两端压力比越快达到临界压力比,之后气体流速不再增大,使得主气室内压力变化加快,从而在中频段导致等效刚度增大。同时随着附加容腔体积的增大,气体流速整体上不断增大,使得气体通过节流孔的流量增大,因此等效阻尼整体上不断增大,只是低频段增势明显,中高频段由于流速趋于饱和的缘故,不同附加容腔体积下通过节流孔的气体流量基本相同,使得等效阻尼逐渐相近。

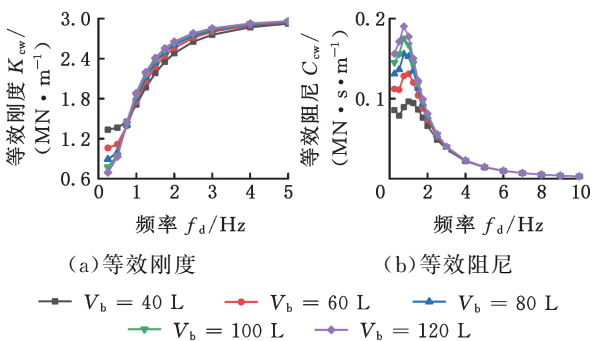


图 8 子单元模型不同附加容腔体积下的动态特性参数
Fig.8 Dynamic characteristics parameters of the subunit model with different auxiliary chambers volumes

综上,随着子单元模型节流孔直径、附加容腔体积的变化,动态特性参数的变化趋势均符合实际客观情形,且与文献[21]中试验结果的变化规律一致,进一步验证了子单元数值仿真模型的准确性,为后续的车辆动力学仿真结果的可靠性和有效性提供了保障。

3.2.3 子单元特性参数等效

多功能外风挡子单元模型在激励幅值 1 mm 下的示功图曲线见图 9a,可以发现每个频率下的

示功图曲线对称性好,拉伸与压缩阻尼力幅值相近,且随频率的提高曲线的倾斜程度逐渐增大。由式(22)可得:同幅值下等效刚度与阻尼力幅值成正比关系,等效阻尼由阻尼力所做的功和振动频率二者比值决定。当激振频率在低频段 0.4 Hz 以下时,气体流速较低,节流孔的阻尼作用不明显,气体可以相对自由地在主气室与附加容腔之间流通,导致在此频段内随频率的提高阻尼力幅值增势缓慢,示功图面积的扩张也相应缓慢;而在中低频段 0.4~1.0 Hz 内,气体流速显著增大,气体更充分地通过节流孔,使得阻尼力幅值和示功图面积随频率的提高而快速增大;至中频段 1~4 Hz 内,受节流孔质量流量饱和特性的影响,随频率的提高阻尼力幅值的增大速率开始减缓,示功图面积亦明显减小;至高频段,主气室与附加容腔之间几乎处于隔断状态,气体来不及通过节流孔,相当于只有主气室起作用,此频段内随频率的提高主气室的压力变化较小,使得阻尼力幅值的增势、示功图面积的降势都趋于平缓。因等效刚度与阻尼力幅值变化趋势相同,故等效刚度随频率的提高呈图 9b 所示的变化趋势;而等效阻尼受示功图面积和振动频率二者共同影响,在 0.4 Hz 以下随频率的提高示功图面积增大缓慢,使其在此频段内主要由振动频率决定,而在 0.4~1.0 Hz 内随频率的提高示功图面积显著增大,使其在此频段内主要由示功图面积决定,超过 1 Hz 后随频率的提高示功图面积不断减小,此频段内二者的变化趋势对等效阻尼均为负向影响,故等效阻尼随着频率的提高呈图 9c 所示的变化趋势。

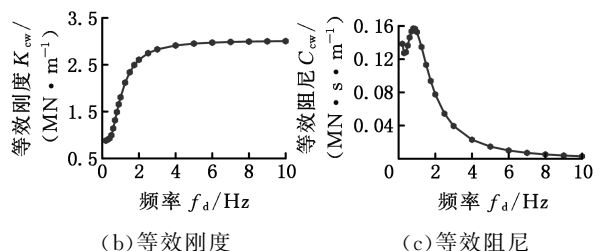
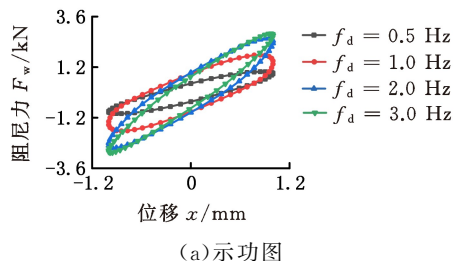


图 9 多功能外风挡子单元动态特性及参数
Fig.9 Dynamic characteristics and parameters of the multi-functional external vestibule diaphragm subunit

对比图 6、图 9 可以发现,一个外风挡子单元所提供的等效刚度和等效阻尼远不及纵向减振器,而为使多功能外风挡能够等效纵向减振器,需要保证多功能外风挡在车体振动主要频率 0.5~3.0 Hz 内的等效刚度与阻尼都能达到纵向减振器所提供的水平,因此采用并联 5 个子单元结构来等效 1 根纵向减振器,二者的等效刚度与等效阻尼对比如图 10 所示。可以发现并联 5 个子单元结构所提供的等效刚度高于纵向减振器提供的等效刚度,提供的等效阻尼在 3 Hz 以下也高于纵向减振器提供的等效阻尼,由此可见并联 5 个子单元结构的动态特性参数能达到纵向减振器所提供的水平,可以实现纵向减振器减振功能的等效。

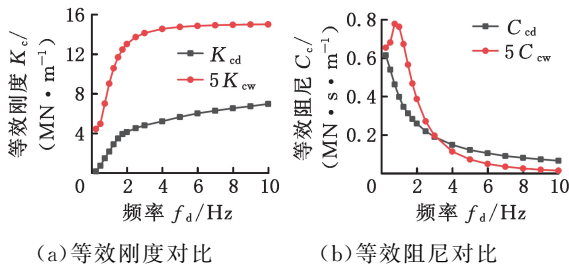


图 10 纵向减振器与 5 个子单元动态特性参数对比

Fig.10 Comparison of dynamic characteristics parameters of the longitudinal damper with those of five subunits

上述结论是在激振幅值 1 mm 下得到的,并不能说明其他幅值下多功能外风挡与纵向减振器二者车间减振功能能够等效。特别地,当车辆运行处于故障状态(如车体发生一次蛇行)时,车间振动位移幅值会有所增大,此时在较大的车间振动幅值下,多功能外风挡是否可以替代纵向减振器从而有效约束车间的振动,这一点也无法确定。因此,为增强结论的普遍性和可信度,进一步分析了幅值 0.5 mm 和 2 mm 下的情况,这二种情况下的等效刚度与等效阻尼对比如图 11 所示。可以发现幅值 0.5 mm 和 2 mm 下并联 5 个子单元结构所提供的等效刚度均显著高于纵向减振器提供的等效刚度。幅值 0.5 mm 下 5 个子单元结构提供的等效阻尼在 5 Hz 以下都明显高于纵向减振器提供的等效阻尼,5 个子单元结构在振动频率 0.5~3.0 Hz 内不仅能达到纵向减振器所提供的水平,甚至显著优于纵向减振器;幅值 2 mm 下 5 个子单元结构提供的等效阻尼在 0.5~2.5 Hz 以内也明显高于纵向减振器提供的等效阻尼,尽管 3 Hz 下多功能外风挡所提供的等效阻尼略低于纵向减振器提供的等效阻尼,但差异较小,可以认为在车体振动主要频率 0.5~3.0 Hz 内二者车间减振功能相当。综上,多功能外风挡在激振幅

值 0.5、1、2 mm 下车体振动主要频率 0.5~3.0 Hz 内的动态特性参数均能达到纵向减振器所提供的水平,可以在一定程度上认为二者车间减振功能能够等效。

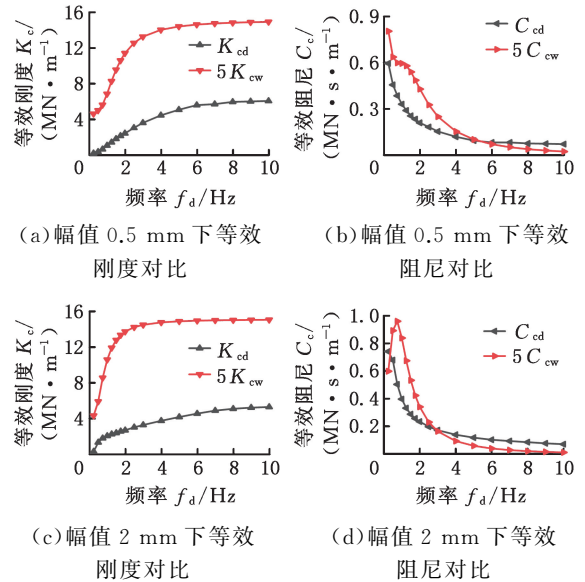


图 11 纵向减振器与 5 个子单元动态特性参数对比

Fig.11 Comparison of dynamic characteristics parameters of the longitudinal damper with those of five subunits

4 多功能外风挡对车辆动力学性能的影响

由于高速动车组加装纵向减振器能有效抑制车辆间的摇头振动和显著提高各节车辆的横向平稳性,因此本文从车体摇头振动的抑制效果和车辆运行的横向平稳性两个方面,对比研究高速动车组分别安装多功能外风挡和纵向减振器时的车间减振效果,以此分析二者在高速动车组车间减振功能上是否具有可替代性。

4.1 车辆动力学仿真模型建立

基于实车参数,利用动力学软件 SIMPACK 建立考虑悬挂元件非线性、轮轨接触非线性的编组为 Tc-M-Tc 的全自由度高速动车组车辆动力学模型,拖车模型主要参数如表 2 所示。车辆系统动力学模型拓扑图见图 12。钢轨为 CN60 轨,轨道不平顺激扰采用 WG90 谱,车轮踏面为 LMB,模型采用 Kalker 简化理论快速计算程序 FASTSIM 计算轮轨蠕滑力,轮轨摩擦因数为 0.4。

纵向减振器两端橡胶节点利用螺栓连接在相邻两车端部,左右两侧各设一根,节点到车体中心的纵向距离为 12.15 m,横向跨距为 3 m,距轨面高 0.795 m。在车辆动力学模型的基础上采用 6 号 Spring-Damper Serial PtP 力元模拟纵向减振器的动态非线性特性,输入的性能参数为减振器

表 2 拖车动力学基本参数

Tab.2 Basic dynamic parameters of trailer car

参数	数值
轮对质量/kg	1.713×10^3
轮对侧滚转动惯量/(kg · m ²)	1.045×10^3
轮对点头转动惯量/(kg · m ²)	111
轮对摇头转动惯量/(kg · m ²)	1.045×10^3
一系悬挂纵向刚度/(MN · m ⁻¹)	35.29
一系悬挂垂向刚度/(MN · m ⁻¹)	4.45
构架质量/kg	2.272×10^3
构架侧滚转动惯量/(kg · m ²)	1.846×10^3
构架点头转动惯量/(kg · m ²)	1.205×10^3
构架摇头转动惯量/(kg · m ²)	2.792×10^3
二系悬挂纵向刚度/(MN · m ⁻¹)	12.75
二系悬挂扭转刚度/(MN · m · rad ⁻¹)	4.15
车体质量/t	37.84
车体侧滚转动惯量/(t · m ²)	90.91
车体点头转动惯量/(t · m ²)	1.599×10^3
车体摇头转动惯量/(t · m ²)	1.599×10^3

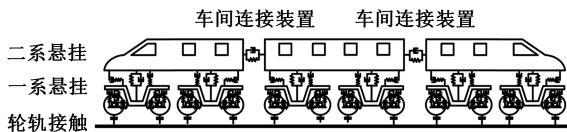


图 12 车辆系统动力学模型拓扑图

Fig.12 Topology graph of vehicle system dynamic model

动态性能试验所获得的幅值 1 mm、频率 1.75 Hz 下的串联刚度值和非线性力速特性曲线。多功能外风挡左右两侧各并联 5 个子单元结构,其各子单元模块中心到车体中心纵向距离、横向跨距与纵向减振器保持一致,垂向上的布置位置如图 13 所示,利用 Simulink 建立多功能外风挡数值仿真模型与高速动车组车辆动力学模型的动力学联合仿真模型。

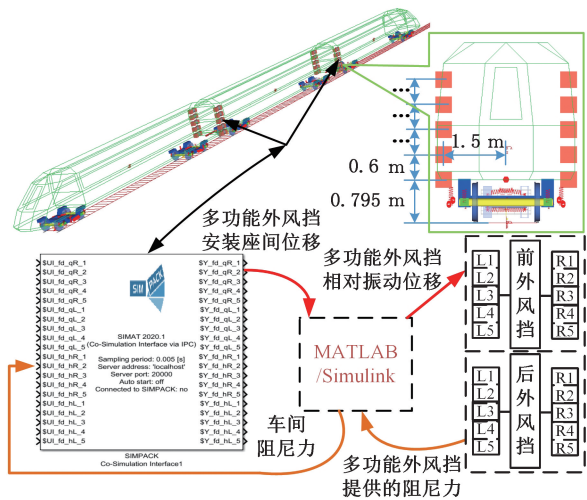


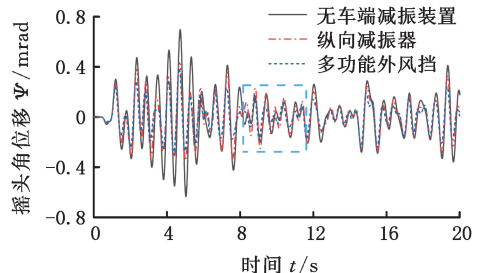
图 13 联合仿真流程图

Fig.13 Co-simulation flow diagram

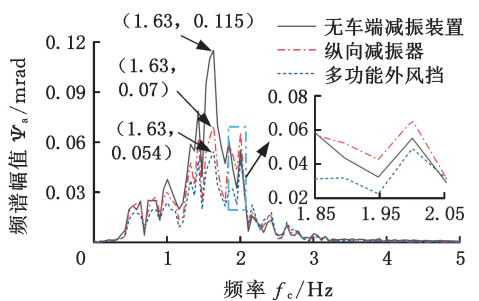
4.2 车体摇头振动分析

车辆在直线轨道上运行速度 350 km/h 下无车端减振装置和分别安装纵向减振器与多功能外

风挡下车体的车体摇头角位移时间历程曲线和频谱分析如图 14a、图 14b 所示。可以发现:车辆不安装车端减振装置时车体的摇头角位移振动幅值较大;配备纵向减振器后,前后车辆振动模式的耦合作用增强,使车体摇头角位移振动幅值明显减小,对车体主频在 1.63 Hz 下摇头振动的抑制效果显著,车体摇头角位移振动幅值整体上减小了 39.13%,但车辆配备纵向减振器后在运行时间 8~12 s 内车体的摇头角位移振动幅值有小幅度增长趋势,加剧了车体在 1.85~2.00 Hz 的摇头振动;安装多功能外风挡后对车体主频在 1.63 Hz 下摇头振动的抑制效果更加显著,且对 2 Hz 以下车体的摇头振动都具有明显的抑制效果,车体摇头角位移振动幅值整体上减小 53.04%,比安装纵向减振器时车体摇头角位移振动幅值的衰减效果整体上提高了 13.91%。



(a) 时间历程曲线



(b) 频谱分析

图 14 直线轨道上车体的摇头角位移

Fig.14 Yaw angle displacement of the carbody on the straight track

将轨道类型设为:250 m 直线—500 m 缓和曲线—500 m 圆曲线—500 m 缓和曲线—500 m 直线,曲线半径为 7000 m,超高为 180 mm,车辆在该轨道上运行速度 350 km/h 下无车端减振装置和分别安装纵向减振器与多功能外风挡下车体的车体摇头角位移时间历程曲线和频谱分析如图 15a、图 15b 所示。可以发现:车辆过曲线时在不安装车端减振装置的情况下,车体的摇头角位移振动幅值较大;配备纵向减振器后,车体摇头角位移振动幅值明显减小,有效抑制了车体主频在 1.63 Hz 下的摇头振动,车体摇头角位移振动幅值

整体上减小了 38.35%，但车辆过圆曲线时车体摇头角位移的振动幅值有所增大，对 1.85 Hz 以上车体的摇头振动有加剧趋势；安装多功能外风挡可以进一步减小车体的摇头角位移振动幅值，更加有效地抑制车体主频在 1.63 Hz 下的摇头振动，使车体摇头角位移振动幅值整体上减小 54.14%；相比于纵向减振器，安装多功能外风挡可以使车体摇头角位移振动幅值的衰减效果整体上提高 15.8%，虽然车辆安装多功能外风挡过圆曲线时车体摇头角位移振动幅值也有稍许增大，会加剧 1.98 Hz 以上车体的摇头振动，但 2 Hz 以上的振动成分频谱幅值较小，整体上对车体摇头振动的影响不大，且相比于纵向减振器对车体摇头振动的加剧程度，多功能外风挡对 2 Hz 以内的摇头振动幅值加剧程度低，涉及的频段范围窄，因此整体上多功能外风挡对车体摇头振动的抑制效果仍然十分显著，且衰减摇头振动的能力高于采用纵向减振器时。

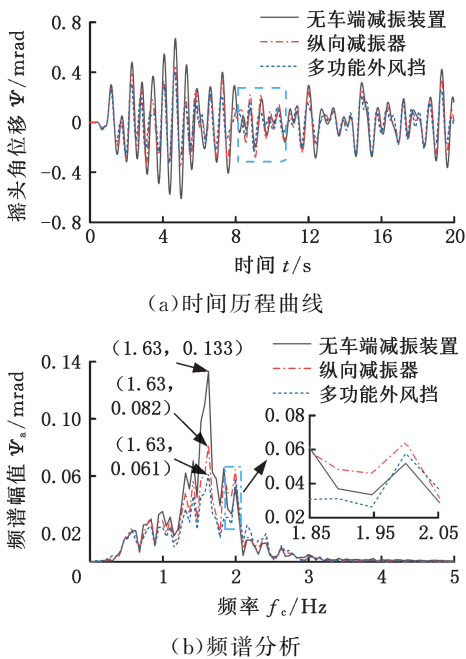


图 15 曲线轨道上车体的摇头角位移

Fig.15 Yaw angle displacement of the carbody on the curved track

综上，从抑制车体摇头振动的能力和频段范围而言，多功能外风挡都要优于纵向减振器。

4.3 横向平稳性分析

车辆在直线轨道上运行速度 350 km/h 下无车端减振装置和分别安装纵向减振器与多功能外风挡下车体的车体横向振动加速度时间历程曲线和频谱分析如图 16a、图 16b 所示。可以发现：车辆之间在无减振装置的情形下，车体的横向振动加速度幅值较大；安装纵向减振器后，振动加速度

幅值有所减小，主频在 1.56 Hz 下的振动加速度幅值整体上降低 17.5%，不利的是对 2 Hz 左右下车体的横向振动有加剧趋势；安装多功能外风挡可以更进一步降低车体的横向振动加速度幅值，再次增强对车体主频在 1.56 Hz 横向振动的抑制效果，使加速度振动幅值整体上降低 25%，比配备纵向减振器下车体横向振动加速度幅值的衰减效果整体上提高 7.5%，且不存在配备纵向减振器时 2 Hz 下车体横向振动加剧的趋势，但对 2 Hz 以上的横向振动却有所加剧，而 2 Hz 以上振动成分的频谱幅值较小，整体上对车体横向振动的影响较弱。由此可见，与纵向减振器相比，多功能外风挡抑制车体横向振动的能力更强。

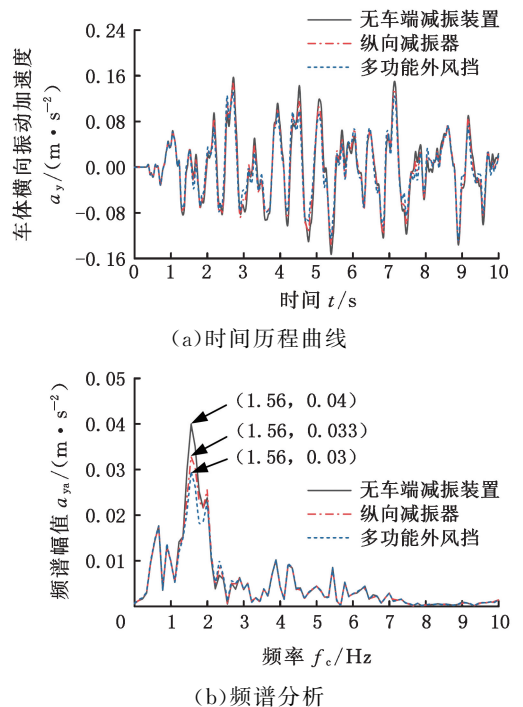


图 16 车体横向振动加速度

Fig.16 Lateral vibration acceleration of the carbody

车辆在直线上运行时无车端减振装置和分别安装纵向减振器与多功能外风挡下车体的横向平稳性指标如图 17 所示。可以发现：车辆无车端减振装置时，横向平稳性指标值较大，且随着速度的增大而不断增大；安装纵向减振器后，每个速度下的横向平稳性指标值都有所减小，车辆运行的横向平稳性明显提高；相比于纵向减振器，车辆之间安装多功能外风挡可以更进一步减小各个速度下的横向平稳性指标值，使车辆的横向平稳性进一步得到显著提高。由此可见，车间安装纵向减振器和多功能外风挡都可以提高车辆运行的横向平稳性，但与纵向减振器相比，多功能外风挡对横向平稳性的改善程度更优。

多功能外风挡比纵向减振器具有更优异的车

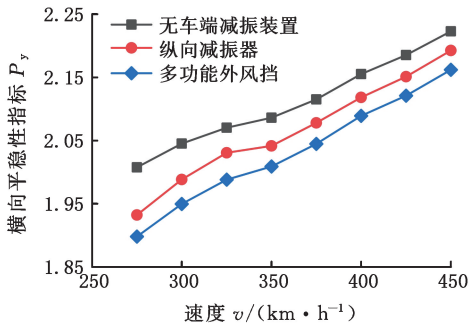


图 17 横向平稳性指标

Fig.17 Index of lateral ride quality

辆动力学性能实质上是因为并联 5 个子单元结构所提供的等效刚度、等效阻尼在车体振动的主要频段 0.5~3.0 Hz 内明显高于采用纵向减振器时,而增大刚度可以增强车辆系统约束振动的能力,减小系统在受到相同外力作用下产生的位移和振幅,增大阻尼可以增强系统衰减振动的能力,减少振动的持续时间和振幅,使得多功能外风挡下的车体摇头振动角位移幅值和车体横向振动加速度幅值比纵向减振器下的小,从而进一步有效抑制了车体的摇头振动和低频横向振动,使列车运行的横向平稳性再次得到提高。纵向减振器和多功能外风挡对低频段 1.6 Hz 左右下的车体振动有显著抑制作用,但对 2 Hz 左右下的振动却有所恶化,且纵向减振器比多功能外风挡下振动的恶化频段更宽,这是因为车间刚度的增大使得车辆系统的固有频率提高,从而改变了共振区间,当固有频率与轨道谱激励频率接近时会引起共振,导致振动有所加剧,且多功能外风挡比纵向减振器提供的车间刚度更大,这使得车辆系统的固有频率更高,因而共振频率更高,对低频段振动的抑制作用更强,频段范围也更宽。纵向减振器和多功能外风挡这两种装置虽然会加剧 2 Hz 左右下的车体振动,但 2 Hz 左右下振动成分的频谱幅值较小,整体上对车体振动的影响较低,二者依然对车辆动力学性能有显著改善,且相比于纵向减振器,多功能外风挡下的车辆动力学性能更加卓越。

5 结论

1)在车体振动主要频率 0.5~3.0 Hz 内,并联 5 个子单元结构所提供的等效刚度和等效阻尼均高于纵向减振器所提供的水平,可以实现纵向减振器车间减振功能的等效。

2)多功能外风挡和纵向减振器对直线和曲线上的车体摇头振动都具有显著的抑制作用,但从抑制振动的能力和频段范围而言,多功能外风挡比纵向减振器更优。

3)相比于纵向减振器,安装多功能外风挡可以进一步减小车体的横向振动加速度幅值,更加有效地抑制车体的横向振动,进一步减小各个速度下的横向平稳性指标值,使车辆运行的横向平稳性得到再次提高。

4)多功能外风挡可以替代纵向减振器,在车端不配备纵向减振器的情形下进一步改善车辆动力学性能,同时能够减小车端连接系统的质量,节省纵向减振器的制造和维护成本,为未来高速动车组车端连接装备轻量化创新提供了一种新结构。

参考文献:

[1] 冯永华,张振先,梁海啸,等. 动车组低频晃车原因分析及应对措施[J]. 铁道机车车辆, 2021, 41(5): 11-16.
FENG Yonghua, ZHANG Zhenxian, LIANG Haixiao, et al. Research on the Causes and Improvement Measures for Low-frequency Shaking of EMU [J]. Railway Locomotive & Car, 2021, 41(5):11-16.

[2] HUANG Caihong, ZENG Jing, LIANG Shulin. Carbody Hunting Investigation of a High Speed Passenger Car [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(8):2283-2292.

[3] 周劲松,钟廷修,任利惠,等. 高速列车车间悬挂对运行平稳性影响的研究[J]. 中国铁道科学, 2003, 24(6):10-14.
ZHOU Jinsong, ZHONG Tingxiu, REN Lihui, et al. Study on Riding Quality of High-speed Train [J]. China Railway Science, 2003, 24(6):10-14.

[4] 凌亮. 考虑多节车的高速列车/轨道耦合动力学研究[D]. 成都:西南交通大学, 2012.
LING Liang. Study on the Dynamic Behaviour of High-speed Train/Track Coupling System Composed of Multiple Vehicles [D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University, 2012.

[5] 周素霞,秦震,孙锐,等. 车间纵向减振器对高速动车组动力学性能的影响研究[J]. 铁道学报, 2017, 39(6):20-27.
ZHOU Suxia, QIN Zhen, SUN Rui, et al. Study on Influence of Inter-vehicle Longitudinal Damper on Dynamic Performance of High-speed EMU [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(6): 20-27.

[6] 孙晨龙,周素霞,秦震,等. 车间纵向减振器特性参数对高速动车组动力学性能的影响研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(24):170-176.
SUN Chenlong, ZHOU Suxia, QIN Zhen, et al. Research on Influence of the Characteristic Parame-

- ter of Inter-vehicle Longitudinal Damper on Dynamic Performance of High Speed EMUs[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(24):170-176.
- [7] 刘伟. 车端连接装置对高速列车运行平稳性的影响[J]. 铁道车辆, 2008, 46(3):8-10.
LIU Wei. Effect of the Coupling Devices at the End of a Car on the Riding Quality of High Speed Trains [J]. Rolling Stock, 2008, 46(3):8-10.
- [8] 陈凯, 陈海. 铁道车辆车端阻尼装置[J]. 国外铁道车辆, 2004(4):5-12.
CHEN Kai, CHEN Hai. Damping Device at the End of Rolling Stock [J]. Foreign Rolling Stock, 2004(4):5-12.
- [9] 商跃进, 董雅宏. 动车组车辆构造与设计[M]. 成都:西南交通大学出版社, 2019:194-196.
SHANG Yuejin, DONG Yahong. Construction and Design of EMU Vehicles[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2019:194-196.
- [10] 刘宏友, 魏晓东, 曾京, 等. 风挡连接装置对列车动力学性能的影响[J]. 交通运输工程学报, 2003, 3(2):22-26.
LIU Hongyou, WEI Xiaodong, ZENG Jing, et al. Effect of Vestibule Diaphragm Device on Train Dynamic Performance [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2003, 3(2):22-26.
- [11] 王林美, 栾平景, 高军. 解析 TB/T 3094—2022 机车车辆风挡[J]. 铁道技术监督, 2023, 51(4):5-7.
WANG Linmei, LUAN Pingjing, GAO Jun. Interpretation of TB/T 3094—2022 Vestibule Diaphragm of Rolling Stock [J]. Railway Quality Control, 2023, 51(4):5-7.
- [12] WANG Wenlin, LIU Shiping, WU Dazhou. Effect of an Inter-vehicle Damper on the Dynamics of a High-speed Train [J]. Vibroengineering Procedia, 2023, 50:77-83.
- [13] 李国顺, 郭力荣, 陈璨, 等. 高速动车组轻量化技术与应用研究[J]. 铁道车辆, 2022, 60(6):10-14.
LI Guoshun, GUO Lirong, CHEN Can, et al. Research on Lightweight Technology and Application of High-speed EMU [J]. Rolling Stock, 2022, 60(6):10-14.
- [14] 朱晨, 池茂儒, 赵明花, 等. 连通式横向减振器在地铁车辆上的适用性分析[J]. 中国机械工程, 2023, 34(6):660-667.
ZHU Chen, CHI Maoru, ZHAO Minghua, et al. Applicability Analysis of Connected Transverse Damper in Metro Vehicles [J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(6):660-667.
- [15] 王东屏, 何正凯, 李明高, 等. 动车组气动阻力降阻优化数值研究[J]. 铁道学报, 2011, 33(10):15-18.
WANG Dongping, HE Zhengkai, LI Minggao, et al. Numerical Research on Aerodynamic Drag Reduction Optimization of EMU [J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(10):15-18.
- [16] 赵金爽, 徐莉, 刘爱伶. 新型高速动车组风挡结构及功能研究[J]. 河南科技, 2020(16):41-43.
ZHAO Jinshuang, XU Li, LIU Ailing. Research on Gangway Structure and Functionality of New High Speed EMUs [J]. Henan Science and Technology, 2020(16):41-43.
- [17] YIN Z H, KHAJEPOUR A, CAO D P, et al. A New Pneumatic Suspension System with Independent Stiffness and Ride Height Tuning Capabilities [J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(12):1735-1746.
- [18] 高红星, 池茂儒, 朱旻昊, 等. 空气弹簧模型研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(4):108-115.
GAO Hongxing, CHI Maoru, ZHU Minhao, et al. Study on Air Spring Model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(4):108-115.
- [19] 孙建锋, 池茂儒, 吴兴文, 等. 抗蛇行减振器参数对车辆稳定性的影响分析[J]. 振动·测试与诊断, 2018, 38(6):1155-1160.
SUN Jianfeng, CHI Maoru, WU Xingwen, et al. Analysis of the Influences of the Yaw Damper Parameters on the Vehicle Stability [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6):1155-1160.
- [20] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都:西南交通大学出版社, 2018:393.
LUO Ren, SHI Huailong. Dynamics of Railway Vehicle Systems and Application [J]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018:393.
- [21] 刘东辰. 铁道车辆空气弹簧力学特性试验研究[D]. 成都:西南交通大学, 2014.
LIU Dongchen. Experimental Study on Mechanical Properties of Air Springs for Railway Vehicles [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014.

(编辑 胡佳慧)

作者简介:赵苍鹏,男,1999年生,硕士研究生。研究方向为车辆系统动力学。E-mail: zhaocangpeng2023@163.com。代亮成*(通信作者),男,1991年生,博士、助理研究员。研究方向为车辆系统动力学。E-mail: liangcheng0812@163.com。

本文引用格式:

赵苍鹏,代亮成,池茂儒,等.多功能车体间外风挡在高速动车组上的适用性研究[J].中国机械工程,2025,36(5):1111-1122.
ZHAO Cangpeng, DAI Liangcheng, CHI Maoru, et al. Research on Applicability of Multi-functional Inter-vehicle External Vestibule Diaphragm in High-speed EMUs [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):1111-1122.