

高速列车抗蛇行减振器动态模型及特性研究

许强,罗仁,黄彩虹,石怀龙

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:针对高速列车油液单向流动式抗蛇行减振器,考虑其节点和油液刚度、活塞质量、流量泄漏等问题,采用静态试验获得阻尼阀卸荷特性,根据油液的压力流量方程建立减振器非线性动态模型,通过数值仿真和试验比较了减振器在不同激励幅值和频率下的阻尼力、动态刚度和动态阻尼,误差均在5%以内;研究了减振器静态阻尼力-速度曲线与动态刚度、动态阻尼之间的关系。实验结果表明:减振器静态阻尼曲线在卸荷点之前的非线性对动态参数影响显著,激励幅值越小影响越大;保持卸荷点前后阻尼不变,增大卸荷速度能提高大激励幅值和高激励频率下的动态刚度和动态阻尼;固定卸荷速度、增大卸荷力,动态刚度和动态阻尼均增大。

关键词:高速列车;抗蛇行减振器;油液单向流动;静态阻尼曲线;动态特性

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)04-0084-06

Study on Dynamic Model and Characteristics of Yaw Damper for High Speed Train

XU Qiang, LUO Ren, HUANG Caihong, SHI Huailong

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: According to oil pressure-flow equation, a nonlinear physical model of hydraulic oil uniflow yaw damper of high-speed train, based on the unloading characteristics of the damping valve obtained from static tests, was established by taking into account of factors such as node and oil stiffness, piston mass, flow leakage, etc. The damping force, dynamic stiffness and dynamic damping of the yaw damper under different amplitude and frequency excitation were compared by means of numerical simulation and experimental test, indicating that the error was within 5%. The relationship between the static damping force-velocity curve and the dynamic stiffness and damping of the yaw damper was studied. The results show that the non-linearity of the static damping curve of the yaw damper before the unloading point has a significant influence on the dynamic parameters, the smaller the amplitude, the greater the impact. Keeping the damping constant before and after the unloading point and increasing the unloading speed can greatly increase the dynamic stiffness and damping under large-amplitude and high-frequency excitation. Keeping the unloading speed constant and increasing the unloading force, the dynamic stiffness and dynamic damping both increase.

Keywords: high-speed train; yaw damper; hydraulic oil uniflow; static damping curve; dynamic characteristics

0 引言

高速列车抗蛇行减振器安装于转向架和车体之间,通过消耗转向架相对车体的摇头运动能量抑制蛇行运动,从而提高蛇行运动临界速度,又不过多影响曲线通过性能。我国多种型号高速列车发生过车体抖动及车辆晃动等蛇行运动稳定性不足的问题,都与抗蛇行减振器动态参数设置或蜕变有关,这些现象严重降低了乘坐舒适性,甚至给运营安全造成隐患。为了解决上述问题以及开展新型高速列车研制,迫切需要建立计算效率和精度更高的抗蛇行减振器非线性模型用于车辆动力学研究^[1]。

车辆动力学仿真一般采用的抗蛇行减振器 Maxwell 模型^[2]忽略了减振器质量,将线性弹簧与具有卸荷特性的阻尼串联,缩短了计算时间且保持了减振器基本特性,适用于常规车辆动力学仿真。但该模型对频变特性和幅变特性的描述过于粗糙,与实际减振器动态特性差异较

大^[3]。KASTEEL R V 等^[4]考虑油液双向流动式液压减振器的内部结构和阀元件性能,建立了复杂物理参数模型,但该模型参数过多,计算效率低,不适用于大量的车辆动力学仿真计算。王文林^[5]采用多段非线性拟合,建立了可调式线性油压减振器的动态数学模型。徐高新、黄盈、秦剑生^[6-8]利用减振器阻尼阀模型和流量连续性方程,建立了减振器非线性物理模型。HUANG C H 等^[9]在复杂物理参数模型的基础上对阻尼阀和单向阀进行了合理简化,极大地提高了计算效率,适用于高速车辆动力学仿真。

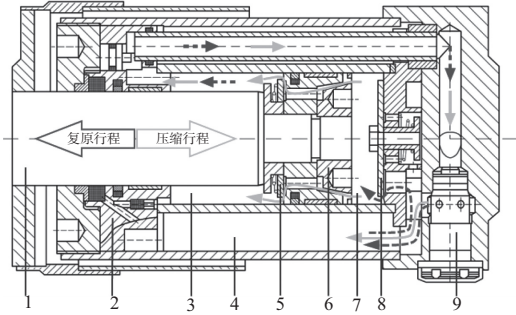
本文基于减振器复杂物理参数模型^[10]、多级拟合阻尼系统模型^[11]和简化物理参数模型^[9,12],根据油液单向流动式抗蛇行减振器工作原理,考虑节点和油液刚度、活塞质量、流量泄漏、阻尼阀卸荷特性,建立了抗蛇行减振器非线性动态模型。利用该模型研究了抗蛇行减振器静态阻尼力-速度特性曲线与动态刚度和动态阻尼的关系,为车辆动力学参数优化提供参考。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(U2034210)

第一作者简介:许强(1997—),男,江苏徐州人,硕士研究生,研究方向为高速列车系统动力学,1942591720@qq.com。

1 抗蛇行减振器非线性动态模型

图1是油液单向流动式抗蛇行减振器结构示意图,主要包括活塞、活塞杆、活塞杆导向座、活塞单向流通阀、底座单向流通阀以及安装在底部的阻尼阀系统。油腔包括工作腔和储油腔,位于活塞两侧的工作腔分为复原腔和压缩腔,3个腔室通过阻尼阀和单向流通阀互相连通以提供阻尼并平衡油压。



1—活塞杆;2—活塞杆导向装置;3—复原腔(RV);
4—储油腔(AV);5—活塞单向流通阀;6—活塞;
7—压缩腔(CV);8—底座单向流通阀;9—阻尼阀。

图1 油液单向流动式抗蛇行减振器结构示意图

在压缩和复原阶段,减振器输出力都是由活塞两侧腔室内的油液压强差产生,各腔的压强与活塞运动速度和通过阻尼阀的油液流量相关。无论是压缩还是复原行程,复原腔始终处于高压状态,即油液总是从同一方向进入阻尼阀而产生阻尼力,故称为油液单向流动式减振器^[3]。

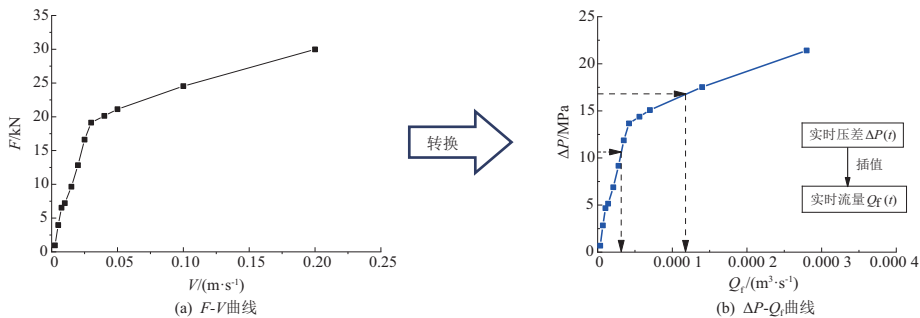


图2 减振器的阻尼曲线转换为阻尼阀的流量-压力曲线

1.2 单向阀简化模型

如图1所示,减振器安装有两个单向流通阀,分别位于活塞上和减振器底座。这两个单向阀都可以简化为被阀盘盖住的一个小孔,阀盘则被弹簧固定在适当位置^[10]。文献[4]中给出了该类单向流通阀完整的压力流量方程(模型1),但其求解过程需要执行大量判断语句,耗费计算时间。文献[3]中对其模型进行了简化(模型2),仅将单向流通阀考虑为一个常通孔,模型2压力流量公式如下。

$$Q_d = \begin{cases} C_d A_c \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} & \Delta P \geq 0 \\ 0 & \Delta P < 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: Q_d 为通过单向流通阀的油液流量; ρ 为油液密度; A_c 为单向阀孔的流通面积; C_d 为单向阀孔的流量系数; ΔP

为了建立抗蛇行减振器物理参数模型,首先分析各阀的压力流量特性,建立阻尼阀和单向流通阀模型、油腔状态方程以及油液泄漏模型,然后考虑减振器橡胶节点刚度和活塞质量,建立描述减振器动态特性的非线性数学模型。

1.1 阻尼阀简化模型

液压减振器有多种结构,一般在工作腔和储油腔之间安装阻尼阀系统,由一系列固定孔和可开闭溢流阀组成^[5]。当减振器两端相对运动速度逐渐增大时,阻尼阀系统的各个溢流阀依次开启,油液流通面积增大,从而改变阻尼特性。考虑阻尼阀开闭动作的物理模型本质上就是求解通过阻尼阀的流量 Q_t 与阻尼阀两端腔室压强差 ΔP 的对应关系,需要实时计算振动速度、油液压强和阀开启高度,虽然可以得到相对准确的模拟结果,但耗费大量计算时间,且该模型经过了大量简化,并不能精确模拟实际系统,所以不适用于车辆动力学仿真。

减振器静态特性试验可得到分段线性的阻尼力-速度曲线,该曲线涵盖了减振器工作状态下可能的状态。油液单向流动式抗蛇行减振器在压缩和复原阶段都只通过同一个阻尼阀产生阻尼作用,静态阻尼曲线与阻尼阀压力流量关系之间存在必然关联。根据减振器几何参数,考虑到减振器两端相对运动速度与阻尼阀流量之间、阻尼阀两侧压差与输出力之间都有确定对应关系,可以将减振器静态阻尼曲线转换为阻尼阀压力流量曲线^[9],如图2所示。经过上述转换,简化物理模型巧妙地将求解减振器阻尼阀系统响应简化为插值运算,便可获得压力流量关系,在保证精度的基础上,提高了动力学仿真效率。

为单向阀两端油液压差。

表1比较了多个激励频率工况下减振器采用两种单向阀模型的仿真时间及计算的动态刚度和动态阻尼,模型2比模型1的仿真时间缩短了70%到80%,两种模型的动态刚度和动态阻尼差异在0.5%以内,因此本文单向阀模型采用模型2。

表1 采用两种单向阀模型的减振器仿真结果比较

频率/ Hz	仿真时间/s		动态刚度/ (MN·m ⁻¹)		刚度 差异/%	动态阻尼/ (kN·s·m ⁻¹)		刚度 差异/%
	模型1	模型2	模型1	模型2		模型1	模型2	
2	6.2	1.4	7.08	7.10	0.16	589.85	590.21	0.06
4	7.4	1.4	8.17	8.15	-0.18	512.69	514.83	0.42
6	7.8	1.5	8.89	8.90	0.19	467.67	466.10	-0.34
8	8.6	1.5	9.43	9.42	-0.06	433.23	433.01	-0.05

1.3 油液流量损失模型

减振器工作过程中的油液损失主要包括两部分:油液压缩造成的流量损失和油液泄漏造成的流量损失。油液压缩流量损失一般表示为^[9]

$$Q_{\text{loss}} = \frac{V\dot{P}}{E_{\text{oil,eff}}} \quad (2)$$

式中: V 为工作腔瞬时容积; \dot{P} 为油液压强对时间的一阶导; $E_{\text{oil,eff}}$ 为包含一定溶解空气的油液有效体积弹性模量,表示如下。

$$E_{\text{oil,eff}} = \frac{E_{\text{oil}}P}{P + \varepsilon E_{\text{oil}}} \quad (3)$$

式中: E_{oil} 为油液体积弹性模量; ε 为空气在油液中的溶解率; P 为工作腔中的油液压强。

油液泄漏通常发生在活塞与工作缸内壁之间以及活塞杆与活塞杆导向座之间,可以用圆柱环形间隙流体方程进行表示^[4]。

$$Q_{\text{leak}} = \frac{\pi r_1 c_1^3}{6 \mu L_1} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e_1}{c_1} \right)^2 \right] \Delta P \quad (4)$$

式中: Q_{leak} 是泄漏流量; r_1 为活塞或活塞杆半径; L_1 为泄漏流道长度; c_1 为泄漏间隙; e_1 为偏心量; μ 为油液动力黏度; ΔP 为泄漏两端油液压差。

1.4 减振器动态模型

复原腔、压缩腔以及储油腔的压力流量方程为^[9]:

$$Q_{\text{reb}} = \frac{A_{\text{ring}} \left(\frac{L}{2} + x \right)}{E_{\text{oil,eff}}} \dot{P}_{\text{reb}} + A_{\text{ring}} \dot{x} \quad (5)$$

$$Q_{\text{com}} = \frac{A_{\text{pis}} \left(\frac{L}{2} - x \right)}{E_{\text{oil,eff}}} \dot{P}_{\text{com}} - A_{\text{pis}} \dot{x} \quad (6)$$

$$Q_{\text{aux}} = \left[\frac{V_{\text{aux}}}{E_{\text{oil}}} + \frac{P_{a0} \gamma V_{a0}}{P_a \gamma E_{\text{oil}}} \left(\frac{E_{\text{oil}}}{\gamma P_a} - 1 \right) \right] \dot{P}_{\text{aux}} \quad (7)$$

式中: x 、 \dot{x} 为活塞位移和速度; P_{reb} 、 P_{com} 、 P_{aux} 分别为复原腔、压缩腔和储油腔的瞬时压强; Q_{reb} 、 Q_{com} 、 Q_{aux} 分别为流入复原腔、压缩腔和储油腔的油液总流量; A_{pis} 为活塞面积; A_{ring} 为工作缸内壁与活塞杆之间的环形面积; L 为工作缸长度; V_{aux} 为储油腔总容积; P_a 为储油腔内空气的瞬时压强; V_{a0} 、 P_{a0} 分别为减振器完全伸长时储油腔内空气体积和压强; γ 为绝热常数。

实际流入3个腔室的总流量由通过各个阀的流量和泄漏流量组成,表示为:

$$Q_{\text{reb}} = Q_{d1} - Q_f + Q_{\text{com} \rightarrow \text{reb}}^{\text{leak}} - Q_{\text{reb} \rightarrow \text{com}}^{\text{leak}} - Q_{\text{reb} \rightarrow \text{aux}}^{\text{leak}} \quad (8)$$

$$Q_{\text{com}} = -Q_{d1} + Q_{d2} + Q_{\text{reb} \rightarrow \text{com}}^{\text{leak}} - Q_{\text{com} \rightarrow \text{reb}}^{\text{leak}} \quad (9)$$

$$Q_{\text{aux}} = Q_f - Q_{d2} + Q_{\text{reb} \rightarrow \text{aux}}^{\text{leak}} \quad (10)$$

式中: Q_f 为复原腔通过阻尼阀流向储油腔的有效流量; Q_{d1} 为压缩腔通过活塞单向阀流向复原腔的油液流量; Q_{d2} 为储油腔通过底座单向阀流向压缩腔的油液流量; $Q_{\text{reb} \rightarrow \text{aux}}^{\text{leak}}$ 为复原腔通过活塞杆导向座间隙泄漏到储油腔的油液流量; $Q_{\text{com} \rightarrow \text{reb}}^{\text{leak}}$ 、 $Q_{\text{reb} \rightarrow \text{com}}^{\text{leak}}$ 为复原腔和压缩腔之间通过活塞和工作

缸内壁间隙的泄漏流量。

减振器两端的橡胶节点具有刚度和阻尼,工作缸中的油液也具有刚度,节点与油液串联后将油液压缩通过阻尼阀,从而实现刚度和阻尼串联的减振器工作机制。将油液刚度与节点刚度串联,并考虑一定的阻尼与其并联,建立减振器节点模型。完整减振器则模拟为工作缸部分与节点模型的串联模型,之间通过活塞连接,如图3所示。

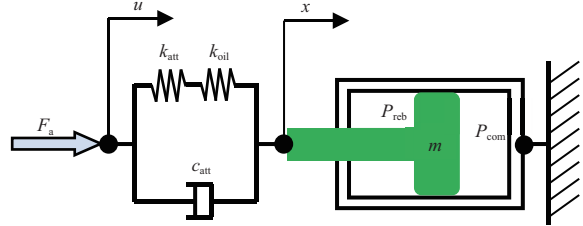


图3 减振器动态模型示意图

减振器输出力 F_a 等于节点力:

$$F_a = k_{\text{static}}(x-u) + c_{\text{att}}(\dot{x}-\dot{u}) \quad (11)$$

式中: u 为激励位移; c_{att} 为减振器节点阻尼; $k_{\text{static}} = k_{\text{att}}k_{\text{oil}}/(k_{\text{att}}+k_{\text{oil}})$ 为减振器串联刚度,其中 k_{att} 为节点刚度, k_{oil} 为油液静态刚度。

设 L_0 为压缩腔和复原腔的名义长度,减振器压缩行程中 k_{oil} 可表示为

$$k_{\text{oil}} = \frac{E_{\text{oil}}A_{\text{pis}}}{L_0 - x} \quad (12)$$

减振器复原行程中 k_{oil} 可表示为

$$k_{\text{oil}} = \frac{E_{\text{oil}}A_{\text{ring}}}{L_0 + x} \quad (13)$$

活塞杆的力平衡方程为

$$F_a = m\ddot{x} + (P_{\text{com}}A_{\text{pis}} - P_{\text{reb}}A_{\text{ring}}) \quad (14)$$

式中: m 为活塞杆等效质量; \ddot{x} 为活塞杆加速度。结合式(11)和式(14)可将减振器激励与响应之间的关系表示为

$$m\ddot{x} + c_{\text{att}}\dot{x} + k_{\text{static}}x = c_{\text{att}}\dot{u} + k_{\text{static}}u - (P_{\text{com}}A_{\text{pis}} - P_{\text{reb}}A_{\text{ring}}) \quad (15)$$

式(5)—式(10)、式(15)即为描述减振器动态响应的状态方程。

2 减振器模型的试验验证

利用 MTS 液压测试系统开展某高速列车抗蛇行减振器的静态和动态试验,分别对非线性简化物理模型的静、动态特性进行对比验证,试验条件及方法参考《TB/T 1491—2004》^[13]和《BS EN 13802—2013 标准》^[14]。静态试验激励位移幅值 25 mm,激励频率 0.10~1.27 Hz;动态试验激励位移幅值分别为 0.5 mm、1.0 mm、1.5 mm 和 2.0 mm,激励频率 1~10 Hz。图 4(a)是静态试验每个频率的阻尼力平均幅值 F_{mean} 与仿真结果的对比,最大误差为 3.64%;图 4(b)是动态试验每个组合工况下的动态阻尼值与仿真结果之间的相对误差,最大误差为 4.7%,这表明该减振器非线性简化物理模型具有足够的精确性。

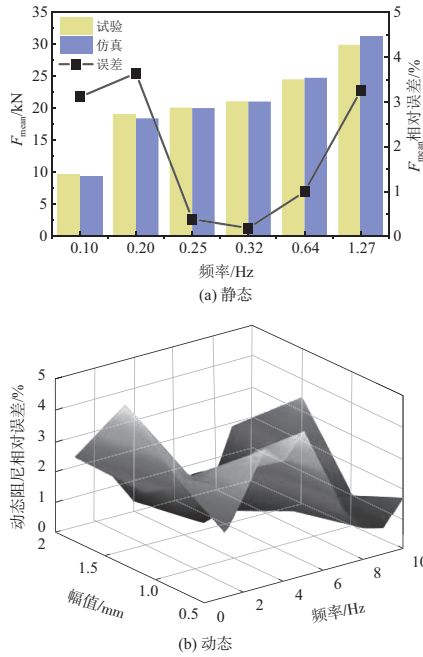


图4 仿真与试验结果对比及相对误差

3 减振器静态阻尼曲线与动态特性的关系

选取合理的抗蛇行减振器动态参数是确保高速列车稳定运行的关键因素,然而在减振器设计、生产过程中很难确定减振器静态参数对其动态性能的影响规律。本文基于所建立的油液单向流动式抗蛇行减振器非线性动态模型,通过改变静态阻尼曲线的数据点个数、卸荷点位置、卸荷阻尼力,分析减振动态参数变化规律,建立静态和动态特性的关联。减振器动态特征主要考虑动态刚度 K_d 和动态阻尼 C_d ,将减振器简化为弹簧和阻尼串联的 Maxwell 模型,在给定激励频率和激励幅值下, K_d 、 C_d 分别为:

$$K_d = \frac{F_{\max}}{u_{\max} \cos\varphi} = \frac{(F_{\text{reb}}^{\max} + F_{\text{com}}^{\max})}{2u_{\max}} \sqrt{1 + \tan^2\varphi} \quad (16)$$

$$C_d = \frac{F_{\max}}{x_{\max} \omega} = \frac{K_d}{\omega \tan\varphi} \quad (17)$$

式中: φ 是相位角, F_{reb}^{\max} 、 F_{com}^{\max} 分别为复原和压缩行程中减振器受到的最大阻尼力,取其平均值为 F_{\max} ; ω 为正弦激励的角速度。

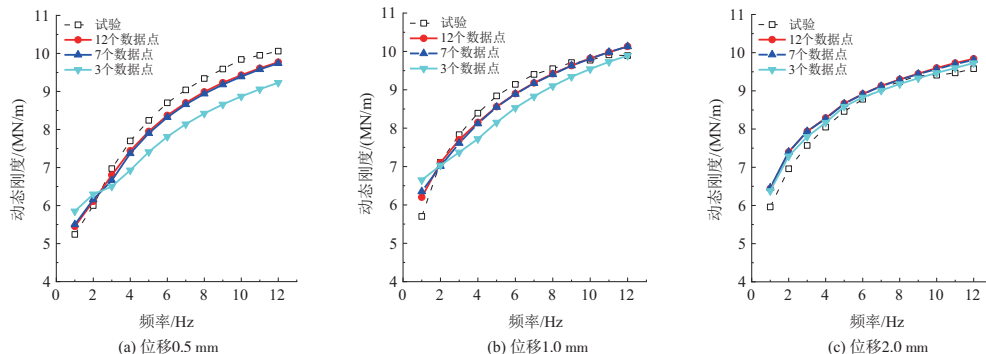


图6 静态阻尼曲线数据点个数对动态刚度频变特性的影响

3.1 静态阻尼曲线数据点个数与动态参数的关系

试验获得的静态阻尼曲线由 12 个数据点组成,卸荷前有 8 个数据点、卸荷后有 4 个数据点。如图 5 所示,阻尼曲线在卸荷点 B 前后均可分别近似为直线,关键数据点有 3 个:坐标原点 A 、卸荷点 B 及速度最大点 C 。在保留关键数据点的前提下,分别采用 12 个、7 个、3 个数据点线性连接组成静态阻尼曲线。对减振器施加位移幅值为 0.5 mm、1.0 mm 和 2.0 mm、频率 1~12 Hz 的正弦激励,通过仿真与试验得到的动态刚度和动态阻尼如图 6 和图 7 所示。

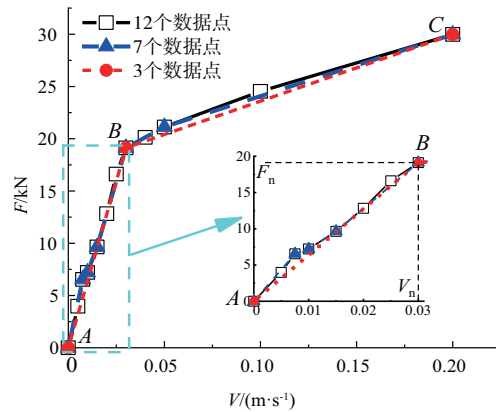


图5 采用不同数据点个数的静态阻尼特性曲线

由图 6 和图 7 可知,采用 12 个数据点的原始静态阻尼曲线,动态特性仿真结果与试验结果最接近,各个仿真工况下动态参数误差均小于 3%;当静态阻尼曲线数据点减少到 7 个时,仿真得到的动态参数相较于 12 个数据点时的误差仅增大不到 1%,这是因为该曲线虽然减少了 42% 的中间数据点,但几乎保留了卸荷前后完整的非线性特征;将卸荷点前后的静态阻尼曲线完全线性化、仅保留 3 个关键数据点时,虽然仿真的动态刚度 K_d 和动态阻尼 C_d 随激励频率的变化趋势没有改变,但动态阻尼误差明显增大,且激励位移越小误差越大,激励位移 0.5 mm 下 K_d 和 C_d 最大误差分别达 8.3%、24.8%。这主要是由于原始静态阻尼曲线卸荷前的非线性比卸荷后的更明显,线性化后对主要工作在卸荷点前的小位移工况影响最大,因而产生了激励位移越小误差越大的现象。

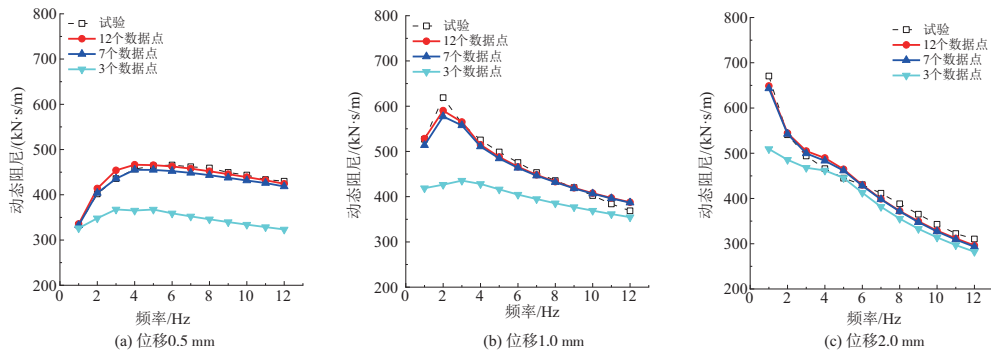


图7 静态阻尼曲线数据点个数对动态阻尼频变特性的影响

3.2 卸荷点位置对动态参数的影响

图8为基于试验获得的静态阻尼曲线。在不改变卸荷点前后阻尼非线性的基础上,仅改变卸荷点位置,将卸荷速度 V_n 从0.04 m/s依次提前到0.03 m/s、0.02 m/s和0.01 m/s,即从A点依次提前到B、C和D点。基于这4条静态阻尼曲线,在幅值0.5 mm、1.0 mm和2.0 mm、频率1~12 Hz的正弦激励下,动态参数仿真结果如图9和图10所示。

从图9和图10可见,改变静态阻尼曲线卸荷点位置同时保留卸荷前后的非线性,对不同激励幅值下动态参数频变特性产生了不同的影响:激励幅值0.5 mm时,随着卸荷点的提前,卸荷速度 V_n 降低,动态刚度 K_d 和动态阻尼 C_d 几乎不发生改变,因为该工况下减振器的工作区间主要集中在卸荷前的一小段范围内;激励位移1.0 mm下,卸荷速度 V_n 降低到0.01 m/s时, K_d 、 C_d 才在激励频率2 Hz处开始减小,且减幅随着频率递增, K_d 较卸荷速度0.04 m/s时最大减幅达14.3%, C_d 最大减幅达45.7%;激励位移2.0 mm

下,随着卸荷速度 V_n 的降低,动态参数 K_d 、 C_d 依次从频率5、2和1 Hz处开始减小,且减幅随着激励频率递增, V_n 从0.04 m/s降低到0.01 m/s时, K_d 和 C_d 的最大减幅分别达24.4%和65.1%。综合来看,随着卸荷点的提前,动态参数减小,且卸荷速度越低,动态参数开始降低对应的频率越小。

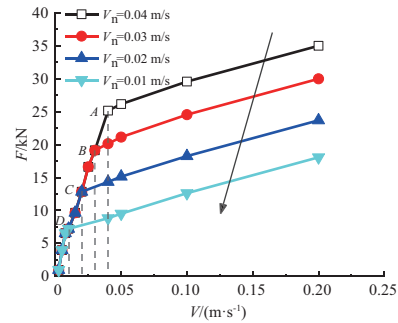


图8 采用不同卸荷点的静态阻尼特性曲线

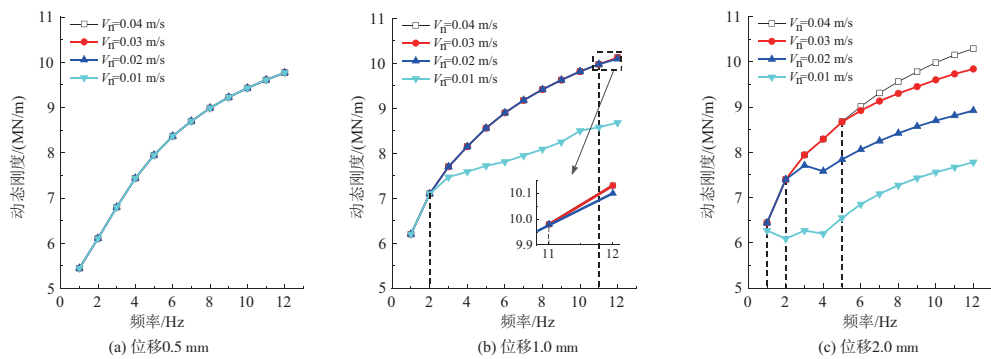


图9 不同卸荷点位置下动态刚度频变特性对比

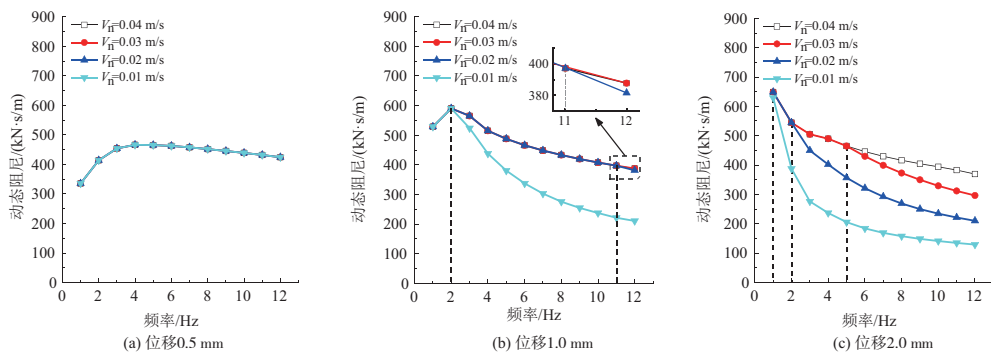


图10 不同卸荷点位置下动态阻尼频变特性对比

3.3 卸荷阻尼力对动态参数的影响

图 11 为基于 3 点静态阻尼曲线。固定卸荷速度为 0.03 m/s,仅将卸荷力 F_n 分别设置为 10kN、15kN、19kN、25kN 和 30kN,从而改变卸荷前的阻尼。仿真分析减振器静态阻尼与动态参数之间的关系,结果如图 12 和图 13 所示。

从图 12 和图 13 可见,随着卸荷力 F_n 的增大,动态刚度 K_d 和动态阻尼 C_d 在激励频率 3 Hz 前后呈现出不同的变化趋势:在 1~3 Hz 内,随 F_n 的增大, K_d 变化不明显, C_d 增大;在 4~12 Hz 内, K_d 、 C_d 随 F_n 的增大而显著增大, K_d 随频率增加而单调递增, C_d 则随频率增加单调递减。这主要是由于本工况并未改变卸荷后的静态阻尼特性,但极大地改变了卸荷前的阻尼,随着 F_n 从 10kN 增大到 30kN,卸荷前的静态阻尼增大了 2 倍,使得 K_d 和 C_d 随着 F_n 的增大而增大。另一方面,动态刚度 K_d 和动态阻尼 C_d 在大部分工况下均随卸荷力 F_n 递增,且增幅基本不随激励频率发生改变,但随着激励幅值的增大而逐渐增大:在激励幅值 0.5 mm

下, F_n 增大 2 倍时, K_d 平均增幅达 16.7%、 C_d 平均增幅达 72.8%;在激励幅值 1.0 mm 下, F_n 增大 3 倍时, K_d 平均增幅达 20.8%、 C_d 平均增幅达 111.6%;在激励幅值 2.0 mm 下, F_n 增大 3 倍时, K_d 平均增幅达 35.0%、 C_d 平均增幅达 189.2%。

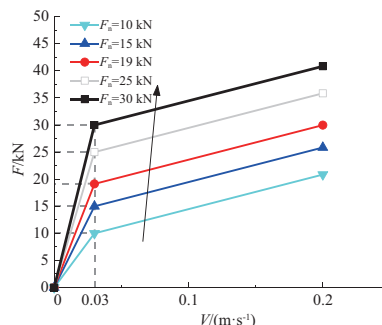


图 11 采用不同卸荷阻尼力的静态阻尼曲线

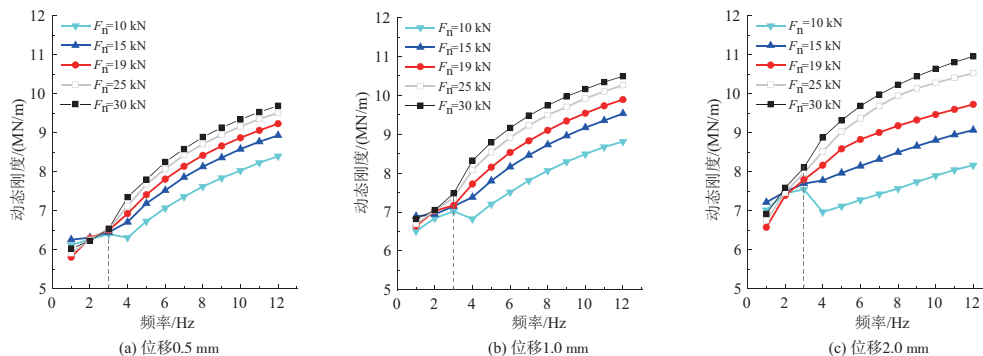


图 12 卸荷阻尼力对动态刚度的影响

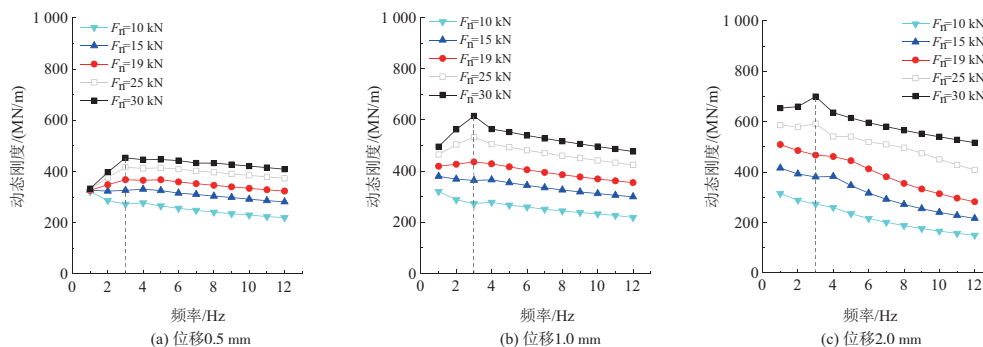


图 13 卸荷阻尼力对动态阻尼的影响

4 结语

1) 建立了油液单向流动式抗蛇行减振器非线性动态模型,采用静态阻尼曲线替代阻尼阀动态响应,简化单向阀模型为常通孔,并考虑了活塞等效质量以及橡胶节点串联刚度和阻尼,不仅提高了计算效率、减少了模型参数,而且仿真结果与试验误差不超过 5%。模型考虑静态阻尼曲线、减振器几何参数和节点刚度,能够准确模拟动态特

性,非常适用于高速列车动力学参数优化。

2) 减振器静态阻尼曲线在卸荷前的非线性特征明显,对主要工作在卸荷点前区间的小位移工况影响显著,忽略卸荷点前的拐点会使 0.5 mm 激扰幅值下动态刚度和动态阻尼的最大误差从小于 3% 分别增大到 8.3% 和 24.8%。

3) 保持卸荷前后的静态阻尼曲线斜率不变,随着卸荷速度增大,大于某个激扰幅值和频率后,动态刚度和动

(下转第 100 页)

较分析各几何因素对最大变形量的影响程度和趋势,并获取最优几何参数组合,根据表 5 中的 K_i 随着回弹角随各因素的变化趋势可知,随着 X 的变化,当蜂窝靠近 L 型构件的圆角时,构件的回弹角较小。当蜂窝逐渐远离构件圆角时,回弹角先增大后减小。随着 D 逐渐增大,构件的回弹角逐渐减小。随着 H 逐渐增大,构件的回弹角先逐渐增大,后逐渐减小。结合表 5 中各几何因素对回弹角的影响程度比较,选择最优几何参数组合为:蜂窝相对圆角的距离为 0 mm,蜂窝倒角为 30°,蜂窝厚度为 20 mm,即为正交实验中的方案 3。

4 结语

1) 将蜂窝等效理论应用到复合材料蜂窝夹层构件的固化变形分析中,通过有限元软件模拟了构件的固化成型过程,该仿真结果与实验结果的最大误差为 13.5%,平均误差为 9.5%。

2) 蜂窝倒角对 L 型蜂窝夹层构件固化变形具有显著影响。随着蜂窝位置逐渐远离圆角,回弹角先增大后减小,在 10 mm 处最大;随着蜂窝倒角逐渐增大,回弹角逐渐减小。

参考文献:

[1] 王梓桥,王兆慧,周秀燕,等. 民用飞机用蜂窝夹层结构及成型工艺发展现状[J]. 纤维复合材料,2020,37(3):87-90,94.

- [2] 程文礼,袁超,邱启艳,等. 航空用蜂窝夹层结构及制造工艺[J]. 航空制造技术,2015,58(7):94-98.
- [3] 花蕾蕾,安鲁陵,赵一鸣,等. 复合材料构件成型模具型板改进设计[J]. 机械制造与自动化,2020,49(6):56-60.
- [4] 郝新超,胡杰. Nomex 蜂窝夹层结构侧向变形机理及蜂窝稳定化[J]. 航空制造技术,2020,63(13):69-74,82.
- [5] 毕红艳,段友社,谢凯文. 共固化成型蜂窝夹层结构缺陷分析及工艺改进[J]. 航空制造技术,2014,57(15):106-109.
- [6] AL-DHAHERI M, KHAN K A, UMER R, et al. Process-induced deformation in U-shaped honeycomb aerospace composite structures[J]. Composite Structures, 2020, 248: 112503.
- [7] AL-DHAHERI M, KHAN K A, UMER R, et al. Process induced deformations in composite sandwich panels using an in-homogeneous layup design [J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2020, 137: 106020.
- [8] 袁超. 复合材料蜂窝夹层结构 J 形梁共固化成型技术研究[J]. 科技与创新, 2018(22): 102-103, 105.
- [9] 杨稳,张胜兰,李莹. 蜂窝夹层结构等效模型研究进展[J]. 复合材料科学与工程, 2020(10): 122-128.
- [10] 牛春匀 (Michael C. Y. Niu) 美. 实用飞机复合材料结构设计与制造[M]. 程小全,张纪奎,译. 北京:航空工业出版社, 2010.

收稿日期:2022-03-02

(上接第 89 页)

态阻尼均会增大,但低于该激励频率和幅值时不受影响;激励幅值越大,受影响的频率范围越宽。激励幅值 2.0 mm,卸荷速度从 0.01 m/s 增大到 0.04 m/s 时,动态刚度和动态阻尼的最大差异分别增加 24.4% 和 65.1%。

4) 保持卸荷速度不变,增大静态阻尼曲线卸荷力,动态阻尼显著增大,激励频率大于 4 Hz 后动态刚度也明显增大,且增幅随着激励幅值的增大而增大。卸荷力增大 2 倍时,激励幅值 0.5 mm 的动态刚度平均增幅 16.7%,动态阻尼平均增幅 72.8%,激励幅值 2.0 mm 时则分别达到 35.0% 和 189.2%。

参考文献:

- [1] FAN Y Q, ZHU S, WU Y M, et al. Modelling and experimental validation of the dynamic damping characteristics of a high-speed train hydraulic damper [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1877(1): 012028.
- [2] 杨国桢,王福天. 机车车辆液压减振器[M]. 北京:中国铁道出版社,2003.
- [3] 黄彩虹,曾京,宋春元. 高速列车抗蛇行减振器的简化物理参数模型[J]. 铁道学报,2021,43(7):47-56.
- [4] KASTEEL R V, WANG C G, QIAN L X, et al. A new shock absorber model for use in vehicle dynamics studies[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(9): 613-631.
- [5] 王文林. 高速列车可调式线性液压减振器的设计理论与应用研究[D]. 杭州:浙江大学,2001.
- [6] 徐高新. 高速列车液压减振器的参数化建模研究[D]. 南昌:

南昌大学,2010.

- [7] 黄盈. 抗蛇行油行减振器的非线性服役模型及其对电力机车动力学性能的影响[D]. 南昌:南昌大学,2011.
- [8] 秦剑生. 基于物理参数的抗蛇行减振器力学模型研究[D]. 成都:西南交通大学,2015.
- [9] HUANG C H, ZENG J. Dynamic behaviour of a high-speed train hydraulic yaw damper [J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(12): 1922-1944.
- [10] RICHARD VAN KASTEEL, 钱立新,王成国,等. 铁道车辆液压减振器的工作原理和数值模型[J]. 铁道学报, 2005, 27(2): 28-34.
- [11] WANG W L, HUANG Y, YANG X J, et al. Non-linear parametric modelling of a high-speed rail hydraulic yaw damper with series clearance and stiffness [J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(1/2): 13-34.
- [12] HUANG C H, ZENG J. Comparison of the Maxwell model and a simplified physical model for a railway yaw damper in damping characteristics and vehicle stability assessment [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2022, 236(3): 275-287.
- [13] TB/T 1491—2004 机车车辆液压减振器技术条件 [S].
- [14] BS EN 13802—2013, Railway applications - suspension components-hydraulic dampers [S]. London: British Standards Institution, 2013.

收稿日期:2021-12-31