

低地板轻轨车液压防折弯系统阻尼特性分析

李 晶¹, 朱先亮¹, 任利惠²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 液压防折弯系统是单车型低地板轻轨车上用以提高列车运行平稳性、稳定性和曲线通过性能的重要部件, 具有防折弯和横向减振两大功能。通过对防折弯系统原理进行分析, 建立了影响其横向减振功能的阻尼数学模型, 并仿真分析了缓冲阀门组中的节流阀和限压阀对阻尼特性的影响。阻尼特性的仿真曲线与试验曲线吻合较好, 证明了阻尼模型的正确性。

关键词: 低地板轻轨车; 防折弯系统; 阻尼特性; 数学模型
中图分类号: TH137.7; U270.3 **文献标志码:** A

Analysis of Damping Characteristics of Hydraulic Anti-kink System in Low-floor Trams

LI Jing¹, ZHU Xianliang¹, REN Lihui²

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The hydraulic anti-kink system is an important component equipped in low-floor trams to improve the riding quality, stability and curving behavior of the vehicles. The system has two functions in anti-kink and lateral damping. A mathematical model for damping properties was established based on the operating mechanisms of the system. Furthermore, the influence of throttle valve and pressure limiting valve on the damping characteristics of the system was investigated by simulation. The calculating curve of the damping characteristics coincides with the experimental curve, which proves the correctness of the damping mathematical model.

Key words: low-floor tram; anti-kink system; damping characteristics; mathematical model

低地板轻轨车的需求呈现出增长的趋势^[1]。

在等长车体转向架中置的单车型低地板轻轨车中^[2], 为了提高列车运行的平稳性和通过小曲线的能力, 在列车上安装了液压防折弯系统, 为列车提供防折弯和横向减振功能。防折弯是指在列车行驶的过程中一个单元的前、后两个车体模块的摇头角保持相等的能力, 使车体有良好的运行包络线, 提高通过小曲线的能力。横向减振是指防折弯系统对列车横向振动的缓冲作用, 可提高乘客的乘坐舒适性及运行稳定性。

轨道车辆的横向振动对乘坐的舒适性影响很大, 在高速列车的应用中, 主动悬挂、半主动悬挂和在车辆间采用抗蛇行减振器等方法来提高列车的乘坐舒适性和曲线通过性能近年来已实用化^[2-6]。

相对于高速列车, 低地板轻轨车虽然运行速度较低, 但其轨道主要铺设在城市道路路面上, 道路情况较为复杂, 运行线路最小半径小, 且车辆振动噪声对周围环境影响较大, 其振动对路面破坏也很严重, 因此对其开展减振降噪相关研究, 提高其运行稳定性、平稳性和曲线通过性能也很有必要。近年来国内研究人员在这方面做了不少研究。王欢^[7]系统性地对各型100%低地板轻轨车辆的结构型式的优缺点进行了分析和比较, 并对各型100%低地板轻轨车辆的导向机理进行了分析。吕凤梅等^[8]运用SIMPACK软件建立了100%低地板现代城市有轨电车的列车动力学计算模型, 分析了限界和小曲线通过能力, 并且用一对作用于车体与转向架之间的方向相反的扭矩来模拟液压防折弯系统的作用。乔彦等^[9]建立了100%低地板轻轨车辆动力学模型, 分析了车间纵向减振器阻尼参数对低地板车辆的稳定性、平稳性和曲线通过性能的影响。Li Jing等^[10]研究了防折弯系统的刚度特性, 建立了系统的简化刚度模型并进行计算分析, 结果表明系统刚度具有非

低地板轻轨车不仅环保, 而且乘坐方便, 是城市公共交通系统的重要组成部分。近年来, 世界各国对

线性的特征,且旁通节流阀和缓冲液压缸的加入,都会降低系统的刚度。

液压防折弯系统作为列车二系的辅助,除了防折弯之外,还能对列车的横向振动起到很好的缓冲作用,相当于1个二系横向减振器。但对该系统的阻尼特性及影响因素,目前还没有相关研究。本文详细分析了列车发生横向振动时系统的工作原理,建立了系统的阻尼模型,得到系统的阻尼特性,并仿真分析了缓冲阀门组中的节流阀和限压阀对系统阻尼特性的影响,仿真曲线与试验曲线吻合较好,证明了所建立模型的正确性。

1 系统组成及其布置

1.1 低地板轻轨车结构

由4节编组的低地板轻轨车可划分为2个单元,每个单元由2节基本等长车体组成,车体中央设置1个转向架。简化后的表示车体间连接关系的车辆结构图如图1所示。

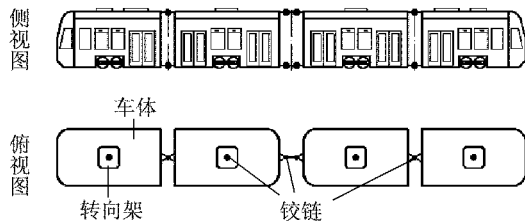


图1 低地板轻轨车结构

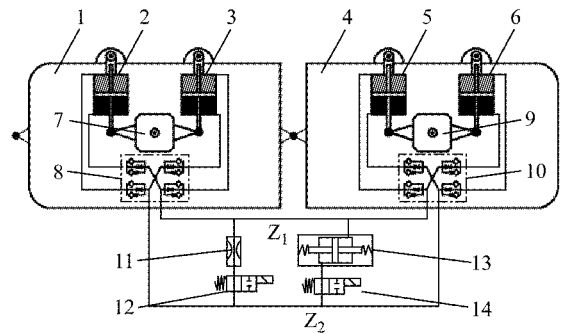
Fig.1 Structure of low-floor tram

每个转向架与车体之间的约束简化为1个铰链连接。第1节车体与第2节车体间用1个铰链连接,组成1个单元;第3节车体与第4节车体间也用1个铰链连接,组成另1个单元。而第1个单元与第2个单元之间的车钩结构可以简化为1根连杆与2个铰链的连接关系。

1.2 系统组成及其布置

列车每个单元安装一套液压防折弯系统。整个系统由4个控制液压缸、1个旁通节流阀、1个缓冲液压缸、2个缓冲阀门组、2个电磁阀以及其他辅件(如压力检测元件等)组成,其布置方式如图2所示。

每个车体的转向架与车体间放置2个并联的双出杆双作用液压缸。液压缸的一端通过缸筒与车体连接,另一端通过活塞杆与转向架相连。这样,车体与转向架之间发生摇头运动或者横向振动时,便会带动控制液压缸的缸筒与活塞之间产生相对运动,使得液压管路间的油液形成流动。油液流经缓冲阀



1、4—车体; 2、3、5、6—控制液压缸; 7、9—转向架;
8、10—缓冲阀门组; 11—旁通节流阀; 12、14—电磁阀;
13—缓冲液压缸; Z1、Z2—液压油路

图2 液压防折弯系统轻轨车中的布置简图

Fig.2 Layout of hydraulic anti-kink system on trams

门组,以及旁通节流阀,或流入缓冲液压缸压缩弹簧,在控制液压缸活塞两侧产生压差,因此转向架和车体间产生作用力。

与旁通节流阀和缓冲液压缸串联的电磁阀可根据列车运行的需要开启或关闭,不同的启闭状态对应不同的工作模式,产生不同的工作特性,因此可根据列车运行需要进行选择。

2 系统阻尼特性原理模型

2.1 系统工作原理分析

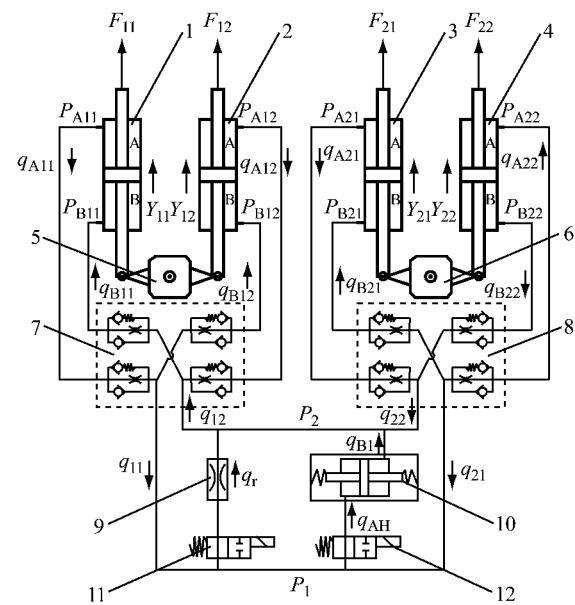
系统工作原理如图3所示。图中各变量符号含义见表1。

表1 变量符号含义表

Tab.1 Meaning of variables

符号	表示的物理量
p_{A11} 、 p_{B11} 、 p_{A12} 、 p_{B12} 、 p_{A21} 、 p_{B21} 、 p_{A22} 、 p_{B22}	控制液压缸各腔的压力
F_{11} 、 F_{12} 、 F_{21} 、 F_{22}	转向架作用于各控制液压缸活塞杆上的力
q_{A11} 、 q_{B11} 、 q_{A12} 、 q_{B12} 、 q_{11} 、 q_{12} 、 q_{21} 、 q_{22} 、 q_f 、 q_{AH} 、 q_{BH}	各管道内的流量
Y_{11} 、 Y_{12} 、 Y_{21} 、 Y_{22}	各控制液压缸活塞杆位移

列车运行某时刻,在外界干扰影响下(如轨道不平顺等),转向架1与车体1发生相对运动,控制液压缸1-1的运动部件产生一个向上的位移 Y_{11} ,致使A腔压力升高,此时油液流出流量为 q_{A11} ,B腔压力降低,流入油液流量为 q_{B11} 。同样,控制液压缸1-2产生一个向上的位移 Y_{12} ,致使A腔压力升高,油液流出流量为 q_{A12} ,B腔压力降低,流入油液流量为 q_{B12} 。同理,当转向架2与车体2发生相对运动时,其2个控制液压缸也产生类似的油液流动。



1、2、3、4—控制液压缸 1-1、1-2、2-1、2-2；5、6—转向架 1、2；
7、8—缓冲阀组 1、2；9—旁通节流阀；10—缓冲液压缸；
11、12—电磁阀 1、2； P_1 、 P_2 —节点

图 3 液压防折弯系统工作过程

Fig.3 Function principles of hydraulic anti-kink system

设此时从缓冲阀组 1、2 流入节点 P_1 的流量分别为 q_{11} 、 q_{21} ，从节点 P_2 流入缓冲阀组 1、2 的流量分别为 q_{12} 、 q_{22} 。旁通节流阀内流量为 q_r ，缓冲液压缸两腔流量分别为 q_{AH} 、 q_{BH} 。

缓冲阀门组的原理图如图 4 所示。缓冲阀组由 4 组相同的接头组成(图 4a)，每个接头又由 1 个单向阀、1 个限压阀和 1 个节流阀并联而成(图 4b)。4 组接头在缓冲阀组内两两反向连接，形成并联，分别与节点 P_1 、 P_2 相连。

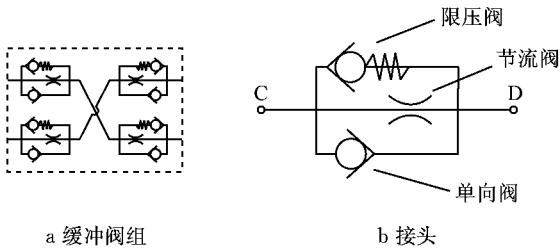


图 4 缓冲阀组原理图

Fig.4 Damping valve block

由图 4b 可知，当油液从接头的 C 端流到 D 端时，单向阀关闭，油液流经节流阀，当 C、D 两端压差大于限压阀限定压力 Δp 时，限压阀开启，油液同时经过节流阀和限压阀。当油液从接头的 D 端流到 C 端时，单向阀开启，油液不经过节流阀和限压阀。

2.2 阻尼模型

通常情况下，列车不仅仅只发生单一方向上的

振动，往往是多个方向振动的耦合。根据上节内容可知，列车发生横向或者摇头振动时，防折弯系统均可起作用。当前、后两节列车发生摇头运动时，若 2 个摇头角不相等，防折弯系统将在车体与转向架之间产生扭矩，使得摇头角趋向于相等，此即为系统的防折弯功能，与系统的刚度特性相关，这部分内容参见文献[10]，在此不再讨论。

为了研究防折弯系统对横向振动的缓解作用，此处仅考虑列车受到横向振动时的情况。此时 1 个模块内的 2 个控制液压缸运动完全相同，而不同车体模块内的 2 个控制液压缸独立工作，不会发生油液交换。由于控制液压缸 1 和 2 的 A、B 腔分别经缓冲阀门组连通，忽略管道的容积，则各腔流量 q_{A11} 、 q_{B11} 、 q_{A12} 、 q_{B12} 大小相同，记为 q ，图 3 中其他流量 q_{11} 、 q_{12} 、 q_{21} 、 q_{22} 、 q_r 、 q_{AH} 、 q_{BH} 均为零。系统可简化为如图 5 所示，即为阻尼原理模型。

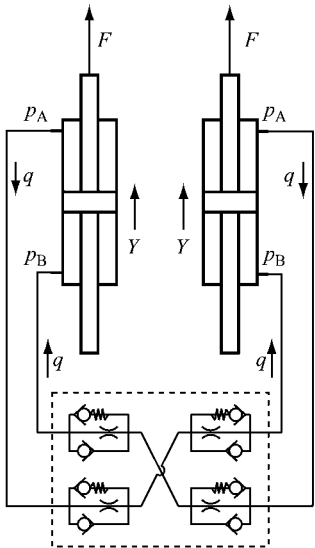


图 5 液压防折弯系统阻尼原理模型

Fig.5 Damping model of hydraulic anti-kink system

其中，各部件主要参数如表 2 所示。

表 2 阻尼模型参数表

Tab.2 Parameter list of damping model

参数	数值
油液的体积模量 β_e/Pa	1.4×10^9
油液密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	844
控制缸活塞面积 A_0/m^2	1.26×10^{-3}
节流阀节流小口面积 A_1/m^2	1.77×10^{-6}
控制液压缸运动部件质量 m_k/kg	3.39
限压阀限定压力 $\Delta p/\text{Pa}$	1×10^6
控制缸 A(B)腔初始容积 V_0/m^3	1.57×10^{-4}

3 阻尼特性的数学模型

根据图 5 所示的阻尼原理模型，假设在某时刻，

控制液压缸在 F 的作用下产生了向上的位移 Y , A 腔油液压力升高, 油液流出, B 腔压力降低, 油液流入, 则:

对液压缸 A 腔, 根据流量连续性公式有

$$A_0 \frac{dY}{dt} - q = \frac{V_0 - A_0 Y}{\beta_e} \frac{dp_A}{dt} \quad (1)$$

同理, 对液压缸 B 腔有

$$q - A_0 \frac{dY}{dt} = \frac{V_0 + A_0 Y}{\beta_e} \frac{dp_B}{dt} \quad (2)$$

式中: q 为 A(B) 腔出(进)油流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; Y 为控制缸运动部件位移, m ; p_A 为控制缸 A 腔压力, Pa ; p_B 为控制缸 B 腔压力, Pa ; t 为时间, s .

液压缸运动部件微分方程为

$$m_k \frac{d^2 Y}{dt^2} = F + (p_A - p_B) A_0 - B \frac{dY}{dt} \quad (3)$$

式中: B 为液压缸活塞运动阻尼系数.

油液从控制液压缸的 A 腔流出之后, 经过缓冲阀门组内的两个接头流入另一个控制液压缸的 B 腔. 根据缓冲阀门组的工作原理可知, 此过程中油液在第一个接头处会通过节流阀或节流阀加限压阀从而产生压差损失, 而在第二个接头处直接经过单向阀, 不产生压差损失.

流经节流阀的流量为

$$q_t = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_A - p_B)}{\rho}} \quad (4)$$

式中: q_t 为节流阀流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; C_d 为节流口流量系数.

限压阀限定压力为 Δp , 当两端压力小于压力值时, 限压阀关闭, 当两端压力超过限定压力时, 限压阀打开, 此时通过的流量为

$$q_p = C_p [(p_A - p_B) - \Delta p] \quad (5)$$

式中: q_p 为限压阀流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; C_p 为流量系数.

则:

$$q = q_t + q_p \quad (6)$$

式(1)~(6)即为研究系统阻尼的数学模型. 系统的阻尼特性实际上就是系统在扰动作用下产生的作用力 F 与活塞杆位移 Y , 以及作用力 F 与活塞速度 V 的关系. 其中 F - Y 图被称为示功图, F - V 图又称阻力特性图, 二者是相关的.

对于线性阻尼, $F=CV$ (C 为常数), 其理论特性曲线如图 6 所示.

即 F - Y 图为椭圆, F - V 图为一直线.

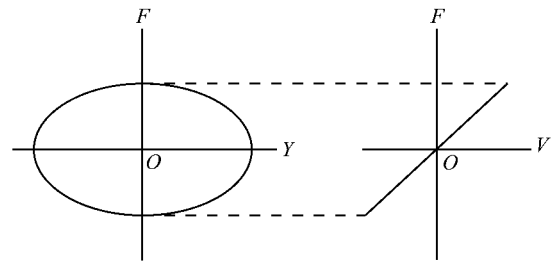


图6 线性阻尼的理论特性曲线

Fig.6 Theoretical characteristic of linear damper

4 计算分析及试验对比

通常铁路车辆减振器的性能测试通过在减振器试验台上, 采用机械或液压驱动装置在减振器的两端加上正弦位移信号, 采集实时阻力信号绘制出示功图与阻力特性图, 以检验其阻尼参数是否满足要求^[11].

根据前述理论分析, 在软件 Matlab/Simulink 里建立防折弯系统的仿真模型, 施加正弦位移信号, 获得减振器的阻尼特性, 分析各个元件对系统阻尼特性的影响.

4.1 防折弯系统阻尼特性计算分析

根据式(1)~(6)建立模型之后, 以控制缸活塞位移 Y 为输入, 以阻力 F 为输出. 输入信号为 $Y = 0.06 \sin 4t$ 时, 其振幅为 60 mm, 最大速度为 $240 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

在软件 Matlab/Simulink 里进行仿真之后, 得出防折弯系统的阻尼特性图如图 7 所示.

由于扰动输入信号为正弦信号, 所以位移的最大值对应速度零点, 而位移零点对应速度最大点. 由图 7 可以看出, 防折弯系统的示功图 F - Y 近似于一个长方形, 活塞位移从零开始增大时, 阻力保持在一个较大值并缓慢减小, 当位移增大到 Y_T 时, 阻力急剧减小, 并在位移达到最大值时减小为零. 同样, 在阻力特性图 F - V 中也可以看到一个明显的转折点 T , 当活塞速度小于 V_T 的时候, 阻尼力随着速度的增大而不断增大, 阻尼力与活塞运动速度近似呈抛物线的关系; 当活塞速度超过 V_T 之后, 阻尼力也随着速度的增大而缓慢增大. 这是因为当活塞速度较小时, 系统流量较小, 缓冲阀门组两端压差较小, 限压阀未打开, 仅有节流阀在工作; 当活塞速度超过 V_T 之后, 缓冲阀门组两端压差超过限压阀设

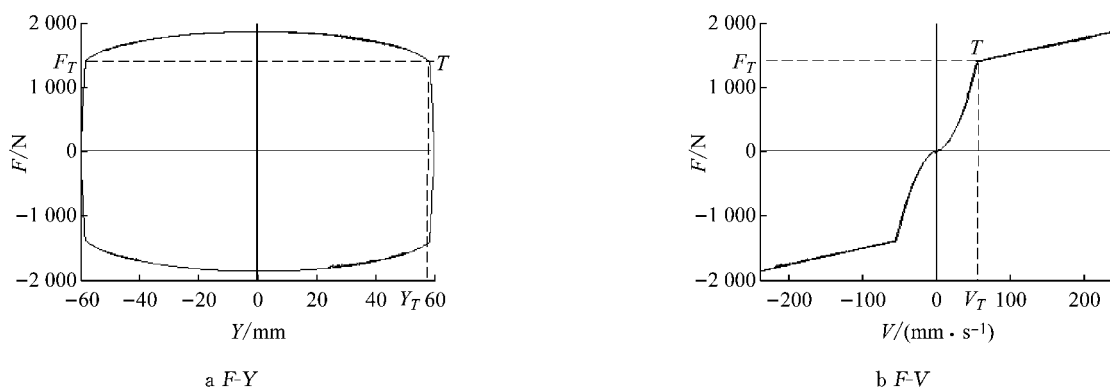


图 7 液压防折弯系统阻尼特性

Fig.7 Damping characteristics of hydraulic anti-kink system

定压力,限压阀打开,一部分油液经限压阀流过,因而压力上升较慢。

考虑到在转折点 T 之后阻力增加较小,可将 T 点对应的阻力 F_T 定义为最大阻力, V_T 则为到达最大阻力所需的最小速度。

4.2 阻尼特性的影响因素分析

由原理分析可知,缓冲阀门组中节流阀和限压

阀对系统的阻尼特性起到决定性作用。此处改变节流阀节流面积和限压阀限定压力进行计算,得到防折弯系统阻尼特性的变化规律。

分别设定节流孔直径为 1.25 mm、1.50 mm 和 1.75 mm,计算并绘制其阻尼特性图进行对比,如图 8 所示。

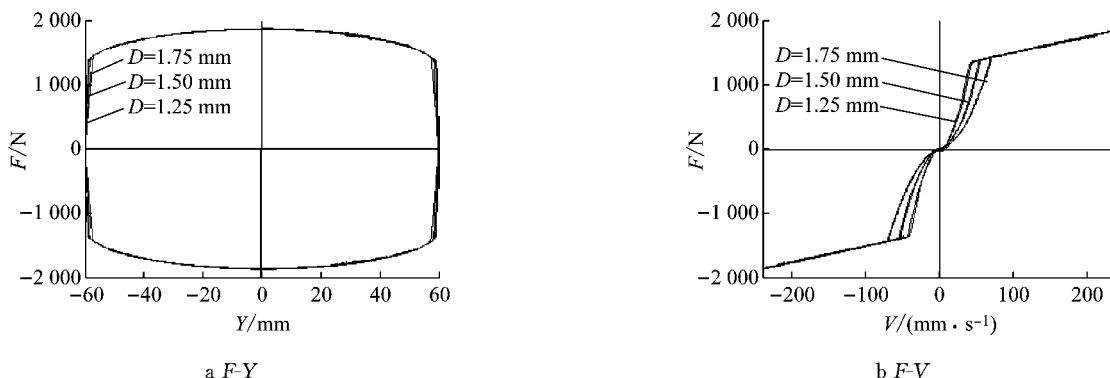


图 8 不同节流阀孔直径下防折弯系统的阻尼特性

Fig.8 Damping characteristics of anti-kink system at different throttle valve diameters

从图 8 中可以看出,不同的节流孔直径下,防折弯系统的示功图 $F-Y$ 基本相同,差别不大。从阻力特性图 $F-V$ 可以看出,不同的节流孔直径下,最大阻力 F_T 基本保持不变,而节流孔直径越大,达到最大阻力所对应的最小速度 V_T 也越大。

为了研究限压阀对系统阻力特性的影响,分别设定限压阀限定压力 Δp 为 1.0 MPa、1.5 MPa 和 2.0 MPa,计算并绘制其阻尼特性图进行对比,如图 9 所示。由图 9 可知,限压阀开启压力越大,最大阻力 F_T 也越大,而最大阻力对应的最小速度 V_T 有略微的增大。

综上所述,限压阀限定压力主要影响系统的最大阻力 F_T ,而节流阀开口大小主要决定达到最大阻力所需的最小速度 V_T ,限压阀决定最大阻力 F_T 。

4.3 仿真计算与试验的对比

取仿真计算阻力特性曲线中的第一象限部分,与现有某型列车配置的防折弯系统生产厂家提供的试验曲线进行对比,如图 10 所示。可见,变化趋势基本一致,曲线吻合度较好,验证了防折弯系统阻尼特性计算模型的正确性。

5 结论

本文详细分析了低地板轻轨车液压防折弯系统的工作原理,针对系统的横向减振功能,通过理论分析和动力学仿真得出与其相对应的阻尼特性,并且分析了缓冲阀门组中的节流阀和限压阀对其阻尼特性的影响,结果表明:

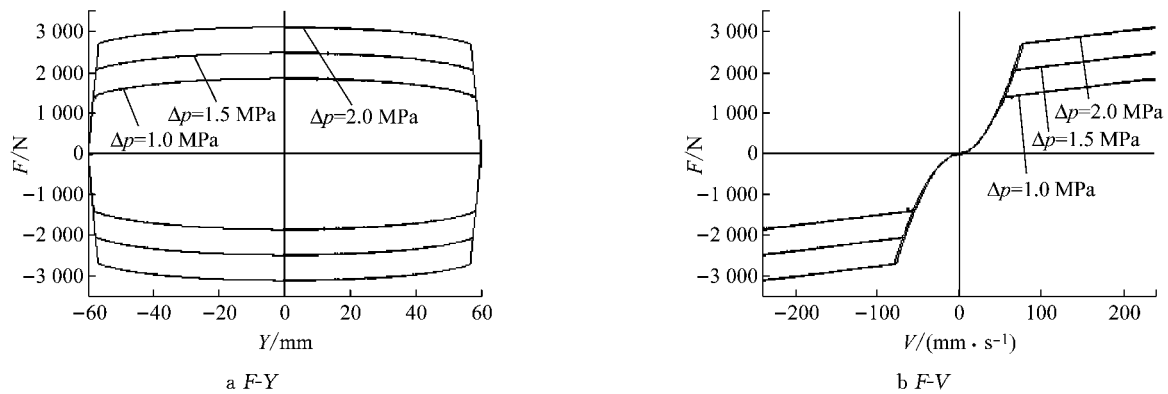


图9 不同限定压力下系统的阻尼特性图

Fig.9 Damping characteristics of anti-kink system at different limiting pressures

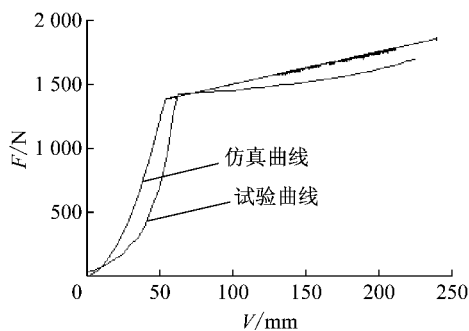


图10 仿真计算结果与试验结果的对比

Fig.10 Comparison of calculating and experimental results

(1) 防折弯系统的阻尼特性曲线存在明显的转折点,当活塞速度低于转折点速度时,阻力随速度的增大迅速增大,当活塞速度高于转折点速度时,阻力基本保持不变,呈缓慢上升状态。

(2) 限压阀主要决定系统所能提供的最大阻力,而节流阀主要决定与最大阻力所对应的活塞最小速度。

(3) 仿真计算曲线与试验曲线吻合较好,验证了所建立模型的正确性。

本文为实际工况下液压防折弯系统的调节和低地板轻轨车动力学性能研究提供了理论依据。

参考文献:

[1] 俞展猷. 中运量城市轨道交通型式应用综述[J]. 机车电传动, 2010(1):13.
YU Zhanyou. Application overview for middle traffic volume in urban rail transit[J]. Electric Drive for Locomotive, 2010(1): 13.

[2] 佐佐木君章. 改善高速列车的横向乘坐舒适度——半主动悬挂减振装置的应用[J]. 铁道学报, 2004, 26(1):105.
KIMIYAKI S. Improving lateral ride comfort of high-speed trains applying semi-active suspension system to high-speed trains[J]. Journal of the China railway Society, 2004, 26 (1):105.

[3] 刘建新,王开云. 抗蛇行减振器对机车运行平稳性的影响[J]. 交通运输工程学报, 2006, 6(4):1.
LIU Jianxin, WANG Kaiyun. Influence of lateral damper on locomotive riding quality [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2006, 6(4):1.

[4] 刘彬彬. 铁道车辆曲线通过性能主动控制[D]. 成都:西南交通大学, 2010.
LIU Binbin. Active control of curving performance of railway vehicles[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010.

[5] 刘宏友,曾京,郭平波. 摆式客车曲线通过动力学研究[J]. 铁道学报, 2001, 23(5):22.
LIU Hongyou, ZENG Jing, WU Pingbo. Study on curving behavior for tilting passenger car[J]. Journal of the China Railway Society, 2001, 23(5):22.

[6] 刘宏友,曾京,李莉,等. 高速列车二系横向阻尼连续可调式半主动悬挂系统研究[J]. 中国铁道科学, 2012, 33(4):69.
LIU Hongyou, ZENG Jing, LI Li, et al. Study on secondary lateral continuous adjustable damping semi-active suspension device for high-speed train[J]. China Railway Science, 2012, 33(4):69.

[7] 王欢. 100%低地板轻轨车辆结构型式与导向机理研究[D]. 成都:西南交通大学, 2008.
WANG Huan. Research of structure style and steering principle of 100% low floor light rail vehicle[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.

[8] 吕凤梅,赵建秋,闫晓明,等. 100%低地板现代城市有轨电车限界和小曲线通过能力分析[J]. 铁道车辆, 2013, 51(9):5.
LÜ Fengmei, ZHAO Jianqiu, YAN Xiaoming, et al. Gauge for 100% low floor modern urban tramcar and analysis of the small curve negotiation capability [J]. Rolling Stock, 2013, 51 (9):5.

[9] 乔彦,曾京. 车端纵向减振器对低地板轻轨车辆动力学性能的影响[J]. 机械, 2014, 41(11):17.
QIAO Yan, ZENG Jing. Dynamics performance effects of longitudinal damper between the low-floor light rail vehicles [J]. Machinery, 2014, 41(11):17.

[10] LI Jing, ZHU Xianliang, ROBINEAU C. Non-linear stiffness analyzing of a hydraulic assisted turning system in low-floor trams[C] // International Conference on Fluid Power and Mechatronics. [S.l.]: IEEE, 2015:529-535.

[11] 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.
YANG Guozhen, WANG Futian. Rolling stock hydraulic dampers[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2003.