DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.04.012

高速列车主动横向悬挂系统的临界时滞分析

绳义千[1]，石怀龙[2]，陈龙飞[2]，刘志强[2]，刘沿修[2]
（1.中铁第一勘察设计院集团公司 环境与设备设计院，陕西 西安 710043；
2.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：在高速列车主动悬挂系统动作的过程中，时滞现象在所难免，这在一定程度上制约了其性能的发挥。为了探究二系横向主动悬挂系统时滞现象对车辆动力学性能的影响，文章首先建立两自由度1/4车辆横向简化模型，推导出临界时滞理论计算公式；然后，建立高速列车全自由度动力学模型，在Simulink中搭建控制模块进行联合仿真，采用一阶低通滤波器模拟实际控制力的幅值衰减和相位滞后特性，研究模态天棚与PID等控制策略的时滞影响规律。仿真结果表明，随着时滞的增加，模态天棚控制策略下的车体振动迅速恶化，横向平稳性指标迅速增加至2.0以上，而PID半主动控制几乎不增加横向平稳性指标；2种控制策略在50 ms内的时滞基本不会使构架振动剧烈恶化。若采用平稳性指标作为临界时滞的判据，则除PID控制策略外的大多数策略对应的临界时滞随着车速的提高而降低。文章系统性地研究了时滞问题，对高速列车主动悬挂系统的设计和优化具有一定的指导意义。

关键词：高速列车；主动横向悬挂；时滞；平稳性；联合仿真；高速动车组

中图分类号：U292.91+4　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2024)04-0096-11

0　引言

随着我国高速动车组的大规模提速运行和跨线运行，列车运行环境日益复杂，车辆动力学性能恶化等问题逐渐显露，对车辆的线路运行适应性和长期服役性能保障带来了极大的挑战。既有被动悬挂高速动车组的悬挂参数固定，车辆系统性能在设计初期便达到了最优，当运行环境发生动态演变时，被动悬挂系统可提供的减振力有限，无法根据列车的运行状态实时调整，进而导致车辆发生线路适应性不良和运行品质下降等问题[1-2]。为了克服被动悬挂系统的局限性，改善高速列车的动力学性能，具有广域适应性的主动悬挂技术逐渐成为研究热点[3-5]。主动悬挂系统能够依据车辆运动状态，对悬挂系统的阻尼或刚度进行实时调节，从而大幅改善蛇行运动稳定性和乘坐舒适性[5-6]。然而，在实际的工程应用过程中，信号采集与传输以及控制器运行计算等环节都需要耗费一定时间，因此时滞问题在主动悬挂系统中难以避免[7]。

在汽车领域，对于主动和半主动悬架的时滞问题已经得到了较为广泛且深入的研究[8-11]。既有研究涉及多种控制策略，如开关型天棚半主动控制[8-9]、随机预瞄控制[10]、磁流变半主动控制[11]等。轨道车辆系统同样引入了与汽车领域中相同的控制策略，但对于轨道车辆主动悬挂系统的时滞问题，现有研究成果相对较少。文献[12]研究了天棚阻尼控制时滞问题，发现当时滞达到30 ms时，横向和垂向平稳性指标均高于被动工况。文献[13]认为当控制系统存在10 ms以上的时滞时，会对高速列车转向架蛇行稳定性产生不利影响。文献[4]以磁流变式减振器为执行机构，对比了不同控制策略对应的临界时滞，结果表明天棚阻尼与ADD混合型控制策略的临界时滞最高。文献[14]研究了考虑速度反馈控制增益时滞的磁浮列车柔性导轨系统，并以时滞为分岔参数，推导出Hopf分岔发生的条件。文献[5]通过根轨

基金项目：国家自然科学基金项目（52272406，U2034210）；轨道交通运载系统全国重点实验室自主课题资助项目（2024RVL-T13）
通信作者：石怀龙，男，博士，副研究员，博士生导师，主要从事机车车辆动力学与控制方面的研究；E-mail: shi@swjtu.edu.cn
引用格式：绳义千, 石怀龙, 陈龙飞, 等. 高速列车主动横向悬挂系统的临界时滞分析[J]. 机车电传动, 2024(4): 96-106.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.04.012.
Citation：SHENG Yiqian, SHI Huailong, CHEN Longfei, et al. Analysis of critical time delay in active lateral suspension systems for high-speed trains [J]. Electric drive for locomotives,2024(4): 96-106.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.04.012.

迹方法研究了时滞对转向架蛇行稳定性的影响，并采用基于架悬电机的动力吸振理论对时滞的影响原理做了初步研究分析。文献[15]提出，在车体蛇行工况下，主动抗蛇行减振器允许的时滞可达到70 ms，而对于转向架蛇行工况，对时滞的要求则非常苛刻。文献[16]基于天棚控制理论，探讨了天棚阻尼系数、车速和时滞对车辆动力学性能的影响。文献[17]研究了悬浮控制器时滞对磁浮稳定性的影响，指出了控制时滞会引起Hopf分岔。

综上所述，现有研究对不同控制策略下的时滞问题研究相对较少，并且未考虑高速列车运营过程中面临的复杂边界条件。因此，本文首先建立两自由度1/4车辆横向简化模型，将半主动系统信号采集时间、控制器计算时间等耗时阶段整体简化为纯延迟时滞，理论推导二系横向主动悬挂系统的临界时滞；然后，在SIMPACK软件中建立高速列车全自由度动力学模型，结合Simulink进行主动悬挂系统的联合仿真，验证临界时滞理论值，并设定不同车速和轨道谱激扰等运行工况，探讨不同车速与轨道谱对主动悬挂系统临界时滞的影响。

1　控制临界时滞理论推导

两自由度1/4车辆横向简化模型如图1所示。该简化模型仅考虑构架横移x_1和车体横移x_2这2个自由度，将轮对横移量y_r视为外部激励，并考虑轮对与构架之间的一系横向刚度k_p。同时，在车体与构架之间并联布置二系横向刚度和阻尼，二系横向阻尼包括由减振器提供的存在时滞的主动阻尼力，以及由空气弹簧提供的无时滞阻尼力，模型符号定义和悬挂参数如表1所示。

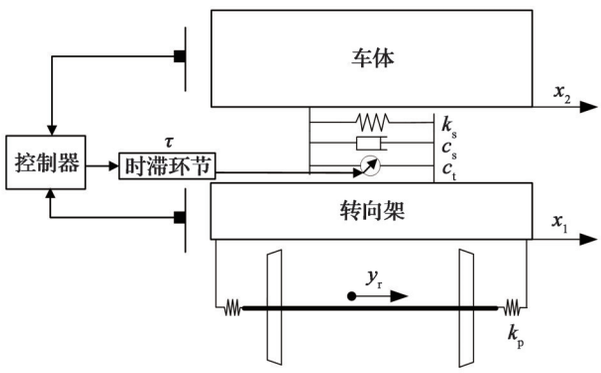


图1　含时滞的1/4车辆模型

Fig. 1　1/4 vehicle model with time delay

表1　车辆模型主要悬挂参数

Table 1　Main suspension parameters of the vehicle model

参数名称	参数值	参数名称	参数值
空簧横向刚度k_s/(MN·m^{-1})	0.13	1/4车体质量m_c/kg	8 670
空簧横向阻尼c_s/(kN·s·m^{-1})	6	1/2转向架质量m_b/kg	1 370
一系横向刚度k_p/(MN·m^{-1})	20		

考虑时滞对主动悬挂系统的影响，1/4车辆运动微分方程[7-8]为：

$$\left.\begin{aligned} &m_c\ddot{x}_2+k_s(x_2-x_1)+c_s(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+\\ &\qquad c_t[\dot{x}_2(t-\tau)-\dot{x}_1(t-\tau)]=0\\ &m_b\ddot{x}_1-k_s(x_2-x_1)-c_s(\dot{x}_2-\dot{x}_1)-\\ &c_t[\dot{x}_2(t-\tau)-\dot{x}_1(t-\tau)]+k_p(x_1-y_r)=0 \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

式中：m_c为1/4车体质量；m_b为1/2转向架质量；x_2为车体横向位移；x_1为构架横向位移；k_s为空簧横向刚度；k_p为一系横向刚度；c_s为空簧横向阻尼，也称为基值阻尼；c_t为可控阻尼系数；τ为系统时滞量。

根据含时滞常系数线性微分方程理论[18]，式(1)的通解形式为

$$z_r(t)=X_r e^{\lambda t} \tag{2}$$

式中：X_r为z_r拉氏变换后的变量，r=1, 2；λ为特征值。

将式(2)代入式(1)，并根据微分方程组非零解存在条件，可得齐次微分方程组的特征方程为

$$\begin{vmatrix} m_b\lambda^2+c_t\lambda e^{-\lambda\tau}+c_s\lambda+k_s+k_p & -c_t\lambda e^{-\lambda\tau}-c_s\lambda-k_s\\ -c_t\lambda e^{-\lambda\tau}-c_s\lambda-k_s & m_c\lambda^2+c_t\lambda e^{-\lambda\tau}+c_s\lambda+k_s \end{vmatrix}=0 \tag{3}$$

根据线性微分方程的稳定性判据，系统渐进稳定的充分必要条件为式(3)的所有特征值都具有负实部。当该方程仅含有纯虚根$\lambda=\mathrm{i}\omega$时，含时滞的主动悬挂系统达到临界失稳状态，此时系统会表现为频率为ω的自激振荡。将$\lambda=\mathrm{i}\omega$代入式(3)，并通过欧拉公式将实部与虚部分离，即可得到系统临界失稳状态满足的条件：

$$\sin(\omega\tau)=\frac{m_b m_c\omega^4-\omega^2(m_b k_s+m_c k_s+m_c k_p)+k_p k_s}{m_b\omega^2 c_t+m_c\omega^3 c_t-c_t\omega k_p} \tag{4}$$

$$\cos(\omega\tau)=\frac{k_p\omega c_s-\omega^3 m_c c_s-m_b\omega^3 c_s}{m_b\omega^3 c_t+m_c\omega^3 c_t-c_t\omega k_p} \tag{5}$$

$$m_c m_b\omega^4+k_p k_s-\omega^2(m_b k_s+m_c k_s+m_c k_p)=0 \tag{6}$$

结合$\sin^2(\omega\tau)+\cos^2(\omega\tau)=1$，对式(4)和式(5)进行简化，可得

$$[\omega^2(m_c+m_b)-k_p]\times[c_t(\sin(\omega\tau)-\cos(\omega\tau))-c_s]\times\omega=0 \tag{7}$$

由于$\omega^2(m_c+m_b)-k_p\neq 0$，故控制系统的临界时滞为

$$\tau=\left(\arcsin\left(\frac{c_s}{\sqrt{2}\,c_t}\right)+\frac{\pi}{4}\right)\Big/\omega \tag{8}$$

由式(8)可知，主动悬挂系统的临界时滞取决于自激振动频率ω、空气弹簧提供的基值阻尼c_s和二系横向减振器提供的可控阻尼c_t。将车辆参数代入式(6)，可求得方程的2对虚根，数值上分别等于车体和构架的悬挂模态频率。将对应车体模态频率的$\omega=3.86$代入式(8)，即可得到系统临界时滞与可控阻尼的关系，如图2所示。由图2可知，当基值阻尼确定后，临界时滞随着可控阻尼的增大而减小；对于同一可控阻尼，基值阻

尼越大，系统临界时滞越大；当基值阻尼取空簧提供的 6 kN·s/m、可控阻尼取被动悬挂阻尼 15 kN·s/m 时，系统的临界时滞为 0.28 s。

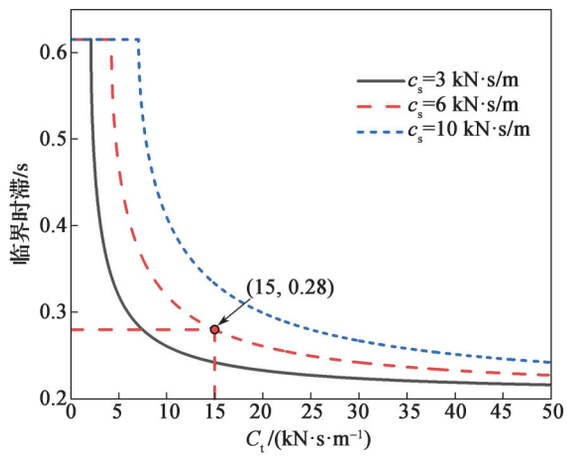


图 2　临界时滞与可控阻尼的关系

Fig. 2　Relationship between critical time delay and controllable damping

2　车辆–主动横向悬挂系统动力学建模

2.1　车辆系统动力学与控制仿真模型

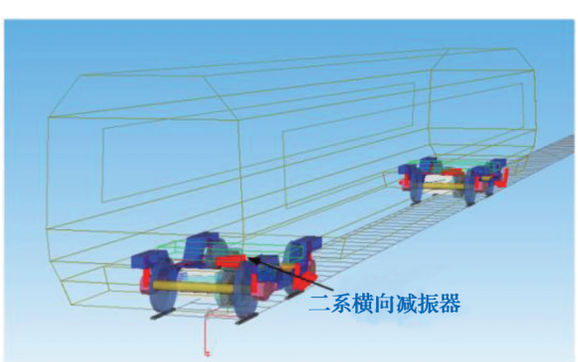
研究团队使用 SIMPACK 软件建立高速列车全自由度动力学模型，如图 3(a)所示，建模方法和车辆参数参照文献[2]。动力学模型考虑了车辆悬挂元件和轮轨关系中的非线性因素，采用 FASTSIM 算法计算轮轨间的蠕滑力。将 SIMPACK 中的车辆系统全自由度动力学模型与 SIMULINK 中的控制模块结合，建立二系横向主动悬挂系统的联合仿真平台，如图 3(b)所示。在 SIMPACK 模型中，通过速度传感器、位移传感器和加速度传感器将振动状态反馈量传递到 SIMULINK 控制模块，然后在控制模块中计算出理想主动控制力，经过时滞环节的调整反馈给动力学模型中的二系横向减振器，从而实现带有时滞的车辆二系横向主动控制。参考实车二系横向减振器的卸荷特性，将半主动减振器的卸荷力设置为 10 kN。

本文采用标准 S1002CN 踏面与中国 60 kg/m 标准钢轨匹配，以此模拟车辆的正常运行工况，轮轨匹配等效锥度为 0.17；采用 S1002CN 踏面与 China60D 打磨钢轨匹配，以此模拟车辆一次蛇行时的低频晃车工况，等效锥度为 0.08。2 种工况对应的轮轨接触几何关系分别如图 4 所示。

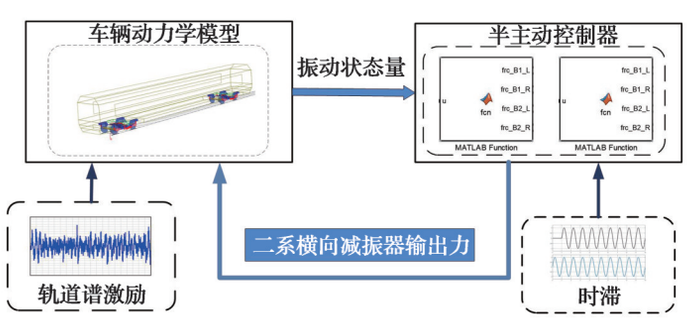
2.2　主动横向悬挂系统控制方法

1）天棚阻尼控制策略

假设车体旁有一面随着车辆一起前进的虚拟墙，车体与虚拟墙之间装有 1 个天棚阻尼器。如果车辆产生横向振动，天棚阻尼器会提供理想的阻尼力来衰减振动。开关型天棚阻尼控制策略的表达式为：



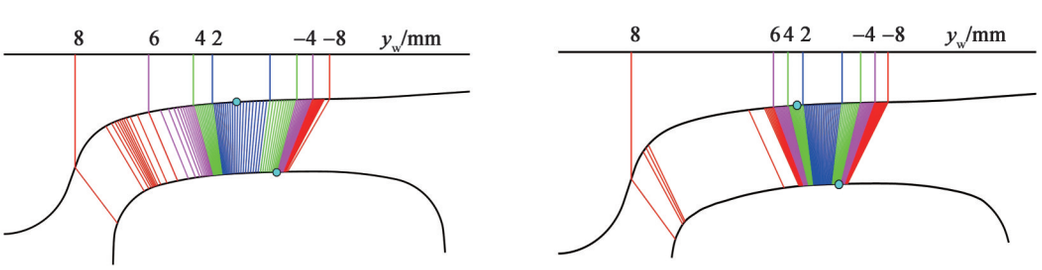
(a) 车辆系统动力学模型



(b) 车辆–半主动悬挂系统联合仿真流程

图 3　车辆–半主动悬挂系统全自由度联合仿真模型

Fig. 3　Full-DOF co-simulation model of a vehicle with semi-active suspension system



(a) S1002CN-China60　　(b) S1002CN-China60D

图 4　轮轨接触几何关系

Fig. 4　Geometric relationship at wheel/rail contact

$$\left.\begin{aligned} &F_{\mathrm{sh}}=c_{\mathrm{sh}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)\\ &c_{\mathrm{sh}}=c_{\max}, \quad v_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)>0\\ &c_{\mathrm{sh}}=c_{\min}, \quad v_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)\leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

式中：$c_{\max}$和$c_{\min}$分别为高阻尼系数和低阻尼系数，这里分别取$c_{\max}$=35 kN·s/m，$c_{\min}$=3 kN·s/m；c_{sh}为天棚阻尼系数；v_{c}和v_{b}分别为车体与构架的横移速度；F_{sh}为减振器输出的阻尼力。

连续型天棚阻尼控制策略的表达式为

$$F_{\mathrm{con}}=\begin{cases} c_{\max}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & c_{\mathrm{shy}}\dfrac{v_{\mathrm{c}}}{v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}}\geqslant c_{\max}\\ c_{\mathrm{shy}}v_{\mathrm{c}}, & c_{\min}\leqslant c_{\mathrm{shy}}\dfrac{v_{\mathrm{c}}}{v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}}\leqslant c_{\max}\\ c_{\min}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & c_{\mathrm{shy}}\dfrac{v_{\mathrm{c}}}{v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}}\leqslant c_{\min} \end{cases} \tag{10}$$

式中：c_{shy}为理想天棚阻尼，取c_{shy}=150 kN·s/m。

如果根据理想天棚阻尼控制理论实施全主动控制，则控制力为：

$$\left.\begin{aligned} &F_{\mathrm{T}}=c_{\mathrm{sh}}v_{\mathrm{c}}\\ &F_{\mathrm{T}}\leqslant F_{\max} \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

式中：$F_{\max}$为主动执行机构所能提供的最大输出力，取$F_{\max}$=20 kN。

2）ADD阻尼控制策略

基于速度反馈的天棚阻尼控制策略在低频振动控制方面表现出良好的效果，但对高频振动的减振效果较为有限。受天棚阻尼控制策略的启发，本文提出一种天棚–加速度阻尼（Acceleration Driven Damper, ADD）半主动控制策略，该策略基于加速度反馈，其控制力表达式为

$$F_{\mathrm{ADD}}=\begin{cases} c_{\max}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & A_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)\geqslant 0\\ c_{\min}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & A_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)<0 \end{cases} \tag{12}$$

式中：A_{c}为车体横向加速度；$c_{\max}$和$c_{\min}$分别为高阻尼系数和低阻尼系数，这里分别取$c_{\max}$=80 kN·s/m，$c_{\min}$=3 kN·s/m。

ADD全主动控制可以确保控制力F_{A}与车体加速度在任意时刻保持反向，其表达式为

$$F_{\mathrm{A}}=\begin{cases} c_{\mathrm{a}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & A_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)\geqslant 0\\ -c_{\mathrm{a}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right), & A_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)<0 \end{cases} \tag{13}$$

式中：c_{a}为ADD主动阻尼系数，取c_{a}=300 kN·s/m。

3）模态天棚控制策略

横移、摇头和侧滚是车体横向振动中占主导地位的3个主要模态。现有天棚阻尼控制策略忽略了车体横向振动各模态能量分布的不一致性，因此其控制作用仅限于载荷作用点的合成振动，效果较为有限。融合车体横向振动模态识别技术，模态天棚控制策略具备精准识别主导车体横向振动关键模态的能力，并有针对性地进行独立控制，实现良好的振动抑制效果。

模态天棚控制策略包含3个步骤：第一步为模态识别，旨在获取车体横移、摇头和侧滚模态的速度；第二步是模态力的计算，设计最优阻尼系数，并据此计算模态阻尼力；第三步为作动器实际输出力的合成，根据3个模态阻尼力与减振器输出力之间的关系，将模态力合成为作动器输出力。

平稳性指标测点位置如图5所示，其中a_1为车体右前部的测点，a_2、a_3分别为车体后部左侧、右侧的测点，$2L_{\mathrm{c}}$为车辆定距。

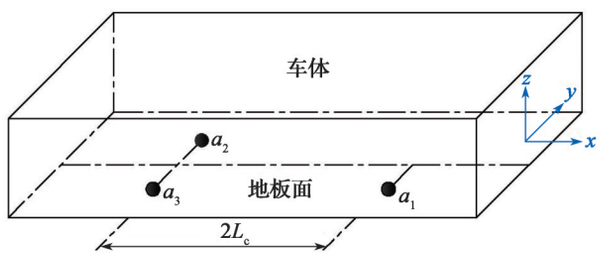


图5　车体地板面平稳性测点

Fig. 5　Sperling index measuring point on carbody floor

由图5可知，根据牛顿定律可得：

$$\left.\begin{aligned} &a_{1y}=\ddot{y}_{\mathrm{c}}+\ddot{\psi}_{\mathrm{c}}L_{\mathrm{c}}+\ddot{\phi}_{\mathrm{c}}h_1\\ &a_{2y}=\ddot{y}_{\mathrm{c}}-\ddot{\psi}_{\mathrm{c}}L_{\mathrm{c}}+\ddot{\phi}_{\mathrm{c}}h\\ &a_{2z}=\ddot{z}_{\mathrm{c}}+\ddot{\theta}_{\mathrm{c}}L_{\mathrm{c}}-\ddot{\phi}_{\mathrm{c}}w\\ &a_{3z}=\ddot{z}_{\mathrm{c}}+\ddot{\theta}_{\mathrm{c}}L_{\mathrm{c}}+\ddot{\phi}_{\mathrm{c}}w \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

式中：$\ddot{y}_{\mathrm{c}}$为车体质心位置处的横移加速度；$\ddot{\phi}_{\mathrm{c}}$、$\ddot{\psi}_{\mathrm{c}}$和$\ddot{\theta}_{\mathrm{c}}$分别为车体侧滚、摇头和点头方向的角加速度；$h_1$为车体质心与平稳性测点间的垂向距离；$w$为平稳性测点与车体中心间的横向距离；$a_{1y}$和$a_{2y}$分别为测点$a_1$和$a_2$的横向加速度；$a_{2z}$和$a_{3z}$分别为测点$a_2$和$a_3$的垂向加速度。

通过求解式(14)，可获得车体3个主导模态的加速度，进一步对模态加速度信号进行积分，即可得到相应的模态速度。依据天棚阻尼原理，分别设定增益系数，进而求取各模态对应的阻尼力。基于4个减振器的实际安装位置，可依据模态阻尼力对减振器输出力进行计算，模态量与减振器阻尼力之间的合成关系如图6所示。

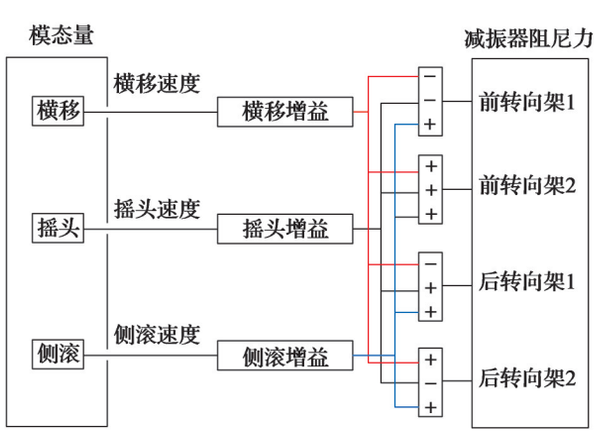


图6　减振器阻尼力增益

Fig. 6　Control gain of absorber damper force

4）PID控制策略

PID半主动控制策略的控制力表达式为

$$F=\begin{cases}F_{\mathrm{PID}}, & v_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)>0\\ 0, & v_{\mathrm{c}}\left(v_{\mathrm{c}}-v_{\mathrm{b}}\right)\leqslant 0\end{cases} \tag{15}$$

式中：F为系统输出的控制力；F_{PID}为采用PID策略计算得到的输出力，计算公式见式(16)、式(17)。

$$F_{\mathrm{PID}}=K_{\mathrm{P}}\left[e(t)+\frac{1}{T_{\mathrm{I}}}\int_0^t e(t)\mathrm{d}t+T_{\mathrm{D}}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}e(t)\right] \tag{16}$$

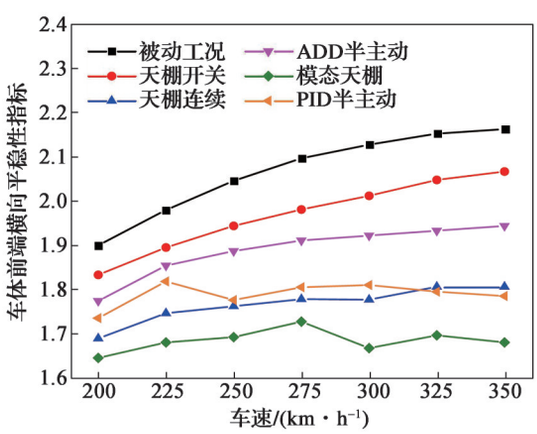
$$e(t)=A_{\mathrm{c}}-A_0 \tag{17}$$

式中：K_{P}、T_{I}和T_{D}分别为比例、积分、微分环节对应的增益系数；$e(t)$为系统偏差；A_{c}为车体横向加速度；A_0为车体横向加速度的目标设定值，取A_0=0。

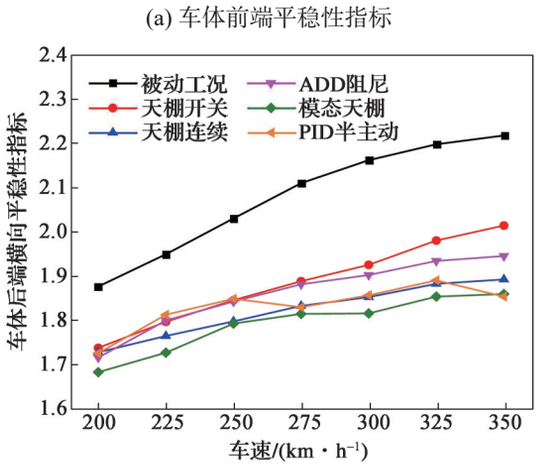
若采用PID全主动控制，则略去式(15)中的速度判断环节，控制力始终为式(16) 计算得到的理想控制力。

2.3 主动横向悬挂系统控制效果验证

为验证主动横向悬挂系统的实用性，针对前文提出的不同控制策略，分析在车速为200 ~ 350 km/h时，半主动悬挂与传统被动横向悬挂在横向平稳性指标上的差异，仿真计算结果如图7所示。从图7可知，当施加半主动控制后，无论采用哪种控制策略，车体前端和后端的平稳性指标均优于被动悬挂，其中半主动悬挂系统对车体后端平稳性的改善效果相对较好，各控制策略对应的平稳性指标均出现了较为明显的下降。结合本节内容与既有文献[1, 3, 13, 16]，可以发现主动悬挂系统可以显著改善车辆动力学性能，具有良好的控制效果。



(a) 车体前端平稳性指标



(b) 车体后端平稳性指标

图7 不同控制策略对应的平稳性指标

Fig. 7 Sperling indexes corresponding to different control strategies

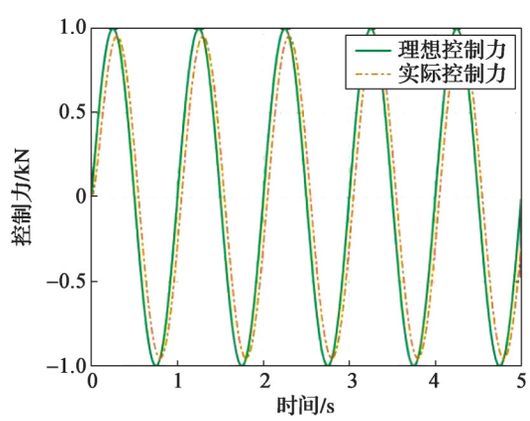
2.4 控制系统时滞模拟方法

如果控制系统存在时滞，那么相较于车辆系统需要的理想控制力，实际控制力不仅有时间上的延迟，而且存在幅值上的衰减。本文采用一阶低通滤波器模拟主动悬挂系统作用力的动态响应特性[1]，理想控制力与实际控制力之间满足的方程为

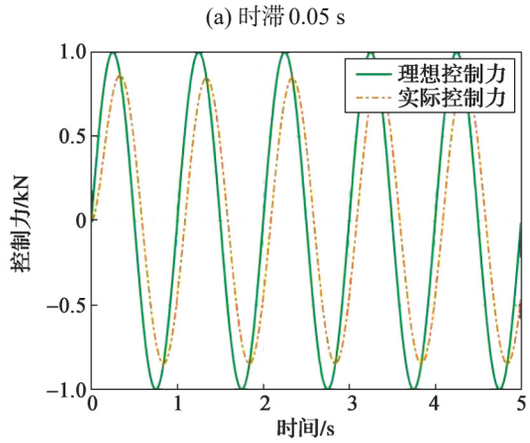
$$\dot{F}_{\mathrm{s}}=\frac{F_{\mathrm{d}}-F_{\mathrm{s}}}{T_{\mathrm{r}}} \tag{18}$$

式中：F_{d}为减振器理想作用力；F_{s}为减振器实际作用力；T_{r}为响应时间，即主动悬挂系统的时滞。

假设减振器理想力是频率为1 Hz的简谐信号，将时滞量分别设为0.05 s和0.10 s，基于式(18)绘出理想控制力与实际控制力之间的关系，如图8所示。从图9(a)可知，对于相同的时滞量而言，理想控制力频率越高，则控制力幅值衰减程度越大；如果需要将控制力衰减幅度控制在一定范围内，则对于越高的减振力频率，



(a) 时滞0.05 s



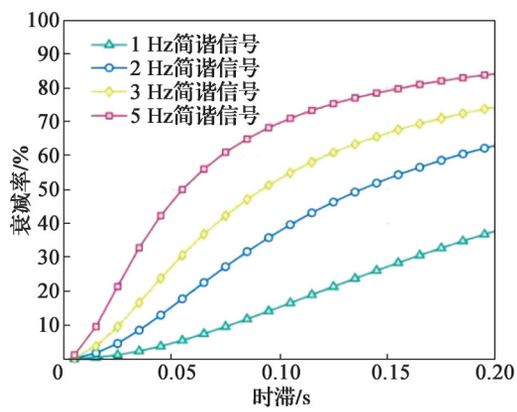
(b) 时滞0.10 s

图8 不同时滞下的实际控制力与理想控制力

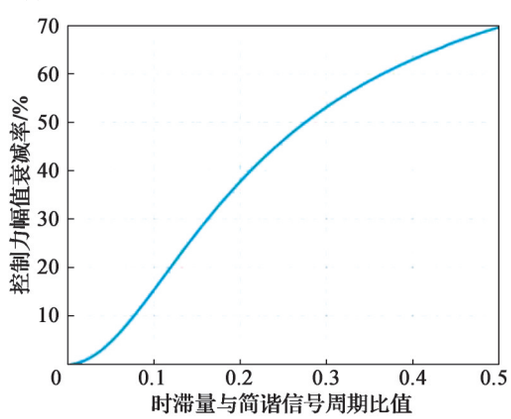
Fig. 8 Actual control force and ideal control force under different time delays

所需时滞量越小，即减振器阻尼力高频成分对控制系统时滞的要求更加严格。

改变减振器理想力对应的简谐信号频率，得到不同频率对应的控制力幅值衰减幅度，如图 9(a) 所示。进一步探究发现，若时滞量与简谐信号周期的比值一定，则控制力衰减率也为一个定值，时滞量与简谐周期之比越大，控制力衰减率越大。以时滞量与简谐信号周期之比为横坐标，控制力衰减率为纵坐标，可得到如图 9(b)所示的曲线。由图 9 可知，在理想控制力简谐信号周期一定的情况下，时滞量越大，控制力幅值的衰减程度就越大，为了避免实际控制力的幅值过小造成控制效果衰减，应当避免过大的时滞。



(a) 不同简谐信号频率对应的控制力幅值衰减率



(b) 控制力衰减幅度规律

图 9　控制力幅值衰减率与时滞关系

Fig. 9　Relationship between amplitude attenuation rate of control force and time delay

3　不同时滞下主动控制效果分析

由前文可知，不同时滞量会导致实际控制力出现不同程度的幅值衰减与相位滞后。由于主动悬挂系统的复杂性，控制力施加过程中出现的时滞量不一定为固定值，因此研究不同时滞下的控制效果至关重要。本文基于整车全自由度联合仿真模型，以模态天棚控制策略与 PID 控制策略为例，采用图 4(a)中标准轮轨匹配工况，车速设为 300 km/h，在直线线路上运行并施加武广客专实测轨道谱激励，对不同时滞量下的控制效果进行仿真分析。模态天棚控制策略和 PID 半主动控制策略是当前较为成熟的控制策略，在高速列车主动悬挂系统中得到了较为广泛的应用，其可靠性已被大量研究证实。因此，本文选取这 2 种控制策略，详细展示两者在不同时滞量下的作用效果。

3.1　模态天棚控制效果

设定时滞范围为 0~50 ms，探究模态天棚控制策略控制效果，如表 2 所示。从表 2 可见，当时滞小于 30 ms 时，车体振动恶化并不明显；当时滞超过 30 ms 时，随着时滞的增大，车体振动恶化非常显著；当时滞达到 50 ms 时，相较于无时滞工况，车体加速度方均根值和最大值恶化超过 100%。然而，主动悬挂系统 50 ms 内的时滞几乎不会引起构架的振动恶化，随着时滞的增大，构架横向加速度方均根值基本不变，最大值略微增加。

表 2　不同时滞量下的模态天棚控制效果

Table 2　Effect of modal sky-hook control under different time delays　　m/s^2

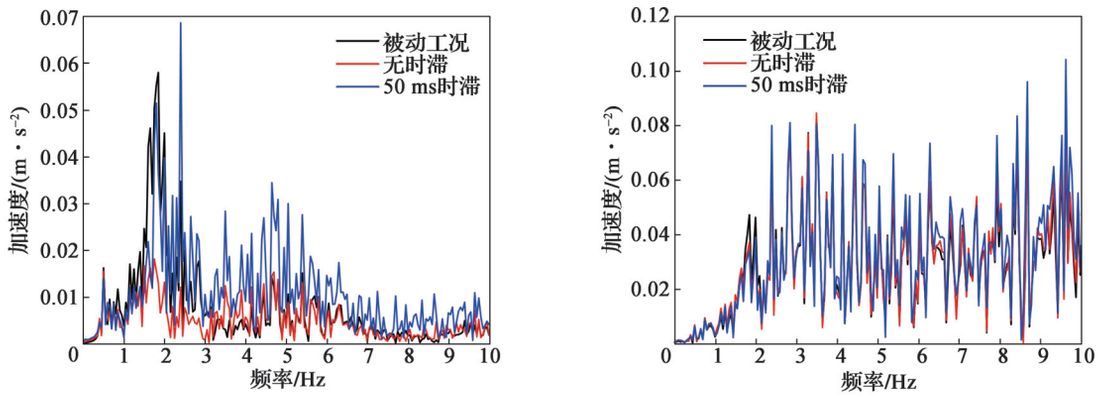
时滞/	C_{rms}		C_{max}		b_{rms}		b_{max}	
ms	前端	后端	前端	后端	一位	二位	一位	二位
0	0.05	0.07	0.23	0.21	0.54	0.51	1.69	1.57
10	0.06	0.07	0.21	0.23	0.55	0.50	1.68	1.56
20	0.06	0.08	0.26	0.28	0.54	0.50	1.70	1.58
30	0.07	0.10	0.27	0.33	0.54	0.51	1.68	1.62
40	0.09	0.12	0.35	0.43	0.54	0.52	1.67	1.63
50	0.11	0.15	0.51	0.72	0.54	0.53	1.79	1.71

注：C_{rms}—车体横向加速度的方均根值；C_{max}—车体横向加速度的最大值；b_{rms}—构架横向加速度的方均根值；b_{max}—构架横向加速度的最大值。

图 10 为被动悬挂、无时滞的主动悬挂和 50 ms 时滞的主动悬挂的频谱图和阻尼力图。由图 10 可知，系统时滞使得车体和构架的高频振动加剧，但对 2 Hz 以内低频振动的影响较小；当时滞为 50 ms 时，车体振动恶化程度大于构架；从减振器输出的阻尼力来看，由于时滞加剧了车体的高频振动，因此 50 ms 时滞工况下减振器阻尼力的高频成分更为突出，并且使得减振器阻尼力最大值从 0.5 kN 陡增至 1.5 kN。

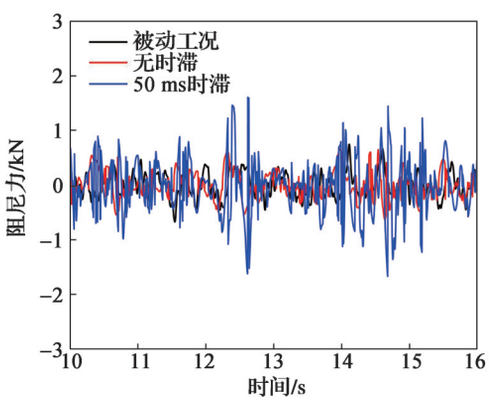
3.2　PID 半主动控制效果

设定同样的时滞范围，研究 PID 半主动控制策略的控制效果，如表 3 和图 11 所示。从表 3 可知，50 ms 内的时滞对控制效果的影响并不明显，随着时滞的增大，车体与构架加速度最大值和方均根值几乎没有变化，甚至略微降低。从图 11 可知，时滞会加剧车体和构架的高频振动，但减振器阻尼力的幅值和高频振动

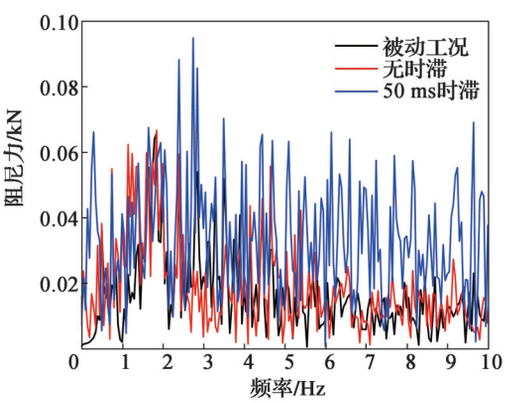


(a) 车体横向加速度频谱

(b) 构架横向加速度频谱



(c) 减振器阻尼力



(d) 减振器阻尼力频谱

图 10　时滞对模态天棚控制策略的影响

Fig. 10　Effect of time delay on modal sky-hook control strategy

成分却在 50 ms 时滞工况下得到衰减。

表 3　不同时滞量下的 PID 半主动控制效果

Table 3　Effect of PID semi-active control under different time delays　m/s²

时滞/	C_{rms}		C_{max}		b_{rms}		b_{max}	
ms	前端	后端	前端	后端	一位	二位	一位	二位
0	0.07	0.08	0.27	0.45	0.53	0.52	1.61	1.62
10	0.06	0.07	0.23	0.44	0.53	0.52	1.62	1.60
20	0.06	0.08	0.22	0.45	0.53	0.51	1.61	1.57
30	0.07	0.08	0.21	0.43	0.53	0.51	1.65	1.53
40	0.07	0.09	0.24	0.44	0.53	0.52	1.62	1.61
50	0.07	0.09	0.21	0.46	0.52	0.53	1.59	1.68

3.3　车辆横向平稳性分析

Sperling 指标是国内常用的运行平稳性评价指标[19]，其计算公式为

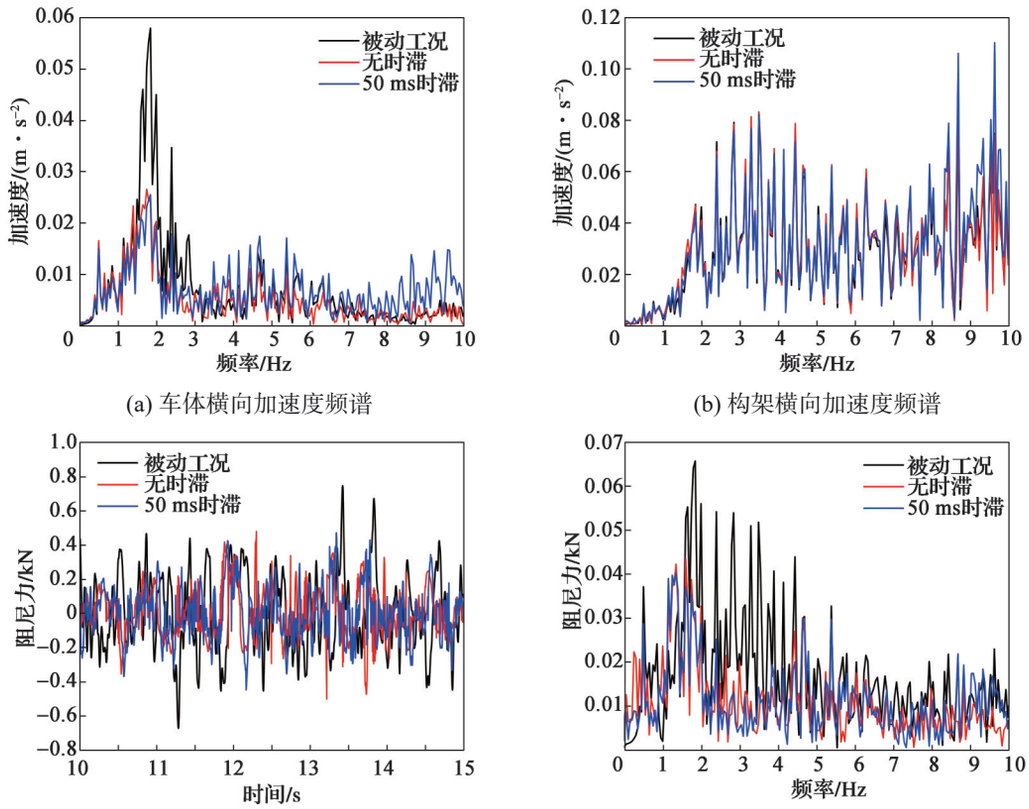
$$W=3.57\sqrt[10]{\frac{A^3}{f}F(f)} \tag{19}$$

式中：A 为车体振动加速度；f 为车体的振动频率；$F(f)$ 为不同频率对应的修正系数。

对半主动悬挂车辆分别施加模态天棚控制和 PID 半主动控制后，车体后端横向平稳性指标随时滞的变化如图 12 所示，2 种控制策略下的横向平稳性指标均随着时滞的增大而逐渐增加。对比时滞对 2 种控制策略的影响可发现，时滞对模态天棚控制策略的影响更大：50 ms 时滞工况对应的车体后端平稳性指标达到了 2.35，相较于无时滞工况恶化了 29.6%，而 PID 控制策略对应的车体后端平稳性指标仅恶化了 7.2%。当时滞超过某个值后，平稳性指标将超过被动悬挂工况，即车体振动更为剧烈，这意味着主动悬挂使得平稳性恶化。因此，为了确保主动悬挂系统能够充分发挥减振效果，需要对不同工况下的临界时滞进行详细研究。

4　车速与轨道激扰谱对临界时滞的影响

按照国标 GB/T 5599—2019 规定，当平稳性指标在 2.5 以下时，车辆运行状态为优级。将车辆系统受作动器时滞影响，横向平稳性指标达到 2.5 所对应的时滞定义为临界时滞。为了获得不同车速和轨道激扰谱对应的临界时滞，对于每种控制策略，首先调节控制增益，使横向平稳性指标在列车速度 300 km/h 和 WG90 轨道谱激扰工况下保持在 2.0 左右，并保证在无时滞条件下其余工况的平稳性指标均不超过 2.5。保持设定的控制增益不变，逐渐增大时滞，分析控制时滞需要增大到哪种程度时，平稳性指标超过 2.5，进而得到每种控制策略的临界时滞。



(a) 车体横向加速度频谱　(b) 构架横向加速度频谱

(c) 减振器阻尼力　(d) 减振器阻尼力频谱

图 11　时滞对 PID 半主动控制策略的影响

Fig. 11　Effect of time delay on PID semi-active control strategy

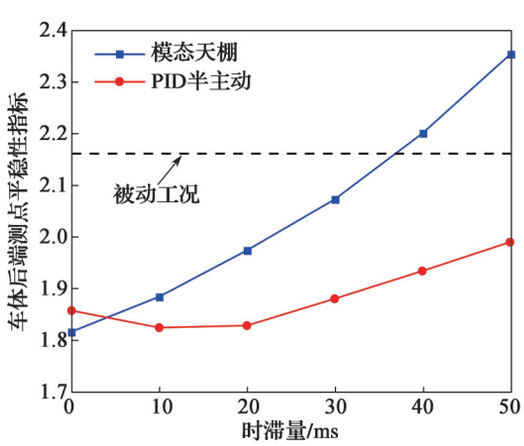
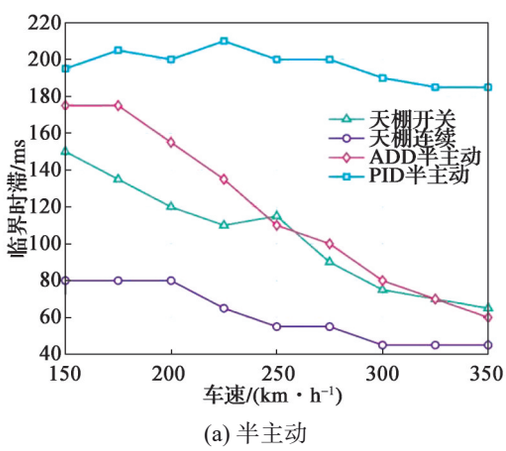
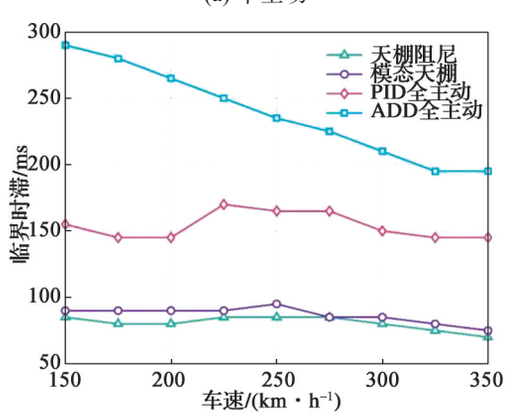


图 12　横向平稳性指标随时滞的变化

Fig. 12　Variations of lateral Sperling index with time delays



(a) 半主动



(b) 全主动

图 13　正常运行工况下临界时滞随车速的变化

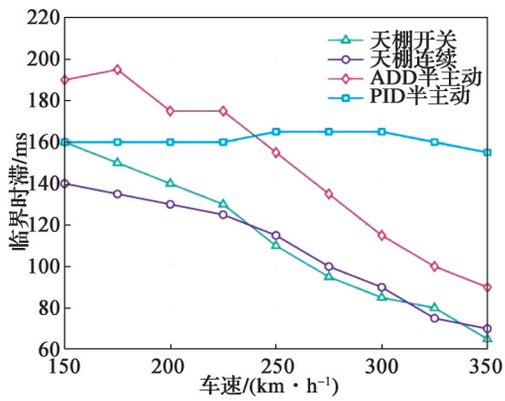
Fig. 13　Variations of critical time delays with train speeds under normal operating condition

4.1　车速影响分析

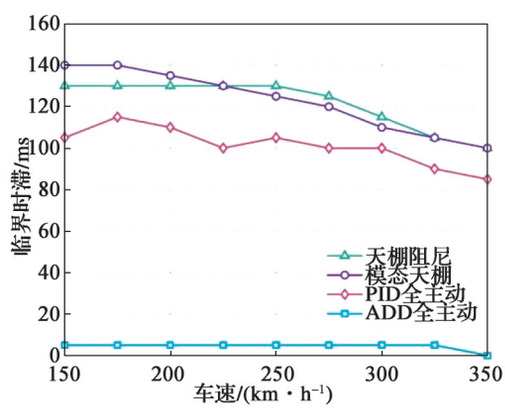
令列车车速在 150~350 km/h 内变化，采用图 4(a)对应的轮轨匹配工况模拟正常运行工况，车速变化对不同控制策略下临界时滞的影响规律如图 13 所示。由图 13 可知，随着车速的提高，多数控制策略的临界时滞呈现下降趋势，由于各策略所需状态反馈量不同，其临界时滞下降幅度存在差异；PID 控制策略、天棚阻尼全主动和模态天棚控制策略对车速变化的敏感性较低，其临界时滞对车速变化的敏感度相对较小。

当采用图 4(b)对应的轮轨匹配工况时，采用被动悬挂的高速列车出现低频晃车现象，此时临界时滞随车

速的变化关系如图 14 所示。由图 14 可知，与正常运行工况相同，在晃车工况下，PID 半主动、全主动控制策略对应的临界时滞对车速变化不太敏感，PID 控制策略在低锥度工况下具有较好的鲁棒性。此外，ADD 全主动控制策略对应的临界时滞特别低，并且几乎不受车速的影响。



(a) 半主动



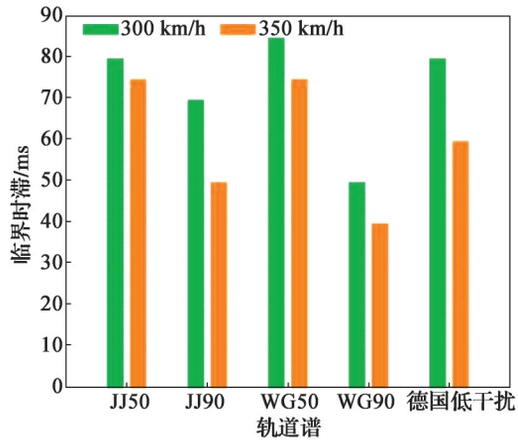
(b) 全主动

图 14　晃车工况下临界时滞随车速的变化

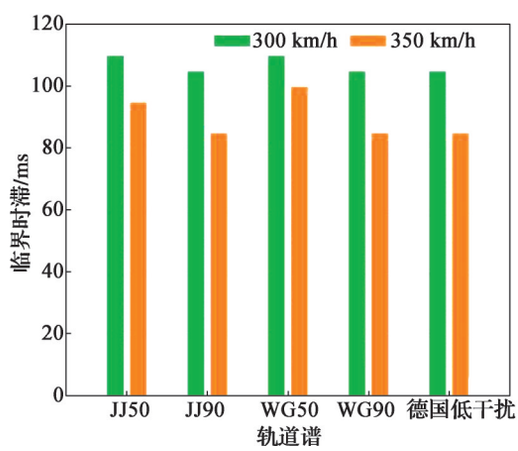
Fig. 14　Variations of critical time delays with train speeds under carbody swaying condition

4.2　轨道谱影响分析

车辆在不同轨道谱激扰下的平稳性不同，本节以模态天棚控制策略为例，进一步分析轨道谱对主动悬挂系统临界时滞的影响，分别以武广谱（50% 和 90% 分位谱）、京津谱（50% 和 90% 分位谱）和德国低干扰谱作为轨道激扰，临界时滞计算结果如图 15 所示。从图 15 可知，在不同轨道谱的激扰下，350 km/h 车速对应的临界时滞均小于 300 km/h 工况，这与前文得到的规律一致；在正常运行工况下，对于武广谱和京津谱而言，90% 分位谱激扰获得的临界时滞均低于 50% 分位谱；在 5 种激扰谱中，武广 90% 分位谱对应的临界时滞最低，即轨道谱越差所允许的临界时滞越小；对于晃车工况而言，各激扰谱对应的临界时滞差异较小，临界时滞对轨道激扰谱不敏感。



(a) 正常工况



(b) 晃车工况

图 15　轨道谱对临界时滞影响

Fig. 15　Effect of track irregularity spectrum on critical time delay

图 13~图 15 对应的临界时滞最大约为 160 ms，普遍小于采用式(8)计算得到的理论值 280 ms，并且不同控制策略在相同车速下对应的临界时滞具有较大差异。理论公式推导方法适用于理想的全主动悬挂系统，不区分主动和半主动控制情况，也未考虑不同控制策略对应的主动力计算方法的差异，是从系统稳定性角度给出临界时滞。数值仿真方法则采用了平稳性指标倒推的方法，规定平稳性指标限值为 2.5，以此推算临界时滞，即使平稳性变差车辆系统也未失稳[20]。综上所述，理论分析从稳定性的角度获得临界时滞，数值仿真从确保横向平稳性指标为优级的角度得出临界时滞，2 种方法的评判依据不同，而后者得到的临界时滞更为保守，基于这一方法对主动悬挂作动系统提出时滞量的要求，能够确保二系横向减振系统效能的发挥。

5　结论

为了研究高速列车二系横向主动悬挂系统时滞对车辆动力学性能的影响，建立两自由度 1/4 车辆横向简化模型，并推导出临界时滞理论计算公式。同时，通

过建立高速列车全自由度动力学模型，在Simulink中搭建控制模块进行联合仿真，采用一阶低通滤波器模拟实际控制力的幅值衰减和相位滞后特性，研究模态天棚与PID等控制策略的时滞影响规律，并得到以下结论：

①基于两自由度模型的理论分析表明，二系横向主动悬挂系统的临界时滞与系统自激振动频率、空簧提供的基值阻尼和减振器提供的可控阻尼有关。增大基值阻尼或减小可控阻尼有利于提高系统的临界时滞。

②在主动悬挂系统的联合仿真模型中，采用一阶低通滤波器模拟系统的时滞特性。时滞不仅导致实际控制力与理想控制力之间出现相位差，而且衰减了实际控制力的幅值，随着时滞的增大，实际控制力的衰减程度逐渐增加。

③随着时滞的增大，模态天棚控制策略造成车体振动迅速恶化，而PID半主动控制对应的车体振动水平几乎不变；50 ms内的时滞均不会使2种控制策略对应的转向架振动出现剧烈恶化；当时滞为50 ms时，模态天棚控制策略使车体加速度和减振器阻尼力的高频成分有所增加，而PID半主动控制仅会增加车体振动的高频成分。

④本文采用横向平稳性指标2.5作为确定临界时滞的判据，临界时滞总体上随着车速的增加而出现不同程度的降低，但PID控制策略对应的临界时滞几乎不受车速影响。在正常运行工况下，轨道激扰谱会对临界时滞产生一定影响，但晃车工况对应的临界时滞几乎不受轨道谱影响。

参考文献：

[1] FU Bin, LIU Binbin, GIALLEONARDO E D, et al. Semi-active control of primary suspensions to improve ride quality in a high-speed railway vehicle[J]. Vehicle system dynamics, 2023, 61(10): 2664-2688.

[2] SHI Huailong, ZENG Jing, QU Sheng. Linear stability analysis of a high-speed rail vehicle concerning suspension parameters variation and active control[J]. Vehicle system dynamics, 2023, 61(11): 2976-2998.

[3] SHI Huailong, ZENG Jing, GUO Jinying. Disturbance observer-based sliding mode control of active vertical suspension for high-speed rail vehicles[J/OL]. Vehicle system dynamics, 2024: 1-24. (2024-01-25) [2024-04-16]. https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2305296.

[4] LIAO Yingying, LIU Yongqiang, YANG Shaopu. Semiactive control of high-speed railway vehicle suspension systems with magnetorheological dampers[J]. Shock and vibration, 2019, 2019(1): 5279380.

[5] YAO Yuan, WU Guosong, SARDAHI Y, et al. Hunting stability analysis of high-speed train bogie under the frame lateral vibration active control[J]. Vehicle system dynamics, 2018, 56(2): 297-318.

[6] ZHANG Xiaoxia, WU Guosong, LI Guang, et al. Actuator optimal placement studies of high-speed power bogie for active hunting stability[J]. Vehicle system dynamics, 2020, 58 (1): 108-122.

[7] 寇发荣, 王哲, 范养强, 等. EHA半主动悬架时滞补偿控制研究[J]. 汽车技术, 2017(10): 34-39.
KOU Farong, WANG Zhe, FAN Yangqiang, et al. Research on time delay compensation control of semi-active suspension with EHA[J]. Automobile technology, 2017(10): 34-39.

[8] 庞辉, 付文强, 刘凯, 等. 基于天棚控制的半主动悬架建模及稳定性分析[J]. 汽车工程, 2015, 37(10): 1167-1173.
PANG Hui, FU Wenqiang, LIU Kai, et al. Modeling and stability analysis of semi-active suspension with sky-hook control[J]. Automotive engineering, 2015, 37(10): 1167-1173.

[9] 张文丰, 翁建生, 胡海岩. 时滞对车辆悬架“天棚”阻尼控制的影响[J]. 振动工程学报, 1999(4): 50-55.
ZHANG Wenfeng, WENG Jiansheng, HU Haiyan. Effect of time delay on active vehicle suspensions equipped with "sky-hook" damper[J]. Journal of vibration engineering, 1999(4): 50-55.

[10] 宋刚, 许长城. 考虑控制时滞的车辆主动悬架随机预瞄控制[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 1-7.
SONG Gang, XU Changcheng. Stochastic optimal preview control of active vehicle suspension with time-delay consideration[J]. Transactions of the Chinese society for agricultural machinery, 2013, 44(6): 1-7.

[11] 张志勇, 王建波, 蒋文杰, 等. 考虑时滞的磁流变半主动悬架控制[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2021, 40(2): 39-46.
ZHANG Zhiyong, WANG Jianbo, JIANG Wenjie, et al. Control of magneto-rheological semi-active suspension with time delay[J]. Journal of xihua university(natural science edition), 2021, 40(2): 39-46.

[12] 陈健, 王开文, 倪平涛, 等. 控制时滞对半主动悬挂车辆动力学性能的影响[J]. 铁道机车车辆, 2006, 26(4): 9-11.
CHEN Jian, WANG Kaiwen, NI Pingtao, et al. Effects of control time lag on vehicle dynamics performances with semi-active suspensions[J]. Railway locomotive & car, 2006, 26(4): 9-11.

[13] HUANG Caihong, ZENG Jing. Stability control of high-speed bogies using an adaptive vibration absorber[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit, 2023, 238(6): 675-691.

[14] ZHANG Zhizhou, ZHANG Lingling. Hopf bifurcation of time-delayed feedback control for maglev system with flexible guideway[J]. Applied mathematics and computation, 2013, 219(11): 6106-6112.

[15] GUO Jinying, SHI Huailong, ZENG Jing. Bifurcation and stability analysis of a high-speed rail vehicle with active yaw dampers[J/OL]. Journal of vibration and control, 2023.

(2023-09-05) [2024-01-12]. https://doi. org/10.1177/10775463231196272.

[16] 王凯平, 黎剑锋, 向贤虎, 等. 高速动车组半主动悬挂系统动力学性能仿真分析[J]. 机车电传动, 2012(3): 11-14.
WANG Kaiping, LI Jianfeng, XIANG Xianhu, et al. Simulation analysis on the dynamics performance of the semi-active suspension system in high-speed EMUs[J]. Electric drive for locomotives, 2012(3): 11-14.

[17] 陈晓昊, 马卫华. 控制器时滞对磁浮系统稳定性影响分析[J]. 机车电传动, 2019(2): 139-143.
CHEN Xiaohao, MA Weihua. Analysis on the effect of controller time delay on the stability of maglev system[J]. Electric drive for locomotives, 2019(2): 139-143.

[18] 秦元勋, 刘永清, 王联, 等. 带有时滞的动力系统的运动稳定性[M]. 2 版. 北京: 科学出版社, 1989.
QIN Yuanxun, LIU Yongqing, WANG Lian, et al. Kinematic stability of dynamical systems with time delay[M]. 2nd ed. Beijing: Science Press, 1989.

[19] 国家铁路局. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
National Railway Administration of the People's Republic of China. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.

[20] 石怀龙, 罗仁, 曾京. 国内外高速列车动力学评价标准综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 36-58.
SHI Huailong, LUO Ren, ZENG Jing. Review on domestic and foreign dynamics evaluation criteria of high-speed train [J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(1): 36-58.

Analysis of critical time delay in active lateral suspension systems for high-speed trains

SHENG Yiqian[1], SHI Huailong[2], CHEN Longfei[2], LIU Zhiqiang[2], LIU Yanxiu[2]

(1. Environment and Equipment Division, China Railway First Survey and Design Institute Group Co., Ltd., Xi'an, Shaanxi 710043, China; 2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: In the actuation process of active suspension systems for high-speed trains, the phenomenon of time delay is inevitable, which to some extent restricts the performance of these systems. This paper aims to investigate the impact of time delay in secondary lateral active suspension systems on the dynamic performance of vehicles. Firstly, a simplified 1/4 vehicle lateral model with two degrees of freedom (DOF) was established, and the theoretical calculation formula for critical time delays was derived. Next, a full-DOF dynamics model of high-speed trains was developed, and a control module was built in Simulink for co-simulation. A first-order low-pass filter was subsequently used to simulate the amplitude attenuation and phase lag characteristics of actual control forces. Furthermore, the influence laws of various strategies on time delays were explored, including modal sky-hook and PID control methods. Simulation results show that as time delays increase, the modal sky-hook control strategy leads to rapid deterioration in carbody vibrations and a rapid rise in the lateral Sperling index beyond 2.0. In contrast, the PID semi-active control brings about minimal increases in the lateral Sperling index. Time delays within 50 ms under both strategies don't cause severe deterioration in the vibrations of the bogie frames. When considering the Sperling index as the criterion for critical time delays, most control strategies other than PID control strategy resulted in decreased critical time delays with increasing train speeds. This paper presents a systematic investigation into the issue of time delays, offering guidance for the design and optimization of active suspension systems for high-speed trains.

Keywords: high-speed train; active lateral suspension; time delay; ride comfort; co-simulation; high-speed EMU

收稿日期：2024-04-15；修回日期：2024-07-01