DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.402

25T 型客车 LQR 横向半主动控制的自适应补偿研究

侯宇轩[1]，黄志辉[1]，陈学景[2]，延博瀚[1]，田明洁[1]
（1.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；
2.中国铁路济南局集团公司 济南车辆段，山东 济南 250001）

摘　要：为改善25T型客车运行时的横向平稳性能，文章基于二系横向减振器线性二次型调节器（linear quadratic regulator, LQR）控制策略，仿真分析不同速度下LQR控制对车辆横向平稳性能的影响，以及时滞对LQR控制效果的影响。同时，采用自适应补偿控制以及Smith预估补偿控制对系统时滞进行补偿，对比分析2种补偿方式的补偿效果。仿真结果表明：LQR控制能有效提高该车的横向平稳性，同时对该车运行稳定性以及曲线通过性能的影响很小。Smith预估补偿控制与自适应补偿控制均能有效降低时滞对LQR控制的影响，但相较于Smith预估补偿，自适应补偿控制无须得知准确已知时滞大小，其控制效果接近Smith预估补偿控制且控制效果更加稳定，故整体实用性更优。

关键词：半主动控制；动力学性能；时滞；时滞补偿；Smith预估补偿

中图分类号：U271.2；U270.1^{+}1　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0177-10

0　引言

针对复杂多变的车辆运行环境，半主动控制能有效提高车辆的动力学性能及环境适应能力，因此获得了广泛关注。文献[1-2]等研究了线性二次型调节器（linear quadratic regulator, LQR）控制在不同工况下对高速车辆运行平稳性的影响，结果表明其能明显改善车辆的运行平稳性，且对车辆的运行通过性能及稳定性影响较小。文献[3]对比了不同半主动控制策略对高速列车运行平稳性的影响，并通过硬件在环试验验证了其有效性。文献[4]研究了时滞及时滞补偿对模糊半主动悬挂系统的影响，结果表明考虑时滞补偿能显著降低时滞对控制效果的恶化程度。上述研究结果表明，半主动控制能在不对车辆其余性能造成较大影响的情况下有效提高车辆运行平稳性能，具有较好的应用前景。

需要指出的是，上述研究主要集中于高速车辆，针对在提速客车中的应用效果研究较少。某车辆段反映，25T型软卧车以110~130 km/h在秦沈客运专线运行时，不时出现振动过大、车辆横向平稳性能下降明显的现象，并引起旅客投诉。研究发现，对悬挂参数进行优化仍无法有效缓解该现象，因此考虑采用二系横向减振器半主动控制改善其横向平稳性能。二系横向半主动控制包括开关型以及连续型的天棚阻尼控制（skyhook control, SH）、加速度阻尼控制（acceleration-driven-damper, ADD）、天棚加速度阻尼混合控制（sky-hook-ADD hybrid control, SH-ADD）以及LQR等[5-7]。其中，LQR控制相比于其他控制方式具有更好的鲁棒性和更易实现的特点[8]，因此本文选取其作为减振器的半主动控制方式，分析LQR控制对该车的优化效果，以及时滞和时滞补偿对优化效果的影响，探究一种可靠、经济同时能适应秦沈线运行的半主动控制方式。

基金项目：四川省自然科学基金项目（2022NSFSC0035）
通信作者：黄志辉，男，工学博士，研究员，硕士生导师，主要从事机车车辆设计及理论、车辆系统动力学、结构与强度等方面的研究；E-mail: hzh_95@163.com
引用格式：侯宇轩, 黄志辉, 陈学景, 等 . 25T 型客车 LQR 横向半主动控制的自适应补偿研究[J]. 机车电传动, 2026(4): 177-186.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.402.
Citation：HOU Yuxuan, HUANG Zhihui, CHEN Xuejing, et al. Study on LQR-based lateral semi-active control with adaptive compensation for 25T passenger coach[J]. Electric drive for locomotives,2026(4): 177-186.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.402.

1 控制策略及含时滞的整车模型

1.1 模型搭建

研究团队采用多体动力学软件Simpack建立25T型客车动力学模型。该模型主要由1个车体、2个构架、4个轮对、8个轴箱以及一系、二系悬挂系统组成。根据车辆的振动特征，将车体、构架、轮对简化为刚体，将一系、二系悬挂系统简化为弹簧和阻尼元件。车体、构架及轮对考虑伸缩、横移、沉浮、点头、摇头和侧滚6个自由度，轴箱仅考虑点头自由度，共计50个自由度。车辆主要动力学参数如表1所示，二系横向止挡单侧特性如表2所示。

表1 25T型客车动力学主要参数

Table 1 Main dynamic parameters of 25T passenger coach

参数名称	数值
车辆定距/mm	18 000
转向架轴距/mm	2 500
车轮名义滚动圆直径/mm	915
一系垂向减振器节点刚度（每轴箱）/(kN·m^{-1})	4 900
一系垂向减振器阻尼系数（每轴箱）/(kN·s·m^{-1})	15
二系横向、纵向刚度（每空气弹簧）/(kN·m^{-1})	200
二系垂向刚度（每空气弹簧）/(kN·m^{-1})	310
二系垂向阻尼（转向架每侧）/(kN·s·m^{-1})	20
二系横向减振器节点刚度/(kN·m^{-1})	17 150
二系横向减振器阻尼系数/(kN·s·m^{-1})	80
抗蛇行减振器节点刚度/(kN·m^{-1})	6 820
抗蛇行减振器等效阻尼（转向架每侧）/(kN·s·m^{-1})	250
二系横向止挡间隙/mm	40

研究团队在Simulink中搭建LQR控制策略模型并进行联合仿真。控制系统的时滞可以分为采集时滞和响应时滞，其中采集时滞通常在10 ms以内[3]，模型中采集时滞取10 ms，响应时滞取10~80 ms进行仿真分析。联合仿真模型如图1所示。

表2 二系横向止挡单侧特性

Table 2 Single-side characteristics of secondary lateral stopper

止挡力F/kN	止挡位移S/mm
0	40
6	50
20	60
50	65

车辆动力学模型、模型验证及秦沈客运专线轨道不平顺激励等详细内容参考文献[9]。为方便行文，下文统一将“秦沈客运专线轨道不平顺激励”简称为“线路激励”。

1.2 LQR控制策略

LQR控制的效果取决于加权系数q_1、q_2和r的取值。选取r=1作为算例，120 km/h速度下，不同加权系数下LQR控制的25T客车平稳性指标变化曲线如图2所示。

从图2可以看出，LQR控制的优化效果受加权系数的影响较大。当加权系数取值不当时，不仅无法起到优化作用，而且会恶化车辆的横向平稳性，而加权系数对垂向平稳性指标的影响较小。图2中，当q_1=8、q_2=4时，LQR控制的优化效果最好，车辆的横向平稳性指标为2.374，优化了14.48%。

为进一步确定3种加权系数的最优取值，通过粒子群优化寻优。在粒子群优化中，3种加权系数（q_1、q_2和r）的取值范围取[0，15]，迭代次数为40次，粒子个数为40个。粒子群寻优结果如图3所示，当q_1、q_2和r分别取9.36、5.47和12.03时，LQR控制的优化效果最好，优化后LQR控制下该车的横向平稳性指标为2.325，优化率达到16.22%。

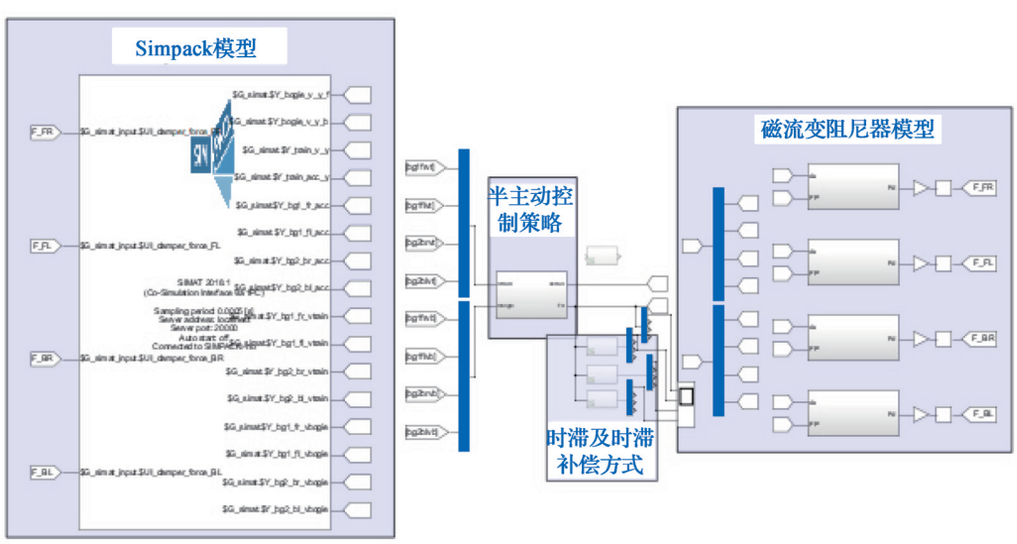
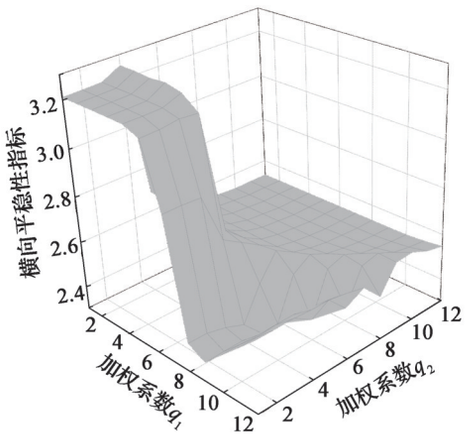
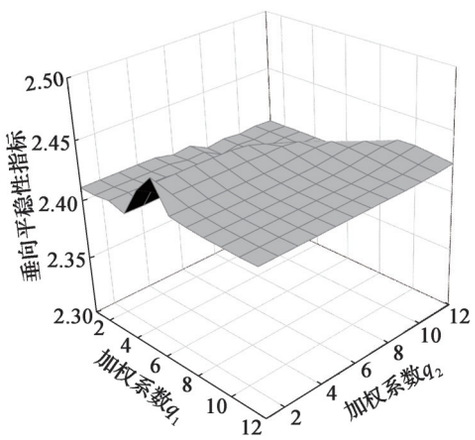


图1 联合仿真模型

Fig. 1 Joint simulation model



(a) 横向平稳性指标



(b) 垂向平稳性指标

图2　不同加权系数下 LQR 控制的 25T 型客车平稳性指标

Fig. 2　Sperling index for 25T passenger coach under LQR control with different weighting coefficients

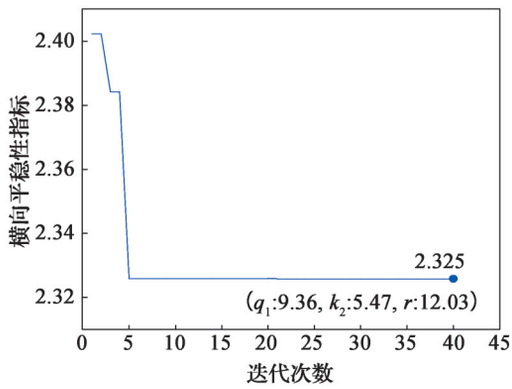
2　LQR 控制策略对 25T 型客车动力学性能的影响

2.1　运行稳定性

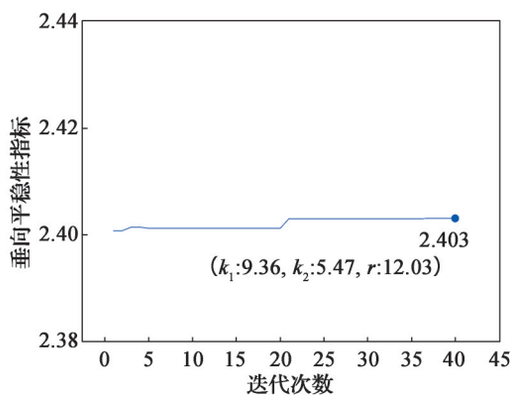
不同控制方式下该车的轮对横移量随速度变化情况如图4所示。从图4可以看出，采用LQR控制会使25T型客车的非线性临界速度略微下降，从被动控制下的332 km/h降低至306 km/h，降低幅度约为7.83%，但降低后的非线性临界速度仍远高于该车设计速度（200 km/h）[10]，具有足够的安全裕量。这是由于LQR控制会主动调节减振器的等效阻尼，从而改变车体悬挂模态的阻尼比和频率，过小的等效阻尼无法完全吸收横向振动和摇头振动的能量，最终导致系统失稳的临界速度提前。

2.2　运行平稳性

根据车辆段反映，25T 型客车以 110~130 km/h 运行时会出现振动较大的情况。为分析 LQR 控制在较高运行速度区间内的优化效果，研究团队在仿真中设置车辆以 80~160 km/h 的速度通过带有激励的直线线路，不同速度下 LQR 控制对车辆平稳性的影响如图 5 所示。



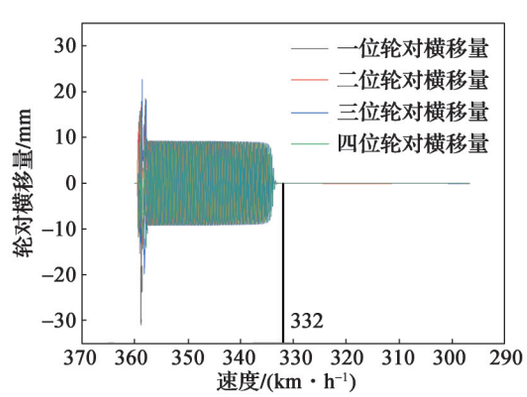
(a) 横向平稳性指标



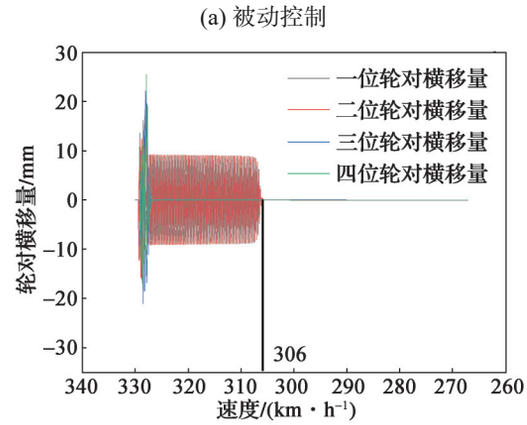
(b) 垂向平稳性指标

图3　加权系数粒子群优化结果

Fig. 3　Particle swarm optimization results for weighting coefficient



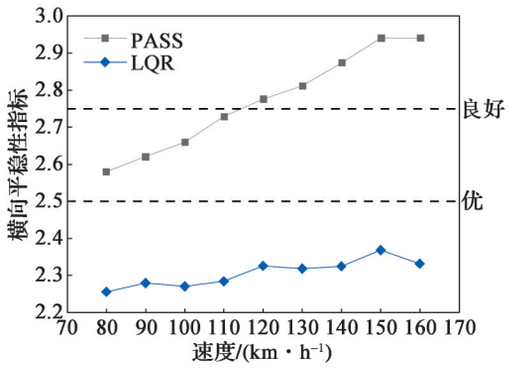
(a) 被动控制



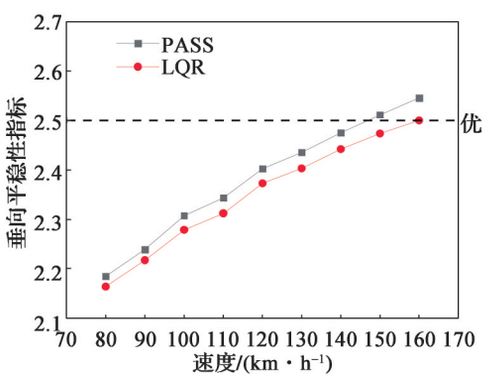
(b) LQR 控制

图4　轮对横移量随速度变化情况

Fig. 4　Variations in lateral displacement of wheelsets with speed



(a) LQR 控制对车辆横向平稳性指标的影响



(b) LQR 控制对车辆垂向平稳性指标的影响

图 5　不同速度下 LQR 控制对车辆平稳性的影响

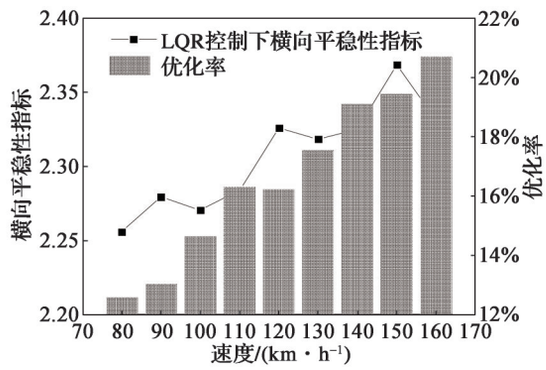
Fig. 5　Effect of LQR control on ride comfort at different speeds

从图 5(a)可以看出，被动控制（passive control，PASS）和 LQR 控制下，车辆的横向平稳性指标均随着速度升高而逐渐增加。被动控制下横向平稳性指标上升速度更快，且当速度超过 110 km/h 后仅达到合格标准；而 LQR 控制下横向平稳性指标则随速度的上升变化较缓慢，在计算速度范围内，150 km/h 时指标最大，较 80 km/h 时仅增加了 4.71%。在所计算速度区间内，LQR 控制下的车辆横向平稳性指标均达到优级，具有较好的优化效果。

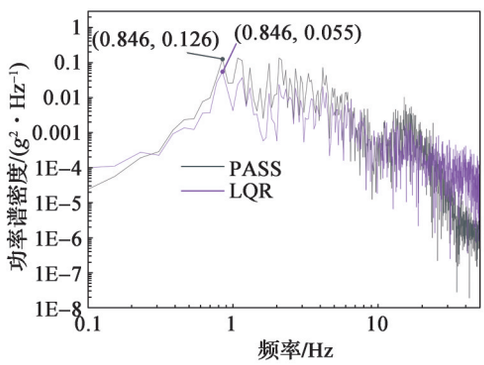
从图 5(b)可以看出，LQR 控制对车辆垂向平稳性能略有改善，但影响较小。其中在 160 km/h 处优化率最高，垂向平稳性指标从 2.545 降至 2.500，降幅约 1.77%。鉴于垂向性能改善有限，在后文平稳性分析中将以 LQR 控制对该车横向平稳性能的优化效果作为分析目标。

研究团队进一步对 LQR 控制的优化效果进行分析，结果如图 6 所示。

从图 6(a)可以看出，在所计算速度范围内，LQR 控制的优化率整体随着速度增加呈上升趋势（仅在 120 km/h 处较 110 km/h 略有下降）。在 110~130 km/h 振动较大的速度区间内，LQR 控制的优化率分别为 16.30%、16.22%、17.53%，优化后的横向平稳性指标分别为 2.283、2.325、2.318，均达到“优”级别。在所计算速



(a) 不同速度下 LQR 控制的优化率



(b) 130 km/h 时车体横向振动加速度功率谱密度

图 6　LQR 控制的优化效果

Fig. 6　Optimization effect of LQR control

度区间内，160 km/h 处优化效果最好，优化率达到 20.71%，此时横向平稳性指标从 2.940 降低至 2.331。

研究团队进一步对 130 km/h 速度下采用 LQR 控制的车辆横向振动加速度功率谱密度进行分析，结果如图 6(b)所示。在低频部分，LQR 控制能显著降低车体横向振动功率谱密度。在频率 0.846 Hz 处，功率谱密度幅值从 0.126 g^2/Hz 降至 0.055 g^2/Hz，降幅为 56.35%。但在 11 Hz 以上的高频部分，由于 LQR 控制的代价函数主要关注车体低频振动，作动器会输出较大的阻尼力以抑制车体低频振动，因此高频振动抑制效果会有所减弱，最终导致车体高频振动略微上升。

由图 5 和图 6 可知，LQR 控制在所计算速度区间内具有较好的优化效果。

踏面锥度对车辆的平稳性能也有重要影响，因此除了分析 LQR 控制在不同速度下的优化效果，有必要进一步分析 LQR 控制在不同踏面锥度下的控制效果。根据前文分析结果，研究团队选取振动较大的 110~130 km/h 速度区间内平稳性相对较差的 130 km/h 作为分析工况，仿真车辆以 130 km/h 的速度通过带有激励的直线线路，分析不同车轮等效锥度下 LQR 控制对车辆横向平稳性的影响。不同等效锥度下 LQR 控制的优化效果如图 7。

从图 7 可以看出，在 2 种控制方式下，该车的横向平稳性指标均随等效锥度的增加而降低，其中被动控

制下的横向平稳性指标在等效锥度超过 0.25 后略有回升。这是因为该车的上心滚摆、摇头和下心滚摆频率分别为 0.99 Hz、0.82 Hz 和 0.33 Hz，而在等效锥度过低时，仿真速度下该车转向架的蛇形频率为 1.07 Hz，其非常接近上心滚摆频率，从而引发车体低频横向晃动，导致平稳性降低。在所计算等效锥度范围内，采用 LQR 控制的车辆横向平稳性指标均达到“优”级标准，且随着等效锥度的升高，横向平稳性指标呈现出先降低后趋于平稳的变化趋势。由图 6 和图 7 可知，LQR 控制在不同速度及不同等效锥度下均有较好的优化效果，能有效降低该车的横向振动。

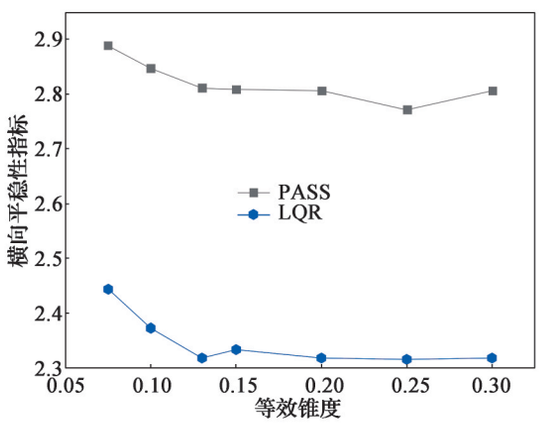
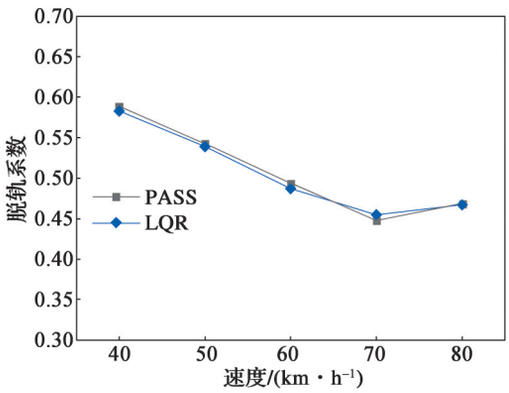
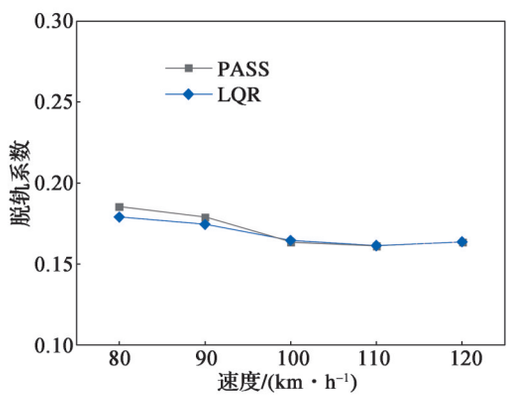


图 7　不同等效锥度下 LQR 控制的优化效果

Fig. 7　Optimization effect of LQR control at different equivalent conicity levels



(a) 曲线半径 300 m



(b) 曲线半径 1 200 m

图 8　不同曲线半径下采用 LQR 控制的车辆脱轨系数

Fig. 8　Variations in derailment coefficient under LQR control for different curve radii

2.3　曲线通过性能

LQR 控制不仅会影响车辆的直线通过性能，而且会对车辆曲线通过性能产生影响，需要进一步研究。根据 GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》[11]中对车辆运行安全性的规定，客车通过半径为 250~400 m 的曲线时，脱轨系数限值为 1.0；当通过其他线路或者曲线半径为 400 m 以上时，脱轨系数限值为 0.8；当试验速度不高于 160 km/h 时，轮重减载率要低于 0.65。为评价车辆曲线通过安全性，选取脱轨系数、轮重减载率作为评价指标。

根据《铁路线路设计规范》[12]，研究团队设置如表 3 所示的 10 种曲线工况。以具有代表性的 1 组轮对结果为例，各工况下不同控制方式对该车曲线通过性能的影响如图 8 和图 9 所示。

表 3　曲线工况

Table 3　Curve conditions

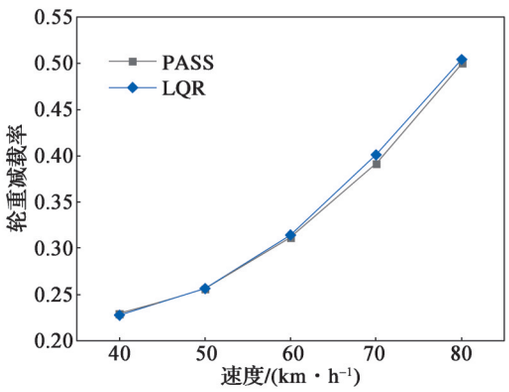
曲线半径/m	缓和曲线长度/m	外轨超高/mm	曲线通过速度/(km·h⁻¹)	均衡速度/(km·h⁻¹)
300	80	100	40, 50, 60, 70, 80	51
1 200	120	90	80, 90, 100, 110, 120	97

如图 8(a)所示，当曲线半径为 300 m 时，随着速度提高，2 种控制方式下该车的脱轨系数均逐渐降低，当运行速度超过 70 km/h 后，脱轨系数随速度升高而逐渐增加；如图 8(b)所示，当曲线半径为 1 200 m 时，随着速度提高，2 种控制方式下该车的脱轨系数均逐渐降低但变化幅度较小，当运行速度超过 110 km/h 后，脱轨系数随速度升高略有增加。由图 8 可知，采用 LQR 控制时该车的脱轨系数与被动控制下的脱轨系数基本一致，在所计算速度区间内 LQR 控制对该车脱轨系数影响很小。

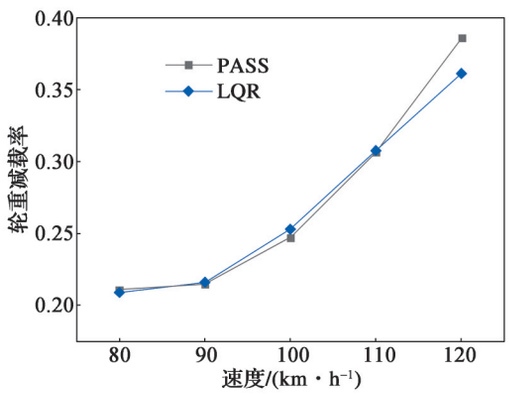
如图 9(a)和 9(b)所示，不同曲线半径下该车的轮重减载率均随速度增加而逐渐升高。采用 LQR 控制时该车的轮重减载率与被动控制下的基本一致，在所计算速度区间内 LQR 控制对该车轮重减载率影响较小。

3　时滞对 LQR 控制效果的影响

在 LQR 控制中，若系统响应时滞控制不合理，会降低减振器的控制效果，严重时甚至不如被动控制[13]，因此有必要对 LQR 控制受时滞的影响程度进行分析。LQR 控制中的响应时滞主要由磁流变阻尼器响应电路产生。研究团队采用一阶低通滤波器模拟磁流变阻尼器的动态响应特性[14]。理想控制力与实际控制力满足需求，如式(1)所示。



(a) 曲线半径300 m



(b) 曲线半径1 200 m

图9 不同曲线半径下采用LQR控制的车辆轮重减载率

Fig. 9 Variations in wheel load reduction rate under LQR control for different curve radii

$$\dot{F}_s = \frac{F_d - F_s}{T_s} \tag{1}$$

式中：F_d为减振器理想输出力，N；F_s为减振器实际输出力，N；T_s为系统响应时滞，ms。

Simulink模型如图10所示，该模型的传递函数如式(2)所示。

$$G(s) = \frac{F_s(s)}{F_d(s)} = \frac{1}{T_s S + 1} \tag{2}$$

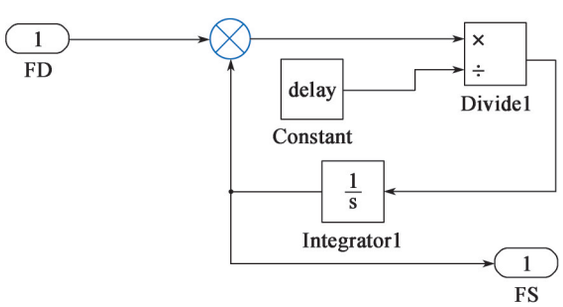
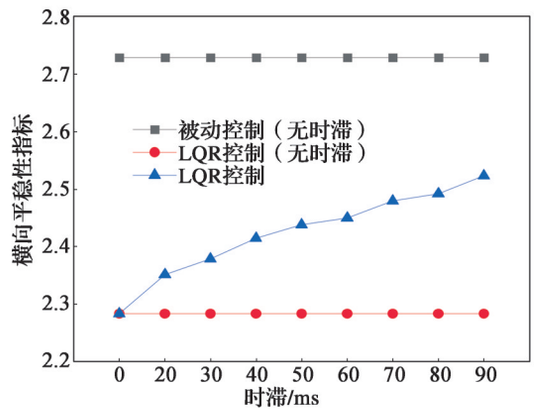


图10 时滞模块

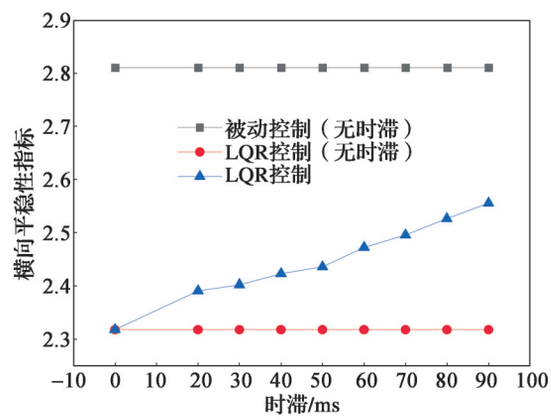
Fig. 10 Time delay module

$G(s)$作为一阶惯性环节，会使减振器的实际输出力F_s相较于理想输出力F_d有所降低，并引起输出相位滞后。该特性可以用来模拟减振器的时滞效应。减振器输出力的降低幅度会随着T_s与频率的增加而增大，因此要控制输出力的衰减范围，研究团队根据该环节的幅频特性，针对高频段选用更小的时滞。

根据车辆段反映的软卧车异常振动发生的速度区间，研究团队选取车速110 km/h和130 km/h作为仿真工况，分析不同时滞对LQR控制优化效果的影响，结果如图11所示。



(a) 110 km/h



(b) 130 km/h

图11 时滞对LQR控制效果的影响

Fig. 11 Effect of time delay on LQR control performance

如图11所示，随着时滞增加，不同速度下采用LQR控制的车辆横向平稳性指标逐渐上升。如图11(a)所示，当时滞从0 ms增加到90 ms时，车辆横向平稳性指标从2.283上升至2.523，增幅为10.51%；如图11(b)所示，当时滞从0 ms增加到90 ms时，车辆横向平稳性指标从2.317上升至2.556，增幅为10.31%。可以看出，时滞对LQR控制的优化效果具有较大的影响，随着时滞的增加优化效果逐渐降低。为保证LQR控制在实际应用中保持较好的优化效果，有必要进行时滞补偿，并分析时滞补偿对LQR控制效果的影响。

4 时滞补偿对LQR控制的影响

由第3章结果可知，LQR控制受时滞影响较大。为保证所选控制策略在具有较好控制效果的同时降低时滞，有必要对其进行时滞补偿。当前常用的时滞补偿方式为Smith预估补偿控制[15]。受时滞影响系统的传

递函数如式(3)所示。

$$G(s)=\frac{G_1(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}}{1+G_1(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}} \tag{3}$$

式中：$G_1(s)$为控制方式，如PID控制；$G_0(s)$为磁流变阻尼器响应传递函数。

从式(3)可以看出，时滞环节同时出现在闭环传递函数的分母与分子中，会影响系统的极点分布，使得系统不稳定。Smith 预估补偿通过引入一个 $G_m(s)$，使该系统的时滞位于传递函数的分子而非分母，其等效表达式如式(4)和式(5)所示。

$$G(s)=\frac{G_1(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}}{1+G_1(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}}=\frac{G_m(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}}{1+G_m(s)\,G_0(s)\,e^{-\tau s}}=G_m(s) \tag{4}$$

$$G_m(s)=\frac{G_1(s)}{1+G_1(s)\,G_0(s)\,(1-e^{-\tau s})} \tag{5}$$

使车辆以 130 km/h 速度通过带有激励的直线线路，采用Smith 预估补偿控制后的车辆横向平稳性指标变化曲线如图 12 所示。从图 12 可以看出，采用 Smith 预估补偿可以有效降低时滞对 LQR 控制的影响，时滞越长，补偿效果越好。当时滞为 90 ms 时，Smith 预估补偿使得车辆横向平稳性指标从 2.556 降低至 2.348，降幅为 8.13%。

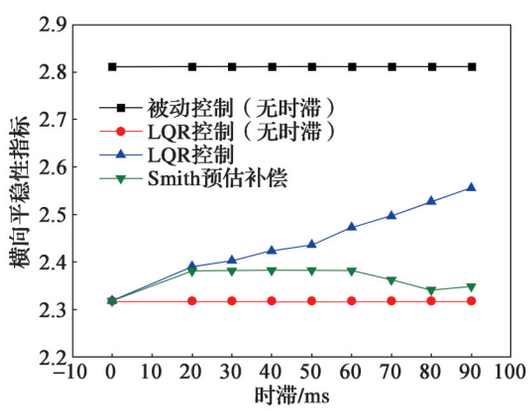


图 12　Smith 预估补偿对 LQR 控制效果的影响

Fig. 12　Effect of Smith predictor compensation on LQR control performance

Smith 预估补偿控制在时滞已知的情况下具有较好的控制效果，但若实际时滞与预测时滞不符，其优化效果将会降低。固定预测时滞为 30 ms，130 km/h 速度下实际时滞与预测时滞存在差值时对 Smith 预估补偿效果的影响如图 13 所示。从图 13 可以看出，实际时滞与预测时滞的差值越大，Smith 预估补偿的控制效果越差。当时滞差值为 40 ms 时，Smith 预估补偿后车辆的横向平稳性指标变为 2.534，较无时滞差值时增加了 6.43%。

Smith 预估补偿控制中需要对 PID 参数进行调试以提高优化效果。为解决该问题，有学者提出采用模糊 PID 控制的 Smith 预估补偿控制，但该方法仍未解决时滞需要精确测量的问题[16]。自适应控制在使用过程中无须精确已知时滞大小，可以解决 Smith 预估补偿需要准确确定时滞大小的问题。研究团队采用的直接模型参考自适应框架如图 14 所示。

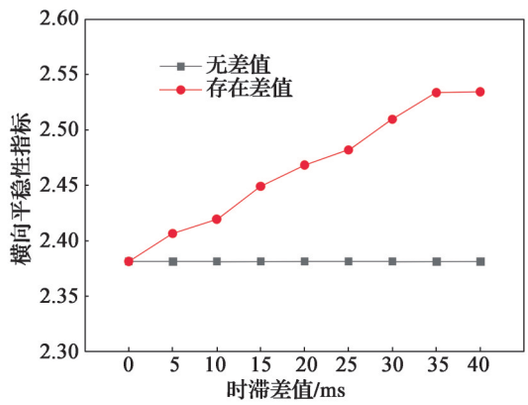


图 13　时滞预估差值对 Smith 预估补偿的影响

Fig. 13　Effect of time delay estimation differences on Smith predictor compensation

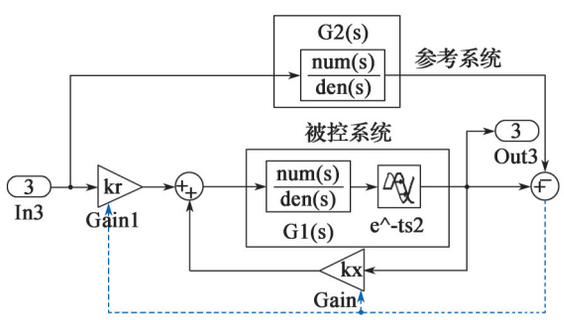


图 14　直接模型参考自适应框架

Fig. 14　Direct model reference adaptive control framework

图 14 中，k_x 与 k_r 为控制器参数，其值通过被控系统与参考系统的输出差值确定。该参数可使被控系统跟踪参考系统的输出，当参考系统选取为无时滞或极小时滞时的原系统传递函数时，即可实现时滞补偿的效果[17]。控制器参数计算过程如式(6) ~ 式(8)所示。

对于被动系统，磁流变阻尼器响应传递函数可表示为一个一阶惯性环节，如式(6)所示。

$$\dot{x}=ax+bu \tag{6}$$

定义目标参考模型，其形式与传递函数一致，如式(7)所示。

$$\dot{x}_m=-a_m x_m+b_m r \tag{7}$$

式中：x、x_m 分别为被控系统与参考模型的状态；u、r 分别为被控系统与参考系统的输入；a、b、a_m 和 b_m 为系统参数。

令 $u=\hat{k}_x x+\hat{k}_r r$，$\tilde{k}_r=\hat{k}_x-k_x$，$\tilde{k}_r=\hat{k}_r-k_r$，则参考模型与传递函数的动态误差为 $\dot{e}=-a_m e+b\tilde{k}_x x+b\tilde{k}_r r$。为使得系统稳定，建立 Lyapunov 方程设计自适应律，相应的 Lyapunov 函数如式(8)所示。

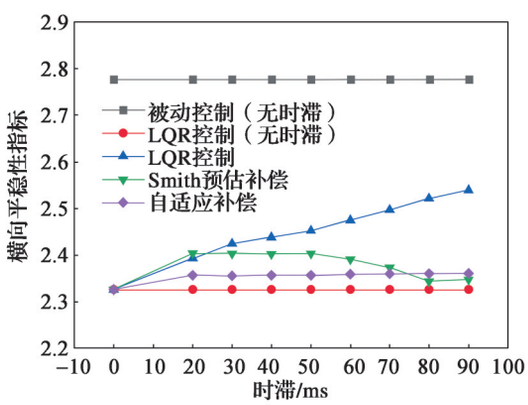
$$V\left(e,\tilde{k}_x,\tilde{k}_r\right)=\frac{e^2}{2}+\frac{b\tilde{k}_x^2}{2\gamma_1}+\frac{b\tilde{k}_r^2}{2\gamma_2} \tag{8}$$

式中：γ_1、γ_2 为自适应律的控制参数。

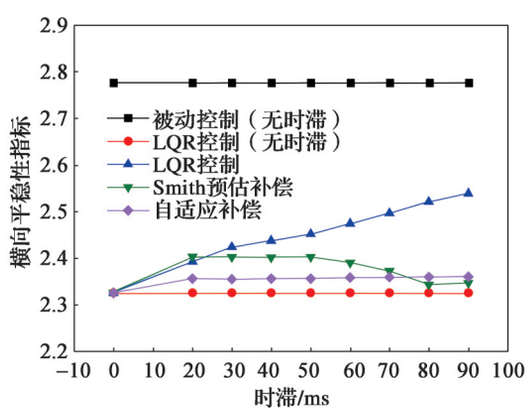
当 $\dot{\tilde{k}}_x=\gamma_1 ex$、$\dot{\tilde{k}}_r=-\gamma_2 ex$ 时，$\dot{V}\leqslant 0$，控制系统稳定。

为分析时滞补偿在车辆主要振动速度区间的效果，使车辆分别以 110 km/h、120 km/h、130 km/h 和 140 km/h 的速度通过带有激励的线路，仿真对比 Smith 预估补偿控制与自适应补偿控制下车辆的横向平稳性指标，结果如图 15 所示。

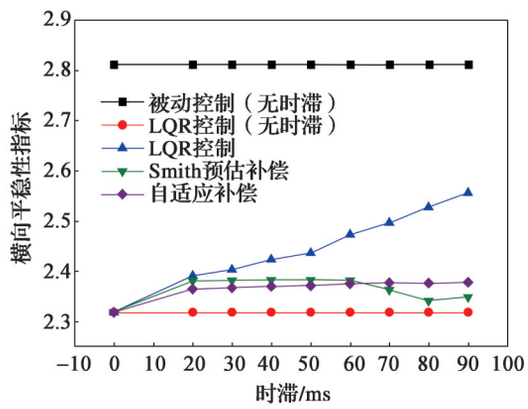
从图 15 可以看出，采用 Smith 预估补偿与自适应补偿时，LQR 控制下车辆的横向平稳性指标较无时滞情况均有所上升，但二者均能有效降低时滞对 LQR 控制的影响。Smith 预估补偿与自适应补偿的优化效果在不同情况下存在差异。从图 15 还可以看出，采用 Smith 预估补偿的车辆横向平稳性指标在时滞 50 ms 之前基本不变，在 50~80 ms 区间缓慢降低，在 80 ms 处车辆横向平稳性能最佳，当时滞超过 80 ms 后指标会有所上升，表明 Smith 预估补偿的效果受具体时滞大小影响较大。同时，从图 15 曲线也可以看出，不同速度下采用 Smith 预估补偿的车辆横向平稳性指标在所计算时滞范围内的变化幅度也不同。在 110 km/h、120 km/h、130 km/h、140 km/h 4 种速度下，时滞从 20 ms 增加至 80 ms 时，采用 Smith 预估补偿控制的车辆横向平稳性指标分别降低了 2.07%、2.50%、1.66% 和 1.03%，表明随着速度的增加，时滞对 Smith 预估补偿下车辆横向平稳性的影响逐渐降低。此外，当速度低于 120 km/h 时，在 20 ms 时滞处，Smith 预估补偿不仅未起到时滞补偿的效果，反而使 LQR 控制效果变差。上述现象是由于 PID 控制在固定速度和固定时滞下可以起到较好的控制效果，但当时滞与速度发生变化后，原有 PID 参数不再是最优解，因此其控制效果会随速度和具体时滞大小不同而变化。



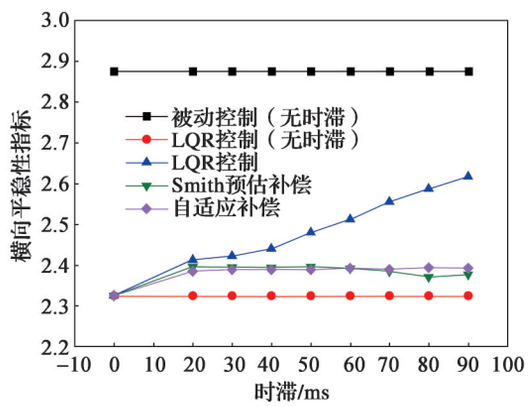
(a) 110 km/h



(b) 120 km/h



(c) 130 km/h



(d) 140 km/h

图 15　不同速度下线性最优控制补偿效果

Fig. 15　Compensation effect of linear optimal control at different speeds

对于自适应补偿，由图 15 可以看出，在同一运行速度下，采用自适应补偿的车辆横向平稳性指标均能稳定在一个固定水平，不会随着具体时滞大小而明显变化，同时速度主要影响补偿后车辆横向平稳性指标的数值，不会改变其能稳定在具体指标处的趋势。这是由于自适应补偿是使系统尽可能逼近设定的参考系统，而参考系统的时滞是固定的，其不会受到原始系统本身时滞大小的影响，因此补偿效果不会受到时滞大小的影响。

自适应补偿在时滞短于 70 ms 时补偿效果优于 Smith 预估补偿；在时滞长于 70 ms 时补偿效果略低于 Smith 预估补偿，但差异不大。由于自适应补偿无须对时滞进行精准测量，因此整体上其适用性要优于 Smith 预估补偿。

5　结论

本文进行分析研究得出以下结论：

① LQR 控制的效果受加权系数影响较大，当加权

系数取值不当时，不仅无法起到优化作用，而且会恶化车辆的横向平稳性能。针对秦沈客运专线轨道激励下运行的25T型客车，当加权系数q_1、q_2和r分别取9.36、5.47和12.03时，LQR控制的优化效果最好。

② LQR控制对该车非线性临界速度以及曲线通过性能的影响较小，且在LQR控制下，该车的非线性临界速度以及曲线通过性能均满足要求，且具有充足的安全裕量。

③ LQR控制在所计算速度区间内能有效减小车辆的横向平稳性指标，使其达到“优”级别，同时对该车垂向平稳性能有略微改善，但影响较小。LQR控制的优化效果随着速度升高逐渐增加。LQR控制在低频处具有较好的优化效果，但在高频段会使车体横向振动有略微提高。在所计算不同等效锥度下，采用LQR控制的车辆横向平稳性指标均达到“优”级别。

④ 时滞会降低LQR控制的优化效果，且随着时滞增加，优化效果逐渐降低。Smith预估补偿与自适应补偿均能降低时滞对LQR控制的影响。但Smith预估补偿会受到时滞大小和速度的影响，当速度低于120 km/h且时滞短于20 ms时，不仅无法起到时滞补偿的效果，反而会使LQR控制效果变差。自适应补偿在不同时滞下能使横向平稳性指标保持相对稳定，波动幅度小于Smith预估补偿，且在时滞短于70 ms时补偿效果优于Smith预估补偿；在时滞长于70 ms时补偿效果略低于Smith预估补偿，但差异不大。因此，在整体上自适应补偿实用性优于Smith预估补偿。

参考文献：

[1] 肖海健, 曾京. 半主动控制对高速车辆运行平稳性的影响[J]. 噪声与振动控制, 2025, 45(1): 178-183.
Xiao Haijian, Zeng Jing. Effect of semi-active control on the ride quality of high-speed vehicles[J]. Noise and Vibration Control, 2025, 45(1): 178-183.

[2] 董仲美, 王自力, 蒋海波. 基于最优控制的半主动悬挂机车平稳性能研究[J]. 机车电传动, 2007(3): 30-33.
Dong Zhongmei, Wang Zili, Jiang Haibo. Study on riding quality of semi-active suspension locomotive based on optimum control[J]. Electric Drive for Locomotives, 2007(3): 30-33.

[3] 王鹏, 杨绍普, 刘永强, 等. 高速列车磁流变半主动悬挂控制策略研究[J]. 力学学报, 2023, 55(4): 1004-1018.
Wang Peng, Yang Shaopu, Liu Yongqiang, et al. Research on control strategy of magnetorheological semi-active suspension for high-speed train[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2023, 55(4): 1004-1018.

[4] 张祥光, 周岩, 蒋超, 等. 考虑时滞补偿的高速列车横向模糊半主动悬挂系统建模与仿真[J]. 铁道科学与工程学报, 2023, 20(4): 1189-1199.
Zhang Xiangguang, Zhou Yan, Jiang Chao, et al. Modeling and simulation of lateral fuzzy control semi-active suspension system for high-speed trains considering time delay compensation[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2023, 20(4): 1189-1199.

[5] Karnopp D, Crosby M J, Harwood R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. Journal of Engineering for Industry, 1974, 96(2): 619-626.

[6] Savaresi S M, Spelta C. Mixed sky-hook and ADD: approaching the filtering limits of a semi-active suspension[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2007, 129(4): 382-392.

[7] Savaresi S M, Silani E, Bittanti S. Acceleration-driven-damper (ADD): an optimal control algorithm for comfort-oriented semiactive suspensions[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2005, 127(2): 218-229.

[8] Sammier D, Sename O, Dugard L. Skyhook and H8 control of semi-active suspensions: some practical aspects[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(4): 279-308.

[9] 侯宇轩, 黄志辉, 陈学景, 等. 考虑减振器节点刚度的半主动控制对25T型客车动力学性能的影响[J]. 机车电传动, 2025(2): 64-73.
Hou Yuxuan, Huang Zhihui, Chen Xuejing, et al. Effect of semi-active control utilizing damper joint stiffness on the dynamic performance of 25T passenger cars[J]. Electric Drive for Locomotives, 2025(2): 64-73.

[10] 王旭飞, 卢蓉. 25K型车改装CW-200K转向架方案研究[J]. 铁道机车车辆, 2009, 29(6): 67-70.
Wang Xufei, Lu Rong. Research on CW-2 bogie modified to CW-200K bogie of 25K carriage[J]. Railway Locomotive & Car, 2009, 29(6): 67-70.

[11] GB/T 5599—2019　机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S].
GB/T 5599—2019　Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock[S].

[12] TB 10098—2017　铁路线路设计规范[S].
TB 10098—2017　Code for design of railway lines (replaces GB 50090)[S].

[13] 陈春俊. 高速列车主动与半主动控制[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2015: 123-124.
Chen Chunjun. Active and semi-active control of high-speed train[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2015: 123-124.

[14] 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.
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.

[15] 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.

[16] 高东祥, 张洪, 修伟杰, 等 . 基于深度强化学习改进的 Smith 预估器温度控制[J]. 工业仪表与自动化装置, 2024 (3): 54-59.
Gao Dongxiang, Zhang Hong, Xiu Weijie, et al. Improved Smith predictor temperature control based on deep reinforcement learning[J]. Industrial Instrumentation & Automation, 2024(3): 54-59.

[17] 孙丽颖, 王新, 白锐 . 考虑输入约束的半主动悬架非线性自适应控制[J]. 控制与决策, 2018, 33(11): 2099-2103.
Sun Liying, Wang Xin, Bai Rui. Nonlinear adaptive control for semi-active suspension with input constraints[J]. Control and Decision, 2018, 33(11): 2099-2103.

Study on LQR-based lateral semi-active control with adaptive compensation for 25T passenger coach

HOU Yuxuan[1], HUANG Zhihui[1], CHEN Xuejing[2], YAN Bohan[1], TIAN Mingjie[1]

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. Jinan Rolling Stock Depot, China Railway Jinan Group Co., Ltd., Jinan, Shandong 250001, China)

Abstract: This study targets improving lateral ride comfort for 25T passenger coaches. Simulations were conducted based on a linear quadratic regulator (LQR) strategy for secondary lateral damper control to analyze the effect of LQR control on the vehicle's lateral ride comfort at different speeds and the influence of time delays on LQR control performance. Additionally, adaptive compensation control and Smith predictor compensation control were employed to mitigate time delays, and their compensation effects were compared. The simulation results demonstrate that LQR control effectively enhances lateral ride comfort for this vehicle model while producing minimal impact on its operating stability and curve negotiation capability. Both Smith predictor compensation control and adaptive compensation control effectively reduce the influence of time delays on LQR control. However, compared to Smith predictor compensation, adaptive compensation control offers nearly equivalent performance and greater stability, without requiring precise knowledge of time delay magnitudes; therefore, it exhibits superior overall practicality.

Keywords: semi-active control; dynamic performance; time delay; time delay compensation; Smith predictor compensation

收稿日期：2025-10-26；修回日期：2026-06-28
责任编辑：钟　锋