

文章编号:1001-8360(2013)03-0023-07

机车驱动系统弹性架悬的机理与应用研究

姚 远, 张开林, 张红军, 罗世辉

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要:机车驱动系统弹性架悬有利于机车的横向动力学性能。为了阐明其机理并据此优化驱动系统悬挂参数,建立 10 自由度的驱动系统弹性架悬机车单转向架横向动力学模型,比较不同的驱动系统悬挂参数对机车横向动力学性能的影响,从动力吸振角度解释其机理并提出最佳悬挂频率选取的原则;针对两种结构形式驱动系统的机车,对整车多体动力学模型进行仿真,对理论分析结果进行验证。结果表明:当驱动系统悬挂频率接近于轮对蛇行运动频率时,机车动力学性能最佳,驱动系统相对构架横向和摇头运动吸收了构架的振动能量,减小了构架的蛇行运动幅值,从而提高了机车横向动力学性能;摆杆位于电机侧时,机车动力学性能明显改善,相对驱动系统非弹性悬挂,摆杆位于电机侧和非电机侧对机车最大轮轴横向力分别减小了 45% 和 34%;摆杆长度大于 100 mm 时,驱动系统悬挂频率小于 3 Hz;理论上驱动系统最佳悬挂阻尼比为 0.1~0.3,但为了减小驱动系统相对构架的横向位移,需要提高悬挂阻尼。

关键词: 机车; 驱动系统; 弹性架悬; 悬挂频率; 动力吸振

中图分类号: U260.11 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1001-8360.2013.04.004

Mechanism of Drive System Elastic Suspension and Its Application

YAO Yuan, ZHANG Kai-lin, ZHANG Hong-jun, LUO Shi-hui

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

Abstract: The drive system elastically suspended on the bogie frame is conducive to the lateral dynamics performance of locomotive. In order to clarify the mechanism and optimize the suspension parameters of it, the single-bogie lateral dynamics model with 10 degrees of freedom was established, which included the elastically suspended drive system. The lateral dynamics performance was analyzed with different suspension parameters. This phenomenon was expounded from the angle of dynamic vibration absorbing and the principle to sort out the best suspension frequency was put forward. The multi-body dynamics model of locomotive with two types of drive system structures were simulated to verify the theoretical analysis. The results show as follows: When the suspension frequency gets close to the hunting frequency of wheelset, the lateral and head-swinging vibrations of the drive system relative to the bogie structure absorb the vibration energy of the bogie frame and reduce the snake motion amplitudes of the bogie frame, and the optimal locomotive dynamics performance is demonstrated; when the pendulum is located on the motor side, the locomotive dynamics performance is improved obviously; when the pendulum is located on the motor side and non-motor side in comparison with non-elastic suspension of the drive system, the maximum lateral forces of wheel axle are reduced by 45% and 34% respectively; when the pendulum length is greater than 100 mm, the suspension frequency is less than 3 Hz; The best suspension damping ratio of drive system is 0.1 to 0.3 in theory, whereas, it is need to improve the suspension damping to reduce the lateral displacement of the drive system relative to the bogie frame.

Key words: locomotive; drive system; elastic suspension; suspension frequency; dynamic vibration absorbing

收稿日期:2011-11-21;修回日期:2012-11-09

基金项目:国家自然科学基金(51205324, 51075339);中央高校基本科研业务费专项资金(SWJTU11BR050);四川省应用基础研究计划项目(2012JY0021);牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2011TPL-T04)

作者简介:姚 远(1983—),男,安徽宿松人,讲师,博士。

E-mail:yyuan8848@163.com

将驱动系统通过摆杆或其他弹性元件悬挂在构架或车体底架下,是近年来国内外高速机车、动车转向架的 1 种新技术^[1-4],这种结构方式可改善机车、动力车高速运行时的横向动力学性能,适用于速度 160 km/h 等级以上机车及高速动力车。欧洲很多 200 km/h 等级的机车都是在 E120 机车基础上发展起来的,它们都将驱动系统由 E120 机车的刚性悬挂改为弹性悬挂^[5]。我国 CRH3 型动车驱动系统以及“蓝剑”、“中华之星”动力集中式动车就是采用这种方式。罗赞、张红军等^[5-9]在驱动系统弹性架悬机车的动力学理论研究、转向架结构方案设计等工程应用研究方面进行了许多探索和开创性的工作,获得了丰富的工程经验。在弹性架悬改善动力学性能机理方面,认识还不够透彻,认为驱动系统弹性架悬实现与构架质量和惯量间的解耦,隔离驱动系统在转向架的横向运动^[5,10],这种定性的认识并不能精确给出弹性悬挂参数。ALFI^[3]分析电机的连接刚度对高速动力车临界速度的影响,利用动力吸振解释驱动系统弹性悬挂的原理。本文建立具有 10 自由度的驱动系统弹性架悬机车单转向架横向动力学模型,比较不同的驱动系统悬挂参数对机车动力学性能的影响,从动力吸振角度研究驱动系统弹性对机车动力学性能影响机理,根据反共振理论给出最佳弹性悬挂参数。最后针对两种结构形式驱动系统的机车,对整车进行多体动力学仿真,对理论分析结果进行验证。研究结果可为机车、动力车优化弹性架悬参数的实际工程应用提供理论依据。

1 弹性悬挂对机车动力学影响机理

对于高速机车,弹性架悬驱动系统通过单橡胶关节和两个摆杆悬挂在构架下。驱动系统相对构架具有横向和摇头方向的运动自由度。针对某 B₀ 转向架,忽略车体运动的影响,假设构架与固定系统坐标通过二系悬挂元件连接,如图 1 所示。

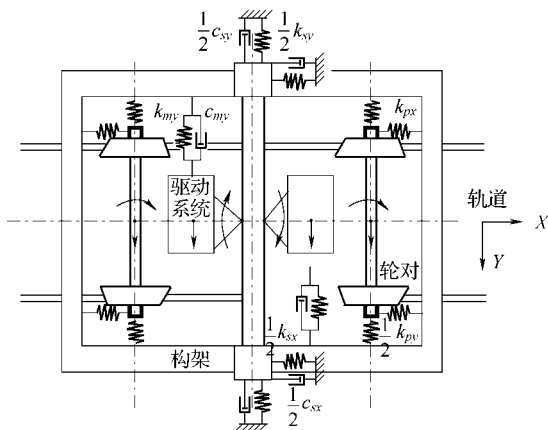


图 1 弹性架悬转向架模型

等效驱动系统弹性悬挂质量和摇头惯量,并将非弹性悬挂质量和摇头惯量合算在构架上。考虑构架、轮对和驱动系统的横向及摇头方向振动,该模型具有 5 个刚体、10 个自由度,具体参数见文献^[11]。驱动系统在横向和摇头方向振动具有相同的振动频率和衰减系数,驱动系统与构架连接的横向刚度 k_y 和阻尼 c_y 分别为

$$\begin{cases} k_y = (2\pi f_y)^2 m_d \\ c_y = \xi_y 2m_d (2\pi f_y) \end{cases} \quad (1)$$

式中: f_y 为驱动系统悬挂频率, Hz; ξ_y 为悬挂阻尼比; m_d 为驱动系统弹性悬挂质量。同理可得驱动系统相对构架的摇头刚度和阻尼。

对该转向架进行线性稳定性分析,结果如图 2 所示。当 f_y 较大时,相当于驱动系统刚性固定在构架上,增加了构架的质量和摇头惯量,稳定性最差;当 f_y 为 0 时,相当于无驱动系统转向架(含有驱动系统非弹性悬挂部分的质量);当 f_y 接近轮对蛇行频率时,驱动系统弹性架悬横向稳定性明显优于无驱动系统模型。驱动系统弹性悬挂相当于动力吸振器的作用,驱动系统的横向和摇头振动吸收了构架的横向和摇头振动,减小了构架蛇行运动的振幅,从而提高转向架的稳定性。

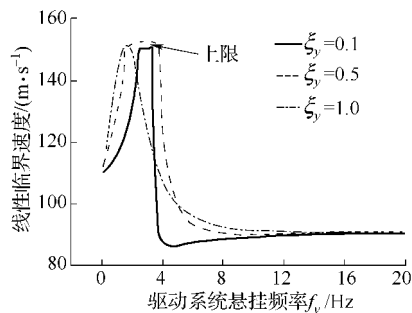


图 2 不同 f_y 对应的线性临界速度

具有横向不平顺的直线轨道上,不同 f_y 的仿真结果如图 3 所示。同样,驱动系统弹性架悬减小构架横向振动和摇头振动幅值,减小了轮轴横向力。轮轴横向力最小时对应的驱动系统悬挂频率为轮对的蛇行频率,此

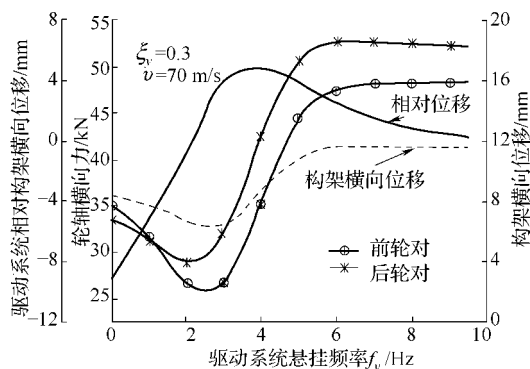


图 3 直线上不同 f_y 仿真结果

时构架横向位移的摇头角位移最小,并非驱动系统相对构架的横向位移(可理解为驱动系统悬挂阻尼耗散能量)达到最大,从而验证了动力吸振器的理论解释。

2 弹性悬挂的理论解释

对于弹性架悬机车,当驱动系统的悬挂频率接近于轮对蛇行频率时,机车动力学性能最优。为了揭示这一现象,建立该转向架简化的动力吸振器模型,利用反共振理论解释其机理并提出驱动系统弹性架悬参数的优选值。简化模型选取等效到轮对的横向运动作为系统自由度,动力学参数为等效参数,如图4所示。假设车体横向位置固定,模型中考虑到构架和电机的横向振动自由度,轮对横向简谐振动作为系统的输入激励。

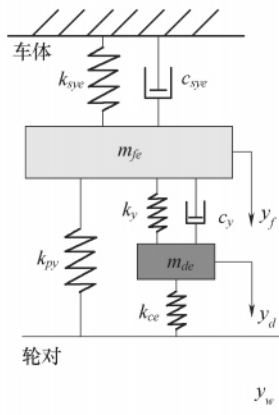


图4 动力吸振器简化模型

根据振动理论,不考虑阻尼时,构架横向振幅 y_f 与轮对横向振幅 y_w 的比值为

$$G_{11}(\omega) = \left| \frac{y_f}{y_w} \right| = \frac{k_{py}(k_y + k_{ce} - m_{de}\omega^2) + k_{ce}k_y}{(k_{sy} + k_{py} + k_y - m_{fe}\omega^2)(k_y + k_{ce} - m_{de}\omega^2) - k_yk_y} \quad (2)$$

式中: k_{py} 、 k_{ce} 分别为机车一系横向刚度和驱动系统与轮对连接的双空心轴六连杆盘联轴器横向合成刚度的等效刚度; k_{sy} 为二系等效到单轴的横向刚度; m_{fe} 为等效到单轴的构架质量; m_{de} 为等效的驱动系统弹性悬挂质量; ω 为激振频率。当系统结构参数一定时,相同 ω 下构架与轮对的振动幅值比为一常数。当 $\omega = \omega_n$ 满足式(3)时, $G_{11}(\omega)$ 为 0。

$$k_{py}(k_y + k_{ce} - m_{de}\omega_n^2) + k_{ce}k_y = 0 \quad (3)$$

即受迫振动物体静止不动,这种现象称为反共振,对应的激振频率 ω_n 称为反共振频率。反共振频率与共振频率不同,共振频率为 $G_{11}(\omega)$ 的分母为零时对应的激振频率,而反共振频率为分子为零时对应的频率值。对于自由度为 n 的振动系统,分别有 n 个共振频率和

n 个反共振频率^[12]。

轮对蛇行运动频率是低频域内轮对横向运动的主要频率,当运行速度恒定时,激振频率 ω_n 为蛇行频率 ω_0 ,则最优驱动系统横向悬挂刚度 k_y 为

$$k_y = \frac{k_{py}}{k_{py} + k_{ce}} (m_{de}\omega_0^2 - k_{ce}) \quad (4)$$

由式(4)可知,随着 ω_0 和 m_{de} 增大,对应的 k_y 增大; k_{ce} 增大, k_y 减小。由于 k_{ce} 较 k_{py} 小 1 到 2 个数量级^[9],因此

$$k_y \approx m_{de}\omega_0^2 - k_{ce} \quad (5)$$

由于轮对蛇行运动频率与运行速度有关, k_y 可以根据机车常用速度范围而选定合理值。为了快速衰减驱动系统的横向振动并减小共振时的振动幅值,驱动系统与构架连接横向减振器。图5为不同 ξ_y 对应构架与轮对的振动幅值比,横坐标为驱动系统悬挂频率与轮对蛇行运动频率比。由于悬挂阻尼的作用,悬挂频率与蛇行频率比略小于 1,且为小阻尼比时,构架与轮对的振动幅值比最小。

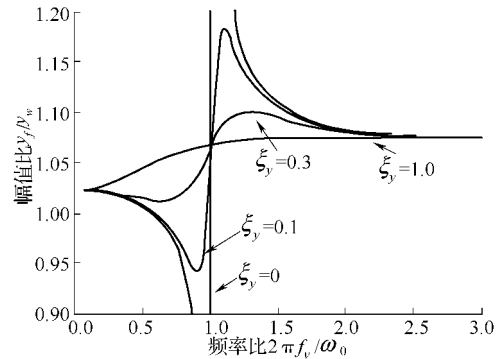


图5 不同 ξ_y 对应构架与轮对的振动幅值比

3 驱动系统悬挂频率

对于高速机车,驱动系统通过单橡胶关节和两个摆杆悬挂在构架下,橡胶关节和两个摆杆分别布置在驱动系统沿轨道方向的两侧,摆杆可分为布置在靠近电机侧和非电机侧两种结构形式,分别如图6和图7所示。驱动系统与轮对间通过双空心轴六连杆盘传动装置连接,其合成横向刚度为 k_c ;驱动系统与构架间布置横向减振器,横向阻尼为 c_y 。

驱动系统横向固有振动频率定义为驱动系统悬挂频率,其大小取决于 h 、 k_c 和相应的质量及位置参数。假设构架与轮对不动,当摆杆角位移 θ 较小时,驱动系统横向运动方程为

$$(m_d i_2^2 h^2 + I_d h^2 / l^2) \ddot{\theta} + c_y i_1^2 h^2 \dot{\theta} + (m_d g i_2 h + k_c i_3^2 h^2) \theta = 0 \quad (6)$$

式中: m_d 、 I_d 为驱动系统质量和绕质心的摇头惯量; g 为重力加速度; i_k 为相应的位置参数与 l 的比值, $i_k =$

$l_k/l, k=1, 2, 3$ 。

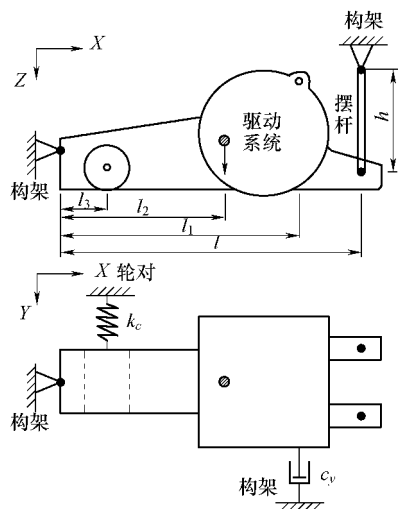


图 6 弹性架悬驱动系统 A

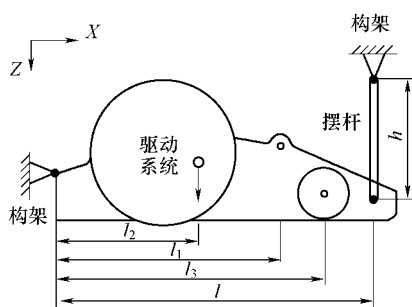


图 7 弹性架悬驱动系统 B

驱动系统悬挂频率为

$$f_y =$$

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_d g i_2 h + k_c i_3^2 h^2}{m_d i_2^2 h^2 + I_d h^2 / l^2}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{lg}{l_2 h} + \frac{k_c}{m_d} \left(\frac{l_3}{l_2}\right)^2} \quad (7)$$

当 h, l_2 增大及 k_c, l_3 减小时, f_y 减小, 即驱动系统与构架横向连接刚度减小。

本文选取两台不同的 200 km/h 速度等级机车作为分析对象, 其弹性架悬驱动系统分别为上述两种结构形式, 两种驱动系统的结构参数见表 1。

表 1 两种驱动系统的参数

参数	h/m	l/m	l_1/m	l_2/m	l_3/m
驱动系统 A	0.470	1.765	1.384	1.078	0.612
驱动系统 B	0.485	1.812	1.622	0.808	1.200
参数	k_c	c_y	m_d	I_d	
	$/(\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1})$	$/[(\text{kN} \cdot \text{s}) \cdot \text{m}^{-1}]$	$/\text{kg}$	$/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	
驱动系统 A	0.34	40	4000	1070	
驱动系统 B	0.34	40	4146	683	

根据式(7), 无阻尼情况下, 两种驱动系统的悬挂频率如图 8、图 9 所示。随着 h 增大和 k_c 减小, f_y 减小。较短的摆杆长度对 f_y 影响较大, 当 h 大于 100 mm 时, f_y 小于 3 Hz, 继续增加摆杆长度对减小驱动系统与构架横向连接刚度效果不明显。驱动系统 B 双空心轴六

连杆盘传动装置与摆杆在同一侧, k_c 对 f_y 影响明显, f_y 较大。当轮对蛇行频率为 2 Hz 时, 对于表 1 中的 k_c , 驱动系统 A 最优的摆杆长度为 0.1 m, 而驱动系统 B 摆杆长度在计算范围内越大越好; 当 k_c 为 0 时, 驱动系统 A 和驱动系统 B 最优的摆杆长度为 0.1 m。

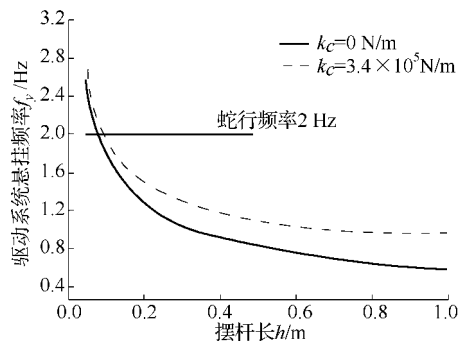


图 8 驱动系统 A 的悬挂频率

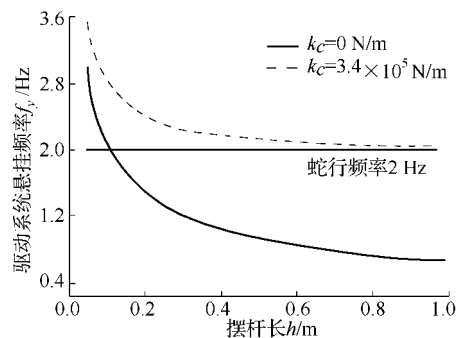


图 9 驱动系统 B 的悬挂频率

4 整车动力学仿真与验证

为了验证驱动系统弹性架悬对机车动力学性能的影响机理, 针对两台不同机车进行动力学对比分析。利用多刚体动力学软件 SIMPACK 分别建立两台机车动力学模型, 如图 10 所示, 机车主要参数见表 2。机车 1、机车 2 驱动系统分别采用上述驱动系统 A 和驱动系统 B, 车轮踏面为 JM3 磨耗形踏面, 标准轨距, 计算机车直线运行工况, 采用德国高干扰轨道谱, 机车运行速度为 200 km/h, 对应轮对蛇行频率为 2 Hz。

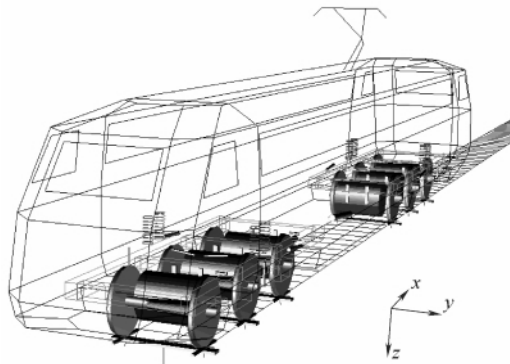


图 10 机车多体动力学模型

表 2 机车主要参数

参数	轴式	轴重/t	电机排列	轴距/m	定距/m
机车 1	2C ₀	21	顺置	2.00~2.00	13.05
机车 2	2C ₀	21	顺置	2.15~2.00	11.76

参数	一系纵向刚度 /(kN·mm ⁻¹)	一系横向刚度 /(kN·mm ⁻¹)	二系水平刚度 /(kN·mm ⁻¹)
机车 1	28.67	3.67	0.428
机车 2	28.70	3.74	0.426

图 11 和图 12 为不同摆杆长度对机车 1 的轮轴横向力影响曲线,最大轮轴横向力位于转向架后轮对。构架最大横移量与轮轴横向力随摆长变化趋势一致。当 k_c 分别为 0 和 0.43 kN/mm,摆杆长度为 0.1 m 时,对应的轮轴横向力和构架横移量最小,分析结果与图 8 一致。若摆杆长度为 0,相当于驱动系统与构架非弹性连接,机车 1 的最大轮轴横向力为 48 kN,构架最大横移量为 9.3 mm。驱动系统弹性架悬相对非弹性悬挂,机车 1 的最大轮轴横向力改善了 45%。

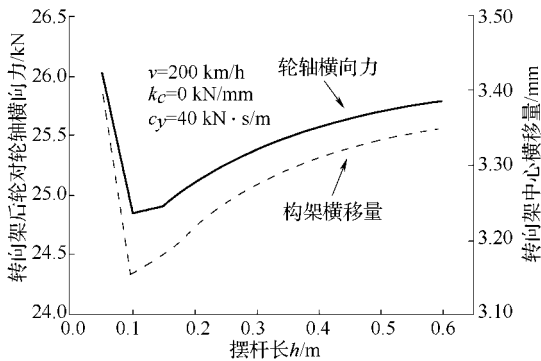


图 11 k_c 为 0 时机车 1 仿真结果

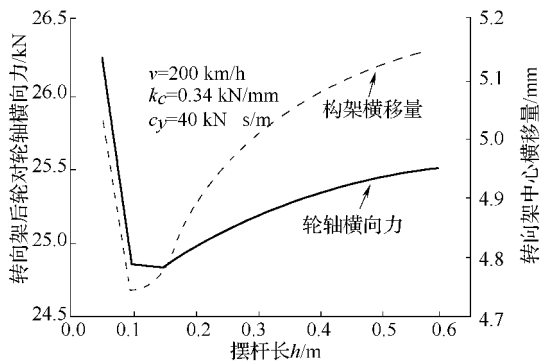


图 12 k_c 为 0.34 kN/mm 时机车 1 仿真结果

图 13 和图 14 为不同摆杆长度对机车 2 的轮轴横向力影响曲线。当 k_c 为 0、摆杆长度为 0.1 m 时,对应的轮轴横向力和构架横移量最小;当 k_c 为 0.34 kN/mm 时,在计算范围内增大摆杆长度有利于机车的动力学性能,分析结果与图 9 一致。若摆杆长度为 0,相当于驱动系统与构架非弹性连接,机车 2 的最大轮轴

横向力为 56 kN,构架最大横移量为 9.9 mm。驱动系统弹性架悬相对非弹性悬挂,机车 2 的最大轮轴横向力改善了 34%。

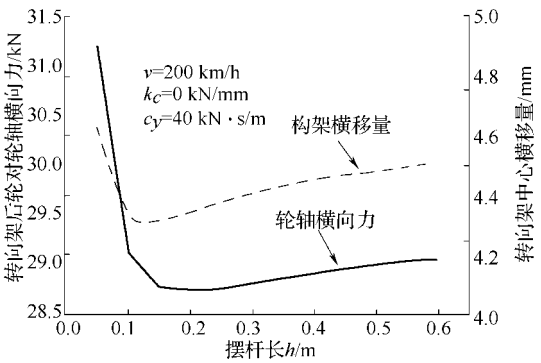


图 13 k_c 为 0 时机车 2 仿真结果

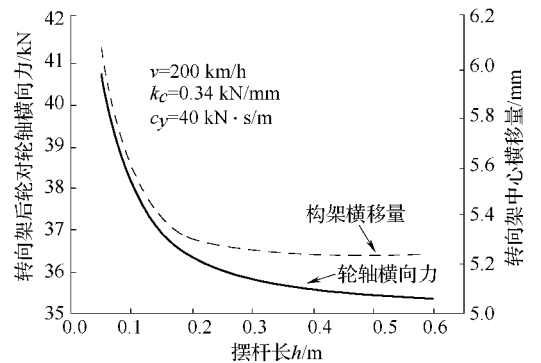


图 14 k_c 为 0.34 kN/mm 时机车 2 仿真结果

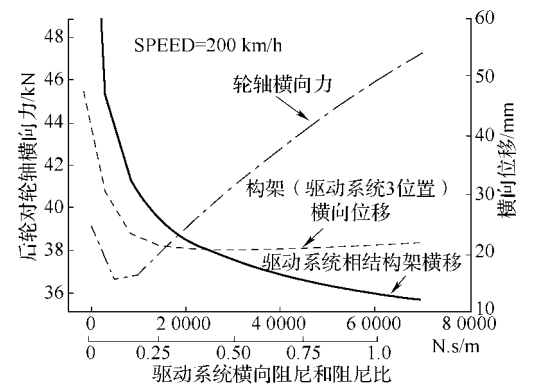


图 15 不同 c_y 的计算结果

机车 2 不同 c_y 对轮轴横向力和构架与驱动系统横向位移的仿真结果如图 15 所示。当驱动系统横向阻尼比为 0.1~0.3 时,机车轮轴横向力最小,随着横向阻尼的增加,轮轴横向力增大。较小的横向阻尼对应驱动系统相对构架的横向位移很大,实际结构无法满足该条件。随着驱动系统横向阻尼的增大,明显抑制了驱动系统相对构架的横向位移。机车轮轴横向力与构架的横向位移随横向阻尼变化的规律基本一致,当横向阻尼率小于 0.1 时,如果出现图 5 中频率比大于 1 对应的峰值时,构架横向位移不能有效衰减,引起

较大的横向位移幅值;横向阻尼率较大时,驱动系统动力吸振作用不明显,随着阻尼的增加,构架横向位移增大,轮轴横向力增大。由此验证前文关于驱动系统弹性架悬机理的解释。改善高速机车的横向力学性能,其关键问题是采取有效措施减小构架的横向振动。

根据 EN14363 计算机车的非线性临界速度^[13],当轮轴横向力的均方根值超标时,认为机车横向失稳。机车 1、机车 2 弹性架悬驱动系统对应的最佳摆长不同,其非线性临界速度随摆杆长度变化曲线趋势不同,如图 16 所示。与机车 2 不同,较短摆长有利于机车 1 的横向稳定性。

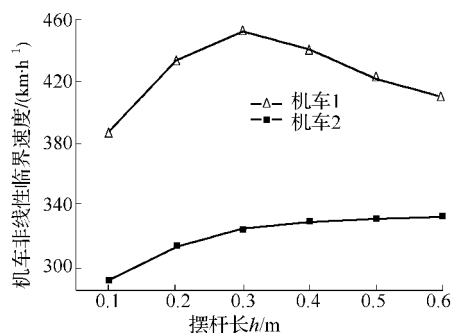


图 16 摆杆长度对机车横向稳定性的影响

实际机车运行速度和踏面磨损程度不同,对应的轮对蛇行频率也会改变,对于驱动系统的摆杆不可能存在最佳长度。对整车动力学仿真结果表明,当摆杆长度大于 0.1 m 时,驱动系统的悬挂频率小于 3 Hz,驱动系统的弹性架悬对改善机车的动力学性能具有明显效果,继续增大摆杆长度对机车动力学性能的影响不明显。

5 结论

(1) 机车驱动系统弹性悬挂有利于改善机车动力学性能,当驱动系统悬挂频率接近于轮对蛇行运动频率时,机车动力学性能最佳。驱动系统相对构架横向和摇头运动吸收了构架的振动能量,减小了构架的蛇行运动幅值,从而提高了机车横向稳定性并减小轮轴横向力。较小的横向悬挂阻尼有利于发挥弹性架悬驱动系统动力吸振的作用,当横向阻尼比较大时,可认为弹性架悬实现与构架质量和惯量间的解耦,隔离驱动系统在转向架的横向运动。

(2) 驱动系统悬挂频率取决于摆杆长度、双空心轴六连杆传动装置横向合成刚度以及相应的位置参数,当摆杆与传动装置位于同一侧时,传动装置刚度对驱动系统悬挂频率影响较大;摆杆长度大于 100 mm 时,驱动系统悬挂频率小于 3 Hz。

(3) 摆杆位于电机侧,由于驱动系统弹性悬挂质量所占比例大,对改善机车动力学性能更为明显。在

200 km/h 直线运行工况,相对驱动系统非弹性悬挂,摆杆位于电机侧和非电机侧对机车最大轮轴横向力分别改善了 45% 和 34%。

(4) 驱动系统弹性架悬的悬挂频率应与正常运行时轮对的蛇行频率接近;驱动系统悬挂阻尼比为 0.1~0.3 时有利于改善机车动力学性能,但为了减小驱动系统相对构架的横向位移,需要提高悬挂阻尼。

参考文献:

- [1] MIDDENGORF E. 德国铁路公司新一代电力机车[J]. 电力牵引快报,1997,19(3):1-11.
MIDDENGORF E. The New Electric Locomotive, Generation for DB AG[J]. Electric Traction Journal,1997,19(3):1-11.
- [2] HÖDI H, HAIGERMOSER A. 高速机车现代化转向架设计的发展[J]. 电力牵引快报,1995,17(8):69-77.
HÖDI H, HAIGERMOSER A. Development of New Motor Bogie Concept for High Performance Locomotives [J]. Electric Traction Journal,1995,17(8):69-77.
- [3] ALFI S. Effect of Motor Connection on the Critical Speed of High-speed Railway Vehicles[J]. Vehicle System Dynamics,2008,46(S):201-214.
- [4] Michael Lata. The Modern Wheelset Drive System and Possibilities of Modeling the Torsion Dynamics[J]. Transport,2008,23(2):172-181.
- [5] 罗赞. 机车驱动装置悬挂结构及参数研究[D]. 成都:西南交通大学,2005.
- [6] 罗赞,金鼎昌. 架悬机车驱动装置悬挂参数规律的研究[J]. 中国铁道科学,2007,28(4):78-82.
LUO Yun, JIN Ding-chang. Research on the Rules of Suspension Parameters to Driving Equipments Suspended in Bogie Frames[J]. China Railway Science,2007,28(4):78-82.
- [7] 罗赞,罗世辉,金鼎昌. 架悬机车驱动装置悬挂参数及结构的研究[J]. 中国铁道科学,2005,26(5):57-61.
LUO Yun, LUO Shi-hui, JIN Ding-chang. Research on Driving Equipment Suspension Parameters and Structures of Locomotives with Motor Elastically Mounted on the Frame[J]. China Railway Science,2005,26(5):57-61.
- [8] 张红军,陈喜红,孙永鹏,等. 我国 200km/h 速度等级高速客运机车转向架平台设计分析[J]. 铁道学报,2007,29(4):101-106.
ZHANG Hong-jun, CHEN Xi-hong, SUN Yong-peng, et al. The Analysis of Bogie Platform of 200 km/h High-speed Passenger Locomotive in Our Country[J]. Journal of the China Railway Society,2007,29(4):101-106.
- [9] 张红军,黄勇明,李冠军,等. 六轴提速机车采用弹性架悬方式的研究[J]. 中国铁道科学,2008,29(3):84-88.

- ZHANG Hong-jun, HUANG Yong-ming, LI Guan-jun, et al. Research on the Speed-increase Six-axle Locomotive with Driving Equipment Flexibly Suspended on the Frame [J]. China Railway Science, 2008, 29(3): 84-88.
- [10] CHRISTIAN S. The 12X High Power Locomotive [J]. Rail International, 1996, (7): 24-30.
- [11] 姚远, 罗世辉, 张红军. 驱动系统弹性架悬对机车动力学性能影响机理[J]. 振动工程学报, 2012, 25(5): 481-487.
- YAO Yuan, LUO Shi-hui, ZHANG Hong-jun. The Dynamic Effect Mechanism of Driving System Elastically Mounted on the Bogie Frame to Locomotive[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(5): 481-487.
- [12] 孙忠池. 反共振理论在动力吸振器设计中的应用[J]. 应用力学学报, 1993, 10(4): 99-103.
- SUN Zhong-chi. The Application of Anti-resonance Theory in Design of Vibration Absorbers[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1993, 10(4): 99-103.
- [13] PLOACH O. On Non-linear Methods of Bogie Stability Assessment Using Computer Simulations [J]. Rail Rapid Transit, 2006, 220(1): 13-27.
- (责任编辑 聂清立)

《铁道学报》论文参考文献著录格式要求

作者在撰写论文时,要将自己的成果和他人的成果区别开来,即,只要在文中引用了他人文献,就要在文内的适当位置进行标注,并将所引用文献按引用的先后顺序在文后以一定的著录格式依次列出。文后参考文献要求采用文献本身的文字进行著录,但中文期刊要求采用中英文两种文字进行著录。详细说明如下。

本刊执行国家标准《文后参考文献著录规则》(GB/T 7714—2005)、《科学技术期刊编排格式》(GB/T 3179—92)及《中国学术期刊(光盘版)检索与评价数据规范》,并采用顺序编码标注制。

1 引用的文献在文内标注格式

(1)对论文所引用的文献,要按它们在文中出现的先后,在文献的著者或成果叙述文字的右上角用方括号标注序号,或者作为语句的组成部分。例如:

• 1981年日本仅给出了扁平车轮冲击钢轨的垂直冲击速度公式^[1],……

• 薛杜普等^[2]指出棉酚从体内排泄缓慢。

• 文献^[2]指出,棉酚从体内排泄缓慢。

• 定理的证明见文献^[3]。

(2)引用多篇文献或同一著者多篇文献时,只需将各篇文献的序号在方括号内全部列出,各序号间用“,”分开;如遇连续序号,可用“-”连接,略去中间序号。例如:

• 早期的研究结果^[2,4,6-9]表明,……

(3)多次引用同一著者的同一篇文献时,在正文中标注首次引用该文献的文后参考文献序号,并在该序号的“[]”外著录引文页码。例如:

• 由于“思想”的内涵是“……的结果”^{[2]194},……。……“……方向和目标”^{[2]354},……

2 文后参考文献著录格式及示例

2.1 专著及专著中的析出文献

“专著”是以单行本或多卷册形式,在限定期限内出版的非连续性出版物。主要包括图书、学位论文、技术报告、标准、会议文集、汇编、多卷书、丛书等。“专著的析出文献”是指专著中析出的具有独立篇名的文献。为方便读者,建议图书、学位论文、科学技术报告、标准、多卷书、丛书等采用“专著”的著录格式;会议文集、论文集、汇编等采用“专著的析出文献”著录格式。

2.1.1 专著

其著录项目和格式为:

[序号]主要责任者.题名:其他题名信息[文献类型标志].其他责任者.版本(第1版不标注).出版地:出版者,出版年:引文所在的起止页码。

(1)图书

[1]翟婉明.车辆-轨道耦合动力学[M].北京:中国铁道出版社,1997:74-80.

(2)学位论文

[1]党建武.神经网络方法求解组合优化问题的研究[D].成都:西南交通大学,1996:20-25.

(3)科学技术报告

[1]朱家荷,韩调.铁路区间通过能力计算方法的研究[R].北京:铁道部科学研究院运输及经济研究所,1989:34.

(4)技术标准

[1]全国文献工作标准化技术委员会第七分委员会. GB/T 5795—1986 中国标准书号[S].北京:中国标准出版社,1986.

2.1.2 专著中的析出文献

其著录项目和格式为:

[序号]析出文献主要责任者.析出文献题名[文献类型标志]//专著主要责任者.专著题名:其他题名信息.版本项.出版地:出版者,出版年:析出文献的页码。

(1)会议文集、论文集、汇编

[1]张玉心.重载货车高摩擦系数合成闸瓦的研制和应用[C]//中国铁道学会.国际重载运输协会制动专题讨论会论文集.北京:中国铁道学会,1988:242.

[2]HUNNINGHAKS G W, GADEK J B, SZAPIEL S V, et al. The Human Alveolar Macrophage[C]// HARRIS C C ed. Cultured Human Cells and Issues in Biomedical Research. New York: Academic Press, 1980: 54-56.

2.2 连续出版物中的析出文献

“连续出版物”是一种载有卷期号或年月顺序号、计划无限

(下转第36页)