

驱动系统弹性架悬对机车动力学性能影响机理^{*}

姚 远, 张开林, 罗世辉, 张红军

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要: 为了阐明机车驱动系统弹性架悬对改善机车的横向动力学性能的机理, 建立具有 10 自由度的驱动系统弹性架悬的机车单转向架横向动力学模型, 比较不同的驱动系统悬挂形式和参数, 对机车横向稳定性和轮对轮轴横向力的影响, 并从动力吸振角度解释这一现象。结果表明: 驱动系统相对构架横向及摇头振动转移了构架的振动能量, 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; 当驱动系统横向悬挂频率接近于轮对蛇行运动频率时, 机车横向动力学性能最佳; 驱动系统较小的横向悬挂阻尼, 有利于提高机车的横向稳定性和减小轮轨作用力, 当阻尼比为 0.2~0.3 时, 弹性架悬显著减小了轮轴横向力。最后利用反共振理论给出了驱动系统横向悬挂刚度的选取原则和规律。

关键词: 机车; 驱动系统; 弹性架悬; 动力吸振; 反共振理论

中图分类号: U 260.11 文献标识码: A 文章编号: 1004-4523 (2012) 05-0481-07

引 言

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、动车转向架的一种新技术^[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 机车基础上进一步发展起来的, 它们都将驱动系统由 E120 机车的非弹性悬挂改为弹性悬挂^[5]。中国 CRH3 型动力车驱动系统以及“蓝剑”、“中华之星”动力集中式动车就是采用这种方式。国内罗、张红军等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作了许多探索和开创性的工作, 获得了丰富的工程经验^[5~9]。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合理的弹性架悬悬挂参数。S. Alfì 分析了电机的连接刚度对高速动力车临界速度的影响^[3], 利用动力吸振器解释驱动系统弹性架悬对横向稳定性的影响。本文建立具有 10 自由度的驱动系统弹性架悬的机车单转向架横向动力学模型,

比较不同的驱动系统悬挂形式和参数, 分析驱动系统弹性架悬对机车动力学性能影响, 从动力吸振角度研究驱动系统弹性架悬对机车动力学性能影响机理, 根据反共振理论给出了弹性架悬悬挂参数选取规律。

1 弹性架悬转向架动力学模型

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, 有摆杆布置在靠近电机侧和非电机侧两种结构形式。驱动系统相对构架水平方向具有横向和摇头自由度。本文针对 B₀ 转向架, 忽略车体运动的影响, 假设构架与固定的系统坐标间通过二系悬挂元件连接, 如图 1。

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。其动力学方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = Q \tag{1}$$

式中 M , C , K 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵, Q 为外力向量, 具体参数见表 1。

对于轮对的运动方程, 由于轮对的横向和摇头运动通过轮轨切向力耦合, 轮对的运动为横向和摇头方向具有相同振动频率和一定相位差的蛇行运

^{*} 收稿日期: 2011-11-18; 修订日期: 2012-05-18
基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51205324, 51075339); 西南交通大学青年教师百人计划 (1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net)
(SWJTU 11BR050) 和牵引动力国家重点实验室自主研究课题 (2011TFL-104) 资助项目

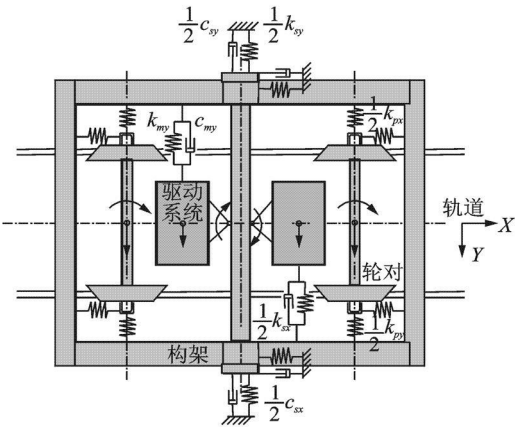


图1 弹性架悬转向架模型

Fig. 1 The bogie model with elastic suspension

动。忽略轮对受到的轮轨自旋蠕滑力，直线轨道上弹性定位单轮对线性动力学方程的刚度矩阵 $\mathbf{K}_w$ 和阻尼矩阵 $\mathbf{C}_w$ 如下：

$$\mathbf{K}_w = \begin{bmatrix} k_{py} + k_{gy} & -2f\eta \\ \frac{2\lambda_e l_0 f \xi}{r_0} & l_1^2 k_{px} + k_{g\psi} \end{bmatrix} \quad (2)$$

表1 模型参数

Tab. 1 The parameters of bogie model

符号	物理意义	数值	符号	物理意义	数值
m_w	轮对质量	3 085 kg	$2b$	转向架轴距	2.5 m
I_w	轮对摇头惯量	2 024 kg · m ²	$2l_0$	左右接触斑横向跨距	1 493 mm
m_f	构架质量 (加驱动系统非弹性悬挂质量)	7 186 kg	$2l_1$	一系横向跨距	2 200 mm
I_f	构架惯量 (加驱动系统非弹性悬挂惯量)	9 751 kg · m ²	$2l_2$	二系横向跨距	2 200 mm
m_d	驱动系统弹性悬挂质量	1 765 kg	r_0	滚动圆半径	0.625 m
I_d	驱动系统摇头惯量	1 019 kg · m ²	λ_e	轮轨接触斜度	0.15
k_{px}	单轴一系纵向刚度	40 kN/mm	f_ξ	纵向蠕滑系数	8.624E6
k_{py}	单轴一系横向刚度	6 kN/mm	f_η	横向蠕滑系数	8.144E6
k_{sx}	转向架二系纵向刚度	0.8 kN/mm	k_{gy}	轮轨接触重力刚度	41.4 kN/m
k_{sy}	转向架二系横向刚度	0.8 kN/mm	$k_{g\psi}$	轮轨接触重力角刚度	-23 kN/rad
c_{sx}	转向架二系纵向阻尼	1 000 kN · s/m	k_r	轮轨接触刚度	50 kN/mm
c_{sy}	转向架二系横向阻尼	60 kN · s/m	v	运行速度	-

2 弹性架悬对横向线性稳定性影响

对于采用刚性轮对的轨道车辆，由于车轮踏面存在接触斜度，轮对在轨道上会产生蛇行运动。因为轮对定位刚度及重力作用，轮对横向蛇行运动在一定的速度范围内是稳定的，即轮对具有趋于轨道中心的趋势。当车辆运行速度超过某一定值（称为临界速度）时，轮对最大横向位移趋于某一非零正

$$\mathbf{C}_w = \frac{1}{v} \begin{bmatrix} 2f\eta & 0 \\ 0 & 2l_0^2 f_\xi \end{bmatrix} \quad (3)$$

刚度矩阵为非对称，对应系统矩阵具有复特征值，当特征值有正实部时，振动系统失稳。对于轮轨系统， $\mathbf{K}_w$ 非对称项为轮对横向和摇头振动耦合项，引起系统能量输入^[11]。 $\mathbf{C}_w$ 消耗能量，由式可知 $\mathbf{C}_w$ 与轮对运行速度 v 有关，随着 v 增加，阻尼减小。在一个蛇行周期内，系统输入能量与阻尼消耗能量平稳时，线性系统为临界稳定状态，对应的速度为线性临界速度。

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 分别表示如下

$$\begin{cases} k_y = (2\pi f_y)^2 m_d \\ c_y = \xi_y 2m_d (2\pi f_y) \end{cases} \quad (4)$$

式中 f_y 为驱动系统横向悬挂频率 (Hz)， ξ_y 为驱动系统横向悬挂阻尼比， m_d 为驱动系统弹性悬挂质量，同理可得到驱动系统相对构架的摇头刚度和阻尼。

值，形成稳定的极限环运动。工程上，当轮对的横向位移不能快速收敛，称为车辆横向失稳。轮轨车辆在服役过程中，由于某些参数的变化，例如踏面磨耗引起轮轨接触斜度增大，会显著降低车辆的横向稳定性。横向失稳会恶化车辆动力学性能甚至引起脱轨，所以轨道车辆设计时需要校核车辆的横向稳定性并保证较高的安全裕度。轮轨车辆横向稳定性一直是轮轨车辆系统动力学的重点和难点问题之

—121—

校核车辆的横向稳定性有线性和非线性计算两种方法, 计算线性稳定性, 可以快速估算车辆的临界速度并优化相关参数, 通过各刚体振动频率和振型识别相应的失稳模态。对式 (1) 的齐次项求解特征值和特征向量, 刚度矩阵为非对称, 且阻尼矩阵与运行速度相关, 为非比例阻尼, 可将系统方程利用状态空间表示。计算 $2n$ 阶系统矩阵的特征值和特征向量, 得到 n 对共轭特征值和共轭特征向量。每一特征值的虚部和实部分别表示对应自由度的振动圆频率和衰减系数, 根据特征向量得到不同频率对应的刚体振型。根轨迹曲线是车辆线性系统方程在不同速度下所有计算特征根的结果。根轨迹曲线中, 随车辆运行速度变化的振动模态决定了车辆系统的稳定性。当系统的所有特征根实部全为负值时, 系统的运动是稳定的。

为了讨论不同驱动系统结构形式和弹性架悬参数对横向稳定性的影响, 分析了如下4 种模型、组成6 种情况的线性稳定性。

- (1) 无驱动系统模型;
- (2) 驱动系统非弹性固定在构架上;
- (3) 弹性定位单轮对, 相当于构架只有一个前进方向自由度;
- (4) 驱动系统弹性架悬, $f_y = 3\text{ Hz}$, $\xi_y = 1.0$;
- (5) 驱动系统弹性架悬, $f_y = 3\text{ Hz}$, $\xi_y = 0.3$;
- (6) 驱动系统弹性架悬, $f_y = 4\text{ Hz}$, $\xi_y = 0.3$ 。

图2 为不同模型和驱动系统弹性架悬参数计算的线性临界速度, 驱动系统非弹性连接增加了构架的质量及摇头惯量, 其横向稳定性最差。弹性定位单轮对模型相当于构架不参与横向蛇行运动, 计算线性临界速度最高。图3 为三种模型对应的根轨迹曲线, 对于转向架模型, 图中虚部较小特征根对应轮对的蛇行模态, 线性稳定范围内, 轮对的蛇行频率为1~4 Hz; 频率较大的对应构架的横向振动 (5~10 Hz)。驱动系统弹性架悬转向架的横向临界速度与 f_y 有关, 当 f_y 为0 时, 相当于无驱动系统转向架; 当 f_y 较大时, 相当于驱动系统与构架非弹性连接; 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, 且临界速度与 ξ_y 有关。驱动系统弹性架悬相当于动力吸振器的作用, 驱动系统的横向和摇头振动转移了构架的横向和摇头振动, 当 f_y 接近于轮对蛇行激振频率时, 使得构架的蛇行振幅最小, 从而提高转向架的稳定

性。图4 中转向架临界速度最大时, 对应的临界稳定状态构架横向位移最小, 并非驱动系统与构架相对位移 (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。

轮轨车辆临界失稳模态通常对应于转向架的蛇行, 即构架与轮对同频同相运动。图3 和5 中除根轨迹曲线 (5) 以外, 随着运行速度增加, 首先达到临界稳定状态为轮对蛇行引起。根轨迹曲线 (5) 为构架横向振动首次失稳, 失稳速度对应图2 中驱动系统弹性架悬转向架线性临界速度的上限值。轮轨车辆失稳后, 各部件以失稳频率振动, 构架横向失稳对应的振动频率较高, 会引起转向架较大频率的剧烈振动, 车辆应通过优化悬挂参数避免构架横向振动为首次失稳模态。根轨迹曲线 (5) 对应的 ξ_y 较小, 驱动系统固有频率与轮对蛇行频率接近时, 产生共振, 轮对的蛇行阻尼减小。

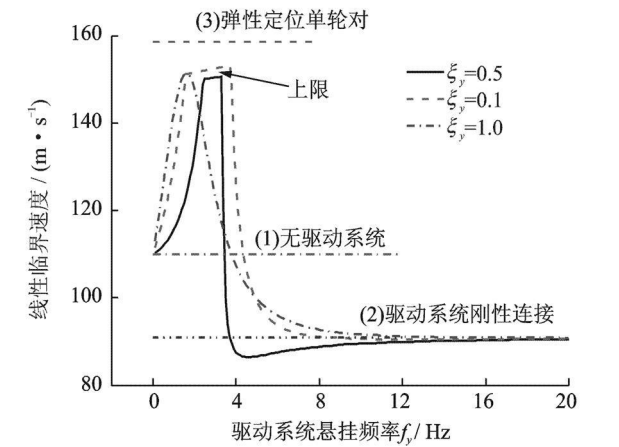


图2 不同的 f_y 计算线性临界速度
Fig. 2 The linear critical speed with different f_y

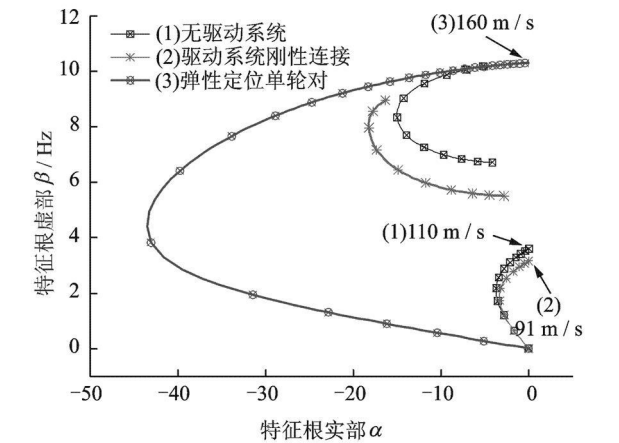


图3 根轨迹曲线
Fig. 3 The root locus curves

©1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

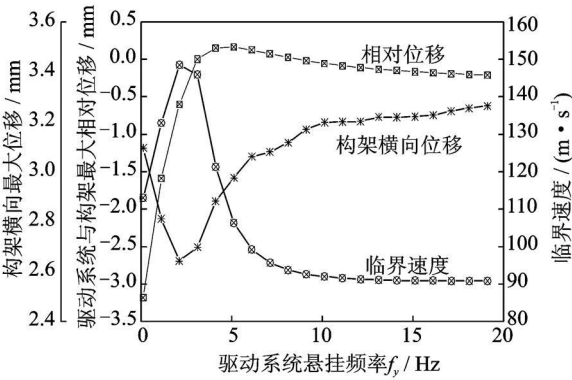


图4 不同悬挂频率的计算结果

Fig. 4 The calculation results with different f_y

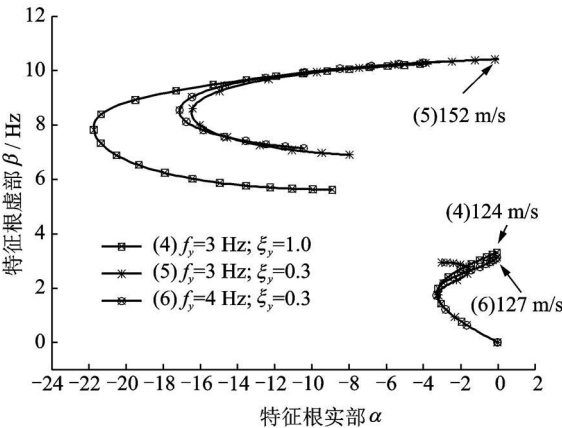


图5 根轨迹曲线

Fig. 5 The root locus curves

3 弹性架悬对轮轴横向力影响

车辆在轨道上运行时,受到线路不平顺作用,轮轨间存在着较大的动作用力,轮轴横向力是评价车辆动力学性能的重要指标之一。轮轴横向力随着速度的增加而增大,高速机车车辆尤其重视低轮轨动作用力。为了研究驱动系统弹性架悬对轮轨车辆轮轴横向力的影响,针对式(1),引入轨道横向不平顺,并考虑到到轮对与钢轨横向位移超过8.5 mm的轮轨间隙后,用单边接触刚度 k_r 及阻尼模拟轮缘接触,采用数值方法的非线性动力学模型,计算轮轴横向力并获得统计值。

AAR5级横向不平顺的直线轨道上,不同 f_y 的仿真结果如图6、7所示,同样,驱动系统弹性架悬减小构架横向和摇头振动幅值,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,并且构架的横向位移的摇头角位移最小。图7中,当转向架运行过程中,蛇行频率变化范

围较小时,较小的 ξ_y 对减小轮轴横向力有利。

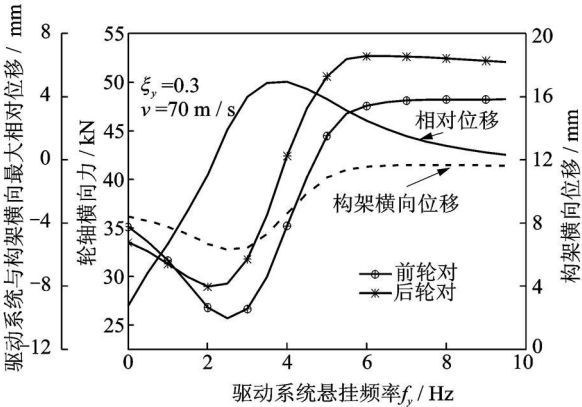


图6 不同fy 仿真结果

Fig. 6 The simulation results with different f_y

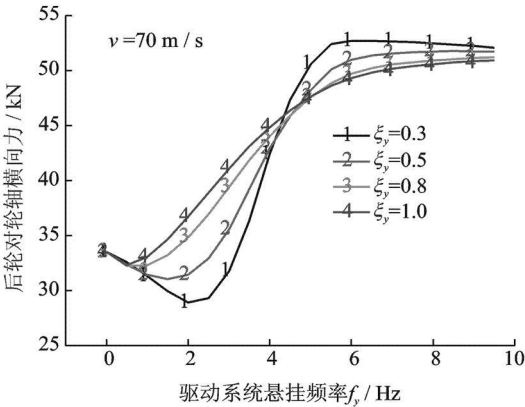


图7 ξ_y 对轮轴横向力的影响

Fig. 7 The axle lateral forces with different ξ_y

通常直线上转向架后轮对的轮轴横向力大于前轮对,仿真结果表明 f_y 的变化对前后轮轴横向力的大小有影响。参考文献[3]中将构架前、后轮对位置横向加速度分别表示如下

$$\ddot{y}_1^0 = \ddot{y}_f^0 + p\ddot{\psi}_f^0 = -\omega^2(y_0^0 + p\psi_0^0)e^{i\omega t} \quad (5)$$

$$\ddot{y}_2^0 = \ddot{y}_f^0 - p\ddot{\psi}_f^0 = -\omega^2(y_0^0 - p\psi_0^0)e^{i\omega t} \quad (6)$$

构架横向加速度与摇头加速度引起的前后位置横向加速度叠加,加速度矢量图见图8。车辆线性系统分析表明,低频轮对蛇行引起轮对和构架同频同相振动,构架摇头振动相位较横向振动相位超前 90° 左右。如图8所示,当相位差为 90° 时,构架的前、后轮对位置横向加速度相等,而当相位差大于 90° 时,后轮对位置横向加速度大于前轮对,可以形象理解为引起后轮对横向力大于前轮对的原因。

构架摇头与横向振动相位差与构架的质量、摇头惯量以及水平方向悬挂参数有关。不同驱动系统悬挂参数,会影响构架固有振动频率和摇头与横向

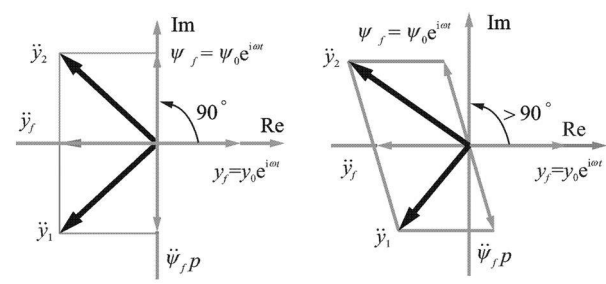


图8 构架前后轮对位置加速度矢量关系

Fig. 8 Acceleration vector relationship of the bogie frame's positions at the front and rear wheelsets

振动相位差。图9为驱动系统悬挂频率对构架摇头与横向振动相位差及后轮对轮与前轮对轮轴横向力比值影响曲线, 仿真结果表明相位差与横向力比值的关系虽未严格符合矢量图分析, 但是总体趋势大致一致。较小的驱动系统横向悬挂刚度有利于平衡前后轮对的轮轴横向力。

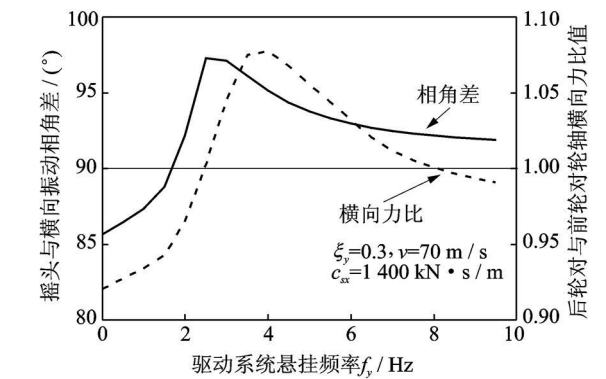


图9 前后轮对轮轴横向力比值与相角差的关系

Fig. 9 Relationship between the axle lateral force ratio and the phase angle difference

4 反共振理论与弹性架悬参数优化

仿真结果表明: 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, 并且动力学参数为等效参数, 如图10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。

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 的比值为如下传递函数

$$G_{11}(\omega) = \left| \frac{y_f}{y_w} \right| = \frac{k_{py}(k_y + k_c - m_d\omega^2) + k_c k_y}{(\tilde{k}_{sy} + k_{py} + k_y - \tilde{m}_f\omega^2)(k_y + k_c - m_d\omega^2) - k_y k_y} \quad (7)$$

上式中, “ $\sim$ ”表示该参数的等效值, k_c 为驱动系统与轮对连接的六连杆联轴器横向合成刚度。当系统结构参数一定时, 相同激励频率下构架及电机横向振幅与轮对的振动幅值比为一常数。当激励频率 $\omega = \omega$ 满足式条件时, 构架振动幅值比 $G_{11}(\omega)$ 为0。

$$k_{py}(k_y + k_c - m_d\omega^2) + k_c k_y = 0 \quad (8)$$

即受迫振动物体静止不动, 这种现象称为反共振, 对应的激励频率 ω 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励频率, 而反共振频率为分子为零对应的频率值。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^[13]。

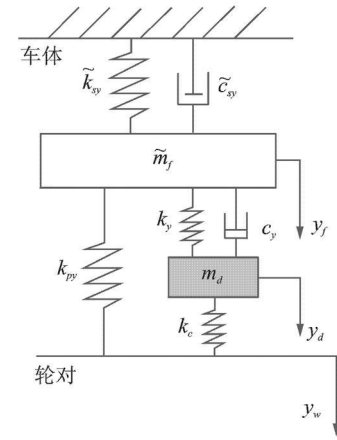


图10 驱动系统弹性架悬简化模型

Fig. 10 The simplified model of elastic suspension

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, 激励频率 ω 为蛇行频率 ω , 则最优驱动系统横向悬挂刚度 k_y 为

$$k_y = \frac{k_{py}}{k_{py} + k_c}(m_d\omega^2 - k_c) \quad (9)$$

可知, 随着 ω 和 m_d 增大, 对应的 k_y 增大; 当联轴器刚度 k_c 增大, k_y 减小。由于 k_c 较 k_{py} 小一个数量级^[9], 则

$$k_y \approx m_d\omega^2 - k_c \quad (10)$$

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11为不同 ξ 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较小。

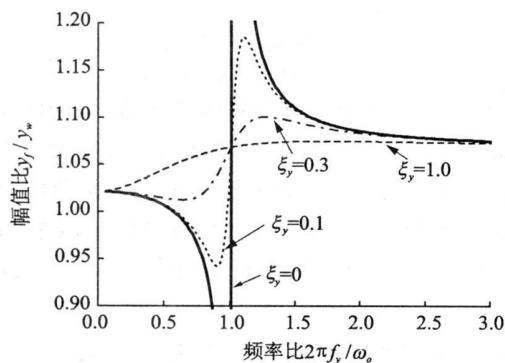


图 11 不同 ξ_y 对应构架与轮对的振动幅值比

Fig. 11 The amplitude ratio of bogie frame and wheelset with different ξ_y

5 结 论

建立具有 10 自由度的驱动系统弹性架悬的机车单转向架横向动力学模型, 比较不同的驱动系统悬挂形式和参数, 分析驱动系统弹性架悬对机车动力学性能影响及其机理, 结论如下:

(1) 机车驱动系统弹性架悬有利于改善机车动力学性能, 驱动系统相对构架横向及摇头振动转移了构架的振动能量, 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;

(2) 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。这是因为结构共振使得驱动系统具有较大的相对构架的振动幅值, 而有利于构架的振动能量转移到驱动系统。根据反共振理论, 给出了驱动系统横向悬挂刚度的选取原则和规律。

(3) 驱动系统较小的横向悬挂阻尼, 有利于提高机车的横向稳定性和减小轮轨动作用力, 当阻尼比为 0.2~0.3 时, 弹性架悬显著减小了轮轴横向力, 但实际结构中, 为了抑制过大的驱动系统横向位移, 横向悬挂要求较大阻尼比。

(4) 横向悬挂阻尼比较大时, 驱动系统弹性悬挂机车横向动力学性能不一定优于无驱动系统的车辆动力学性能, 则可以利用驱动系统弹性架悬实现与构架质量和惯量间的解耦来理解驱动系统弹性架悬机理。

参考文献:

[1] Middendorf E. 德国铁路公司新一代电力机车[J]. 王渤洪, 译. 电力牵引快报, 1997, 19 (3): 1—11.

Middendorf E. The new electric locomotive, generation for DB AG[J]. Electric Traction Journal,

1997, 19 (3): 1—11.

[2] H di H, A Haigermoser. 高速机车现代化转向架设计的发展[J]. 王渤洪, 译. 电力牵引快报, 1995, 17 (8): 69—77.

H di 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 (Suppl): 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 . 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.

Luo Yun. Study on suspension constructs and parameters of driving equipment in locomotives [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2005.

[6] 罗 , 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 Dingchang. 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 , 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 Shihui, Jing Dingchang. 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 200 km/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 Hongjun, Cheng Xihong, Sun Yongpeng, 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 Hongjun, Huang Yongming, Li Guanjun, et al. Research on the speed-increase six-axle locomotive with driving equipment flexibly suspended on the frame. China Railway Science, 2008, 29 (3): 84—88.

[10] Christian S. The 12X high power locomotive [J].

Rail International. 1996, (7): 24—30.

[11] 陈泽深, 王成国. 铁道车辆动力学与控制 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004.

Cheng Zesheng, Wang Chengguo. Dynamics of Railway Vehicle and Control [M]. Beijing: China Railway Press, 2004.

[12] Ploach O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations [J]. Proc.

Inst. Mech. Eng. F. J. RAIL Rapid Transit. , 2006, 220 (1): 13—27.

[13] 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 Zhongchi. The application of anti-resonance theory in design of vibration absorbers [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1993, 10 (4): 99—103.

The mechanism of dynamic effect of the driving system elastically mounted on the bogie frame of locomotive

YAO Yuan, ZHANG Kai-lin, LUO Shi-hui, ZHANG Hong-jun
(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: The driving system elastically suspended on the bogie frame is conducive to the lateral dynamics performance of the locomotive. In order to clarify the mechanism, a bogie dynamics model with 10 degrees of freedom which includes the elastic driving system was established. The lateral stability and lateral force of the wheelset were analyzed with different suspension structures and parameters of the driving system, and those phenomena were made clear in view of dynamic vibration absorption. The results show that according to lateral vibration and yawing of the driving system relative to the bogie frame its vibration energies are transferred, which reduces the amplitude of frame hunting, thus improving the lateral stability and reducing lateral forces of the wheelset. When lateral suspension frequency of the driving system is close to the hunting frequency of wheelset, the lateral dynamic performance of locomotive is optimum. The smaller lateral suspension damping is helpful to improve the lateral stability of the locomotive and reduce the W/R dynamical forces. With the damping ratio of elastic suspension from 0.2 to 0.3, the lateral forces of the axle can be reduced significantly. Finally, the reasonable selection for lateral suspension stiffness of the driving system is proposed using the anti-resonance theory.

Key words: locomotive; driving system; elastic suspension; dynamic vibration absorption; anti-resonance theory

作者简介: 姚远 (1983-), 男, 博士, 讲师. 电话: (028) 87600660; E-mail: yyuan8848@163. com