

DOI: 10.3901/JME.2010.24.075

黏滑振动理论及其在铁路机车中的应用*

姚远 张红军 罗赞 罗世辉

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 为研究机车处于黏着极限态时轮对的动态行为, 提出平均滑动率和动态滑动率的概念并对黏滑振动稳定性及其振动特点进行分析。黏滑振动是介于黏着和滑动的动态过程, 其稳定性取决于轮轨黏着, 减小平均滑动率和动态滑动率有利于黏滑振动稳定。当轮对在黏着及滑动状态的往复交替时, 轮对旋转与轮对纵向振动通过轮轨纵向切向力耦合, 轮对的纵向振动频率为轮对旋转固有振动频率的整数倍。建立机车机电、控制一体化系统动力学模型, 再现轨面黏着条件降低时轮对黏滑振动现象, 对理论分析结果进行验证。研究结果表明: 增大机车一系纵向刚度, 电动机吊挂刚度有利于黏滑振动稳定性, 提高机车黏着性能, 需要合理匹配轮对纵向定位刚度和电动机吊挂刚度, 避免机车黏滑振动时引起结构共振。

关键词: 黏滑振动 驱动动力学 机车 黏着 参数匹配

中图分类号: U260.11 TB122

Theory of Stick-slip Vibration and Its Application in Locomotive

YAO Yuan ZHANG Hongjun LUO Yun LUO Shihui

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

Abstract: In order to study the dynamic behavior of locomotive under saturated adhesion, the stability and characteristics of stick-slip vibration are analyzed with concept of average and dynamic slip rates. The stick-slip vibration is a dynamic process between stick and slip state, and its stability depends on the W/R adhesive damp, the reducing of average and slip rates is conducive to the stick-slip vibration stability. The lengthwise oscillation frequency of wheel set is several times the nature frequency of rotary vibration of wheel set, and the rotary vibration of wheel set and the lengthwise vibration of wheel set are coupled through lengthwise tangential force when the wheel set repeat in the state of adhesion and sliding alternately. The train dynamic model integrated with electromechanical and control system is established to simulate the phenomenon of stick-slip vibration on low adhesion and to verify the theoretical analysis. The results show that the increase of primary lengthwise stiffness and motor suspension stiffness are beneficial for stability and locomotive adhesion, and rational match of longitudinal locating stiffness of wheel set and motor suspension stiffness can avoid structural resonance under stick-slip vibration.

Key words: Stick-slip vibration Driving dynamics Locomotive Adhesion Parameters matching

0 前言

随着铁路重载机车的投入使用, 机车牵引功率的增加受到轮轨间有效黏着利用的限制, 轮轨之间的黏着利用率比较高, 以至于黏着力不足时机车产生复杂的动态问题。如何充分利用轮轨间的黏着力和研究机车在黏着极限态时轮对的动态性能以及怎样合理匹配转向架参数, 使得机车具有较好的黏着

性能和较小的动态作用力, 对铁路机车的重载和高速牵引具有十分重要的理论意义和工程应用价值。当轮轨相对滑动量较大时, 轮轨黏着的负斜率特性使得轮轨黏着不能维持峰值并进入滑动状态, 由于机车车辆的动态特性, 介于轮轨黏着和滑动状态的中间过程为动态过程并称之为黏滑振动。很早人们就发现了机车驱动过程中的复杂动态问题, 并展开了机车驱动系统动力学研究。文献[1-2]试验验证了机车黏滑振动的自激振动行为, 得出增大传动系统刚度及阻尼能够有效抑制自激振动; 文献[3]提出机车黏滑振动稳定性的概念, 仿真分析弹性架悬机

* 国家自然科学基金(51075339, 50775191)和牵引动力国家重点实验室自由探索自主研究课题(2008TPL-T05)资助项目。20091209 收到初稿, 20100612 收到修改稿

车结构参数对驱动系统振动稳定性的影响;文献[4]分析了左右车轮黏着条件不一致时引起的滚滑振动;文献[5-6]建立了机电一体化的机车驱动动力学模型,研究了机车电传动系统特性及控制策略对机车黏滑振动的影响,提出了高黏着性能机车“牵引系统—转向架—控制系统”一体化设计原则。相关研究再现了这种复杂的振动现象并从机车车辆设计角度进行分析,但尚未对轮轨黏滑振动机理及机车黏着极限态时轮轨的动态行为进行研究。

本文建立单轮对传动系统简化动力学模型,提出滑动率,平均滑动率和动态滑动率概念,并利用此概念解释轮轨黏滑振动现象,分析黏滑振动稳定性及黏滑振动过程中轮对纵向振动的特点。利用多体动力学软件建立了大功率机车机电、控制一体化动力学模型,仿真结果证实了黏滑振动理论分析结果,根据轮轨黏滑振动理论提出了高黏着性能机车、低动作用力传动系统的参数匹配原则。

1 简化的理论分析模型

1.1 单传动系统力学模型

将机车传动系统简化为图1所示的三物体4自由度模型,三物体分别为电动机转子、轮对和车体,包括转子转角和轮对回转角 θ_m 、 θ_w 以及轮对和车体纵向位移 x_m 、 x_w 在内共计4自由度。图1中, J_m 为转子等效到轮对上的当量转动惯量; J_w 为轮对转动惯量; m_w 、 m_b 为轮对和车体质量。 k_d 、 c_d 分别为转子与轮对之间的当量扭转刚度和阻尼; k_x 、 c_x 分别为轮对纵向定位刚度和阻尼; M_m 为电动机力矩; F 为轮对垂向载荷; F_0 为牵引载荷。

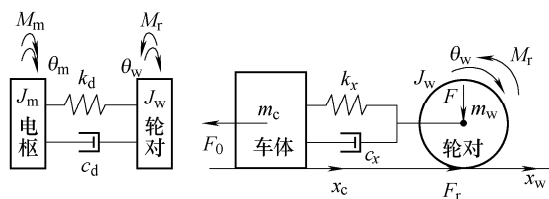


图1 简化机车单轮对传动模型

θ 、 x 分别为除去平衡位置时牵引电动机与轮对以及轮对与车体之间的相对位移,假设电动机的输出力矩以及机车牵引力为恒定值,可建立运动方程如式(1)所示^[7]

$$\begin{pmatrix} J_w & 0 \\ 0 & m_w \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c'_d & 0 \\ 0 & c'_x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k'_d & 0 \\ 0 & k'_x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -M_r + M_{r0} \\ F_r - F_{r0} \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\text{式中 } c'_d = c_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right)$$

$$k'_d = k_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right)$$

$$c'_x = c_x \left(1 + \frac{M_w}{M_b} \right)$$

$$k'_x = k_x \left(1 + \frac{M_w}{M_b} \right)$$

M_r, F_r ——轨道对车轮瞬时力矩和作用力

M_{r0}, F_{r0} ——轨道对车轮平均牵引力矩及平均牵引力

式(1)以相对运动作为运动方程的自由度,减少了原系统的自由度并便于定义平均滑动率。

1.2 滑动率

众所周知,当机车在驱动或者制动工况时,轮轨间容易出现较大滑动,而非传统车辆动力学弹性蠕滑现象。为了在物理意义上更能准确表达轮对空转时的滑动程度,针对机车驱动动力学研究,定义轮对滑动率

$$s = \frac{v - \omega r}{v} \quad (2)$$

式中, v 为轮对速度; ω 为轮对旋转角速度; r 为轮对滚动圆半径。当机车发生空转时, s 为一较大值,而不像传统蠕滑率表达式只能为一极限值,因而能较好地表达车轮的空转程度。驱动工况时, s 为一负值,为便于表达,文中利用绝对值表示。

式(2)相对于Carter和UIC定义蠕滑率表达式所计算得到的轮轨切向力仅在轮轨之间存在较大的滑动量时才有差别^[8]。

对于动态系统的物理量, s 可写为

$$s = s_0 + ds \quad (3)$$

式中, s_0 定义为平均滑动率、 ds 定义为动态滑动率。 s_0 与机车牵引载荷及轨面黏着条件有关,当轮轨黏着力不足时, s_0 为一较大值,即轮对产生了打滑现象。 ds 取决于系统的振动能量以及传动系统结构参数。

1.3 简化轮轨黏滑特性曲线

由于轮轨摩擦热及钢轨表面粗糙度等原因^[9],当轮轨切向力达到饱和,随着滑动率的增加,轮轨切向力降低,称为轮轨黏着负斜率特性。不同的轨面条件下,轮轨黏滑特性曲线不同,归纳这些不同点可大致分为最大切向力系数、最大切向力系数对应的滑动率(称为临界滑动率)、靠近原点线性段斜率和滑动时曲线的负斜率,称为轮轨黏滑特性曲线4要素^[10-11]。定义轮轨处于黏滑特性曲线正斜率段为黏着状态,曲线负斜率段为滑动状态。

图 2 为简化的轮轨黏滑特性曲线, 可以用分段线性函数表示它们的关系

$$\mu = \begin{cases} \mu_m s / s_c & 0 \leq s < s_c \\ \mu_m + k_\mu (s - s_c) & s_c \leq s \end{cases} \quad (4)$$

式中, μ_m 为最大切向力系数, s_c 为临界滑动率, μ_0 为 s_0 对应的切向力系数, k_μ 为曲线负斜率。

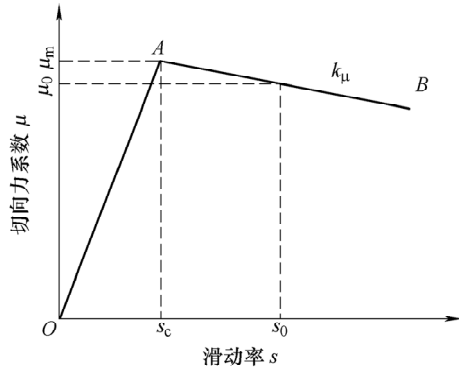


图 2 简化黏滑特性曲线

1.4 等效阻尼作用力的非线性特征

轨道对轮对的瞬时切向力及力矩为 $F_r = \mu W_0$, $M_r = F_r r$ 。 F_r 中包括了轨道对轮对动态牵引力 F_r' 和静态牵引力 F_{r0} 两部分; 同样, M_r 中包括了轨道对轮对动态力矩 M_r' 和静态力矩 M_{r0} 两部分, W_0 为机车轴重。代入式(4)可得

$$F_r = \begin{cases} W_0 \mu_m s / s_c & 0 \leq s < s_c \\ W_0 \mu_m + W_0 k_\mu (s - s_c) & s_c \leq s \end{cases} \quad (5)$$

当 $s=s_0$ 时, 可得静态牵引力 F_{r0} , 同理可得到 M_r 、 M_{r0} 。

当 s 、 s_0 分别位于图 2 中 OA 和 AB 段时, 计算 F_r 、 F_{r0} , M_r 和 M_{r0} 代入式(1), 可组合方程右侧非齐次项的 4 种表达式。

2 黏滑振动理论

2.1 黏滑振动稳定性

运行机车作为动态系统, 轮对滑动率 s 为平均滑动率 s_0 加上动态滑动率 ds , 滑动率大小决定了轮轨间的黏着状态。图 3 中 a 、 b 、 c 分别为三种典型的黏着状态。 a 处于黏着状态, b 处于黏滑振动状态, c 处于全滑动状态。忽略传动系统结构阻尼时, 处于轮轨黏着状态的动力系统, 受到正阻尼作用, 消耗能量, 振动系统稳定, 处于轮轨全滑动状态的动力系统, 受到负阻尼力作用, 其能量增加, 系统处于不稳定状态。图 4 中 s_0 为 3 个不同的定值, 分别对应图 3 中 a 、 b 、 c 三种工况, 对于 b 、 c 工况, 由于系统振动能量增加, 使得 ds 增大, 直到 s 有部分位于正斜率段时, 即处于黏滑振动状态, 系统输入

能量与消耗能量达到平衡, 系统存在稳定的极限环。 c 工况 s_0 大于 b 工况, 系统输入能量值较大, 更快地由全滑动状态进入到黏滑振动状态。

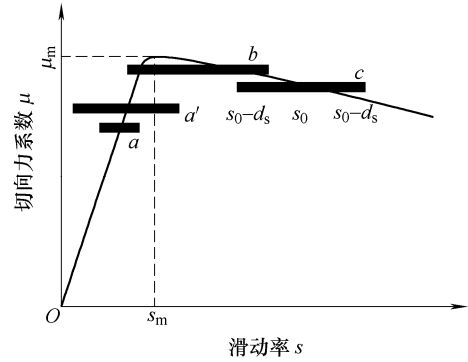


图 3 黏滑振动机理分析

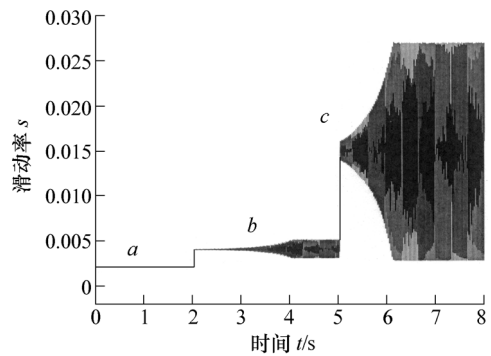


图 4 滑动率的往复振动

对于实际运行的机车, 其 s_0 不可能固定于某一定值, ds 也不能无限制增大。这里 a' 相对于 a , 由于其传动系统结构刚度和阻尼较小, s 振动幅值较大, 更容易发生黏滑振动, 增加系统的振动能量, 从而较快地进入全滑动状态。同样, 当轮对由滑动恢复到黏着状态时, 较大的 s 振动幅值延长了轮对恢复黏着的时间。

影响机车恢复黏着的因素众多^[3], 如轨面黏着状态、机车结构参数、机车电传动系统、电动机的力学特性等, 但减小轮对平均滑动率和动态滑动率是提高机车空转恢复能力最根本的途径。减小平均滑动率主要措施是恢复黏着, 即提高轨面黏着条件或是降低牵引电动力矩; 增大机车传动系统结构刚度和阻尼有利于减小动态滑动率, 如图 5 所示。

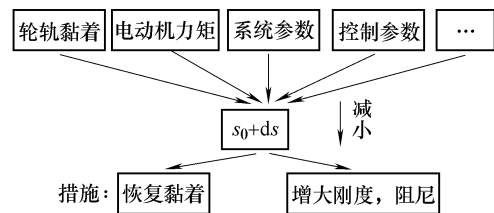


图 5 提高机车空转恢复能力的途径

2.2 轮对的纵向振动

忽略传动系统阻尼和惯性力的影响,当滑动率位于图6中 OA 段时,正阻尼使得系统能量减小,轮对旋转振动角加速度为负值,滑动率位于图6中 AB 段时,旋转振动角加速度为正。当振动过程中轮对纵向切向力系数大于 μ_0 时,对应图6中阴影部分所示,轮对纵向振动加速度为正值,切向力系数小于 μ_0 时,纵向振动加速度为负值。轮对黏滑过程中,最小和最大滑动率分别位于 s_0 两侧,且最小值小于 s_c ,如图6中 s_1 和 s_2 ,对应的切向力系数分别为1,2点。当轮对滑动率为“ $s_1-s_2-s_1$ ”一个周期内,轮对角速度先减小后增大再减小;而轮对的纵向振动速度为“减小-增大-减小-增大-减小”。轮对纵向振动加速度波动频率为轮对旋转角加速度频率2倍。

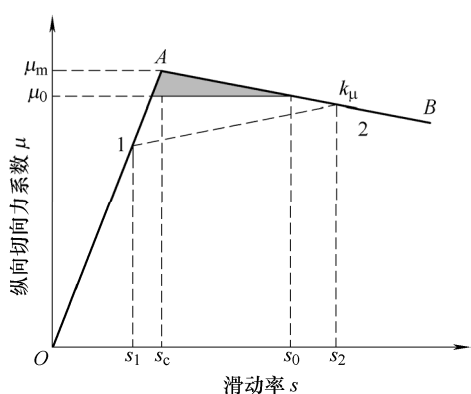


图6 纵向振动机理分析

图7为轮对纵向振动加速度频谱图,图7中12 Hz为轮对的纵向振动固有频率,38 Hz为轮对旋转振动固有频率。轮对纵向振动频率中包含了轮对旋转振动固有频率及其整数倍频率,且2倍频率对应的振动能量最大。

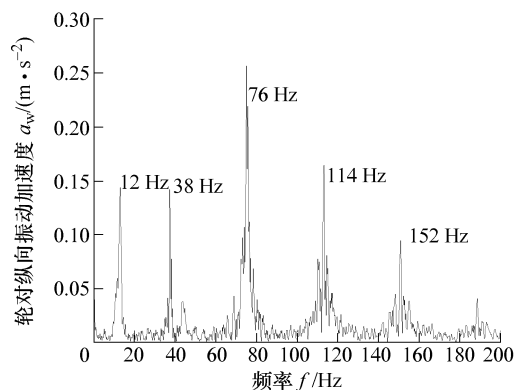


图7 轮对纵向振动加速度频谱

若机车传动系统扭转刚度与轮对纵向定位刚度匹配不合理,当轮对的纵向振动频率为传动系统扭转振动频率的整数倍特别是2倍时,轮对黏滑振动引起轮对强烈的纵向共振,造成转向架较大的动

态载荷、车轮踏面剥离甚至列车行车安全事故^[12-13]。

3 机车黏滑振动仿真

3.1 列车系统动力学模型

利用多体动力学软件 SIMPACK 建立机车牵引10节车辆的列车系统动力学模型,考虑列车牵引重量,单节车厢利用沿轨道方向单自由度质量块模拟,通过车钩力连接,机车及车辆轴重分别为23 t和21 t。机车为C₀-C₀轴式,单轴功率为1 600 kW,传动装置为承载式齿轮箱整体式结构,采用抱轴悬挂方式,一端通过吊杆悬挂在构架横梁下面,如图8所示。传动系统模型中包括电动机、齿轮箱、转子、吊杆、小齿轮和大齿轮(轮对一体),其自由度见下表。大功率机车牵引电动机转子与小齿轮间采用挠性联轴器连接,其扭转刚度为13.6 MN·m/rad。

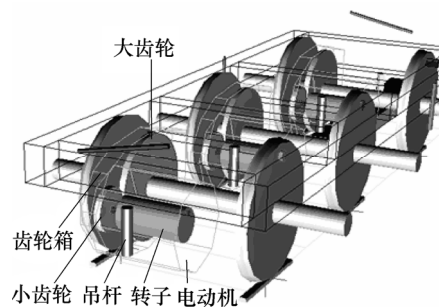


图8 机车传动系统模型

表 大功率机车动力学模型的自由度

结构名称	纵向	横移	垂向	侧滚	点头	摇头
车体	X_c	Y_c	Z_c	Φ_c	θ_c	Ψ_c
构架	X_{fi}	Y_{fi}	Z_{fi}	Φ_{fi}	θ_{fi}	Ψ_{fi}
电动机(齿轮箱)	—	—	—	—	θ_{bj}^*	—
吊杆	—	—	—	Φ_{ij}	θ_{ij}	—
转子	—	—	—	—	θ_{mj}	—
小齿轮	—	—	—	—	θ_{gj}	—
轮对(大齿轮)	X_{wj}	Y_{wj}	Z_{wj}^*	Φ_{wj}^*	θ_{wj}	Ψ_{wj}
车厢	X_{vk}	—	—	—	—	—

注: *表示非独立自由度, $i=1\sim 2$, $j=1\sim 6$, $k=1\sim 10$ 。

考虑到列车运行环境,列车运行时受到基本阻力和坡道附加阻力,当机车牵引力与阻力平衡时列车匀速运行。列车阻力单位重量阻力

$$F = a_d + b_d v_t + c_d v_t^2 + i \quad (6)$$

式中, a_d 、 b_d 、 c_d 为阻力系数, v_t 为列车运行速度, i 为坡度的千分数。

轨道采用美国5级线路不平顺,踏面采用JM3型磨耗型踏面,轨头为60 kg/m钢轨型面。动力学模型可以模拟大功率机车实际牵引运行的动态过程,相比简化的单轮对力学模型而言,更能涵盖如

黏着控制过程中的不确定因素。

3.2 轮轨黏着特征

将轮轨摩擦因数作为随接触斑滑动速度的函数^[14-15], 令

$$f = \frac{\mu_s}{1 + \mu v_c} \quad (7)$$

式中, μ_s 为轮轨静摩擦因数; μ 为动摩擦影响因数; v_c 为接触斑滑动速度。

根据式(7)修改小自旋三维非线性轮轨切向力计算模型, 可以得到包含负斜率特性的轮轨黏着曲线。另外, 改变改变 Kalker 权重系数 K 和动摩擦影响因数 μ , 可体现轮轨黏滑特性曲线四要素, 得到不同形状的轮轨黏滑特性曲线^[10-11]。

3.3 机车电传动系统模型

由于交流电动机单位体积功率较大和较硬的力学性能曲线等优点, 大功率机车采用“交—直—交”牵引传动方式, 目前, 主流大功率机车采用异步电动机及矢量控制方式。转子磁链定向矢量控制通过矢量变换将定子电流在两个垂直方向解耦, 分解为磁场电流分量和力矩电流分量并分别加以控制, 从而具有类似直流电动机较好的调速控制性能^[16-17]。

利用 SIMULINK 建立电气传动及控制模块, 并与 SIMPACK 接口进行联合仿真。此模型能精确地反映电气传动系统特性对机车动态过程的影响。

3.4 机车参数对黏滑振动影响

在列车系统动力学模型中, 给电动机施加力矩指令并以 80 km/h 初始速度直线运行, 不同时刻轨面静摩擦因数 μ_s 如图 9 所示, 通过减小轨面 μ_s 使得机车进入空转状态, 并在 8 s 后轨面黏着系数增加从而恢复黏着。当轨面黏着条件降低及恢复黏着过程中, 轮对进入黏滑振动状态, 图 10~13 讨论了不同因素对黏滑振动的影响, 其中轮对一系纵向定位刚度和电动机吊挂刚度影响最大, 轨道不平顺对黏滑振动基本没有影响, 联轴器扭转刚度影响较小。

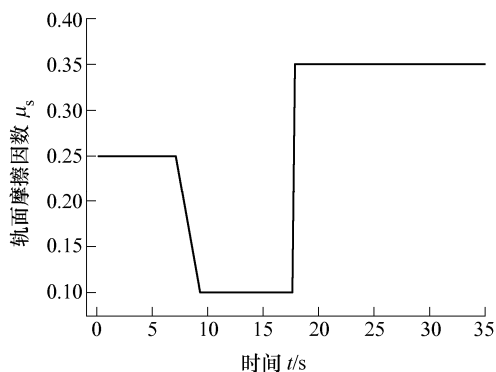


图 9 轨面静摩擦因数曲线

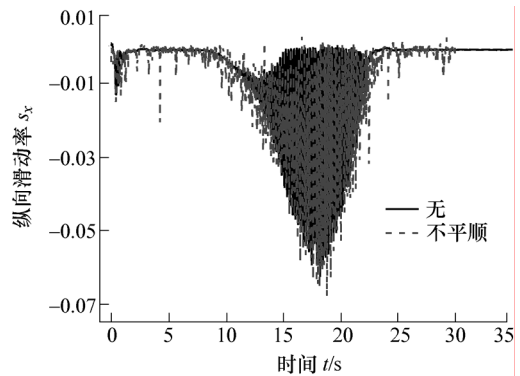


图 10 轨道不平顺对黏滑振动影响

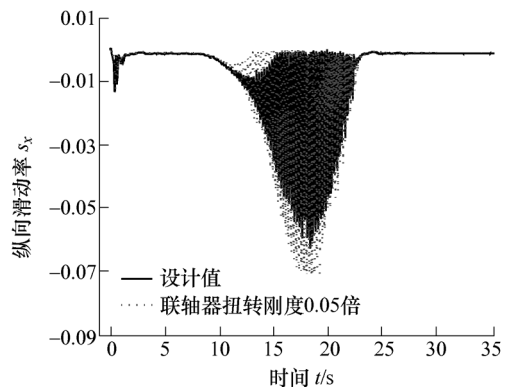


图 11 联轴器扭转刚度对黏滑振动影响

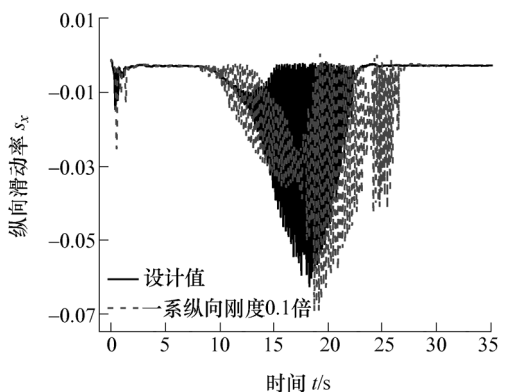


图 12 一系纵向刚度对黏滑振动影响

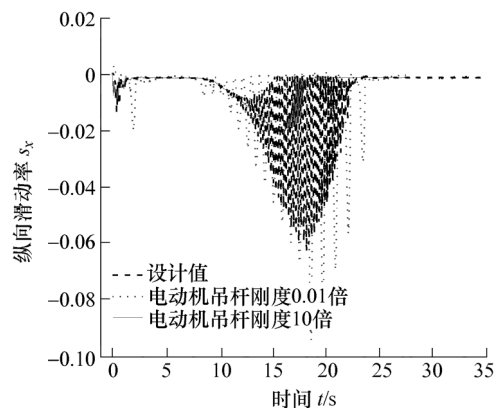


图 13 电动机吊挂刚度对黏滑振动影响

图 12 中, 分别为原型车轮对一系纵向刚度 k_x

的设计值及降低一个数量级后仿真得到的轮对纵向滑动率。 μ_s 减小,轮对发生大的滑动,当 k_x 较大时,轮对直接进入滑动状态,轮对黏着负阻尼使得系统振动能量增加,引起滑动率振动范围增大并在 μ_s 增大之前进入黏滑振动状态,当轨面黏着条件增加时,轮对很快进入到黏着状态;而 k_x 较小时,滑动率振动范围较大,轮对黏滑振动并逐渐进入滑动状态,当轨面黏着条件增加时,较大的动态滑动率使得恢复到黏着状态时间延长。仿真结果与第2.1节黏滑振动稳定性分析结论一致。

图13为不同电动机吊挂刚度计算第一轮对纵向滑动率时域曲线,电动机吊挂刚度增大时,轮对很快恢复到黏着状态,较小的电动机吊挂刚度增大了轮对纵向滑动率并延长轮对恢复黏着时间,减小了机车的牵引能力。另外,不同的吊挂刚度对应纵向滑动率振动频率不同,与第2.1节理论分析中轮对纵向振动频率取决于传动系统振动频率的结论一致。

3.5 黏滑振动频率分析

为了验证简化模型理论分析的结果,对黏滑振动过程中传动系统振动加速度进行频谱分析。图14、15分别为电动机点头角加速度和轮对纵向振动加速度频谱,其电动机吊挂刚度为原设计值的0.1倍。电动机点头振动频率为14 Hz,为其固有频率,轮对纵向振动频率主频为14 Hz,且其整数倍频率成分明显,轮对纵向振动固有频率为12 Hz。与前文理论分析结果有所不同,轮对纵向振动频率中2倍电动机点头振动频率的振动幅值较小,主要是因为轮对一系定位阻尼对高频振动的隔离作用。

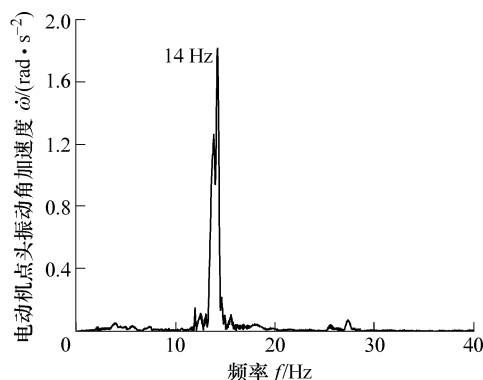


图14 电动机点头振动主频率

与黏滑振动引起轮对纵向振动理论分析结果一致,电动机的点头振动与轮对纵向振动通过轮轨纵向切向力耦合作用。同样,轮对的纵向振动引起转向架纵向强迫振动,需要合理匹配电动机吊挂刚度、轮对的一系纵向定位刚度和机车牵引杆刚度,

避免黏滑过程中,机车结构强烈的纵向共振。

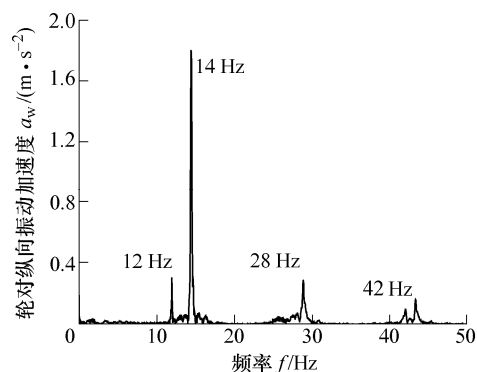


图15 轮对纵向振动主频率

4 高黏着性能机车参数匹配

4.1 机车黏着控制

黏着控制采用模糊控制方法,模糊控制不需要精确的数学模型,并且具有强的自适应和鲁棒性能,使得在不同黏着状况的轨道上可以达到很好的控制效果^[18]。模型中机车黏着控制为单转向架控制方式,即同一转向架内检测到空转发生时每根轴力矩降低相同,单转向架控制相对整车控制具有较高的黏着性能。在同一转向架中,通过计算同一时刻不同车轴的角速度和角加速度的最大值与最小值之差 Δv 和 Δa ,经过滤波后实时地计算适合路面状态的黏着程度 Adl ,将此值乘以输入电动机转矩值,从而实施空转恢复黏着控制^[19],控制图框如图16所示。

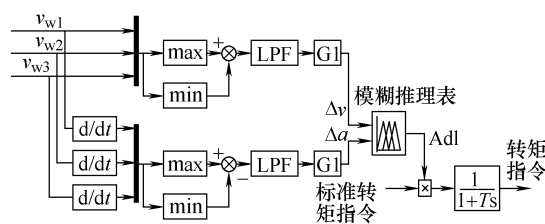


图16 单转向架黏着控制框图

Adl 通过模糊推理表得到,当轮对未出现打滑时,各轴角速度和角加速度基本一致, Δv 和 Δa 为一较小数值,对应的 Adl 为一较大数值,当车轮出现滑动和空转时, Δv 和 Δa 增大,对应的 Adl 较小,电动机力矩降低,从而实现空转恢复。 Adl 可以是一个大于1的数,即在轨面黏着状况良好的情况下,增大电动机力矩以获得更大的轮轨黏着力。 Δv 和 Δa 数值较小时,增大曲面梯度使得黏着控制更加灵敏。采用黏着控制后的机车其轮轨纵向切向力维持在轮轨黏着峰值附近,机车具有较高的牵引性能。

4.2 高黏着性能机车参数匹配原则

由前文分析结果表明, 机车的机械结构参数对轮对黏滑振动稳定性影响比较大, 通过改变原车设计参数, 如一系纵向刚度、联轴器扭转刚度、电动机吊挂刚度和牵引杆纵向刚度, 计算同一直线运行工况下列车的平均加速度。针对前文列车系统模型, 电动机采用恒转矩控制, 并施加黏着控制, 相同运行条件下, 机车的牵引性能取决于轮轨黏着性能。

计算结果如图 17 所示, 可见, 随着刚度的增加, 机车的黏着性能增加, 但是电动机吊挂刚度为设计值的 0.1 倍时, 由于黏滑振动引起轮对纵向振动共振, 机车的黏着性能降低。

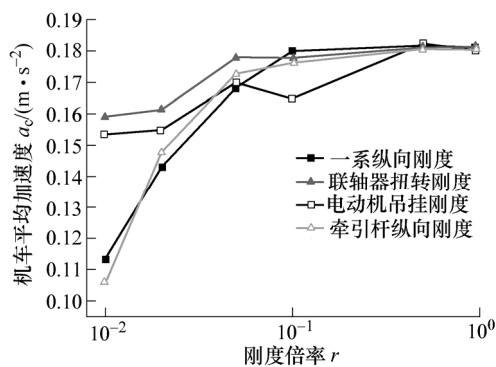


图 17 不同结构参数对应机车平均加速度曲线

高黏着性能机车参数匹配原则如下: 增大机车结构参数如一系纵向刚度、联轴器扭转刚度、电动机吊挂刚度和牵引杆纵向刚度有利用提高机车的黏着性能, 并需要合理匹配电动机吊挂刚度、轮对的一系纵向定位刚度和机车牵引杆刚度, 避免黏滑过程中轮对纵向共振从而降低机车黏着性能。

5 结论

(1) 轮轨黏滑振动是介于黏着和滑动的动态过程, 其稳定性取决于轮轨黏着的正负阻尼, 根据平均滑动率和动态滑动率对黏滑振动机理进行分析, 减小平均滑动率和动态滑动率是提高黏滑振动稳定性的根本途径。

(2) 黏滑振动发生时, 轮对旋转振动与轮对纵向振动通过轮轨纵向切向力耦合, 轮对的纵向振动主频率为轮对旋转固有振动频率的整数倍, 且 2 倍频率所对应的振动幅值最大。

(3) 建立机车机电、控制一体化系统动力学模型, 对机车黏滑振动进行仿真研究, 增大机车一系纵向定位刚度, 电动机吊挂刚度, 牵引杆刚度有利于黏滑振动稳定性, 提高机车黏着性能。

(4) 机车黏滑振动时, 轮对纵向振动主频率与

电动机的点头振动频率一致, 需要合理匹配轮对纵向定位刚度和电动机吊挂刚度, 避免机车处于黏着极限时引起结构纵向共振。

参 考 文 献

- [1] HIROTSU T, KASAI S, TAKAI H. Self-excited vibration during slippage of parallel cardan drives for electric railcars[J]. JSME International Journal, 1987, 30(266): 1304-1310.
- [2] KOANSOK B, KEIJI K, TSUNAMITSU N. An experimental investigation of transient traction characteristics in rolling-sliding wheel/rail contacts under dry-wet conditions[J]. Wear, 2007, 263(1-6): 169-179.
- [3] 吴永芳. 架悬式驱动系统振动稳定性分析[J]. 铁道学报, 1992, 14(6): 1-7.
WU Yongfang. Stability analysis of the vibration of the frame-mounted motor driving system[J]. Journal of the China Rail-way Society, 1992, 14(6): 1-7.
- [4] MULLER S, KOGEL R. Numerical simulation of roll-slip oscillations in locomotive drives[J]. Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 2001, 81(Suppl.): 61-64.
- [5] POLACK O. Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(Suppl.): 7-22.
- [6] 孙翔. 高粘着利用机车的系统设计[J]. 西南交通大学学报, 1994, 29(3): 235-247.
SUN Xiang. The locomotive system design of high adhesion performance[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1994, 29(3): 235-247.
- [7] 任少云, 包继华, 张建武, 等. 牵引车在大负荷拖载工况下传动系自激振动建模与仿真研究[J]. 振动与冲击, 2005, 24(6): 95-101.
REN Shaoyun, BAO Jihua, ZHANG Jianwu, et al. Modeling and simulation of the self-excited torsional vibration of driveline for SZG 4031 towing tractor under heavy load[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(6): 95-101.
- [8] 王福天. 车辆系统动力学[M]. 上海: 上海铁道大学出版社, 2004.
WANG Futian. Vehicle system dynamics[M]. Shanghai: Shanghai Railway University Press, 2004.
- [9] ERTZ M, KNOTHE M. Thermal stresses and shakedown in wheel/rail contact[J]. Archive of Applied Mechanics, 2003, 72(10): 1521-1533.

- [10] 姚远, 张红军, 罗赞. 机车传动系统扭转与轮对纵向耦合振动稳定性分析[J]. 交通运输工程学报, 2009, 9(1): 13-17.
YAO Yuan, ZHANG Hongjun, LUO Yun. Torsional-longitudinal coupling vibration analysis of drive system on locomotive[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2009, 9(1): 13-17.
- [11] 姚远, 张红军, 陈康. 机车打滑时传动系统的自激扭转振动[J]. 西南交通大学学报(自然科学版), 2008, 43(6): 762-766.
YAO Yuan, ZHANG Hongjun, CHEN Kang. Self-excited torsional vibrations of drive system on locomotive under slippage [J]. Journal of Southwest Jiaotong University (Natural Science Edition), 2008, 43(6): 762-766.
- [12] 姚远, 张红军, 罗赞, 等. 机车打滑时轮对纵向振动研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 199-203.
YAO Yuan, ZHANG Hongjun, LUO Yun, et al. Longitudinal vibration analysis of wheel set on locomotive under slippage[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 199-203.
- [13] 罗世辉, 金鼎昌, 陈清. 轮对纵向振动与机车车辆相关问题研究[J]. 铁道学报, 2005, 27(3): 26-34.
LUO Shihui, JIN Dingchang, CHEN Qing. Study on longitudinal vibration of wheel sets and related problems of rail vehicles[J]. Journal of the China Railway Society, 2005, 27(3): 26-34.
- [14] 金学松, 张立民. 高速机车单轮对牵引力矩数值分析[J]. 机械工程学报, 1999, 35(6): 56-60.
JIN Xuesong, ZHANG Limin. Numerical analysis of the driving torque applied to a single wheelset of locomotive with high speed[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999, 35(6): 56-60.
- [15] POLACK O. A fast wheel-rail force calculation computer code[J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 33(Suppl.): 728-739.
- [16] LEVA S, MORANDO A P, COLOMBAIONI P. Dynamic analysis of a high-speed train[J]. Vehicular Technology, 2008, 57(1): 107-119.
- [17] MEI T X, YU J H, WILSON D A. Wheelset dynamics and wheel slip detection[C]//Proc. of 2006 International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev System, Chengdu, 2006. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2006: 229-235.
- [18] SUN K, UK H, HAK K, et al. Re-adhesion control with estimated adhesion force coefficient for wheeled robot using fuzzy logic[C]// IEEE/IECON'2004, Pusan. 2004: 2530-2535.
- [19] 宋雷鸣. 动车组传动与控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
SONG Leiming. Transmission and control of EMU[M]. Beijing: China Railway Press, 2007.

作者简介: 姚远, 男, 1983 年出生, 博士。主要从事机车驱动系统动力学研究。

E-mail: yyuan8848@163.com

张红军, 男, 1950 年出生, 教授。主要从事机车转向架设计及理论研究。

E-mail: zhj028@163.com