

文章编号:1671-1637(2009)01-0017-04

机车传动系统扭转与轮对纵向 耦合振动稳定性

姚 远,张红军,罗 赟,金鼎昌

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘 要:为研究机车打滑时传动系统扭转与轮对纵向耦合运动作用下传动系统的稳定性,建立了机车单轮对传动系统动力学模型,考虑了轮对回转与纵向振动自由度,对非线性系统微分方程在平衡点附近线性化,并根据线性化系统在状态空间中的特征值判断系统的稳定性,绘制了振动系统临界稳定曲线。分析结果表明:由于轮轨粘着系数的负斜率,传动系统的扭转振动与轮对的纵向振动为不稳定的自激振动,两者与轮对运行速度和轴重有关,速度越大,轴重越小,振动越稳定,因此,传动系统的扭转与轮对的纵向阻尼能很好抑制这种自激振动。

关键词:机车传动系统;扭转振动;纵向振动;稳定性分析

中图分类号:U260.111

文献标志码:A

Torsional-longitudinal coupling vibration stability of drive system for locomotive

YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Yun, JIN Ding-chang

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

Abstract: In order to investigate the stability of drive system under torsional-longitudinal coupling vibration for locomotive in slippage process, a dynamics model of drive system with single wheelset was set up, the torsional and longitudinal vibration freedoms of the wheelset were taken into account. The nonlinear differential equations of drive system vibration were linearized at the balance point, and its eigenvalues were calculated to judge the stability of the system, whose critical vibration curves were gained. Analysis result shows that the torsional vibration of drive system and the longitudinal vibration of wheelset are self-excited vibrations because of the negative slope of adhesion curve between wheel and rail, and their stabilities depend on wheelset's speed and axle load. The higher the velocity is and the lower the axle load is, the stabler the vibrations are. So the damps of torsional and longitudinal vibrations are able to suppress the unstable vibrations. 1 tab, 5 figs, 8 refs.

Key words: drive system of locomotive; torsional vibration; longitudinal vibration; stability analysis

Author resumes: YAO Yuan (1983-), male, doctoral student, +86-28-87600660, yyuan8848@163.com; ZHANG Hong-jun (1950-), male, professor, +86-28-87600660, zhj028@126.com.

0 引 言

近来轮对纵向振动越来越受到重视^[1-2],纵向振

动会引起车轮踏面剥离以及车体的颤振现象。相关研究表明:轮对的纵向振动是纵向自激振动,轨道水平不平顺、轮对横移、摇头等作用会诱发轮对纵向振

收稿日期:2008-10-15

基金项目:国家自然科学基金项目(50875219);教育部长江学者和创新团队发展计划项目(IR T0452);牵引动力国家重点实验室自主课题(2008TPL-T05)

作者简介:姚 远(1983-),男,安徽宿松人,西南交通大学工学博士研究生,从事机车驱动动力学研究。

导师简介:张红军(1950-),男,山东莱西人,西南交通大学教授。

动的重要原因,纵向振动与轮对运行速度有关,并提出纵向共振速度概念^[2]。机车驱动动力学研究表明:传动系统的扭转振动和轮轨之间的摩擦非线性特性耦合的相互作用导致传动系统自激扭转振动^[3-4],不稳定的扭转振动会降低机车的粘着系数,导致轨道表面出现周期性的磨耗^[5]。轮轨粘着曲线负斜率会导致传动系统强烈的自激扭转振动,引起轮轨粘着系数周期性变化,从而会导致轮对纵向振动,轮对纵向振动与轮对粘滑振动耦合作用导致机车传动系统复杂的动力学行为。

基于此,本文建立了简化的机车单轮对传动系统数学模型,考虑轮对回转与纵向振动自由度,分析了在平均蠕滑率大于临界蠕滑率时,轮对纵向和粘滑耦合振动稳定性,讨论了相关参数对振动稳定性的影响。

1 传动系统扭转振动模型

1.1 传动系统动力学模型

为了便于分析,将机车传动系统简化为图 1 的三物体四自由度模型,三物体分别为电枢、轮对和车体,包括等效到轮对上的电枢转角和轮对回转角 θ_m 、 θ_w ,轮对和车体纵向位移 x_w 、 x_c 4 个自由度。图 1 中 J_m 为电枢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_c 分别为轮对和车体质量; k_d 、 c_d 分别为电枢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; T_m 为电机力矩; T_r 为钢轨对轮对的反作用力矩; F_r 为轨道对轮对瞬时作用力; F_0 为牵引力; F 为轮载; θ_x 分别为牵引电机与轮对以及轮对与车体之间的位移(除去电机力矩引起的平衡角位移)。

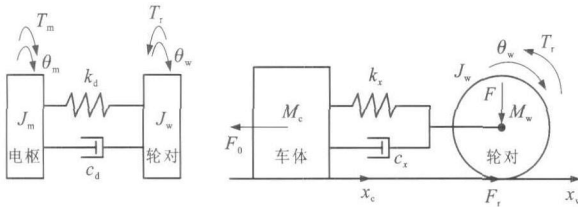


图 1 单轮对传动模型

Fig. 1 Drive model with single wheelset

假设牵引电机的输出力矩以及机车牵引力为恒定值,可建立传动系统动力学模型微分方程为

$$\begin{bmatrix} J_w & 0 \\ 0 & M_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c'_d & 0 \\ 0 & c'_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k'_d & 0 \\ 0 & k'_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -T_r + T_{r0} \\ F_r - F_{r0} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} c'_d &= c_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right) \\ k'_d &= k_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right) \\ c'_x &= c_x \left(1 + \frac{M_w}{M_c} \right) \\ k'_x &= k_x \left(1 + \frac{M_w}{M_c} \right) \end{aligned}$$

式中: T_{r0} 、 F_{r0} 分别为轨道对车轮的平均牵引力矩与平均牵引力。

等效阻尼作用力为

$$\begin{bmatrix} F_d(\dot{\theta}, \dot{x}) \\ F_x(\dot{\theta}, \dot{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c'_d & 0 \\ 0 & c'_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -T_r + T_{r0} \\ F_r - F_{r0} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $F_d(\cdot)$ 与 $F_x(\cdot)$ 分别为传动扭转与轮对纵向振动等效阻尼函数。在没有阻尼力,计算式(1)的特征根时,传动系统的固有频率为 39.8 Hz 和 11.8 Hz。

1.2 简化轮轨粘着曲线

在驱动动力学研究中,蠕滑率与 Carter 及 Kalker 定义的有所不同,动车驱动轮对瞬态蠕滑率定义为^[6]

$$s = 1 - \frac{V}{\omega r} = 1 - \frac{V_0 + \dot{x}}{(\omega + \dot{\theta})r} \quad (3)$$

线性化得

$$s = s_0 + \frac{V_0}{\omega_0^2 r} \dot{\theta} - \frac{1}{\omega_0 r} \dot{x} \quad (4)$$

$$s_0 = 1 - \frac{V_0}{\omega_0 r}$$

式中: s_0 为平均蠕滑率; V 为动车瞬时速度; V_0 为动车平均速度; ω 为轮对瞬时角速度; ω_0 为轮对平均角速度; r 为轮对半径。

在轮轨粘着曲线中(图 2、3),当蠕滑率较大时,轮轨摩擦热及钢轨表面粗糙度引起轮轨粘着系数降低。图 2 为实际测量的粘着系数蠕滑率曲线^[7-8],当粘着系数达到峰值后,随着蠕滑率的增加,轮轨粘着系数降低。图 3 为简化的轮轨粘着曲线,可以用分段线性函数表示它们的关系

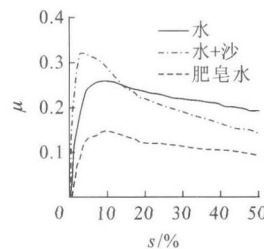


图 2 测量曲线

Fig. 2 Measured curves

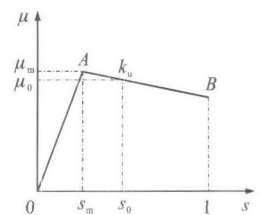


图 3 简化曲线

Fig. 3 Reduced curves

$$\mu = \begin{cases} \mu_m s / s_m & 0 \leq s < s_m \\ \mu_m + k_\mu (s - s_m) & s_m < s \leq 1 \end{cases} \quad (5)$$

式中: μ 为粘着系数; μ_m 为最大粘着系数; s_m 为最大粘着系数对应的临界蠕滑率; k_u 为粘着曲线负斜率。

1.3 等效阻尼作用力

轮对地面瞬时粘着力及力矩分别为

$$F_r = \mu W_0$$

$$T_r = F_r r$$

F_r 中包括了轨道对轮对动态牵引力 F_r' 和 F_{r0} 两部分, T_r 中包括了轨道对轮对动态力矩 T_r' 和 T_{r0} 两部分。 W_0 为轴重。将其代入式(5)可得

$$F_r = \begin{cases} W_0 \mu_m s / s_m & 0 \leq s < s_m \\ W_0 \mu_m + W_0 k_u (s - s_m) & s_m < s \leq 1 \end{cases} \quad (6)$$

当 $s = s_0$ 时,可得静态牵引力为

$$F_{r0} = \begin{cases} W_0 \mu_m s_0 / s_m & 0 \leq s_0 < s_m \\ W_0 \mu_m + W_0 k_u (s_0 - s_m) & s_m < s_0 \leq 1 \end{cases} \quad (7)$$

同理可得到 T_r 和 T_{r0} 。

由于轮轨粘着系数曲线负斜率使得传动系统失稳,因此,只有当平均蠕滑率 s_0 大于临界蠕滑率 s_m 时,才存在稳定性分析问题。本文仅考虑图 3 曲线中 AB 段,将式(6)、(7)代入式(2),可得等效阻尼作用力为

$$\begin{bmatrix} F_d(\dot{\theta}, \dot{x}) \\ F_x(\dot{\theta}, \dot{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -W_0 k_u r \left[1 - \frac{V_0 + \dot{x}}{(\omega + \dot{\theta}) r} - s_0 \right] - \dot{c}_d \dot{\theta} \\ W_0 k_u \left[1 - \frac{V_0 + \dot{x}}{(\omega + \dot{\theta}) r} - s_0 \right] - \dot{c}_x \dot{x} \end{bmatrix} \quad (8)$$

将蠕滑率线性化式(4)代入式(8),可得线性化等效作用力为

$$\begin{bmatrix} F_d(\dot{\theta}, \dot{x}) \\ F_x(\dot{\theta}, \dot{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_0 k_u r \left(-\frac{V_0 \dot{\theta}}{\omega^2} + \frac{\dot{x}}{\omega} \right) - \dot{c}_d \dot{\theta} \\ W_0 k_u \left(\frac{V_0 \dot{\theta}}{\omega^2 r} - \frac{\dot{x}}{\omega r} \right) - \dot{c}_x \dot{x} \end{bmatrix} \quad (9)$$

将式(9)代入式(1),有

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & M_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{W_0 k_u V_0}{\omega^2} + \dot{c}_d' & -\frac{W_0 k_u}{\omega} \\ -\frac{W_0 k_u V_0}{\omega^2 r} & \frac{W_0 k_u}{\omega r} + \dot{c}_x' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_d' & 0 \\ 0 & k_x' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式(10)可等效为

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + K X = 0 \quad (11)$$

2 稳定性分析

根据振动理论,当式(11)在状态空间中的复特征值全部具有负实部时,传动系统是稳定的;当某特

征值具有正实部时,系统是不稳定的。式(11)状态空间形式为

$$\dot{Y} = A Y \quad (12)$$

$$Y = \begin{bmatrix} X \\ \dot{X} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_n & E_n \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中: E_n 为 n 阶单位矩阵。

本文利用 Matlab 软件求解 A 的全部特征值, V_0 为 $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, s_0 为 2% , k_u 为 -0.25 , c_d 为 $500 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$, c_x 为 0 , A 的复特征根见表 1。

表 1 A 的复特征根

Tab. 1 Complex eigenvalues of A

实部	15.41	74.24
虚部	39.5	11.8

注:表中虚部已被 2π 除,单位为 Hz。

从表 1 中看出: A 的两共轭复特征值具有正实部,传动系统是不稳定的,其频率分别为 39.5 Hz 和 11.8 Hz ,与前文计算固有频率一致。当机车牵引大负荷或轨面粘着条件下降,轮轨蠕滑率大于临界蠕滑率时,轮轨粘着曲线存在负斜率,使得传动系统扭转振动为不稳定自激振动,并且轮对的纵向振动同样为不稳定的自激振动。

3 传动系统临界稳定曲线

式(10)扭转振动阻尼中包括 $(W_0 k_u V_0 / \omega^2 + \dot{c}_d') \dot{\theta}$ 和 $(-W_0 k_u / \omega) \dot{x}$ 两项,前项为扭转振动的阻尼,后项为轮对纵向振动耦合阻尼。在 $\dot{\theta}$ 相关项中, k_u 为负值, $W_0 k_u V_0 / \omega^2$ 使系统振动能量增大,因为

$$V_0 = (1 - s) \omega r$$

平均速度越大,轴重越小,系统越容易稳定,增大传动系统扭转阻尼 c_d 有利于系统稳定,轮轨粘着曲线下降段越陡,振动系统越容易失稳;纵向振动耦合阻尼系数与轮对纵向振动速度 $\dot{x}$ 为正时,有利于扭转振动稳定,相反,若纵向振动速度 $\dot{x}$ 为负时,阻尼为负,对扭转振动不利。

同理,轮对纵向振动除了纵向振动阻尼,也存在扭转振动耦合阻尼。纵向振动同样与速度和轴重有关,速度越大,轴重越小,振动越稳定。与纵向耦合阻尼一样,当扭转速度为正时,有利于纵向振动稳定;相反,若扭转振动速度为负时,阻尼为负,对纵向振动不利。另外,刚度 k_d 、 k_x 对系统阻尼没有影响,所以刚度对系统稳定性影响不大。

利用 A 的特征根计算的结果,分析相关参数对系统稳定性能的影响,计算条件与前文一致。图 4、5 分别为扭转振动与纵向振动临界稳定曲线,横坐标为运行速度,纵坐标为系统临界稳定时对应的粘着斜率,曲线以上为系统稳定参数,曲线以下为系统不稳定参数。图 4、5 中结论趋于一致,增大传动系统扭转阻尼和轮对的纵向振动阻尼有利于系统稳定,在高速运行时,振动系统稳定性较好。

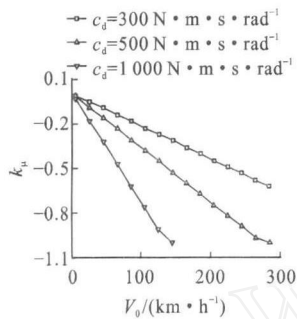


图 4 扭转振动临界稳定曲线

Fig. 4 Critical stable curves of torsional vibration

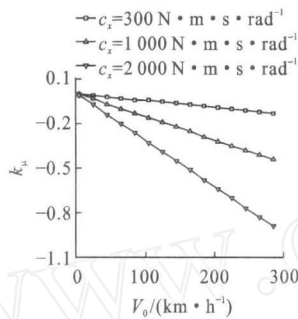


图 5 纵向振动临界稳定曲线

Fig. 5 Critical stable curves of longitudinal vibration

由于轮轨表面粘着状态的随机性,当传动系统临界稳定时对应的粘着斜率越大,传动系统越容易发生失稳,不稳定的振动引起较大的动态载荷,不利于轮轨触面,可能导致车轮踏面剥离和钢轨某些波长波磨^[1]。

4 结 语

本文建立了机车传动系统简化动力学模型,考虑了轮对回转振动及轮对的纵向振动自由度,并对蠕滑率进行线性化,得到线性化振动方程,通过动力学方程阻尼矩阵对系统稳定性作定性分析。分析表明:扭转振动和轮对纵向振动与速度和轴重有关,速度越大,轴重越小,振动越稳定。传动系统扭转振动与轮对纵向振动通过阻尼矩阵耦合,当振动速度为正时,阻尼项为正,有利于系统稳定;相反,振动速度为负时不利于系统稳定。传动系统扭转阻尼和轮对定位纵向阻尼有利于系统稳定,并绘制了粘着斜率的临界稳定曲线,为研究机车打滑时抑制自激振动的

措施提供了理论依据。

参 考 文 献 :

References :

- [1] 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 Shi-hui, JIN Ding-chang, CHEN Qing. Study on longitudinal vibration of wheelsets and related problems of rail vehicles[J]. Journal of the China Railway Society, 2005, 27(3): 26-34. (in Chinese)
- [2] 马卫华. 轮对纵向振动及其相关动力学影响研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2007.
- [3] KOAN 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(6): 169-179.
- [4] WU W, SMITH J, BRICKLE B. The effects of misaligned wheelsets and rolling surface conditions on the formation of rail corrugations[C] //Technical University of Budapest. Proceedings of the 2nd Mini-conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/ Wheel Systems. Budapest: Technical University of Budapest, 1996: 333-340.
- [5] 金学松,温泽峰,王开云. 钢轨磨耗型波磨计算模型与数值方法[J]. 交通运输工程学报, 2005, 5(2): 12-18.
JIN Xue-song, WEN Ze-feng, WANG Kai-yun. Theoretical model and numerical method of rail corrugation[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2005, 5(2): 12-18. (in Chinese)
- [6] 郑联珠,张友坤,李俊明,等. 轮式车辆动力传动系自激振动研究(Ⅲ)[J]. 农业工程学报, 1997, 13(1): 39-44.
ZHENG Lian-zhu, ZHANG You-kun, LI Jun-ming, et al. Research on the self-excited vibration in wheeled vehicle power train(Part Ⅲ) [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 1997, 13(1): 39-44. (in Chinese)
- [7] POLACK O. Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(S): 7-22.
- [8] 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, 2008, 43(6): 762-766.
YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, CHEN Kang. Self-excited torsional vibrations of drive system on locomotive under slippage [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2008, 43(6): 762-766. (in Chinese)