

DOI: 10.3901/JME.2009.07.199

机车打滑时轮对纵向振动研究*

姚 远 张红军 罗 赞 金鼎昌

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 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的变化,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复杂的动力学行为。建立机车单轮对传动系统简化模型,考虑轮对回转及纵向自由度。通过数值仿真,再现了平均蠕滑率超过临界蠕滑率时,传动系统扭转振动及轮对纵向振动相轨迹,并计算传动系统扭转和轮对纵向振动频率,利用图解法分析纵向振动机理。结果表明,当机车打滑时,轮对纵向振动为自激振动,轮对纵向振动频率为传动系统扭转固有频率整数倍,且为两倍时振动幅值最大。因此需要合理设置轮对纵向定位刚度等参数,避免打滑时引起的轮对强烈的纵向振动。

关键词: 机车传动系统 轮对 纵向振动 车轮滑动

中图分类号: U260.331.1

Analysis of Longitudinal Vibration of Wheel Set during Locomotive Slippage

YAO Yuan ZHANG Hongjun LUO Yun JIN Dingchang

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

Abstract: Roll-slip oscillation in locomotive is an unstable vehicle motion and it turns into strong self-excited torsional vibration of drives and is usually associated with a negative slope of adhesion curve. The periodic variation of adhesion coefficient between wheel and rail arises and it provokes longitudinal vibration of wheel set. A simplified mathematical model of single wheel-set drive system of locomotive whose rotary and longitudinal freedoms are taken into account is established. The phase trajectory of longitudinal vibration of wheel-set is drawn by numerical simulation and frequencies of vibrations are calculated on the condition that the mean creep ratio exceeds critical creep ratio. The formed mechanics of longitudinal vibration makes clear with help of graphical analysis. Results demonstrate that the longitudinal vibration is self-excited vibration during locomotive slippage. The longitudinal vibration frequency is integral multiple of nature frequency of torsion vibration and the amplitude of longitudinal vibration is the biggest when it is two times. Therefore, parameters such as longitudinal locating stiffness of wheel set should be set rationally to avoid strong longitudinal vibration of wheel set during slippage.

Key words: Drive system of locomotive Wheel set Longitudinal vibrations Wheel slippage

0 前言

近来机车车辆轮对纵向振动越来越受到重视^[1-2],纵向振动引起车轮踏面剥离以及车体的颤振等现象。西南交通大学马卫华^[2]研究认为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、摇头等作用诱发了轮对纵向振动的重要原因。纵向振动与运行速度有关,并提出纵向共振速度概

念。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],不稳定的扭转振动并降低机车的粘着系数^[5],导致轨道表面会出现周期性的磨耗^[6]。

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的变化,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。姚远等^[7]研究了机车打滑时轮对纵向振动稳定性,指出轮对一系定位橡胶关节阻尼能够抑制轮对不稳定的纵向自激振动。本文建立简化的机车单轮对传动系统数学模型,考虑轮对回转以及纵向振动

* 国家自然科学基金(50875219)、长江学者和创新团队发展计划(IRT0452)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。20080722收到初稿,20090316收到修改稿

自由度。分析平均蠕滑率大于临界蠕滑率时, 轮对的纵向振动。分析结果为机车转向架设计参数提供指导。

1 数学模型建立

1.1 单轮对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所示的三物体4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 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; M_m 为电动机力矩; M_r 为钢轨对轮对的反作用力矩; F 为轮对垂向载荷; F_0 为牵引载荷。

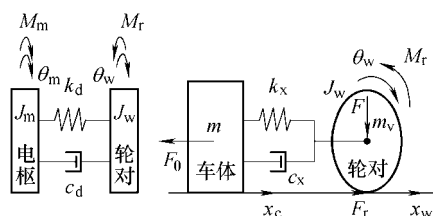


图1 简化机车单轮对传动模型

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位移, 假设牵引电动机的输出力矩以及机车牵引力为恒定值, 可建立微分方程

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

$$\text{式中 } c'_d = c_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right) \quad k'_d = k_d \left(1 + \frac{J_w}{J_m} \right) \\ c'_x = c_x \left(1 + \frac{M_w}{M_c} \right) \quad k'_x = k_x \left(1 + \frac{M_w}{M_c} \right)$$

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

等效阻尼力为

$$F_c(\dot{\theta}, \dot{x}) = \begin{pmatrix} c'_d & 0 \\ 0 & c'_x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -M_r + M_{r0} \\ F_r - F_{r0} \end{pmatrix} \quad (2)$$

计算式(1)的特征根, 不考虑等效阻尼力时传动系统固有频率为 39.8 Hz 和 11.8 Hz。

1.2 简化轮轨粘着曲线

驱动物理学研究中, FREDERICH 定义的蠕滑率与 CARTER 及 KALKER 定义的有所不同^[7]。轮对蠕滑率定义为

$$s = \frac{\omega r - v}{\omega r} = 1 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} \quad (3)$$

式中, v 为轮对瞬时速度, v_0 为轮对平均速度, ω 为轮对瞬时角速度, ω_0 为轮对平均角速度, r 为轮对滚动圆半径。

平均蠕滑率 s_0 与机车牵引载荷及轨面粘着条件有关, 当轮轨粘着力不足时, 即轮对产生了打滑现象。

令 $\dot{x}=0$, $\dot{\theta}=0$, 得到

$$s_0 = 1 - \frac{v_0}{\omega_0 r} \quad (4)$$

轮轨粘着曲线中, 当蠕滑率较大时, 由于轮轨摩擦热及钢轨表面粗糙度原因, 引起轮轨粘着系数降低^[8-10], 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2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

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

式中, μ_m 为最大粘着系数, s_m 为 μ_m 对应的蠕滑率, 称之为临界蠕滑率, μ_0 为 s_0 对应的粘着系数, k_μ 为粘着曲线负斜率^[11]。

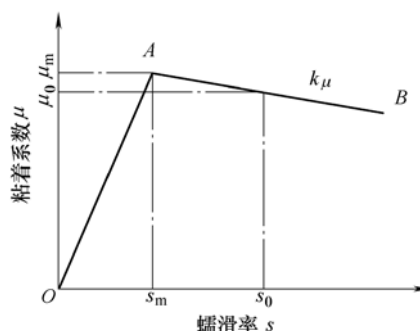


图2 蠕滑率—粘着系数简化曲线

1.3 等效阻尼作用力的非线性特征

轮对地面瞬时粘着力及力矩 $F_r = \mu W_0$, $M_r = F_r r$ 。 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, 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 为轴重。代入式(5)可得

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

$s = s_0$ 时, 可得静态牵引力

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

同理可得到 M_r 和 M_{r0} 。

将 F_r 、 F_{r0} 、 M_r 和 M_{r0} 代入式(2), 当 $s_0 < s_m$ 时, 等效阻尼作用力 $F_c(\dot{\theta}, \dot{x})$ 为

$$F_c(\dot{x}, \dot{\theta}) = \begin{cases} -\frac{W_0 \mu_m r}{s_m} \left[1 - s_0 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} \right] - c'_d \dot{\theta} \\ \frac{W_0 \mu_m}{s_m} \left[1 - s_0 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} \right] - c'_x \dot{x} \\ 0 \leq s < s_m \end{cases} \quad (8)$$

$$F_c(\dot{x}, \dot{\theta}) = \begin{cases} -W_0 \mu_m r \left(1 - \frac{s_0}{s_m} \right) - W_0 k_\mu r \left[1 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} - s_m \right] - c'_d \dot{\theta} \\ W_0 \mu_m \left(1 - \frac{s_0}{s_m} \right) + W_0 k_\mu \left[1 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} - s_m \right] - c'_x \dot{x} \\ s_m \leq s \end{cases} \quad (9)$$

$s_0 > s_m$ 时

$$F_c(\dot{x}, \dot{\theta}) = \begin{cases} -\frac{W_0 \mu_m r}{s_m} \left[1 - s_m - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} \right] + W_0 k_\mu r (s_0 - s_m) - c'_d \dot{\theta} \\ \frac{W_0 \mu_m}{s_m} \left[1 - s_m - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} \right] - W_0 k_\mu (s_0 - s_m) - c'_x \dot{x} \\ 0 \leq s < s_m \end{cases} \quad (10)$$

$$F_c(\dot{x}, \dot{\theta}) = \begin{cases} -W_0 k_\mu r \left[1 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} - s_0 \right] - c'_d \dot{\theta} \\ W_0 k_\mu \left[1 - \frac{v_0 + \dot{x}}{(\omega_0 + \dot{\theta})r} - s_0 \right] - c'_x \dot{x} \\ s_m \leq s \end{cases} \quad (11)$$

2 数值仿真及结果分析

2.1 振动相平面分析

当 $s_0 > s_m$, 轮对出现打滑现象。图 3a 为传动系统扭转振动相轨迹, 相轨迹逐渐离开初始原点, 并趋近于相平面内的一簇封闭曲线, 图 3b 为轮对纵向振动相轨迹, 同样为一簇封闭曲线, 并稳定时平均位移值向左偏离了开始的平衡位置, 意味自激振动发生时, 轮对纵向牵引力下降。相平面分析表明, 当轮对出现打滑现象时, 传动系统扭转振动和轮对

纵向振动并不能衰减, 而是形成了自激振动, 对运行不利。

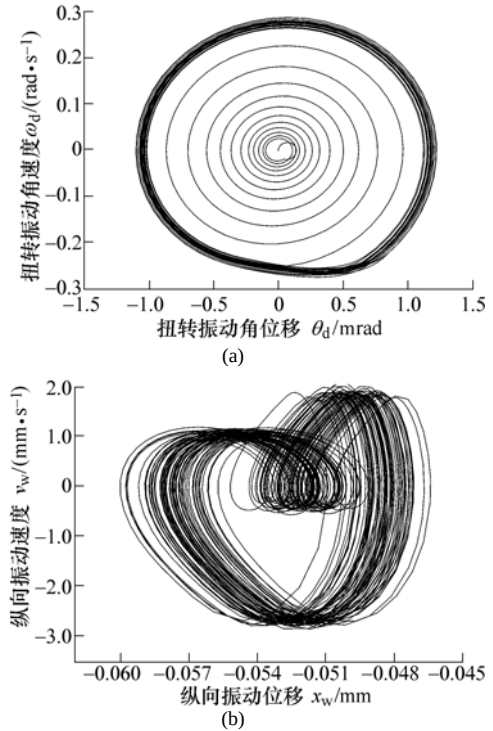


图 3 振动相轨迹

2.2 轮对纵向振动机理

忽略传动系统阻尼和惯性力的影响, 当轮对粘着系数在图 4 中 OA 段时, 对应的粘着系数随着蠕滑率增大而增大, 对应的等效阻尼作用力 $F_c(\dot{x}, \dot{\theta})$ 为正值, 扭转振动角加速度为负。轮对粘着系数在图 4 中 AB 段时, $F_c(\dot{x}, \dot{\theta})$ 为负值, 扭转振动角加速度为正。当运动过程中粘着系数大于 μ_0 时, 对应图 4 中阴影部分所示, 轮对纵向振动加速度为正值, 粘着系数小于 μ_0 时, 纵向振动加速度为负值。

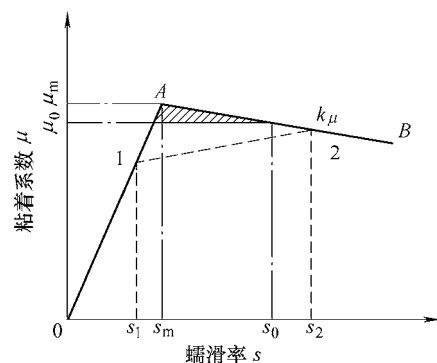


图 4 振动过程分析图

当 $s_0 > s_m$ 时, 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的变化, 运动过程中最小和最大蠕滑率分别位于 s_0 两侧, 且最小值小于 s_m , 如图 4 中 s_1 和 s_2 , 对应的粘着系数分别为 1、2 点。当轮对蠕滑率为“ $s_1 - s_2$ ”

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方向变化频率为轮对旋转角加速度频率两倍。图5为传动系统扭转振动与轮对纵向振动加速度曲线, 其中扭转振动加速度幅值缩小50倍, 图5中所示与分析结果一致。

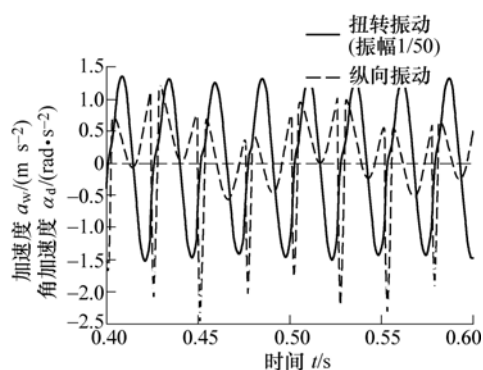


图5 扭转振动与纵向振动加速度

图6为 $s_0 > s_m$ 时, 传动系统扭转振动加速度和轮对纵向振动加速度频谱图。图6a为扭转角加速度振动频率, 其主频率为38 Hz, 与前文计算结果相同, 为传动系统扭转固有频率; 图6b为轮对纵向振动加速度频率, 为扭转振动主频率的整数倍, 且振动频率为其2倍时, 振幅最大。

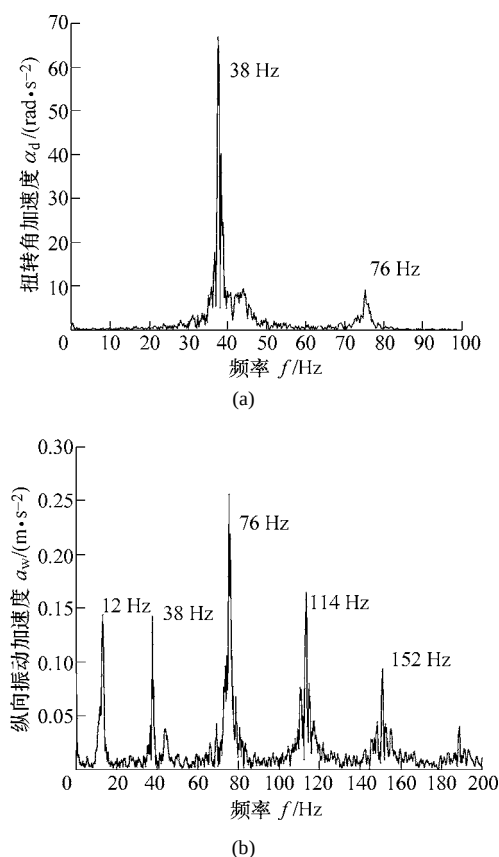


图6 振动加速度频谱

2.3 系统共振分析

由前分析结果可知, 轮对打滑时, 传动系统发生了自激振动。传动系统的扭转振动频率取决于扭转固有频率, 而轮对纵向振动主频率为传动系统扭转振动频率两倍。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, 也就是轮对的纵向振动频率为传动系统扭转振动频率整数倍特别为2倍时, 轮对打滑会引起轮对强烈的纵向共振, 引起较大的动态载荷甚至造成行车安全事故。

3 结论

相比通常车辆动力学分析, 考虑了轮对纵向振动自由度和轮轨非线性粘着特性, 建立简化的单轮对动力学模型, 分析了机车打滑时, 传动系统振动特性, 结果如下所述。

- (1) 轮对的纵向振动相轨迹趋向稳定的一簇封闭曲线, 为自激振动。
- (2) 轮对纵向振动频率为传动系统扭转固有频率整数倍时, 轮对纵向振动发生共振, 并且为两倍时共振振幅最大, 文中利用图解法解释了轮对纵向振动频率形成机理。
- (3) 需要合理设置机车轮对纵向定位刚度等参数, 避免打滑时引起的轮对强烈的纵向共振。

参 考 文 献

- [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 Shihui, JIN Dingchang, CHEN Qing. Study on longitudinal vibration of wheel sets and related problems of rail vehicles[J]. Journal of the China Rail-way Society, 2005, 27(3): 26-34.
- [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.
MA Weihua. Wheelset longitudinal vibration analysis and the correlation dynamic performance investigation[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2007.
- [3] 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.
- [4] 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): 1 304-1 310.
- [5] WU W X, SMITH J H, BRICKLE B V. The effects of

- misaligned wheelsets and rolling surface conditions on the formation of rail corrugations[C]// Proceedings of the Second Miniconference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, 1996: 333-340.
- [6] YAMASHITA M, WATANBE T. A readhesion control method without speed sensor for electric railway vehicles[C]// Electric Machines and Drives Conference IEMDC'03. IEEE International, Madison, 2003: 291-296.
- [7] 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): 17-20.
- 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): 17-20.
- [8] POLACK O. Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(Sup.): 7-22.
- [9] 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.
- [10] 罗仁, 曾京. 铁道车辆防滑控制仿真[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 29-34.
- LUO Ren, ZENG Jing. Anti-sliding control simulation of railway vehicle braking [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6): 29-34.
- [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, 2008, 43(6): 762-766.

作者简介: 姚远, 男, 1983 年出生, 博士研究生。主要从事机车驱动动力学研究。

E-mail: yyuan8848@163.com



(上接第 198 页)

参 考 文 献

- [1] KARAFILLIS A P, BOYCE M C. Tooling and binder design for sheet metal forming processes compensating springback error [J]. Int. J. Mech. Tools Manufact. 1996, 36 (4): 503-526.
- [2] 李延平, 朱东波, 卢秉恒. 基于 RP/RT/RE 技术的金属板料冲压成形回弹误差补偿系统[J]. 中国机械工程, 2005, 16(7): 636-640.
- LI Yanping, ZHU Dongbo, LU Bingheng. Compensation system of springback error in sheet metal forming based on RP/RT/RE [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(7): 636-640.
- [3] KUWABARA T. 2-D Springback analysis for stretch-bending processes based on total strain theory [R]. SAE 950691: 504-513.
- [4] PARK D W, KANG J J, HONG J P. Springback simulation by combination method of explicit and implicit FEM[C]//Proceedings of Numisheet'99, September 13-17, 1999. University of Franche-Comte and ENSMM Besancon. Besancon, France: J.C.Gelin, 1999: 35-40.
- [5] HU Shimin, LI Youfu. Modifying the shape of NURBS surface with geometric constraints[J]. Computer Aided Design, 2001, 33(12): 903-912.
- [6] LEE E T Y. Energy, fairness, and a counterexample [J]. Computer Aided Design, 1990, 22(1): 37-40.

作者简介: 聂昕, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究汽车薄板冲压成形技术及计算机仿真。

E-mail: niexinpiero@163.com

成艾国, 男, 1973 年出生, 博士, 教授。主要研究汽车车身结构及冲压成形的 CAE 技术。

申丹凤, 女, 1981 年出生。

钟志华, 男, 1962 年出生, 教授, 博士研究生导师, 院士。