车轮扁疤冲击下重载机车齿轮传动系统动态特性分析

张涛^{1,2*}, 陈再刚², 翟婉明², 王开云², 李振华¹

1. 兰州交通大学机电工程学院, 兰州 730070;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031

* 联系人, E-mail: zhangtao0209404@163.com

2018-12-14 收稿, 2019-01-24 修回, 2019-01-25 接受, 2019-08-22 网络版发表

国家自然科学基金(51775453)、四川省科技项目(2018JY0159)和兰州交通大学青年基金(2017043, 2018011)资助

摘要 利用基于车辆-轨道耦合动力学与齿轮动力学理论建立的考虑齿轮传动系统动态耦合效应的机车-轨道耦合动力学模型, 同时考虑车轮扁疤冲击激励和齿轮传动时变啮合刚度激励, 仿真分析了机车以60 km/h的速度匀速运行时不同尺寸车轮扁疤诱发的附加轮轨冲击力, 研究了扁疤尺寸对重载机车齿轮传动系统动态性能的影响. 结果表明: (1) 新扁疤长度的不断增大, 齿轮副的啮合力和动态传递误差(dynamic transmission error, DTE)的最大值随之增大, 特别是当新扁疤长度超过60 mm时, 啮合力和DTE的最大值急剧增大; (2) 旧扁疤深度一定时, 轮轨力最大值随扁疤长度的增大而逐渐减小, 啮合力和DTE的最大值变化趋势与轮轨力最大值的变化趋势基本一致; (3) 当旧扁疤长度一定时, 轮轨力最大值随扁疤深度的增加而逐渐增大; 当扁疤深度超过0.5 mm后, 轮轨力最大值增长速率减缓, 而啮合力和DTE的最大值增长速率反而增大. 本文研究工作对铁路机车齿轮副的设计参数选取、动态特性评估、疲劳寿命估算以及轮对维护具有一定的理论参考价值.

关键词 重载机车, 齿轮传动, 车轮扁疤, 啮合刚度, 轮轨作用

机车运行过程中, 紧急制动或打滑空转都会造成车轮踏面局部擦伤, 而车轮上一旦出现扁疤, 轮轨间就会产生附加的轮轨冲击力(扁疤效应). 随着大轴重大功率重载机车的迅速发展, 机车传递动力的关键部件齿轮传动装置在扁疤冲击效应的作用下, 轮齿啮合冲击愈加明显, 势必加速齿轮传动装置的疲劳失效, 引发轮齿过载塑性变形甚至断齿等严重故障, 影响行车安全.

针对车轮扁疤引起的动力学冲击问题, 国内外学者开展了很多研究. 例如, Lyon等人^[1]利用简化的车辆-轨道相互作用系统, 研究了扁疤冲击对轮轨接触行为的影响. 翟婉明^[2]建立了车辆-轨道耦合模型, 并将车轮扁疤简化为冲击型激励输入到该模型中, 仿真计算结果与试验结果相近. 凌亮等人^[3]基于车辆-轨道耦合动力学模型分析了高速列车不同扁疤模型作用下轮轨力

随扁疤深度、长度以及车辆运行速度的变化规律. 任尊松^[4]考虑了扁疤的三维结构, 研究了扁疤宽度对轮轨冲击振动的影响. Kanoje等人^[5,6]建立了轮轨接触的有限元模型, 研究了车轮扁疤引起的轮轨冲击特性. 此外, 也有一些学者采用不同的方法结合噪声理论研究车轮扁疤引起的轮轨冲击噪声特性^[7-9]. 关于扁疤的研究目前主要集中在扁疤效应对轮轨接触行为的影响和扁疤效应引发的轮轨噪声问题两方面, 而有关扁疤效应对车辆关键部件, 如齿轮传动装置等动态特性影响的文献基本没有. 因此, 本文基于建立的考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合模型, 同时考虑车轮扁疤及齿轮传动系统时变啮合刚度激励作用, 仿真分析了机车在匀速运行时不同尺寸的车轮扁疤对重载机车齿轮传动系统动态性能的影响, 探索了扁疤尺寸对轮齿

引用格式: 张涛, 陈再刚, 翟婉明, 等. 车轮扁疤冲击下重载机车齿轮传动系统动态特性分析. 科学通报, 2019, 64: 2566–2572

Zhang T, Chen Z G, Zhai W M, et al. Dynamic performance of gear transmission system in a heavy-haul locomotive under wheel flat impact (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 2566–2572, doi: 10.1360/N972018-01245

啮合力和齿轮副动态传递误差的影响规律, 研究结论为齿轮传动装置的设计参数选取、动态特性评估、疲劳寿命估算以及轮对维护提供一定的理论参考和指导意义。

1 动力学仿真理论模型

1.1 考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合动力学模型

车辆-轨道耦合动力学理论已经得到全面发展, 并成功应用至解决大型复杂的工程实际问题中^[10~12]。但是考虑齿轮传动系统动态耦合效应的车辆-轨道耦合动力学建模及分析工作研究较少。近年来, 基于车辆-轨道耦合动力学和齿轮系统动力学理论, 陈再刚等人^[13~16]详细考虑了齿轮传动系统内部动态激励和轮轨非线性蠕滑等激励的影响, 建立了考虑齿轮传动装置的机车-轨道垂向及垂-纵耦合动力学模型, 揭示了机车-轨道系统与齿轮传动系统之间的平面耦合效应。张涛等人^[17,18]从空间的角度出发建立了考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合动力学模型, 进一步研究了齿轮传动系统与机车-轨道系统之间的耦合效应。考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合动力学模型包括机车子系统和轨道子系统, 其中机车子系统主要包括车体、构架、轮对、牵引电机、转子、小齿轮和大齿轮等78个刚体。除转子、小齿轮、大齿轮只有旋转自由度外, 每个刚体均考虑了纵向、横向、垂向、侧滚、摇头和点头6个自由度, 该机车-轨道空间耦合动力学模型如图1所示, 其中, 轨道子系统采用经典的有砟轨道结构^[10]。

1.2 车轮扁疤动态激励

根据车轮擦伤后的几何形状, 车轮扁疤可分为新、旧两种形式, 如图2所示。

新扁疤是一种理想擦伤, 类似车轮踏面上的弦, 而旧扁疤是新擦伤的棱角被磨圆后形成的。关于车轮扁疤的动力学模型的建立, 国内外学者的处理方法不尽相同, 本文采用车轮滚过擦伤位置时, 车轮质心的垂向动态轨迹来描述扁疤。车轮滚过新扁疤时, 车轮质心的垂向轨迹可近似表示为^[3]

$$Z_n(x) = \begin{cases} x^2 / (2R_w), & 0 \leq x \leq l_n / 2, \\ (l_n - x)^2 / (2R_w), & l_n / 2 < x < l_n, \end{cases} \quad (1)$$

式中 x 表示车轮表明的坐标。新擦伤的深度 D_n 与擦伤长度 l_n 满足: $D_n = l_n^2 / (8R_w)$ 。

车轮滚过旧扁疤时, 车轮质心的垂向轨迹可近似表示为

$$Z_o(x) \approx \begin{cases} 4D_o(x/l_o)^2, & 0 \leq x \leq l_o, \\ 4D_o((l_o - x)/l_o)^2, & l_o/2 \leq x \leq l_o. \end{cases} \quad (2)$$

1.3 齿轮时变啮合刚度激励

轮齿啮合过程中, 由于啮合齿对数、沿齿廓接触位置的变化使得轮齿啮合刚度随时间成周期性变化。本文采用基于势能原理提出的齿轮啮合刚度与轮齿误差耦合非线性激励模型计算轮齿时变刚度, 该模型能够综合考虑了轮齿弯曲变形、剪切变形、轴向压缩变形、赫兹接触变形以及轮体变形对啮合刚度的影响。轮齿时变刚度的具体计算公式如下^[19,20]:

$$K_m(t) = \frac{\sum_{j=1}^N K_f(t)}{1 + \sum_{j=1}^N K_f(t) E_{ij}(t) / F(t)}, \quad (3)$$

式中, N 为同时参与啮合的齿对数; E 为齿廓误差; i, j 代表齿对编号; F 为总的啮合力; K 为单齿啮合刚度, 其计算公式如下^[19,20]:

$$\frac{1}{K_f(t)} = \frac{1}{K_{to}(t)} + \frac{1}{K_{fl}(t)} + \frac{1}{K_{to2}(t)} + \frac{1}{K_{fl2}(t)} + \frac{1}{K_h(t)}, \quad (4)$$

式中, K_{to} , K_{fl} , K_h 分别表示轮齿变形刚度、轮体变形刚度和赫兹接触刚度。

2 仿真结果与讨论

机车-轨道耦合动力学系统以及齿轮传动系统的主要参数详见文献^[10,13,21]。为了更加清楚地说明扁疤冲击效应对重载机车齿轮传动装置动态性能的影响, 本文暂未考虑轮轨界面随机轨道几何不平顺的干扰。基于建立的考虑齿轮传动系统动态耦合效应的机车-轨道空间耦合动力学模型, 考虑齿轮时变啮合刚度激励和新、旧扁疤动态激励的作用, 仿真分析了机车以60 km/h的速度匀速运行时, 不同尺寸扁疤产生的冲击对齿轮传动装置动态性能的影响, 获得了扁疤尺寸对齿轮副啮合力和DTE(dynamic transmission error)的影响规律。

2.1 新扁疤的影响

建立不同长度($L=10\sim70$ mm)的新扁疤, 仿真计算

图1 (网络版彩色)考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合动力学模型. (a) 主视图; (b) 后视图

Figure 1 (Color online) Locomotive-track coupled spatial dynamic model with gear transmissions. (a) Front view; (b) back view

了机车匀速运行时不同长度新扁疤作用下的轮轨力、齿轮副啮合力以及动态传递误差, 计算结果如图3所示. 图3(a)中随扁疤长度的增加, 最大轮轨力有一定的延

时, 扁疤长度为50 mm时轮轨之间出现瞬间脱轨(即轮轨力为0)现象, 且随扁疤长度的增加瞬间脱轨时间会不断延长. 图3(b)和(c)中明显看出啮合力和DTE相对轮

图2 车轮扁疤几何模型
Figure 2 Geometric model of wheel flat

轨力有一定的滞后, 扁疤效应对啮合力和DTE的影响主要表现在前3个周期, 其中 $L=70$ mm时, 由于瞬间脱轨时间的突变使得啮合力和DTE发生剧增.

轮轨力、啮合力及DTE的最大值随扁疤长度变化

的曲线如图4所示. 由图4可知, 轮轨力最大值的大小随扁疤长度增大呈现先增大后缓慢减小的趋势, 与文献[3]中的变化规律类似. 而啮合力和DTE的最大值随扁疤长度的变化趋势与最大轮轨力的变化趋势差异较大, 其整体变化趋势随扁疤长度的增加逐渐增大, 在 $L=60$ mm前, 啮合力和DTE的最大值由于齿轮副单双齿啮合刚度的差异而呈现出锯齿状的增长趋势, 而在 $L=60$ mm后, 扁疤长度的增加使得车轮瞬间脱轨的时间会不断延长, 从而增大齿轮副DTE的最大值, 最终导致最大啮合力也随之发生剧增. 由于新扁疤长度和深度的关系是完全确定的, 因此, 新扁疤深度的影响和长度的影响一致, 这里不在赘述.

2.2 旧扁疤的影响

由图2可知, 当车轮上产生一个新扁疤后, 短时间内新扁疤两边的棱角会逐渐被磨圆, 而在新扁疤逐渐被磨圆的过程中就会形成一系列扁疤深度固定而沿长度方向逐渐“长大”的旧扁疤, 若旧扁疤长度是一定的, 可能是由不同深度的新扁疤经过不同程度的磨损后形

图3 (网络版彩色)新扁疤冲击下系统的动态响应. (a) 轮轨力; (b) 啮合力; (c) DTE
Figure 3 (Color online) Dynamic response of system under new wheel flat impact. (a) Wheel-rail force; (b) mesh force; (c) DTE

图4 (网络版彩色)系统动态响应最大值随新扁疤长度的变化. (a) 轮轨力; (b) 啮合力和DTE
Figure 4 (Color online) The maximum value of system dynamic response vs. the length of new wheel flat. (a) Wheel-rail force; (b) mesh force and DTE

成的. 因此, 我们可以从扁疤长度和深度两个方面单独研究旧扁疤尺寸对机车齿轮传动装置动态性能的影响.

(i) 扁疤长度. 固定扁疤深度 $d=0.08$ mm (对应的新扁疤长度 $L=20$ mm), 取扁疤长度 $L=20\sim 70$ mm, 不同尺寸的旧扁疤作用下的最大轮轨力、最大啮合力和最大DTE的变化曲线如图5所示. 由图5(a)可知, 旧扁疤沿长度方向“长大”, 即 $L=20$ mm的新扁疤两端逐渐磨圆时, 轮轨力最大值逐渐减小, 当 $L=70$ mm时, 轮轨力最大值约为142 kN. 图5(b)中的啮合力和DTE的最大值变化趋势与图5(a)中轮轨力的变化趋势基本一致, 但是由于轮轨力变化相对较小, 经过悬挂装置的隔振和吸能, 使得扁疤效应对齿轮副的冲击较小, 即齿轮副的啮合力和DTE的最大值变化幅值较小.

(ii) 扁疤深度. 固定扁疤长度 $L=70$ mm, 取扁疤深度 $d=0.1\sim 0.9$ mm, 不同尺寸旧扁疤作用下的轮轨力、啮合力和DTE的最大值变化曲线如图6所示. 由图6(a)可知, 随着旧扁疤深度的增大, 轮轨力最大值逐渐增大, 当扁疤深度较小时, 轮轨之间冲击较小, 而当深度

超过0.5 mm后, 车轮瞬间脱轨时间会不断增大, 轮轨力最大值的生长速率会减缓(研究深度范围以内). 图6(b)中啮合力和DTE的最大值整体变化趋势也是逐渐增大的, 但是在深度超过0.5 mm后, 啮合力和DTE的最大值增长速率不但没有减缓反而增大, 这种结果与图4中 $L=60$ mm后啮合力和DTE的最大值发生剧增的原因相同, 均是由轮轨瞬间脱轨造成的, 但不同的是这里只考察了扁疤深度的影响, 随着扁疤深度的逐渐增大, 啮合力和DTE的最大值增幅相对图4的结果较小.

3 结论

利用考虑齿轮传动装置的机车-轨道空间耦合模型, 同时考虑车轮扁疤和齿轮传动系统时变啮合刚度激励的作用, 研究了机车匀速运行时新、旧扁疤尺寸对齿轮传动装置动态特性的影响. 研究结论如下:

(1) 新扁疤作用下, 轮轨力最大值随扁疤长度的增加呈现先增大后缓慢减小的趋势, 而啮合力和DTE最大值随扁疤长度的增加逐渐增大, 但当扁疤长度超过

图5 (网络版彩色)系统动态响应最大值随旧扁疤长度的变化. (a) 轮轨力; (b) 啮合力和DTE

Figure 5 (Color online) The maximum value of system dynamic response vs. the length of old wheel flat. (a) Wheel-rail force; (b) mesh force and DTE

图6 (网络版彩色)系统动态响应最大值随旧扁疤深度的变化. (a) 轮轨力; (b) 啮合力和DTE

Figure 6 (Color online) The maximum value of system dynamic response vs. the depth of old wheel flat. (a) Wheel-rail force; (b) mesh force and DTE

一定的限值时, 由于脱轨时间较长, 啃合力和DTE最大值会急剧增大。

(2) 旧扁疤深度一定时, 轮轨力最大值随扁疤长度的增大而逐渐减小, 啃合力和DTE最大值变化趋势与

轮轨力的变化趋势基本一致; 而当扁疤长度一定时, 轮轨力最大值随扁疤深度的增大而逐渐增大, 深度超过0.5 mm后, 轮轨力的增长速率会减缓, 但是啃合力和DTE最大值的增长速率不但没有减缓反而增大。

参考文献

- 1 Lyon D. The calculation of track forces due to dipped rails joints. Technical Report, British Railways Board Research and Development Division, 1972
- 2 Zhai W M. Dynamic effect of wheel flats (in Chinese). Roll Stock, 1994, (7): 1–5 [翟婉明. 铁路车轮扁疤的动力学效应. 铁道车辆, 1994, (7): 1–5]
- 3 Ling L, Cao Y B, Xiao X B, et al. Effect of wheel flats on the high-speed wheel-rail contact behavior (in Chinese). J China Railway Soc, 2015, 37: 32–39 [凌亮, 曹亚博, 肖新标, 等. 车轮擦伤对高速轮轨接触行为的影响. 铁道学报, 2015, 37: 32–39]
- 4 Ren Z S. Study on wheel/rail impact dynamics with three dimensional wheel flat model (in Chinese). J Mech Eng, 2018, 54: 78–85 [任尊松. 车轮踏面三维扁疤轮轨系统冲击振动研究. 机械工程学报, 2018, 54: 78–85]
- 5 Bian J, Gu Y, Murray M H. A dynamic wheel-rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis. *Vehicle Syst Dyn*, 2013, 51: 784–797
- 6 Kanoje N, Sharma S, Harsha S. Wheel-rail and wheel flat as a coupled system: Contact dynamics modeling with finite element analysis. JCSMD, 2014, 2: 20–27
- 7 Yang X W, Zhai W M. Wheel/rail in pact noise due to wheel flats (in Chinese). J Vib Shock, 2009, 28: 46–49, 198 [杨新文, 翟婉明. 车轮扁疤激起的轮轨冲击噪声机理分析. 振动与冲击, 2009, 28: 46–49, 198]
- 8 Wu T, Thompson D. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. J Sound Vib, 2012, 251: 115–139
- 9 Yin Q, Cai C B, Zhu S Y. Analysis of wheel flat induced impact noise based on acoustic transfer vectors (in Chinese). Noise Vib Contr, 2017, 37: 110–114, 174 [尹镭, 蔡成标, 朱胜阳. 基于声传递向量方法的车轮扁疤冲击噪声分析. 噪声与振动控制, 2017, 37: 110–114, 174]
- 10 Zhai W M. Vehicle-Track Coupled Dynamics (in Chinese). 4th ed. Beijing: Science Press, 2015 [翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学. 第四版. 北京: 科学出版社, 2015]
- 11 Zhai W, Gao J, Liu P, et al. Reducing rail side wear on heavy-haul railway curves based on wheel-rail dynamic interaction. *Vehicle Syst Dyn*, 2014, 52: 440–454
- 12 Wang K Y, Liu P F, Zhai W M, et al. Wheel/rail dynamic interaction due to excitation of rail corrugation in high-speed railway. *Sci China Technol Sci*, 2015, 58: 226–235
- 13 Chen Z, Zhai W, Wang K. A locomotive-track coupled vertical dynamics model with gear transmissions. *Vehicle Syst Dyn*, 2017, 55: 244–267
- 14 Chen Z, Zhai W, Wang K. Dynamic investigation of a locomotive with effect of gear transmissions under tractive conditions. *J Sound Vib*, 2017, 408: 220–233
- 15 Chen Z, Zhai W, Wang K. Locomotive dynamic performance under traction/braking conditions considering effect of gear transmissions. *Vehicle Syst Dyn*, 2018, 56: 1097–1117
- 16 Chen Z, Zhai W, Wang K. Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system. *Mech Syst Signal Process*, 2019, 115: 29–44
- 17 Zhang T, Chen Z, Zhai W, et al. Establishment and validation of a locomotive-track coupled spatial dynamics model considering dynamic effect of gear transmissions. *Mech Syst Signal Process*, 2019, 119: 328–345
- 18 Zhang T, Chen Z G, Zhai W M, et al. Effect of driving system on locomotive dynamic characteristics using different dynamics models. *Sci China Tech Sci*, 2019, 62: 308–320
- 19 Chen Z, Shao Y. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth. *Eng Failure Anal*, 2011, 18: 2149–2164
- 20 Chen Z, Shao Y. Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack. *Mech Mach Theor*, 2013, 62: 63–74
- 21 Liu P F. Research on dynamic interaction between heavy-haul train and track under longitudinal impact (in Chinese). Doctor Dissertation. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015 [刘鹏飞. 纵向冲动作用下重载列车与轨道动态相互作用研究. 博士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2015]

Summary for “车轮扁疤冲击下重载机车齿轮传动系统动态特性分析”

Dynamic performance of gear transmission system in a heavy-haul locomotive under wheel flat impact

Tao Zhang^{1,2*}, Zaigang Chen², Wanming Zhai², Kaiyun Wang² & Zhenhua Li¹

¹ School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;

² State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

* Corresponding author, E-mail: zhangtao0209404@163.com

With the rapid development of large-axle heavy-haul locomotive, the local abrasion of wheel tread caused by emergency braking or skidding idling of locomotive becomes increasingly serious. Once a flat appears on the wheel, additional wheel-rail impact force will be generated between the wheel and the rail. Under the excitations of the impact force, the mesh vibrations of the gear pairs in the locomotive power transmission from the traction motor to the wheel-rail contact interface will become more and more obvious. These drastic vibrations are likely to accelerate the fatigue failure of the gear transmission set, and to cause some serious gear faults such as the gear tooth overload plastic deformation, or even teeth breaking, as well as the running safety of the entire locomotive system. Thus, it's meaningful to reveal the impact effect of the wheel flat on the gear transmission subsystem. In this study, the locomotive-track coupled dynamics model considering the dynamic effect of gear transmission subsystem, which was established based on the theories of the vehicle-track coupled dynamics and the gear dynamics, is employed for the dynamic analysis of the locomotive system. The dynamic excitations from both the wheel flat and the time-varying gear mesh stiffness are considered. Then, the effects of different wheel flat size on the dynamic characteristics of the gear transmission subsystem in a heavy-haul locomotive running at the speed of 60 km/h are studied. The results indicate that: (1) for the newly developed wheel flat, the maximum dynamic mesh force and the maximum dynamic transmission error (DTE) of the gear pair increase monotonously with its length. Especially when the length of the flat exceeds 60 mm, the maximum dynamic mesh force and the maximum DTE increase drastically with the wheel flat length; (2) for the old wheel flat cases with a fixed depth, the maximum wheel-rail force decreases gradually with the increase of the flat length, and the variation trend of the maximum dynamic mesh force and the maximum DTE are basically the same as that of the wheel-rail force; (3) for the old wheel flat cases with a fixed length, the maximum wheel-rail force increases gradually with the increase of the old flat depth. When the old flat depth exceeds 0.5 mm, the growth rate of the maximum wheel-rail force will slow down; however, the growth rate of the maximum dynamic mesh force and the maximum DTE will keep increasing. This study will provide some theoretical reference value for the selection of design parameters, evaluation of dynamic characteristic, fatigue life prediction of the locomotive gear transmission and the maintenance of the wheelset.

heavy-haul locomotive, gear transmission, wheel flat, mesh stiffness, wheel-rail interaction

doi: [10.1360/N972018-01245](https://doi.org/10.1360/N972018-01245)