机车电传动 2017 年第 6 期 (2017-11-10)
ELECTRIC DRIVE FOR LOCOMOTIVES №6, 2017(Nov. 10, 2017)

文章编号：1000–128X(2017)06–0052–05

车轮多边形化对高速列车齿轮箱体动态响应的影响

邹航宇，张卫华，王志伟

（西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：为了研究高速列车齿轮箱体在受多边形车轮激扰下的动态响应，建立了包含齿轮传动系统和齿轮箱体有限元模型的整车动力学模型。进行了线路实测试验和箱体模态分析。对齿轮箱体上裂纹易于萌生处进行了加速度和动应力分析。结果表明：20 阶多边形车轮容易引起齿轮箱体的一阶共振，导致振动加速度和应力显著提高，故障工况下的加速度和应力相比正常工况增加了 4.6 倍和 45 倍；车轮多边形化对齿轮箱体的影响是局部的，其危险区域为油位观察孔附近和散热筋附近；齿轮箱体发生异常振动时易发生疲劳破坏，箱体的服役寿命随着多边形波深增大而显著降低，应该在运维决策中对破坏危险点进行重点关注。

关键词：车轮多边形化；齿轮箱体；高速列车；共振；疲劳

中图分类号：U292.91^{+}4；U270.1^{+}1；U270.33　　**文献标识码：**A

doi：10.13890/j.issn.1000-128x.2017.06.012

Influence of Wheel Polygonization on Dynamic Response of Gearbox Housing of High-speed Train

ZOU Hangyu, ZHANG Weihua, WANG Zhiwei

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

Abstract: In order to study the dynamic response of gearbox housing of high-speed train under the excitation of polygonal wheel, a vehicle dynamic model including gear transmission systems and gearbox housing finite element model was set up. Line test and modal analysis to gearbox housing were carried out. Acceleration and dynamic stress in the areas cracking initiation prone to begin were analyzed. The result showed that the 20th order polygonal wheel leads to the 1st order resonance of gearbox housing, which results in significant increase of acceleration and stress, with the acceleration and stress of fault condition 4.6 and 45 times larger than normal condition. The influence of wheel polygonization on gearbox housing was local, and the danger areas were around oil sight glass and radiation rib; Fatigue failure was prone to happen when gearbox housing was on abnormal vibration, and the service lifetime of gearbox housing significantly decreased with the increase of the polygon depth. Attention should be paid to danger point in operation and maintenance decision.

Keywords: wheel polygonization; gearbox housing; high-speed train; resonance; fatigue

0　引言

目前，高速列车上使用的齿轮箱材料为铸铝合金。这一材料对车辆簧下质量轻量化有着突出作用，但同时这一材料和结构也将导致齿轮箱局部振动过大、疲劳强度不足等问题。齿轮箱传动系统是典型的承受交变载荷作用的工程部件。自某型高速列车开行以来，齿轮箱体裂纹故障成为了齿轮传动系统中的主要故障问题。线路测试的统计结果表明，当箱体出现裂纹时，往往能捕捉到 570~600 Hz 的振动信息，而当车辆以 300 km/h 的速度等级运行时，这与在该型车上多发的 20 阶车轮多边形故障工况的特征频率是相对应的，二

收稿日期：2017–01–18；修回日期：2017–08–12
基金项目：国家重点研发计划项目（2016YFB1200401）；
中国铁路总公司科技研究开发计划项目（2016J007-B）

者的联系引起了人们的注意。齿轮箱体承受来自于轮轨的巨大激扰，这一激扰是周期与非周期信号的叠加，使齿轮箱体受复杂的交变载荷作用，而当周期激扰频率与系统固有频率相近时，容易引发系统共振。根据经验可知，在循环变化载荷或随机载荷作用下的部件，其主要失效方式是疲劳失效[1]，而疲劳失效按是否发生共振，又分为共振疲劳和非共振疲劳[2]。疲劳分析与振动等系统动态响应是密不可分的，早在 1963 年 Crandall 和 Mark 在《机械系统的随机振动》中就对随机振动导致的疲劳问题做了描述和定义[3]。Benton 等人在齿轮系统的振动响应研究中发现齿轮啮合的重叠系数对其有很大影响[4]。文献 [5] 将振动问题带入到了齿轮传动系统的非线性振动中。文献 [6] 则结合齿轮箱动态响应和疲劳损伤理论，进行了齿轮箱加速度疲劳试验，有效缩短了齿轮箱疲劳失效试验时间。对车轮多边形的研究早已开始，从最初 Soua 等人通过建立机车车辆模型研究车轮多边形的不圆顺磨耗[7]，到 Johansson 和 Nielsen 结合实测和仿真方法分析了车轮多边形化对轮轨垂向力和轨道振动的影响[8]。在以往研究中，学者对不同机械系统的动态响应特征研究越来越透彻，对铁路车辆车轮多边形的机理分析也越来越深入，但却少有人关注于车轮多边形化对齿轮箱的动态响应的影响。

本文利用多体动力学软件、有限元软件和数据处理方法，将仿真与试验相结合，得到了齿轮箱体异常振动工况下的齿轮箱体动态响应结果，并进行了分析。

1　箱体裂纹及线路试验

1.1　齿轮箱体裂纹问题

自某型高速列车开行以来，齿轮箱体开裂的故障时有发生，其主要开裂位置发生在油位观察孔附近、下箱体散热筋附近等。严重时甚至将导致齿轮箱漏油等故障（如图 1）。对齿轮箱体裂纹部位的断口分析表明，出现的裂纹特征均为疲劳裂纹[9]。



（a）油位观察孔附近　　（b）散热筋附近

图 1　齿轮箱体裂纹所致漏油位置

1.2　线路试验数据分析

本文的跟踪试验线路为京沪客运专线，由于齿轮箱散热筋和肋板的结构复杂多样，横向加速度传感器置于较为平坦且容易出现故障的油位观察孔处。同时，在车载 GPS 的帮助下，可以同时采集齿轮箱体发生异常振动时的加速度信息和车辆位置信息。在大量的实测加速度数据中取出多个异常区段，再进行细化分析，得到其时频特征。某一个区段实测结果如图 2、图 3。

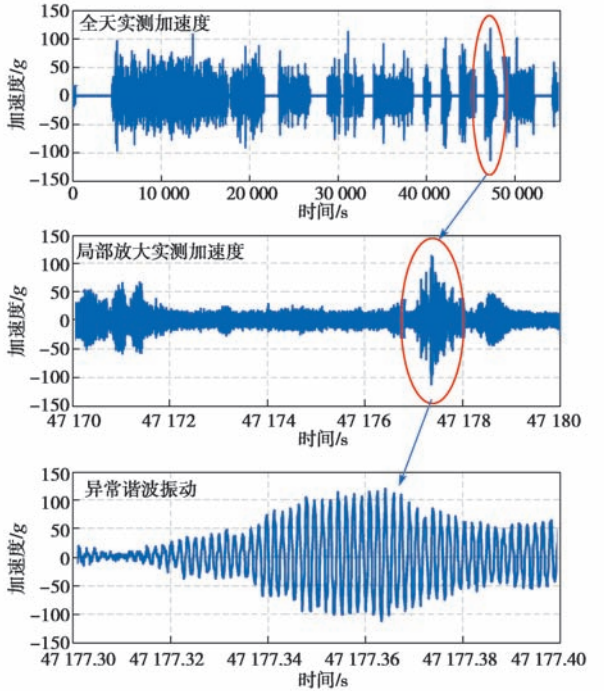


图 2　实测齿轮箱体异常谐波振动

从图 2、图 3 中不难发现，全天监测数据中，齿轮箱体的横向随机振动幅值一般在（20~30）g 左右，在多个区段出现大幅振动，甚至超过 100g，取局部区段进行分析发现其时域特征为谐波振动，且明显有 582 Hz 的单一主频。值得注意的是，这样的异常谐波振动并非偶然现象，不仅在试验中持续出现，在工程实际中，580 Hz 左右的齿轮箱箱体响应在车轮踏面临近镟修的车辆上尤为明显[9]。

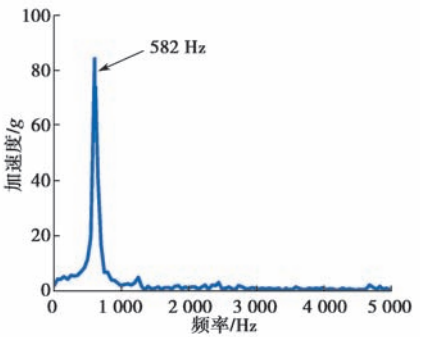


图 3　实测齿轮箱体异常谐波振动频域图

2　动力学模型

利用多体动力学软件 Simpack，从整车动力学模型出发，考虑车辆在电机驱动的条件下直线运行工况，结合 ANSYS 有限元软件，进行刚柔耦合仿真，并将得到的整车运行工况结果返回有限元中进行应力和模态分析。分析流程如图 4 所示。

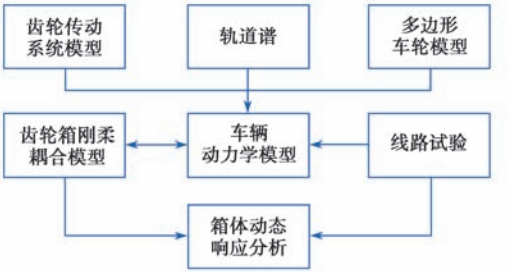


图 4　箱体动态响应分析流程

2.1 齿轮箱体有限元模型

为了计算齿轮箱箱体的动应力，需要建立完整的箱体柔性模型。考虑到有限元软件 ANSYS 与 Simpack 的对接性，需要预先建立齿轮箱有限元模型以备导入到 Simpack 中。在 Solidworks 中建立齿轮箱几何模型，导入 ANSYS 中对箱体进行网格划分后得到的有限元网格模型及仿真测点如图 5 所示。

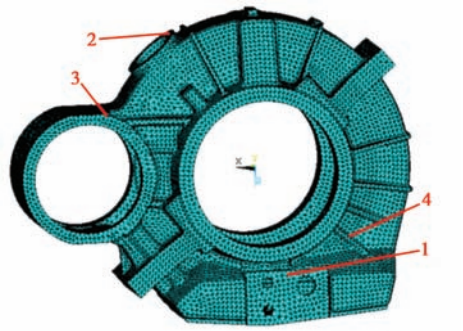


图 5 齿轮箱箱体有限元模型

图 5 中，测点 1 为油位观察孔附近，测点 2 为齿面观察孔上端附近，测点 3 为小齿轮驱动轴端附近，测点 4 为下箱体散热筋附近。

2.2 齿轮传动系统模型

研究表明，齿轮传动系统内部动态激扰对齿轮箱的振动，尤其是在垂向和点头方向有一定影响[10]。因此，在整车模型中对其进行考虑是必要的。在前人的研究中，建立了考虑 8 自由度的弯 – 扭 – 轴 – 摆耦合振动模型[11]，在纵向运动与扭摆运动方面的考虑稍有欠缺。在本文的仿真计算中，针对工程实际工况，根据表 1 所示参数，在多体动力学软件 Simpack 中建立 12 自由度齿轮传动系统模型。在此模型中，斜齿轮副模型具有包括主、从动齿轮各自的 3 个平动自由度和 3 个扭转、摇头、点头自由度的 12 个自由度。考虑斜齿轮副模型的边界条件，通过用齿轮箱轴孔处铰接单元、车轴与轴箱处的力元，将斜齿轮副的主动轴连接到牵引电机的输出轴，将车轴与从动齿轮连接。电机通过电机吊架吊杆、吊架减振器和吊架止挡悬于转向架上，并在电机端对小齿轮轴施加随时间变化的自定义扭矩力元来模拟驱动轴的输出力矩。利用 Simpack 中的 FBI（Finite Body Input）接口模块，将齿轮箱有限元模型通过在轴孔处进行节点铰接和在 C 型托架处建立悬挂力元的方式与整车模型连接，从而实现刚柔耦合的齿轮传动系统的完整建立，如图 6 所示。

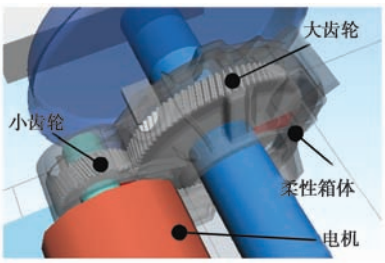


图 6 齿轮副模型

表 1 齿轮传动系统参数

名称	参数	名称	参数
模数	6	中心距	380 mm
螺旋角	18°	齿数	35/85
法面压力角	20°	齿宽	65 mm
法面齿顶高系数	1	传动比	2.429
法面顶隙系数	0.35	箱体密度	2 680 kg/m^3

2.3 包含多边形车轮的整车动力学模型

运用多体动力学软件 Simpack，进一步建立除前文刚柔耦合齿轮传动系统以外的其他车辆部件及各部件之间的悬挂、铰接、约束关系，该型高速列车动力学模型如图 7 所示。车辆系统由车体、枕梁、构架、轮对、电机及吊架、轴箱、主动小齿轮、从动大齿轮和齿轮箱箱体等部件组成，共 86 个刚体自由度和 12 000 个包含在柔性体内的节点自由度。

通过与车轮弧长相关的谐波函数在整车模型中的一位轮对车轮上建立了 20 阶多边形模型（如图 8），其数学模型为

$$\left.\begin{aligned} r &= R-\Delta r \\ \Delta r &= A\sin(n\theta) \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

式中：R 为车轮初始滚动圆半径；r 为多边形车轮半径；Δr 为多边形车轮局部半径差；A 为车轮多边形化的幅值；n 为车轮多边形化的阶数；θ 为车轮旋转角。

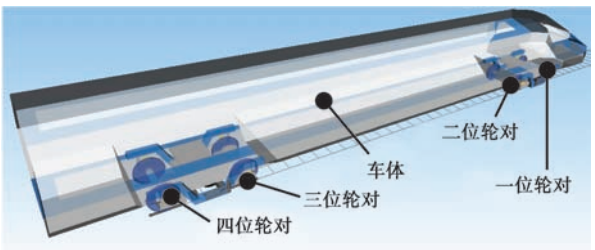


图 7 刚柔耦合整车动力学模型

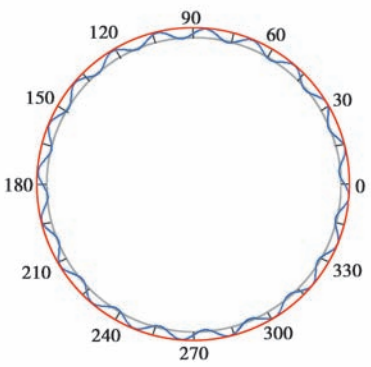


图 8 20 阶多边形车轮模型

3 仿真分析

3.1 模态分析

为了验证线路试验中齿轮箱异常振动与箱体模态的关系，进行了约束模态分析。对大、小齿轮轴承孔进行耦合约束，并约束除绕轴旋转以外的自由度，在小齿轮端 C 型托架连接面施加力约束。通过计算，齿轮箱体

的前 10 阶固有频率如表 2 所示。

表 2　齿轮箱体前 10 阶固有频率

阶数	频率 /Hz	阶数	频率 /Hz
1	587.2	6	1 276
2	814.3	7	1 466
3	989.6	8	1 511
4	1 047	9	1 643
5	1 096	10	1 828

当车速为 300 km/h 时，发生 20 阶多边形失效的车轮激起的特征频率可由式（2）求出，为 577 Hz，而线路异常谐波振动的特征频率为 582 Hz，这两者与齿轮箱体的 1 阶固有频率都是很接近的。

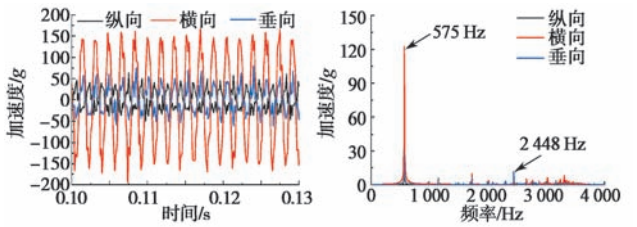
$$f=20v/(2\pi r) \tag{2}$$

式中：f 为轮轨特征频率；v 为车速；r 为车轮半径。

3.2　加速度与动应力分析

根据建立的动力学模型和有限元模型，设置电机驱动力矩参数使车辆以 300 km/h 的速度沿直线运行，并输入京沪轨道谱激励，分别计算了不同波深幅值的 20 阶多边形车轮工况。其中当多边形波深幅值为 0.02 mm 时，轮轨垂向力达到了 170 kN，并且有跳轨现象发生，达到了车辆安全运行的临界状态。

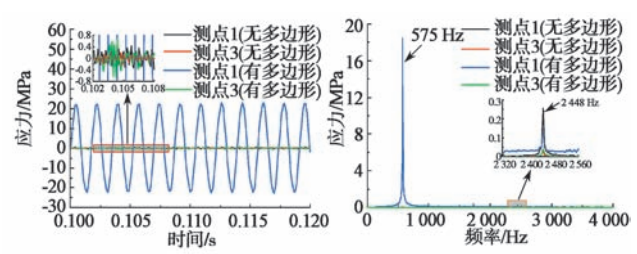
图 9 为波深幅值为 0.02 mm 工况下的布置于油位观察孔附近的 1 号测点的振动加速度。可以看出，此故障工况下最大横向加速度幅值达到了 167g，相较前文的线路运行正常工况增大了 4.6 倍以上。测点处的振动主要表现为横向振动，且加速度 575 Hz 的主频与箱体一阶横向扭摆频率接近，说明 20 阶多边形车轮引起了箱体的一阶共振。而仿真曲线与前文实测加速度曲线比较吻合，验证了车轮多边形与箱体异常振动的联系。此外，在加速度频谱图中还可以发现对应于齿轮啮合频率 2 448 Hz 的峰值，说明齿轮动态啮合力对箱体振动存在影响，但远低于车轮多边形带来的影响。



（a）不同时间　　（b）不同频率

图 9　0.02 mm 波深工况箱体加速度

图 10 为齿轮箱体的垂向动应力曲线，多边形车轮对纵向和横向应力的影响具有同样规律，在此不再赘述。图中有多边形的工况为 0.02 mm 的 20 阶多边形工况。从图 10（a）中可以发现，当箱体受车轮多边形激扰时，应力明显增大，且呈现出谐波形态。测点 1 油位观察孔处的应力幅值达到了 23 MPa，相比正常工况的 0.5 MPa 增加了 45 倍。从图 10（b）中可以看出，当不受多边形激励时，2 个测点的频谱图中均未出现除齿轮啮合频率以外的峰值。而当箱体受激扰发生共振，测点 1 应力谱的能量集中在 575 Hz 频率附近，且峰值显著大于无多边形工况，这是由于油位观察孔附近区域与箱体一阶模态相关。此外还可以发现，测点 3 小齿轮轴承端附近由于不在箱体一阶模态的对应区域内，故没有引起共振，在多边形激扰下应力没有太大变化，在频域范围内也没有出现明显的能量集中。



（a）不同时间　　（b）不同频率

图 10　箱体单向动应力对比

图 11 给出了齿轮箱体 Von-Mises 等效应力云图。可见，箱体由于受内外激励，其应力分布不均匀，等效应力在油位观察孔附近和下箱体散热筋附近明显较高，所以这 2 个区域为危险区域。

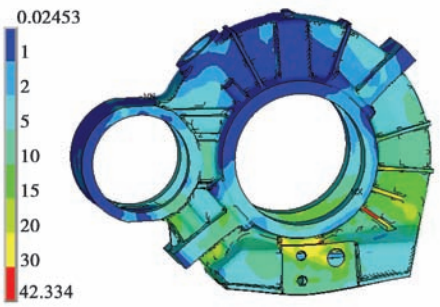


图 11　齿轮箱体 Von-Mises 应力云图

3.3　共振疲劳分析

由分析结果可知，故障工况下齿轮箱的共振应力极值虽然没有超过材料许用应力（200 MPa），但其应力表现为大幅值的交变应力。在交变载荷作用下，结构中会有大量微裂纹形核产生，并且随着循环载荷次数增加而逐渐扩展成为宏观的裂纹并导致结构破坏，即疲劳破坏。针对箱体异常振动时的应力特性，本文基于 Miner 线性疲劳累计损伤理论，对发生共振的工况进行疲劳损伤分析。其数学表达式为 [1]

$$\left.\begin{aligned}&\frac{W_1}{W}=\frac{n_1}{N_1},\frac{W_2}{W}=\frac{n_2}{N_2},\cdots,\frac{W_n}{W}=\frac{n_n}{N_n}\\&\sum_{n=1}^{m}\frac{n_n}{N_n}=1\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

式中：n_n 为材料经历的应力循环次数；W_n 为经历 n_n 次应力循环材料所吸收的功；W 为材料在破坏时吸收的净功；N_n 为在应力幅值 $\Delta\sigma_n$ 下的破坏循环次数；$\sum_{n=1}^{m}\frac{n_n}{N_n}$ 即为 Miner 系数。

根据 Coffin-Manson 公式，以及在疲劳试验中得到的相关参数 [12]，$AlSi_7Mg_{0.3}$ 材料的 S-N 拟合曲线为

$$\Delta\sigma=445N_F^{-0.13}+0.12N_F^{-0.68} \tag{4}$$

由于在高速动车组齿轮箱的服役过程中，其应力水平较低，通常远低于材料的弹性极限，故将拟合曲

线的塑性部分略去，得到疲劳寿命 N_F 表达式：

$$N_F = \sqrt[0.13]{\frac{445}{\Delta\sigma}} \tag{5}$$

用雨流计数法对应力结果进行计数统计，利用上式对每个应力循环进行处理，得到单次（半次）应力循环中的疲劳累计因子 $\frac{1}{N_n}$（$\frac{0.5}{N_n}$），再对一定统计时间内的 Miner 因子进行求和，得到统计时间内的疲劳累积进程。根据式（6）对疲劳累计进程进行处理，得到结构的剩余寿命：

$$L_R = (\frac{e_m}{T})^{-1} \cdot \frac{v}{1000} \tag{6}$$

式中：e_m 为统计区段的 Miner 系数；T 为统计区段的时长；v 为车速。

根据以上理论，对计算得到的应力结果进行处理，在图 12 中给出了不同多边形波深幅值下齿轮箱体的预测寿命，其中多边形幅值工况是根据某动车段实测高阶多边形幅值数据确定的，图中曲线是通过选取各个工况中的危险点而得到的。可以发现，箱体寿命受车轮多边形影响很大，且随幅值增大而显著降低。同时发现，当预测寿命降低至 1.2 万 km 时，多边形幅值也仅为 0.04 mm，说明小幅值的多边形共振激励将在短时间内引起破坏，这也正印证了工程中箱体裂纹多为偶发故障的特点。

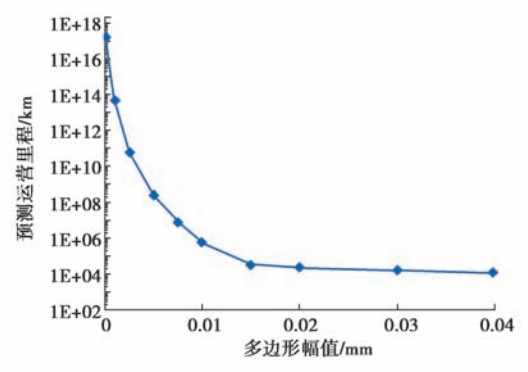


图 12　箱体寿命预测曲线

4　结论

本文针对工程中的齿轮箱体开裂问题，进行了高速列车齿轮箱线路跟踪试验。建立了包含齿轮传动系统模型、多边形车轮模型等子模型的高速列车刚柔耦合动力学模型，并进行了箱体模态分析、加速度和动应力分析，得到了以下结论：

①相较于齿轮箱内部啮合激励，车轮多边形化对齿轮箱振动有更大影响。线路实测试验中发现齿轮箱体异常振动特征频率为 582 Hz 左右，与其一阶特征频率接近，且与 20 阶多边形车轮的理论激扰频率较为吻合。

②车轮多边形化对齿轮箱的应力有较大影响。故障工况的车辆以 300 km/h 运行时，箱体危险点的单向应力较正常工况增加了 45 倍，能量显著集中在 575 Hz 附近。但对非共振区域的应力影响较小。

③箱体寿命随着车轮多边形幅值增大而显著降低。与高应力区域对应的油位观察孔附近和下箱体散热筋附近区域为疲劳危险区域，随着多边形幅值增加容易在短时间内发生破坏，这些部位在齿轮箱体的运维决策中应当重点关注。

参考文献：

[1] 徐灏 . 疲劳强度 [M]. 北京：高等教育出版社，1988：1–94.
[2] 刘文光，陈国平，贺红林，等 . 结构振动疲劳研究综述 [J]. 工程设计学报，2012，19(1)：1–8.
[3] Crandall S H, Mark W D. Random Vibration in Mechanical Systems [M]. New York: Academic Press, 1963：104–112.
[4] Benton M, Seireg A. Factors Influencing Instability and Resonances in Geared Systems [J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(2)：372.
[5] 王建军，陈其汉，李润方 . 齿轮系统非线性振动研究进展 [J]. 力学进展，2005，1(35)：37–47.
[6] 林新海，关云辉 . 地铁车辆齿轮箱加速度疲劳试验方法研究 [J]. 轨道交通装备与技术，2014(3)：20–21.
[7] Soua B, Pascal J P. Computation of the 3D wear of the wheels in a high speed bogie [R]. Arcueil, France: Report INRETS-LIN, 1995.
[8] Johansson A, Nielsen J C O. Out-of-round railway wheels-Wheel-rail contact forces and track response derived from field tests and numerical simulations [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F：Journal of Rail & Rapid Transit. London: Institution of Mechanical Engineers, 2003，217（2）：135–146.
[9] 常程城 . 高速列车齿轮箱线路试验及振动传递关系研究 [D]. 北京：北京交通大学， 2015.
[10] 黄冠华，张卫华，宋纾崎，等 . 高速列车驱动齿轮内部动态激扰影响分析 [J]. 机械传动，2014(1)：92–95.
[11] 李润方，王建军 . 齿轮系统动力学 [M]. 北京：科学出版社，1997：174–179.
[12] 莫德锋，何国求，朱正宇，等 . Al-7Si-0.3Mg 合金低周疲劳行为及其机理 [J]. 特种铸造及有色合金，2008(7)：493–495.

作者简介：邹航宇（1993–），男，硕士研究生，研究方向为高速列车齿轮传动系统动力学。