

基于疲劳寿命预测的齿轮箱箱体结构优化*

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF GEARBOX CASES BASED ON
FATIGUE LIFE PREDICTION

陈超朋** 阳光武*** 肖守讷 朱涛 肖绯雄 高天阳

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

CHEN ChaoPeng YANG GuangWu XIAO ShouNe ZHU Tao XIAO FeiXiong GAO TianYang

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

摘要 针对某型内燃机车齿轮箱箱体出现裂纹,建立齿轮箱有限元模型,运用随机振动疲劳理论和 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论进行寿命预测。原始结构的寿命预测与实际统计结果仅相差 2.6 万公里,并基于原始结构的有限元结果提出两种优化结构,其疲劳预测寿命分别高于原始结构的 103.2 万公里和 176.3 万公里。经过模态与激励频率分析,认为横向激励是引起结构共振的主要原因。对比三种结构的模态频率和激励频率发现模态频率对应的激励频率能量值越低,其疲劳寿命越长,在齿轮箱箱体结构优化时应尽量避免高激励能量所对应的频率。

关键词 齿轮箱箱体 随机振动 疲劳寿命 共振 结构优化

中图分类号 U262

Abstract According to the cracks in the gearbox of a certain type of diesel locomotive, the finite element model of gear box was established to make the life prediction by using the random vibration fatigue theory and the linear fatigue cumulative damage theory of Palmgren-Miner. The life prediction of the original structure differs from the actual statistical results by only 26 000 km, and two optimized structures are proposed based on the finite element results of the original structure. The predicted fatigue life of the two optimized structures is higher than that of the original structure by 1.032 million km and 1.763 million km respectively. After modal and excitation frequency analysis, it is concluded that transverse excitation is the main cause of structural resonance. By comparing the modal frequency and excitation frequency of the three structures, it is found that the lower the excitation frequency energy value corresponding to the modal frequency is, the longer the fatigue life is. Therefore, the frequency corresponding to the high excitation energy should be avoided when optimizing the structure of the gearbox.

Key words Gearbox; Random vibration; Fatigue life; Resonance; Structural optimization

Corresponding author: YANG GuangWu, E-mail: gwyang@home.swjtu.edu.cn

The project supported by the National Natural Science Foundation of China(No. U1534209).

Manuscript received 20191223, in revised form 20200112.

引言

齿轮传动是机械传动中最重要的一种传动方式,齿轮箱广泛应用于船舶、风电、海洋工程、铁路运输、城市轨道交通等众多行业,对于齿轮传动系统的研究已有近百年时间。齿轮箱传动装置作为保证机车车辆的持续稳定运行的关键设备,其运行的可靠性、稳定性、安全性将直接影响传动系统甚至整车的正常运行^[1]。机车齿轮箱主要由箱体,齿轮,转动轴及联轴节组成,牵

引电机通过联轴节将动力传递给齿轮箱齿轮,再通过齿轮传动至轮轴,进而牵引机车。在车辆运行过程中直接承受钢轨对轮对的冲击,工作环境十分恶劣。齿轮箱出现的故障主要包括渗油(漏油),箱体内油温过高等,但其最主要的失效形式是箱体出现裂纹^[2]。

李广全等^[3]通过线路实测分析,认为列车高速行驶时,引起齿轮箱异常振动的主要因素为线路激励所致,且横向加速度引起的齿轮箱异常振动最为强烈。Hu W 等^[4]通过对线路测试得到的振动加速度数据进

* 20191223 收到初稿, 20200112 收到修改稿。国家自然科学基金联合基金项目(U1534209)资助。

** 陈超朋,男,1995年生,河南驻马店人,汉族,西南交通大学牵引动力国家重点实验室硕士研究生。主要研究方向为车辆强度与可靠性、随机振动疲劳。

*** 阳光武(通信作者),男,1977年生,西南交通大学牵引动力国家重点实验室研究员、硕士研究生导师。主要研究方向为机车车辆结构设计与理论、机车车辆振动及疲劳可靠性、机车车辆动力学。

行频域和时频分析,并对比齿轮箱仿真分析,建议为避免与轮轨激励产生共振需对齿轮箱重新进行设计。陈忠伟等^[5]通过随机振动分析获得了齿轮箱箱体的动态响应规律,进而提出了箱体结构避免共振的优化设计方案。Wilk A 等^[6]通过有限元仿真分析,得出齿轮箱的振动可通过增加筋板进行减弱的结论。

综上所述,轮轨激励是齿轮箱振动的主要来源,且共振效应是引起齿轮箱箱体失效的主要原因。文中针对某型内燃机车齿轮箱箱体出现裂纹,建立相应的有限元模型,运用随机振动疲劳理论计算结构的全寿命。并针对齿轮箱原始结构进行优化,比较优化结构与原始结构的预测寿命,验证共振对齿轮箱失效的影响,指导齿轮箱结构的设计。

1 齿轮箱箱体裂纹

齿轮箱箱体整体为非承载式焊接结构,通过螺栓预紧安装在牵引电机和抱轴箱上。在机车运行过程中,线路激扰通过轮对传递至抱轴箱,再通过抱轴箱传递到齿轮箱,引起箱体裂纹^[7]。裂纹主要出现在齿轮箱上箱体立板合口拐角附近以及挡油板与齿轮箱下箱体焊缝及抱轴箱安装座焊缝附近,如图 1 所示。根据已有数据统计,齿轮箱箱体结构在机车运行约 15 万公里就已产生裂纹。

2 齿轮箱箱体有限元模型

针对齿轮箱箱体结构建立有限元模型,并进行寿命预测分析。上箱体及下箱体采用四边形壳单元离散,电机侧上垫板、电机侧下垫板、非电机侧上垫板、非电机侧下垫板、抱轴箱安装座均采用六面体单元离散,电机侧 U 型块、非电机侧 U 型块采用四面体单元离散,螺栓连接位置考虑预紧力和接触,如图 2 所示。

针对原始结构出现裂纹的问题,对箱体进行结构优化,得到两种优化结构^[8]。(1)箱体 A 优化结构(图 3),在上箱体电机端两侧板加补强板,在下箱体外侧板挡油板处外部增加补强板;(2)箱体 B 优化结构(图 4),将上下箱体侧板改为圆弧过渡,在下箱体外侧板挡油板处内部增加补强板,并加宽垫板使其与顶板焊接为一体。

3 齿轮箱箱体寿命预测分析

3.1 线路实验实测激励谱分析

根据激励的传递路线,故将线路实测抱轴箱处纵向、横向、垂向加速度时间历程作为齿轮箱箱体的加速度激励,选取单程 3 500 s,共 97 km 的激励数据进行箱体的寿命预测分析。得到原始数据后需要去除电子线路干扰,去零漂,去毛刺处理,并利用移动平均法进

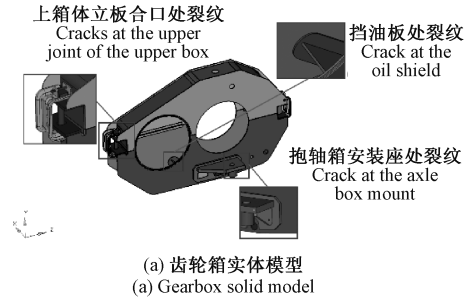


图 1 齿轮箱箱体裂纹

Fig.1 Gearbox case cracks

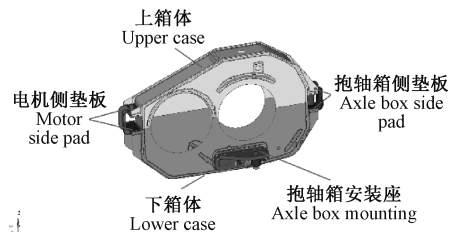


图 2 齿轮箱箱体原始结构

Fig.2 Original structure of gearbox case

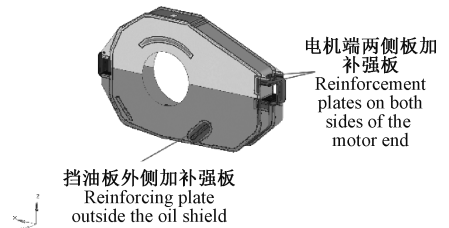


图 3 齿轮箱箱体 A 优化结构

Fig.3 Optimized structure A of gearbox case

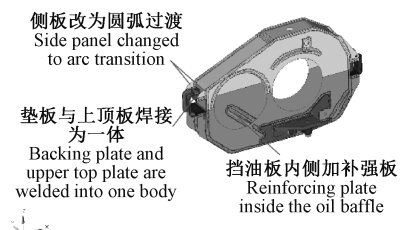


图 4 齿轮箱箱体 B 优化结构

Fig.4 Optimized structure B of gearbox case

行数据平滑处理,滤除高频噪声干扰^[9-10]。图 5 为处理后的抱轴箱体处的三向加速度谱。

计算机无法对连续函数进行数据处理,在进行傅里叶变换之前需要将时间信号进行离散处理,并截断得到非周期有限长序列。线路实测得到加速度响应为随时间变化的时域信息,且加速度数据样本为离散形式。将这些时域信号通过傅里叶变换可以获得对应的频域信号,最后得到不同频率下的功率谱^{[11]46-52}。

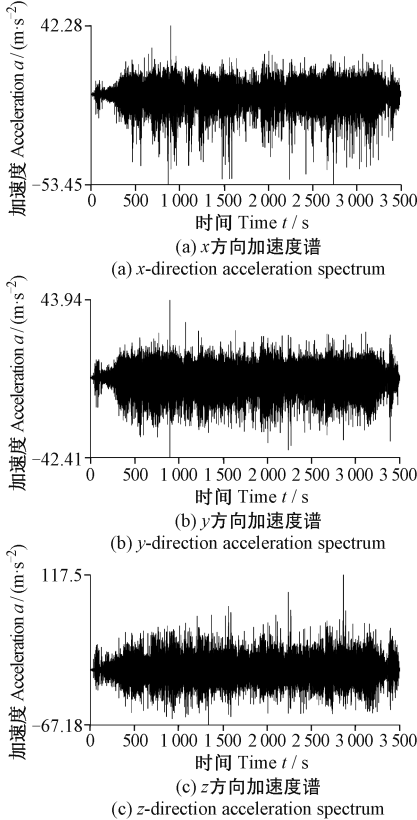


图 5 抱轴箱实测三向加速度谱

Fig.5 Measured triaxial acceleration spectrum of the axle box

1965 年产生了快速离散傅里叶变换算法,大大提高了计算速度。故文中采用快速傅里叶变换算法对实测加速度谱进行频谱分析^[12],快速傅里叶变换公式如式(1)所示。图 6 为抱轴箱的实测三向加速度激励谱频谱分析结果,可以看出三个方向的激振主频基本上都分布在 51 Hz 附近。

$$\begin{cases} X_k = \sum_{i=0}^{N-1} x_n e^{-j\frac{2\pi}{N}nk} \\ x_n = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} X_k e^{j\frac{2\pi}{N}nk} \end{cases} \quad 0 \leq k \leq N-1 \quad (1)$$

3.2 基于随机振动理论进行寿命预测分析

由振动理论可知,平稳随机过程系统的振动方程为

$$F(t) = M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) \quad (2)$$

式中, $F(t)$ 为 t 时刻的系统所受激励; M 、 C 、 K 分别为

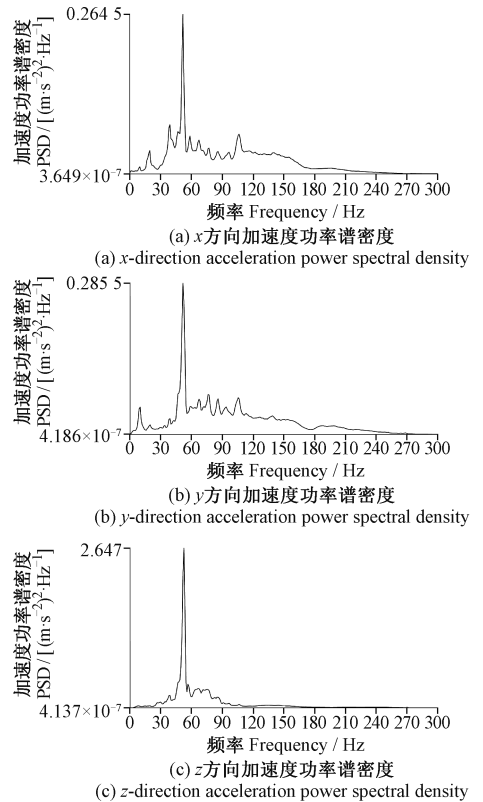


图 6 抱轴箱实测三向加速度功率谱密度

Fig.6 Measured power spectrum density of triaxial acceleration of the axle box

系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵^[13]。当系统的外部激励频率接近结构的固有频率时,结构将发生共振,增大结构的损伤。在工程结构中,假设结构为线性系统,其响应为

$$x(t) = H(\omega) F(t) \quad (3)$$

式中, $H(\omega)$ 为以 ω 为自变量的频率响应函数,可以由实验或有限元分析得到^[14]。将频率响应函数与实测线路加速度激励谱相乘得到结构的应力功率谱函数 $G(f)$,再结合材料的 $S-N$ 曲线和 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论,并将该理论公式简化得到计算公式,使用此公式可推导出结构损伤^[15]

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_{\sigma_i}}{N_{\sigma_i}} = \sum_{i=1}^n \frac{Np(\sigma_i) \Delta\sigma}{N_{\sigma_i}} \quad (4)$$

式中, n_{σ_i} 为应力变程 σ_i 下的循环数; N 为应力变程的平均循环数; $p(\sigma_i)$ 为应力变程 σ_i 的概率密度函数; i 为应力水平的级数。当 $D = 1$ 时,结构发生疲劳破坏。

将式(4)转换为积分表达式

$$D = \int_0^{+\infty} \frac{Np(\sigma) \Delta\sigma}{C\sigma^{-m}} d\sigma = \frac{N}{C} \int_0^{+\infty} \sigma^m p(\sigma) d\sigma \quad (5)$$

式中, C 、 m 为疲劳特性常数。

由式(5)可知,获得疲劳损伤的关键为求得概率密度函数 $p(\sigma)$ 。在工程运用中,应力变程的概率密

度函数 $p(\sigma)$ 常采用 Dirlik 的经验表达式得到^[16]

$$p_D(\sigma) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{z}{Q}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{z^2}{R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{z^2}{2}}}{2(m_0)^{1/2}} \quad (6)$$

式中, $\gamma = \frac{m_2}{(m_0 m_4)^{1/2}}$, $x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$, $D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}$,

$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}$, $D_2 = \frac{(1 - \gamma - D_1 - D_1^2)}{1 - R}$, $D_3 = 1 - D_1 - D_2$,

$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1}$, $Z = \frac{\sigma}{2\sqrt{m_0}}$ 。

式中的基本参数只有 m_0, m_1, m_2, m_3, m_4 为功率谱密度函数的各阶惯性矩, 可由应力功率谱 $G(f)$ 得到, 其它参数均为过程导出参数。

$$m_i = \int_0^{+\infty} f^i G(f) df \quad (7)$$

式中, f 为频率。

通过上述理论分析, 由各轴频率响应函数和对应的加速度激励谱结合 nCode 软件可分别得到三轴每秒损伤 D_x, D_y, D_z , 数值累加三轴每秒损伤得到总的每秒损伤 D_s , 再结合行程和所用时间可以预测齿轮箱箱体振动疲劳寿命^[17], 计算公式如下

表 1 薄弱位置每秒损伤及疲劳寿命

Tab.1 Damage and fatigue life per second in weak locations

结构 Structure	位置 Position	每秒损伤 Damage per second D_s	疲劳寿命 Fatigue life/(10^4 km)
原始结构 Original structure	电机端两侧板焊缝 Welds on both sides of the motor	1.572×10^{-7}	17.6
A 优化结构 Optimized structure A	小齿轮合口处 Pinion joint	2.295×10^{-8}	120.8
B 优化结构 Optimized structure B	小齿轮合口处 Pinion joint	1.429×10^{-8}	193.9

4 寿命差异性分析

对齿轮箱箱体的原始结构, 箱体 A 优化结构和箱体 B 优化结构分别进行模态分析并得到其前 15 阶模态频率结果(表 2)。

三种结构的齿轮箱箱体模态振型主要为横向振动, 且由文献[11]⁴⁶⁻⁵²所述可知横向加速度激励引起的齿轮箱异常振动比垂向振动更为强烈, 由此可以认为, 齿轮箱箱体对垂向和纵向激励呈现出不敏感性, 横向激励频率与箱体的固有频率接近产生的共振是齿轮箱失效的主要原因。齿轮箱箱体所受横向激励的最大加速度值为 $43.94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, 激振主频分布在 51.8 Hz 左右。结合箱体原始结构、A 优化结构、B 优化结构的一阶模态频率分别为 57.9 Hz、60.0 Hz、62.4 Hz, 由此可以认定齿轮箱箱体原始结构在实际运行过程中更容易产生强烈共振, 从而引发疲劳破坏; 而箱体 B 优化结

$$D_s = D_x + D_y + D_z \quad (8)$$

$$\text{Life} = \frac{L}{D_s t} \quad (9)$$

式中, D_s 为总的每秒损伤值; L 为机车试验运行里程, km; t 为机车实验运行时间, s; Life 表示齿轮箱体振动疲劳寿命, km。

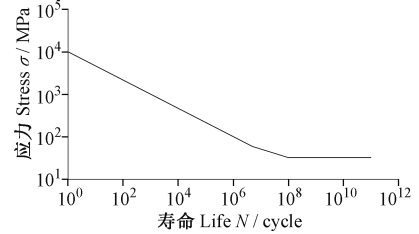


图 7 焊缝材料 S-N 曲线(存活率 95%)

Fig.7 S-N curve of weld material (95% survival rate)

表 1 列出了三种结构结合谐响应分析及随机振动理论分析得到的其最薄弱位置、每秒损伤及疲劳寿命结果。原始结构的疲劳寿命为 17.6 万公里, 与实际统计的 15 万公里疲劳寿命相近, 箱体 A 优化结构和箱体 B 优化结构的疲劳寿命分别高于原始结构 103.2 万公里和 176.3 万公里。

构相对不易产生共振, 运行寿命较长。

表 2 齿轮箱箱体三种结构模态频率

Tab.2 Modal frequencies of the three structures of gearboxes Hz

模态阶数 Modal order	原始结构 Original structure	A 优化结构 Optimized structure A	B 优化结构 Optimized structure B
1	57.9	60.0	62.4
2	71.8	73.1	77.1
3	86.7	87.5	90.8
4	100.6	101.3	105.9
5	110.2	112.7	113.3
6	117.4	118.7	123.6
7	125.2	129.3	141.4
8	137.0	138.8	143.4
9	157.6	157.6	168.9
10	163.8	167.4	170.6
11	179.6	182.6	187.4
12	199.2	199.5	211.9
13	211.2	211.9	218.2
14	212.6	215.8	236.2
15	249.2	252.1	255.8

根据有限元分析结果, 箱体 A 优化结构、B 优化结

构的最薄弱位置均位于小齿轮合口处。故根据模态仿真结果,筛选出两种优化结构在小齿轮合口处变形较

大的模态频率及其对应的加速度功率谱密度见表 3。

表 3 箱体优化结构薄弱位置对比

Tab.3 Comparison of weak positions of the optimized structure of gearboxes

结构 Structure	模态阶数 Modal order	模态频率 Modal frequency/Hz	加速度功率谱密度 PSD/[$(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})\cdot\text{Hz}^{-1}$]
A 优化结构 Optimized structure A	9	157.6	0.026 3
B 优化结构 Optimized structure B	12	199.5	0.016 2
B 优化结构 Optimized structure B	10	170.6	0.011 7
Optimized structure B	13	218.2	0.009 1

综合考虑加速度激励能量大小及结构模态振型结果,认为箱体 A 优化结构疲劳寿命低于 B 优化结构疲劳寿命是由于小齿轮合口处 A 优化结构

变形较大的模态频率对应的激励能量值高于 B 优化结构,引起的振动响应较大,进而导致疲劳寿命较低。

5 结论

本文基于某型内燃机车齿轮箱箱体原始结构有限元分析结果提出两种优化结构,运用随机振动疲劳理论和 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论进行寿命预测,并将三种结构寿命分析结果进行对比,得出以下结论。

1) 对某内燃机车线路实测加速度时域激励进行频谱分析,发现激励的三轴向的激振主频基本一致,分布在 51 Hz 附近,具有较大能量。

2) 使用随机振动理论进行结构的寿命预测,得到原始结构寿命与实际统计仅相差 2.6 万公里。考虑箱体制造缺陷,焊接工艺等原因,认为误差合理。

3) 通过对三种结构进行模态分析,发现结构的振型主要是横向振动,箱体的疲劳损伤主要与轮轨横向激励有关,当轮轨横向激励频率与箱体固有频率接近时,箱体产生共振。

4) 优化结构疲劳寿命远大于原始结构,分析认为优化结构能够远离线路激励的激振主频,难以产生强烈共振,能有效延长疲劳寿命。

5) 两种优化结构寿命的差异性主要由其模态频率对应的加速度激励能量差异造成,加速度激励能量越小,所产生的振动越弱,疲劳寿命越长。

参考文献 (References)

[1] 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, 2015:1-12.
CHANG ChengCheng. Research on transmission of vibration of high speed train gear box and gear box line test [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015:1-12 (In Chinese).

[2] 朱海燕, 游学斌, 张翼, 等. 高速列车齿轮箱振动特性研究进

展[J]. 现代制造工程, 2018, 458(11):155-160.
ZHU HaiYan, YOU XueBin, ZHANG Yi, et al. Research review on vibration characteristics of high-speed train gearbox [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2018, 458 (11): 155-160 (In Chinese).

[3] 李广全, 刘志明, 王文静, 等. 高速动车组齿轮箱疲劳裂纹机理分析研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(2):99-105.
LI GuangQuan, LIU ZhiMing, WANG WenJing, et al. Fatigue crack mechanism study on high-speed EMU gearbox [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (2): 99-105 (In Chinese).

[4] Hu W, Liu Z, Liu D, et al. Fatigue failure analysis of high speed train gearbox housings [J]. Engineering Failure Analysis, 2017 (73):57-71.

[5] 陈忠伟, 卢宁, 杨建伟. 城市轨道交通列车齿轮箱模态及振动响应分析[J]. 机械传动, 2016, 40(12):120-125.
CHEN ZhongWei, LU Ning, YANG JianWei. Analysis of modal and vibration response of gearbox of urban rail train [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40 (12): 120-125 (In Chinese).

[6] WILK A, FIGLUS T, MADEUJ H. Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing [J]. Eksploatacja Niezawodnosc-Maintenance and Reliability, 2013, 2011(2):42-49.

[7] 袁文东. 标准动车组齿轮箱箱体强度分析与寿命预测 [D]. 北京: 北京交通大学, 2016:7-11.
YUAN WenDong. Analysis on the strength and fatigue-life prediction of standard high-speed EMU gear box housing [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016:7-11 (In Chinese).

[8] 魏静, 李震, 孙伟, 等. 基于 SIMP 及应变能理论的高速动车组齿轮箱结构优化[J]. 机械强度, 2011, 33(4):558-564.
WEI Jing, LI Zhen, SUN Wei, et al. Shape and topology optimization for gearbox of high speed train based on simp model and strain energy theory [J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 33 (4): 558-564 (In Chinese).

[9] AYKAN M, CELIK M. Vibration fatigue analysis aand multiaxial effect in testing of aerospace structures[J]. Mechanical System and Signal Processing, 2009, 23(3):897-907.

[10] 任尊松, 刘志明. 高速动车组振动传递及频率分布规律 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(16):1-7.
REN ZunSong, LIU ZhiMing. Vibration and frequency domain characteristics od high speed EMU [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16):1-7 (In Chinese).

[11] 杨广雪, 李广全, 刘志明, 等. 轮轨激励下高速列车齿轮箱箱体振动特性分析研究[J]. 铁道学报, 2017, 39(11):46-52.
YANG GuangXue, LI GuangQuan, Liu ZhiMing, et al. Vibration

- characteristics analysis of gearbox housing system of high-speed train subjected to wheel-rail excitation[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(11): 46-52 (In Chinese).
- [12] 高天阳, 肖守讷, 杨冰, 等. 修正准静态叠加法下的齿轮箱体寿命预测[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(3): 158-164.
GAO TianYang, XIAO ShouNe, YANG Bing, et al. Life prediction of gearbox body by modified quasi-static superposition method[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(3): 158-164 (In Chinese).
- [13] 王萌, 李强, 孙守光. 基于应力响应的多频率激励载荷识别研究[J]. 铁道学报, 2015, 37(2): 27-33.
WANG Meng, LI Qiang, SUN ShouGuang. Study of multifrequency exciting load identification based on dynamic stress response[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(2): 27-33 (In Chinese).
- [14] 李广全, 刘志明, 吴如兵, 等. 高速列车齿轮箱应力响应与疲劳损伤评估[J]. 交通运输工程学报, 2018, 18(1): 79-88.
LI GuangQuan, LIU ZhiMing, GUO RuBing, et al. Stress response and fatigue damage assessment of high-speed train gearbox [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2018, 18(1): 79-88 (In Chinese).
- [15] 周航博. 基于临界面法的多轴频域随机振动疲劳研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018: 13-21.
ZHOU HangBo. Research on frequency domain method of multiaxial random fatigue based on the critical [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018: 13-21 (In Chinese).
- [16] 管鹏. 铁道车辆设备随机振动疲劳寿命分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2012: 34-42.
GUAN Peng. Fatigue life analysis of random vibration for rolling stock equipment [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012: 34-42 (In Chinese).
- [17] 胡兴龙, 高攀, 杨玉良, 等. 大功率风电增速器箱体疲劳寿命分析[J]. 机械强度, 2015, 37(2): 337-342.
HU XingLong, GAO Pan, YANG YuLiang, et al. Fatigue analysis on gearbox housing of wind turbine speed-increase gearbox [J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(2): 337-342 (In Chinese).