

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.008

基于三区间理论的某机车齿轮箱箱体的随机振动分析

胡立峰, 张开林, 邵帅, 刘家林

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要:为研究轨道车辆动力系统的齿轮箱受轮轨耦合作用等影响而导致共振、使齿轮箱箱体的使用寿命产生不确定的影响因素,基于某型机车的齿轮箱箱体在随机振动分析下的结构响应进行探究,通过 Block Lanczos 法获取齿轮箱的模态响应频率;基于三区间理论分析齿轮箱箱体不同区间下的结构响应和疲劳寿命。研究结果表明:当车辆运行速度达到 72.5 km/h 时,齿轮箱箱体的使用寿命大于 23 000 h;同时造成齿轮箱箱体疲劳损伤主要受其 1 阶振型模态的影响,其频率为 432 Hz。

关键词:机车车辆; 齿轮箱箱体; 疲劳强度; 随机振动

中图分类号: TB123 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2025)04-0048-04

Random Vibration Analysis of Locomotive Gear Box Based on 3-interval Theory

HU Lifeng, ZHANG Kailin, SHAO Shuai, LIU Jialin

(State Key Laboratory of Rail Transit Transportation System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Regarding the effect of the power system gearbox affected by wheel-rail coupling, which yields the resonance and the uncertain influence factors of the service life of the gearbox, this paper explores the structural response of the gearbox box of a certain locomotive under random vibration analysis, obtains the modal response frequency of the gearbox through Block Lanczos method, and analyzes the structural response and fatigue life of the gearbox box under different intervals based on the three-interval theory. The research results show that when the vehicle speed reaches 72.5 km/h, the service life of the gearbox box is greater than 23 000 h, and the fatigue damage of the gearbox is mainly affected by the first-order mode, with frequency as 432 Hz.

Keywords: rolling stock; gearbox housing; fatigue strength; random vibration

0 引言

齿轮箱在动力系统中属于核心部件,是列车安全、平稳运行的重要保障,由齿轮箱箱体、螺栓、轴承和齿轮等部件组成,其中齿轮箱箱体作为传动齿轮和轴承等零件的安装基础,其结构的安全性、可靠性和耐久性至关重要^[1]。为保证齿轮箱安全运行,对齿轮箱箱体的静强度、疲劳强度、随机振动和谐响应进行研究分析具有重要意义^[2]。LI 等^[3]通过对卫星望远镜进行随机振动分析仿真验证其安全性。王露露^[4]开展铝合金齿轮箱箱体在随机振动载荷下的结构响应分析,分析箱体在简谐载荷激励下的可靠性,计算箱体标准载荷以及振动载荷下的疲劳寿命。高天阳等^[5]通过对比齿轮箱箱体模态分析与线路试验实测加速度谱

的频谱分析结果,对齿轮箱箱体失效原因进行了研究。

本文以某机车齿轮箱箱体为研究对象,以 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤准则为基础,利用模态叠加法,基于三区间理论针对齿轮箱箱体进行模态分析、随机振动分析和随机振动下的结构响应分析,为齿轮箱箱体研究分析提供参考。

1 理论

1.1 模态叠加法

模态叠加法以系统无阻尼的振型(模态)通过坐标变换,求解 n 个相互独立的方程获得模态位移,进而通过模态叠加求得系统响应。

$$\{u(t)\} = [\phi] \{\zeta(t)\} \quad (1)$$

将运动方程转换到模态坐标下,通过将每

基金项目:国家重点实验室开放课题项目(R111720H01385)

第一作者简介:胡立峰(1999—),男,山东菏泽人,硕士研究生,研究方向为机车车辆结构疲劳强度,1445322309@qq.com。

通信作者简介:张开林(1967—),男,江苏镇江人,研究员,研究方向为机车车辆结构疲劳强度研究。

个振型下节点位移进行叠加,则得到结构的总响应:

$$u(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i \zeta_i(t) \quad (2)$$

1.2 三区间理论

Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤理论认为在循环载荷作用下,疲劳损伤可以线性地累加,当累加的损伤达到某一数值时,零部件就发生疲劳破坏。基于该准则,三区间理论利用高斯分布可快速分析结构在随机振动环境下的疲劳寿命^[6]。三区间法^[7]认为结构受到的随机激励服从高斯分布,应力响应值位于 $-3\sigma \sim 3\sigma$ 区间的概率为 99.73%,三区间以外应力响应值分布概率为 0.27%,其发生概率可忽略。得到箱体的疲劳寿命,疲劳损伤计算公式为

$$D = \frac{n_{1\sigma}}{N_{1\sigma}} + \frac{n_{2\sigma}}{N_{2\sigma}} + \frac{n_{3\sigma}}{N_{3\sigma}} \quad (3)$$

式中: $N_{i\sigma}$ 和 $n_{i\sigma}$ 分别为从 $S-N$ 曲线得到的各应力区间水平所对应的循环次数。

2 齿轮箱及有限元模型

2.1 齿轮箱模型

本文针对某机车 C0-C0 轴式转向架对应的驱动单元(包括牵引电机、齿轮箱总成和六连杆空心轴等)采用弹性架悬方式进行悬挂,其中齿轮箱为承载式结构,采用符合 EN 1706 的 G-AlSi7MgW_a 铸造铝合金。

如图 1 所示,齿轮箱内的大小齿轮通过相互啮合进行传动,其中小齿轮一端与牵引电机输出轴相连,大齿轮一端与轮轴进行连接。箱体一侧的齿轮箱吊杆座通过和吊杆连接进而与构架相连,整个箱体由上下箱体通过螺栓连接。齿轮箱主要参数和箱体材料参数分别如表 1 和表 2 所示。

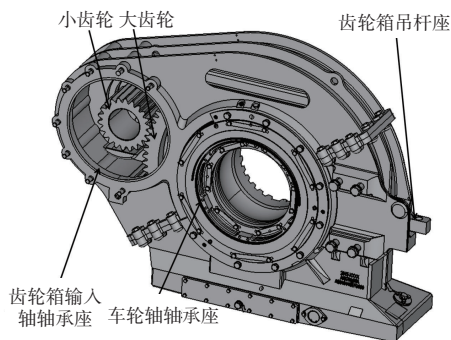


图 1 齿轮箱模型

表 1 齿轮箱箱体材料参数

参数	数值
弹性模量/GPa	74
密度/(kg/m ³)	2 680
泊松比	0.33
抗拉强度/MPa	230
屈服极限/MPa	190
伸长率	0.02

表 2 齿轮箱主要参数

参数	小齿轮	大齿轮
齿数	22	103
齿宽/mm	185	146
齿顶圆直径/mm	214	943
齿根圆直径/mm	178	907
模数/mm		9
压力角/(°)		20
螺旋角/(°)		6
齿轮中心线夹角/(°)		10
启动转矩/Nm		13 630

2.2 齿轮箱有限元模型

基于有限元前处理软件 Hypermesh 对箱体模型进行简化和离散化处理,网格采用 SOLID95 单元,对局部网格进行加密,利用 ANSYS 进行有限元分析。箱体有限元模型及局部网格如图 2 所示,根据箱体受约束情况对齿轮箱输入轴、孔输出轴孔和吊杆座进行约束。

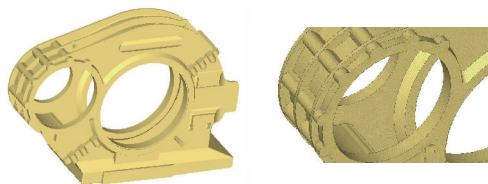


图 2 箱体有限元模型及局部网格

3 随机振动仿真

3.1 模态分析

在有限元软件 ANSYS 中运用 Block Lanczos 法计算齿轮箱箱体的约束模态,得出箱体的前 10 阶模态频率如表 3 所示,其中第 1 阶模态响应频率为 432 Hz,前 4 阶模态振型如图 3(a)—图 3(d)^[8]。轮轨间振动冲击通过轮对轴承等部件传递至箱体,轮轨振动产生的齿轮箱箱体所受振动频率随着车轮多边形阶数增大而增大,则由轮轨振动产生的齿轮箱箱体所受振动频率为

$$f = \frac{VN}{3.6 \times 10^{-3} \pi d} \quad (4)$$

式中: V 为车速; N 为车轮多边形阶数; 取值 $N=18$; 车轮滚动圆直径 $d=1\,250\text{ mm}$ 。已知机车最高设计时速为 160 km/h , 齿轮箱箱体所受振动频率和齿轮啮合频率计算结果如表 4^[9] 所示。

表 3 齿轮箱箱体前 10 阶模态频率 单位: Hz

阶数	频率	阶数	频率
1	432	6	1 283
2	553	7	1 393
3	678	8	1 586
4	824	9	1 709
5	1 246	10	1 735

表 4 齿轮箱箱体所受振动频率和齿轮啮合频率

运行速度/(km/h)	振动频率/Hz	齿轮啮合频率/Hz
60	76	358
80	102	476
100	127	596
120	152	715
140	178	835
160	203	954

3.2 随机振动分析

考虑时域法计算效率较低, 本文基于频域法, 结合标准 GB/T 21 563, 对约束面按方向顺序叠加使用 3 类车轴安装频谱, 随机振动频谱密度如图 4(a) 所示。

基于模态分析结果, 利用模态叠加理论进行随机振动分析^[10], 得到齿轮箱箱体的功率谱密度响应^[11], 其中齿轮箱箱体结构 1σ 等效应力云图和 1σ 位移云图分别如图 4(b) 和图 4(c) 所示。齿轮箱箱体结构 3 方向 PSD 响应位移 VALU-频率 FREQ 响应曲线如图 5 所示。齿轮箱箱体的结构响应主要由位于 432 Hz 的 1 阶模态引起。当车速为 72.5 km/h 时齿轮啮合频率约为 432 Hz , 箱体更容易发生疲劳破坏(本刊为黑白印刷, 相关问题请咨询作者)。

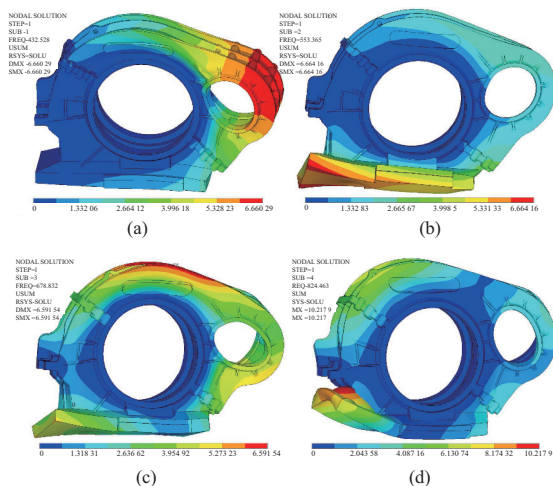


图 3 模态分析振型

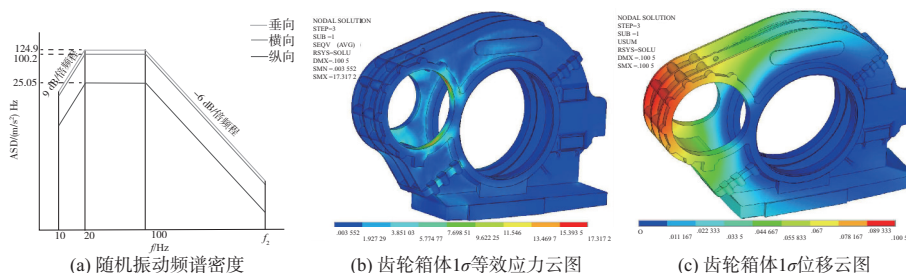


图 4 随机振动频谱密度及齿轮箱 1σ 应力和位移云图

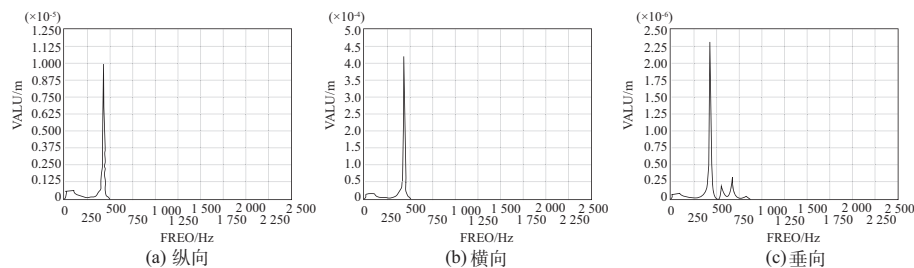


图 5 齿轮箱箱体结构 3 方向响应曲线

3.3 疲劳寿命分析

基于材料的 $S-N$ 曲线和齿轮箱箱体随机振动等效应力,利用三区间法和 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤准则对齿轮箱箱体的疲劳寿命进行分析。箱体材料 $S-N$ 曲线如图 6 所示,通过齿轮箱箱体在三区间下的等效应力,查找对应应力水平下材料的许用循环次数,如表 5 所示。对于箱体随机振动分析, Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤准则过于保守^[12],设总的损伤值 $D=1.5$,式(3)转化为式(5)。

$$T = \frac{1.5}{v^+((0.683\ 0/N_{1\sigma}) + (0.217\ 0/N_{2\sigma}) + (0.043\ 3/N_{3\sigma}))} \quad (5)$$

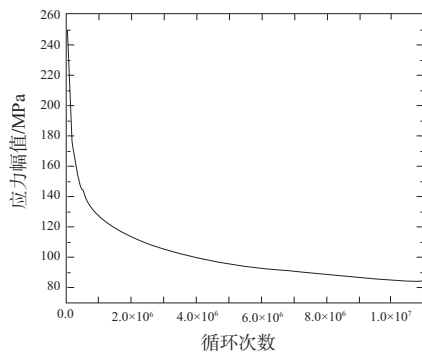


图 6 G-AlSi7Mgwa 的 $S-N$ 曲线

表 5 箱体对应应力水平下循环次数

项目	等效应力/MPa	允许循环次数/次
1σ	17.32	6.99×10^{10}
2σ	34.64	1.46×10^9
3σ	51.96	1.51×10^8

计算得出齿轮箱箱体的运行时间为 23 375.7h,列车按照 120 km/h 速度运行,列车安全行驶可达到 280 万 km。

4 结语

本文对齿轮箱箱体的随机振动和随机振动下的结构响应进行了分析。首先,通过 Block Lanczos 法获取了齿轮箱的前 10 阶模态振型 and 对应频率;随后,基于模态叠加法和三区间法获取齿轮箱箱体的 1σ 、 2σ 、 3σ 区间下的等效应力、位移和结构响应;最后通过 Palmgren-Miner 线性疲劳累积损伤准则和 $S-N$ 曲线计算齿轮箱箱体随机

振动下的疲劳寿命。研究结论如下:

1) 车辆运行速度为 72.5 km/h 时,齿轮箱箱体的疲劳寿命预计约为 23 375.7 h;

2) 频率 432 Hz 的 1 阶模态振型被激发是齿轮箱箱体疲劳损伤的主要来源。

参考文献:

- [1] 潘红明. 基于三区间法的高速动车组齿轮箱体疲劳寿命研究[D]. 成都:西南交通大学,2016.
- [2] 朱海燕. 高速动车组齿轮箱箱体振动特性及疲劳失效研究[D]. 成都:西南交通大学,2019.
- [3] LI M X, WANG M J, KAN X T, et al. Random vibration analysis in mechanical environment of satellite laser communication terminal telescope [C]//2020 2nd International Conference on Artificial Intelligence and Advanced Manufacture (AIAM). Manchester, United Kingdom: IEEE, 2020.
- [4] 王露露. 动车组用铝合金齿轮箱结构谐响应分析与疲劳寿命计算[D]. 北京:北京交通大学,2020.
- [5] 高天阳,肖守讷,朱涛,等. 机车齿轮箱箱体疲劳失效原因分析[J]. 铁道机车车辆,2018,38(6):17-23.
- [6] 姚伟. 基于三区间法的地铁天线梁振动疲劳研究[D]. 成都:西南交通大学,2022.
- [7] WEN Y B, YANG J M, WANG S Y. Random dynamics of a nonlinear spur gear pair in probabilistic domain [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333 (20): 5030-5041.
- [8] GHALEEH M, BAROUTAJI A, AL QUBEISSI M. Microstructure, isothermal and thermomechanical fatigue behaviour of leaded and lead-free solder joints [J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 117:104846.
- [9] JIAO J, DE X L, CHEN Z W, et al. Integrated circuit failure analysis and reliability prediction based on physics of failure [J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 104:714-726.
- [10] GUO Y, ERITENEL T, ERICSON T M, et al. Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333 (22): 5762-5785.
- [11] 孙辉艺,戴焕云. 某动车转向架构架静强度分析[J]. 机械制造与自动化,2023,52(5):96-99,103.
- [12] YAO Q, YAO J. Vibration fatigue in engineering structures [J]. Yingyong Lixue Xuebao/Chinese Journal of Applied Mechanics, 2006, 23(1): 12-5.

收稿日期:2023-09-28