

基于故障注入的列车齿轮箱振动特性分析*

赵玲, 秦佳继, 李攀, 池鑫

(重庆交通大学信息科学与工程学院 重庆, 400074)

摘要 针对列车传动齿轮箱在数据缺乏情况下的早期故障识别问题,以国内轨道列车齿轮箱实体为研究对象,通过构建多体动力学模型和含柔性箱体的刚柔耦合模型进行仿真分析。首先,采用 ANSYS 软件对箱体进行模态分析;其次,分析不同测点位置及不同程度故障下齿轮箱的振动信号特性。实验结果显示:箱体振动响应与理论预期相符,仿真误差小于 0.3%,验证了模型的准确性;齿轮故障会增强振动响应并呈现特定特征,这些特性有助于从振动信号中提取故障信息,能有效识别出齿轮箱故障的发生和演变过程。

关键词 传动齿轮箱;多体动力学模型;刚柔耦合模型;振动特性分析

中图分类号 TH212;TH213.3

引言

列车齿轮箱是城市轨道交通列车传动系统中的关键部件,其可靠性对于列车的运行安全至关重要。由于齿轮箱在高速重载和频繁起停等苛刻工况下运行,齿轮传动系统极易发生磨损、疲劳等故障^[1]。这些故障不仅会影响列车的正常运行,还可能对乘客的安全构成威胁。因此,确保齿轮箱的高可靠性和耐久性对于维持城市轨道交通系统的高效和安全运行具有重要意义。尽管加速试验在研究齿轮箱故障振动特性方面具备直观性和高可信度,但由于齿轮箱部件尺寸较大且齿面加工精度要求极高,该方法存在诸多挑战,如需要大型试验设备、样件制造周期长及成本高等问题,这些因素导致可用于研究的故障数据非常有限。为了克服这些限制,构建齿轮箱动力学模型就成为一种有效的替代方案。该方法不仅能提供准确的结果,而且在减少实验成本和缩短研发周期方面具有显著优势。与振动实验结合相互验证并优化改进,可为类似机械系统及列车传动系统的故障诊断提供参考。

由于智能传感、计算机技术的迅速发展,基于物理建模的方法在机械设备健康管理研究领域得到了广泛应用。程言丽等^[2]采用集中参数法建立了圆柱齿轮传动系统的平移-扭转耦合动力学模型,在 Adams 软件中建立多体接触动力学模型进行仿真,并同实验结果进行对比分析。刘静等^[3]以定轴齿轮为

对象,比较了 Adams 软件中齿轮副和齿轮接触副建模方法的便利性及动态啮合力。Xu 等^[4]建立齿轮-轴-轴承系统,使用模拟为无质量弹簧的轴承与齿轮箱体耦合,进行自然特性分析和动力响应分析。尽管许多学者对齿轮副系统进行了广泛研究,但随着对虚拟样机映射精度要求的不断提高,对于齿轮箱系统,齿轮的振动特性不仅与齿轮自身相关,还受到齿轮箱等部件的影响。因此,有必要考虑传动系统中弹性部件对整体系统动力学性能的影响。谭建军等^[5]采用集中参数法建立某兆瓦级风电机组传动链刚-柔耦合三维动力学模型,并分析了传动系统的固有特征。Jiang 等^[6]通过多体动力学仿真和模态分析,指出单轨列车在特定频率范围内通过桥梁时会激发桥梁的模态而导致车辆系统共振。Guo 等^[7]提出了考虑齿轮啮合激励的转向架寿命评估方法。Duan 等^[8]通过建立齿轮箱刚柔耦合动力学模型和实验验证,指出降低壳体刚度和增加空心轴内半径可以有效降低齿轮箱传动误差。然而,通过构建虚拟样机进行轨道列车齿轮箱早期故障识别和预测的研究仍然较少。

为了有效识别列车传动齿轮箱的早期故障,笔者通过模态分析研究其振动特性,为齿轮箱结构设计和传感器布置提供了参考依据。通过建立刚柔耦合的列车齿轮箱动力学模型,对比分析啮合力、振动信号时频特征等,可进行轨道列车齿轮箱的早期故障诊断,并建立列车传动装置的数字孪生系统。

* 国家自然科学基金面上资助项目(6207023978);重庆市教委重点科研资助项目(KJZD-K201900704)

收稿日期:2023-10-24;修回日期:2024-06-11

1 轨道列车齿轮箱动力学模型的建立

为研究轨道列车传动齿轮箱正常工况及故障下的振动特性,分析齿轮振动机理,建立齿轮箱刚体动力学模型,分析计算得到齿轮啮合参数、故障类型和约束,并基于 HyperMesh 软件平台建立齿轮箱刚柔耦合模型。

1.1 齿轮副振动模型

在齿轮传动系统中,齿轮啮合的物理模型通常被视为弹簧-阻尼系统。齿轮啮合振动物理模型^[9]如图 1 所示。

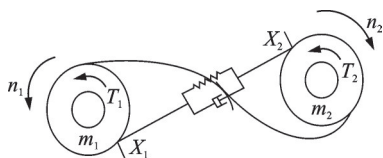


图 1 齿轮啮合振动物理模型

Fig.1 Physical model of gear meshing vibration

动力学方程可描述为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)(x - E_1 - E_2) = (T_2 - iT_1)/r \tag{1}$$

其中: x 为齿轮沿啮合线的相对位移; $K(t)$ 为一对啮合轮齿间的啮合刚度; $K(t)E_1$ 为齿轮正常运行振动产生的弹性变形位移; M 为齿轮副的等效质量, $M = m_1m_2/(m_1 + m_2)$; $K(t)E_2$ 为齿轮故障状态下产生的相对位移^[10]; r 为齿轮节圆半径; T_1 、 T_2 为作用在齿轮上的扭矩; i 为传动比。

1.2 列车齿轮箱多体动力学模型

通过 PROE 三维建模软件建立列车齿轮箱箱体和齿轮的三维模型。传动斜齿轮副参数见表 1。将模型导入 Adams 软件中进行仿真,添加齿轮箱各元件的材料属性。在齿轮与箱体间加上转动副,为

表 1 传动斜齿轮副参数

Tab.1 Transmission helical gear pair parameters

参数名称	主动齿轮	从动齿轮
法向模数	7.3	7.3
齿数	22	88
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	21	21
齿宽/mm	72	70
齿顶高系数	1.0	1.0
齿顶圆直径/mm	175	592
旋向	右	左

了真实模拟齿轮啮合转动,齿轮副啮合传动由碰撞接触力模拟。

图 2 为列车齿轮箱示意图。其中,红色路径表示列车齿轮箱齿轮啮合振动的传递路径,即齿间啮合—齿轮—轴承—箱体/轴—传感器。

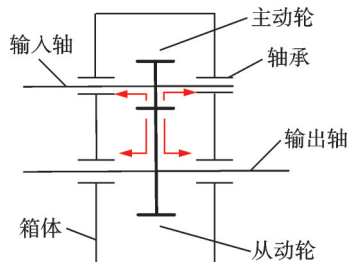


图 2 列车齿轮箱示意图

Fig.2 Diagram of train gear box

在地面与箱体之间添加固定副,输入轴、输出轴和箱体之间添加旋转副,从动轮、主动轮分别和输出轴、输入轴添加固定副,在输入轴上添加恒转速驱动,输出轴上添加扭矩来模拟输出负载。为考虑箱体弹性振动,采用轴承衬套力连接轴承与齿轮轴,模拟轴承的弹性和阻尼特性,能够更真实地再现轴承与齿轮轴之间的力学行为,提高仿真精度。通过查阅齿轮参数赋予其对应的阻尼及刚度^[11],建立图 3 所示的列车齿轮箱动力学模型。

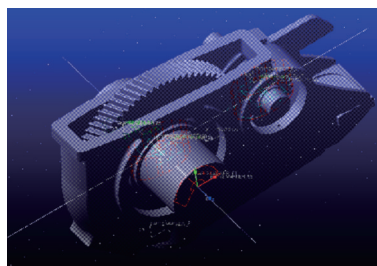


图 3 列车齿轮箱动力学模型

Fig.3 Dynamics model of train gear box

1.3 齿轮故障模型的建立

笔者研究的是单级减速传动的列车齿轮箱。由于早期齿轮故障常表现为微小的特征,主要以疲劳磨损形式出现,而突发的断齿故障属于严重故障,需要特别防范。因此,主要考虑 2 个传动斜齿轮的断齿和磨损故障,通过 PROE 软件建立齿轮故障模型。齿轮副故障模型如图 4 所示。

当齿轮出现故障后,齿轮啮合力会突变并引起冲击,从而使箱体振动信号发生变化。因此,精确设置齿轮间的碰撞参数对于获取正确的仿真信号至关重要。

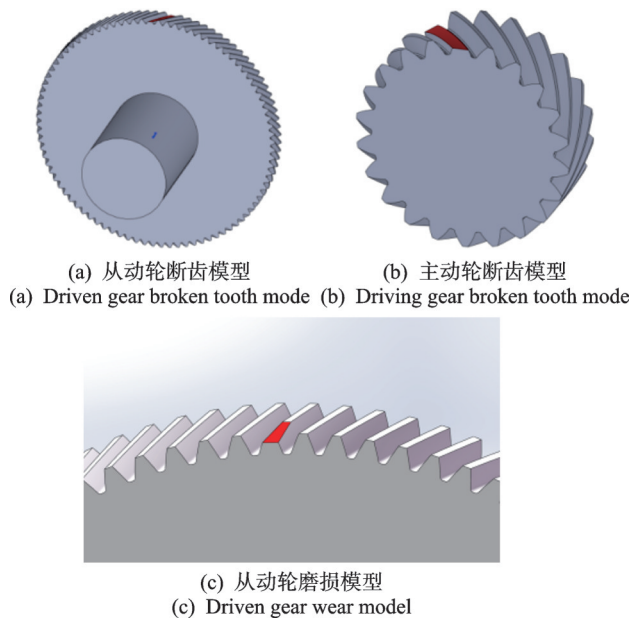


图 4 齿轮副故障模型
Fig.4 Gear pair fault model

1.4 列车传动齿轮箱刚柔耦合模型

建立好齿轮传动系统刚体模型后,为更准确、全面地模拟系统在动态加载下的振动、变形和响应,提供更实际的模型和预测,需将齿轮箱体柔性化。将刚性模型导入 Hypermesh 软件中赋予其材料属性并划分网格,选择四面体网格进行划分,共 1 870 698 个单元,节点数为 286 064。在划分网格后选择轴承座建立刚性区域,并导出 MNF 文件完成箱体柔性化。将生成的模态中性文件导入 Adams 软件中,可以直接替换原有的刚性零件。完成柔性体导入后,重新设置约束条件以完成刚柔耦合模型的建立。

2 列车齿轮箱模态分析及动力学仿真

通过模态分析可以获取系统的固有特性,将有限元法应用于齿轮箱的结构模态分析,以获取系统的固有频率和振型。本研究基于列车传动齿轮箱的实际工况,设置齿轮碰撞参数,输入转速、负载及响应时间,仿真求解得到列车传动齿轮箱各状态下输出数据并重新进行插值处理,分析得到齿轮箱在不同状态下的时频特征。

2.1 齿轮箱箱体模态分析

传动齿轮箱传递载荷,在运行中因齿轮啮合力和制造误差引发振动。当外界激励频率与齿轮箱固有频率一致时,可能发生共振。共振不仅会产生噪声,还会导致零件提前疲劳损坏,降低系统密封性。

齿轮箱体模态振型如图 5 所示。齿轮箱箱体模态频率见表 2。

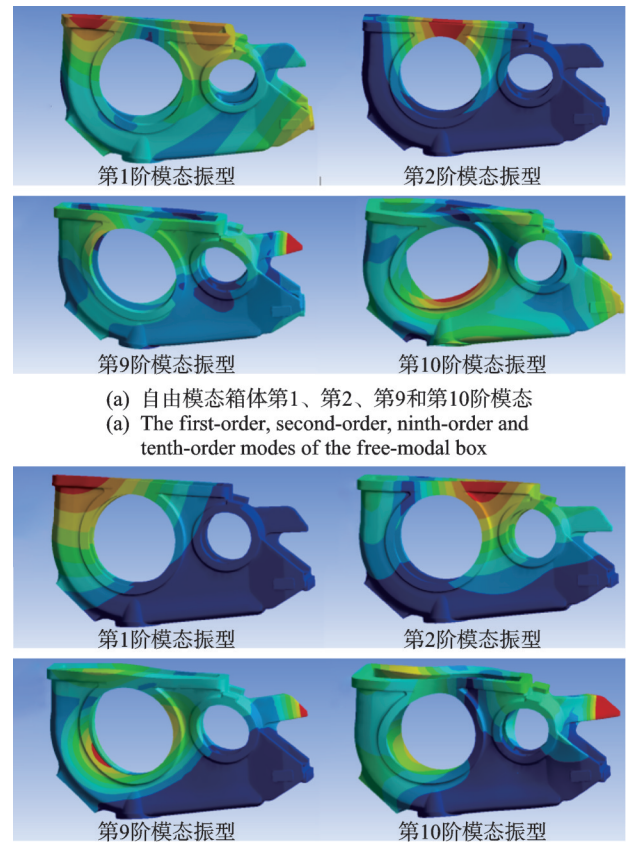


图 5 齿轮箱体模态振型
Fig.5 Gearbox modal shape

表 2 齿轮箱箱体模态频率

阶数	自由模态频率	约束模态频率
1	280.79	169.79
2	399.46	371.68
3	587.95	398.57
4	722.19	558.49
5	777.12	651.82
6	864.91	721.40
7	906.86	854.46
8	1 012.8	864.57
9	1 023.8	921.82
10	1 042.4	939.75

通过 ANSYS Workbench 模态分析模块分别对齿轮箱箱体进行自由模态与约束模态分析。自由模态是指在没有外界激励和约束的情况下,结构系统自身固有振动的模态;约束模态是指有约束条件下结构系统振动的模态。在实际工程中,结构系统通

常会受到各种约束条件的限制,约束模态更能反应实际系统的振动特性。

由图 5 可知,无论是在自由模态还是约束模态条件下,低阶模态箱体振动模式主要以弯曲为主,且箱体上方连接处变形较大;高阶模态齿轮箱的振动模式以扭转为主,且在输出轴轴孔部位振动和变形较大,可以通过适当改变箱体的厚度或加上固定结构来保护齿轮箱体。由表 2 可知,无论是自由模态还是约束模态,其固有频率均随模态的增大而增大。

模态分析有助于了解齿轮箱在不同振动模式下的响应,识别潜在的共振频率,为齿轮箱优化设计和故障诊断提供参考。

2.2 齿轮碰撞参数设置

在 Adams 软件中可以通过耦合副或者接触来模拟齿轮传动。前者可以模拟理想的齿轮副啮合过程,即齿轮间的运动学关系被精确地定义,以确保齿轮按照理论啮合比进行旋转,然而该方法不能捕捉到齿轮啮合过程中的动态特性,如啮合力等;后者通过设置接触刚度系数和力指数等参数,考虑到了齿轮啮合时的实际物理接触,包括弹性变形、摩擦以及碰撞效应,从而更好地模拟齿轮啮合过程。因此,本研究采用接触的方法模拟齿轮啮合。接触力参数设置如下。

1) 接触刚度 K ,是描述齿轮在啮合过程中抵抗变形能力的关键参数,其与材料的弹性模量、泊松比、接触力以及齿轮的几何形状相关。接触刚度的数值可以通过 Hertz 接触理论进行计算,计算公式为

$$\begin{cases} K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E^* \\ R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \\ R_i = \frac{mZ}{2} \\ \frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \end{cases} \quad (2)$$

其中: R_1 、 R_2 为齿轮啮合点的啮合半径; m 、 Z 分别为齿轮的模数和齿数; E_1 、 E_2 为弹性模量; μ_1 、 μ_2 为泊松比。

代入列车齿轮副参数,计算可得 K 值约为 9.2×10^5 N/mm。

2) 力指数 θ ,是描述瞬时法向力中材料刚度项贡献值的指数,对于金属材料其取值范围通常为 1.3~1.5。本研究采用的力指数为 1.5。

3) 最大阻尼系数 C ,是描述系统能量消耗的指标,通常阻尼会导致振动或振荡系统的能量逐渐减少。本研究采用的阻尼系数为 80。

4) 穿透深度 d ,表示接触过程中阻尼达到最大值时的穿透深度。输入的穿透深度应尽可能小,以反映实际接触过程中微小的变形。本研究的穿透深度为 0.1 mm。

5) 参考相关文献设置摩擦参数^[11],并根据实测数据反馈进行修改,直至获得最佳解。正常工况下,库伦摩擦力的参数如下:动摩擦因数 μ_d 取 0.05,动滑移速度 v_d 取 10 mm/s;静摩擦因数 μ_s 取 0.08,静滑移速度 v_s 取 1 mm/s。

2.3 列车齿轮箱动力学仿真及验证

列车齿轮箱动力学模型建立后需对模型进行验证。首先,设定驱动函数进行仿真,考虑列车正常行驶的速度要求和负载情况,在输入轴添加驱动为 900 r/min,在输出轴添加扭矩为 3 800 Nm,设置求解时间为 1 s。齿轮箱运行参数见表 3。通过仿真,输入/输出轴转速如图 6 所示。

表 3 齿轮箱运行参数
Tab.3 Gear box operation parameters

转速/(r·min ⁻¹)		啮合频率/	转频/Hz	
输入轴	输出轴	Hz	输入轴	输出轴
900	225.5	330	15	3.75

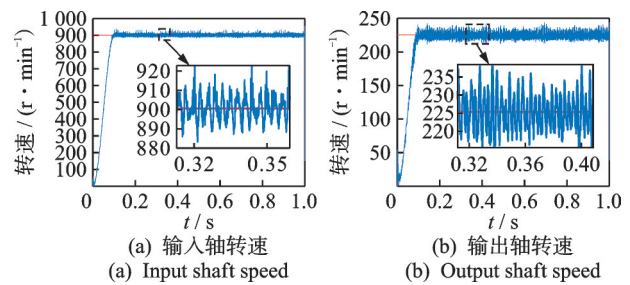


图 6 输入/输出轴转速
Fig.6 Input/output shaft speed

为了准确获取齿轮啮合产生的高频激励对箱体振动信号的影响,需要使用较高的采样频率。在 Adams 软件中,通过减小仿真步长来增加输出的仿真结果数量,从而提高了采样频率。本研究将仿真时间设定为 1 s,并将步长设置为 4 000,以确保能够准确地捕获箱体的振动信号。

在动力学仿真中,采集到的信号是按步数在一定时间内随机采样的。为了进行精确的时域分析,需要将信号数据导入 Matlab 软件进行重新采样,以

得到等间隔的采样数据,再对信号进行时频域分析。箱体振动加速度信号及其频谱图如图 7 所示。

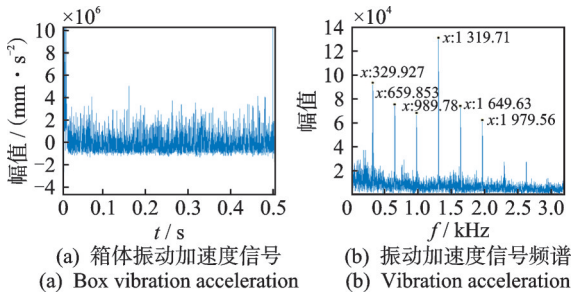


图 7 箱体振动加速度信号及其频谱图

Fig.7 Box vibration acceleration signal and its spectrum diagram

根据实验运行参数,可计算出理论输出轴转速为 225 r/min。根据图 6 的仿真结果,可以得到输出轴平均转速为 225.5 r/min,与理论值误差小于 0.3%,输出轴的实际转速在其平均值上下波动。由图 7(b)可知,频率成分以啮合频率及其倍频为主(329.9 Hz 为基频),验证了所建齿轮传动系统刚柔耦合模型在运动学上的正确性。

在正常情况下运行时,齿轮箱动力学模型应力云图如图 8 所示。应力在输出轴轴承座附近最大,该处的响应结果与模态分析结果一致。因此,为获得准确的齿轮箱振动响应信息,可将传感器布局在输出轴轴承座附近。

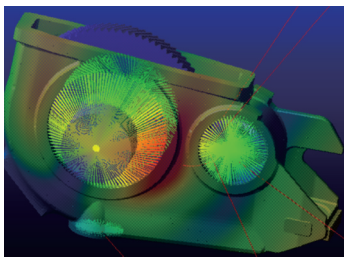


图 8 齿轮箱动力学模型应力云图

Fig.8 Stress cloud of gearbox dynamics mode

3 各状态下齿轮箱箱体振动特性分析

列车齿轮箱的振动主要来源于齿轮啮合过程中产生的周期性振动,因此本研究主要对不同健康状态的齿轮进行仿真。传动齿轮箱测点如图 9 所示。提取测点在垂直方向上的振动加速度信号,通过傅里叶变换分别分析了正常工况和故障工况下箱体振动信号的频域特征。在仿真过程中,齿轮箱系统需要经过一定的加速时间才能达到稳定状态,因此在重新采样时选择齿轮箱运行平稳时的振动信号进行分析。

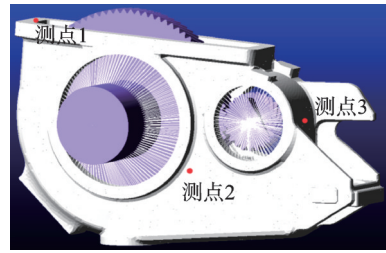


图 9 传动齿轮箱测点

Fig.9 Transmission gear box measurement point

3.1 时域分析

在 900 r/min 和 3 800 Nm 负载条件下,对齿轮正常、磨损和断齿情况进行了分析。采集箱体振动信号重新插值采样后,从振动时域信号中可以看出,靠近啮合处振动响应更为激烈。不同故障状态下箱体的振动信号如图 10 所示。由图可知:正常齿轮运行时,信号时域图中的振幅较小,且波形具有周期性,没有产生冲击信号,齿轮箱的整体运行较为平稳;齿轮磨损故障情况下,振动信号与正常信号相比波形变化不大,但信号幅值增大;齿轮断齿故障情况下,箱体在发生故障后会出现不同程度的冲击信号,且整体振动幅度显著增加。

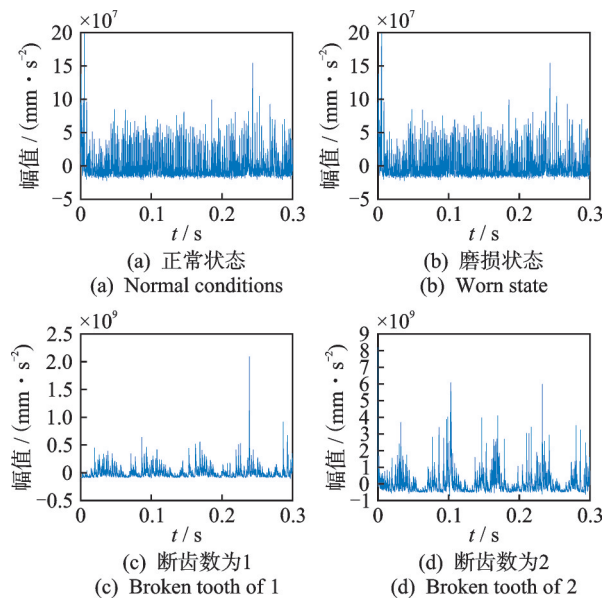


图 10 不同故障状态下箱体的振动信号

Fig.10 Vibration signals of the box under different fault states

本研究提取时域特征量中的峰值、整流平均值、偏度因子、峰-峰值、峭度因子和脉冲因子等指标,对时域信号进行分析。不同状态下齿轮箱的信号时域特征见表 4。由表可以看出:对比齿轮故障情况与正常情况,其时域特征值均增大,但磨损故障幅值变

表 4 不同状态下齿轮箱的信号时域特征

Tab.4 Time domain characteristic table of gearbox signal in different states

特征	正常		磨损		断齿数 1		断齿数 2	
	位移/mm	$a/(mm \cdot s^{-2})$	位移/mm	$a/(mm \cdot s^{-2})$	位移/mm	$a/(mm \cdot s^{-2})$	位移/mm	$a/(mm \cdot s^{-2})$
整流平均值	181.45	4.73×10^6	181.47	1.89×10^7	600.08	3.91×10^8	603.61	5.56×10^8
峰值	181.59	2.82×10^7	181.99	1.31×10^8	619.94	3.21×10^9	623.67	7.76×10^9
峰-峰值	0.32	2.81×10^7	1.13	1.30×10^8	40.82	3.21×10^9	41.94	7.75×10^9
峭度因子	1.900 0	5.499 7	1.683 5	7.376 0	1.922 2	9.513 3	2.064 2	22.675 4
脉冲因子	0.001 7	5.958 9	0.006 2	6.947 6	0.068 0	8.204 6	0.069 5	13.930 6
偏度因子	-0.192 1	1.603 7	-0.195 8	2.050 3	-0.100 1	2.089 6	-0.112 5	3.347 5

化较小,仅凭时域特征难以区分早期微小故障;列车齿轮箱的时域特征能够比较明显地区分出齿轮箱正常与断齿故障,断齿故障导致整个齿轮箱箱体的振动幅度变大,影响了列车乘坐舒适度与安全性;箱体振动信号加速度的偏度因子、峭度因子和脉冲因子变化较小。

根据故障演变程度,经过多次仿真得到其偏度因子、峭度因子和脉冲因子的变化情况。箱体振动信号加速度时域特征如图 11 所示。其中:峭度因子反映信号的冲击程度;脉冲因子表征信号中冲击成分的强弱;偏度因子描述信号分布的不对称性。由图可以看出,箱体振动信号加速度的偏度因子、峭度因子和脉冲因子随着齿轮故障的加剧而增大,尤其在齿轮发生断齿故障后,振动信号的峰值和整流平均值均显著增大,峭度因子和脉冲因子也明显增大,表明系统产生了严重冲击。结合时域特征分析,进一步验证了本研究故障模型仿真的合理性。

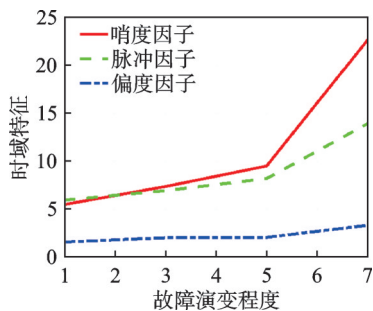


图 11 箱体振动信号加速度时域特征

Fig.11 Time domain characteristics of acceleration of vibration signal of housing

3.2 频域分析

在 900 r/min 的正常速度工况下,选取振动幅度最大的测点。为确保信号的纯净度和分析的准确性,对获取的振动信号去除直流分量。采用三角型

窗口函数对预处理后的振动信号进行快速傅里叶变换。各状态下齿轮箱振动信号频域图如图 12 所示。

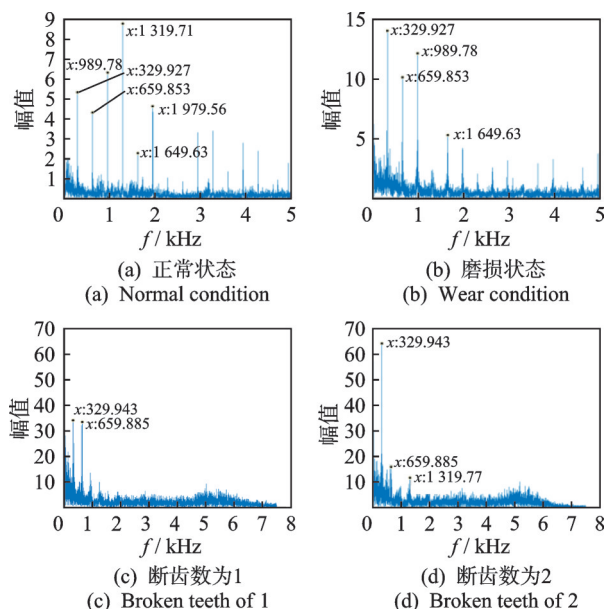


图 12 各状态下齿轮箱振动信号频域图

Fig.12 Frequency domain diagram of gear box vibration signal in each state

列车齿轮箱采用斜齿轮,其啮合是逐渐进行的,且齿面接触面积较大,传动更加平稳,因此齿轮部分断齿和磨损故障对齿轮啮合频率影响较小,但其频谱能量变化明显。图 12 中,故障状态和正常状态的频谱峰值均为啮合频率 329.9 Hz(理论值为 330 Hz),相比正常工况,磨损状态下的齿轮箱振动信号频谱的变化较小,但产生了更多的低频噪声,频谱频率幅值增加,边频带也同时变宽。

由图 12 可知:在正常和磨损情况下,频率主要成分以啮合频率及其倍频为主,随着故障程度的增加,频率主要成分以啮合频率及其 2 倍频为主;断齿状态下列车齿轮箱振动频谱和正常状态存在明显区别,且产生了明显的调制现象,频率幅值增加了数十

倍,边频带变得更宽;随着齿轮早期故障的演变,振动信号频谱整体幅值和边频带逐渐增加,调制现象也变得更明显。

4 结 论

1) 由动力学仿真结果可知,箱体在齿轮启动瞬间即加速阶段存在较大振动冲击,传动齿轮箱箱体纵向振幅分量明显大于横向,可以考虑对箱体采取固定接触和进行结构优化,同时增加对纵向箱体的约束。

2) 离列车齿轮箱箱体固定点越远,振动响应越大,可在合适位置设置监测传感器。同时,支撑轴承与箱体连接处所受应力最大,检测支撑轴承上的齿轮箱振动响应,也是齿轮箱故障监测的重点。

3) 箱体振动信号随着齿轮故障的演变而变化,可从振动信号中识别出齿轮箱故障的发生和演变。随着故障程度加重,在时域上振动信号幅度变高,出现冲击信号;在频域上,频谱的整体幅度增加,调制现象也变得更明显。

参 考 文 献

- [1] 周平. 轨道交通齿轮箱状态监测与故障诊断技术[M]. 成都:西南交通大学出版社, 2012: 54-65.
- [2] 程言丽, 肖正明, 王旭. 直齿圆柱齿轮动力学特性分析与ADAMS仿真研究[J]. 机械强度, 2016, 38(4): 667-674.
CHENG Yanli, XIAO Zhengming, WANG Xu. Dynamic characteristics analysis and ADAMS simulation of spur gear[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(4): 667-674. (in Chinese)
- [3] 刘静, 许亚军, 金鑫. 齿轮啮合多体动力学建模方法探讨[J]. 机械设计, 2018(35): 119-121.
LIU Jing, XU Yajun, JIN Xin. Discussion on multi-body dynamics modeling of gear meshing[J]. Journal of Machine Design, 2018(35): 119-121. (in Chinese)
- [4] XU L, ZHU C C, LIU H J, et al. Dynamic characteristics and experimental study on a wind turbine gearbox [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33: 393-402.
- [5] 谭建军, 朱才朝, 宋朝省, 等. 风电机组传动链刚柔耦合动态特性分析[J]. 太阳能学报, 2020, 41(7): 341-351.
- TAN Jianjun, ZHU Caizhao, SONG Zhaosheng, et al. Dynamic characteristics analysis of wind turbine drive-train with rigid-flexible coupling[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2020, 41(7): 341-351. (in Chinese)
- [6] JIANG Y Z, WU P B, ZENG J, et al. Researches on the resonance of a new type of suspended monorail vehicle-bridge coupling system based on modal analysis and rigid-flexible coupling dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2021(59): 135-154.
- [7] GUO F, WU S C, LIU J X, et al. Fatigue life assessment of bogie frames in high-speed railway vehicles considering gear meshing[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132: 105353.
- [8] DUAN T T, WEI J, ZHANG A Q, et al. Transmission error investigation of gearbox using rigid-flexible coupling dynamic model: theoretical analysis and experiments[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 157: 104213.
- [9] 时献江, 王桂荣, 司俊山. 机械故障诊断及典型案例解析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2020: 120-121.
- [10] 李永焯, 丁康, 何国林, 等. 齿轮系统振动响应信号调制边频带产生机理[J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 105-112.
LI Yongchao, DING Kang, HE Guolin, et al. Mechanism of modulation sideband generation in vibration response signal of gear system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5): 105-112. (in Chinese)
- [11] 高国川, 张建超, 郭文武, 等. 基于ADAMS的动车组齿轮箱断齿故障特征研究[J]. 国防交通工程与技术, 2020, 18(4): 27-30, 12.
GAO Guochuan, ZHANG Jianchao, GUO Wenwu, et al. Research on broken tooth fault characteristics of EMU gear box based on ADAMS[J]. National Defense Transportation Engineering and Technology, 2020, 18(4): 27-30, 12. (in Chinese)



第一作者简介:赵玲,女,1979年11月生,博士、教授。主要研究方向为故障诊断与容错控制、故障预测与健康管理等。
E-mail: zhao.ling@163.com