

DOI: 10.13382/j.jemi.B2307006

基于时变啮合刚度的多剥落齿轮振动响应分析*

陈 杨^{1,2} 马 军^{1,2} 熊 新^{1,2} 朱江艳^{1,2}

(1. 昆明理工大学信息工程与自动化学院 昆明 650500;
2. 昆明理工大学云南省先进装备智能控制及应用国际联合实验室 昆明 650500)

摘 要:为了探究多剥落齿轮系统中振动响应的演变规律,融合时变啮合刚度构建了多剥落齿轮动力学模型。首先,融合修正的能量法和单/双齿对啮合角位移计算方法,建立多剥落齿轮啮合刚度模型;其次,考虑时变啮合刚度、齿侧间隙和初始压力角等因素,构建6自由度多剥落齿轮动力学模型,并从仿真、理论和实验维度开展模型有效性分析;最后,基于所构建的模型,研究齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落时,剥落尺寸变化对啮合刚度影响,获得多剥落齿轮振动响应的演变过程。研究表明,所构建模型与理论及实验误差小于0.5%,并得到了齿根、节线和齿顶位置剥落的啮合刚度及振动响应的演变规律,随着剥落宽度的扩展,节线附近振动幅值增大显著;随着剥落深度的增加,齿顶位置受到的振动冲击更为强烈;而随着剥落长度的增加,剥落的波及范围扩大。所得结论为齿轮系统的健康监测和早期故障诊断提供了理论指导。

关键词:剥落齿轮;时变啮合刚度;动力学模型;振动响应

中图分类号: TH165.3; TN911.7 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.99

Vibration response analysis of multi-stripped gears based on time-varying meshing stiffness

Chen Yang^{1,2} Ma Jun^{1,2} Xiong Xin^{1,2} Zhu Jiangyan^{1,2}

(1. Faculty of Information Engineering and Automation Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China; 2. Yunnan International Joint Laboratory of Intelligent Control and Application of Advanced Equipment, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: In order to investigate the evolution of the vibration response in the multi-scalp gear system, a multi-scalp gear dynamics model is constructed by integrating the time-varying meshing stiffness. Firstly, a multi-peeling gear meshing stiffness model is established by integrating the modified energy method and the single/double tooth pair meshing angular displacement calculation method; Secondly, a 6-degree-of-freedom multi-stripping gear dynamics model is constructed by considering the time-varying meshing stiffness, tooth side clearance and initial pressure angle, and the model validity is analysed from the simulation, theoretical and experimental dimensions; lastly, the effects of changes in the tooth root, pitch line, and tooth apex positions on the vibration response of the multi-peeling gear are investigated on the basis of the model; the evolution of the vibration response is obtained when the simultaneous peeling occurs. Finally, based on the constructed model, we study the influence of the change of spalling size on the meshing stiffness when spalling occurs at the same time, and obtain the evolution of the vibration response of multi-spalling gears. The results show that the error between the constructed model and the theoretical and experimental errors is less than 0.5%, and the evolution of the meshing stiffness and vibration response of the flaking at the tooth root, pitch line and tooth apex position is obtained. With the expansion of the flaking width, the vibration amplitude near the pitch line increases significantly; with the increase of the flaking depth, the vibration impact on the tooth apex position is more intense; and with the increase of the flaking length, the range of flaking is enlarged. The obtained conclusions provide theoretical guidance for the health monitoring and early fault diagnosis of the gear system.

Keywords: gear peeling; time-varying meshing stiffness; dynamic model; vibration response

收稿日期:2023-10-27 Received Date: 2023-10-27

* 基金项目:国家自然科学基金(62163020,62173168)、云南省重大科技专项项目(202202AD080005)、昆明理工大学“双一流”科技专项项目(202202AG050002)资助

$$\delta_f = \frac{F \cos^2 \alpha_1}{EW} \left\{ L^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right) + M^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right) + P^* (1 + Q' \tan^2 \alpha_1) \right\}$$

(5)

式中: W 表示齿宽, 基体刚度参数如图 2 所示, 代表系数 L^* , M^* , P^* , Q^* 由多项式(6)近似计算所得:

$$X_i = A_i/\theta_f^2 + B_i h_{fi}^2 + C_i h_{fi}/\theta_f + D/\theta_f + E_i h_{fi} + F_i$$
 (6)
式中: $h_{fi} = R_f/R_{int}$, R_f 、 R_{int} 与 θ_f 如图 2 所示; A_i 、 B_i 、 C_i 、 D_i 、 E_i 和 F_i 的值如表 1 所示。

综上所述, 齿轮副的总啮合刚度定义如下:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{f2}}}$$

(7)

式中: 下标 1、2 分别代表主动轮和从动轮。

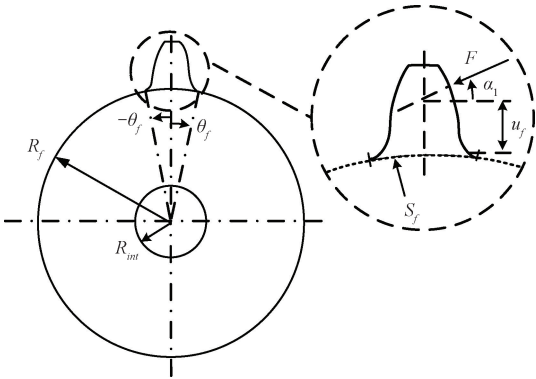


图 2 基体刚度参数示意图

Fig. 2 Schematic diagram of matrix stiffness parameters

表 1 式(6)中的系数值

Table 1 Coefficient values in Equation 6

	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i	F_i
$L^*(h_{fi}, \theta_f)$	-5.574×10^{-5}	-1.9986×10^{-3}	-2.3015×10^{-4}	-4.7702×10^{-3}	0.027 1	6.804 5
$M^*(h_{fi}, \theta_f)$	60.111×10^{-5}	-28.100×10^{-3}	-83.431×10^{-4}	-9.9256×10^{-3}	0.162 4	0.908 6
$P^*(h_{fi}, \theta_f)$	-50.952×10^{-5}	185.50×10^{-3}	0.0538×10^{-4}	53.3×10^{-3}	0.289 5	0.923 6
$Q^*(h_{fi}, \theta_f)$	-6.2042×10^{-5}	9.0889×10^{-3}	-4.0964×10^{-4}	7.8297×10^{-3}	-0.147 2	0.690 4

1.2 单/双齿交替啮合角位移计算

在齿轮副连续旋转过程中, 齿轮啮合刚度将单齿对和双齿对啮合交替变化具有时变性和周期性。

根据渐开线齿轮的几何特性^[16], 双齿对啮合区角位移定义如下:

$$\theta_d = \tan \left(\arccos \frac{Z_1 \cos \alpha_0}{Z_1 + 2} \right) - \frac{2\pi}{Z_1} \tan \left[\arccos \frac{Z_1 \cos \alpha_0}{\sqrt{(Z_1 + 2) + (Z_1 + Z_2)^2 - 2(Z_1 + 2)(Z_1 + Z_2) \cos \left(\arccos \frac{Z_1 \cos \alpha_0}{Z_1 + 2} - \alpha_0 \right)}} \right]$$
 (8)

双齿对啮合区角位移的范围定义如下:

$$\theta_1 \in \left[(z - 1) \frac{2\pi}{Z_1}, \theta_d + (z - 1) \frac{2\pi}{Z_1} \right] \quad (z = 1, 2, \dots)$$

(9)

单齿对啮合区角位移定义如下:

$$\theta_s = \frac{2\pi}{Z_1} - \theta_d$$

(10)

单齿对啮合区角位移的范围定义如下:

$$\theta_1 \in \left[(z - 1) \frac{2\pi}{Z_1} + \theta_d, (\theta_d + \theta_s) + (z - 1) \frac{2\pi}{Z_1} \right] \quad (z = 1, 2, \dots)$$

(11)

考虑到齿轮的周期性啮合过程以及其几何特征和运动参数, 本文通过式(8)~(11)计算单/双齿对的啮合角位移及其范围, 得到了完整周期内单/双齿对的啮合区间。该计算有效地描述了齿轮的啮合过程, 并准确地确定了齿面剥落的位置。

1.3 多剥落齿轮时变啮合刚度计算

齿轮发生剥落故障后, 会影响剥落区的接触线长 l_s 、横截面积 A_s 和截面惯性矩 I_s , 从而导致啮合刚度发生变化, 定义如下:

$$l_s = W - w_s$$

(12)

$$I_s = \frac{2}{3} h_x^3 W - \frac{1}{12} h_s^3 w_s$$

(13)

$$A_s = 2h_s W - h_s w_s$$

(14)

在数值模拟实验中, 考虑齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落的特殊范式, 图 3(a) 所示, 其涵盖了齿面剥落所有可能发生的情况, 能够更全面地理解剥落故障对系统的影响, 以探究多剥落齿轮振动响应的演变过程。根据图 3 的剥落位置分布, 结合式(8)~(11)计算得到的单/双齿对的啮合区域, 绘制了位于齿根、节线和齿顶位置的剥落示意图, 如图 3(b) 所示。

1.4 时变啮合刚度仿真

为探究齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落时, 时

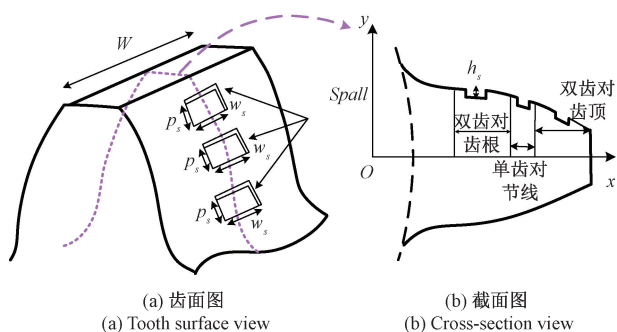


图3 剥落示意图

Fig. 3 Schematic diagram of spalling

变啮合刚度的变化,仿真结果如图4所示,可以看出齿轮发生剥落时,啮合过程分为以下3个阶段:阶段a:在接触剥落区域前,啮合刚度无明显变化。阶段b:当啮合到剥落区域时,啮合刚度显著降低。阶段c:当轮齿完全啮出剥落区域时,轮齿的刚度略低于健康区域的刚度。

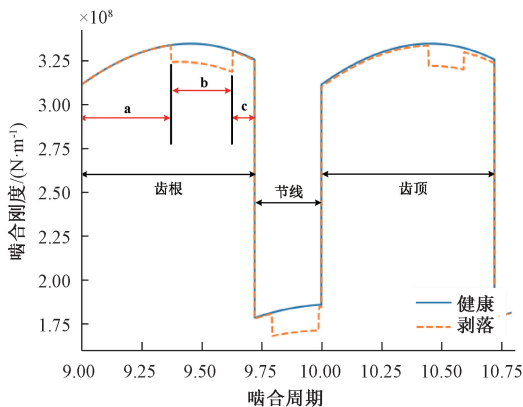


图4 时变啮合刚度比较

Fig. 4 Comparison of time-varying meshing stiffness

1) 剥落宽度对时变啮合刚度影响

为了研究剥落宽度 w_s 对时变啮合刚度影响,综合考虑了参考文献[8]和本文所研究齿轮的特性,设置剥落长度 l_s 为 0.4 mm,剥落深度 h_s 为 1 mm,并考虑健康和 4 种剥落宽度的情况,仿真结果如图5所示。可观察到,随着剥落宽度的增加,啮合刚度的降低程度随之增加。以剥落宽度 16 mm 为例,相较于齿根和齿顶位置,在节线位置发生剥落时受到的影响更为显著,增加了 8.48%。

2) 剥落深度对时变啮合刚度影响

为进一步探究剥落深度 h_s 对时变啮合刚度影响,综合考虑了参考文献[8]和本文所研究齿轮的特性,设置剥落长度 l_s 为 0.4 mm,剥落宽度 w_s 为 8 mm,并考虑健康和 4 种剥落深度的情况,仿真结果如图6所示。可以看到,随着剥落深度的增加,齿轮啮出剥落区域后,啮合刚

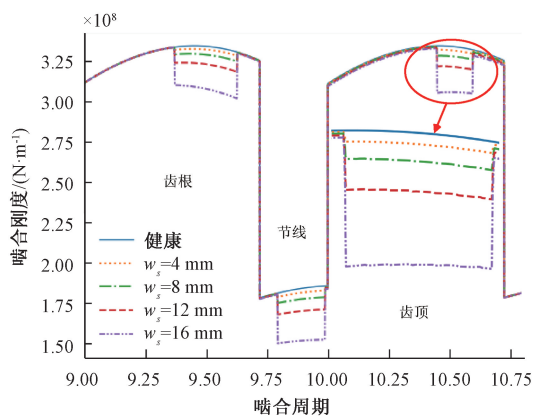


图5 不同剥落宽度时变啮合刚度

Fig. 5 Time-varying meshing stiffness for different spalling widths

度低于健康区域程度变得明显。以剥落深度为 2.5 mm 的情况为例,相较于齿根和节线,在齿顶位置啮合刚度降低的程度增加了 3.1%。

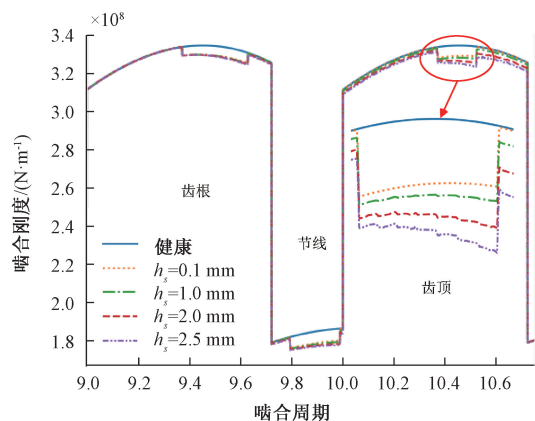


图6 不同剥落深度时变啮合刚度

Fig. 6 Time-varying meshing stiffness for different spalling depths

3) 剥落长度对时变啮合刚度影响

为了深入研究剥落长度 l_s 对时变啮合刚度影响,综合考虑了参考文献[8]和本文所研究齿轮的特性,设置剥落宽度 w_s 和剥落深度 h_s 分别设为 8 和 1.0 mm,考虑健康和 3 种剥落长度的情况,仿真结果如图7所示。由图可知,随着剥落长度的增加,啮合刚度受到的影响范围扩大,而数值基本保持不变。以剥落长度为 0.6 mm 为例,齿根受影响的区域相较于节线和齿顶增加了 60.8%。

综上所述,剥落宽度对啮合刚度的影响在节线位置上表现得更为显著;剥落深度对啮合刚度的影响在齿顶位置上更加明显;剥落长度对齿根位置具有更为显著的影响。这些现象揭示了齿轮啮合的不同位置对剥落方向

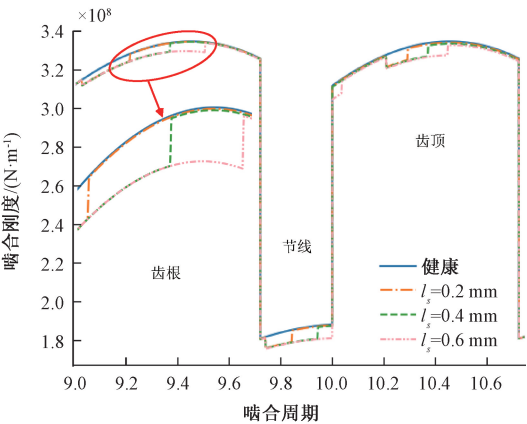


图 7 不同剥落长度时变啮合刚度

Fig. 7 Time-varying meshing stiffness for different spalling lengths

的敏感程度不一样,对于齿轮系统振动响应分析具有重要意义。

2 齿轮动力学模型构建与模型验证

2.1 6 自由度齿轮动力学模型构建

本文考虑时变啮合刚度、齿侧间隙、齿间啮合阻尼、静态传递误差和齿间滑动摩擦力等因素,建立如图 8 所示的 6 自由度齿轮动力学模型^[17],并采用龙格-库塔法求解健康和剥落故障状态下齿轮系统的动力学微分方程,得到齿轮系统的振动响应,其求解过程的步长为 10^{-6} 。

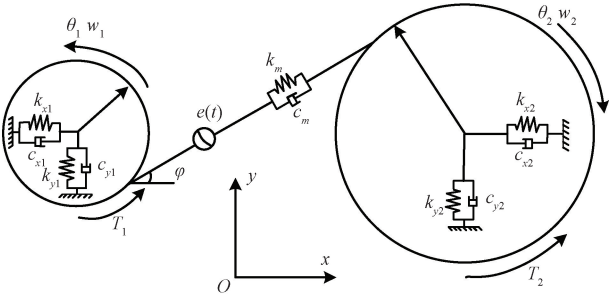


图 8 6 自由度齿轮动力学模型

Fig. 8 The dynamic model of gear 6-DOF

基于笛卡尔坐标系, k_{x1} 、 k_{x2} 、 k_{y1} 、 k_{y2} 分别表示 X 、 Y 方向的支撑刚度, c_{x1} 、 c_{x2} 、 c_{y1} 、 c_{y2} 分别表示 X 、 Y 方向的支撑阻尼, w_1 、 w_2 表示齿轮转速, T_1 、 T_2 表示扭矩, 1 代表主动轮、2 代表从动轮。 k_m 表示时变啮合刚度、 c_m 表示啮合阻尼、 $e(t)$ 表示静态传递误差, 具体参数如表 2 所示。

每个齿轮均有 x 和 y 方向的平移自由度及绕轴旋转的扭转自由度, 动力学模型的微分方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{x1} \dot{x}_1 + k_{x1} x_1 - F_f \cos \phi = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{x2} \dot{x}_2 + k_{x2} x_2 - F_f \sin \phi = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{y1} \dot{y}_1 + k_{y1} y_1 - F_m \cos \phi = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{y2} \dot{y}_2 + k_{y2} y_2 - F_m \sin \phi = 0 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 - R_{b1} F_m - M_1 = T_1 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 - R_{b2} F_m - M_2 = -T_2 \end{cases} \quad (15)$$

式中: R_{b1} 、 R_{b2} 表示基圆半径, F_f 表示摩擦力, F_m 表示动态啮合力, M_1 、 M_2 表示摩擦力矩^[18]。

假设压力角不受平移运动的影响, 即压力角、接触比和齿侧间隙为常数。 $d = 101.54 \text{ mm}$ 为齿轮中心距, 齿轮初始压力角 ϕ 表示如下^[17]:

$$\phi = \cos^{-1} \frac{R_{b1} + R_{b2}}{d} \quad (16)$$

根据齿轮啮合关系, 两个齿轮啮合线上的相对位移 δ , 定义如下:

$$\delta = (x_1 - x_2) \sin \phi + (y_1 - y_2) \cos \phi + R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - e(t) \quad (17)$$

式中: $e(t)$ 为静态传递误差, 以内部基频做傅里叶级数展开式一阶为主, 定义如下:

$$e(t) = e_0 + e_a \sin(\omega t + \varphi) \quad (18)$$

根据齿轮相对位移 δ 得到齿侧间隙, 定义如下:

$$f(\delta, b_0) = \begin{cases} \delta - b_0 & (\delta > b_0) \\ 0 & (|\delta| \leq b_0) \\ \delta + b_0 & (\delta < -b_0) \end{cases} \quad (19)$$

式中: $b_0 = 12 \text{ mm}$ 表示齿轮系统的初始齿侧间隙, 与实验设备中齿侧间隙数值保持一致。

2.2 模型验证分析

自主搭建了机械故障模拟实验平台如图 9 所示, 包含驱动电机、平行齿轮箱套件、安全轴承座、固定环、加速度传感器、机械传动轴、磁粉制动器等设备。其中齿轮箱的中心距为 101.54 mm , 齿轮精度为 5 级, 润滑方式为浸油, 齿轮变位系数为 0.406, 采样频率 12.8 kHz , 小齿轮为主动轮, 主动轮转速 1000 r/min 。具体齿轮参数如表 2 所示。

表 2 齿轮系统参数

Table 2 Gear system parameters

参数	主动轮	从动轮
齿数	$Z_1 = 27$	$Z_2 = 73$
模数/mm	$m = 2$	$m = 2$
齿宽/mm	$W = 20$	$W = 20$
压力角/(°)	$\alpha_0 = 20$	$\alpha_0 = 20$
质量惯性/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	$I_1 = 0.00017$	$I_1 = 0.0072$
x 、 y 方向支撑刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	$k_{x1} = k_{x2} = 1 \times 10^7$	$k_{y1} = k_{y2} = 1 \times 10^7$
x 、 y 方向支撑阻尼/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	$c_{x1} = c_{x2} = 1 \times 10^3$	$c_{y1} = c_{y2} = 1 \times 10^3$
摩擦系数	$\mu = 0.06$	$\mu = 0.06$

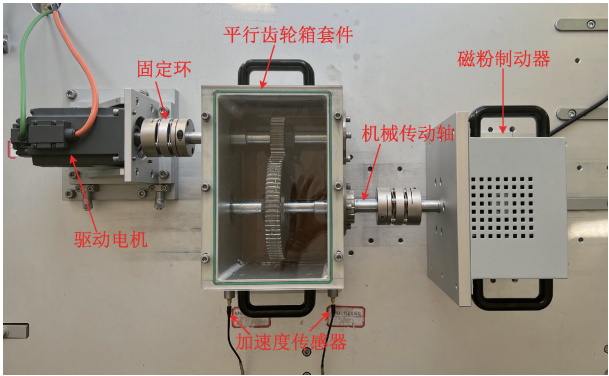


图9 机械故障模拟实验平台

Fig. 9 Mechanical fault simulation experimental platform

本文参考文献[19-20]模型验证方法,采用齿轮啮合频率和故障频率两个指标,将仿真值、实验值和理论值进行对比分析。受加工限制,齿轮剥落形式为线切割,通过齿面啮合区域的计算,如图10所示,在齿面的3个啮合区域设置了相同的剥落尺寸。实验齿轮如图11所示,剥落宽度为20 mm、长度为0.4 mm、深度为1 mm,齿轮健康和剥落状态下仿真和实验结果如图12和13所示。实际结果表明:仿真值与理论值和实验值误差均未超过0.5%,证明了所提出动力学模型具有高准确性。具体数值如表3所示。

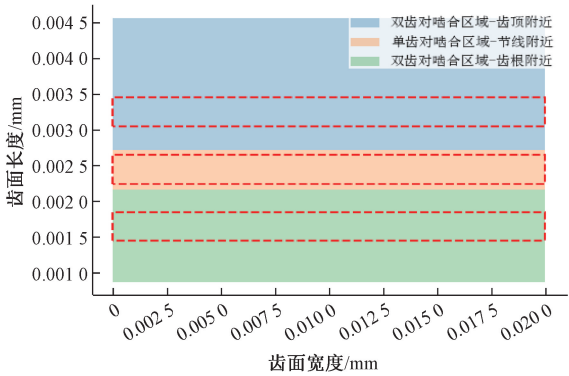


图10 齿面剥落示意图

Fig. 10 Schematic of tooth spalling



图11 实验齿轮图

Fig. 11 Experimental gear diagram

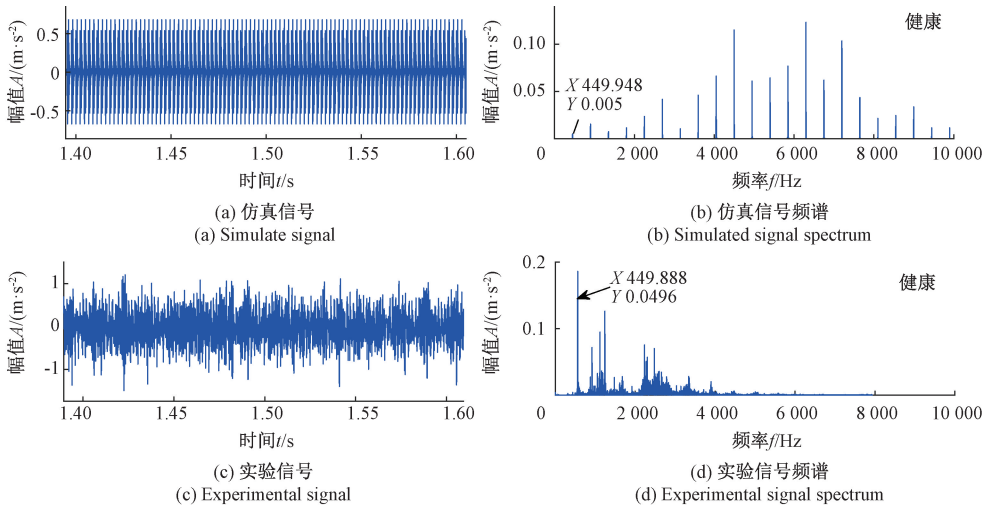


图12 健康状态下齿轮仿真和实验振动加速度信号

Fig. 12 Simulated and experimental vibration acceleration signals of gears in healthy condition

表3 图12、13啮合频率和故障频率的仿真值、试验值和理论值对比

Table 3 Comparison of simulated, experimental and theoretical values of engagement frequency and fault frequency in Fig. 12 and 13

类别	仿真值/Hz	实验值/Hz	理论值/Hz	仿真值与理论值误差/%	实验值与理论值误差/%	仿真值与实验值误差/%
啮合频率	449.948	449.888	450	0.012	0.025	0.013
故障频率	16.7 Hz	16.74	16.67	0.18	0.4	0.24

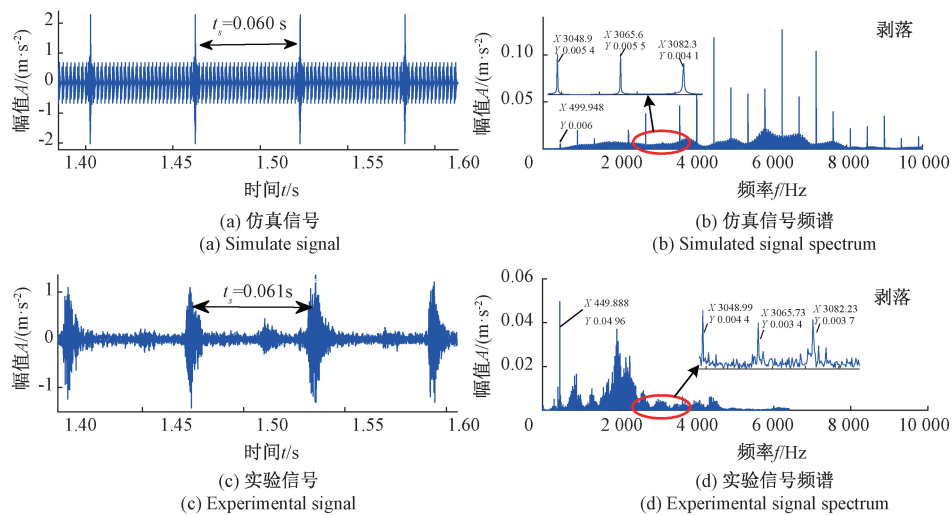


图 13 剥落状态下齿轮系统仿真和实验振动加速度信号

Fig. 13 Simulated and experimental vibration acceleration signals of gear systems under spalled condition

2.3 模型对比分析

为进一步研究齿根、节线和齿顶位置发生剥落对齿轮振动响应的影响,在文献[8]的基础上,综合考虑实际工况中的齿轮初始压力角、齿侧间隙和静态传递误差,构建 6 自由度动力学模型。图 12 和 14 的仿真结果表明,

所提出模型在啮合频率及倍频幅值上克服了抑制现象,并由表 4 分析得,本文所提模型与实验时域值的均方误差,相较于文献[8]模型降低了 11.44%。充分证明了所提模型在本文研究条件下的有效性和优越性。

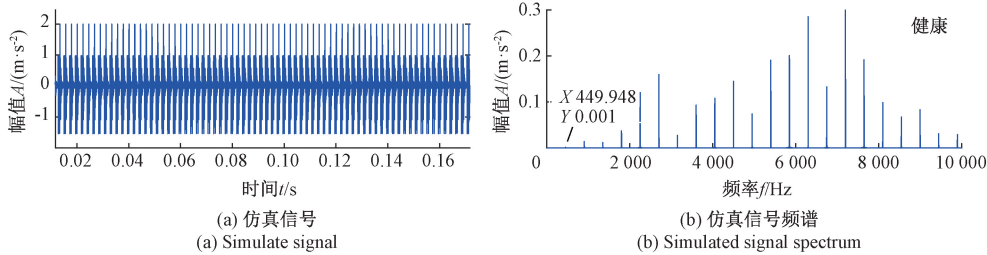


图 14 文献[8]健康状态下仿真和实验振动加速度信号

Fig. 14 Literature [8] simulated and experimental vibration acceleration signals in healthy states

表 4 图 12、14 啮合频率的本文所提模型与文献[8]模型对比

Table 4 Comparison of the proposed model of this paper with the model of literature [8] for the meshing frequencies of Fig. 12 and 14

类别	本文模型	文献[8]模型	提升率/%
啮合频率	449.948	449.53	0.09
均方误差(MSE)	0.178	0.201	11.44

3 齿轮系统的振动响应分析

本文针对齿轮的齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落的情况,探究不同剥落宽度、深度和长度对时变啮合刚度及振动响应的变化。设主动轮转速 $n=1\,000\text{ rpm/min}$,

计算得理论旋转频率 $f_p=16.67\text{ Hz}$,主动轮转动周期 $t_s=0.06\text{ s}$,啮合频率 $w_e=450\text{ Hz}$ 。

3.1 剥落宽度对齿轮振动响应的影响

为研究剥落宽度 w_s 对齿轮振动响应的影响,设剥落长度 l_s 为 0.4 mm ,剥落深度 h_s 为 1 mm ,考虑健康和两种剥落宽度的情况,如图 15 所示。由图 15(a)和(b)可得,健康状态下齿轮系统的振动加速度信号呈现周期性变化,频谱图主要由啮合频率及其倍频组成。观察图 15(c)和(e)的椭圆框得,随着剥落宽度增加,周期性冲击逐渐显著。而在图 14(d)和(f)的频域图中,当齿轮出现剥落时,幅值较高的区域会出现边频带,边频带幅值会随着剥落宽度的增加而增加。以频率 $6\,281.09\text{ Hz}$ 为例,剥落宽度为 8 mm 时的幅值为 $0.000\,5$,当增加至 16 mm 时的幅值为 $0.003\,2$,幅值相较于剥落宽度为 8 mm 增加

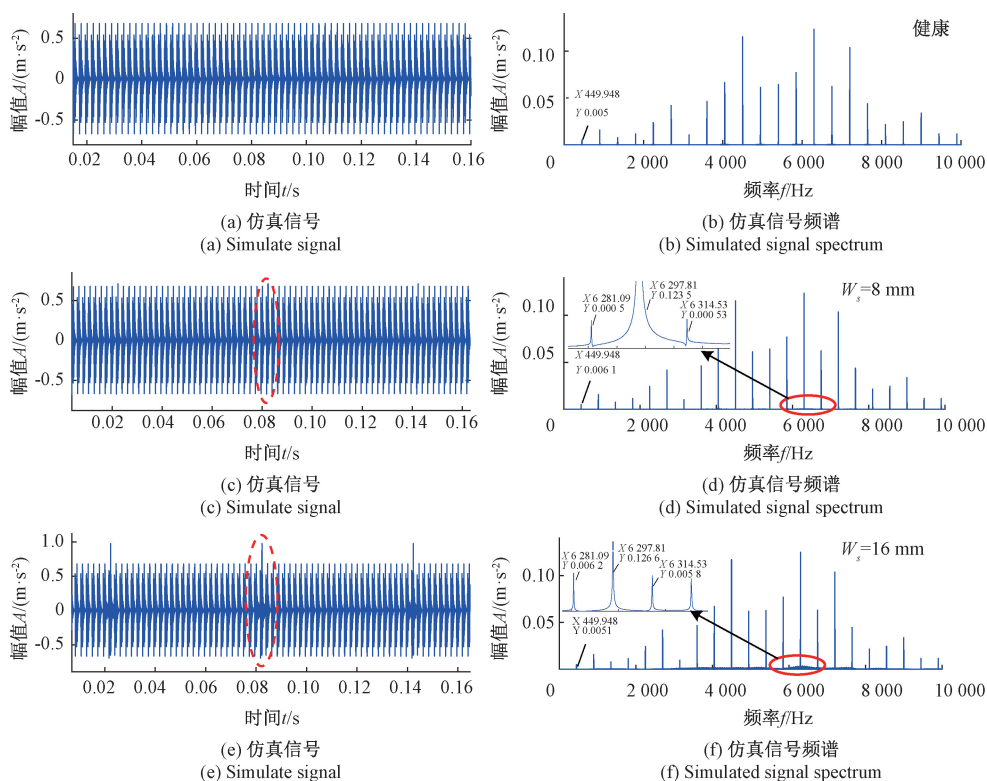


图 15 不同剥落宽度水平下齿轮振动加速度响应

Fig. 15 Acceleration response of gear vibration at different spalling width levels

了 540%。

进一步探究剥落宽度对不同位置的齿轮振动响应影响,将健康和剥落宽度 16 mm 的齿轮仿真结果进行了对比分析,如图 16 所示。可观察到,齿根位置的振动加速度增幅约 127%,节线位置增幅约 45.8%,而齿顶位置增幅约 333.3%。这一现象揭示了剥落宽度对齿根和齿顶位置的振动响应具有显著影响。

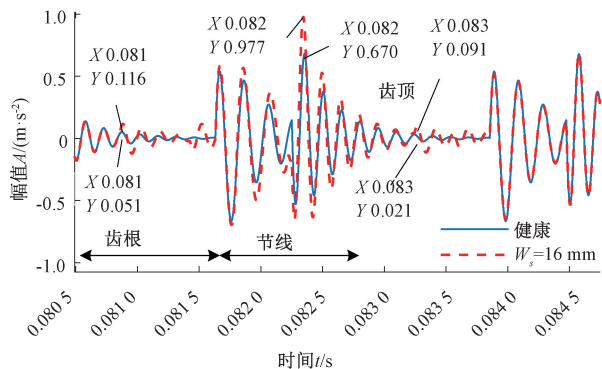


Fig. 16 Time-domain zoomed-in comparison plot

3.2 剥落深度对齿轮振动响应的影响

为研究剥落深度 h_s 对齿轮振动响应的影响,设剥落

长度 l_s 为 0.4 mm,剥落宽度 w_s 为 8 mm,其中,齿轮齿顶厚度为 2.8 mm,考虑健康和两种不同剥落深度的情况,仿真结果如图 17 所示。可观察到得,深度为 1 和 2.5 mm 的故障特征相似。

进一步研究剥落深度对不同剥落位置齿轮振动响应的影响,本文对健康和剥落深度为 2.5 mm 的齿轮仿真结果进行了对比分析,如图 18 所示。可观察得,齿根位置的振动加速度增幅约为 31.3%,节线位置增幅约为 5.8%,而齿顶位置增幅约为 48.4%。这一现象揭示了剥落深度对齿顶位置的振动响应影响较大。

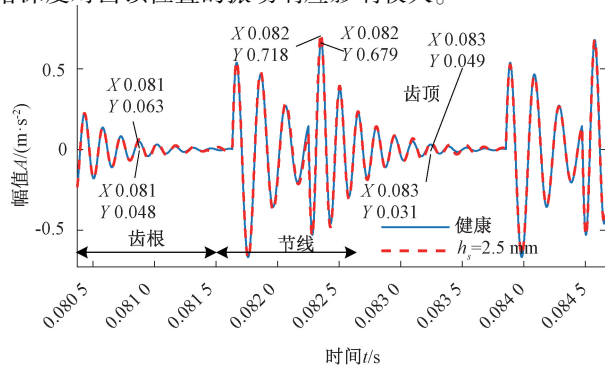


Fig. 18 Time-domain zoomed-in comparison plot

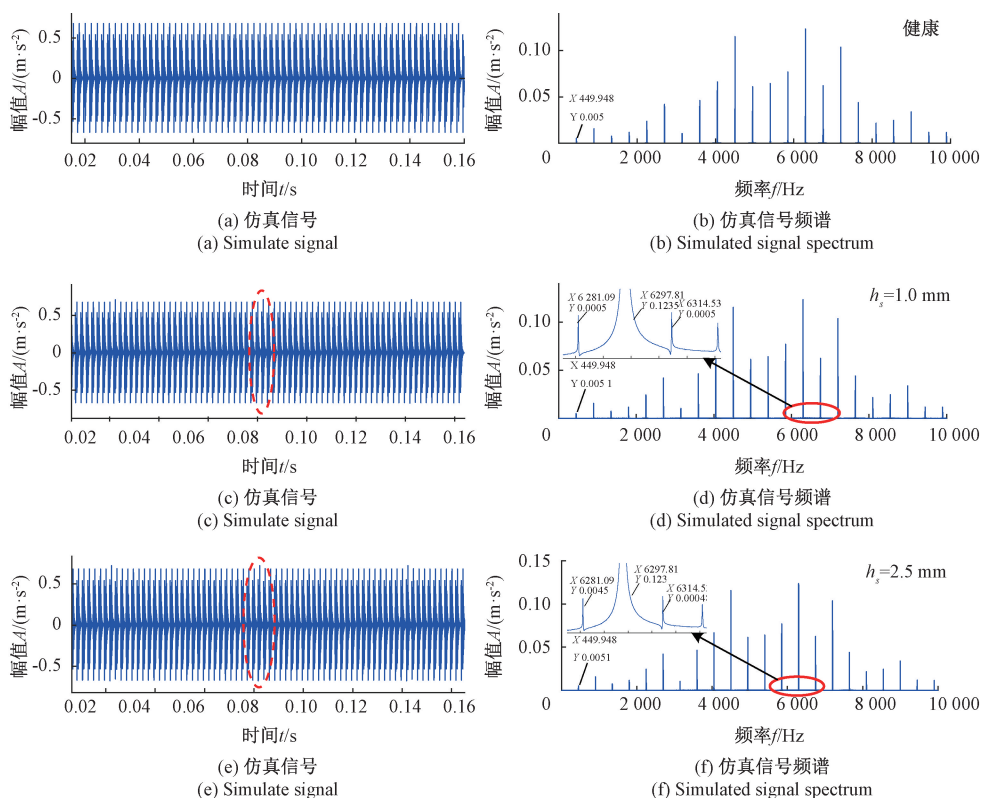


图 17 不同剥落深度水平下齿轮振动加速度响应

Fig. 17 Vibration acceleration of gears at different spalling depth levels

3.3 剥落长度对齿轮振动响应的影响

为探究剥落长度 l_s 对齿轮振动响应的影响,剥落宽度 w_s 和剥落深度 h_s 分别设为 8 和 1.0 mm,考虑健康和两种剥落长度的情况,仿真结果如图 19 所示。由图 19(c)和(e)得,随着剥落长度增加,椭圆框图中的故障特征冲击明显。频域图 19(d)和(f),随着剥落长度增加,故障频率的幅值增加,在 4 964.17 Hz 处,幅值增长了 50.7%。

4 结 论

本文基于齿轮动力学理论,融合时变啮合刚度构建了 6 自由度多剥落动力学模型,从理论、仿真和实验的维度进行模型验证;此外,在齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落时,研究了剥落尺寸变化对啮合刚度及振动响应的影响,得到如下结论:

1) 对比分析齿轮啮合频率和故障频率,误差均未超过 0.5%,证明了所提模型的高准确性。同时,所提模型克服了频域图中啮合频率及二倍频幅值的抑制现象,时域信号的均方误差显著降低了 11.44%,对剥落故障的分析更符合实际。

2) 在齿轮齿根、节线和齿顶位置同时发生剥落的情

形下,剥落尺寸变化对振动响应特性的影响显而易见。随着剥落宽度的扩展,振动幅值呈显著增加趋势,特别是在节线附近;随着剥落深度的增加,齿顶位置受到的振动冲击更为强烈;而随着剥落长度的增加,剥落的波及范围扩大。

本文提出的多剥落齿轮动力学模型,为实现齿轮故障的精准定量诊断提供了丰富而准确的振动信号。

参考文献

- [1] 田赛, 陈彬强, 曹新城. 基于迭代 K 均值聚类的改进谱峭度方法及在滚动轴承故障诊断中的应用 [J]. 国外电子测量技术, 2022, 41(1): 135-139.
TIAN S, CHEN B Q, CAO X CH. Improved spectral kurtosis method based on iterative K-means clustering and its application in fault diagnosis of rolling bearings [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2022, 41(1): 135-139.
- [2] 李巍华, 何琛, 陈祝云, 等. 基于对称式对比学习的齿轮箱无监督故障诊断方法 [J]. 仪器仪表学报, 2022, 43(3): 121-131.
LI W H, HE CH, CHEN ZH Y, et al. Unsupervised fault diagnosis method for gearbox based on symmetric comparative learning [J]. Chinese Journal of Scientific

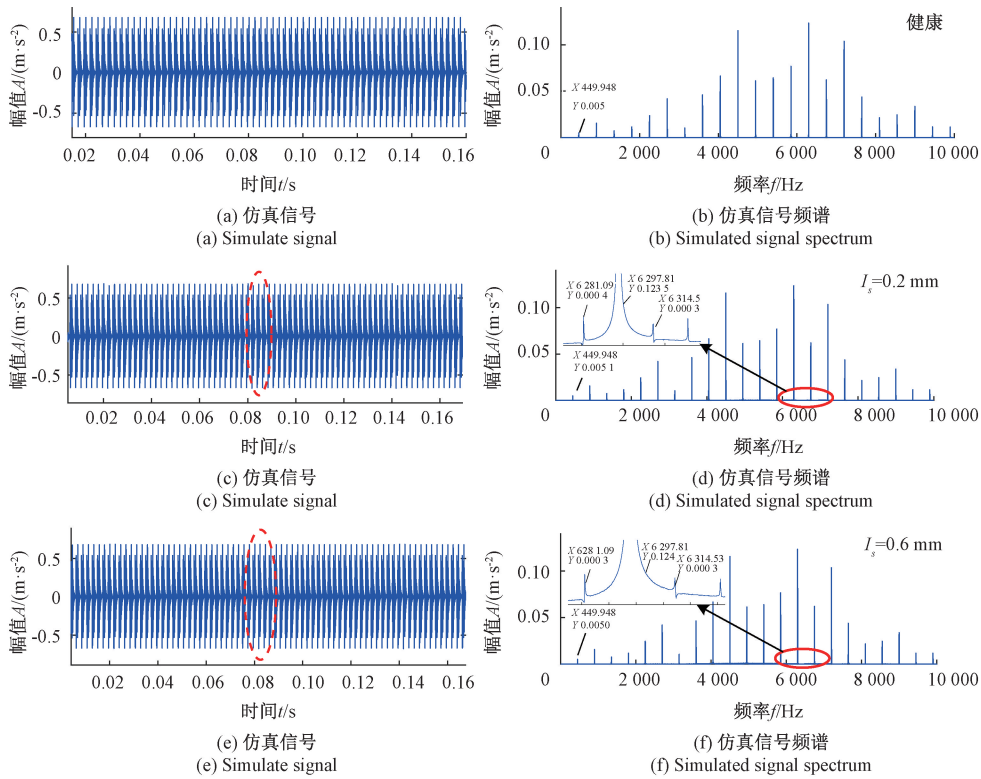


图 19 不同剥落长度水平下齿轮振动加速度响应

Fig. 19 Acceleration response of gear vibration at different spalling length levels

Instrument, 2022, 43 (3): 121-131.

[3] 杨永灿, 刘韬, 王振亚, 等. 基于 SincNet 网络结合注意力机制齿轮箱故障诊断 [J]. 电子测量技术, 2022, 45(5): 169-174.
YANG Y C, LIU T, WANG ZH Y, et al. Fault diagnosis of gearbox based on SincNet network combined with attention mechanism [J]. Electronic Measurement Technology, 2022, 45 (5): 169-174.

[4] 何怡刚, 鲁力, 阮义, 等. 风力发电机齿轮箱优化逐层故障诊断方法 [J]. 电子测量与仪器学报, 2022, 36(1): 89-97.
HE Y G, LU L, RUAN Y, et al. Optimization of layer by layer fault diagnosis method for wind turbine gearbox [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2022, 36 (1): 89-97.

[5] 杨之含, 王少红, 马超. 单级行星齿轮箱行星轮故障动力学分析 [J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34(1): 156-162.
YANG ZH H, WANG SH H, MA CH. Dynamic analysis of planetary gear failure in a single stage planetary gearbox [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34 (1): 156-162.

[6] MA R, CHEN Y. Research on the dynamic mechanism of the gear system with local crack and spalling failure [J].

Engineering Failure Analysis, 2012, 26: 12-20.

[7] YANG L, CHEN Q, YIN L, et al. Dynamic characteristic of spur gear system with spalling fault considering tooth pitch error [J]. Quality and Reliability Engineering International, 2022, 38 (6): 2921-2938.

[8] MENG Z, SHI G, WANG F. Vibration response and fault characteristics analysis of gear based on time-varying mesh stiffness [J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 148: 103786.

[9] CHENG Z, HUANG K, XIONG Y, et al. An improved model for dynamic characteristics analysis of high-contact-ratio spur gears considering localised tooth spall defect [J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 140: 106600.

[10] LIANG X H, LIU Z L, PAN J, et al. Spur gear tooth pitting propagation assessment using model-based analysis [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30: 1369-1382.

[11] 冯然娇. 含剥落故障的直齿轮系统啮合特性及振动响应研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2017.
FENG R J. Research on the meshing characteristics and vibration response of spur gear systems with peeling faults [D]. Shenyang: Northeastern University, 2017.

- [12] 石桂霞. 风电齿轮传动系统局部故障动力学建模与振动特征分析[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2020.
SHI G X. Dynamic modeling and vibration characteristics analysis of local faults in wind power gear transmission systems [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2020.
- [13] SHI L, WEN J, PAN B, et al. Dynamic characteristics of a gear system with double-teeth spalling fault and its fault feature analysis [J]. Applied Sciences, 2020, 10(20): 7058-7081.
- [14] SHI J F, GOU X F, ZHU L Y. Modeling and analysis of a spur gear pair considering multi-state mesh with time-varying parameters and backlash [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134: 582-603.
- [15] SAINOT AND P, VELEX P, DUVERGER O. Contribution of gear body to tooth deflections – a new bidimensional analytical formula [J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(4): 748-752.
- [16] TIAN X. Dynamic simulation for system response of gearbox including localized gear faults [D]. Edmonton: University of Alberta, 2004.
- [17] YI Y, HUANG K, XIONG Y, et al. Nonlinear dynamic modelling and analysis for a spur gear system with time-varying pressure angle and gear backlash [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 132: 18-34.
- [18] XIA H, MENG F, ZHANG X, et al. Nonlinear dynamics analysis of gear system considering time-varying meshing stiffness and backlash with fractal characteristics [J]. Nonlinear Dynamics, 2023: 1-27.

- [19] CHENG Z, HUANG K, XIONG Y, et al. Dynamic analysis of a high-contact-ratio spur gear system with localized spalling and experimental validation [J]. Machines, 2022, 10(2): 154-172.
- [20] WAN Z, ZHENG J, LI J, et al. Fault feature analysis of gear tooth spalling based on dynamic simulation and experiments [J]. Materials, 2021, 14 (20): 6053-6066.

作者简介



陈杨, 2021 年于邵阳学院获得学士学位, 现为昆明理工大学研究生, 主要研究方向为旋转机械故障诊断。

E-mail: 18974659273@163.com

Chen Yang received her B. Sc. degree from Shaoyang University in 2021. Now she is a M. Sc. candidate of Kunming University of Science and Technology. Her main research interest includes rotating machinery fault diagnosis.



马军(通信作者), 2016 年于昆明理工大学获得工学博士学位, 现为昆明理工大学硕士生导师, 副教授, 主要研究方向为机械设备健康管理。

E-mail: mjun@kmust.edu.cn

Ma Jun (Corresponding author) received his Ph. D. degree from Kunming University of Science and Technology in 2016. Now he is an associate professor and M. Sc. supervisor at Kunming University of Science and Technology. His main research interest includes health management of mechanical equipment.