

斜齿轮疲劳点蚀故障动力学仿真与试验研究

蒲祥润¹ 陈 勇² 李光鑫¹ 李安贺¹ 贺伯林¹

(1. 河北工业大学 天津市新能源汽车动力传动与安全技术重点实验室, 天津 300130)

(2. 广西大学 机械工程学院, 南宁 530004)

摘要:【目的】针对齿面点蚀这一斜齿轮接触疲劳的主要失效形式,深入研究点蚀程度对齿轮系统振动特性的影响规律。【方法】首先,构建了斜齿轮副多自由度非线性动力学模型;其次,基于实际点蚀的几何形状和位置,采用改进的势能法结合有限元法,系统分析了不同点蚀程度下的时变啮合刚度;最后,将该关键参数代入动力学模型,模拟从轻微到严重点蚀状态下的时频域振动响应,并与故障演化阶段的试验数据进行了对比验证。【结果】结果表明,仿真所得的基频谐波、故障特征频率及边频带分布等关键指标与试验结果呈现较好的一致性。研究成果为斜齿轮副的故障诊断与健康预测提供了重要的依据与技术支持。

关键词: 斜齿轮; 齿面点蚀; 多自由度; 动力学模型; 接触疲劳试验

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.05.006

0 引言

斜齿轮副作为机械传动系统中的核心部件,承担着高效传递载荷和转矩的任务^[1]。其独特的设计优势,如转矩传递的平稳性,低噪声特性以及高承载能力,使其广泛应用于各类机械设备中。当斜齿轮副在严苛的工况条件下运行时,其表面接触疲劳寿命将显著降低,易出现剥落和点蚀等表面接触疲劳损伤^[2]。根据日本机械学会的调查数据显示,约74%的齿轮副失效案例可归因于表面接触疲劳损坏^[3]。斜齿轮副的表面疲劳破坏主要是由于齿面间接触力及相对滑动速度不同而产生的拉应力的循环作用导致的^[4]。

在分析斜齿轮副的动力学响应和轮齿接触载荷分布规律时,时变啮合刚度(Time Varying Mesh Stiffness, TVMS)是主要的研究对象^[5-7]。基于ISO国际标准,CAI^[8]设计了用于计算齿轮副时变啮合刚度的经验方程。针对斜齿轮的时变啮合刚度进行评估时,通常采用切片法^[9-11]来提高计算精度和效率。LUO等^[12]设计了一种与点蚀形状无关的刚度计算方法,用于评估不同尺寸、形状、数量、分布的齿面点蚀状态下的时变啮合刚度。CHEN等^[13]构建了剥落损伤分析模型,探讨了剥落对时变啮合刚度、接触应力和齿根圆角应力的影响。WANG等^[14]将切片后的齿轮

视为弹簧耦合联结,并设计出一种高效的迭代计算方法,求解有限元网格的变形情况。MENG等^[15]将点蚀简化为球体的一部分,通过模拟4种不同点蚀程度的点蚀状态,深入分析了点蚀对总振动幅度的影响。OUYANG等^[16]提出了齿轮副点蚀-裂纹耦合故障分析模型,研究该故障状态下的时变啮合刚度的变化规律,并通过分析动态响应验证了模型的正确性。MENG等^[17]建立一种基于矩阵方程的新型齿面点蚀模型,该模型可生成不规则形状的点蚀,并可定制深度和形状。值得注意的是,目前大多数研究集中于直齿轮副的剥落^[18-19]、裂纹^{[20][21]}故障,而针对斜齿轮副点蚀失效的研究相对较少。

动态模型的振动信号可提供系统的位移、速度、加速度响应等数据信息,有助于理解故障振动机制^[22]。LUO等^[21]构建了直齿轮动力学模型,评估点蚀和剥落故障对系统振动特性的影响。HU等^[23]建立了带有太阳齿轮裂纹的多级行星齿轮系统的动态模型,并验证了动态响应分析对裂纹失效形式的可靠性。MOHAMMED^[24]评估了20种不同裂纹故障情况下的高接触比齿轮副的刚度,并引入动态模型来验证裂纹故障下的振动响应结果。综上所述,动态模型是有效描述和分析齿面点蚀故障特征的方法之一^[25]。

为了研究含有点蚀故障的斜齿轮副在振动响应

收稿日期: 2024-07-04

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFE0207000)

作者简介: 蒲祥润,男,2000年生,山东济南人,在读硕士研究生; 主要研究方向为旋转机械的故障诊断; E-mail: a17854190711@163.com。

陈勇(通信作者),男,1954年生,北京人,教授,博士研究生导师; 主要研究方向为汽车动力传动系统开发; E-mail: chenrong1585811@163.com。

引用格式: 蒲祥润,陈勇,李光鑫,等. 斜齿轮疲劳点蚀故障动力学仿真与试验研究[J]. 机械强度, 2026, 48(5):49-57.

PU Xiangrun, CHEN Yong, LI Guangxin, et al. Dynamic simulation and test research on fatigue pitting failure of helical gear pairs[J].

Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(5):49-57.



免费获取

方面的特性,本文首先建立考虑齿面摩擦的8自由度斜齿轮副动力学模型。随后,依据实际点蚀形状和位置,构建出多个不同点蚀程度的齿面三维模型。采用改进的势能法和有限元法计算得到斜齿轮副的时变啮合刚度。将时变啮合刚度和阻尼参数代入动力学模型中,求解得到时域和频域的振动响应理论结果。最后,在斜齿轮副疲劳点蚀试验台上开展试验,采集全故障演化阶段的加速度振动信号。对比仿真与试验的时域和频域中的故障特征幅值和分布规律,进而验证了理论动力学模型分析方法的可靠性。

1 多自由度动力学模型

1.1 试验斜齿轮副基本参数

试验对象为某乘用车七速双离合变速(7-Speed Dual Clutch Transmission, 7DCT)的一挡斜齿轮副系统。图1(a)为斜齿轮副在变速器中的安装位置,图1(b)为斜齿轮副的三维装配模型。表1为斜齿轮副的相关几何参数,可利用相关公式计算得到其重合度、节圆半径等重要参数。

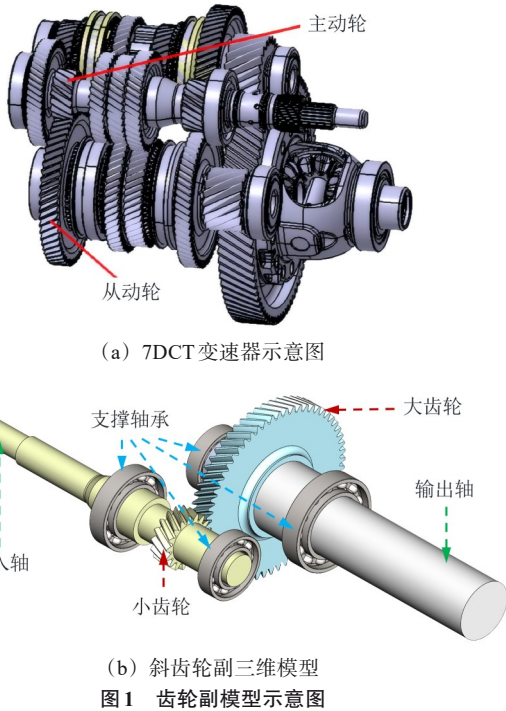


Fig. 1 Schematic diagram of gear pair model

1.2 斜齿轮副8自由度动力学模型

构建考虑摩擦力因素的8自由度斜齿轮副的平移-扭转耦合振动动力学解析模型^[26],设置接触面间摩擦因数 $\mu = 0.0128$ 。该动力学系统的广义位移阵列为

$$\delta = \{\theta_p, x_p, y_p, z_p, \theta_g, x_g, y_g, z_g\}^T \quad (1)$$

式中, θ 为齿轮的扭转角位移; x, y, z 分别为齿轮在3个方向上的线位移;下标p、g分别代表小齿轮(主动轮)、大齿轮(从动轮)。

表1 7DCT变速器一挡斜齿轮副基本参数

Tab. 1 7DCT transmission helical gear pair parameters

参数	主动轮	从动轮
模数/mm	2.1	2.1
齿数	17	60
压力角/(°)	17.5	17.5
螺旋角/(°)	29	29
齿宽/mm	16.9	16.9
变位系数	0.372 1	-0.099 4
中心距/mm	93	

图2为斜齿轮副多自由度动力学模型。图2中, ω 为轮齿转速; c 分别为轴承的支撑刚度、阻尼参数; β 为啮合角; F'_x, F'_y, F'_z 分别为动态啮合力、切向动态啮合力、轴向动态啮合力。齿轮副在 x 方向上主要承受动态摩擦力 $F_f, F_f = \mu\lambda F_y$,其中, λ 为轮齿摩擦的方向系数。

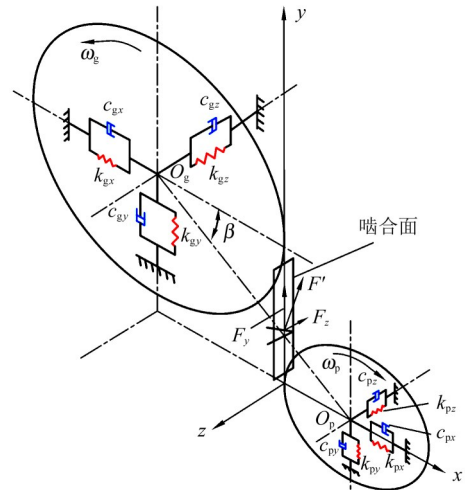


图2 斜齿轮副8自由度动力学模型

Fig. 2 Helical gear pair 8 degree of freedom dynamic model

在斜齿轮副运行时,动态啮合力各方向上分力为

$$F_y = c_m(\dot{y}_p + R_p\dot{\theta}_p - \dot{y}_g + R_g\dot{\theta}_g - \dot{e}) + k_m(y_p + R_p\theta_p - y_g + R_g\theta_g - e) \quad (2)$$

$$F_z = \tan\beta[c_m(\dot{y}_p + R_p\dot{\theta}_p - \dot{y}_g + R_g\dot{\theta}_g - \dot{e}) + k_m(y_p + R_p\theta_p - y_g + R_g\theta_g - e)] \quad (3)$$

式中, c_m, k_m 分别为齿轮啮合的时变法向阻尼、刚度; e 为法向啮合误差; R_p, R_g 分别为小齿轮、大齿轮的基圆半径。

根据牛顿第二定律,可得集中质量参数的8自由度摩擦-动力学非线性微分方程为

$$\begin{cases} I_p\ddot{\theta}_p = -T_p - F_yR_p + F_f\bar{R}_p \\ m_p\ddot{x}_p + c_{px}\dot{x}_p + k_{px}x_p = F_f \\ m_p\ddot{y}_p + c_{py}\dot{y}_p + k_{py}y_p = -F_y \\ m_p\ddot{z}_p + c_{pz}\dot{z}_p + k_{pz}z_p = F_z \\ I_g\ddot{\theta}_g = -T_g - F_yR_g + F_f\bar{R}_g \\ m_g\ddot{x}_g + c_{gx}\dot{x}_g + k_{gx}x_g = -F_f \\ m_g\ddot{y}_g + c_{gy}\dot{y}_g + k_{gy}y_g = F_y \\ m_g\ddot{z}_g + c_{gz}\dot{z}_g + k_{gz}z_g = -F_z \end{cases} \quad (4)$$

式中, m 为齿轮轴的质量; I 为转动惯量; T 为实际工况下的传递转矩; 其余参数如表 2 所示。

表 2 动力学模型中的部分参数

Tab. 2 Parameters of the dynamic model

参数	小齿轮	大齿轮
质量/kg	0.60	1.45
基圆半径/mm	19.20	67.76
节圆半径/mm	20.53	72.47
x 方向的轴承支承刚度 $k_x/(N/m)$	4.0×10^8	
y 方向的轴承支承刚度 $k_y/(N/m)$	4.0×10^8	
z 方向的轴承支承刚度 $k_z/(N/m)$	3.0×10^8	
x 方向的轴承阻尼 $c_x/(kg/s)$	2.0×10^4	
y 方向的轴承阻尼 $c_y/(kg/s)$	2.0×10^4	
z 方向的轴承阻尼 $c_z/(kg/s)$	1.5×10^4	

2 动力学模型中的参数求解方法

2.1 简化的齿面点蚀模型

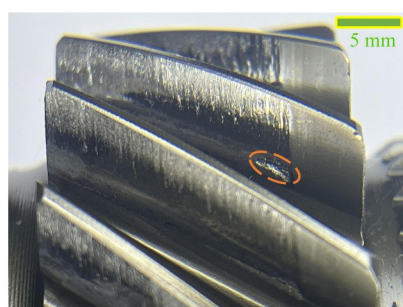
若接触表面出现点蚀凹坑, 轮齿的时变啮合刚度

k_m 、阻尼 c_m 将经历显著波动, 从而影响系统的整体振动特征输出。为了获得更接近实际工作条件下的动态响应, 需要针对动态啮合刚度、阻尼开展研究。

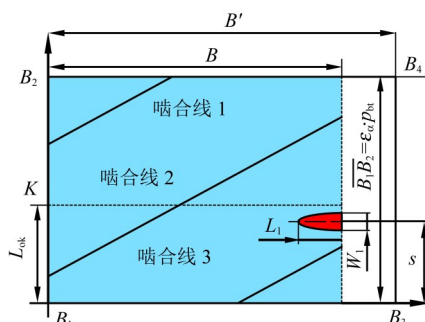
2.2 简化后的齿面点蚀模型

接触疲劳试验后, 观察到输入齿轮表面出现不规则点蚀凹坑, 如图 3(a)、图 3(d) 所示。输出齿轮保持完好, 未出现点蚀损坏。为准确模拟点蚀损坏随循环次数的演变过程, 采用不同长度、宽度的点蚀凹坑描述不同的破坏情况。

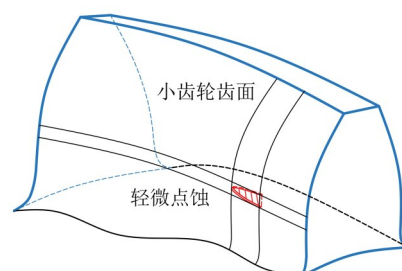
通过观察实际点蚀凹坑的形状和位置, 将点蚀简化为位于节圆附近、靠近齿根的半椭圆形凹坑。图 3(b)、图 3(e) 为简化后的轻微点蚀和严重点蚀凹坑在啮合面 (Plane of Action, POA) 上的投影形状。图 3 中, B 为实际啮合宽度; B' 为小齿轮齿宽; ε_α 为端面重合度; p_{bt} 为基圆齿距; L_{ok} 为节线与大齿轮齿顶圆间的距离。



(a) 齿面轻微点蚀



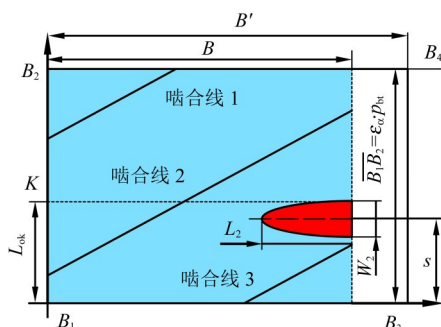
(b) 啮合面上的轻微点蚀



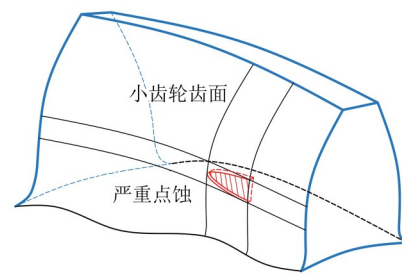
(c) 齿面轻微点蚀



(d) 齿面严重点蚀



(e) 啮合面上的严重点蚀



(f) 齿面严重点蚀

图 3 齿面点蚀状态图和简化模型

Fig. 3 Pitting state diagram and simplified model of the tooth surface

图 3(c)、图 3(f) 分别为轻微和严重点蚀故障在单个轮齿上的三维模型。随着齿轮副的循环次数增加, 点蚀凹坑的长度和宽度逐渐增大, 但认为基本形状保持不变。齿面的疲劳点蚀凹坑长度一般为 2.5~5 mm, 宽度为 1~3 mm^[27]。因此, 设置轻微点蚀的长度 $L_1 = 2.5$ mm, 宽度 $W_1 = 1$ mm, 严重点蚀的长度 $L_2 = 5.0$ mm, 宽度 $W_2 = 2$ mm。

当点蚀凹坑的尺寸小于 2 mm×6 mm 时, 其深度

不会影响计算得到的刚度结果^[28]。因此, 统一设置点蚀的深度为 0.2 mm。基于齿轮副几何参数和点蚀尺寸, 可计算出齿面的有效接触面积为 212.75 mm², 简化后轻微点蚀和严重点蚀凹坑的面积分别为 1.96、7.86 mm², 分别占总接触面积的 0.92%、3.69%。半椭圆形点蚀模型的中心点坐标为 (16.9, 4.68), 即 $S = 4.68$ 。

2.3 改进的势能法求解时变啮合刚度

齿轮副的时变啮合刚度 (Time Varying Mesh Stiffness, TVMS) 作为传动系统的关键激励源, 对系统的动态特性起到决定性因素。在采用改进的势能法 (Potential Energy Method, PEM) 评估齿轮结构刚度时, 通常将轮齿视为基圆上的变截面梁模型。根据弹性力学原理, 将啮合力所作的功转化为基体变形的弹性势能, 同时充分考虑线性弹性挠度和非线性赫兹接触效应的影响。

为了精确求解斜齿轮副的时变啮合刚度, 采用切片法原理, 将斜齿轮沿齿宽方向划分为 N 个独立切片, 每个切片的厚度为 $\Delta B = B/N$ 。当切片数目足够多时, 每个切片均可近似视为直齿轮 (重合度小于 2)。为了平衡求解精度与计算效率, 选取切片数量 $N = 100$ 。

齿轮副的啮合刚度是一个复杂的参数, 主要由弯曲刚度 k_b 、轴向压缩刚度 k_a 、剪切刚度 k_s 、赫兹接触刚度 k_h 、基体刚度 k_f 组成。基于赫兹接触理论, 当 1 对相同材料的齿轮啮合时, 赫兹接触刚度 k_h 主要取决于材料属性, 计算式为

$$k_h = \frac{\pi EL}{4(1 - \nu^2)} \quad (5)$$

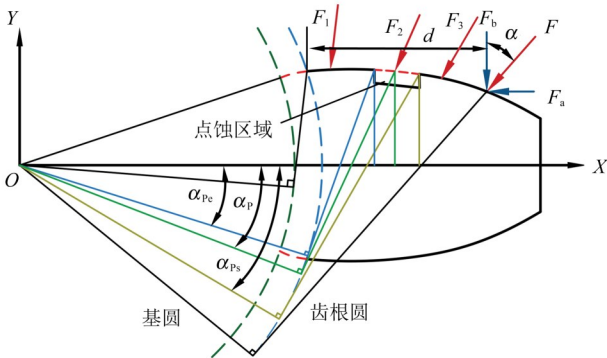
式中, E 为弹性模量; L 为齿宽; ν 为泊松比。

斜齿轮副总体时变啮合刚度 k_m 的计算式为

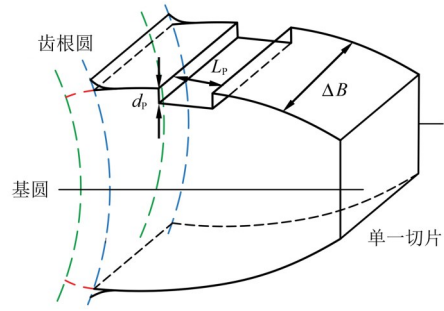
$$k_m = \sum_{i=p,g} \frac{1}{k_{h,i} + k_{b,i} + k_{a,i} + k_{s,i} + k_{f,i}} \quad (6)$$

使用切片法计算刚度时, 每个切片上的点蚀凹坑形状需要依次评估。图 4 所示为点蚀状态下的轮齿横截面切片模型。图 4 中, L_p 、 d_p 分别为点蚀凹坑的宽度、深度; α_{ps} 、 α_{pe} 分别为点蚀故障开始、结束位置的角度; F 为施加在表面的接触力, F_a 、 F_b 分别为其在 x 、 y 方向上的分力。

当 F 作用位置不同时, 此切片上的刚度计算式不同。当接触力位于 F_1 区域时, 其与垂直方向的夹角 α 满足 $\alpha \leq \alpha_{pe}$, 此时的刚度可以使用健康状态下的刚度计算式求解。当接触力位于 F_2 区域, 且 $\alpha_{pe} < \alpha < \alpha_{ps}$ 时, 可认为 2 个轮齿之间没有接触, 切片上刚度为 0。当接触力位于 F_3 区域且 $\alpha_{ps} \leq \alpha$ 时, 点蚀轮齿时变啮合刚度求解计算式参考文献 [16]。



(a) 二维截面切片模型



(b) 三维横截面切片模型

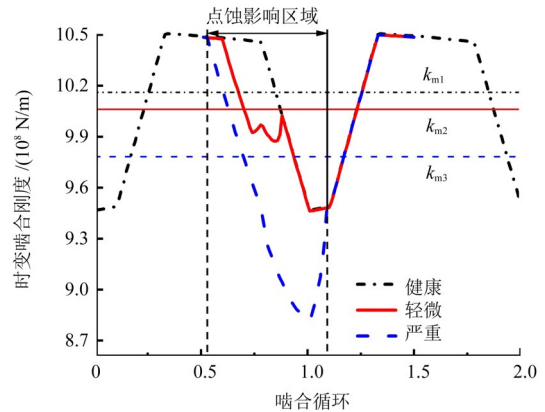
图 4 点蚀切片模型

Fig. 4 Pitting slicing model

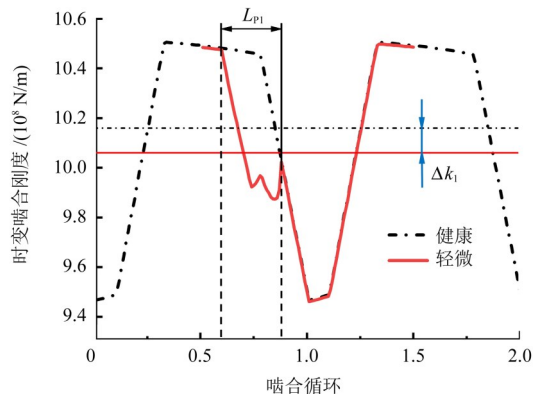
2.4 时变啮合刚度计算结果和有限元验证

在 Matlab 软件中, 计算斜齿轮副在健康状态、轻微点蚀状态和严重点蚀状态下的时变啮合刚度, 结果如图 5 所示。图 5 中, 横坐标为时变啮合刚度循环次数, 经历 1 次啮合刚度循环, 小齿轮转过的角度为 $360^\circ/z_1$; 纵坐标为齿轮副的时变啮合刚度。

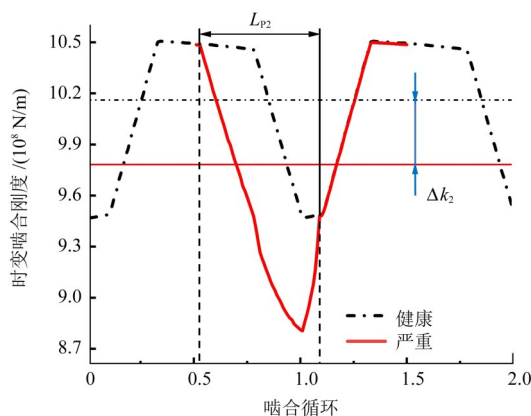
健康状态下的齿轮表面不存在点蚀坑, 其时变啮合刚度呈现为周期性变化的曲线, 如图 5(a) 中的点划线所示。当齿面出现轻微点蚀时, 点蚀凹坑的存在直接影响接触力的分布和变截面梁的截面积与极惯性矩, 进而导致时变啮合刚度数值发生变化, 如图 5(a) 中的实线所示。当点蚀面积进一步扩大, 逐渐演变为严重点蚀时, 刚度出现明显的下降趋势, 其变化规律如图 5(a) 中的虚线所示。



(a) 3 种点蚀状态下啮合刚度对比



(b) 健康和轻微点蚀状态下啮合刚度对比



(c) 健康和严重点蚀状态下啮合刚度对比

图 5 势能法刚度计算结果对比

Fig. 5 Comparison of PEM results of TVMS

图 5 中, k_{m1} 、 k_{m2} 、 k_{m3} 分别为 3 种状态下时变啮合刚度平均值; Δk_1 、 Δk_2 为刚度的差值; L_{p1} 、 L_{p2} 为点蚀区域影响的刚度范围。参数的具体数值如表 3 所示。

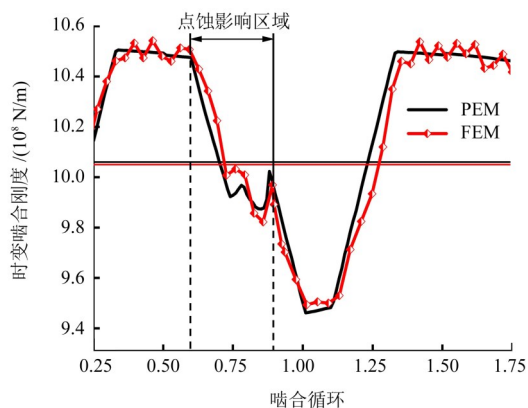
表 3 势能法刚度计算结果

Tab. 3 Potential energy method stiffness results

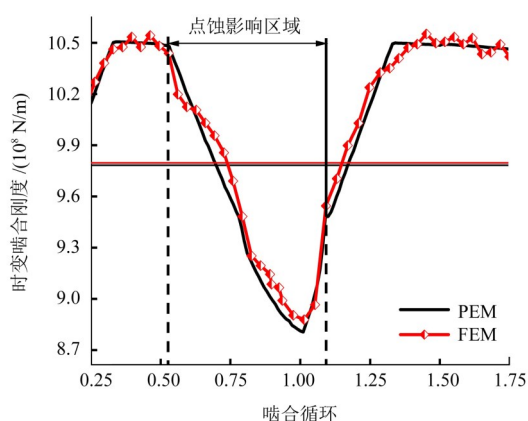
参数	健康状态	轻微点蚀	严重点蚀
平均刚度 $k_m/(N/m)$	10.16×10^8	10.06×10^8	9.78×10^8
刚度差值 $\Delta k/(N/m)$	—	0.99×10^7	0.38×10^8
影响范围/%	—	0.98	5.37

针对健康状态、轻微点蚀状态、严重点蚀状态下的斜齿轮副的时变啮合刚度使用有限元方法 (Finite Element Method, FEM) 计算时变啮合刚度。斜齿轮副基体的材料为 20MnCrS5, 故其弹性模量设置为 210 GPa, 泊松比设置为 0.278; 为保证仿真的精度, 正常轮齿使用 C3D8R 网格划分, 存在点蚀的轮齿使用 C3D4 网格划分。设置仿真工况: 主动轮提供一定的转速, 带动从动轮旋转, 同时在从动轮上施加负载 811.76 N·m, 与试验运行工况一致。

有限元模拟结果和势能法的计算结果的对比如图 6 所示。进行数值计算时, 通常将齿轮视为刚体, 而有限元法求解时考虑齿轮基体的变形和实际接触线长度, 故有限元法计算得到的刚度与势能法的结果之间存在一定的误差, 但是总体在可接受范围内。



(a) 轻微点蚀状态下势能法和有限元法结果对比



(b) 严重点蚀状态下势能法和有限元法结果对比

图 6 势能法和有限元法计算结果对比

Fig. 6 Comparison of PEM and FEM results of TVMS

3 动力学模型分析与试验对比

3.1 斜齿轮副试验台架介绍

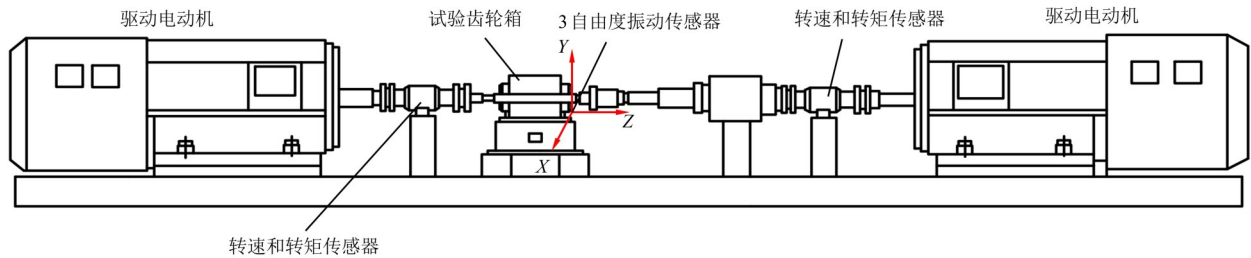
为验证动态模型的准确性, 搭建起专用的斜齿轮副接触疲劳动力循环试验台, 其原理图和实物图分别如图 7(a)、图 7(b)、图 7(c) 所示。该试验台驱动电动机的最大输出转矩为 420 N·m, 最高转速为 6 000 r/min。齿轮箱中的润滑油的温度通过闭环恒温控制系统保持在 80 °C 左右。在试验中, 将斜齿轮副安装在齿轮箱中, 设置工况为: 恒转速为 2 500 r/min, 恒转矩为 230 N·m。使用 LMS Test Lab 17A 实时采集轴承端盖处多个方向上的振动信息并保存。为监测表面疲劳损伤程度和粗糙度的变化, 每运行 2 h 停机检查 1 次。

3.2 仿真结果与试验结果对比分析

基于斜齿轮副的试验转速, 可以计算出其啮合频率 (Tooth Mesh Frequency, TMF) $f_m = 708.4$ Hz, 啮合产生的冲击周期为 0.024 s, 输入轴的转动频率 f_s 为 41.7 Hz。

以这一啮合频率作为关键特征基频, 即 $f_m = f_1$ 。进一步地, 可推导出基频的多倍频成分: 二倍频 $f_2 = 1 416.9$ Hz, 三倍频 $f_3 = 2 125.3$ Hz, 四倍频 $f_4 = 2 833.7$ Hz, 五倍频 $f_5 = 3 541.2$ Hz。

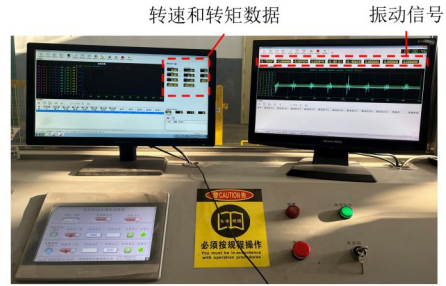
动力学模型求解得到的振动加速度为齿轮副的振动, 而安装在齿轮箱体上的加速度传感器采集到的振动信号为轴承端盖的输出加速度值, 两者之间存在一定的差异。为保证分析的可靠性, 通过快速傅里叶变换将理论和试验得到的时域加速度信号转换为频域信号, 进一步排除无用信息对结果的影响。同时对理论求解得到的加速度幅值进行无量纲化, 选取加速度幅值的极值作为基准, 将其无量纲化为 1, 随后以此标准对其他时间点的加速度幅值进行相应转换。图 8 所示为斜齿轮副健康状态下频域的理论 and 试验结果。



(a) 专用试验台架结构原理图



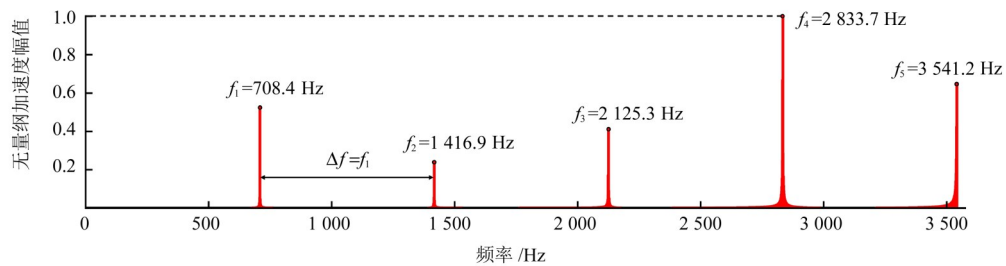
(b) 专用试验台架实物图



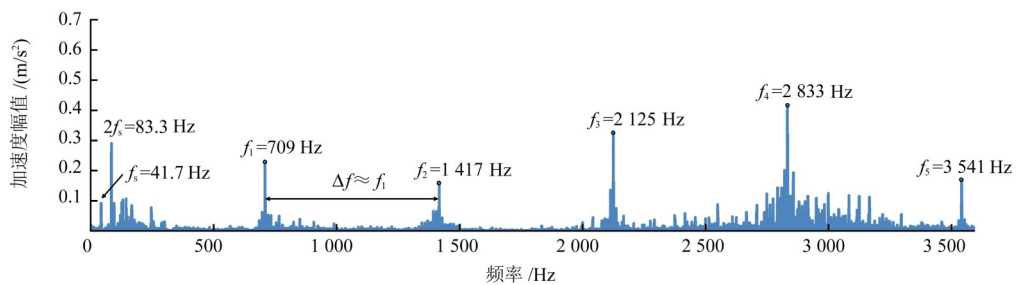
(c) 试验台架数据中心

图7 斜齿轮副接触疲劳动力循环试验台

Fig. 7 Helical gear sub contact fatigue power cycle test rig



(a) 健康状态下的频域求解结果



(b) 健康状态下的频域试验结果

图8 健康状态下的动力学仿真与试验结果

Fig. 8 Dynamic simulation and test results in healthy state

对比之下,二者基频和各倍频的频率误差维持在 0.7 Hz 以内,远低于啮合频率与转频。当斜齿轮副处于健康状态时,理论预测的振动加速度集中于基频及多倍频谐波处,且各谐波间无边频带现象。试验结果基频与倍频的分布规律与理论结果基本一致。由于实际试验环境中存在随机扰动,导致各谐波附近出现了轻微的边频带。这些边频带内的频率幅值相近,同时未显现出明显的故障特征频率。此外,该理论模型对于低频信号的分析能力有限,无法模拟出转频附近的振动特征,这主要是由于构建模型时,未考虑如主、

从动齿轮的齿距累计误差,转轴的几何偏心和质量偏心等轴频激励因素所致的。

图9所示为斜齿轮副轻微点蚀状态下频域的理论结果与试验结果。当啮合齿面出现轻微点蚀时,在时域中,加速度会呈现出周期性的冲击。模型求解结果[图9(a)]中,频谱中出现均匀分布的故障特征频率带,每个故障频率的间隔为 41.7 Hz ,与轴的旋转频率 f_s 一致。图9(b)中,基频的倍频之间同样出现了明显的边频带,其间隔频率为输入轴转频 f_s 。在三倍频 f_3 和四倍频 f_4 之间的特征频率较明显。剔除频率 $f_4 - f_s$

和 $f_4 - 7f_s$ 后,理论振动幅值的分布规律与试验结果接近。试验得到的故障特征频率幅值极值出现在 $f_4 + 4f_s$

处。在四倍频 f_4 和五倍频 f_5 之间以及频率 $f_4 + 4f_s$ 和 $f_4 + 7f_s$ 处,模型的振动幅值与试验结果之间的差异较大。

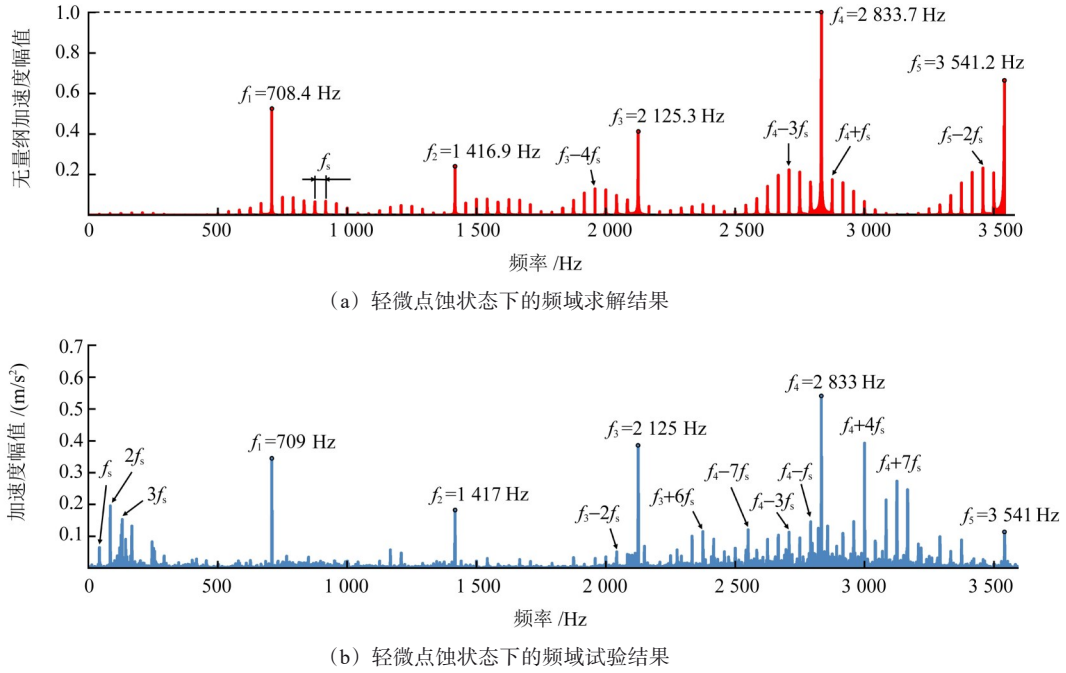


图9 轻微点蚀状态下的动力学仿真与试验结果

Fig. 9 Dynamic simulation and test results in slight pitting state

图10所示为斜齿轮副严重点蚀状态下频域的理论结果与试验结果。当啮合齿面轻微点蚀逐渐演化为严重点蚀时,时域中的周期性冲击进一步加剧。在频域中,模型求解结果[图10(a)]中,频谱中的大部分故障特征频率无量纲幅值增大,而二倍频 f_2 、三倍频 f_3 的无量纲幅值有所降低。各故障特征频率之间的间隔仍然为转频 f_s 。在试验结果[图10(b)]中,各故障

特征频率之间的变化规律与理论结果相似。在三倍频 f_3 与四倍频 f_4 之间,动力学模型结果与试验结果的具有较好的一致性。试验得到的故障特征频率幅值极值出现在 $f_4 + 4f_s$ 处。理论结果与试验结果在四倍频和五倍频之间的差异较大,无法模拟出频率 $f_4 + 4f_s$ 处的故障特征频率幅值。

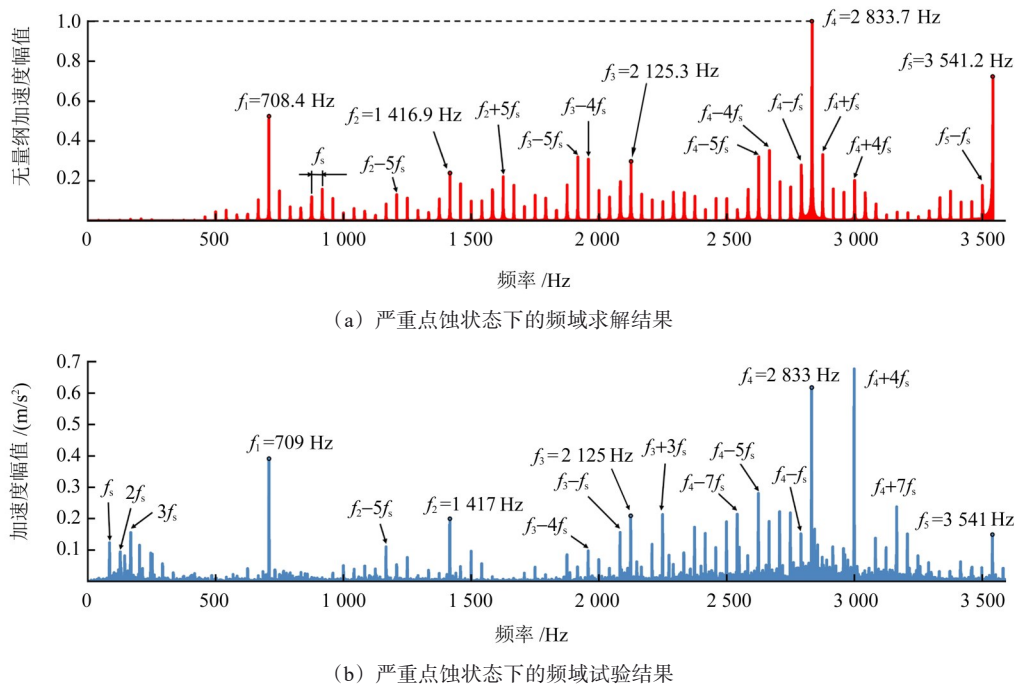


图10 严重点蚀状态下的动力学仿真与试验结果

Fig. 10 Dynamic simulation and test results in severe pitting state

4 结论

探究了服役斜齿轮表面点蚀故障对系统时变啮合刚度及动态响应的影响。通过理论分析和试验验证,分析了点蚀程度对于时变啮合刚度,时域与频域内振动响应,以及故障特征频率的影响。得出以下主要结论:

1)利用改进后的势能法和有限元方法求解出了健康、轻微点蚀、严重点蚀3种状态下斜齿轮副的时变啮合刚度。健康状态下的时变啮合刚度呈周期性变化;轻微点蚀的存在影响接触力的分布和变截面梁的截面积与极惯性矩,进而导致时变啮合刚度发生变化;随着点蚀扩展至严重点蚀,刚度出现明显的下降趋势。

2)建立了8自由度非线性动力学模型,获得了时域和频域的振动加速度响应,并与试验结果进行对比。在时域上,随着点蚀程度加深,加速度出现周期性的冲击。在频域上,理论结果和试验结果的基频及倍频的频率基本一致。随着点蚀坑面积扩大,各倍频之间出现以转频为间隔的故障特征边频带。其中,理论结果和试验结果中的三倍频与四倍频之间的边频带的分布规律具有较好的一致性,验证了理论模型的可靠性。

参考文献(References)

- [1] 陈勇,臧立彬,巨东英,等. 高强度汽车齿轮表面强化技术的研究现状和发展趋势[J]. 中国表面工程,2017,30(1):1-15.
CHEN Yong, ZANG Libin, JU Dongying, et al. Research status and development trend on strengthening technology of high strength automobile gear surface[J]. China Surface Engineering, 2017,30(1):1-15. (In Chinese)
- [2] WU J T, YANG Y, CHENG J S. A novel estimation method of friction coefficient for evaluating gear pitting fault[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 129: 105715.
- [3] 邹家生,许峰,卢龙. 齿轮表面改性技术研究现状[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版),2009,23(2):113-116.
ZOU Jiasheng, XU Feng, LU Long. The status quo of gear surface modification technology[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2009, 23(2): 113-116. (In Chinese)
- [4] 刘怀举,张博宇,朱才朝,等. 齿轮接触疲劳理论研究进展[J]. 机械工程学报,2022,58(3):95-120.
LIU Huaiju, ZHANG Boyu, ZHU Caichao, et al. State of art of gear contact fatigue theories[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(3): 95-120. (In Chinese)
- [5] 陈勇,李金锴,臧立彬,等. 疲劳点蚀斜齿轮动力学仿真预测与故障识别试验研究[J]. 机械工程学报,2021,57(9):61-70.
CHEN Yong, LI Jinkai, ZANG Libin, et al. Dynamic simulation and experimental identification for fatigue pitting helical gear fault[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(9): 61-70. (In Chinese)
- [6] ZHANG X J, FANG Z D, YIN X M, et al. Transform of parameter and teeth surface modification for non-standard planetary spur gear train with X-gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2023, 237(2): 279-289.
- [7] 王征兵,师陆冰,陈超,等. 斜齿轮及断齿故障下时变啮合刚度计算与齿间载荷分配研究[J]. 机械强度,2023,45(2):350-356.
WANG Zhengbing, SHI Lubing, CHEN Chao, et al. Study on mesh stiffness calculation and load distribution among teeth of helical gear pair and under broken tooth fault[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(2): 350-356. (In Chinese)
- [8] CAI Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair)[J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117(3): 460-469.
- [9] SHENG L C, XU M C, SUN Q, et al. Nonlinear dynamics analysis of gear transmission system considering tooth surface friction and thermal deformation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2023, 237(2): 220-235.
- [10] WAN Z G, CAO H R, ZI Y Y, et al. Mesh stiffness calculation using an accumulated integral potential energy method and dynamic analysis of helical gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92: 447-463.
- [11] FENG M J, MA H, LI Z W, et al. An improved analytical method for calculating time-varying mesh stiffness of helical gears[J]. Meccanica, 2018, 53(4): 1131-1145.
- [12] LUO Y, BADDOUR N, LIANG M. A shape-independent approach to modelling gear tooth spalls for time varying mesh stiffness evaluation of a spur gear pair[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 120: 836-852.
- [13] CHEN K K, MA H, CHE L Y, et al. Comparison of meshing characteristics of helical gears with spalling fault using analytical and finite-element methods[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121: 279-298.
- [14] WANG Q B, XU K, HUAI T S, et al. A mesh stiffness method using slice coupling for spur gear pairs with misalignment and lead crown relief[J]. Applied Mathematical Modelling, 2021, 90: 845-861.
- [15] MENG Z, WANG F L, SHI G X. A novel evolution model of pitting failure and effect on time-varying meshing stiffness of spur gears[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 120: 105068.
- [16] OUYANG T C, WANG G, CHENG L, et al. Comprehensive diagnosis and analysis of spur gears with pitting-crack coupling faults[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 176: 104968.
- [17] MENG F S, XIA H, ZHANG X, et al. A new tooth pitting modeling

- method based on matrix equation for evaluating time-varying mesh stiffness[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2022, 142: 106799.
- [18] SUN Z, TANG J Y, CHEN S Y, et al. Dynamical modeling and characteristics analysis of tooth spalling in gear system with weight reduction structure [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 189: 105429.
- [19] WAN Z G, CAO H R, ZI Y Y, et al. An improved time-varying mesh stiffness algorithm and dynamic modeling of gear-rotor system with tooth root crack[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 42: 157-177.
- [20] WANG Y N, WANG H, LI K Y, et al. An analytical method to calculate the time-varying mesh stiffness of spiral bevel gears with cracks[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 188: 105399.
- [21] LUO Y, BADDOUR N, LIANG M. Dynamical modeling and experimental validation for tooth pitting and spalling in spur gears [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 119: 155-181.
- [22] 刘睿, 陈勇, 李光鑫, 等. 斜齿轮疲劳点蚀故障动力学仿真与诊断研究[J]. *机械强度*, 2023, 45(5): 1050-1057.
- LIU Rui, CHEN Yong, LI Guangxin, et al. Dynamic simulation and diagnosis of fatigue pitting fault of helical gear[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2023, 45(5): 1050-1057. (In Chinese)
- [23] HU A J, LIU S X, XIANG L, et al. Dynamic modeling and analysis of multistage planetary gear system considering tooth crack fault [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2022, 137: 106408.
- [24] MOHAMMED O D. Crack detection of a modified high contact ratio gear[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2023, 152: 107493.
- [25] 刘怀举, 张洪春, 魏沛堂, 等. 高性能齿轮传动数据库软件设计与开发[J]. *计算机集成制造系统*, 2023, 29(8): 2513-2523.
- LIU Huaiju, ZHANG Hongchun, WEI Peitang, et al. Design and development of high performance gear transmission database software [J]. *Computer Integrated Manufacturing Systems*, 2023, 29(8): 2513-2523. (In Chinese)
- [26] 徐凡, 刘文斌, 张海波, 等. 含摩擦的风电齿轮传动系统非线性动力学分析[J]. *机械传动*, 2023, 47(10): 31-42.
- XU Fan, LIU Wenbin, ZHANG Haibo, et al. Nonlinear dynamics analysis of the wind turbine gear transmission system considering friction effect [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(10): 31-42. (In Chinese)
- [27] ZANG L B, CHEN Y, HOU W J, et al. Effect of manganese phosphate conversion coating with different crystal sizes on fatigue life of 20MnCrS5 steel helical gears[J]. *Tribology International*, 2023, 186: 108622.
- [28] MENG Z, PANG X S, HAO G Q, et al. A novel analytical model for evaluating the time-varying meshing stiffness of helical gears under irregular pitting failure[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2023, 93(10): 3775-3795.

Dynamic simulation and test research on fatigue pitting failure of helical gear pairs

PU Xiangrun¹ CHEN Yong² LI Guangxin¹ LI Anhe¹ HE Bolin¹

(1. Tianjin Key Laboratory of New Vehicle Power Transmission and Safety Technology, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: [Objective] Pitting corrosion on tooth surfaces is a primary failure mode in helical gear contact fatigue, significantly affecting the operational stability of gear systems. This study aims to investigate the influence of pitting severity on vibration characteristics. [Methods] Firstly, a multi-degree-of-freedom nonlinear dynamic model of a helical gear pair was established. Secondly, based on the actual pitting morphology and location, the time-varying mesh stiffness under varying degrees of pitting was analyzed using an improved potential energy method combined with the finite element method. Finally, this crucial parameter was incorporated into the dynamic model to simulate vibration responses in both time and frequency domains, ranging from mild to severe pitting conditions. [Results] The simulation results show a great agreement with the test data in terms of fundamental frequency harmonics, fault characteristic frequencies, and sideband distributions. These findings provide a foundation and technical basis for the fault diagnosis and health prognosis of helical gear pairs.

Key words: Helical gear; Tooth pitting; Multi-degree-of-freedom; Dynamic model; Contact fatigue test

Corresponding author: CHEN Yong, E-mail: chen Yong1585811@163.com

Fund: National Key Research and Development Plan of China (2018YFE0207000)

Received: 2024-07-04

(编辑:李立)