DOI: 10.3901/JME.2021.09.061

疲劳点蚀斜齿轮动力学仿真预测与故障识别试验研究*

陈勇¹ 李金锺¹ 臧立彬¹ 刘意气² 毕旺洋¹ 杨小鹏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. 浙江吉利动力总成有限公司 宁波 315800)

摘要: 斜齿轮是汽车变速器的核心传动零部件, 齿面点蚀是影响汽车变速器传动平稳与可靠性的主要故障形式之一。通过冲击函数法, 接触线百分比法和齿轮系统动力学理论, 建立了不同点蚀类型的斜齿轮系统动力学模型, 分析了点蚀斜齿轮系统的动态响应。同时, 通过齿轮疲劳点蚀试验, 获得了不同点蚀程度齿轮振动加速度信号, 并通过快速傅里叶变换(Fast Fourier transformation, FFT)分析, 得到了不同点蚀程度对齿轮振动加速度的时域和频域特征变化规律, 验证了动力学模型的准确性。结果表明, 运用动力学方法分析斜齿轮系统动态响应可以对斜齿轮点蚀程度和点蚀形式进行预测和识别。

关键词: 斜齿轮; 点蚀; 动力学; 动态响应

中图分类号: TH132

Dynamic Simulation and Experimental Identification for Fatigue Pitting Helical Gear Fault

CHEN Yong¹ LI Jinkai¹ ZANG Libin¹ LIU Yiqi² BI Wangyang¹ YANG Xiaopeng¹

(1. Tianjin Key Laboratory of Power Transmission and Safety Technology for New Energy Vehicles,

Hebei University of Technology, Tianjin 300130;

2. Zhejiang Geely Powertrain Co. Ltd, Ningbo 315800)

Abstract: Helical gears are the core components of automobile transmissions, and tooth pitting is one of the main failure forms that affect the transmission stability and reliability of automobile transmissions. Based on the impact function method, contact line percentage method and gear system dynamics theory, the dynamic model of helical gear system with different pitting types is established. The dynamic response of pitting helical gear system is analyzed. At the same time, through the gear fatigue pitting test, vibration acceleration signals of gears with different pitting degrees are obtained. The time and frequency domain characteristics of different pitting degrees on gear vibration acceleration are obtained through FFT analysis. Thus, the accuracy of the dynamic model is verified. The results show that the dynamic response of the helical gear system can be used to predict and identify the pitting degree and form of the helical gear.

Key words: helical gear; pitting; dynamics; dynamic response

0 前言

齿轮是机械传动中的关键零部件, 具有运行寿命长, 传动平稳、机械效率高、传动比恒定且传动范围大等特点^[1], 尤其在汽车动力传递过程中, 起着关键的作用。在齿轮动力传递过程中, 通常处于

交变冲击载荷, 服役环境复杂, 齿面疲劳点蚀是变速器齿轮故障的主要形式^[2-3]。一旦齿轮发生疲劳点蚀故障, 会影响动力传递的性能和可靠性, 并带来振动噪声问题。通过斜齿轮疲劳点蚀的预测和识别研究, 及时发现识别齿轮的点蚀故障, 具有重要的意义。

近年来, 国内外学者对齿面点蚀故障进行了不同深度的研究, 文献[4]建立了带有齿裂和剥落破坏的齿轮系统动力学模型, 通过数值模拟研究了破坏对齿轮啮合刚度和动力响应的影响。文献[5]提出了

* 国家重点研发计划(2018YFE0207000)、国家留学基金委(201906700014)和河北省全职引进高端人才资助项目。20200623 收到初稿, 20201210 收到修改稿

一种分析方法来量化由于三种常见的轮齿缺陷(裂纹,剥落和断齿)导致的啮合刚度降低,并利用解析模型得出的解析啮合刚度,计算出包括 12 个自由度的齿轮箱模型的动力响应,并识别出单齿故障的动力响应。文献[6]用有限元方法分析单个椭圆形凹坑对齿轮啮合刚度的影响。文献[7]建立了具有剥落缺陷和时变啮合刚度的直齿轮副动力学模型,以研究剥落缺陷对啮合刚度和动态响应的影响。文献[8]用势能方法分析评估行星齿轮组发生裂纹故障时,对啮合刚度的影响。文献[9]通过对 6 自由度齿轮动力学模型进行固有频率和时频分析,来进行齿轮裂纹故障的检测。文献[10]通过搭建直齿轮副的动力学模型,来研究齿向误差对齿轮的动态响应。文献[11]对直齿轮矩形剥落进行建模,并分别研究剥落宽度,剥落长度和剥落位置对啮合刚度的影响。文献[12]提出考虑滑移摩擦的计算方法,计算了不同剥落形状,大小和位置的直齿轮时变啮合刚度。文献[13]通过结合时变滑动摩擦力和啮合刚度,建立了六自由度斜齿轮分析模型,并通过带有剥落缺陷的斜齿轮副实例模拟了动态特性。文献[14]通过建立基于 ADAMS/MATLAB 的风力发电机齿轮仿真模型,研究了正常齿轮和断齿齿轮的故障特性。文献[15]通过建立单级齿轮传动系统六自由度啮合耦合型动力学模型,对含故障齿轮系统动力学行为进行了分析。文献[16]推导了行星轮系正常、裂纹及剥落三种情况下的时变啮合刚度算法,考虑振动传递路径时变效应的影响,建立了相应的动力学模型,求解得到行星轮系正常、裂纹及剥落时的动态响应,并分析了它们的频谱特性。文献[17]开发了一种加窗和映射策略,可以提取行星齿轮的单个裂齿产生的故障特征,并通过比较行星齿轮所有齿的信号之间的差异来评估行星齿轮的健康状况。文献[18]研究了齿面点蚀扩展对时变啮合刚度,齿轮箱动力学和振动特性的影响,并揭示了点蚀故障现象。文献[19]建立含齿根裂纹故障的齿轮系统多自由度力学模型,基于动力学方法对其故障机理进行研究。文献[20]提出一种新的齿根裂纹啮合刚度计算方法,来反映齿轮裂纹故障特征大小。根据以上研究发现,对于齿轮疲劳点蚀动力学研究大多集中在直齿轮和点蚀故障对啮合刚度的影响,较少分析斜齿轮和斜齿轮系统动态响应。根据斜齿轮系统动态响应对斜齿轮不同点蚀程度和不同点蚀形式预测和诊断研究,国内外研究也较少。

针对不同形式的斜齿轮疲劳点蚀故障预测和识别问题,本文通过冲击函数法和齿轮接触线百分比法,建立不同点蚀程度的斜齿轮动力学模型,分别

对不同点蚀程度的齿轮动态特性进行研究,获得了不同点蚀程度对斜齿轮系统的动态响应;进行疲劳点蚀试验,利用振动加速度传感器采集斜齿轮振动加速度信号,并通过 FFT 对振动加速度信号进行处理,得到了不同点蚀程度齿轮对振动加速度的动态响应,验证动力学方法的准确性;建立不同点蚀形式的斜齿轮动力学模型,对比分析麻点剥落形式和大面积剥落形式对斜齿轮系统的动态响应。研究结果为斜齿轮疲劳点蚀故障预测和识别提供了参考依据。

1 点蚀齿轮动力学模型

1.1 理论模型

计算接触力有两种不同方法,一种是冲击函数法,另一种是补偿法。本文根据实际工况,采用冲击函数法。冲击函数法是以赫兹弹性接触理论为基础计算接触力,其接触力分为两部分,弹性力和阻尼力。接触力函数表达式^[21]为

$$F_n = k \cdot \delta + \text{step}(\delta, 0, 0, d, c) \cdot \frac{d\delta}{dt} \quad (1)$$

式中, F_n 为法向接触力; k 为接触刚度系数; δ 为接触点的穿透深度; $\text{step}(\cdot)$ 为阶跃函数; d 为最大允许互相穿透深度; c 为阻尼系数; $\frac{d\delta}{dt}$ 为接触点的穿透运动速度。

斜齿轮的接触刚度系数计算公式为

$$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E \quad (2)$$

式中, R 为综合曲率半径, E 为综合弹性模量。

根据 HERTZ 接触理论,接触点的穿透深度为

$$\delta = \left(\frac{9P^2}{16RE^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

式中, P 为接触点的载荷。

式中,综合曲率半径计算公式为

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (4)$$

斜齿轮的曲率半径计算公式为

$$R_1 = \frac{d_1 \cos \alpha_t \cdot \tan \alpha_{t1}}{2 \cos \beta_b} \quad (5)$$

$$R_2 = i \cdot R_1 \quad (6)$$

式中, d_1 为主动轮分度圆直径; α_t 为齿轮端面分度

圆压力角; α_{t1} 为齿轮节圆压力角, β_b 为齿轮基圆螺旋角; i 为齿轮传动比。

综合弹性模量计算公式为

$$E = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (7)$$

式中, ν_1 、 ν_2 为两斜齿轮材料的泊松比; E_1 、 E_2 为两斜齿轮材料的弹性模量。

在啮合过程中, 通过计算单对轮齿接触线长占多对齿接触线总长的百分比, 来计算单个齿面的载荷^[22]。

图 1 理论啮合平面接触线长

根据不同齿轮的端面重合度 ε_α 与轴向重合度 ε_β , 接触线长度计算可分为以下两种情况, 如图 1 所示。设 $t=0$ 时刻, 第一条接触线啮入, 用 $l(1,t)$ 表示该接触线在任意 t 时刻的长度, 由几何关系得^[23]: 当 $\varepsilon_\alpha \leq \varepsilon_\beta$ 时

$$l(1,t) = \begin{cases} \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} \cdot \frac{t}{T_m} & 0 \leq \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\alpha \\ \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} \cdot \varepsilon_\alpha & \varepsilon_\alpha < \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\beta \\ \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} (\varepsilon_\gamma - \frac{t}{T_m}) & \varepsilon_\beta < \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\gamma \\ 0 & \varepsilon_\gamma < \frac{t}{T_m} < \text{ceil}(\varepsilon_\gamma) \end{cases} \quad (8)$$

当 $\varepsilon_\alpha > \varepsilon_\beta$ 时

$$l(1,t) = \begin{cases} \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} \cdot \frac{t}{T_m} & 0 \leq \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\beta \\ \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} \cdot \varepsilon_\beta & \varepsilon_\beta < \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\alpha \\ \frac{p_{bt}}{\sin \beta_b} (\varepsilon_\gamma - \frac{t}{T_m}) & \varepsilon_\alpha < \frac{t}{T_m} \leq \varepsilon_\gamma \\ 0 & \varepsilon_\gamma < \frac{t}{T_m} < \text{ceil}(\varepsilon_\gamma) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $T_m = p_{bt}/v_b$ 为啮合周期, $\text{ceil}(\varepsilon_\gamma)$ 为大于 ε_γ 的最小整数。

根据啮合的周期性, 第 i 条接触线在任意 t 时刻的长度可表示为

$$l(i,t) = l[1, t + (i-1)T_m] \quad (10)$$

令 $M = \text{ceil}(\varepsilon_\gamma)$, 则在任意 t 时刻接触线总长为

$$L(t) = l(1,t) + l(2,t) + \dots + l(M,t) = \sum_{i=1}^M l(i,t) \quad (11)$$

图 2 疲劳点蚀齿轮啮合过程接触线变化

出现疲劳点蚀故障的齿轮在啮合接触齿面最直接的影响是斜齿轮接触线长度发生改变。疲劳点蚀故障斜齿轮接触线在理论啮合面上的变化如图 2 所示, 斜齿轮在啮合过程中, 疲劳点蚀缺陷长度和啮合接触线长度在啮合线方向都是时变的, 所以含有疲劳点蚀故障斜齿轮接触线时变长度为

$$l(gp,t) = l(i,t) - l(p,t) \quad (12)$$

式中, $l(gp,t)$ 为疲劳点蚀故障斜齿轮接触线时变长度; $l(p,t)$ 为疲劳点蚀缺陷在接触线方向的时变长度。

根据接触线长百分比法, 第 1 对接触齿承受的齿面载荷可表示为

$$F(1,t) = F_n \cdot \frac{l(1,t)}{L(t)} \quad (13)$$

式中, F_n 为多对齿承受的法向载荷。

根据齿轮啮合过程中对应的运动参数进行分

析,对齿轮故障进行判断^[24]。由动力学原理可知,斜齿轮接触力^[25]是预测齿轮疲劳点蚀故障的重要依据,可以通过对其分析,来评价疲劳点蚀故障的严重程度。

1.2 仿真模型与计算案例

1.2.1 案例参数

研究选取某七档双离合自动变速器一档齿轮系统为研究对象。斜齿圆柱齿轮参数如表 1 所示。

表 1 斜齿圆柱齿轮具体参数

名称	齿数	模数/mm	压力角/(°)	螺旋角/(°)	齿宽/mm
主动轮	17	2.1	17.5	29	19.8
从动轮	60	2.1	17.5	29	16.9

根据斜齿轮参数,建立的斜齿轮三维装配模型导入动力学分析软件中。根据斜齿轮啮合传动关系,通过转动副、接触副对两个斜齿圆柱齿轮进行运动约束,对主动齿轮沿轴线的转动副施加驱动,转速为 2 500 r/min,从动齿轮沿轴线的转动副施加反向的扭矩负载,扭矩为 882.35 N·m。所建立的斜齿圆柱齿轮动力学仿真模型如图 3 所示。

图 3 斜齿圆柱齿轮动力学仿真模型

根据材料的特性对接触力进行计算,斜齿轮的材料特性如表 2 所示。

表 2 斜齿圆柱齿轮的材料特性

材料种类	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比
20MnCrS5	7 840	210	0.278

1.2.2 不同点蚀类型的齿轮动力学模型

图 4 为不同点蚀类型的齿轮动力学模型,点蚀位置为节线附近。其中,轻微点蚀尺寸是长轴为 5 mm,短轴为 1 mm 的椭圆面积;严重点蚀尺寸是长轴为 10 mm,短轴为 2 mm 的椭圆面积;麻点形式点蚀尺寸是 3 个直径 2 mm 的圆形面积;点蚀深度均为 0.2 mm。

(a) 正常齿轮

(b) 轻微点蚀

(c) 严重点蚀

(d) 麻点形式点蚀

图 4 不同点蚀类型齿轮模型

2 齿轮疲劳点蚀试验

2.1 试验方法

为了验证点蚀故障斜齿轮动力学模型的准确性,通过与动力学模型相对应的疲劳点蚀试验来验证。采用两电机齿轮疲劳试验台对一档齿轮系统进行疲劳试验,如图 5 所示。试验运行工况与仿真相同,输入转速 2 500 r/min 和扭矩 250 N·m,采用喷油润滑方式,通过齿轮箱上观测孔定期检查齿轮点蚀情况。

图 5 齿轮接触疲劳试验台

2.2 故障信号采集

图 6 所示为试验用减速箱, 三向振动加速度传感器分别布置于齿轮箱输入轴与输出轴的轴承端盖位置。在试验运行过程中, 利用 LMS Test. lab 数据采集系统对齿轮运行过程中的振动信号进行实时监测采集, 设置采样频率 8 000 Hz。试验过程中, 每隔半小时停机通过观察窗检查齿轮表面点蚀情况(图 7)。

图 6 齿轮疲劳试验减速箱

(a) 正常

(b) 轻微点蚀

(c) 严重点蚀

图 7 不同点蚀程度的试验齿轮

2.3 数据处理

对振动加速度信号进行处理, 在时域上, 通过对振动幅值和周期进行分析; 在频域上, 运用 FFT 的算法, 对振动加速度信号频域中峰值频率进行分析。傅里叶变换公式为

$$F(\omega) = F[f(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-j\omega t} dt \quad (14)$$

式中, ω 为频率; $f(t)$ 为时域信号; $e^{-j\omega t}$ 为复变函数。

3 结果分析与讨论

3.1 仿真分析

齿轮转动频率计算公式为

$$f_t = \frac{n}{60} \quad (15)$$

式中, n 为齿轮的转速。

齿轮啮合频率计算公式为

$$f_m = f_t \cdot z_i \quad (16)$$

式中, z_i 为该齿轮的齿数。

通过计算可得, 小齿轮的转动频率为 $f_{t1} = 41.67$ Hz, 大齿轮的转动频率为 $f_{t2} = 11.81$ Hz, 两齿轮的啮合频率为 $f_m = 708.33$ Hz。

两斜齿轮的接触刚度系数 K 为 3.741×10^5 N/mm^{3/2}。碰撞指数为 1.5, 阻尼系数为接触刚度系数的 0.1%, 即阻尼系数设置为 374, 穿透深度为 0.1 mm, 摩擦力计算选择库仑摩擦法, 两斜齿轮在润滑条件下, 静摩擦因数为 0.08, 动摩擦因数为 0.05, 静态阻力滑移速度为 0.1 mm/s, 动态阻力滑移速度为 10 mm/s。

3.1.1 时域分析

根据以上参数设置条件和实际加载工况, 在小齿轮上设置转速 2 500 r/min 和扭矩 250 N·m, 对某双离合自动变速器一档齿轮系统进行动力学模型的建立, 分别对如图 4 所示的正常动力学模型、小齿轮轻微点蚀动力学模型和小齿轮严重点蚀动力学模型进行仿真。

图 8 表明, 在齿轮接触力在时域内, 正常齿轮接触力分布均匀, 未出现明显冲击; 轻微点蚀齿轮相比于正常齿轮, 接触力分布变得稀疏, 但也未出现明显冲击; 严重点蚀齿轮接触力出现明显周期性冲击, 冲击周期为 0.024 s, 是点蚀故障齿轮的转动周期。

图8 正常、轻微点蚀和严重点蚀齿轮接触力时域图

图9所示,麻点形式点蚀在时域中,相较于正常齿轮,接触力分布明显稀疏,出现少量冲击;相较于大面积剥落形式,接触力分布类似,但冲击较少。

图9 麻点形式点蚀剥落斜齿轮接触力时域图

3.1.2 频域分析

图10所示,正常齿轮接触力频域图中,峰值频率为708.20 Hz和1 416.91 Hz,分别对应齿轮啮合频率和啮合频率的2倍频。

在轻微点蚀齿轮接触力频域图中,整体幅值略微增加。在低频区域出现了41.50 Hz、83.51 Hz和125.01 Hz的峰值,分别对应含轻微点蚀故障齿轮的转动频率、2倍频和3倍频;观察高频区域,可以发现,齿轮啮合频率708.08 Hz及其2倍频1 416.67 Hz幅值略有增加,但在啮合频率及其2倍频附近出现大量幅值较低的边频带,在啮合频率附近有666.58 Hz和750.09 Hz频率出现,它们分别与齿轮啮合频率708.08 Hz相差41.5 Hz和42.01 Hz,与之

相对应的就是含轻微点蚀故障齿轮的转动频率。同样,在齿轮啮合频率的2倍频附近出现的边频带具有同样的规律。

图10 正常、轻微点蚀和严重点蚀斜齿轮接触力频域图

在严重点蚀齿轮接触力频域图中,整体幅值有明显的增加。在低频区域,出现分别代表含严重点蚀故障齿轮转动频率、2倍频和3倍频的41.62 Hz、83.24 Hz和124.86 Hz,相比于轻微点蚀齿轮幅值有明显增加。在高频区域,相较于轻微点蚀齿轮,啮合频率幅值略微降低,啮合频率的2倍频幅值变化不大。在啮合频率及其2倍频附近出现大量边频带,边频带出现规律与轻微点蚀故障齿轮相同,但是幅值相较于轻微点蚀故障齿轮明显增加。

图11所示,麻点形式点蚀相较于正常齿轮,在低频区域出现41.57 Hz、83.69 Hz和125.27 Hz,分别代表故障齿轮转动频率,2倍频和3倍频;在高频区域啮合频率708.41 Hz及其2倍频1 416.82 Hz周围出现大量幅值较高的边频带,在啮合频率708.41 Hz附近有624.72 Hz和791.56 Hz频率出现,频率相差83.69 Hz和83.15 Hz;在啮合频率2倍频1 416.82 Hz附近有1 333.13 Hz和1 499.97 Hz频率出现,频率分别相差83.69 Hz和83.15 Hz,差值同样正好对应故障齿轮转动频率的2倍频。

图 11 麻点形式点蚀剥落斜齿轮接触力频域图

相较于大面积剥落形式,在低频区域,故障齿轮转动频率的 2 倍频幅值明显高于故障齿轮转动频率和 3 倍频;在高频区域,啮合频率 708.41 Hz 及其 2 倍频 1 416.82 Hz 周围只出现故障齿轮转动频率的 2 倍频。

3.2 试验分析

按照以上试验方法对正常齿轮、小齿轮轻微点蚀和小齿轮严重点蚀进行试验,并通过振动加速度传感器采集数据。对主动轴小齿轮端盖处振动加速度传感器采集的数据进行时域和频域分析,结果如图 12、13 所示。

图 12 所示,观察正常齿轮振动加速度时域图,可以发现,振动加速度分布均匀,而且幅值较小,未出现明显冲击。观察轻微点蚀故障齿轮振动加速度时域图,可以看出,相较于正常齿轮幅值有少量增加,而且出现幅值不高的冲击。在严重点蚀齿轮振动加速度时域图中,可以看出,幅值明显增加,并且幅值出现明显周期性冲击,间隔为 0.024 s,对应的是含有点蚀故障齿轮的转动周期。

图 12 正常、轻微点蚀和严重点蚀齿轮振动加速度时域

图 13 正常、轻微点蚀和严重点蚀齿轮振动加速度频域

图 13 所示,观察正常齿轮振动加速度频域图可以得到,图中峰值频率为 707.86 Hz 和 1 416.58 Hz,分别对应齿轮的啮合频率和啮合频率的 2 倍频。

在轻微点蚀频域图中,可以看出,在低频区域,出现 41.34 Hz、83.53 Hz 和 125.71 Hz,分别代表含点蚀故障齿轮的转动频率、2 倍频和 3 倍频。在高频区域,啮合频率 707.87 Hz 和啮合频率 2 倍频 1 416.58 Hz 附近出现大量幅值较低的边频带,在啮合频率附近出现 750.05 Hz,与啮合频率相差 42.18 Hz;在啮合频率 2 倍频附近出现 1 374.39 Hz 和 1 456.65 Hz,它们分别与啮合频率 2 倍频相差 42.19 Hz 和 40.07 Hz,差值正好对应含点蚀故障齿轮的转动频率。

通过严重点蚀齿轮振动加速度频域图,可以发现,在低频区域,相较于轻微点蚀齿轮,同样出现含点蚀故障齿轮的转动频率、2 倍频和 3 倍频,但幅值明显增加。在高频区域,啮合频率 707.48 Hz 及其 2 倍频 1 416.49 Hz 周围出现大量幅值较高的边频带,在啮合频率 707.48 Hz 附近有 749.89 Hz 频率出现,频率相差 42.41 Hz;在啮合频率 2 倍频 1 416.49 Hz 附近有 1 374.08 Hz 和 1 457.81 Hz 频率出现,频率分别相差 42.41 Hz 和 41.32 Hz,差值同样正好对应含点蚀故障齿轮的转动频率。

3.3 讨论与分析

通过将仿真信号和试验信号进行对比,可以发

现,在时域和频域中,幅值变化规律基本一致,可以验证通过动力学方法进行斜齿轮疲劳点蚀预测的准确性。

表 3 所示,将严重齿轮点蚀故障频率和啮合频率的仿真值、试验值和理论值进行对比发现,点蚀故障频率、啮合频率的仿真值与理论值误差分别为 0.12%和 0.003%,点蚀故障频率、啮合频率的试验值与理论值误差分别为 1.05%和 0.12%,误差均未超过 2%,证明了模型的准确性。

表 3 故障频率、啮合频率的仿真值、试验值和理论值对比

类别	仿真值 /Hz	试验值 /Hz	理论值 /Hz	仿真值 与理论 值的误 差(%)	试验值 与理论 值的误 差(%)
点蚀故障 频率	41.62	41.23	41.67	0.12	1.05
啮合频率	708.09	707.48	708.33	0.003	0.12

本文中计算方法分析的点蚀齿轮动态响应与文献[26]计算结果变化趋势近似。因此,本文中分析结果是有效、合理的。与文献[26]相比,本文研究对象是斜齿轮,通过仿真和试验分析,研究了不同疲劳点蚀故障程度和不同点蚀形式的时域和频域响应,可以对斜齿轮不同点蚀程度和不同点蚀形式进行预测和识别。

通过分析仿真信号和试验信号,图 8、图 9 和图 12 所示,在时域内,相比于正常齿轮,轻微点蚀齿轮在时域内无明显冲击,但接触力分布明显稀疏,振动加速度幅值有少量增加,且出现幅值不高的冲击,可以预测并识别出有轻微点蚀故障发生。当齿轮出现严重点蚀故障时,会出现以含点蚀故障齿轮的转动周期 0.024 s 为时间间隔的明显周期性冲击产生,可以预测并识别出有严重点蚀故障发生。

图 10、图 11 和图 13 所示,在频域内,相比于正常齿轮,轻微点蚀齿轮在低频区域,出现含点蚀故障齿轮的转动频率及其谐波;在高频区域,啮合频域及其 2 倍频附近出现大量幅值较低的边频带,通过与啮合频率及其 2 倍频进行比较,差值正好为含点蚀故障齿轮的转动频率。通过在低频区域和高频区域频率幅值的变化规律,可以预测并识别出轻微点蚀故障的发生。在严重点蚀故障发生时,在低频区域和高频区域频率变化规律与轻微点蚀故障相同,但幅值明显增加,可以预测并识别出严重点蚀故障的发生。

通过对比麻点剥落形式和大面积剥落形式,在时域内,麻点形式冲击少于大面积剥落形式。在频域内,低频区域,麻点形式的故障齿轮转动频率 2 倍频幅值高于大面积剥落形式;高频区域,麻点形

式在啮合频域及其 2 倍频附近出现的边频带,为故障齿轮转动频率 2 倍频,而大面积点蚀形式在啮合频域及其 2 倍频附近出现的边频带,为故障齿轮转动频率。可以从时域和频域两方面结合,识别麻点剥落形式和大面积剥落形式。

4 结论

通过斜齿轮动力学理论研究,建立点蚀斜齿轮系统的动力学模型,并通过仿真和试验分析,研究了不同疲劳点蚀程度和不同点蚀形式的时域和频域响应,可以对斜齿轮不同点蚀程度和不同点蚀形式进行预测和识别。

(1) 基于斜齿轮动力学理论分析,将接触力作为评价斜齿轮疲劳点蚀的严重程度参量,建立了不同疲劳点蚀类型的斜齿轮故障动力学模型,并通过疲劳点蚀试验,验证了动力学模型的准确性。

(2) 在时域中,轻微点蚀故障无明显冲击,但接触力分布明显稀疏;严重点蚀故障出现明显周期性冲击,冲击周期和含点蚀故障齿轮转动周期一致。

(3) 出现疲劳点蚀故障时,在频域内,低频区域出现含点蚀故障齿轮转动频率及其谐波频率;高频区域在啮合频率及其 2 倍频周围,出现以含点蚀故障齿轮转动频率及其谐波频率为间隔的边频带。随着疲劳点蚀故障程度的增加,含点蚀故障齿轮转动频率及其谐波频率以及在啮合频率及其 2 倍频周围的边频带幅值增加。

(4) 不同点蚀形式的斜齿轮系统动态响应,在时域和频域内表现有明显不同。

参 考 文 献

- [1] WU S, ZUO M J, PAREY A. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth[J]. Journal of Sound & Vibration, 2008, 317(3-5): 608-624.
- [2] 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 of high strength automotive gear surface strengthening technology[J]. China Surface Engineering, 2017, 30(1): 1-15.
- [3] ZANG Libin, CHEN Yong, WU Yimin, et al. Tribological performance of $Mn_3(PO_4)_2$ coating and PC/MoS₂ coating in Rolling - Sliding and pure sliding contacts with gear oil[J]. Tribology International, 2020, 153: 106642.

- [4] 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.
- [5] ABOUEL-SEOUD S, DYAB E, ELMORSY M. Influence of tooth pitting and cracking on gear meshing stiffness and dynamic response of wind turbine gearbox[J]. *International Journal of Science and Advanced Technology*, 2012, 2: 151-165.
- [6] RINCON A F D, VIADERO F, IGLESIAS M, et al. Effect of cracks and pitting defects on gear meshing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(11): 2805-2815.
- [7] MA R, CHEN Y, CAO Q. Research on dynamics and fault mechanism of spur gear pair with spalling defect[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2012, 331(9): 2097-2109.
- [8] LIANG X, ZUO M J, PANDEY M. Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2014, 76: 20-38.
- [9] OMAR D, MOHAMMED, MATTI R. Dynamic response and time-frequency analysis for gear tooth crack detection[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 66: 612-624.
- [10] INALPOLAT M, HANDSCHUH M, KAHRAMAN A. Influence of indexing errors on dynamic response of spur gear pairs[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2015, 60-61: 391-405.
- [11] MA H, LI Z, FENG M, et al. Time-varying mesh stiffness calculation of spur gears with spalling defect[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 66: 166-176.
- [12] SAXENA A, PAREY A, CHOUKSEY M. Time varying mesh stiffness calculation of spur gear pair considering sliding friction and spalling defects[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 70: 200-211.
- [13] JIANG H, SHAO Y, MECHEFSKE C K. Dynamic characteristics of helical gears under sliding friction with spalling defect[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 39: 92-107.
- [14] SHI X. J, LI K, WANG Z. M. Fault simulation and modeling of wind turbine gear based on ADAMS[C]// 2016 IEEE International Conference on Information and Automation (ICIA). IEEE, 2016.
- [15] 高洪波, 李允公, 刘杰. 基于动态侧隙的齿轮系统齿面磨损故障动力学分析[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(18): 221-226.
- GAO Hongbo, LI Yungong, LIU Jie. Dynamic analysis of gear system wear failure based on dynamic backlash[J]. *Vibration and Shock*, 2014, 33(18): 221-226.
- [16] 雷亚国, 罗希, 刘宗尧, 等. 行星轮系动力学新模型及其故障响应特性研究[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(13): 111-122.
- LEI Yaguo, LUO Xi, LIU Zongyao, et al. A new dynamic model of planetary gear sets and research on fault response characteristics[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(13): 111-122.
- [17] LIANG X H, ZUO M J, LIU L B. A windowing and mapping strategy for gear tooth fault detection of a planetary gearbox[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2016, 80: 445-459.
- [18] 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(6): 1369-1382.
- [19] 王旭, 伍星, 肖正明, 等. 含裂纹故障的齿轮系统动力学特性研究及其故障特征分析[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(9): 74-79, 137.
- WANG Xu, WU Xing, XIAO Zhengming, et al. A new dynamic model of planetary gear sets and research on fault response characteristics[J]. *Vibration and Shock*, 2017, 36(9): 74-79, 137.
- [20] 吴家腾, 杨宇, 程军圣. 基于解析有限元的齿根裂纹时变啮合刚度计算方法[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(23): 56-62.
- WU Jiateng, YANG Yu, CHENG Junsheng. The time-varying mesh stiffness calculation for gear tooth crack based on analytical-finite element method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(23): 56-62.
- [21] 李增刚. ADAMS 入门详解与实践[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012.
- LI Zenggang. Introduction ADAMS in detail and practice[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2012.
- [22] MAATAR M, VELES P. An analytical expression for the time-varying contact length in perfect cylindrical gears: some possible applications in gear dynamics[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1996, 118(4): 586-589.
- [23] 雷玉英. 干摩擦与混合润滑下斜齿轮齿面粘着磨损计算[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
- LEI Yuying. Adhesive wear model for helical gears under

- dry friction and mixed lubrication[D]. Changsha: Hunan University, 2018.
- [24] 蒋建政, 陈再刚, 翟婉明, 等. 基于不同啮合刚度计算模型的直齿圆柱齿轮传动系统动力学特性研究[J]. 中国科学: 技术科学, 2018, 48(8): 863-871.
- JIANG Jianzheng, CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, et al. Research on dynamic characteristics of spur gear transmission system based on different meshing stiffness calculation models[J]. Science in China: Technical Science, 2018, 48(8): 863-871.
- [25] XIANG D, SHEN Y H, WEI Y Z. A contact force model considering meshing and collision states for dynamic analysis in helical gear system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 41.
- [26] 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, 2018, 119: 155-181.
-
- 作者简介: 陈勇, 男, 1954 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车变速器开发与高强度齿轮技术。
E-mail: chen Yong1585811@163.com
- 李金锴, 男, 1996 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为变速器齿轮故障诊断。
E-mail: 15612032102@163.com
- 臧立彬(通信作者), 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为齿轮表面改性与齿轮摩擦学。
E-mail: zanglibin906@163.com