

多级齿轮传动裂纹故障频率分析与特征提取*

申 勇, 章翔峰, 周建星, 姜 宏, 王成龙, 乔 帅, 马铜伟

(新疆大学机械工程学院 乌鲁木齐, 830047)

摘要 为分析含裂纹的多级齿轮传动系统故障特征, 判析其故障成分, 首先, 通过有限元法建立了裂纹故障下的直齿圆柱齿轮三维接触模型, 计算了齿轮啮合时变刚度; 其次, 综合考虑了轴承支撑刚度以及传动轴柔性, 建立了含齿轮裂纹的二级齿轮传动系统有限元动力学模型, 依此求解了不同裂纹位置的振动响应; 最后, 针对试验信号信噪比不理想、能量分布不均匀等问题采用变分模态分解 (variational mode decomposition, 简称 VMD) 结合快速峭度图 (fast spectral kurtosis, 简称 FSK) 对故障成分进行提取, 分析了裂纹位置与故障频率的相关性。结果表明: 由于裂纹的存在, 系统振动响应在时域历程中出现周期性冲击, 且频域中表现为在该级齿轮副啮合频率及其倍频附近出现边频调制, 其边频谱线间隔为故障齿所在轴的转频; VMD-FSK 法在噪声环境下可有效提取其故障特征且鲁棒性较好。分析结果可为齿轮故障判别及定位提供理论依据。

关键词 齿轮裂纹; 时变啮合刚度; 振动特性; 分模态分解; 快速谱峭度法

中图分类号 TH11; TH132.4

引 言

齿轮传动系统具有高精度、高效率、高稳定性等优点而被广泛应用于航天航空、交通运输、能源装备等领域。由于齿轮传动系统结构日趋复杂, 且工作环境相对恶劣, 因此在其整个生命周期内易发生多种形式的故障。裂纹故障作为齿轮早期失效的主要形式, 如何实现裂纹故障的判别与定位一直都是本研究领域中的重点。

针对此问题, 国内外学者分别从故障机理及故障特征提取等方面开展了大量研究。Howard 等^[1]利用有限元软件计算了裂纹故障下的齿轮副啮合刚度, 并采用集中质量法建立了单级减速器的扭转振动模型。Wu 等^[2]考虑了齿轮的横向振动建立了 6 自由度齿轮系统动力学模型, 同时研究了含轮齿裂纹故障的传动系统的振动特性。在此基础上, 万志国等^[3]改进了啮合刚度的计算方法, 并建立了含齿根裂纹传动系统的参数动力学模型。吴家腾等^[4]采用了参数反求法对齿轮裂纹的时变啮合刚度进行求解, 并将齿轮系统简化为包含 2 个扭转刚度、4 个支撑刚度的动力学模型, 求解了其振动响应, 验证了反求法的有效性。Meng 等^[5]用势能法计算了齿面剥落及裂纹故障下的齿轮啮合刚度, 并分析了其故障

特征。目前, 时变啮合刚度求解方法多样且日益精确, 但多数齿轮裂纹系统模型是采用集中质量法建立的, 未有效考虑传动轴柔性, 以致最后轴承位置振动响应的求解结果误差较大。为解决上述问题, 常乐浩等^[6]基于有限元法建立了单级斜齿轮传动系统动力学模型并求解其振动响应, 结果表明, 计入轴段柔性后齿轮副与轴承动态响应求解精度更高, 更加贴合实际。

在故障特征提取方面, 为解决传统信号分析方法缺乏自适应性而无法在强噪声、非线性的振动信号中提取到有效的故障特征信息, 学者先后提出一系列信号处理办法并广泛应用于齿轮故障诊断中。于德介等^[7]将经验模态分解 (empirical mode decomposition, 简称 EMD) 与自回归模型 (auto-regressive, 简称 AR 模型) 相结合, 有效提取了齿轮故障的特征矢量。程军圣等^[8]利用局部均值分解 (local mean decomposition, 简称 LMD) 与谱峭度 (spectral kurtosis, 简称 SK) 结合实现了对齿轮故障的识别。然而, EMD 和 LMD 从本质上归属递归模式分解, 存在模态混叠、端点效应、边界效应等问题^[9-10]。近年来, Dragomiretskiy 等^[11]提出了 VMD, 该方法不仅可避免 EMD 与 LMD 的不足, 且对于噪声有良好的鲁棒

* 国家自然科学基金资助项目 (51865054, 51765061); 新疆维吾尔自治区自然科学基金资助项目 (2018D01C043); 新疆大学自然科学基金资助项目 (BS180216)

收稿日期: 2020-02-06; 修回日期: 2020-05-24

性。Antoni^[12]提出的快速谱峭度法可在强噪声中准确反映振动信号的瞬时冲击成分,以便快速选择最佳滤波器。

综上所述,为了研究含齿轮裂纹的多级齿轮传动系统故障特征,首先,采用有限元法求解两级齿轮副时变啮合刚度;其次,计入轴段柔性,建立二级齿轮传动系统有限元模型;最后,采集试验数据并用VMD-FSK法对故障特征频率进行分析。

1 齿轮传动系统有限元模型

笔者以 Spectra Quest 故障诊断综合试验台的二级圆柱直齿轮减速器传动系统为研究对象,传动系统由 3 根转轴、2 对齿轮副以及 3 对轴承组成。为提高轴承振动响应求解精度及故障振动信号的准确性,计入轴段柔性,建立传动系统的有限元模型如图 1 所示,试验平台具体参数见表 1,利用轴单元、齿轮啮合单元、轴承-轴单元将模型划分为 32 个节点,29 个单元。轴承节点分别位于第 5,13,14,22,23 和 31 号节点,齿轮节点位于第 7,16,20 和 29 号节点,其中第 7 号节点与第 16 号节点组成第 1 级齿轮啮合单元,第 20 号节点与第 29 号节点组成第 2 级齿轮啮合单元,单元构成可参考文献[13]。

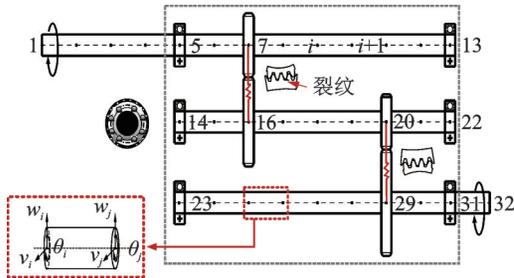


图 1 二级齿轮传动系统有限元模型

Fig.1 Finite element modeling of the two-stage gear transmission system

表 1 仿真与试验齿轮参数

Tab.1	Parameters of gear for simulation and test					
齿轮	齿数	转动惯量/ (kg·m ²)	模数/ mm	压力角/ (°)	齿宽/ mm	质量/ kg
第 1 级 主动轮	36	2 × 10 ⁻⁴	1.5	20	12	0.16
第 1 级 从动轮	90	3.04 × 10 ⁻³	1.5	20	12	1.30
第 2 级 主动轮	29	1 × 10 ⁻⁴	1.5	20	12	0.09
第 2 级 从动轮	100	8.71 × 10 ⁻³	1.5	20	12	1.60

2 裂纹故障下齿轮啮合单元动力学模型

在齿轮传动过程中,齿轮啮合刚度的周期性变化是造成齿轮箱振动、噪声的主要原因之一。齿根裂纹的产生会导致齿轮啮合刚度降低,从而导致齿轮箱异常振动。因此,建立含齿轮裂纹的动力学模型可为含轮齿裂纹的齿轮箱故障诊断提供理论基础。

2.1 正常齿轮啮合单元动力学模型

建立如图 2 所示的直齿圆柱齿轮 6 自由度啮合单元动力学模型,考虑齿轮传动系统的时变啮合刚度 $K_m(t)$ 以及传递误差 $e(t)$ 等对系统的影响。其中: v_p, v_g, w_p, w_g 为齿轮副横向振动自由度; θ_p, θ_g 为齿轮副扭转振动自由度。

将齿轮副各方向振动位移向啮合线方向投影得相对总变形量 δ 为

$$\delta = v_p \sin \alpha + w_p \cos \alpha - r_p \theta_p - v_g \sin \alpha - w_g \cos \alpha - r_g \theta_g - e(t) \tag{1}$$

其中: r_p, r_g 分别为主动轮与从动轮的基圆半径; α 为压力角。

齿轮弹性啮合力可表示为

$$f_m = k_m \delta + c_m \dot{\delta} \tag{2}$$

其中: k_m 为齿轮副啮合刚度; c_m 为齿轮副啮合阻尼。

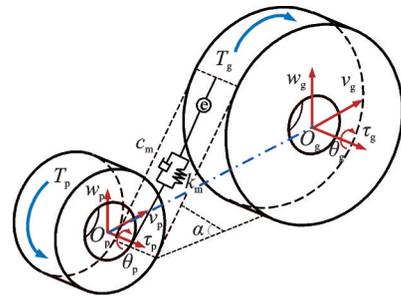


图 2 齿轮啮合单元动力学模型

Fig.2 Dynamics model of meshing gear pair

根据达朗贝尔原理,得到齿轮啮合单元的运动微分方程

$$\begin{cases} m_p \ddot{v}_p + c_m \dot{\delta} \sin \alpha + k_m \delta \sin \alpha + f_s \sin \alpha = 0 \\ m_p \ddot{w}_p + c_m \dot{\delta} \cos \alpha + k_m \delta \cos \alpha + f_s \cos \alpha = 0 \\ I_p \ddot{\theta}_p - c_m \dot{\delta} r_p - k_m \delta r_p - f_s r_p = 0 \\ m_g \ddot{v}_g - c_m \dot{\delta} \sin \alpha - k_m \delta \sin \alpha - f_s \sin \alpha = 0 \\ m_g \ddot{w}_g - c_m \dot{\delta} \cos \alpha - k_m \delta \cos \alpha - f_s \cos \alpha = 0 \\ I_g \ddot{\theta}_g - c_m \dot{\delta} r_g - k_m \delta r_g - f_s r_g = 0 \end{cases} \tag{3}$$

其中： m_p, m_g 分别为主、从动轮质量； I_p, I_g 分别为主、从动轮转动惯量； f_s 为齿轮副的法向冲击力。

齿轮啮合单元的运动微分方程矩阵形式可表示为

$$M_m \{\ddot{x}_m - \ddot{e}_m\} + C_m \{\dot{x}_m - \dot{e}_m\} + K_m \{x_m - e_m\} = F_{m0} \quad (4)$$

其中： $x_m = \{v_p, \omega_p, \theta_p, v_g, \omega_g, \theta_g\}^T$ ，为齿轮啮合单元位移向量； F_{m0} 为齿轮啮合单元所受外部激励。

移项后，可得

$$M_m \{\ddot{x}_m\} + C_m \{\dot{x}_m\} + K_m \{x_m\} = F_{m0} + F_{me} \quad (5)$$

其中： F_{me} 为齿轮综合误差引起的内激励。

2.2 齿轮时变啮合刚度计算

建立直齿圆柱齿轮的三维接触模型，并采用有限元法对传动系统的齿轮啮合刚度进行求解。如图3所示，在主动轮上施加负载扭矩，从动轮施加全约束，并采用罚函数法对接触进行定义。

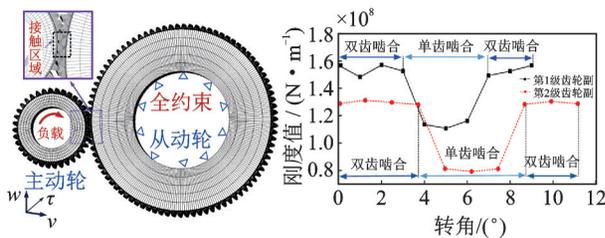


图3 啮合刚度计算

Fig.3 Calculation of meshing stiffness

在不考虑装配误差、加工误差以及齿侧间隙等因素的理想条件下，对齿轮副刚度进行求解。本模型采用六面体网格与四面体网格相结合的方式对网格划分，采用六面体单元对轮齿与轮毂进行网格划分，其中非接触区域采用稀疏划分以适当减少计算量，在齿根位置处采用四面体单元进行过渡。

在齿轮啮合过程中常受到接触面之间的冲击影响，用罚函数法对接触进行定义，假设两接触点之间为线性弹簧连接^[14]，若接触点之间相互渗透，根据胡克定律，两接触间相互作用力为

$$f = k\mu \quad (6)$$

其中： k 为接触刚度； μ 为穿透深度。

接触刚度 k 为

$$k = f_0 MA^2 / V \quad (7)$$

其中： f_0 为罚函数系数，一般取0.1； M 为接触单元体积模量； A 为单元接触面积； V 为接触单元体积。

对主动轮施加负载扭矩时，首先在局部圆柱坐标系中，对主动轮横向位移进行约束，再在齿轮内圈

节点上施加节点力，以实现主动轮上负载扭矩的施加，扭矩计算公式为

$$T = nf_m r_n \quad (8)$$

其中： n 为主动轮内圈节点数目； f_m 为周向节点力； r_n 为主动轮内圈半径。

在齿轮啮合线方向上产生的等效作用力为

$$F_b = T/r_b \quad (9)$$

其中： r_b 为主动轮基圆半径。

为避免局部变形的影响，提取主动轮内圈上所有节点位移，并取其平均值作为轮体内圈的扭转变形量 δ_n ，则主动轮的相对转角为

$$\theta = \delta_n / r_n \quad (10)$$

综合变形在啮合线方向上引起的等效变形为

$$\delta_b = \theta r_b \quad (11)$$

齿轮啮合刚度计算公式可表示为

$$k_m = nf_m r_n^2 / (\delta_n r_b^2) \quad (12)$$

将主动轮某一轮齿的啮合周期划为10等分，根据齿轮副啮合关系调整从动轮位置，获得齿轮副10种啮合状态，并重复以上刚度计算步骤得到10种啮合状态对应的啮合刚度。此后，通过插值法拟合得到一个啮合周期的啮合刚度变化曲线如图3所示。由图3可知，整个啮合周期表现为双齿啮合-单齿啮合-双齿啮合。在单双齿交替时，啮合刚度出现阶跃式突变，造成传动系统呈现较为明显的刚度激励。

2.3 齿轮裂纹故障模型

轮齿在啮合过程中不断受到啮合力的冲击作用，在啮合面的齿根部位常常容易发生裂纹故障，构造裂纹如图4所示。图4(a)中： d 为齿宽； d_c 为裂纹沿齿宽方向扩展长度； γ 为裂纹角度； q_c 为裂纹深度。在裂纹尖端进一步加密网格以防止应力奇异，计算时重复啮合刚度计算步骤，最终拟合得到含齿根裂纹的齿轮啮合刚度曲线，如图4(b)所示。当第1级齿轮副主动轮上发生裂纹故障时($\gamma = 15^\circ$)，故障齿在啮合周期内刚度变化。与正常齿轮时变啮合刚度对比，可以看出，由于裂纹的存在导致了轮齿柔性增强，啮合刚度降低。随着裂纹深度的扩展，系统的啮合刚度也呈降低趋势，且裂纹对单齿啮合区的影响较双齿啮合区更为显著，单双齿交替突变幅值加大，从而在时域中表现为周期性突变。

3 齿轮裂纹故障下传动系统模型总装

建立如文献[13]所示的级间相位关系，并综合考虑各单元的耦合关系与总刚度矩阵的储存带宽

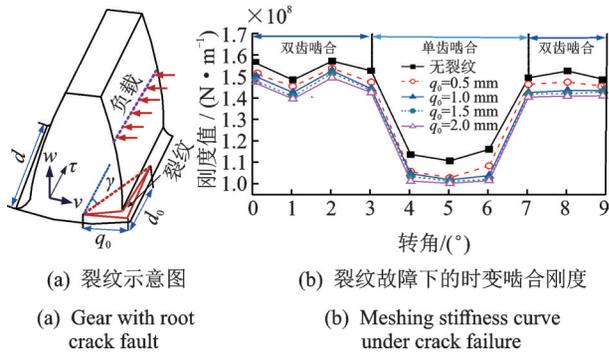


图 4 含齿根裂纹故障的轮齿模型

后,将各单元按节点编号进行集成,刚度总装示意图如图 5 所示,整体矩阵对应系统节点自由度整体编号。去刚体位移后,总装矩阵包含 95 个节点自由度,其中输入轴部分包含 38 个节点自由度,中间轴部分包含 27 个节点自由度,输出轴部分包含 30 个节点自由度,空白处均为 0 元素。

齿轮啮合单元作为连接轴系的耦合单元,当齿轮发生故障时,不仅导致齿轮所在节点的局部刚度降低,而且会使得耦合位置刚度值发生变化,从而实现故障在系统内的传递。

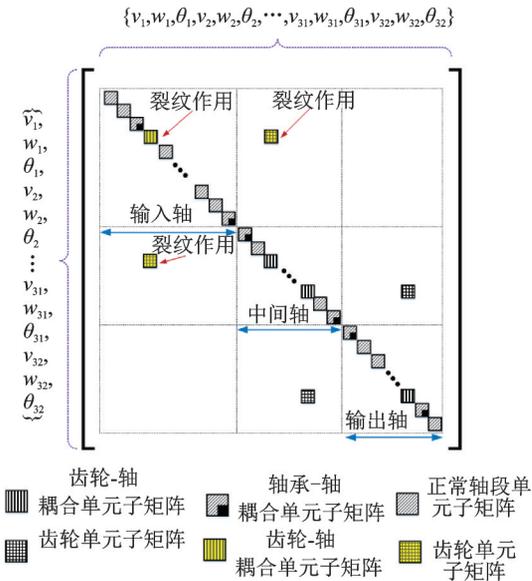


图 5 含齿轮裂纹的二级齿轮传动系统刚度总装示意图

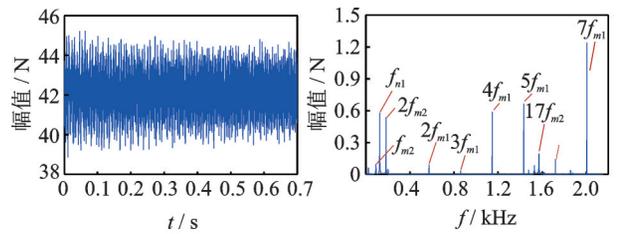
考虑含齿轮裂纹故障的二级齿轮传动系统的动力学微分方程表示为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + K_1X = P_0 + F_e \quad (13)$$

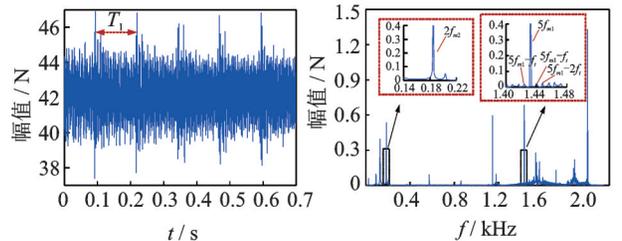
其中: X 为节点位移列阵; M, C, K_1 均为 95×95 矩阵,分别表示含齿轮裂纹故障系统的质量总装矩阵、系统的阻尼总装矩阵、系统的刚度总装矩阵; P_0 为系统外部激励; F_e 为系统误差激励。

4 仿真分析

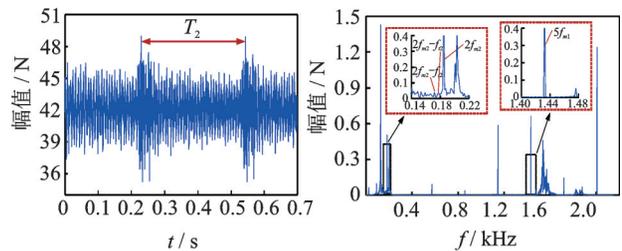
设输入转速 $\omega = 500 \text{ r/min}$, 负载扭矩 $T = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$, 可得输入轴转频 $f_{i1} = 8.3 \text{ Hz}$, 中间轴转频 $f_{i2} = 3.3 \text{ Hz}$, 输出轴转频 $f_{i3} = 0.96 \text{ Hz}$, 第 1 级齿轮副啮合频率 $f_{m1} = 299.8 \text{ Hz}$, 第 2 级齿轮副啮合频率 $f_{m2} = 95.7 \text{ Hz}$ 。通过求解其振动特征方程可得此时系统的固有频率,其中系统第 1 阶固有频率为 127.9 Hz 。采用 Newmark- β 法对传动系统动力学方程进行求解,提取输入轴右端的轴承振动信号如图 6 所示。



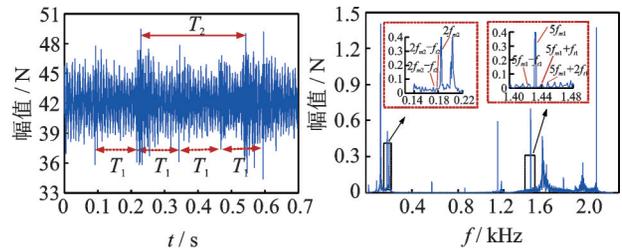
(a) 正常传动系统



(b) 第 1 级主动轮裂纹故障



(c) 第 2 级主动轮裂纹故障



(d) 两级主动轮裂纹故障

图 6 传动系统振动响应

Fig.6 Vibration response of gear transmission system

图 6(a)为无故障状态下传动系统的振动响应时域及频域图。由频域可知,系统振动响应以两级齿轮副啮合频率及其倍频为主,同时出现系统第 1 阶固有频率 f_{n1} 。

图 6(b)为在第 1 级齿轮副主动轮存在裂纹时的振动响应时域及频域图,裂纹角度 $\gamma=15^\circ$,裂纹深度为 2 mm。在时域中,出现明显的周期性冲击成分,冲击周期为 $1/f_{i1}$ 。分析其频域可知,在第 1 级齿轮副啮合频率及其倍频附近产生大量边频,边频带间隔为 f_{i1} ;而在第 2 级齿轮副啮合频率及其倍频附近未发生明显变化,此时振动信号的载波频率为两级齿轮副啮合频率,调制频率为输入轴转频。

图 6(c)为在第 2 级齿轮副主动轮存在裂纹时的振动响应时域及频域图,裂纹参数同第 1 级齿轮副主动轮。在时域中,冲击成分的冲击周期为 $1/f_{i2}$ 。分析其频域可知,边频成分集中在第 2 级齿轮副啮合频率及其倍频附近,边频带间隔为 f_{i2} ,而在第 1 级齿轮副啮合频率及其倍频附近未发生明显变化,此时调制频率为中间轴转频。

图 6(d)为两级齿轮副主动轮均存在裂纹时的振动响应时域及频域图。在时域中,冲击由两级齿轮副共同作用并相互传递,因此时域中出现的长冲击周期为 $1/f_{i1}$,短冲击周期为 $1/f_{i2}$ 。频谱图中,在输入轴转频及中间轴转频共同调制作用下,在第 1 级齿轮副的倍频附近出现以 f_{i1} 间隔的边频调制现象,同样在第 2 级齿轮副的倍频附近也集中了大量的边频成分,其间隔为 f_{i2} 。

基于此,可知转频 f_{i_i} ($i=1, 2, 3$)为传动系统齿轮裂纹的故障频率,当时域中出现以某转轴转动周期为冲击周期且在频域中出现某转轴的转频成分时,结合边频带中心可以实现故障齿轮的定位。

5 试验验证

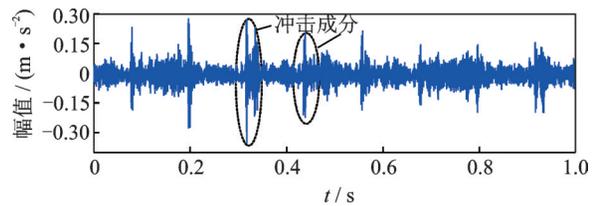
本试验采用 Spectra Quest 故障诊断综合试验台,试验台如图 7 所示,主传动链由二级定轴齿轮传动系统与单级行星齿轮传动系统构成。选用 DEWESoft 数据采集系统进行数据采集。在一级主动轮-轮齿齿根部位预制 2 mm 裂纹,采样频率为 20 480 Hz,转速为 500 r/min,齿轮参数均与仿真一致。

图 8 为试验台采集的原始振动信号,振动信号在时域上出现不规则冲击成分。在频域中可见振动信号边频带主要集中在齿轮啮合频率附近,但由于噪声等多因素影响,其故障特征无法明显体现。如图 8(b)所示 7 和 20 倍的第 1 级齿轮副啮合频率的边



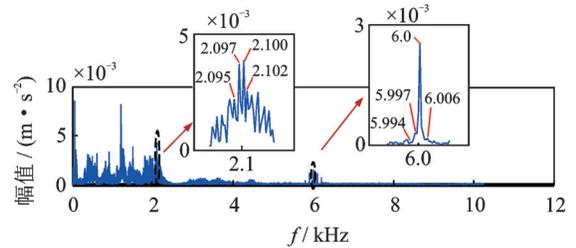
图 7 故障诊断综合试验平台

Fig.7 Comprehensive test platform for fault diagnosis



(a) 含齿轮裂纹故障信号时域

(a) Time domain with gear tooth root crack



(b) 含齿轮裂纹故障信号频域

(b) Frequency spectrum with gear tooth root crack

图 8 齿轮裂纹故障下振动响应

Fig.8 Vibration response with gear crack fault

频带分布呈无规则分布,无法依此判断故障源,故需对振动信号进行处理。

针对含故障的振动信号特点,首先选用 VMD 对原始信号进行分解,并采用相关系数法对分量进行筛选,最后利用 FSK 与包络解调法对故障特征进行判别,具体处理流程如图 9 所示。

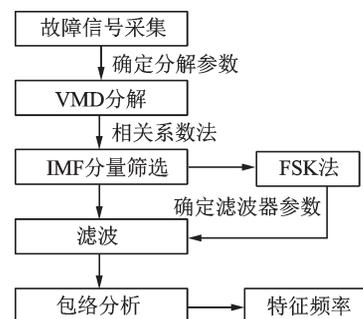


图 9 故障诊断流程图

Fig.9 Flow chart of fault diagnosis

VMD 可以将振动信号 $f(t)$ 分解为 k 个中心频率为 ω_k 的模态分量,为此构建最优化变分模型如下

$$\begin{cases} \min_{\{u_k\}, \{\omega_k\}} \left\{ \sum_k \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t} \right\|_2^2 \right\} \\ \text{s.t. } \sum_{k=1}^K u_k(t) = f(t) \end{cases} \quad (14)$$

求解时,引入二次惩罚因子 α 与 Lagrange 乘子 $\lambda(t)$ 将原模型转化为非约束变分问题,得到扩展的 Lagrange 表达式为

$$\begin{aligned} L(\{u_k\}, \{\omega_k\}, \lambda) = & \alpha \sum_k \left\| \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t} \right\|_2^2 + \\ & \|f(t) - \sum_k u_k(t)\|_2^2 + \langle \lambda(t), f(t) - \sum_k u_k(t) \rangle \end{aligned} \quad (15)$$

此后再利用乘子算法交替方向求解式(15),不断迭代,交替更新 $u_k^{n+1}, \omega_k^{n+1}, \lambda^{n+1}$ 如式(16)所示,以此搜索扩展 Lagrange 的“鞍点”

$$\begin{cases} u_k^{n+1}(\omega) = \frac{f(\omega) - \sum_{j \neq k} u_j(\omega) + \lambda(\omega)/2}{1 + 2\alpha(\omega - \omega_k)^2} \\ \omega_k^{n+1} = \frac{\int_0^\infty \omega |u_k(\omega)|^2 d\omega}{\int_0^\infty |u_k(\omega)|^2 d\omega} \\ \lambda^{n+1}(\omega) = \lambda^n(\omega) + \tau [f(\omega) - \sum_k u_k^{n+1}(\omega)] \end{cases} \quad (16)$$

此处对原始信号进行 VMD 分解时,采用中心频率相近原则对分解层数 K 进行确定,此处 $K=9$,惩罚因子 α 选择默认值 2 000, $\tau=0$,分解结果如图 10 所示。

采用 Pearson 相关系数对 VMD 分量进行筛分,选取相关系数最大的分量作为最优分量。其中第 2 分量相关度最高,因此选取第 2 分量继续执行下一步。

为实现谱峭度的快速计算,采用文献[15]中的

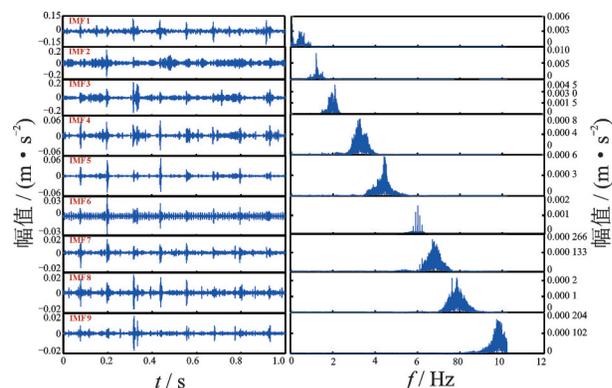


图 10 VMD 处理结果

Fig.10 Processing results by VMD

FSK 对 VMD 最优分量进行分析,得到快速峭度图如图 11 所示。

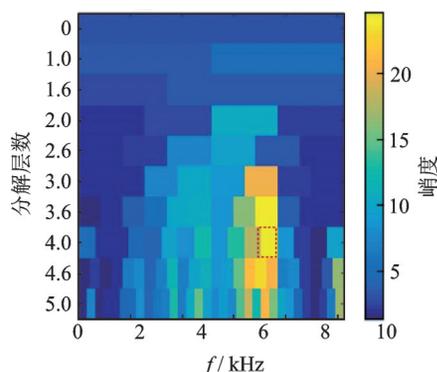


图 11 齿轮裂纹故障快速峭度图

Fig.11 Fast kurtosis figure of gear crack fault

分析图 11 可知,最大峭度值为 24.7,对应在第 4 层分解信号。其滤波器参数如下:中心频率为 7 360 Hz,带宽为 640 Hz,依据该参数设置滤波器,完成滤波后结合包络分析得其信号包络谱,如图 12 所示。

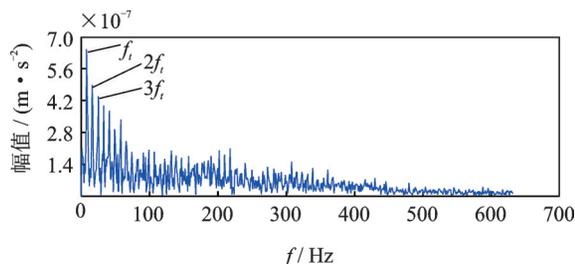


图 12 齿轮裂纹信号包络谱图

Fig.12 The signal envelope spectrum for gear crack fault

由图 12 可见包络谱清晰,故障特征频率及其倍频明显,故障频率为 8.3 Hz,与输入轴转频一致,由此可以判断故障发生在第 1 级齿轮副主动轮上。对比仿真分析,结论与仿真结果吻合。

6 结 论

1) 故障成分在系统振动响应的时域中表现出周期性冲击,冲击周期为故障齿轮所在轴转频的倒数。在频谱中,在频域中当某级齿轮副存在裂纹故障时,在该级齿轮副啮合频率及其倍频附近出现边频调制,其边频谱线间隔为故障齿所在轴的转频。

2) VMD-FSK 可有效实现多级齿轮副故障特征提取,试验结果与仿真得到的故障特征频率吻合。该方法能够较好地抵御噪声对信号的影响,可提高振动信号的信噪比。

参 考 文 献

- [1] HOWARD I, JIA S X, WANG J D. The dynamic modelling of a spur gear in mesh including friction and a crack [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2001, 15 (5): 831-853.
- [2] WU S Y, ZUO M J, ANAND P. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2008, 317 (3/4/5): 608-624.
- [3] 万志国, 晔艳阳, 曹宏瑞, 等. 时变啮合刚度算法修正与齿根裂纹动力学建模[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(11): 153-160.
WAN Zhiguo, ZI Yanyang, CAO Hongrui, et al. Time-varying mesh stiffness algorithm correction and tooth crack dynamic modeling [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(11): 153-160. (in Chinese)
- [4] 吴家腾, 杨宇, 程军圣. 基于参数反求的齿轮裂纹时变啮合刚度计算方法[J]. *中国机械工程*, 2019, 30(24): 2916-2924.
WU Jiateng, YANG Yu, CHENG Junsheng. A time-varying mesh stiffness calculation method for cracked gears [J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30(24): 2916-2924. (in Chinese)
- [5] MENG Z, SHI G X, WANG F L. Vibration response and fault characteristics analysis of gear based on time-varying mesh stiffness [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 148: 103786.
- [6] 常乐浩, 贺朝霞, 刘更. 平行轴齿轮传动系统动力学建模的有限单元法[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(20): 47-53.
CHANG Lehao, HE Zhaoxia, LIU Geng. Dynamic modeling of parallel shaft gear transmissions using finite element method [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35 (20): 47-53. (in Chinese)
- [7] 于德介, 杨宇, 程军圣. 一种基于SVM和EMD的齿轮故障诊断方法[J]. *机械工程学报*, 2005(1): 140-144.
YU Dejie, YANG Yu, CHENG Junsheng. Fault diagnosis approach for gears based on EMD and SVM. [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2005(1): 140-144. (in Chinese)
- [8] 程军圣, 杨怡, 杨宇. 基于LMD的谱峭度方法在齿轮故障诊断中的应用[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(18): 20-23, 54.
CHENG Junsheng, YANG Yi, YANG Yu. Application of spectral kurtosis approach based on local mean decomposition (LMD) in gear fault diagnosis [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31 (18): 20-23, 54. (in Chinese)
- [9] YANG Y, CHENG J S, ZHANG K. An ensemble local means decomposition method and its application to local rub-impact fault diagnosis of the rotor systems [J]. *Measurement*, 2012, 45(3): 561-570.
- [10] 姜宏, 章翔峰, 张小栋. 双矢时域齿轮早期微弱故障特征增强及应用[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(6): 1161-1168.
JIANG Hong, ZHANG Xiangfeng, ZHANG Xiaodong. Gear early weak fault feature enhancement in dual vector time-time domain [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(6): 1161-1168. (in Chinese)
- [11] DRAGOMIRETSKIY K, ZOZZO D. Variational mode decomposition [J]. *IEEE Transactions on Signal Processing*, 2014, 62(3): 531-544.
- [12] ANTONIÀ J R M. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, 21(1): 108-124.
- [13] 乔自珍, 周建星, 章翔峰. 多源时变激励下两级直齿轮传动系统有限元建模方法研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(15): 182-189.
QIAO Zizhen, ZHOU Jianxing, ZHANG Xiangfeng. Finite element modelling method for a two-stage spur gear transmission system under multi-source time-varying excitations [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(15): 182-189. (in Chinese)
- [14] 周建星, 孙文磊, 曹莉, 等. 行星齿轮传动系统碰撞振动特性研究[J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(3): 16-21.
ZHOU Jianxing, SUN Wenlei, CAO Li, et al. Vibro-impact characteristics of planetary gear transmission [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(3): 16-21. (in Chinese)
- [15] FRANCIS A, MURUGANANTHAM C. An adaptive denoising method using empirical wavelet transform [J]. *International Journal of Computer Applications*, 2015, 117 (21): 18-20.



第一作者简介: 申勇, 男, 1995年10月生, 硕士生。主要研究方向为机械系统动力学与信号处理。
E-mail: shenyongvincent@163.com

通信作者简介: 章翔峰, 男, 1984年7月生, 博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为机械系统动力学与机械故障诊断。
E-mail: 15276606076@163.com