

文章编号: 1001- 2486(2010) 06- 0130- 05

基于物理模型的行星轮系特征提取与评估方法*

程 哲, 胡 芑庆, 高 经纬

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 特征提取与评估是损伤检测和故障预测的基础。针对 2K-H 行星轮系缺齿损伤, 建立了行星轮系的损伤模型, 通过分析模型的仿真信号, 提出了基于主频边带、小波变换和经验模式分解的多种损伤特征, 并采用双样本一致性检验方法对所提取损伤特征的分类能力进行了评估, 采用含噪声的仿真信号和试验数据对损伤特征进行了验证。验证结果表明, 所提取的损伤特征均具有较强的分类能力, 其中主频边带特征的分类性能最优。

关键词: 行星轮系; 物理模型; 损伤特征; 特征评估

中图分类号: TH132 文献标识码: A

Feature Extraction and Evaluation Method for Planetary Gear Sets Based on Physical Model

CHENG Zhe, HU Niaqing, GAO Jingwei

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Feature extraction and evaluation is the basis of detection and prognosis. Aiming at tooth breakage in 2K-H planetary gear sets, damage model of planetary gear sets was developed. After the analysis of simulation signals, features based on sidebands around dominant frequency, wavelet transform and EMD were presented and valuated with two samples consistency check. Then the features extracted in the above were verified by simulation signal and test data. Validation results show that the features are promising and the feature based on sideband around dominant frequency is the best one to detect damage for 2K-H planetary gear sets.

Key words: planetary gear sets; physical model; feature extraction; feature evaluation

行星轮系属于周转齿轮系统, 是直升机等重要装备动力传动系统的关键部分, 由于存在多部件之间的运行耦合效应及同频振动干扰, 所获得的传感信息成分极为复杂, 因此对行星轮系的损伤检测一直是本领域的研究难点之一。Saxena 和 Wu 等采用复 Morlet 小波分析对行星轮系轮齿裂纹进行了检测, 并对比了时域、频域和小波域特征在直升机行星轮系保持架裂纹检测中的效果^[1-2]。Khatri 等提出了基于经验模式分解的新特征, 并将之用于直升机齿轮箱的故障检测^[3]。Samuel 采用标准能量指标对直升机齿轮箱故障进行了分类^[4]。Barszcz 和 Randall 等将谱峭度作为故障特征应用于行星齿轮的损伤检测^[5]。对于复杂机械系统而言, 基于信号处理的传统方法较少考虑行星轮系的具体结构特点, 对故障特征的提取和选择具有一定的盲目性, 需要大量工程经验, 因此对某些类型损伤的检测效果不太理想, 同时所提取的特征也缺乏清晰的物理意义^[6]。如果首先深入分析物理机理, 在此基础上提取损伤特征, 将具备较强的针对性、目的性和明确的物理意义, 对于行星轮系的损伤检测和故障诊断十分重要。

本文以直升机动力传动系统中常用 2K-H 行星轮系为研究对象, 针对由疲劳裂纹造成的太阳轮局部缺齿损伤, 分析行星轮系的动力学特性, 在此基础上研究行星轮系损伤特征提取方法, 并采用仿真信号和故障植入试验数据对所提取特征的伤害检测能力进行验证和评估。

* 收稿日期: 2010- 04- 15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50905183); 湖南省杰出青年科学基金资助项目(08JJ1088)

作者简介: 程哲(1982-), 男, 博士生。

1 行星轮系太阳轮缺齿损伤的动力学建模与仿真

1.1 行星轮系动力学建模

在2K-H行星轮系传动中, 考虑到行星轮的支撑轴刚度很大, 内齿轮又是机架的一部分, 行星轮和内齿轮的中心位移都可以忽略, 因此选择2K-H行星轮系的集中参数纯扭模型进行动力学分析^[6]。由Lagrange方程可推导出2K-H行星轮系的动力学微分方程为

$$\begin{cases} I_s \ddot{\theta}_s + \sum_{i=1}^N (D_{\varphi i} + P_{\varphi i}) r_{bs} = T_D \\ I_{pi} \ddot{\theta}_{pi} - (D_{spi} - D_{pi} + P_{\varphi i} - P_{pi}) r_{lpi} = 0 \\ \left(I_c + \sum_{i=1}^N m_{pi} r_c^2 \right) \ddot{\theta}_c - \sum_{i=1}^N (D_{spi} + D_{pi} + P_{\varphi i} + P_{pi}) r_c \cos \alpha = -T_L \end{cases} \quad (1)$$

式中, I_s 、 I_{pi} 、 I_c 分别为太阳轮、行星轮和保持架的转动惯量; m_{pi} 为行星轮质量; α 为齿轮副啮合角; N 为行星轮数量; $D_{\varphi i}$ 、 D_{pi} 、 $P_{\varphi i}$ 、 P_{pi} 分别为太阳轮与行星轮、内齿圈与行星轮之间的粘性啮合力和弹性啮合力; T_D 、 T_L 分别代表驱动扭矩和负载扭矩。如果不考虑齿轮之间的综合啮合误差, 同时设内外啮合齿轮副侧隙分别为 $2b_{spi}$ 、 $2b_{pi}$, 那么行星轮系齿轮副之间的粘性啮合力和弹性啮合力可分别表示为

$$\begin{cases} D_{\varphi i} = C_{\varphi i} (\theta_s r_{bs} - \theta_{pi} r_{lpi} - \theta_c r_c \cos \alpha) \\ D_{pi} = C_{pi} (\theta_{pi} r_{lpi} - \theta_c r_c \cos \alpha) \\ P_{spi} = K_{\varphi i}(t) f(\theta_s r_{bs} - \theta_{pi} r_{lpi} - \theta_c r_c \cos \alpha, b_{\varphi i}) \\ P_{pi} = K_{pi}(t) f(\theta_{pi} r_{lpi} - \theta_c r_c \cos \alpha, b_{pi}) \end{cases} \quad (2)$$

式中, t 代表时间; $K_{\varphi i}(t)$ 、 $K_{pi}(t)$ 分别为太阳轮与行星轮、内齿圈与行星轮之间的时变啮合刚度; $C_{\varphi i}$ 、 C_{pi} 分别代表太阳轮与行星轮、行星轮与内齿圈沿作用线的啮合阻尼(下标中的 s 、 pi 、 r 、 c 分别代表太阳轮、行星轮、内齿圈和保持架, 下文皆同); θ_s 、 θ_{pi} 和 θ_c 分别代表太阳轮、行星轮、保持架的扭转角; r_{bs} 、 r_{lpi} 分别为太阳轮和行星轮的基圆半径, r_c 为保持架的半径; $f(x, b)$ 为非线性间隙函数, b 为间隙常数。

式(1)为 $N+2$ 个自由度的半正定、非线性二阶微分方程组, 系统坐标含有刚体角位移。为将刚体角位移转换为刚体的相对线位移, 定义啮合线上太阳轮、行星轮之间, 太阳轮和保持架之间的相对位移为 $x_{spi} = \theta_s r_{bs} - \theta_{pi} r_{lpi} - \theta_c r_c \cos \alpha$ 、 $x_{sc} = \theta_s r_{bs} - 2\theta_c r_c \cos \alpha$ 。设 M 为等效质量, $M \triangleq I/r_b^2$, $M_c = I_c/r_{bc}^2 + \sum_{i=1}^N (m_{pi}/\cos^2 \alpha)$ 。将式(2)代入式(1), 并经化简可以得到系统的动力学模型:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{\varphi i} + \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{1}{M_s} + \frac{1}{M_c} \right) C_{\varphi i} \dot{x}_{\varphi i} + \frac{1}{M_c} C_{pi} (\dot{x}_{sc} - \dot{x}_{\varphi i}) \right] + \frac{1}{M_{pi}} [C_{spi} \dot{x}_{\varphi i} - C_{pi} (\dot{x}_{sc} - \dot{x}_{\varphi i})] + \\ \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{1}{M_s} + \frac{1}{M_c} \right) K_{\varphi i}(t) f(x_{\varphi i}, b_{\varphi i}) + \frac{1}{M_c} K_{pi}(t) f(x_{sc} - x_{\varphi i}, b_{pi}) \right] + \\ \frac{1}{M_{pi}} [K_{\varphi i}(t) f(x_{\varphi i}, b_{\varphi i}) - K_{pi}(t) f(x_{sc} - x_{\varphi i}, b_{pi})] = \frac{T_D}{M_s r_{bs}} + \frac{T_L}{M_c r_c \cos \alpha}; \\ \ddot{x}_c + \left(\frac{1}{M_s} + \frac{2}{M_c} \right) \sum_{i=1}^N C_{\varphi i} \dot{x}_{\varphi i} + \frac{2}{M_c} \sum_{i=1}^N [C_{pi} (\dot{x}_{sc} - \dot{x}_{\varphi i})] + \left(\frac{1}{M_s} + \frac{2}{M_c} \right) \sum_{i=1}^N K_{spi}(t) f(x_{spi}, b_{\varphi i}) + \\ \frac{2}{M_c} \sum_{i=1}^N [K_{pi}(t) f(x_{sc} - x_{spi}, b_{pi})] = \frac{T_D}{M_s r_{bs}} + \frac{2T_L}{M_c r_c \cos \alpha} \end{cases} \quad (3)$$

1.2 行星轮系动力学模型的损伤植入

当装配不良出现偏载时, 2K-H行星轮系容易出现局部缺齿损伤, 而损伤轮齿进入啮合周期(Δt)会使啮合刚度发生变化。相对而言, 损伤对模型的啮合阻尼和其他项的影响相对较小^[7], 本文主要考虑损伤引起的时变啮合刚度变化对动力学模型的影响。将损伤引起的刚度周期性变化表示为 $\Delta K(t)$, 由此可以得到太阳轮局部缺齿损伤的时变啮合刚度:

$$K_{spi}(t) = K_0(t) + \Delta K(t) \quad (4)$$

式中, $K_0(t)$ 为正常状态下太阳轮与行星轮的时变啮合刚度。将式(4)代入式(3), 即可得到行星轮系太阳轮缺齿损伤动力学模型。

1.3 行星轮系动力学仿真

针对以上所建立的行星轮系动力学模型, 参数设置如表 1 所示, 采用 4 阶 Runge-Kutta 方法进行数值仿真, 仿真时间设为 1s, 步长为 0.0001。

表 1 行星轮系动力学模型参数

Tab. 1 Parameter of dynamical model for planetary gear sets

模数/mm	齿数	行星轮数	齿宽/mm	压力角/(°)	驱动扭矩/(N·m)	负载扭矩/(N·m)
	$Z_s = 28$					
2.5	$Z_{pi} = 32$	4	12	20	100	220
	$Z_r = 92$					

图 1(a) 所示为动力学模型的时域仿真信号。图中呈现出了行星轮系的啮合频率及其倍频, 以及由刚度和间隙等非线性因素引起的边频。

设 $\Delta K_l = \beta |K_0|$, β 分别取 0.025、0.05 和 0.10, 表示不同程度的损伤, 行星轮系其余参数设置如表 1 所示。采用与上文相同的参数设置和数值积分方法对损伤模型进行数值仿真和分析。图 1(b) 所示为太阳轮缺齿损伤的频域仿真信号。与正常信号相比, 损伤信号时域中出现了显著的幅值调制和周期性冲击信号, 损伤信号频域中啮合主频及低阶倍频周围出现大量边带, 其中以主频边带最为突出。

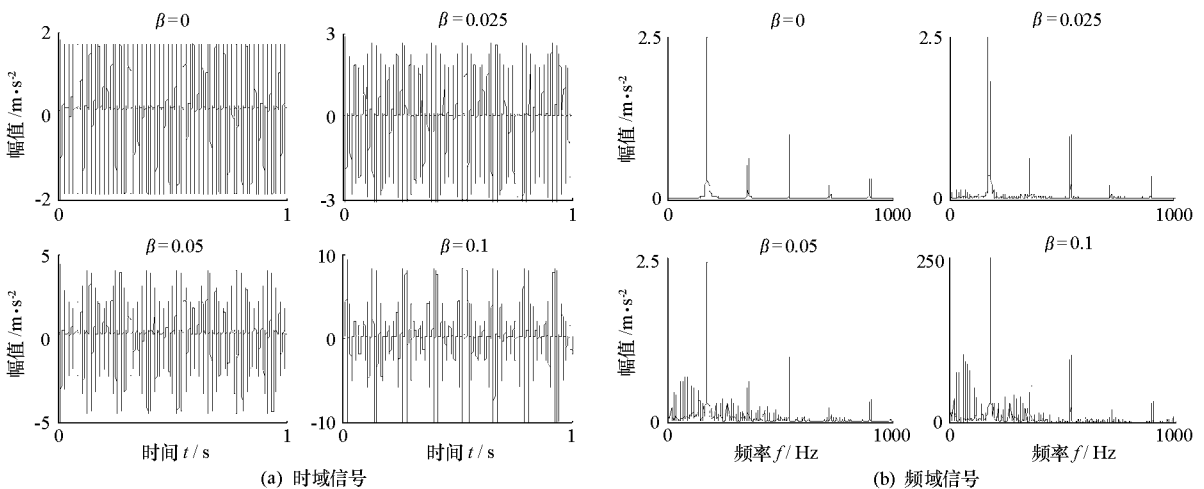


图 1 时域和频域仿真信号

Fig. 1 Simulation signal in time domain & frequency domain

2 损伤特征提取

基于行星轮系物理模型的仿真和分析结果, 下面分别对仿真信号进行频谱分析、小波变换和经验模式分解(Empirical Mode Decomposition, EMD), 并在此基础上提取损伤特征。

2.1 主频边带特征

图 1 所示的损伤信号时域的调幅现象极易被装备运行中产生的噪声及其他频率成分所淹没, 难以为基础提取损伤特征。损伤对于行星轮系主频周围的边带幅值影响最为显著, 主要体现在大量主频边带的出现和主频幅值的减小, 以此为依据, 可将主频边带幅值累积量(Amplitude Sum of Sidebands Around the Dominant Frequency)作为损伤特征:

$$S_{AS} = \sum a_s \quad (5)$$

式中, a_s 为主频边带幅值。

不同的信号采集部位和采集方法会影响信号强度, 同样也会影响损伤特征 S_{AS} 阈值的设定, 而将主频边带累积量除以主频幅值 a_{DF} 得到的相对累积量作为损伤特征可有效解决这一问题。由此, 得到具

有更强鲁棒性的损伤特征——边带主频比(Ratio of Sidebands to Dominant frequency):

$$R_{SD} = \frac{\sum as}{a_{DF}} \quad (6)$$

2.2 小波变换特征

通过多次对小波函数的试取, 本文选择 db10 小波, 对健康仿真信号和太阳轮局部缺齿仿真信号进行 4 层小波分解, 4 层小波细节信号 d_1 、 d_2 、 d_3 和 d_4 分别位于 [1000Hz, 2000Hz]、[500Hz, 1000Hz]、[250Hz, 500Hz] 和 [0Hz, 250Hz] 的频段上。很显然, 高频细节信号 d_1 和 d_2 虽然变化比较明显, 但是幅值很小, 不能体现缺齿损伤的物理本质。与细节信号 d_4 相比, d_3 的变化不明显, 且幅值要小得多, 因此以细节信号 d_4 为基础来提取损伤特征是合理的。

作为一种频域统计指标, 谱峭度(Spectrum Kurtosis, SK) 在损伤检测中应用广泛^[5]。下面将小波变换细节信号 d_4 信号谱峭度作为损伤特征:

$$SK_{d4} = \frac{N \sum_{i=1}^N (s_{di} - s_d)^4}{\left[\sum_{i=1}^N (s_{di} - s_d)^2 \right]^2} \quad (7)$$

2.3 EMD 特征

下面对仿真信号进行 EMD, 提取本征模态函数(Intrinsic Modal Function, IMF)。经过对所提取的 IMF 进行对比分析, 发现 IMF4 对于行星轮系状态变化最为明显: 健康状态下, IMF4 能量主要集中于啮合频率的二倍频, 其余频率成分幅值很小; 损伤状态下, IMF4 幅值明显增加。因此, 可以尝试以按照小波变换特征提取的类似方法, 将 IMF4 的 SK 作为损伤特征:

$$SK_{IMF4} = \frac{N \sum_{i=1}^N (s_{li} - s_l)^4}{\left[\sum_{i=1}^N (s_{li} - s_l)^2 \right]^2} \quad (8)$$

3 数据验证与评估

3.1 仿真数据验证与评估

下面采用含噪声仿真信号来验证上文提取的损伤特征, 并将之与常用特征——峭度进行比较。检测结果(图 2(a)~(e))显示, 所有特征均对含噪声仿真信号的 12 个样本进行了分类, 健康和损伤数据的特征曲线没有交叉或重合, 均有清晰的边界, 分类效果较为理想。

特征分类能力评估是实现定量诊断和故障预测的基础, 双样本 Z 值一检验法是普遍采用的特征分类效果评估方法^[2]。 Z 值一检验法可以有效评估两组样本在统计上的差异状态, 并以此作为评价损伤检测效果的依据, Z 值越大, 其分类能力越强。各特征分类结果的 Z 值如图 2(f) 所示。结果显示, 本文提取特征的分类能力均显著优于峭度, 其中以边带主频幅值比特征分类性能最佳。

3.2 实验数据验证与评估

本研究采用从美国 Spectra Quest 公司引进的直升机传动系统故障模拟试验台开展故障植入试验, 在试验台第二级行星轮系太阳轮上植入局部缺齿损伤。驱动电机初始输入频率设置为 60Hz, 负载设置为 200N·m, 行星轮系的其他参数设置与表 1 相同。通过测量发现, 本试验台行星轮系垂直方向振动要显著大于水平方向振动, 因此加速度传感器安装于第二级行星轮系外壳顶部的中心位置, 测量行星轮系垂直方向的振动, 设置采样频率为 5000Hz, 采样时间为 4s。试验过程中, 行星轮系太阳轮输入转速分阶段从 0 调整为 600r/min。利用 PCB 公司 SQI601 型压电加速度传感器从试验台健康运行试验和太阳轮缺齿损伤运行试验中采集时域振动信号。分别从不同转速的振动信号中抽取 10 个健康样本和 10 个损伤样本, 对上文提取的特征的分类能力进行检验, 验证结果如图 3 所示。

结果表明, 所有特征对试验信号的分类能力要弱于仿真信号, 这是因为实验条件下的干扰因素要明显多于仿真信号。所有特征均较好地正常试验数据和故障试验数据作了分类, 但相对而言, 主频边带

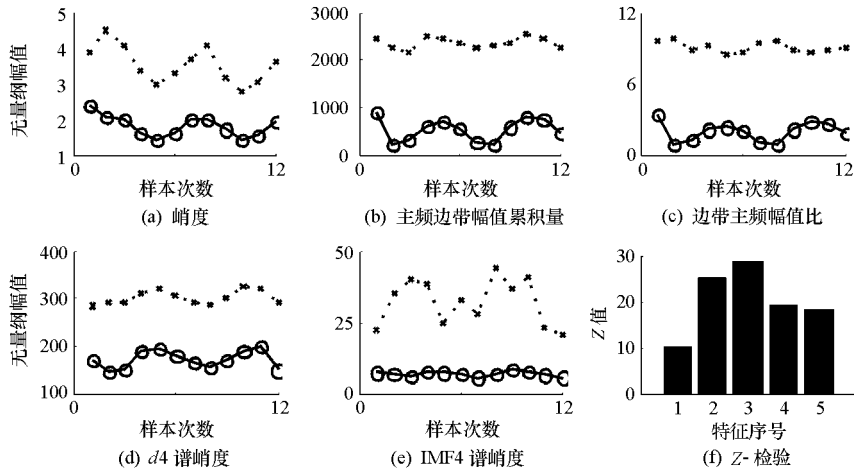


图2 仿真数据验证

Fig. 2 Verification with simulation data

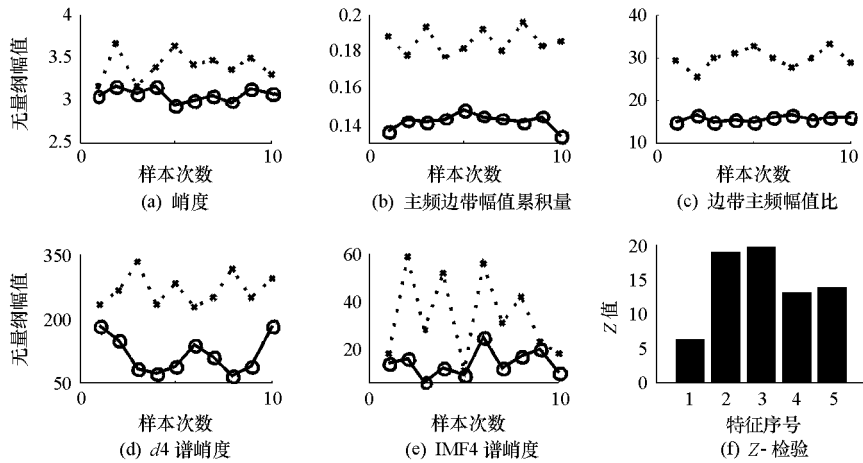


图3 实验数据验证

Fig. 3 Verification with test data

特征的表现要优于 d4 谱峭度和 IMF4 谱峭度, 本文所提取特征的分类能力均优于峭度。

4 结论

对于行星轮系而言, 不同损伤类型需要不同的损伤特征来检测。本文针对行星轮系太阳轮缺齿损伤, 在损伤仿真信号分析的基础上, 提出了主频边带特征、小波变换特征和 EMD 特征。仿真和试验验证结果均显示, 所提取的各特征均具有良好的分类能力, 优于目前旋转机械状态监控中常用的时域峭度特征, 其中主频边带特征的分类能力最优。

参考文献:

- [1] Saxena A, Wu B, Vachtsevanos G. A Methodology for Analyzing Vibration Data from Planetary Gear Systems Using Complex Morlet Wavelets[C]// 2005 American Control Conference, Portland, OR, USA, June 8- 10, 2005.
- [2] Wu B, Saxena A. An Approach to Fault Diagnosis of Helicopter Planetary Gears[C]// 2004 IEEE Autotestcon, September 20- 23, 2004: 475- 481.
- [3] Khatiri H, Ranney K, Tom K. New Features for Diagnosis and Prognosis of Systems Based on Empirical Mode Decomposition[C]// 2008 International Conference on Prognostics and Health Management, Denver, CO, USA, October 6- 9, 2008.
- [4] Samuel P D, Pines D J. Classifying Helicopter Gearbox Faults Using a Normalized Energy Metric[J]. Smart Materials and Structures, 2001, 10: 145- 153.
- [5] Barszcz T, Randall R. Application of Spectral Kurtosis for Detection of a Tooth Crack in the Planetary Gear of a Wind Turbine[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23: 1352- 1365.
- [6] Ambarisha V, Parker R. Nonlinear Dynamics of Planetary Gears Using Analytical and Finite Element Models [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302: 577- 595.
- [7] Charri F, Blecicar W. Effect of Spalling or Tooth Breakage on Gearmesh Stiffness and Dynamic Response of a One-stage Spur Gear Transmission[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2008, 27: 691- 705.