

燃气轮机滚动轴承故障及振动传递特性研究

徐科繁¹, 张广辉¹, 刘占生¹, 刘 勋²

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 针对燃气轮机动力涡轮转子系统中滚动轴承故障高发的问题, 基于赫兹接触理论建立了滚动轴承故障激励模型, 并验证了其准确性。基于有限元法建立了转子-轴承-机匣-固定平台整机模型以揭示振动传递特性。频域分析结果表明: 单故障条件下不平衡激励力与滚动轴承故障激励力是单向耦合的关系; 双故障条件下, 若故障点直径相同, 加速度信号中滚子故障主要频率对应的加速度幅值最大, 外圈故障主要频率对应的加速度幅值最小。

关 键 词: 燃气轮机; 滚动轴承故障; 振动传递特性

中图分类号: TK474.8⁺12

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.10.022

[引用本文格式] 徐科繁, 张广辉, 刘占生, 等. 燃气轮机滚动轴承故障及振动传递特性研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(10): 171-178. XU Ke-fan, ZHANG Guang-hui, LIU Zhan-sheng, et al. Study on rolling bearing fault and vibration transmissibility characteristics of gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(10): 171-178.

Study on Rolling Bearing Fault and Vibration Transmissibility Characteristics of Gas Turbine

XU Ke-fan¹, ZHANG Guang-hui¹, LIU Zhan-sheng¹, LIU Xun²

(1. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001;

2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: For the high incidence of rolling bearing faults in the power turbine rotor system of gas turbine, a rolling bearing fault excitation force model is established based on Hertzian contact theory and its accuracy is verified. A rotor-bearing-stator model is established based on the finite element method to reveal the vibration transmissibility characteristics. The results of the frequency-domain analysis show that the relationship between unbalanced excitation force and rolling bearing fault excitation force is unidirectional coupling under the single fault condition. Under the double fault condition, if the diameters of the two fault points are the same, the vibration amplitude corresponding to the main frequency of roller fault in the acceleration signal is the largest, and the vibration amplitude corresponding to the main frequency of outer ring fault is the smallest.

Key words: gas turbine, rolling bearing faults, vibration transmissibility characteristics

收稿日期: 2021-04-02; 修订日期: 2021-05-27

基金项目: 国家科技重大专项(2017-I-0001-0001)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project(2017-I-0001-0001)

作者简介: 徐科繁(1996-), 男, 湖北黄冈人, 哈尔滨工业大学博士研究生。

通讯作者: 张广辉(1981-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 哈尔滨工业大学教授。

引 言

动力涡轮转子作为舰船燃气轮机的核心旋转部件,其受到多种载荷的共同作用,因此故障多发。滚动轴承作为动力涡轮转子的支撑部件,是后者故障的主要来源之一。据统计,旋转机械中约 30% 的故障由滚动轴承造成,因此对滚动轴承故障进行建模十分重要^[1]。

国外对滚动轴承故障诊断的研究始于 20 世纪 60 年代。Gustafsson 等人^[2]最先提出通过振动加速度时域信号来判断滚动轴承运行状态。Balderston^[3]通过研究滚动轴承振动信号的频域特征得出滚子的通过频率及滚子公转频率的计算公式,为滚动轴承故障研究开辟出一条新路。此后,包括 Hilbert-Huang 变换^[4]、小波包变换^[5]在内的多种信号处理方法开始在滚动轴承故障诊断研究中大放异彩。进入 21 世纪以后,滚动轴承故障诊断的方法愈发多样化,且更加成熟。2019 年 Hoang 等人^[6]提出了一种基于卷积神经网络深层结构的诊断方法,该方法在噪声环境下也有很高的鲁棒性和精度。

20 世纪 90 年代,国内主要采用小波变换相关方法开展滚动轴承故障诊断研究。如非抽样小波变换^[7]、正交小波变换^[8]等。此后包括 BP 神经网络方法^[9]、柔性形态滤波和支持向量机^[10]等智能诊断算法开始崭露头角。

国内外对滚动轴承故障诊断均进行了大量研究,但其中关于复杂耦合系统的轴承故障诊断相对较少。卢艳辉^[11]结合航空发动机滚动轴承故障试验数据和重构算法提取出故障频率信号特征,但未提供转子模型。陈果^[12]建立了含滚动轴承故障的航空发动机转子系统模型并验证了准确性,但其将转子和机匣简化为质量点,忽略了二者的弯曲振动效应,因此可能存在误差。

本文结合舰船燃气轮机轴承的结构特点及运行工况,建立了滚动轴承典型故障激励力模型并进行了验证。在此基础上,基于 Timoshenko 梁单元建立了燃气轮机转子-轴承-机匣-固定平台整机模型并进行了数值求解,给出了其故障振动特性规律。

1 转子-轴承-基础系统动力学建模

转子-轴承-基础系统通常由具有分布质量的弹性轴段、刚性圆盘及轴承座等部件组成^[13]。 M 、 C 、 G 、 K 、 q 及 Q 依次表示某一部件的质量矩阵、阻尼矩阵、陀螺力矩矩阵、刚度矩阵、广义位移向量和广义力向量,并利用下标加以区分, u 和 θ 分别表示平动和转动位移。

弹性轴段:利用 Timoshenko 梁单元进行建模,其两端结点的位移向量 q_s 和单元运动方程依次为:

$$q_s = \{u_{x1}, \theta_{y1}, u_{x2}, \theta_{y2}, u_{y1}, -\theta_{x1}, u_{y2}, -\theta_{x2}\}^T \quad (1)$$

$$M_s \ddot{q}_s + (\omega G_s + C_s) \dot{q}_s + K_s q_s = Q_s \quad (2)$$

式中: ω —转子转速, r/min;下标“s”—弹性轴段。

轴承座:假设 x_b 、 y_b 表示轴承座单元中心位移, x_s 、 y_s 表示对应的弹性轴段的中心位移,此时单元运动方程为:

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_b & \\ & c_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_b - \dot{x}_s \\ \dot{y}_b - \dot{y}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b & \\ & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b - x_s \\ y_b - y_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_f & \\ & c_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_f & \\ & k_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ y_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中:下标“b”—轴承座;下标“f”—基础。

刚性圆盘:此时其轴心位移向量 q_d 和单元运动方程依次为:

$$q_d = \{u_x, \theta_y, u_y, -\theta_x\}^T \quad (4)$$

$$M_d \ddot{q}_d + \omega G_d \dot{q}_d = Q_d \quad (5)$$

式中:下标“d”—刚性圆盘。

在上述方程的基础上,转子-轴承-基础系统的运动方程可表示为:

$$M_r \ddot{q}_r + (\omega G_r + C_r) \dot{q}_r + K_r q_r = Q_r \quad (6)$$

式中:下标“r”—转子-轴承-基础系统。

同时采用 Newmark- β 法^[14]对上式进行数值求解以获取系统的动力学响应,因此式(6)可以整理为:

$$\bar{K} q_{t+\Delta t} = \bar{Q}_{t+\Delta t} \quad (7)$$

$$\bar{K} = K_r + \alpha_0 M_r + \alpha_1 C_r \quad (8)$$

$$\bar{Q}_{t+\Delta t} = Q_{t+\Delta t} + M_r (\alpha_0 u_t + \alpha_2 \dot{u}_t + \alpha_3 \ddot{u}_t) + C_r (\alpha_1$$

$$\boldsymbol{u}_t + \alpha_4 \dot{\boldsymbol{u}}_t + \alpha_5 \ddot{\boldsymbol{u}}_t) \tag{9}$$

式中: α_i —与 Newmark- β 法相关的系数。

2 滚动轴承典型故障激励理论模型

图 1 为滚动轴承示意图。假设 N_b 个滚子在滚道内均匀分布,滚子初始相位差为 $2\pi/N_b$;另假设滚子在滚道内为纯滚动,其公转角速度与保持架角速度 ω_c 一致。此时,由于外圈固定,内圈固定在轴颈上,故有^[15]

$$V_A = 2V_C = \pi f_s (d_p - d_b \cos \alpha) = 2\pi f_c d_p \tag{10}$$

式中: V_A 和 V_C 分别为滚子与内圈接触点和滚子中心的线速度,m/s; f_s —内圈的旋转频率,Hz; α —压力线偏角,rad; d_p —轴承节径,m。

故滚子的公转频率 f_c 为:

$$f_c = \frac{f_s}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \tag{11}$$

滚子的自转频率 f_b 为:

$$f_b = \frac{d_p f_s}{2d_b} \left[1 - \left(\frac{d_b \cos \alpha}{d_p} \right)^2 \right] \tag{12}$$

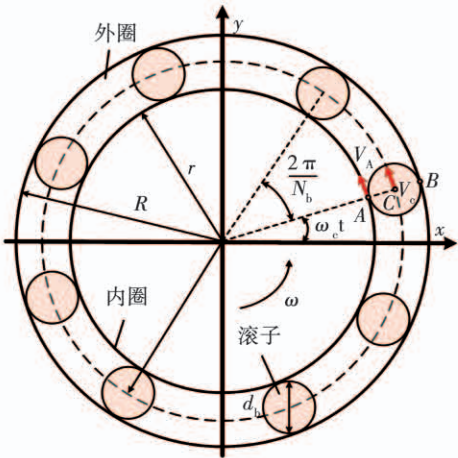


图 1 滚动轴承示意图

Fig. 1 The schematic diagram of rolling bearing

此时不同状态下轴承振动(故障)频率为:

健康轴承振动频率 f_{VC} :

$$f_{VC} = \left(\frac{r}{R+r} N_b \right) f_s \tag{13}$$

外圈故障频率 f_{out} :

$$f_{out} = N_b f_c = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_s \tag{14}$$

内圈故障频率 f_{in} :

$$f_{in} = N_b (f_s - f_c) = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_s \tag{15}$$

滚子故障频率 f_{ball} :

$$f_{ball} = 2f_b = \frac{d_p f_s}{d_b} \left[1 - \left(\frac{d_b \cos \alpha}{d_p} \right)^2 \right] \tag{16}$$

计算得: $f_{VC} \approx 2.89f_s$; $f_{out} \approx 3.03f_s$; $f_{in} \approx 4.97f_s$; $f_{ball} \approx 3.88f_s$ 。

表 1 为滚动轴承的结构参数。

表 1 滚动轴承结构参数

Tab. 1 Parameters of rolling bearing

参 数	数 值
节圆直径/mm	72
滚子直径/mm	17.462
滚子数	8
滚道内半径/mm	26
滚道外半径/mm	46
轴承游隙/ μm	1
压力线偏角/rad	0

3 滚动轴承典型故障激励仿真模型

用 θ_i 表示滚动轴承滚子角位移

$$\theta_i = \frac{2\pi}{N_b} (i-1) + \omega_c t, (i=1 \cdots N_b) \tag{17}$$

假设内圈中心在 x 和 y 方向的位移分别 X 和 Y ,则第 i 个滚子径向变形量 δ_i 为:

$$\delta_i = X \cos \theta_i + Y \sin \theta_i - \lambda_0 \times 10^{-6} \tag{18}$$

式中: λ_0 —轴承游隙, μm 。

由于仅当 $\delta_i \geq 0$ 时,接触压力才为正值,故通过引入单位阶跃函数 $H(t)$ 给出滚子接触压力 f_i 为:

$$H(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1, & t \geq 0 \end{cases} \tag{19}$$

$$f_i = k_b \delta_i^{n_b} H(\delta_i) \tag{20}$$

式中: k_b —滚子刚度系数; n_b —滚子变形指数。

基于赫兹接触理论,对 n_d 规定如下:

$$n_b = \begin{cases} 3, & \text{滚动轴承存在故障} \\ 1.5, & \text{滚动轴承状态健康} \end{cases} \tag{21}$$

因此,滚动轴承总的接触力为:

$$\begin{cases} F_x = \sum_{i=1}^{N_b} f_{ix} = \sum_{i=1}^{N_b} k_b \delta_i^{n_b} H(\delta_i) \cos \theta_i \\ F_y = \sum_{i=1}^{N_b} f_{iy} = \sum_{i=1}^{N_b} k_b \delta_i^{n_b} H(\delta_i) \sin \theta_i \end{cases} \tag{22}$$

图 2 为滚动轴承 3 种典型故障(外圈、内圈和滚子故障)的判断条件。以凹坑表示故障点,其故障角 β 与滚动轴承和故障点的尺寸有关。当满足一定条件后轴承受到振动冲击,此时接触刚度系数 n_b 修正为 3。

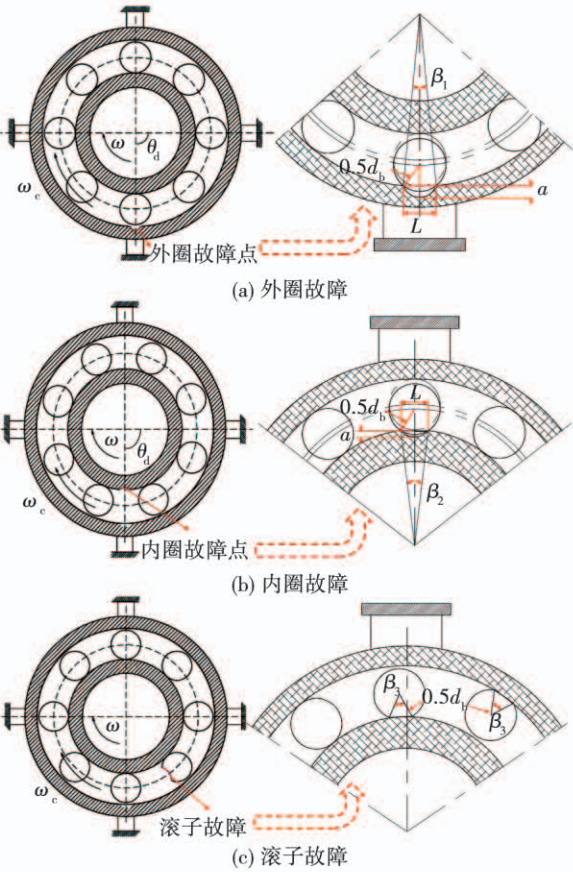


图 2 滚动轴承典型故障示意图

Fig.2 The typical fault of rolling bearing

针对外圈故障,由于外圈固定,故认为当满足式(23)时会产生振动冲击,否则产生谐波共振。

$$| \text{mod}(\delta_i, 2\pi) - \theta_d | < \beta_1 \tag{23}$$

$$\beta_1 = \arcsin(L/R) \tag{24}$$

式中: mod —取余运算; θ_d —故障点相角, rad ; L —故障点凹坑直径, m 。

针对内圈故障,由于内圈会跟随轴颈转动,故认为当满足式(25)时会产生振动冲击,否则产生谐波共振。

$$| \text{mod}(\omega t - \delta_i, 2\pi) - \theta_d | < \beta_2 \tag{25}$$

$$\beta_2 = \arcsin(L/r) \tag{26}$$

针对滚子故障,由于出现故障的滚子与内外圈均会接触,故认为当满足式(27)时会产生振动冲击。

$$| \text{mod}(\Phi_i - \Phi_0, 2\pi) - \theta_d | < \beta_3 \tag{27}$$

$$\Phi_i = 2\pi f_b t + \frac{2\pi}{N_b}(i - 1) \tag{28}$$

$$\Phi_0 = \begin{cases} \pi/2, & \text{与内圈接触} \\ 3\pi/2, & \text{与外圈接触} \end{cases} \tag{29}$$

$$\beta_3 = \arcsin(2L/d_b) \tag{30}$$

式中: Φ_i —滚子自转角度; Φ_0 用于判断接触点的位置。

4 滚动轴承典型故障激励力模型验证

4.1 仿真分析

为验证滚动轴承典型故障激励力模型,基于图 3 的简单转子-轴承系统开展仿真工作。轮盘通过集中质量进行等价。表 2 和图 4 依次给出了仿真计算参数和仿真计算流程。

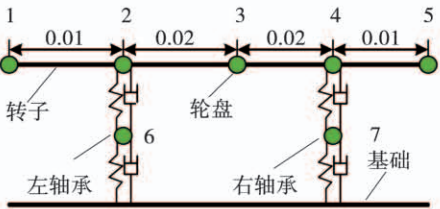


图 3 简单转子-轴承系统(m)

Fig.3 Simple rotor-bearing system (m)

表 2 简单转子-轴承系统振动特性仿真计算参数

Tab.2 Parameters of simple rotor-bearing system

参 数	数 值
转子质量/kg	5.4
转子轴径/mm	45
轮盘质量/kg	2
轴承质量/kg	0.5
轴承刚度系数/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	5×10^8
轴承阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	5×10^2
基础刚度系数/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	4×10^8
基础阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	1×10^3
故障点凹坑直径/mm	0.6
故障点相角/rad	$\pi/2$
转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	18 000

健康状态下右轴承 x 和 y 方向加速度-时间历程如图 5 所示。可以看到加速度信号对振动比较敏感,据此给出不同状态下右轴承 x 方向加速度频谱图。



图 4 仿真计算流程图

Fig.4 The flowchart of simulation

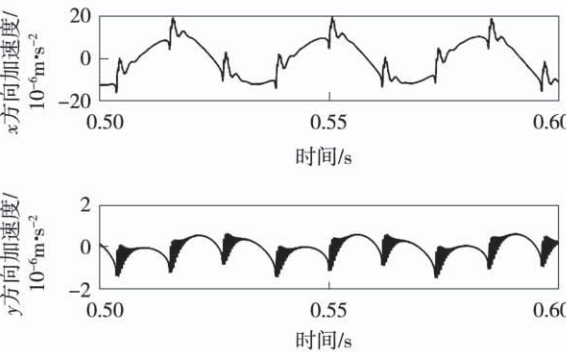


图 5 健康状态下右轴承 x 和 y 方向加速度 - 时间历程图

Fig.5 Acceleration-time diagram of right bearing in x and y directions under healthy condition

滚动轴承不同状态下 x 方向加速度频谱图如图 6 所示。

针对健康状态,此时 $f_{VC} \approx 86.7\text{ Hz}$,图 6 (a) 清晰显示了变柔度振动(即 VC 振动)特征,同时还观察到 VC 频率及其倍频等频率成分(2VC),这与文献[12]的研究相符合。

针对外圈故障,此时故障角为 $\beta_1 \approx 0.013\text{ rad}$ 。图 6(b)表明存在以 87 Hz 为间隔的共振带,且离散谱线的幅值随着频率增大而逐渐减小,该频率即为外圈故障频率。

针对内圈故障,此时故障角为 $\beta_2 \approx 0.023\text{ rad}$ 。图 6(c)表明存在以 153 Hz 为间隔的共振带,且附近存在较多由转速调制形成的边频谱线,该频率即为内圈故障频率。

针对滚子故障,此时故障角为 $\beta_3 \approx 0.069\text{ rad}$ 。图 6(d)表明存在以 116 Hz 为间隔的共振带,且附

近存在较多由转速调制形成的边频谱线,该频率即为滚子故障频率。

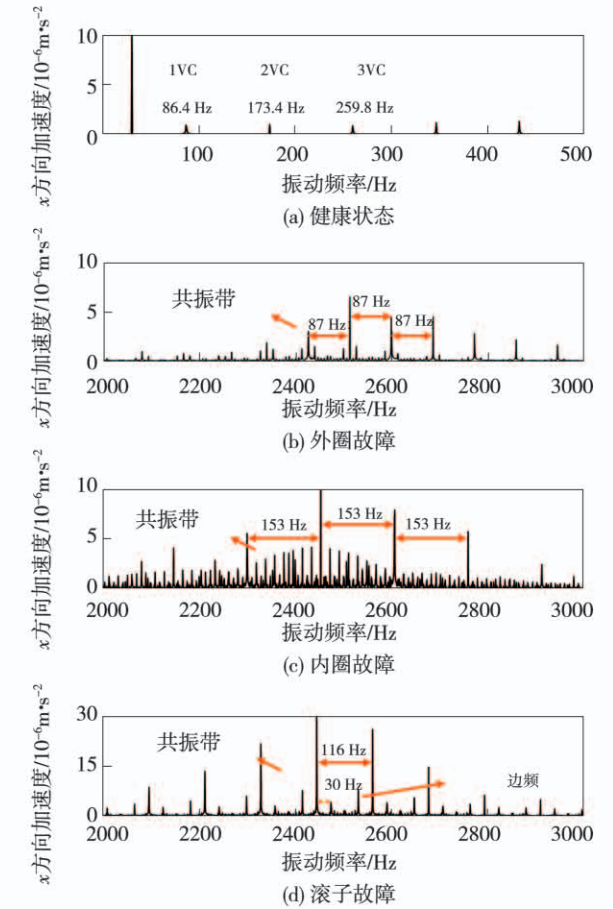


图 6 滚动轴承不同状态下 x 方向加速度频谱图

Fig.6 The spectrum of acceleration of rolling bearing in x -direction under different conditions

表 3 为滚动轴承故障频率理论值与仿真值对比。可以看到,在误差允许范围内仿真值与理论值很接近,这验证了滚动轴承典型故障激励力模型的正确性。

表 3 滚动轴承故障频率理论和仿真计算值对比

Tab.3 Comparison between theoretical and simulation values of rolling bearing fault frequency

故障类型	理论值/Hz	仿真值/Hz	误差/%
外圈故障	90.9	87	4.3
内圈故障	149.1	153	2.6
滚子故障	116.4	116	0.34

4.2 试验验证

基于美国凯斯西储大学公开的滚动轴承故障数据库,进一步验证滚动轴承典型故障激励力模型准确性。试验中风扇端轴承结构参数以及部分试验参

数如表 4 所示。

表 4 滚动轴承参数和试验参数

Tab. 4 Parameters of rolling bearing structure and test

参 数	数 值
节圆直径/mm	28.5
滚子直径/mm	6.747
滚子数	8
滚道内半径/mm	8.5
滚道外半径/mm	20
故障点凹坑直径/mm	0.355 6
转速/r · min ⁻¹	1 797
试验采样频率/Hz	12 000

考虑到试验数据的复杂性,采用小波包变换和 Hilbert 变换处理加速度信号,后者被分解为 3 层,小波基函数为“db8”,在此基础上,综合各层细节信号获取故障频率^[16]。图 7 对比了外圈故障下的仿真结果和实验结果,二者存在较好的一致性,因此滚动轴承典型故障激励力模型可以准确显示相关故障特征。

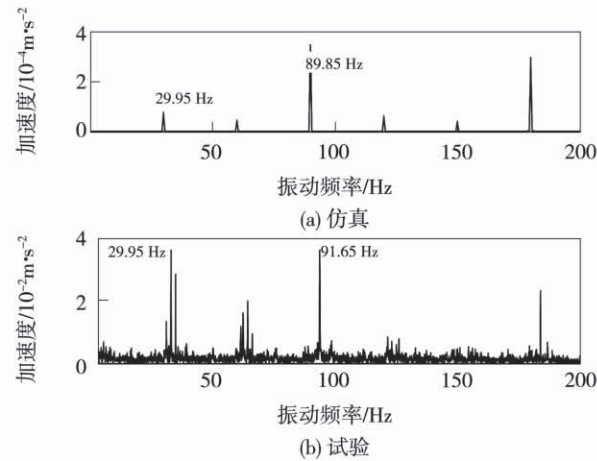


图 7 滚动轴承外圈故障仿真和试验对比
Fig. 7 Comparison between experimental and simulation results for rolling bearing outer ring fault

5 燃机整机滚动轴承故障振动特性仿真

图 8 为燃气轮机整机尺寸图。可以看到,整个系统由转子及轮盘、轴承、机匣和固定平台组成。转子为双盘悬臂转子、双滚动轴承支撑。机匣被简化为圆筒结构。表 5 给出了各部件的连接刚度和阻尼系数。

图 9 依次给出了外圈故障、内圈故障和滚子故障状态下,不同不平衡量下轴承加速度信号主要频率成分对应的幅值。设置 4 种不平衡量: 2×10^{-5} , 8×10^{-5} , 1.6×10^{-4} 和 5×10^{-4} kg · m,不平衡量施加

在最大轮盘处。可以看到,由于不平衡激励力是一种简单的线性力,而滚动轴承激励力是一种复杂的非线性力,不平衡量可以通过影响转子的位移来影响滚动轴承的激励效果,二者是一种单向耦合的关系。另外,在多数情况下,左轴承对应的振动幅值均大于右轴承,图 9(b)例外。加速度信号的幅值与不平衡量是单调递增的关系,其中基频(30 Hz)对应的幅值与不平衡量为线性关系,其他主要频率成分的幅值增大的幅度随不平衡量的增大而增大。

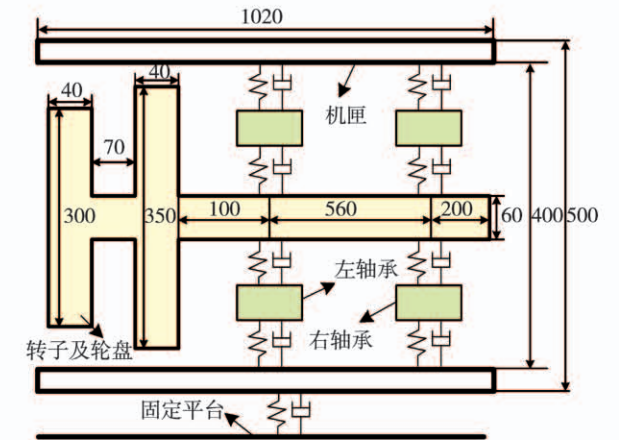
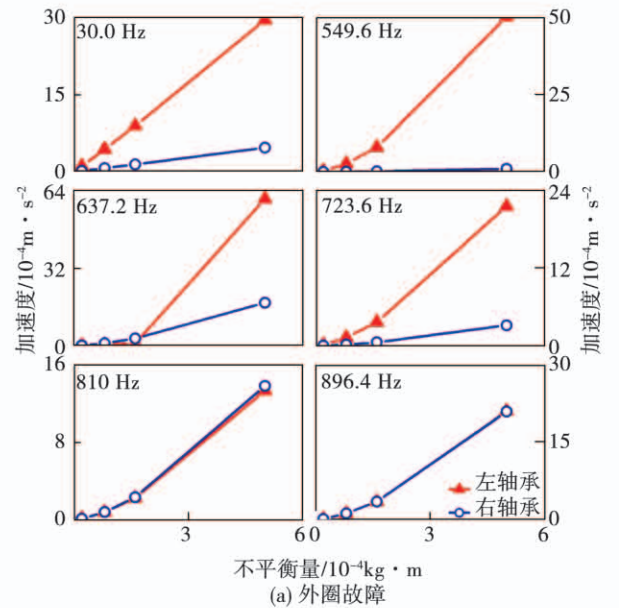


图 8 燃气轮机整机尺寸图(mm)
Fig. 8 The size diagram of the gas turbine (mm)

表 5 各部件连接刚度和阻尼参数

Tab. 5 Connection stiffness and damping between components

部件	连接刚度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	连接阻尼/ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
转子 - 轴承	5×10^7	5×10^7
轴承 - 机匣	5×10^8	5×10^8
机匣 - 平台	5×10^8	5×10^8



(a) 外圈故障

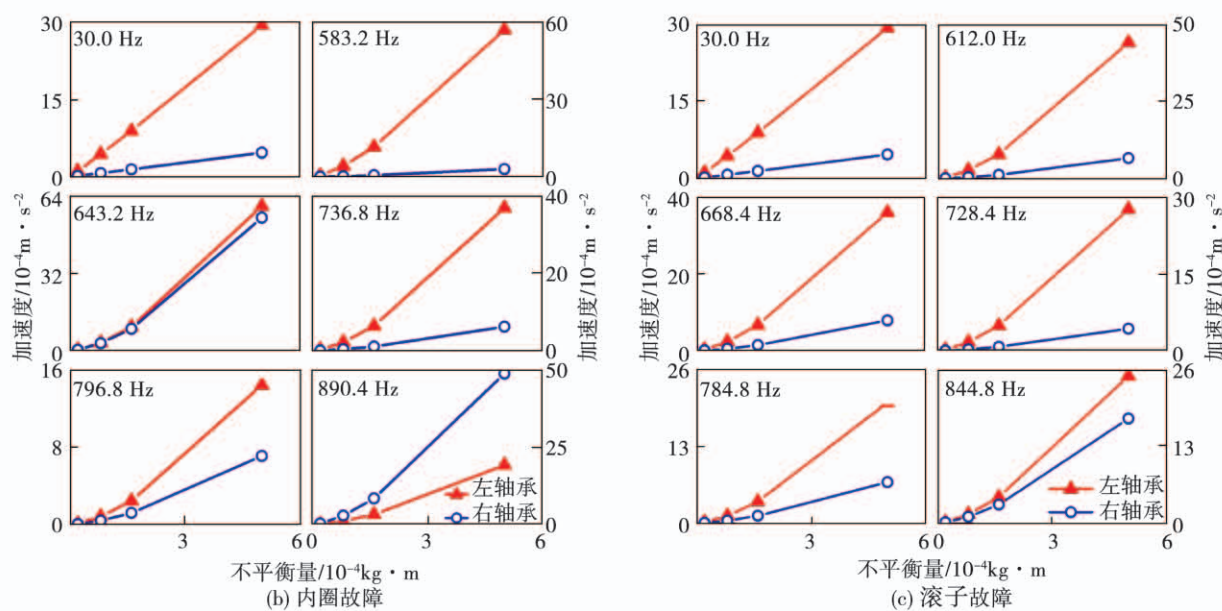


图 9 滚动轴承故障下加速度信号主要频率成分对应的幅值

Fig. 9 Amplitudes of the main frequency components of acceleration signals under rolling bearing faults

图 10 依次给出滚动轴承双故障耦合作用下的左轴承处加速度信号频谱图。可以看出,在不平衡激励力作用下,当转子同时存在两种故障且故障点直径相同时,主要频率对应的幅值满足:滚子故障 > 内圈故障 > 外圈故障。

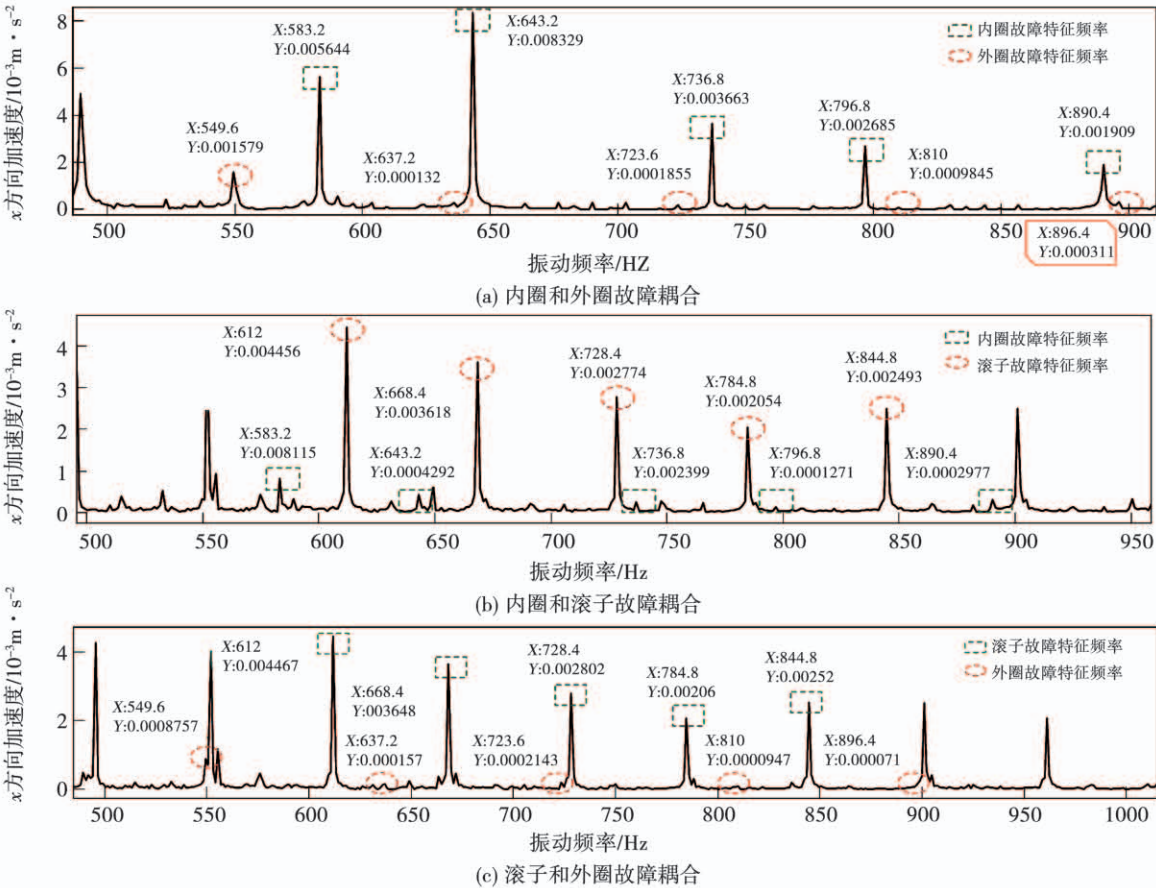


图 10 双故障耦合作用下左轴承处加速度信号频谱图

Fig. 10 Spectrum diagram of acceleration signal of the left bearing under double rolling bearing fault coupling

6 结 论

(1) 在误差允许范围内,滚动轴承典型故障(外圈故障、内圈故障及滚子故障)激励力模型可以准确展示相关故障特征。

(2) 在单故障作用下,不平衡激励力与滚动轴承故障激励力是单向耦合关系,基频对应的加速度幅值与不平衡量为线性关系。

(3) 当转子同时存在两种故障且故障点直径相同时,滚子故障主要频率对应加速度幅值最大,外圈故障主要频率对应的加速度幅值最小。

参考文献:

- [1] 吴桂华. 燃气轮机滚动轴承故障激励及传递特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2020.
WU Gui-hua. Study on fault excitation and transfer characteristics of rolling bearing of gas turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [2] GUSTAFSSON O G, TALLIAN T. Detection of damage in assembled rolling element bearings[J]. ASLE Transactions, 1962, 5(1):197-209.
- [3] BALERSTON H I. The detection of incipient failure in bearings[J]. Materials Evaluation, 1969, 27(6):121-128.
- [4] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A: mathematical, physical and engineering sciences, 1998, 454(1971):903-995.
- [5] NIKOLAOU N G, ANTONIADIS I A. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets[J]. Ndt & E International, 2002, 35(3):197-205.
- [6] HOANG D T, KANG H J. Rolling element bearing fault diagnosis using convolutional neural network and vibration image[J]. Cognitive Systems Research, 2019, 53:42-50.
- [7] 万书亭, 吕路勇, 何玉灵. 基于提升模式非抽样小波变换的滚动轴承故障诊断方法研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(1):170-173, 204.
WAN Shu-ting, LYU Lu-yong, HE Yu-ling. Fault diagnosis method of rolling bearing based on undecimated wavelet transformation of lifting scheme[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(1):170-173, 204.
- [8] 张中民, 卢文祥, 杨叔子, 等. 基于小波系数包络谱的滚动轴承故障诊断[J]. 振动工程学报, 1998(1):68-72.
ZHANG Zhong-min, LU Wen-xiang, YANG Shu-zi, et al. Application of the envelope spectrum of wavelet coefficients to fault diagnosis in roller bearing[J]. Journal of Vibration Engineering, 1998(1):68-72.
- [9] 陈向东, 赵登峰, 王国强, 等. 基于神经网络的滚动轴承故障监测[J]. 轴承, 2003(2):23-26.
CHEN Xiang-dong, ZHAO Deng-feng, WANG Guo-qiang, et al. Fault diagnosis of rolling bearing based on nerve net work[J]. Bearing, 2003(2):23-26.
- [10] 于湘涛, 褚福磊, 郝如江. 基于柔性形态滤波和支持矢量机的滚动轴承故障诊断方[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7):75-80.
YU Xiang-tao, CHU Fu-lei, HAO Ru-jiang. Fault diagnosis approach for rolling bearing based on support vector machine and soft morphological filters[J]. Journal of mechanical engineering, 2009, 45(7):75-80.
- [11] 卢艳辉, 尹泽勇. 基于小波包分析方法的航空发动机滚动轴承故障诊断[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005(1):35-37, 44.
LU Yan-hui, YIN Ze-yong. Fault diagnosis of Aero-engine rolling-element bearing based on the wavelet packet analysis[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005(1):35-37, 44.
- [12] 陈 果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统中滚动轴承故障的动力学分析[J]. 振动工程学报, 2008, 21(6):577-587.
CHEN Guo. Dynamic analysis of ball bearing faults in rotor-ball bearing-stator coupling system[J]. Journal of mechanical engineering, 2008, 21(6):577-587.
- [13] 钟一涛. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1987.
ZHONG Yi-e. Rotordynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987.
- [14] 刘章军, 陈建兵. 结构动力学[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2012.
LIU Zhang-jun, CHEN Jian-bing. Structural dynamics[M]. Beijing: China Water & Power Press, 2012.
- [15] 戴志强. 滚动轴承故障诊断与振动信号处理[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2012.
DAI Zhi-qiang. Rolling bearing fault diagnosis and vibration signal processing[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [16] 陈 果. 滚动轴承早期故障的特征提取与智能诊断[J]. 航空学报, 2009, 30(2):362-367.
CHEN Guo. Feature extraction and intelligent diagnosis for ball bearing early faults[J]. Acta Aeronautica et Astronautica sinica, 2009, 30(2):362-367.