

转子弹性支承螺栓松动致干摩擦故障分析

黄行蓉, 杨东来, 肖凯文, 姚 毅
(北京航空航天大学 中法工程师学院, 北京 100191)

摘 要: 根据工程实际中某核心机转子振动异常现象和试验件结构检测结果, 建立了前支点鼠笼弹支承的故障转子简化力学模型。基于转子动力学理论和试验信号中谐波特征, 建立了前支点鼠笼支承结构由于螺栓连接松动致干摩擦简化模型, 重点分析了干摩擦非线性对转子系统的轴心轨迹、弹支位移和支点反力等动力学响应特征的影响, 从简入繁分析了如下 3 种转子的动力学特性: 无故障的线性转子系统; 考虑螺栓松动致非线性力、不考虑陀螺效应的非线性系统; 考虑螺栓松动致非线性力和陀螺效应的非线性转子系统。研究发现: 在转子系统中考虑干摩擦非线性力后, 系统响应特征中会出现丰富的谐波成分; 螺栓松动故障转子系统简化力学建模时, 是否考虑陀螺效应对谐波特征也有较为明显的影响。该研究能为该类故障转子系统的监测和诊断提供参考。

关 键 词: 转子系统; 弹性支承; 螺栓松动; 干摩擦; 非线性动力学

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Analysis of dry friction fault caused by rotor elastic support bolt looseness

HUANG Xingrong, YANG Donglai, XIAO Kaiwen, YAO Yi

(Sino-French Engineering School, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: Abnormal vibration of a core engine rotor system was observed in the experimental results under different working conditions. A simplified rotor model with looseness in its front squirrel cage supporting was established based on the experimental results. Based on the rotor dynamic theory and the experimental signal characteristics, the bolt looseness of the front squirrel cage supporting was modeled by a generalized Dahl friction model following Masing rules. The orbit of shaft center, displacement of front supporting and supporting anti-force were carefully analyzed for the following three types: linear rotor system without fault; nonlinear rotor system with bolt looseness but without gyroscopic effect; nonlinear rotor system with bold looseness and gyroscopic effect. The simulation results showed that, in a rotor system with dry friction, the response of the system had rich harmonic components; the gyroscopic effect showed important influence on the harmonic components in the dynamic responses. The research results provide a reference for the monitoring and diagnosis of this type of faulty rotor system.

Keywords: rotor system; elastic supporting; bolt loosening failure; dry friction; nonlinear dynamics

收稿日期: 2021-06-13

基金项目: 国家自然科学基金(52105083, 52175071); 两机基础科学研究中心国际合作项目(P2022-C-III-001-001);

先进航空动力创新工作站(HKCCX2020-02-016)

作者简介: 黄行蓉(1989—), 女, 副教授, 博士, 研究方向为非线性动力学、流固耦合动力学及振动控制。

通信作者: 姚毅(1999—), 男, 硕士生, 研究方向为转子动力学、模态综合法及非线性动力学。E-mail: yy17241048@buaa.edu.cn

引用格式: 黄行蓉, 杨东来, 肖凯文, 等. 转子弹性支承螺栓松动致干摩擦故障分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(7): 1723-1733. HUANG Xingrong, YANG Donglai, XIAO Kaiwen, et al. Analysis of dry friction fault caused by rotor elastic support bolt looseness[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(7): 1723-1733.

航空发动机和燃气轮机等旋转机械广泛应用于国防、能源、电力、船舶、制造业等众多领域,在制造业中占有举足轻重的地位。旋转机械转子系统的动力学特性决定着旋转机械的工作性能和结构安全,出现故障而被迫停机将会造成巨大损失,因此故障诊断及排故研究极为重要。我国发动机型号研制实践表明,由于转子-支承系统引起的发动机整机振动故障已成为研制和预研中碰到的重大技术难题,而这些故障多数属于非线性动力学问题^[1],例如支承松动、动静件碰摩、油膜失稳等,严重制约了我国发动机型号研制进程,因此对转子动力学中非线性问题的研究已愈来愈引起学界的重视^[2-8]。

现代航空发动机的工作转速一般均在 10 000 r/min 以上,为了使其工作转速高于转子系统的临界转速,转子系统大都采用“柔轴”设计,而在发动机总体结构设计已确定的情况下,较为有效且可行的方法是采用弹性支承,即通过改变弹性支承的刚性,调整和控制临界转速,满足转子系统临界转速设计准则的要求。其中,鼠笼式支承为发动机中常用的弹性支承,其刚性相对于转子的刚性较低,故称为弹性支承,其支承刚度对转子动力学特性的影响很大^[9-10]。文献[11-13]中对分段线性模型的松动故障转子系统的非线性特性展开了分析,观测到分频和倍频现象,文献[14-15]对油膜力作用下的松动故障转子系统的进行了研究,观测到复杂的非线性现象,文献[16-17]对碰摩作用下的故障转子系统中非线性现象进行了分析,发现接触面特性会显著影响非线性动力学现象,文献[18-19]对松动-碰摩耦合作用下的故障转子系统的非线性动力学特性进行了分析,观测到丰富的耦合动力学现象等,文献[20]指出现有文献中对于轴承转子组合支承系统的非线性因素考虑主要集中在赫兹接触和油膜力上。本文将重点研究弹支螺栓松动致干摩擦非线性力对转子系统动力学特性的影响。

转子系统的弹性支承与轴承座的连接件多为拧紧螺栓,螺栓连接件将两个部件连在一起,靠摩擦和剪切共同传扭。机器长期振动导致的螺栓松动为旋转机械中的常见故障,当弹性支承结构周向的拧紧螺栓出现松动时,工作状态下连接件表面会出现摩擦作用,伴随转子的振幅变化呈现黏滞或滑移状态,且滑移状态的摩擦力是与相对速度和相对位移相关的力,最终会导致响应结果

中出现丰富的次谐波和倍频谐波成分,该故障为典型非线性动力学问题。

本文建立了前支点鼠笼弹性支承松动后系统中产生干摩擦非线性力的故障转子简化力学模型:将转子系统简化为一个由质量、阻尼和弹簧组成的集总参数模型,根据试验现象尝试建立了与位移和速度均相关的基于 Masing 准则的 Dahl 干摩擦迟滞模型,采用 Newmark 时域方法仿真分析故障转子系统中摩擦力对转子系统动力学行为的影响,以期有效识别转子系统的该类型故障提供理论参考。

1 转子系统的运动微分方程

1.1 转子系统故障现象引入

在某型核心机转子的试验中,观察到在去程慢车和回程慢车时,转子系统前支点鼠笼弹性支承和轴承座的频谱特征相近,出现了丰富的谐波成分,而弹性支承的次谐波成分表现得更加明显,且弹性支承周围测点表示其存在明显偏载现象,且转速波动和弹支偏载具有同步性。

该转子前支点鼠笼弹性支承通过轴向 10 个螺栓固定在前承力机匣轴承座上,推测是鼠笼弹支的固定螺栓出现了松动,从而诱发拧紧螺栓处的干摩擦力,干摩擦力是与相对速度和相对位移相关的非线性力,导致在弹支和轴承座处传感器测量得到的信号频谱特征中观测到丰富的谐波成分。

为了确定鼠笼支承松动致干摩擦的引入对转子系统动力学特性带来的影响,建立了转子系统四自由度集总参数模型和螺栓松动导致的干摩擦力模型,分析故障转子系统的动力学特性。

1.2 转子-轴承系统动力学模型

某核心机的转子系统结构示意图如图 1 所示。

工程中重点关注的是该转子系统的前两阶振型,本文将采用四自由度集总参数模型对转子系统进行简化,简化建模时采用假设如下:

1) 忽略转轴质量;

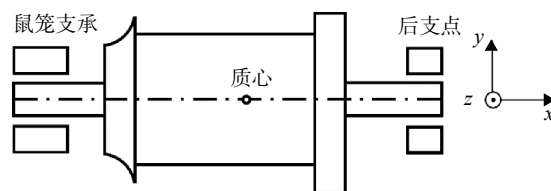


图 1 某核心机转子系统示意图

Fig. 1 Diagram of the rotor of core engine

2) 转子系统看作刚体, 采用质量集中模型对转子进行建模, 选取质心的空间坐标 y 和 z 以及绕 y 轴转角 θ_y 和绕 z 轴转角 θ_z 为系统的4个自由度;

3) 考虑前后支承的弹性, 用两个正交的弹簧对前后支承弹性进行建模;

4) 整个系统轴向自由度被约束。

考虑旋转系统的陀螺效应时, 系统的运动方程可以写作式(1):

$$M\ddot{X} + (D + G)\dot{X} + KX = F_{\text{ext}} + F_{\text{nl}} \quad (1)$$

其中 M 为系统质量矩阵; D 为系统阻尼矩阵; K 为系统刚度矩阵; F_{ext} 为系统所受外力矢量; F_{nl} 为系统所受非线性力; G 为系统的回转矩阵。

位移坐标

$$X = \begin{pmatrix} y \\ z \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix}$$

质量矩阵

$$M = \text{diag}(M_c, M_c, J_c, J_c)$$

刚度矩阵

$$K = \begin{bmatrix} k_{1y} + k_{2z} & 0 & k_{2y}L_2 - k_{1y}L_1 & 0 \\ 0 & k_{1z} + k_{2z} & 0 & k_{1z}L_1 - k_{2z}L_2 \\ k_{2y}L_2 - k_{1y}L_1 & 0 & k_{1y}L_1^2 + k_{2y}L_2^2 & 0 \\ 0 & k_{1z}L_1 - k_{2z}L_2 & 0 & k_{1z}L_1^2 + k_{2z}L_2^2 \end{bmatrix}$$

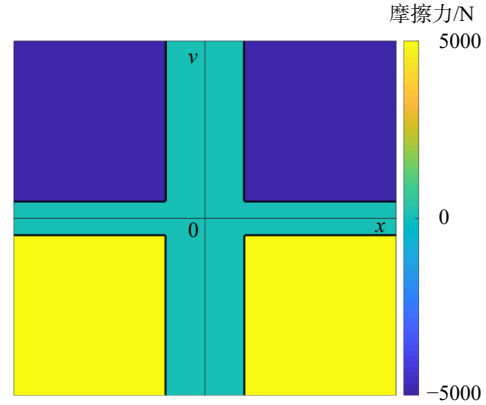
回转矩阵 G 为

$$G = \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_r \\ 0 & 0 & -J_r & 0 \end{bmatrix}$$

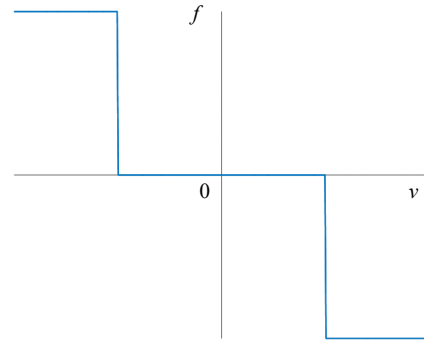
其中 Ω 为转速, 单位为 rad/s。

1.3 前支点弹性支承螺栓松动干摩擦力模型

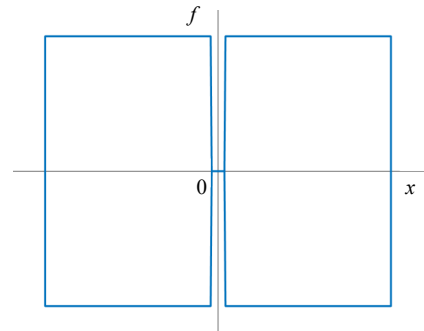
当系统前支点的鼠笼支承周向螺栓连接发生松动时: 当连接面上的相对位移或相对速度均小于一定阈值时, 采用 Dahl 模型中的预滑动位移模型, 即此时摩擦力为 0 N; 当连接面上的相对位移和相对速度大于阈值后, 开始产生滑动。摩擦力方向为垂直于发动机轴线方向, 即垂直于 x 方向, 位于 yOz 平面内。基于 Masing 准则的 Dahl 干摩擦迟滞模型定义如式(2)所示, 其三维摩擦力-位移-速度轮廓图、二维摩擦力-位移曲线以及摩擦力-速度曲线如图 2 所示, 图中 f 为摩擦力, v 为相对速度, x 为相对位移, 考虑摩擦力大小为 5 000 N。



(a) 摩擦力-位移-速度



(b) 摩擦力-速度



(c) 摩擦力-位移

图 2 摩擦力与位移和速度的关系曲线

Fig. 2 Curve of friction vs. displacement and velocity

$$F_{\text{nl}} = \begin{cases} -\mu \cdot F_n & v > v_0 \text{ 且 } |x| > x_0 \\ \mu \cdot F_n & v < -v_0 \text{ 且 } |x| > x_0 \\ 0 & |v| < v_0 \text{ 或 } |x| < x_0 \end{cases} \quad (2)$$

其中 μ 为摩擦因数; F_n 为正压力; v_0 为速度阈值; x_0 为位移阈值。

2 数值计算及结果分析

试验转子系统的主要参数如表 1 所示。

2.1 无螺栓松动故障的转子系统动力学特性

不考虑陀螺效应时, 可以计算得到该系统的前两阶固有频率为 72.06 Hz 和 106.86 Hz。

考虑陀螺效应对系统共振频率的影响, 可作出转子系统的坎贝尔图如图 3 所示, 其中反动

表 1 核心机转子的主要参数表
Table 1 Main parameters of the rotor of core engine

参数	数值
前后支点跨距/mm	1 398
转子总质量/kg	336
质心位置/mm	距前支点 857
直径转动惯量/ 10^8 (kg·mm ²)	7.07
极转动惯量/ 10^6 (kg·mm ²)	8.256
前支点支承刚度/ 10^7 (N/m)	2.25
后支点支承刚度/ 10^7 (N/m)	5
前支点阻尼/(N·s/mm)	60
后支点阻尼/(N·s/mm)	10

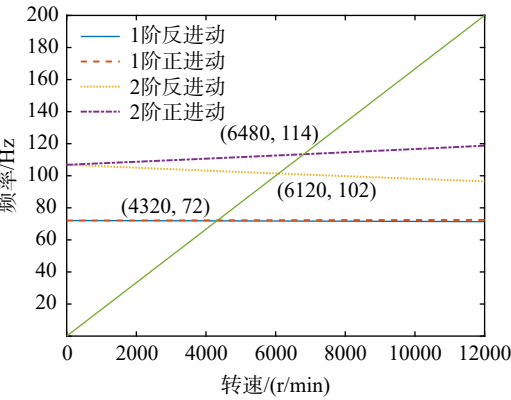
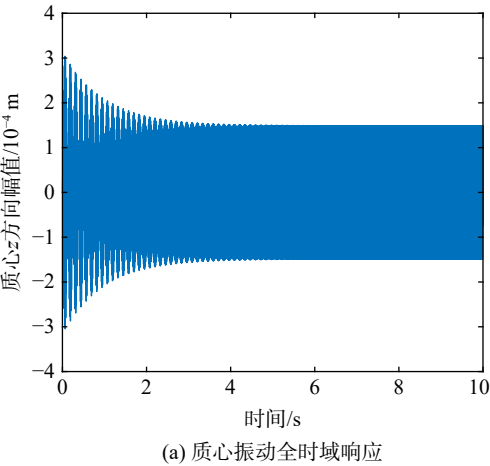


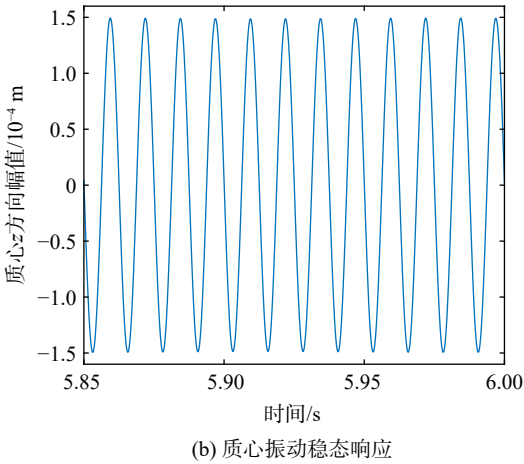
图 3 转子系统坎贝尔图
Fig. 3 Campbell diagram of rotor system

频率一般不予考虑, 则前两阶临界转速分别为 4 320 r/min 和 6 120 r/min。

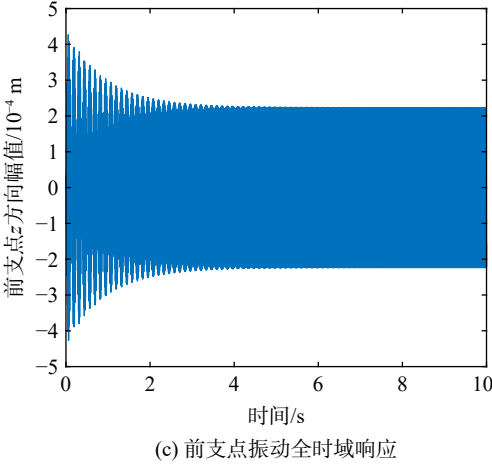
当系统受到不平衡激励时, 设 m 为不平衡质量, r 为不平衡量距形心距离, 数值仿真中取 $mr = 100 \text{ g} \cdot \text{mm}$, $\omega = 2\pi f$, 其中 f 为转子旋转频率, $F_{\text{ext}} = mr\omega^2$ 。当转速为 4 800 r/min 时, 考虑陀螺效应的转子系统质心和前支点沿 z 方向的响应随时间的变化曲线如图 4 所示, 系统质心轨迹如图 5 所示。



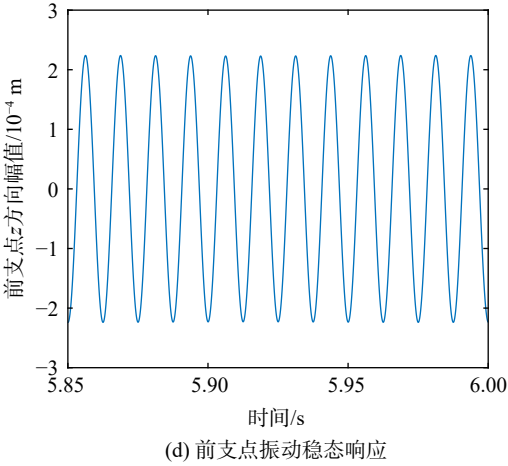
(a) 质心振动全时域响应



(b) 质心振动稳态响应



(c) 前支点振动全时域响应



(d) 前支点振动稳态响应

图 4 考虑陀螺效应但不考虑干摩擦非线性力时质心和前支点沿 z 方向的强迫响应

Fig. 4 Forced response in z direction of centroid and front fulcrum with gyroscopic effect without dry friction nonlinear force

在转速 4 800 r/min 处, 对质心 z 方向的稳态响应时域信号采样做傅里叶变换, 可得其频谱特征曲线如图 6 所示, 仅在激励频率处出现共振峰, 并未出现其他谐波成分。

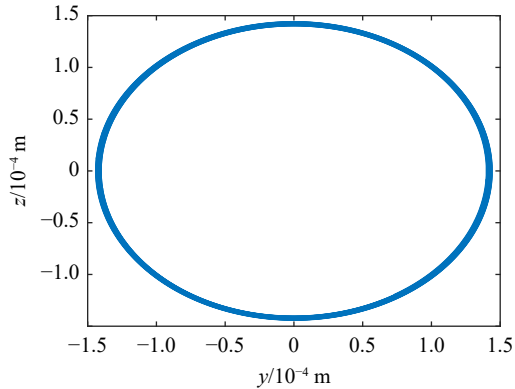
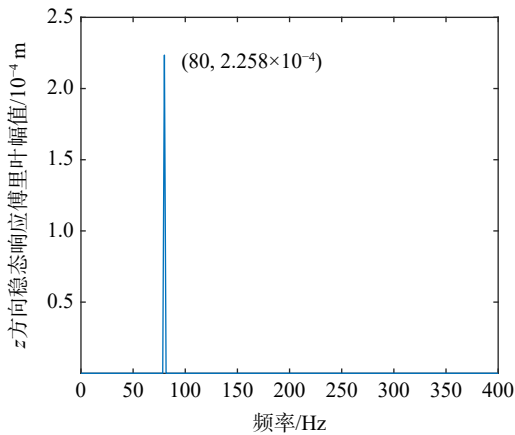


图5 考虑陀螺效应的转子系统质心轨迹

Fig. 5 Trajectory of centroid of rotor system with gyroscopic effect

图6 质心沿 z 方向稳态响应频谱特征曲线Fig. 6 Steady-state spectrum curve of centroid in z direction

2.2 考虑螺栓松动故障的转子系统动力学特性

本文中在讨论转子系统中前支点鼠笼支撑螺栓松动诱发的干摩擦非线性力时: 假设前支点相对滑移超过 $x_0=0.2$ mm, 且前支点相对速度超过 $v_0=0.01$ m/s时, 前支点上出现相对滑动, 系统受到滑动摩擦力作用。在数值模拟中, 假定摩擦因数为 $\mu=0.5$, 正压力 $F_n=1\ 000$ N。需要指出的是, 不平衡激励和故障干摩擦模型中的具体参数是无法测量的, 因此以上假设中不平衡激励力和故障模型干摩擦力的幅值比例更加具有实际意义, 两者比值大小决定了试验观测到的振动异常信号的谐波成分特征。

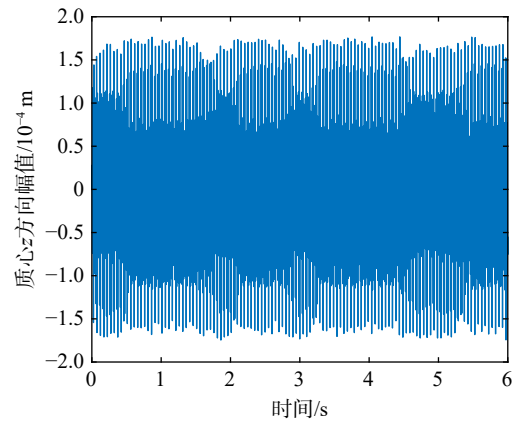
2.2.1 不考虑陀螺效应的干摩擦非线性系统的动力学特征

1) 系统响应特征分析

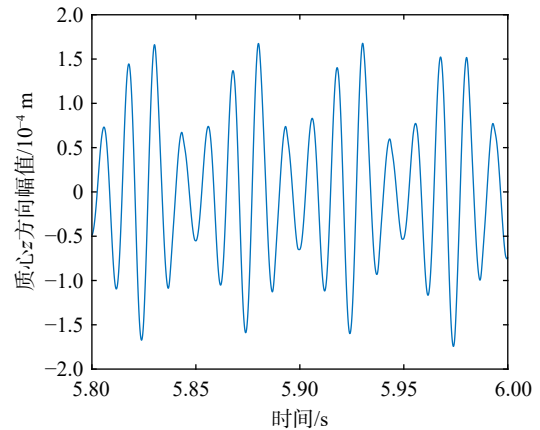
不考虑陀螺效应建立干摩擦系统简化模型时, 当激振力频率为80 Hz时, 质心和前支点沿 z 方

向的响应随时间的变化曲线如图7所示。

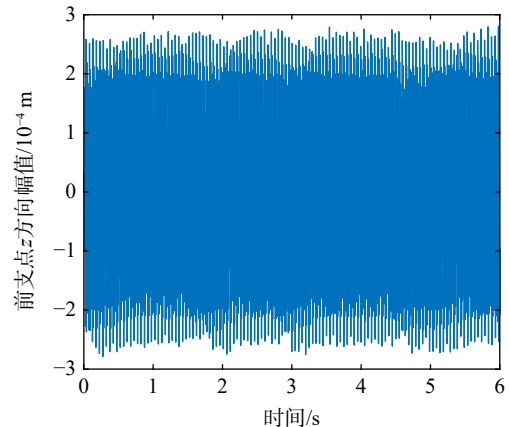
对质心 z 方向稳态响应时域信号采样做傅里叶变换, 其频谱特征曲线如图8所示。提取非线性系统质心 z 方向响应的1阶谐波成分, 并与实际响应进行对比, 发现两条曲线并不完全重合, 证明非线性系统中除了1阶谐波成分, 还存在其他显著的分频成分。进而提取非线性系统质心 z 方向响应中另外两阶主要的谐波成分, 即3/4倍频、5/4倍频, 以及最主要的前3阶谐波成分之和叠加, 并与实际时域响应进行对比, 如图9所示。



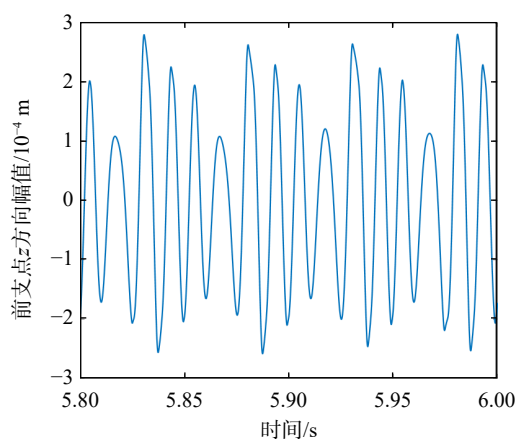
(a) 质心振动全时域响应



(b) 质心振动稳态响应



(c) 前支点振动全时域响应



(d) 前支点振动稳态响应

图 7 不考虑陀螺效应但考虑干摩擦非线性力时质心和前支点沿 z 方向的强迫响应

Fig. 7 Forced response in z direction of centroid and front fulcrum with dry friction force without gyroscopic effect

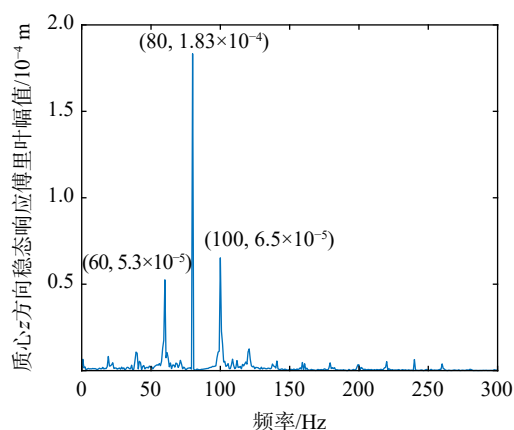
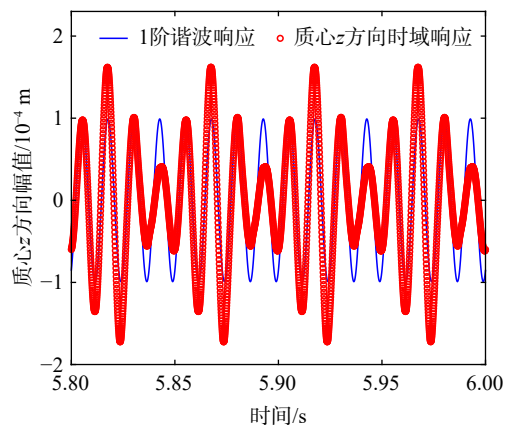
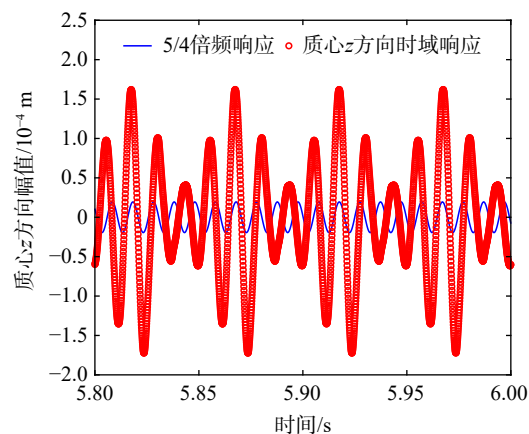
图 8 质心沿 z 方向稳态频谱特征曲线

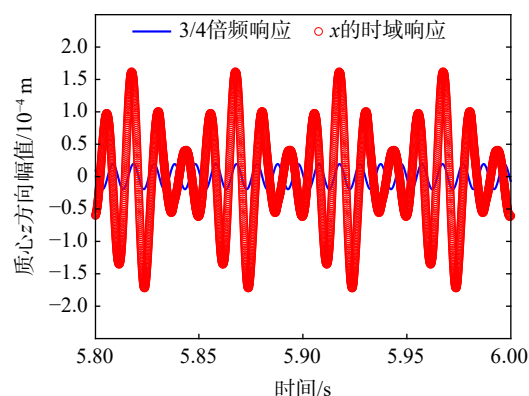
Fig. 8 Steady-state spectrum curve of centroid in z direction



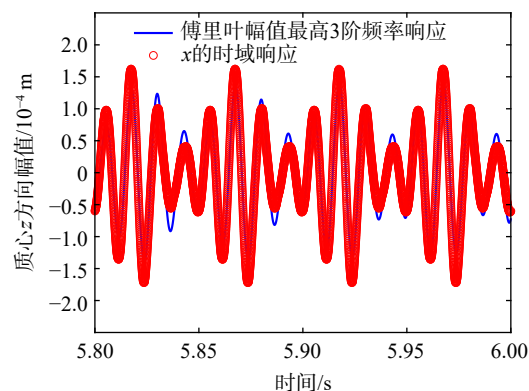
(a) 时域响应与 1 阶谐波响应



(b) 时域响应与 5/4 倍频响应



(c) 时域响应与 3/4 倍频响应



(d) 时域响应与傅里叶幅值最高 3 阶频率响应

图 9 质心 z 方向稳态响应傅里叶幅值最高 3 阶频率响应对比

Fig. 9 Comparison of Fourier coefficient of steady-state forced response of centroid with three highest order harmonic in z direction

同上, 对前支点稳态响应结果进行快速傅里叶变换, 可得不同阶谐波成分, 最主要的谐波成分亦为 1 倍频、3/4 倍频、5/4 倍频, 如图 10 所示。

2) 系统前支点支反力特征分析

支点反力随时间的变化曲线如图 11 所示, 对

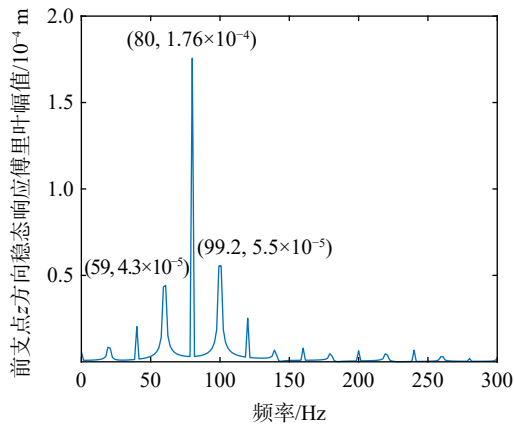
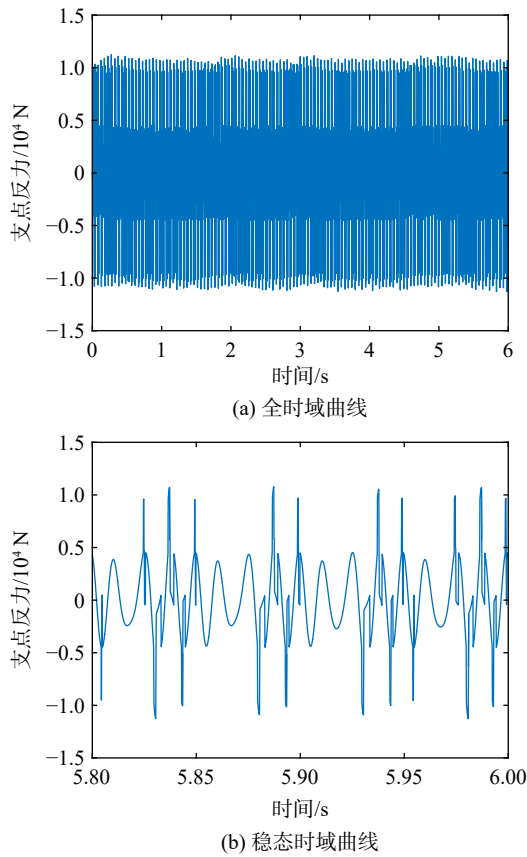
图 10 前支点 z 方向稳态频谱特征曲线Fig. 10 Steady-state spectrum curve of front fulcrum in z direction

图 11 支点反力时域曲线

Fig. 11 Time domain curve of force on front fulcrum

处于稳态的支点反力时域信号采样做傅里叶变换, 可得其频谱特征曲线如图 12 所示。同上, 当前支点在 x 方向产生相对滑移时, 滑移产生的非线性支点反力将使得非线性系统的响应特征呈现出丰富的分频成分, 且非线性摩擦力引起的分频成分与系统时域响应中产生的分频成分相同, 都呈现出 $n/4 (n \in \mathbb{N}^*)$ 特性。

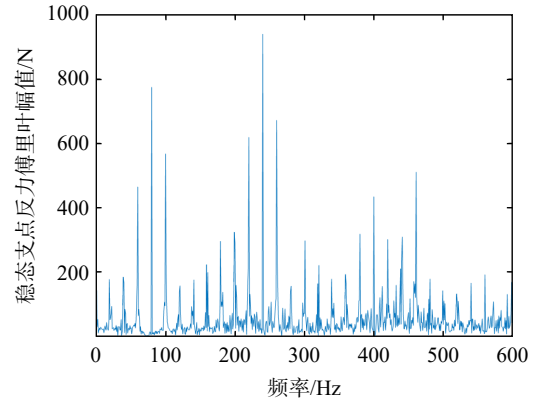


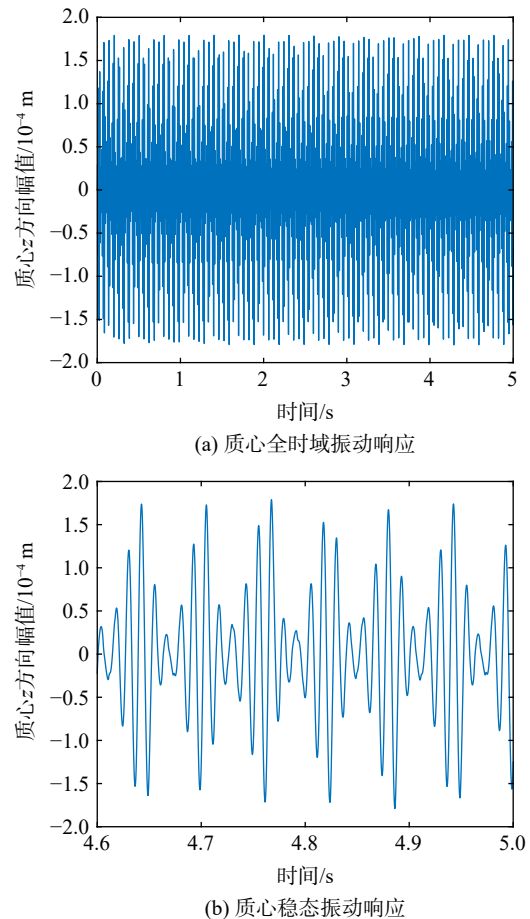
图 12 稳态支点反力频谱特征曲线

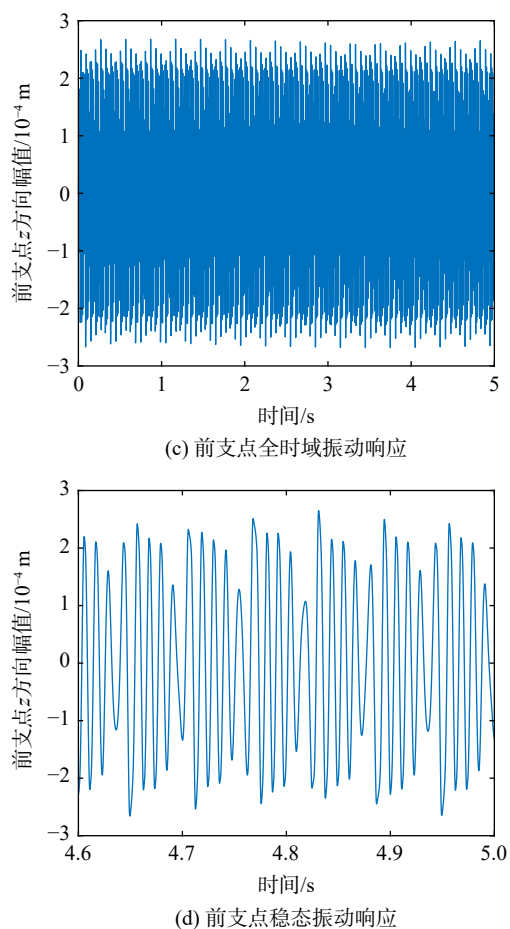
Fig. 12 Steady-state spectrum curve of force on front fulcrum

2.2.2 考虑陀螺效应的干摩擦非线性系统的动力学特征

1) 系统响应特性分析

在转子系统建模中同时考虑支承松动致干摩擦非线性和陀螺效应, 利用 Newmark 显式时域积分算法可以得到该系统在 4 800 r/min 转速下的质心和前支点支承的响应如图 13 所示。



图13 质心和前支点支承沿 z 方向的强迫响应Fig. 13 Forced response of centroid and front fulcrum in z direction

在转速 4 800 r/min 处,对质心 z 方向的稳态响应时域信号采样、做傅里叶变换,可得其频谱特征曲线如图 14 所示。

提取系统质心 z 方向稳态响应的 1 阶谐波成分,并与实际响应进行对比,如图 15 所示,两条曲

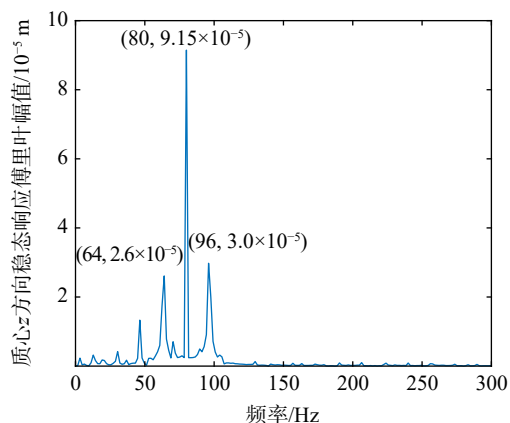


图14 质心稳态频谱特征曲线

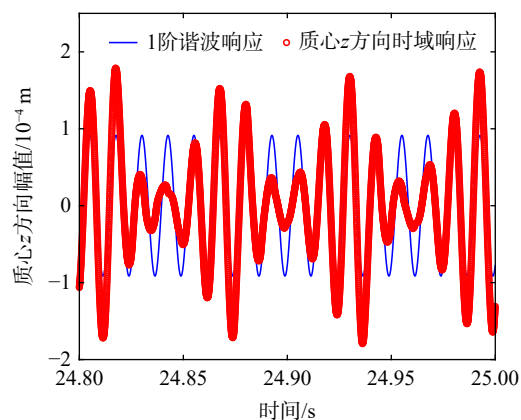
Fig. 14 Steady-state spectrum curve of centroid

线并不完全重合,证明非线性系统中除了 1 阶谐波成分,还存在其他显著的倍频成分。提取非线性系统质心 z 方向响应的 1 倍频、4/5 倍频和 6/5 倍频谐波成分,并与实际响应进行对比,如图 15 所示。

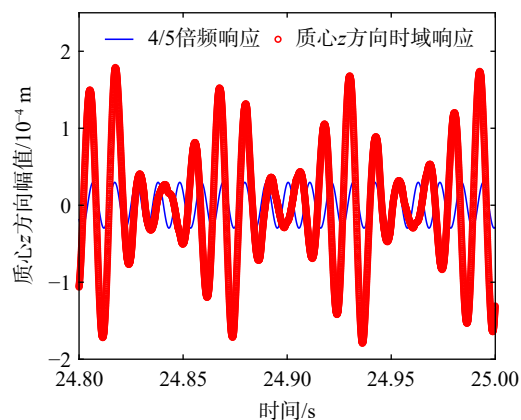
对前支点稳态响应结果进行快速傅里叶变换,亦可得不同阶谐波成分,如图 16 所示。

对比图 15 和图 16 可以看出,与不考虑陀螺效应的结果有所区别,幅值较大的两阶非激励频率分别为 4/5 倍频和 6/5 倍频,两者距离激励频率均比不考虑陀螺效应时更加接近(不考虑陀螺效应时分别为 3/4 倍频和 5/4 倍频)。响应中最主要的前 3 阶谐波按幅值大小排列分别为 1 倍频、6/5 倍频和 4/5 倍频。

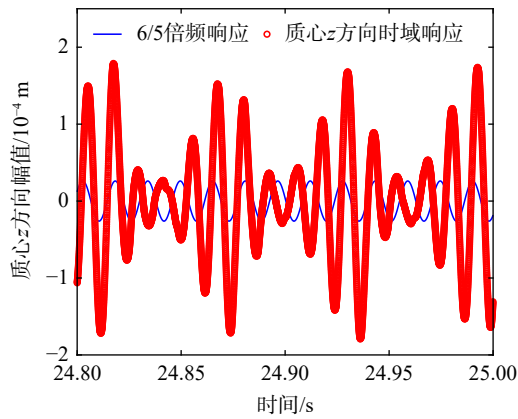
同时考虑陀螺效应和干摩擦非线性影响的稳态质心轨迹如图 17 所示,在该转速下,质心在 y 方向与 z 方向的最大偏移量相同,但由于 y 方向和 z 方向存在相位差,不会同时达到最大值,最终的质心轨迹呈现出玫瑰线形态,与试验观察到的现象一致。



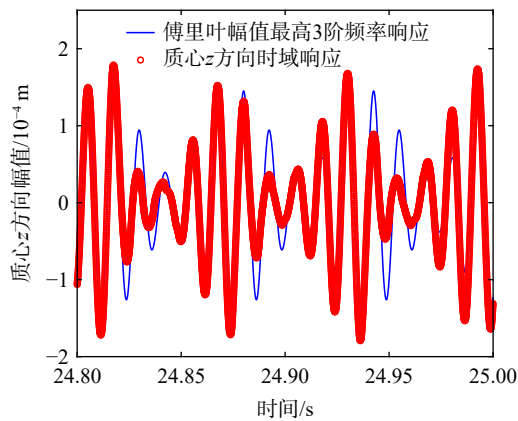
(a) 时域响应与 1 阶谐波响应



(b) 时域响应与 4/5 倍频响应



(c) 时域响应与6/5倍频响应



(d) 时域响应与傅里叶幅值最高3阶频率响应

图 15 质心稳态响应傅里叶幅值最高 3 阶频率响应对比

Fig. 15 Comparison of Fourier coefficient of steady-state forced Response of centroid with three highest order harmonic

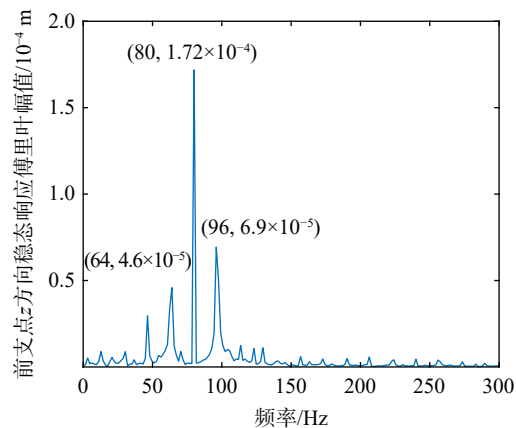


图 16 前支点频谱特征曲线

Fig. 16 Steady-state spectrum curve of front fulcrum

2) 系统前支点支反力特征分析

通过 Newmark 显式时域积分算法可以得到系统前支点的支点反力如图 18 所示。

使用快速傅里叶变换得到前支点的支点反力频谱特征曲线如图 19 所示。

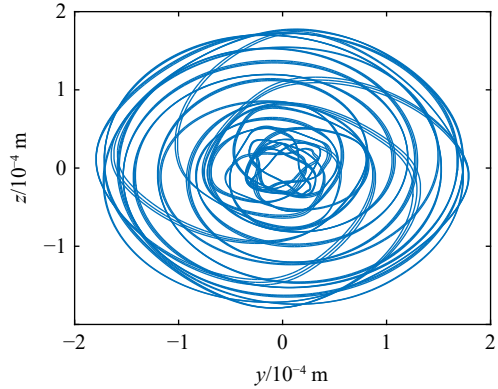
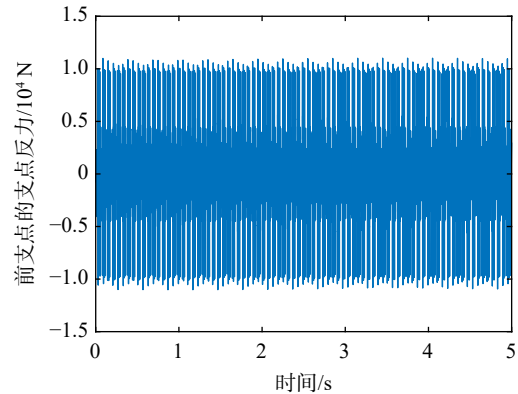
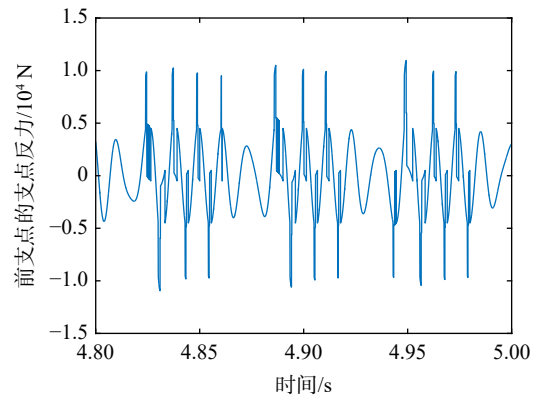


图 17 质心轨迹时域曲线

Fig. 17 Trajectory of centroid in time domain



(a) 全时域曲线



(b) 稳态时域曲线

图 18 前支点反力的时域曲线

Fig. 18 Time domain curve of reaction force on front fulcrum

观察图 19 可知, 在干摩擦非线性影响下, 前支点的支反力频谱特征曲线中也会出现丰富的谐波成分。对比图 12 和图 19 可以发现陀螺效应对支反力的傅里叶变换结果影响与对系统的稳态响应的傅里叶变换结果影响类似。对于不考虑陀螺效应的干摩擦非线性系统, 支反力频谱特征曲线上各峰值间隔频率为 1/4 倍激振力频率, 而对于考虑陀螺效应的干摩擦非线性系统, 这一间隔

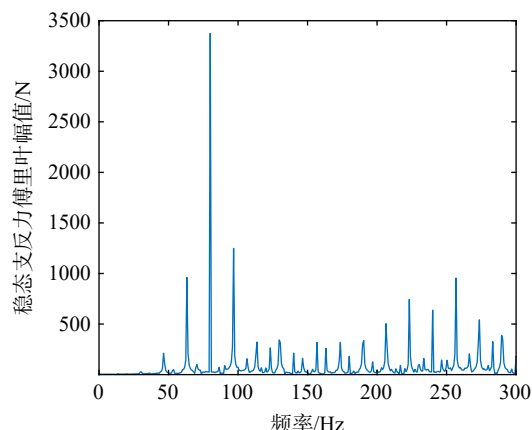


图19 稳态支反力频谱特征曲线

Fig. 19 Steady-state spectrum curve of force on front fulcrum

约为1/5倍激振力频率,该规律与系统时域响应傅里叶变换后的频谱特征曲线的结果一致。

3 结 论

针对某型核心机转子的试验中观察到的转子系统前支点弹支和轴承座附近传感器信号中具有丰富的频谱特征,本文建立了该转子系统的简化集总参数模型,针对鼠笼螺栓松动故障建立了与速度和位移均相关的干摩擦模型,采用Newmark显示时域积分算法计算了该转子系统的频率和响应特征,分析了以下3种转子系统的响应特性:①无螺栓松动的线性转子系统;②有螺栓松动但不考虑陀螺效应的故障转子系统;③有螺栓松动且考虑陀螺效应的故障转子系统。

通过分析以上3种系统,得到了如下结论:

1) 采用与相对位移和相对速度均相关的摩擦模型模拟鼠笼弹支螺栓松动故障时,工作状态下的转子系统前支点鼠笼弹支螺栓松动处的摩擦力会反复跳变,前支点和轮盘质心的响应以及前支点支反力均会产生丰富的谐波成分,轴心轨迹呈现出玫瑰线形状,与试验现象吻合良好。

2) 在建模仿真螺栓松动故障转子动力学特性时,考虑陀螺效应和不考虑陀螺效应对系统响应和支反力的谐波成分也有明显区别。

参考文献:

[1] 《航空发动机手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 中国航空工业出版社, 2000.

[2] 韩清凯, 于涛, 王德友, 等. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M]. 北京: 科学出版社, 2010.

[3] 罗跃纲. 转子系统故障的若干非线性动力学问题及智能诊断研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2002.

LUO Yuegang. Study on some nonlinear dynamics problems of rotor system with faults and intelligent diagnosis method[D]. Shenyang: Northeastern University, 2002. (in Chinese)

[4] SHANG Zhiyong, JIANG Jun, HONG Lin. The global responses characteristics of a rotor/stator rubbing system with dry friction effects[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(10): 2150-2160.

[5] JIANG Mian, WU Jigang, PENG Xinsheng, et al. Nonlinearity measure-based assessment method for pedestal looseness of bearing-rotor systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 411: 232-246.

[6] CHOUKSEY M, DUTT J K, MODAK S V. Modal analysis of rotor-shaft system under the influence of rotor-shaft material damping and fluid film forces[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2012, 48: 81-93.

[7] WEI Songhan, LU Wenxiu, CHU Fulei. Speed characteristics of disk-shaft system with rotating part looseness[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 469: 115-127.

[8] JIN Yulin, LIU Zhiwen, YANG Yang, et al. Nonlinear vibrations of a dual-rotor-bearing-coupling misalignment system with blade-casing rubbing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 497(6): 115948.1-115948.19.

[9] 张大义, 母国新, 洪杰. 航空发动机转子支承系统刚度计算中的几个问题[J]. *战术导弹技术*, 2005(2): 20-23.

ZHANG Dayi, MU Guoxin, HONG Jie. Rigidity calculation methods for rotor supporting system in gas engine[J]. *Tactical Missile Technology*, 2005(2): 20-23. (in Chinese)

[10] MA Hui, SUN Wei, DAI Jishuang, et al. Fault feature analysis of rotor system with looseness fault[C]//Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Volume 1: 22nd Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A and B. San Diego, California, US: ASME, 2009: 1073-1077.

[11] 姚红良, 刘长利, 张晓伟, 等. 支承松动故障转子系统共振区动态特性分析[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2003, 24(8): 798-801.

YAO Hongliang, LIU Changli, ZHANG Xiaowei, et al. Dynamics of pedestal looseness rotor system near the critical speed region[J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2003, 24(8): 798-801. (in Chinese)

[12] 王海飞, 陈果, 廖仲坤, 等. 含支承松动故障的航空发动机非同步响应特征[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(5): 858-864.

WANG Haifei, CHEN Guo, LIAO Zhongkun, et al. Asynchronous response characteristics of aeroengine with support looseness fault [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(5): 858-864. (in Chinese)

[13] YANG Yang, YANG Yiren, CAO Dengqing, et al. Response evaluation of imbalance-rub-pedestal looseness coupling fault on a geometrically nonlinear rotor system[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 118: 423-442.

[14] 李振平, 罗跃纲, 姚红良, 等. 转子系统支承松动的非线性动力学及故障特征[J]. *东北大学学报*, 2002, 23(11): 1048-1051.

LI Zhenping, LUO Yuegang, YAO Hongliang, et al. Nonlinear dynamics and fault characteristics of rotor system with support looseness[J]. *Journal of Northeastern University*, 2002, 23(11): 1048-1051. (in Chinese)

[15] 丁一. 含挤压油膜阻尼器支承转子特性分析和减振机理探究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.

- DING Yi. Analysis of rotor characteristics with squeeze film damper bearing and research on the damping mechanism[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)
- [16] MA Hui, SHI Chaoyang, HAN Qingkai, et al. Fixed-point rubbing fault characteristic analysis of a rotor system based on contact theory[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, 38(1): 137-153.
- [17] HONG Jie, YU Pingchao, ZHANG Dayi, et al. Nonlinear dynamic analysis using the complex nonlinear modes for a rotor system with an additional constraint due to rub-impact[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 116: 443-461.
- [18] 刘杨, 太兴宇, 马辉, 等. 双盘三支撑转子轴承系统松动-碰摩耦合故障分析[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(8): 977-982.
- LIU Yang, TAI Xingyu, MA Hui, et al. Looseness-rubbing coupling fault of dual-disk three-support rotor-bearing system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(8): 977-982. (in Chinese)
- [19] YANG Yang, OUYANG Huajiang, YANG Yiren, et al. Vibration analysis of a dual-rotor-bearing-double casing system with pedestal looseness and multi-stage turbine blade-casing rub[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 143(4): 106845.1-106845.25.
- [20] 罗忠, 王晋雯, 韩清凯, 等. 组合支承转子系统动力学研究进展[J]. *机械工程学报*, 2021, 57(7): 44-60.
- LUO Zhong, WANG Jinwen, HAN Qingkai, et al. Research progress on dynamics of combined support rotor system[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(7): 44-60. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)