

含支承松动故障的弹用涡扇发动机整机 振动建模与机匣的响应特征

王海飞¹, 陈 果¹, 廖仲坤², 张 璋², 邵伏勇²

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;

2. 中国航天科工飞航技术研究院 北京动力机械研究所, 北京 100074)

摘 要: 针对某型弹用涡扇发动机结构特点,建立了一种转子-支承-机匣整机模型,对转子与机匣采用有限元梁模型,支承采用集总质量模型,引入支承松动故障模型,利用数值积分方法求解耦合系统的响应。基于机匣加速度信号,研究了对称刚度下以及不对称刚度模型下松动故障的冲击特征分析。结果表明:①松动故障所引发的机匣加速度时域波形具有上下不对称性冲击特征以及频谱中出现倍频特征;②仿真计算结果与实际弹用涡扇发动机试车数据时域波形特征以及频谱特征非常一致,而且验证了不对称刚度松动模型更适合同弹用涡扇发动机的松动故障建模。

关 键 词: 动力学建模; 松动故障; 有限元模型; 松动特征; 支承松动

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

A model for whole missile turbofan engine vibration with support looseness fault and characteristics of the casing response

WANG Hai-fei¹, CHEN Guo¹, LIAO Zhong-kun²,

ZHANG Zhang², SHAO Fu-yong²

(1. College of Civil Aviation,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Beijing Power Machinery Research Institution,

Aerodynamic Technology Academy of China Aerospace Science and Industry Corporation,
Beijing 100074, China)

Abstract: For a type of missile turbofan engine structural characteristics, a rotor-support-casing whole model of a type of missile turbofan engine was established. The rotor and casing were modeled by means of the finite element beam method; the support was modeled by lumped-mass model; support looseness fault model was introduced. The coupled system response was obtained by the numerical integral method. Impact characteristics of symmetrical stiffness and asymmetric stiffness models were analyzed based on casing acceleration signal. It was found that looseness fault would lead to of acceleration time-domain waveform with up-down asymmetrical impact characteristics and multiple frequency characteristics in frequency spectrum. Time-domain waveform and frequency spectrum characteristics of the simulation results and the actual missile turbofan engine test data were very consistent. Asymmetric stiffness looseness model was verified to be more fit for missile turbofan engine looseness fault models.

收稿日期: 2013-10-26

基金项目: 国家安全重大基础研究项目(613139); 国家自然科学基金(61179057)

作者简介: 王海飞(1986—),男,江苏如皋人,博士生,主要从事转子动力学和航空发动机整机振动建模。

Key words: dynamic model; looseness fault; finite element model; looseness characteristics; support looseness

松动故障是旋转机械中常见故障,由于安装质量不高或者长期振动导致松动故障的发生。当转子-支承系统存在松动故障时,如果转子系统的不平衡力大于重力,转子将被周期地抬起而引发剧烈振动。严重的松动故障会导致转静间的碰摩,因此有效地识别松动故障具有重要意义。

目前对于松动故障的研究,大都是基于集中质量模型。Muszynska等^[1]建立了一端不平衡、轴承座松动以及转静间碰摩转子-轴承-静子模型,展示出周期运动、分数次周期以及倍周期非线性特征。张靖等^[2]采用非稳态非线性油膜力公式,建立了转子-轴承系统中两端支座与基础之间同时出现松动情况简单的转子数学模型。段吉安等^[3]建立了一个松动故障的非线性力学模型,既考虑了松动故障因刚度分段变化引起的强非线性特征,还考虑了松动故障存在间隙时对系统产生的周期性冲击作用。Chu等^[4]分析了带有支座松动的转子-轴承系统振动特征,采用打靶法求取系统的周期解以及Floquet理论分析周期解的稳定性。刘献栋等^[5]建立了针对滚动轴承转子系统松动故障模型,得出小波变换不但能很好地诊断滚动轴承-转子系统的支承松动故障,而且能比Fourier变换在更低转速下诊断出转子系统的松动故障。陈果^[6]建立了滚动轴承支承下的转子系统的不平衡-碰摩-基础松动耦合故障动力学模型,发现了含不平衡、碰摩以及基础松动耦合故障的转子-滚动轴承系统的非线性动力响应规律。罗跃纲等^[7]建立了具有三轴承支承的双跨弹性转子系统的动力学基础松动-碰摩耦合模型,进行了数值仿真研究。Lu等^[8]实验研究了转子系统的松动故障,发现了转子系统的分频和倍频特征。Ji等^[9]分析了在自由和受载下的非线性转子系统,通过多尺度法描述自由和受载振动非线性效应。He等^[10]对转子-轴承系统基于反向问题的遗传算法识别支座松动。Lee等^[11]采用希尔伯特-黄变换对旋转机械进行局部碰摩和松动故障诊断。

近年来,国内外学者利用有限元法对松动故障进行建模。Behzad等^[12]利用有限元方法研究了带松动旋转盘的转子-轴承系统,该有限元模型数值上提供带有任意数量的松动盘转子在各向同性或异性的支承任何位置响应。Lee等^[13]提出了转子-轴承系统的一种广义有限元方法,基于New-

mark的平均速度的概念使用状态空间的建模方法。刘杨等^[14]建立了双盘三支承的松动-碰摩耦合故障转子系统力学模型和有限元模型,发现松动-碰摩耦合转子常常以碰摩故障特征为主,并且时域波形高矮峰交替出现,轴心轨迹呈现“梯形”。任朝晖等^[15]基于有限元理论,研究了松动故障对双盘悬臂转子-轴承系统非线性动力学特性的影响。马辉等^[16]基于有限元法,建立了考虑松动、碰摩以及松动-碰摩耦合故障转子-轴承系统动力学模型,研究了碰摩、松动故障以及松动-碰摩耦合动力学特性。MA等^[17]建立了由于螺栓松动引起的支座松动的有限元模型,分析了松动参数对动力特性的影响。

然而,目前关于航空发动机支承中出现的松动故障分析研究较少。由于航空发动机支承刚度较低,转子和机匣普遍采用薄壁结构,柔度较大,而且机匣加速度信号是判别航空发动机故障的重要依据,由此可见,针对弹用涡扇发动机,建立转子-支承-机匣整机模型,研究松动故障的机匣加速度响应特征具有重要意义。

本文针对某型弹用涡扇发动机,建立了该发动机的整机耦合动力学模型,模型中考虑了轴承座与机匣之间松动故障,采用数值积分的方法获取整机的响应,从时-频域的角度分析了机匣加速度响应特征,将仿真结果与真实的发动机试车数据结果进行比较,发现了机匣加速度信号所具有的特征相似,同时验证了非对称松动故障模型的正确性。

1 某型弹用涡扇发动机整机动力学模型

1.1 某型弹用涡扇发动机整机模型示意图

图1为某型弹用涡扇发动机的转子-支承-机匣模型示意图。其中 k_g 为齿轮泵啮合刚度; k_{f1} , k_{f2} , k_{f3} , k_{f4} 为机匣与轴承座之间的连接刚度; k_c 为机匣-基础连接刚度。

1.2 动力学建模

1.2.1 转子模型

转子模型利用有限元梁模型,转子通过力和力矩与其他转子、机匣以及支承耦合。图2为转子有限元梁模型,设转子由 N 个节点和 M 个盘组

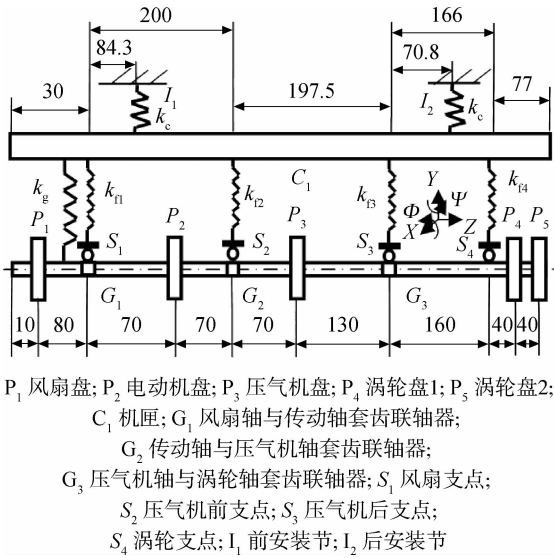


图1 某型弹用涡扇发动机的转子-支承-机匣模型示意图(单位:mm)

Fig.1 Rotor-bearing-Casing model sketch map of a type of missile aeroengine (unit:mm)

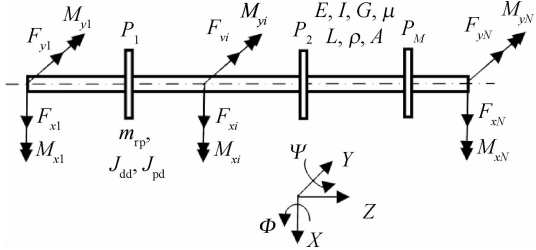


图2 有限元转子动力学模型

Fig.2 Finite element rotor dynamic model

成,对每个转轴单元, E, I, G, μ, L, ρ, A 分别为转轴单元的弹性模量、截面惯性矩、剪切模量、泊松比、转轴长度、转轴密度、转轴截面积;对圆盘 $P_i, m_{pi}, J_{ddi}, J_{pdi}$ 分别为圆盘质量、直径转动惯量、极转动惯量; F_{xi}, F_{yi} 为转子第 i 个节点沿 x 方向和 y 方向的作用力; M_{xi}, M_{yi} 为转子第 i 个节点绕 x 方向和 y 方向的力矩。

1.2.1.1 转盘的的运动方程

假设圆盘的质量为 m_p ,直径转动惯量为 J_{dd} ,极转动惯量为 J_{pd} ,盘的旋转的角速度为 ω .圆盘的运动方程参考文献[18-19].

1.2.1.2 梁单元的运动方程

每个梁单元具有2个节点,8个自由度.每个节点具有4个自由度,即 x, y 方向及绕它们的转角.单元的随时间而变化的横截面位移同时也是沿单元轴线位置 s 的函数.单元端点随时间而变

化的广义位移为

$$q_e(t) = [q_{1e} \ q_{2e} \ q_{3e} \ q_{4e} \ q_{5e} \ q_{6e} \ q_{7e} \ q_{8e}]^T \quad (1)$$

梁单元的运动方程

$$(M_{te} + M_{re})\ddot{q}_e + (-\omega G_e)\dot{q}_e + (K_{be} - K_{ae})q_e = Q_e \quad (2)$$

式中 Q_e 为梁单元承受的外力载荷; M_{te} 和 M_{re} 分别为梁单元的质量矩阵和质量惯性矩阵; G_e 为梁单元的陀螺力矩矩阵; K_{be} 为梁单元的弯曲和剪切刚度矩阵; K_{ae} 为梁单元的拉伸刚度矩阵。

1.2.1.3 转子系统的运动方程

将单元矩阵进行集总,得到转子系统的运动方程为

$$M_s\ddot{q}_s + (C_s - \omega G_s)\dot{q}_s + K_s q_s = Q_s \quad (3)$$

式中 q_s 为转子位移; Q_s 为系统承受的载荷; M_s 为系统的质量矩阵; G_s 为系统的陀螺力矩矩阵; K_s 为系统的刚度矩阵; C_s 为系统的阻尼矩阵。

本文采用比例阻尼,即 $C_s = \alpha_0 M_s + \alpha_1 K_s$,可以得到第 i 阶阻尼比为

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right) \quad (4)$$

通过转子任意两阶固有频率和阻尼比,求出比例阻尼系数 α_0, α_1 ,求得系统的阻尼矩阵 C_s 。

1.2.2 机匣模型

机匣采用梁单元模型,考虑为不旋转的梁单元,也需考虑剪切效应和转动惯量,具体分析方法见文献[19].

机匣的运动方程为

$$M_c\ddot{q}_c + C_c\dot{q}_c + K_c q_c = Q_c \quad (5)$$

式中 q_c 为机匣位移; Q_c 为机匣承受的载荷; M_c 为机匣的质量矩阵; K_c 为机匣的刚度矩阵; C_c 为机匣的阻尼矩阵, C_c 考虑为比例阻尼。

1.3 转子-机匣间的支承连接

设 m_{wi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 为轴承座质量; k_{ti}, c_{ti} 分别为轴承外圈与轴承座之间的连接刚度和阻尼; k_{fi}, c_{fi} 分别为机匣与轴承座之间的连接刚度和阻尼.如图3所示,其中 F_{yri} 和 F_{xri} 为转子所支承的外力, F_{yri} 和 F_{xri} 为机匣所承受力.考虑轴承座与机匣之间的松动故障。

通常,松动故障建模中考虑对称刚度与非对称刚度两种松动故障模型^[2-10],但是目前对松动故障的刚度建模没有统一定义,本文分别对两种情况进行仿真。

设轴承座和机匣之间的等效刚度 k_{f0} ,在相对

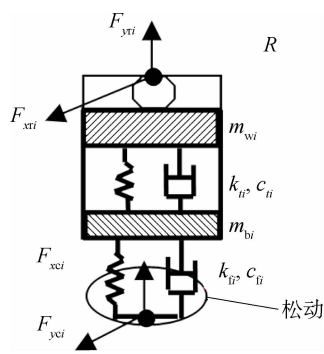


图 3 转子-机匣支承
Fig. 3 Rotor-casing support

位移条件下,考虑轴承座与机匣间的分段线性,假设轴承座的松动量为 δ ,则分段刚度 k_f 为

不对称刚度
$$k_f = \begin{cases} k_{f0} & (x_b - x_c > \delta) \\ k_{f0}/5 & (0 \leq x_b - x_c \leq \delta) \\ 5k_{f0} & (x_b - x_c < 0) \end{cases} \quad (6)$$

对称刚度
$$k_f = \begin{cases} k_{f0} & (x_b - x_c > \delta) \\ k_{f0}/5 & (0 \leq x_b - x_c \leq \delta) \\ k_{f0} & (x_b - x_c < 0) \end{cases} \quad (7)$$

其中 x_b 代表轴承座的位移; x_c 代表机匣位移,刚度方向为 x 向和 y 向. 水平和垂直方向的计算公式相同.

1.4 时域数值求解方法

由于转子-支承-机匣耦合系统高度非线性,因此采用数值积分方法求解. 本文采用 Newmark-

β 法和一种改进的 Newmark- β 法(新型显示积分法-翟方法)相结合的方法求解,其中利用 Newmark- β 法对转子和机匣有限元模型进行求解,求得转子和机匣响应,通过力和力矩作用到支承部件,利用翟方法对支承部件进行求解,求得支承部件的响应,同样通过力和力矩作用到转子和机匣. Newmark- β 法需要形成动力学矩阵,但是不要求矩阵对角化,而翟方法不需要形成动力学矩阵,从微分方程直接求解. 该方法的特点是求解效率很高. 流程图如图 4 所示.

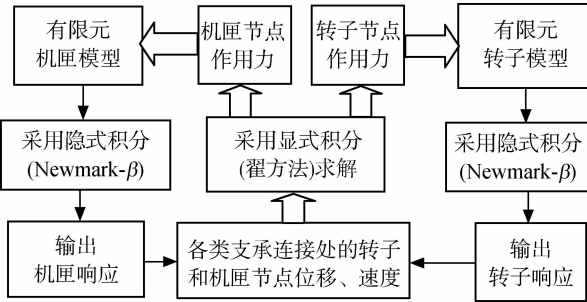


图 4 转子-支承-机匣动力学求解流程图
Fig. 4 Solving flow chart for element rotor-support-casing coupling dynamics

2 松动故障仿真分析

2.1 动力学模型参数

转子与机匣有限元参数以及转子-机匣-支承连接参数见表 1~表 7.

表 1 转子与机匣单元数
Table 1 Unit number of rotor and casing

风扇转子单元数	压气机转子单元数	涡轮转子单元数	机匣单元数
11	10	11	24

表 2 转子参数
Table 2 Parameters of rotor

参数	盘 P_1	盘 P_2	盘 P_3	盘 P_4	盘 P_5
质量 m/kg	3.88	1.41	5.17	10.28	10.28
极转动惯量 $J_{dp}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.03	0.003	0.03	0.05	0.05
直径转动惯量 $J_{dd}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.02	0.002	0.03	0.03	0.03
弹性模量 $E/10^{11} \text{ Pa}$	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07
泊松比 μ	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
密度 $\rho/10^3 (\text{kg}/\text{m}^3)$	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8
比例阻尼系数 α_0	5	5	5	5	5
比例阻尼系数 $\alpha_1/10^{-5}$	1.35	1.35	1.35	1.35	1.35

表 3 机匣参数
Table 3 Parameters of casing

壁厚/mm	弹性模量 $E/10^{11}$ Pa	密度 $\rho/10^3$ (kg/m ³)	泊松比 μ	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 $\alpha_1/10^{-5}$
15	2.07	7.8	0.3	5	1.35

表 4 滚动轴承参数
Table 4 Parameters of ball bearing

滚动轴承	外滚道半径/mm	内滚道半径/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b/10^9$ (N/m ^{3/2})	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	外圈质量 m_w/kg	轴承座质量 m_b/kg
S1	39.5	29	13	12.4	0	2	10
S2	39.5	29	13	12.4	0	2	10
S3	32	17	14	11.9	0	2	10
S4	32	17	14	11.9	0	2	10

表 5 转子-机匣支承参数
Table 5 Support parameters of rotor-casing

支承	转子节点	机匣(节点)	$k_t/10^8$ (N/m)	$c_t/(N \cdot s/m)$	$k_f/10^8$ (N/m)	$c_f/(N \cdot s/m)$
RC1	3	2	1	2000	1	1000
RC2	1	9	1	2000	1	1000
RC3	11	16	1	2000	1	1000
RC4	8	22	1	2000	1	1000

表 6 转子-机匣连接参数
Table 6 Spring collection parameters of rotor-casing

连接	转子节点	机匣(节点)	$k_{gx}/10^8$ (N/m)	$c_{gx}/(N \cdot s/m)$	$k_{gy}/(N/m)$	$c_{gy}/(N \cdot s/m)$
RK1	6	4	1	0	1	0

表 7 机匣-基础连接参数
Table 7 Collection parameters of casing-base

连接	机匣(节点)	$k_c/10^9$ (N/m)	$k_a/10^5$ (N · m/rad)	$c_c/(N \cdot s/m)$	$c_a/(N \cdot m \cdot s/rad)$
CB1	8	1	1	2000	0
CB2	23	1	1	2000	0

2.2 计算条件

- 1) 考虑风扇支点和压气机前支点处轴承座和机匣的水平与垂直方向的松动,设置松动量为 $1\mu\text{m}$;
- 2) 输出为压气机前支点处的机匣测点水平和垂直方向的加速度响应;
- 3) 输出的转速区间为 $10\,000\sim30\,000\text{ r/min}$.

2.3 临界转速分析

图 5(a)~图 5(c)为仅含不平衡故障下,由轴

承座 S_1 加速度(a_b)、机匣节点 9 加速度(a_c)以及压气机转子节点 1 位移得到的振幅-转速曲线,从图中可以看出,前两阶临界转速分别为 $17\,300, 18\,500\text{ r/min}$.

2.4 自相关降噪

由于航空发动机转子振动信号具有周期性,自相关时域监测方法可以有效地提高周期性微弱信号的监测能力,把埋没于噪声中的周期信号提取出来. 其计算步骤为:

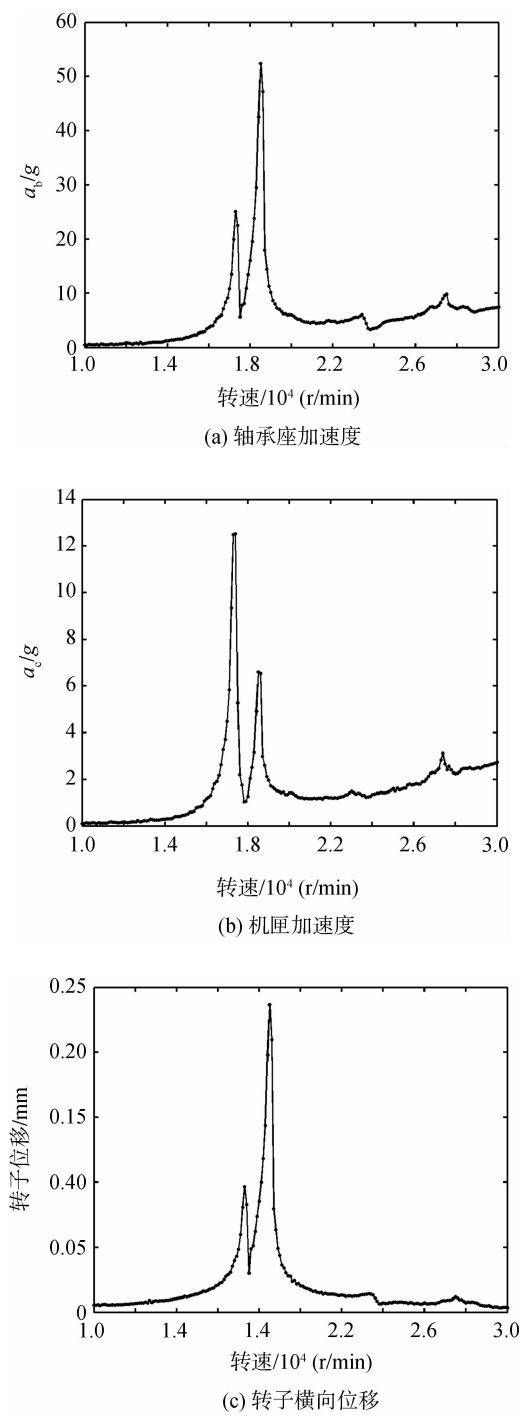


图 5 轴承座、机匣横向加速度以及转子横向位移
振幅-转速曲线(无松动)
Fig. 5 Amplitude-rotating speed curves of bearing
house, casing lateral acceleration and rotor
lateral displacement (no looseness)

- 1) 对随机信号 $x(n)$ 采样 $2N$ 个点得到 $x_{2N}(n)$, 同时对 $x_{2N}(n)$ 进行傅里叶变换, 得到 $X_{2N}(k)$, $k=0,1,2,\cdots,2N-1$;
- 2) 对 $X_{2N}(k)$ 的幅值求平方, 除以 N , 得到 $|X_{2N}(k)|^2/N$;
- 3) 对 $|X_{2N}(k)|^2/N$ 做傅里叶逆变换, 得到

相关函数。
2.5 不对称刚度下不同转速下的转子位移、轴承座加速度、机匣加速度特征分析

图 9(a)、图 9(c)、图 10(a)、图 10(c)、图 11(a)、图 11(c) 分别为转速 19 500, 26 000, 30 000 r/min 下机匣加速度的时域波形以及频谱. 可以看出, 由于松动故障, 加速度信号在频谱上表现出很多的高倍频以及很多分频成分. 图 9(b)、图 9(d)、图 10(b)、图 10(d)、图 11(b)、图 11(d) 为转速 19 500, 26 000, 30 000 r/min 下, 加速度信号进行自相关降噪后的时域波形以及频谱. 可以看出, 机匣加速度时域波形出现上下不对称, 即“截头状”的波形, 此特征可以用来作为松动故障的典型特征. 对比图 6~图 8 发现, 轴承座与机匣加速度较转子位移响应明显.

图 18 为压气机支承对应的压气机机匣水平和垂直方向的两个测点处, 试车数据的三维瀑布图. 可以看出机匣加速度频谱上出现高倍频以及分频成分; 图 19(a)、图 19(c)、图 20(a)、图 20(c)、图 21(a)、图 21(c) 为转速为 24 000, 27 000, 29 000 r/min 下机匣加速度时域波形以及频谱, 可以看出, 时域上特征不明显, 频域上出现倍频以及分频特征; 图 19(b)、图 19(d)、图 20(b)、图 21(d)、图 21(b)、图 21(d) 为转速为 24 000, 27 000, 29 000 r/min 下, 机匣加速度进行自相关降噪后的时域波形以及频谱. 可以看出, 机匣加速度出现上下不对称, 即“截头状”波形, 并且频谱图上存在高倍频成分.

图 12 为按照对称刚度式(7)得到的机匣横向加速度响应的三维瀑布图, 从图中可以看出高倍频不再明显, 松动故障不再明显. 图 13(a)、图 13(c) 是转速为 25 000 r/min 下机匣加速度的时域波形以及频谱, 从图中可以看出, 由于松动故障, 加速度时域频谱出现 2 倍频. 图 13(b)、图 13(d) 是转速为 25 000 r/min 时, 松动故障下, 机匣加速度信号经过自相关降噪得到的时域波形以及频谱, 从时域波形可以看出, 时域波形上下对称, 而且松动故障的冲击特征不再明显; 从频谱图看不到高倍频成分.

2.6 支承刚度对松动故障的影响

为研究机匣与轴承座之间松动刚度对整机振动的影响, 将压气机轴承座与机匣之间松动刚度 k_n 降低 2 倍和增大 2 倍, 分析机匣加速度信号特征.

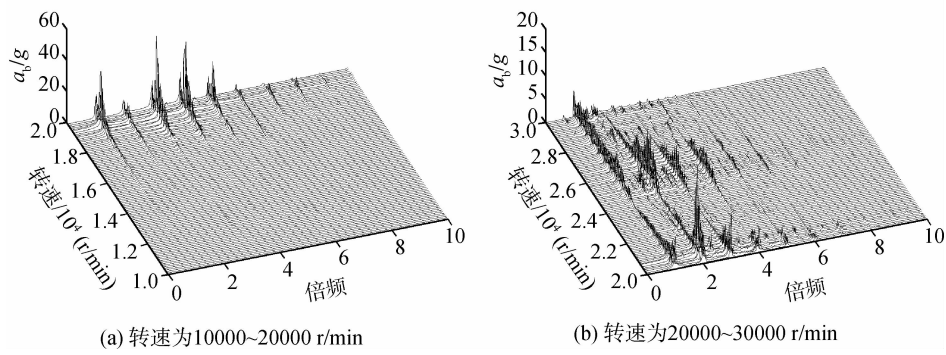


图 6 不同转速下轴承座加速度响应瀑布图

Fig. 6 Waterfall plot of bearing housing acceleration response at different rotating speeds

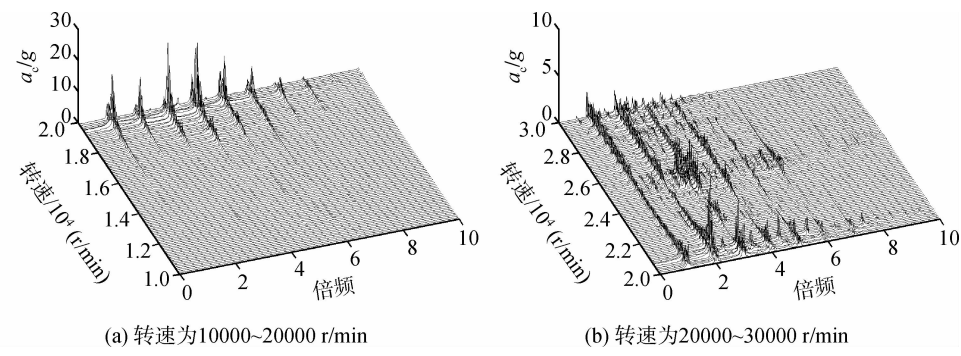


图 7 不同转速下机匣加速度响应瀑布图

Fig. 7 Waterfall plot of casing acceleration response at different rotating speeds

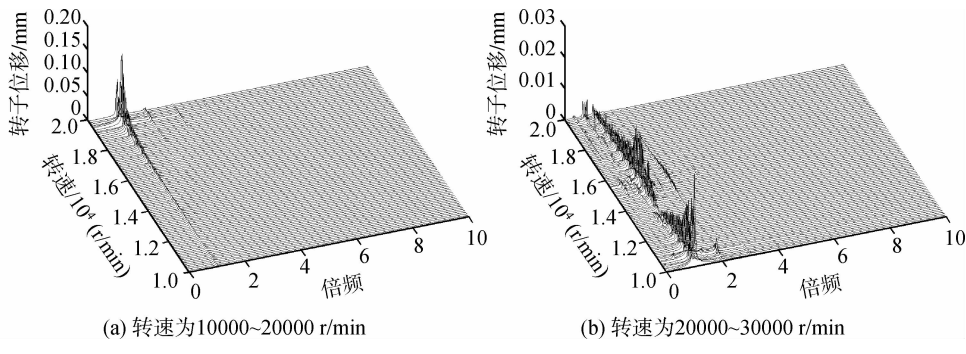


图 8 不同转速下转子位移响应瀑布图

Fig. 8 Waterfall plot of rotor displacement response at different rotating speeds

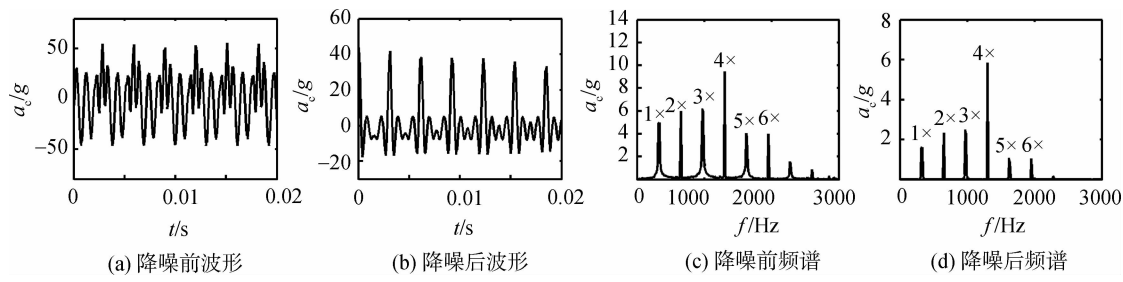


图 9 转速为 19 500 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 9 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 19 500 r/min

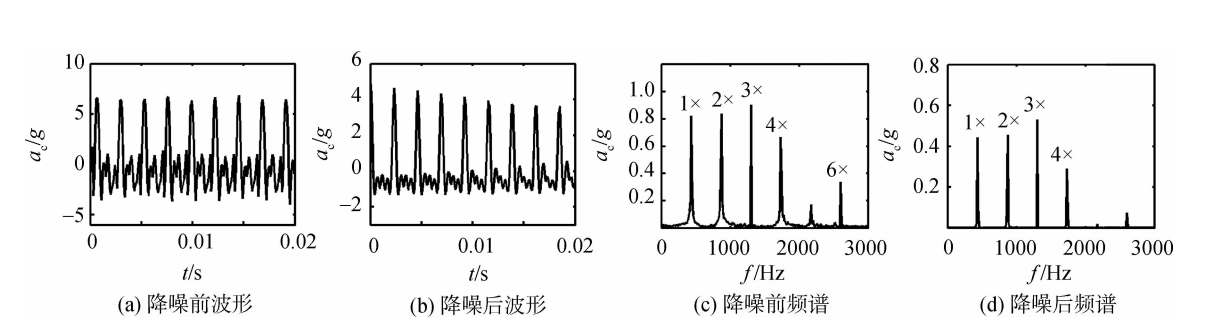


图 10 转速为 26 000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 10 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 26 000 r/min

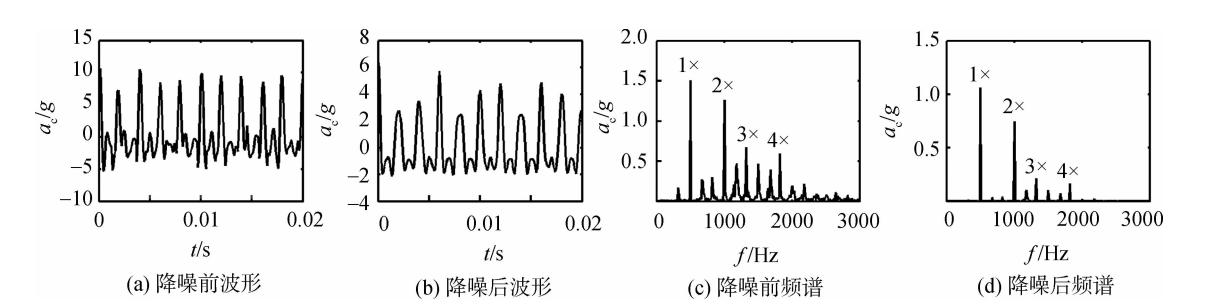


图 11 转速为 30 000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 11 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 30 000 r/min

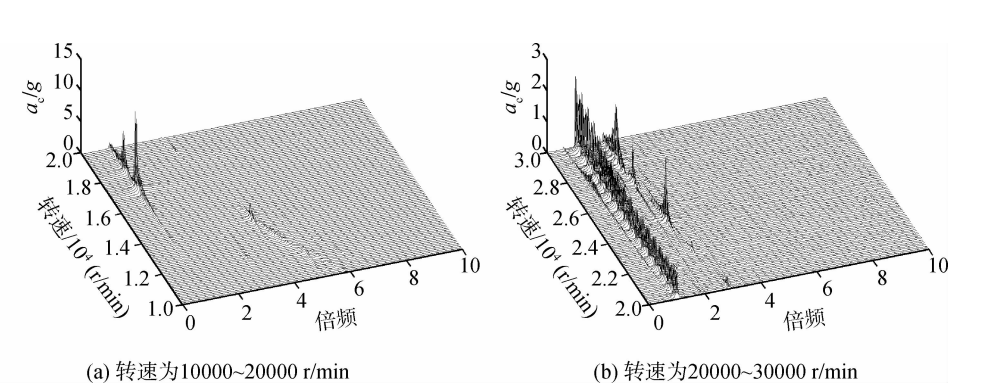


图 12 不同转速下机匣加速度响应瀑布图

Fig. 12 Waterfall plot of casing acceleration response at different rotating speeds

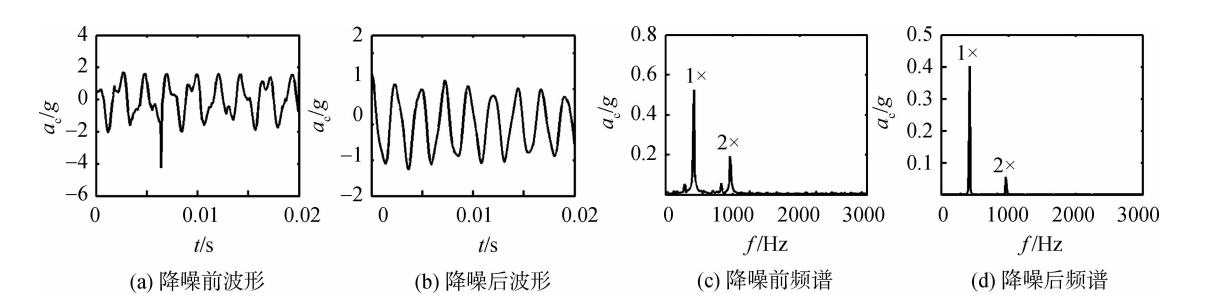


图 13 转速为 25 000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 13 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 25 000 r/min

图 14 为压气机轴承座与机匣之间连接刚度 k_n 降低 2 倍,利用式(6)的不对称连接刚度得到的机匣横向加速度响应的三维瀑布图.图 15(a)、图 15(c)是转速为 17000 r/min 下机匣加速度的时域波形以及频谱图,从图中可以看出,由于松动故障,加速度出现高倍频.图 15(b)、图 15(d)是转速为 17000 r/min 下机匣加速度进行自相关降噪后的时域波形以及频谱,从图中可以看出,机匣加速度时域波形出现上下不对称,即“截头状”波形,此特征可以用来作为判定松动故障的典型特征.

图 16 为压气机轴承座与机匣之间松动刚度 k_t 增加 2 倍得到的机匣横向加速度响应的三维瀑布图.图 17(a)、图 17(c)是转速为 21000 r/min 下

机匣加速度的时域波形以及频谱图,从图中可以看出,由于松动故障加速度频谱出现高倍频.图 17(b)、图 17(d)是转速为 21000 r/min 下机匣加速度进行自相关降噪后的时域波形以及频谱,从图中可以看出,机匣加速度时域波形出现上下不对称,即“截头波”的波形,从机匣加速度时域波形作为判定松动故障的典型特征.

从支承刚度对松动故障特征的影响可以看出,不同的支承刚度随松动故障的时域特征影响不大,均表现出冲击特征,且出现上下不对称波形,即“截头状”波形,但是频谱上有一定区别,即更高的支承刚度将产生更高阶的倍频成分.

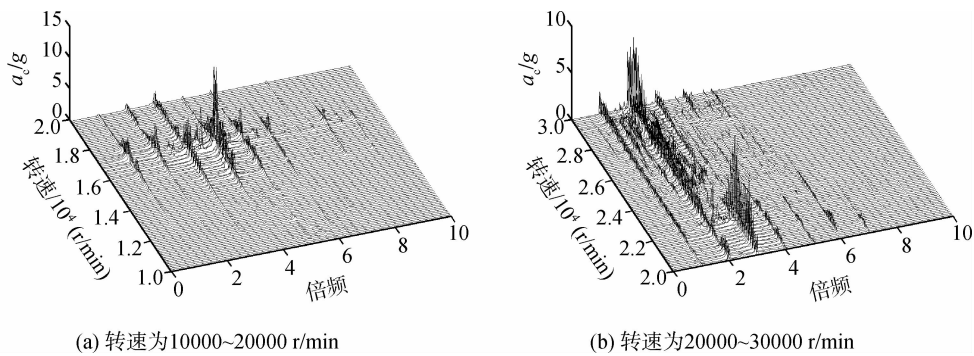


图 14 不同转速下机匣加速度响应瀑布图

Fig. 14 Waterfall plot of casing acceleration response at different rotating speeds

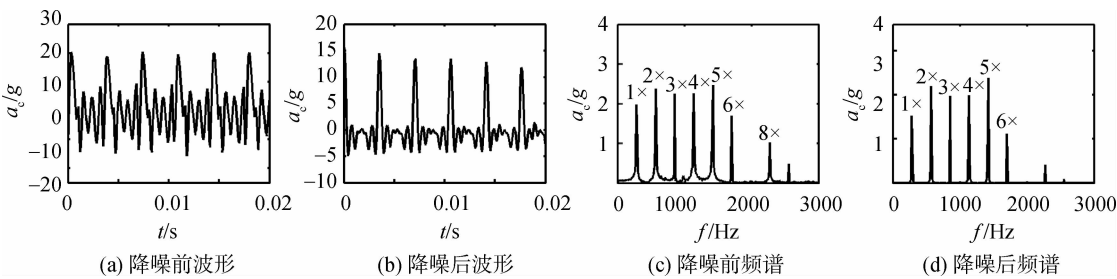


图 15 转速为 17000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 15 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 17 000 r/min

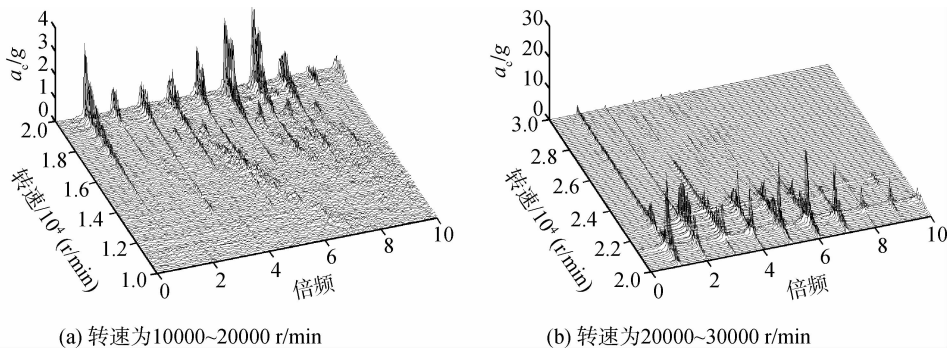


图 16 不同转速下机匣加速度响应瀑布图

Fig. 16 Cascade plot of casing acceleration response at different rotating speeds

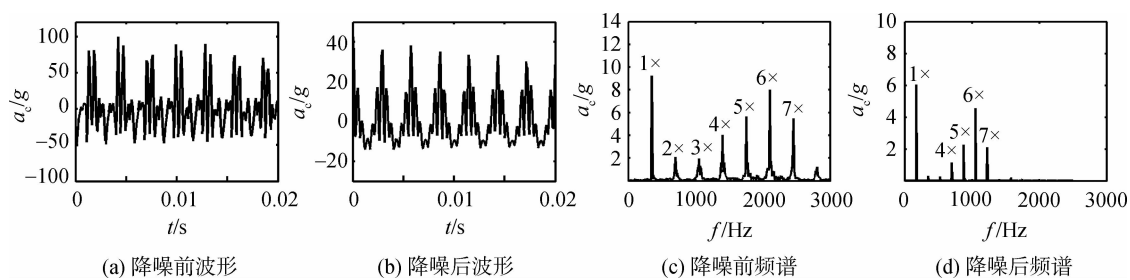


图 17 转速为 21000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 17 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 21000 r/min

3 试车数据验证分析

图 18 为压气机支承对应的压气机机匣水平和垂直方向的两个测点处,试车数据的三维瀑布图.可以看出机匣加速度频谱上出现高倍频以及分频成分;图 19(a)、图 19(c)、图 20(a)、图 20(c)、图 21(a)、图 21(c)为转速为 24000,27000,29000 r/min 下机匣加速度时域波形以及频谱,可以看出,时域上特征不明显,频域上出现倍频以及分频特征;图 19(b)、图 19(d)、图 20(b)、图 21(d)、图 21(b)、图 21(d)为转速为 24000,27000,29000 r/min 下,机匣加速度进行自相关降噪后的

时域波形以及频谱.可以看出,机匣加速度出现上下不对称,即“截头状”波形,并且频谱图上存在高倍频成分.实际的试车和发动机分解已经表明支承处轴承外圈经常出现明显的磨损痕迹以及不均匀磨损的现象,表明支承存在不同程度的松动.本文通过对多种故障的仿真分析发现,只有不对称刚度的松动故障所激发的机匣加速度信号非常相似,仿真计算与试车结果不仅表现出了频域倍频特征的类似,更表现出了时域波形的上下不对称的周期冲击特征,从而在一定程度上判断发动机的故障来源是支承松动,表明松动故障应该是该型发动机存在的关键故障.

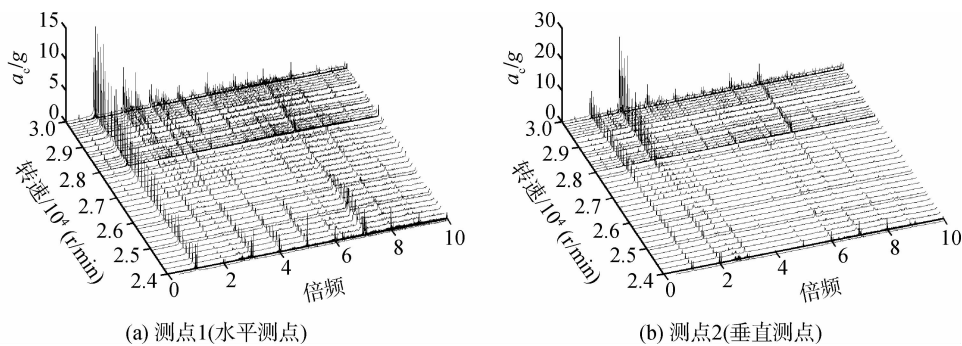


图 18 不同测点机匣加速度响应瀑布图

Fig. 18 Cascade plot of casing acceleration response at different measuring points

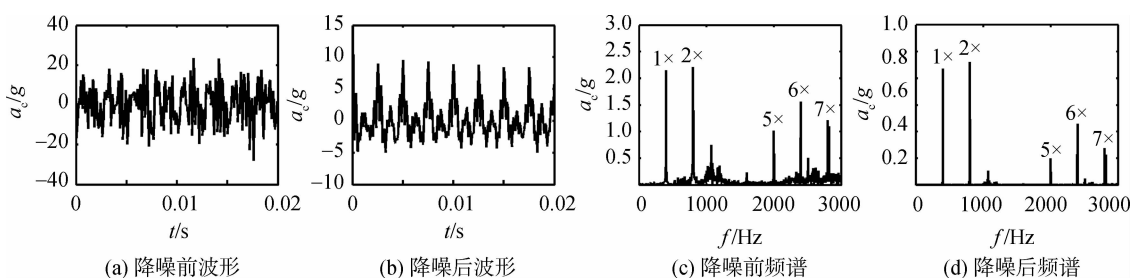


图 19 转速为 24000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 19 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 24000 r/min

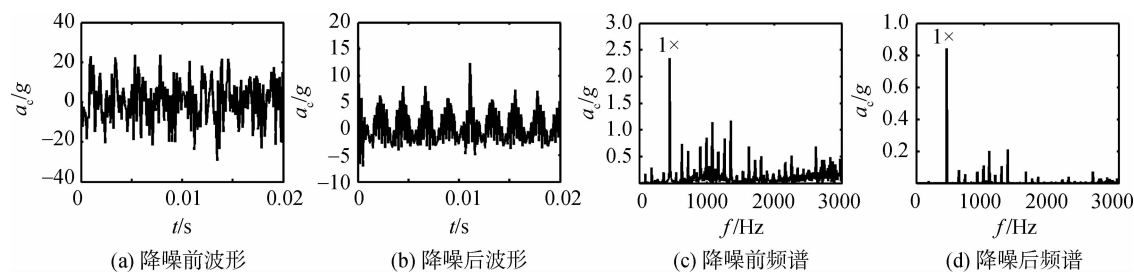


图 20 转速为 27 000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 20 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 27 000 r/min

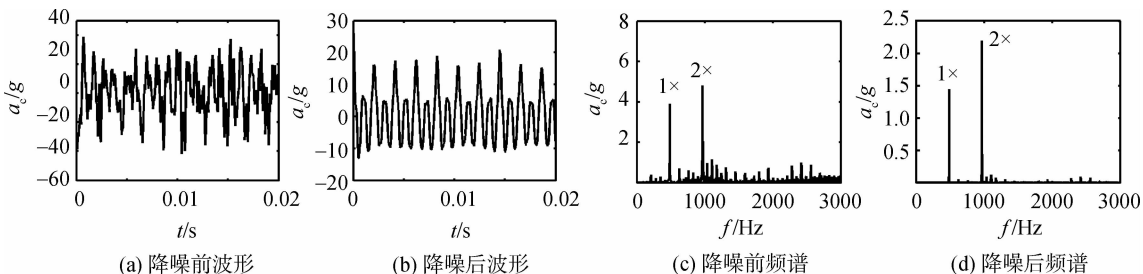


图 21 转速为 29 000 r/min 下降噪前与降噪后的时域波形以及频谱

Fig. 21 Time-domain waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when rotating speed is 29 000 r/min

4 结 论

- 1) 针对某型弹用涡扇发动机,建立了含松动故障的弹用涡扇发动机整机动力学模型,并利用时域数值积分法进行了非线性响应求解。
- 2) 分别考虑了两种不同松动故障模型,即轴承座与机匣之间的刚度存在不对称性与对称性,采用数值积分的方法得到了机匣加速度信号。
- 3) 将仿真结果与试车数据分析结果对比,发现仿真的故障特征与试车的故障特征及其类似。时域波形表现出明显的冲击特征,即:上下不对称,出现“截头状”波形;在频谱上,表现出明显的高倍频成分。该特征可以用来作为松动故障的典型特征。另外,对比结果也表明了松动模型中,不对称刚度模型的正确性。

参考文献:

[1] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.

[2] 张靖, 闻邦椿. 带有两端支座松动故障的转子系统的振动分析[J]. 应用力学学报, 2004, 21(3): 67-72.

ZHANG Jing, WEN Bangchun. Vibration characteristics of a rotor system with pedestal looseness at two supports [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2004, 21(3):

67-72. (in Chinese)

[3] 段吉安, 黄志开. 旋转机械松动故障的非线性力学模型[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(1): 78-81.

DUAN Ji'an, HUANG Zhikai. Nonlinear model of rotor system with loose fault[J]. Journal of Cent. South Univ. Technol, 2002, 33(1): 78-81. (in Chinese)

[4] Chu F, Tang Y. Stability and non-linear responses of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5): 879-893.

[5] 刘献栋, 何田, 李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 54-59.

LIU Xiandong, HE Tian, LI Qihan. Dynamic model of rotor system with support loosening and its diagnosis method[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 54-59. (in Chinese)

[6] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障非线性动力学[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 82-88.

CHEN Guo. Nonlinear dynamic of unbalance-looseness coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 82-88. (in Chinese)

[7] 罗跃纲, 杜元虎, 任朝晖, 等. 双跨转子-轴承系统松动-碰摩耦合故障的非线性特性[J]. 农业机械学报, 2008, 39(11): 180-183.

LUO Yuegang, DU Yuanhu, REN Zhaohui, et al. Nonlinear characteristics of two-span rotor-bearing system with coupling faults of pedestal looseness and rub-impact[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(11): 180-183. (in Chinese)

- [8] Lu W,Chu F. Experimental investigation of pedestal looseness in a rotor-bearing system[J]. Key Engineering Materials,2009(413/414):599-605.
- [9] Ji Z,Zu J W. Method of multiple scales for vibration analysis of rotor-shaft systems with non-linear bearing pedestal model[J]. Journal of Sound and Vibration,1998,218(2):293-305.
- [10] He Y,Chen Z,Guo D,et al. A genetic algorithm based inverse problem approach for pedestal looseness identification in rotor-bearing systems[J]. Key Engineering Materials,2003;115-122.
- [11] Lee W M,Choi Y S. Fault diagnosis of partial rub and looseness in rotating machinery using Hilbert-Huang transform[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2008,22:2151-2162.
- [12] Behzad M,Asayeshthe M. Numerical and experimental investigation on vibration of rotors with loose discs[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers:Part C Journal of Mechanical Engineering Science,2009,223:1-10.
- [13] Lee A S,Kim B O,Kim Y C. A finite element transient response analysis method of a rotor-bearing system to base shock excitations using the state-space Newmark scheme and comparisons with experiments[J]. Journal of Sound and Vibration,2006,297:595-615.
- [14] 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(5):977-982.
- LIU Yang,TAI Xingyu,MA Hui,et al. Looseness-rubbing coupling fault of dual-disk three-supporting rotor-bearing system[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(5):977-982. (in Chinese)
- [15] 任朝晖,陈宏,马辉,等. 双盘悬臂转子-轴承系统基础松动故障分析[J]. 农业机械学报,2007,38(11):196-201.
- REN Zhaohui,CHEN Hong,MA Hui,et al. Pedestal looseness fault analysis of a vertical dual-disk over-hung rotor-bearing system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(11):196-201. (in Chinese)
- [16] 马辉,太兴宇,汪博,等. 松动-碰摩耦合故障转子系统动力学特性分析[J]. 机械工程学报,2012,48(19):80-86.
- MA Hui,TAI Xingyu,WANG Bo,et al. Dynamic characteristic analysis of a rotor system with pedestal looseness coupled rub impact fault[J]. Journal of Mechanical Engineering,2012,48(19):80-86. (in Chinese)
- [17] MA Hui,ZHAO Xueyan,TENG Yunnan,et al. Analysis of dynamic characteristics for a rotor system with pedestal looseness[J]. Shock and Vibration,2011,18(1):13-27.
- [18] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报,2012,27(2):242-254.
- CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(2):242-254. (in Chinese)
- [19] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第19分册 转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000:208-226.