

碰摩双转子系统弯扭耦合振动分析与实验

张天程^{1,2,3}, 曹树谦^{1,2,3}, 李利青^{1,2,3}, 郭虎伦^{1,2,3}

(1. 天津大学 机械工程学院 力学系, 天津 300354;

2. 天津大学 天津市非线性动力学与控制重点实验室, 天津 300354;

3. 天津大学 力学国家级实验教学示范中心, 天津 300354)

摘 要: 针对航空发动机双转子系统,利用拉格朗日方程建立了含碰摩力的弯扭耦合动力学方程,采用龙格-库塔法进行数值计算,结合瀑布图、频谱图、分岔图、庞加莱截面图、幅频曲线分析了弯曲振动和扭转振动的频谱特征和分岔特性;利用增量式编码器对转子实验台进行了扭转振动测量,验证了数值计算得到的频率特征。研究表明:弯扭振动具有相似的特征频率,包括倍频、分数倍频、工作频率与倍频/分数倍频的组合频率,但扭转振动的特征频率更加明显;两者还具有相似的分岔过程和相同的分岔点,在每个分岔点处都存在幅值跳跃现象。

关 键 词: 碰摩故障; 双转子系统; 弯扭耦合振动; 动力学特性; 扭转振动实验

中图分类号: V231

文献标志码: A

Analysis and experiment of coupled bending and torsional vibration of a rub-impact dual-rotor system

ZHANG Tiancheng^{1,2,3}, CAO Shuqian^{1,2,3}, LI Liqing^{1,2,3}, GUO Hulun^{1,2,3}

(1. Department of Mechanics,

School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300354, China;

2. Tianjin Key Laboratory of Nonlinear Dynamics and Control,

Tianjin University, Tianjin 300354, China;

3. National Demonstration Center for Experimental Mechanics Education,

Tianjin University, Tianjin 300354, China)

Abstract: For a dual-rotor system of aero-engine, the coupled bending and torsional dynamic equations with rub-impact force were first established using the Lagrange equation. The Runge-Kutta method was used for numerical calculation. Combined with waterfall map, spectrum diagram, bifurcation diagram, Poincaré map and amplitude-frequency curve, the spectral characteristics and bifurcation characteristics of the bending vibration and torsional vibration were analyzed. The torsional vibration of the rotor experimental platform was measured by incremental encoders to verify the spectral characteristics obtained from the simulation analysis. The research results show that the torsional vibration exhibits charac-

收稿日期:2018-07-15

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2015CB057400); 国家自然科学基金(11672201);

重大专项基础研究项目(2017-IV-0008-0045)

作者简介:张天程(1994—),男,硕士,主要从事航空发动机转子动力学研究。

通讯作者:曹树谦(1964—),男,教授,博士,主要从事非线性动力学研究。E-mail:sqcao@tju.edu.cn

引用格式:张天程,曹树谦,李利青,等. 碰摩双转子系统弯扭耦合振动分析与实验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(3): 643-655.

ZHANG Tiancheng, CAO Shuqian, LI Liqing, et al. Analysis and experiment of coupled bending and torsional vibration of a rub-impact dual-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 643-655.

teristic frequencies similar to bending vibration, including multiple frequency, fractional frequency, and the combined frequency of working frequency and multiple/fractional frequency, but these are more obvious in the torsional vibrations; bending and torsional vibrations have similar bifurcation process and same bifurcation point, and there are jump phenomena of amplitude at each bifurcation point.

Key words: rub-impact; dual-rotor system; coupled bending and torsional vibration; dynamic characteristics; torsional vibration experiment

转子系统的扭转振动无法通过支承结构传递出来,表现形式十分“安静”,因此通常被忽略掉。但由于转子扭转方向的阻尼非常小,往往小于横向阻尼的 1/10,所以扭转振动同样是非常危险的^[1]。当航空发动机转子发生碰摩故障时,摩擦力将会对转子轴心产生激励力矩^[2],从而引起扭转振动。因此,研究碰摩故障下的弯扭耦合振动特性是非常必要的。

对于碰摩转子弯扭耦合振动的研究,国内外学者进行了一系列研究。邓小文等^[3-4]提出突加不平衡引起的碰摩会激起扭转振动的自振频率和分数倍频,扭转振动可用于诊断转子的转静间碰摩故障。何成兵等^[5-6]研究了扭转振动的频谱信息以及扭转振动分岔图的特点。Sun 等^[7]研究发现,碰摩转子在考虑弯扭耦合和不考虑弯扭耦合的模型具有相似的分岔过程,但弯扭耦合的影响不可忽略。Zhang 等^[8]对于带有轴向接触和摩擦的转子结构的弯扭耦合动力学特性进行了数值模拟,发现扭振的频谱分析对于判断轴向摩擦更为适用。Tejas 等^[9]引入接触模型表征转静子的摩擦作用,研究了转子系统的弯扭耦合动力学,发现了系统的稳态解中存在着丰富的动力学行为。Lu 等^[10]通过研究无碰摩、局部碰摩和全周碰摩三种情况下的扭转振动与径向振动,发现两者具有相似的频率成分,扭转振动能够用于实际中的碰摩故障诊断。李朝峰等^[11]发现在弯扭耦合作用下齿轮-转子-轴承系统的扭转振动中含有明显的主动轴和从动轴的转频成分以及齿轮啮合频率成分。廖明夫等^[12]建立了弹性支承-柔性转子-弹性静子系统的航空发动机模型,其中考虑了带有延迟的转速控制力矩,建立了弯扭耦合动力学方程,发现碰摩和延迟力矩可能会导致扭转振动失稳。Hua 等^[13]建立了转子系统的弯扭耦合动力学模型,其中采用 Stribeck 曲线描述碰摩力,讨论了系统主要参数改变对转子的动力学行为的影响,并发现其存在自激振动现象。

以上的弯扭耦合振动分析大都针对简单转子

结构,对于航空发动机的双转子激励、多支承的特点并未考虑,而且多数研究只是进行仿真分析,对于扭转振动的实验研究尚少。

本文以航空发动机双转子系统为研究对象,利用拉格朗日方程建立动力学模型,模型中考虑碰摩力、弯扭耦合作用、双转子的双频激励以及中介轴承力,采用数值积分计算系统响应,结合瀑布图、频谱图、分岔图、庞加莱截面图、幅频曲线分析弯扭振动的频谱特征及分岔与混沌特性,并且利用转子实验台开展弯扭振动实验研究,对数值计算得到的频谱特征进行验证。

1 系统建模

1.1 双转子系统建模

研究对象如图 1 所示,为五点支承的双转子航空发动机模型,低压转子采用 1-1-1 支承方案,高压转子采用 1-0-1 支承方案^[14]。低压系统包含刚性转盘质量 m_2 、 m_5 ,轴颈质量 m_1 、 m_3 、 m_4 、 m_6 ,支承 1#、2#、5#,以及无质量的弹性转轴;高压转子为刚性转子,将其看作一个整体,则高压系统包含高压转子质量 m_7 及支承 3#、4#,其中支承 4#为中介轴承,套装于内外转子之间。除中介轴承外,各支承采用滚动轴承加弹性支承的结构,简化为弹簧阻尼结构,刚度和阻尼分别为 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 、 c_1 、 c_2 、 c_3 、 c_5 , e_i ($i=2,5,7$) 为转子偏心距。另

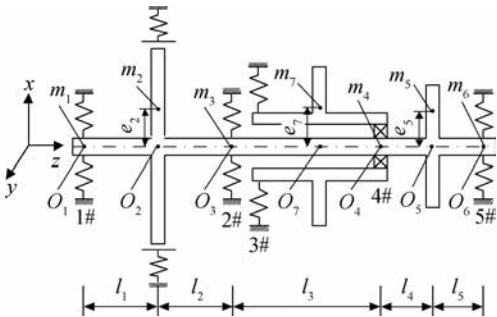


图 1 双转子航空发动机模型

Fig. 1 Dual-rotor aero-engine model

外,考虑低压转盘质量 m_2 含有碰摩故障。

对于低压转盘质量 $m_i(i=2,5)$,考虑其横向振动和扭转振动,广义坐标为 $(x_i, y_i, \alpha_i)(i=2, 5)$,其中 x_i, y_i 为转盘形心坐标, α_i 为扭转角,满足 $\varphi_i=\omega_1 t+\alpha_i+\phi_i, \varphi_i$ 为转盘质心的相位角, ω_1 为低压转子转速, ϕ_i 为初相位($i=2,5$);对于高压转子 $m_i(i=7)$,仅考虑横向振动,广义坐标为 $(x_i, y_i)(i=7)$,其中 x_i, y_i 为转子形心坐标,高压转子转速为 $\omega_h=\gamma_\omega\omega_1$,其中 γ_ω 为高低压转子转速比;对于轴颈 $m_i(i=1,3,4,6)$,将其看作集中质量,且仅考虑横向振动,广义坐标为 $(x_i, y_i)(i=1,3, 4,6)$ 。忽略转盘偏转和陀螺力矩,系统共 16 个自由度,其中 14 个横向自由度,2 个扭转自由度。则系统的广义坐标矢量 $\boldsymbol{q}$ 为

$$\boldsymbol{q} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & \cdots & x_7 & y_1 & y_2 & \cdots & y_7 & \alpha_2 & \alpha_5 \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

其中横向坐标矢量 $\boldsymbol{x}, \boldsymbol{y}$ 及扭转坐标矢量 $\boldsymbol{\alpha}$ 为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{x} &= \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 & x_7 \end{bmatrix}^T \\ \boldsymbol{y} &= \begin{bmatrix} y_1 & y_2 & y_3 & y_4 & y_5 & y_6 & y_7 \end{bmatrix}^T \\ \boldsymbol{\alpha} &= \begin{bmatrix} \alpha_2 & \alpha_5 \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (2)$$

由于转子存在偏心距 $e_i(i=2,5,7)$,则质心坐标矢量 $\boldsymbol{x}_c, \boldsymbol{y}_c$ 为

$$\boldsymbol{x}_c = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 + e_2 \cos \varphi_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 + e_5 \cos \varphi_5 \\ x_6 \\ x_7 + e_7 \cos \varphi_7 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{y}_c = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 + e_2 \sin \varphi_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 + e_5 \sin \varphi_5 \\ y_6 \\ y_7 + e_7 \sin \varphi_7 \end{bmatrix}$$

系统的动能 T 包含各质体的平动动能 T_t 和转盘的转动动能 T_r ,则

$$T = T_t + T_r = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{x}}_c^T \boldsymbol{M}_c \dot{\boldsymbol{x}}_c + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{y}}_c^T \boldsymbol{M}_c \dot{\boldsymbol{y}}_c + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\phi}}^T \boldsymbol{J}_c \dot{\boldsymbol{\phi}} \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{x}}_c &= \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 - e_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 - e_5 \dot{\varphi}_5 \sin \varphi_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 - e_7 \dot{\varphi}_7 \sin \varphi_7 \end{bmatrix}, \quad \dot{\boldsymbol{y}}_c = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 + e_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 + e_5 \dot{\varphi}_5 \cos \varphi_5 \\ \dot{y}_6 \\ \dot{y}_7 + e_7 \dot{\varphi}_7 \cos \varphi_7 \end{bmatrix} \\ \dot{\boldsymbol{\phi}} &= \begin{bmatrix} \omega_1 + \dot{\alpha}_2 \\ \omega_1 + \dot{\alpha}_5 \\ \omega_h \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{M}_c = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_7 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{J}_c &= \begin{bmatrix} J_2 + m_2 e_2^2 & 0 & 0 \\ 0 & J_5 + m_5 e_5^2 & 0 \\ 0 & 0 & J_7 + m_7 e_7^2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

式中 $\dot{\boldsymbol{x}}_c, \dot{\boldsymbol{y}}_c$ 为质心速度矢量, $\dot{\boldsymbol{\phi}}$ 为转速矢量, $\boldsymbol{M}_c$ 为质量矩阵, $\boldsymbol{J}_c$ 为转盘对质心的转动惯量矩阵,转盘对形心的转动惯量 $J_i=m_i R_i^2/2, (i=2,5,7)$ 。

系统的势能 U 包含弹性转轴和支承的弹性势能 U_e 以及各质体的重力势能 U_g 。弹性转轴刚度和支承刚度在 x 方向和 y 方向以及转动方向不存在交叉刚度,则弹性势能可表示为

$$U_e = \frac{1}{2} \boldsymbol{x}^T \boldsymbol{K}_x \boldsymbol{x} + \frac{1}{2} \boldsymbol{y}^T \boldsymbol{K}_y \boldsymbol{y} + \frac{1}{2} \boldsymbol{\alpha}^T \boldsymbol{K}_t \boldsymbol{\alpha} \quad (4)$$

其中

$$\begin{aligned} \boldsymbol{K}_x = \boldsymbol{K}_y &= \begin{bmatrix} k_1 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_7 & k_2 + k_7 + k_8 & -k_8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_8 & k_8 + k_9 & -k_9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_9 & k_9 + k_{10} & -k_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{10} & k_5 + k_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{K}_t &= \begin{bmatrix} k_{t1} + k_{t2} & -k_{t2} \\ -k_{t2} & k_{t2} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

式中 $\boldsymbol{K}_x, \boldsymbol{K}_y$ 为横向刚度矩阵, $\boldsymbol{K}_t$ 为扭转刚度矩阵。弹性转轴的弯曲刚度和扭转刚度为

$$\begin{aligned} k_6 &= \frac{3EI}{l_1^3}, \quad k_7 = \frac{12EI}{l_2^3}, \quad k_8 = \frac{12EI}{l_3^3}, \\ k_9 &= \frac{12EI}{l_4^3}, \quad k_{10} = \frac{3EI}{l_5^3}, \quad k_{t1} = \frac{GI_p}{l_1}, \\ k_{t2} &= \frac{GI_p}{l_2 + l_3 + l_4} \end{aligned} \quad (5)$$

式中 $k_6、k_7、k_8、k_9、k_{10}$ 分别为轴段 $l_1、l_2、l_3、l_4、l_5$ 料的弹性模量、切变模量, I 和 I_p 为转轴的惯性对应的弯曲刚度, $k_{t1}、k_{t2}$ 分别为转盘质量 $m_1\sim m_2$ 矩和极惯性矩。
和 $m_2\sim m_5$ 之间轴段的扭转刚度, $E、G$ 为转轴材 重力势能可表示为

$$U_g = [m_1g \quad m_2g \quad m_3g \quad m_4g \quad m_5g \quad m_6g \quad m_7g] \cdot \mathbf{y}_c$$

(6)

则系统的势能为

$$U = U_e + U_g$$

(7)

系统的耗散能可由瑞利耗能函数表示

$$D = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{C}_x \dot{\mathbf{x}} + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{y}}^T \mathbf{C}_y \dot{\mathbf{y}} + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\alpha}}^T \mathbf{C}_t \dot{\boldsymbol{\alpha}}$$

(8)

其中

$$\mathbf{C}_x = \mathbf{C}_y = \begin{bmatrix} c_1 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_7 & c_2 + c_7 + c_8 & -c_8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_8 & c_8 + c_9 & -c_9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_9 & c_9 + c_{10} & -c_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{10} & c_5 + c_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_t = \begin{bmatrix} c_{t1} + c_{t2} & -c_{t2} \\ -c_{t2} & c_{t2} \end{bmatrix}$$

式中 $\mathbf{C}_x、\mathbf{C}_y$ 为横向阻尼矩阵, $\mathbf{C}_t$ 为扭转阻尼矩阵, $c_6、c_7、c_8、c_9、c_{10}$ 分别为轴段 $l_1\sim l_5$ 的阻尼, $c_{t1}、c_{t2}$ 分别为转盘质量 $m_1\sim m_2$ 和 $m_2\sim m_5$ 之间轴段的阻尼。

对于非保守系统,拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j$$

(9)

式中 $L=T-U$ 为系统的拉格朗日函数, q_j 为第 j 个广义坐标, Q_j 为第 j 个自由度上的广义力。

广义力包括碰摩力 $\mathbf{F}_r$ 和中介轴承力 $\mathbf{F}_b$, 将其与系统的动能(式(3))、势能(式(7))和耗散能(式(8))代入式(9),得到动力学方程

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{F}_r + \mathbf{F}_b - \mathbf{G} + \mathbf{F}_u$$

(10)

其中

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_c & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_c & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{J}'_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_x & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_y & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{C}_t \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_x & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{K}_y & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{K}_t \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F}_r = [0 \quad F_{rx} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad F_{ry} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_r \quad 0]^T$$

$$\mathbf{F}_b = [0 \quad 0 \quad 0 \quad F_{bx} \quad 0 \quad 0 \quad -F_{bx} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad F_{by} \quad 0 \quad 0 \quad -F_{by} \quad 0 \quad 0]^T$$

$$\mathbf{G} = [0 \quad 0 \quad \cdots \quad 0 \quad m_2g \quad m_5g \quad m_7g \quad m_2e_2g\cos\varphi_2 \quad m_5e_5g\cos\varphi_5 \quad m_7e_7g\cos\varphi_7]^T$$

$$\mathbf{F}_u = [0 \quad F_{u,2} \quad 0 \quad 0 \quad F_{u,5} \quad 0 \quad F_{u,7} \quad 0 \quad F_{u,9} \quad 0 \quad 0 \quad F_{u,12} \quad 0 \quad F_{u,14} \quad F_{u,15} \quad F_{u,16}]^T$$

$$F_{u,2} = m_2e_2(\dot{\varphi}_2^2\cos\varphi_2 + \ddot{\varphi}_2\sin\varphi_2)$$

$$F_{u,5} = m_5e_5(\dot{\varphi}_5^2\cos\varphi_5 + \ddot{\varphi}_5\sin\varphi_5)$$

$$F_{u,7} = m_7e_7\omega_h^2\cos(\omega_ht)$$

$$F_{u,9} = m_2e_2(\dot{\varphi}_2^2\sin\varphi_2 - \ddot{\varphi}_2\cos\varphi_2)$$

$$F_{u,12} = m_5e_5(\dot{\varphi}_5^2\sin\varphi_5 - \ddot{\varphi}_5\cos\varphi_5)$$

$$F_{u,14} = m_7e_7\omega_h^2\sin(\omega_ht)$$

$$F_{u,15} = m_2e_2(\ddot{x}_2\sin\varphi_2 - \ddot{y}_2\cos\varphi_2)$$

$$F_{u,16} = m_5e_5(\ddot{x}_5\sin\varphi_5 - \ddot{y}_5\cos\varphi_5)$$

式中 $(\dot{})$ 和 $(\ddot{})$ 分别为关于时间的一阶导数和二阶导数; $\mathbf{M}、\mathbf{C}、\mathbf{K}$ 分别为广义质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵, 此处的转动惯量矩阵 $\mathbf{J}'_c$ 为前文中 $\mathbf{J}_c$ 的前两阶; $\mathbf{G}$ 为广义重力矢量, $\mathbf{F}_u$ 为不平衡力矢量, M_r 为摩擦力矩。不考虑涡轮的驱动力矩及压气机的负载力矩, 认为两者在稳态运动时相互抵消。

不平衡力矢量中形心坐标与扭转角坐标是耦合的,因此不平衡力是造成弯扭耦合作用的原因之一。

1.2 碰摩力模型

图2为碰摩力示意图,转盘与机匣的径向相对位移为 $r_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$,转盘与机匣间的初始间隙为 δ 。

当转子与机匣发生局部碰摩时,假设转子与机匣间的法向力 F_n 为线性接触力,切向力 F_τ 为库仑摩擦力,则碰摩力可表示为^[15]

$$\begin{bmatrix} F_{rx} \\ F_{ry} \end{bmatrix} = -\frac{k_r(r_2 - \delta)}{r_2} \begin{bmatrix} 1 & -\mu \\ \mu & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (r_2 > \delta) \quad (11)$$

式中 k_r 为转盘与机匣的接触刚度, μ 为摩擦因数。另外,摩擦力对转盘产生摩擦力矩为

$$M_r = \mu k_r R_2 (r_2 - \delta) \quad (r_2 > \delta) \quad (12)$$

式中 R_2 为转盘半径。摩擦力矩是关于形心坐标的函数,因此扭转角方程中会引入形心坐标,所以摩擦力矩是产生弯扭耦合作用的第二个因素。

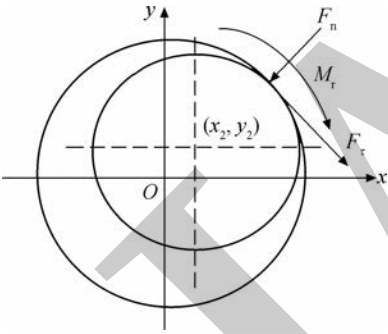


图2 碰摩力模型

Fig. 2 Rub-impact force model

1.3 中介轴承力模型

中介轴承选用滚珠轴承,如图3所示。轴承外圈与高压转子固定,内圈与低压转子固定。内

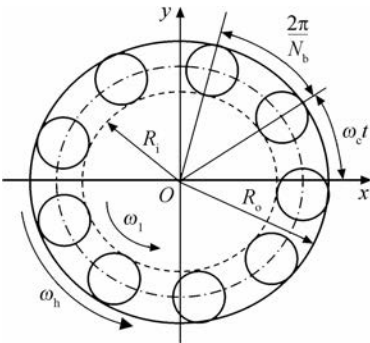


图3 中介轴承模型

Fig. 3 Inter-shaft bearing model

圈半径为 R_i , 外圈半径为 R_o 。假设滚珠在滚道间等距排列,且与内外圈之间保持纯滚动运动。内外圈同向旋转,忽略扭转振动对内圈处转速的影响,则内圈转速近似取为低压转子的驱动转速 ω_1 ; 外圈转速取为高压转子的驱动转速 ω_h , 则保持架转速 ω_c 为

$$\omega_c = \frac{\omega_1 R_i + \omega_h R_o}{R_i + R_o} \quad (13)$$

设轴承中滚珠个数为 N_b , 则第 p 个滚珠转过的角度 θ_p 为

$$\theta_p = \omega_c t + \frac{2\pi}{N_b}(p-1), \quad p = 1, 2, \dots, N_b \quad (14)$$

轴承内外圈的相对位移为 $(x_7 - x_4, y_7 - y_4)$, 轴承的初始间隙为 δ_0 , 则第 p 个滚珠与滚道间法向接触变形量 δ_p 为

$$\delta_p = (x_7 - x_4) \cos \theta_p + (y_7 - y_4) \sin \theta_p - \delta_0 \quad (15)$$

根据赫兹接触理论,中介轴承力可表示为^[16]

$$\begin{bmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{bmatrix} = C_b \sum_{p=1}^{N_b} (\delta_p)^{\frac{3}{2}} H(\delta_p) \begin{bmatrix} \cos \theta_p \\ \sin \theta_p \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中 C_b 为赫兹接触刚度, $H(\cdot)$ 为亥维赛函数。

1.4 方程无量纲化

引入无量纲变换

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \omega_1 t \\ \mathbf{u} &= [X_1 \quad \dots \quad X_7 \quad Y_1 \quad \dots \quad Y_7 \quad \alpha_2 \quad \alpha_5]^T = \\ &= \begin{bmatrix} \frac{x_1}{\delta_2} & \dots & \frac{x_7}{\delta_2} & \frac{y_1}{\delta_2} & \dots & \frac{y_7}{\delta_2} & \alpha_2 & \alpha_5 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{u}' &= \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\dot{x}_1}{\delta_2 \omega_1} & \dots & \frac{\dot{x}_7}{\delta_2 \omega_1} & \frac{\dot{y}_1}{\delta_2 \omega_1} & \dots & \frac{\dot{y}_7}{\delta_2 \omega_1} & \frac{\dot{\alpha}_1}{\omega_1} & \frac{\dot{\alpha}_2}{\omega_1} \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{u}'' &= \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\ddot{x}_1}{\delta_2 \omega_1^2} & \dots & \frac{\ddot{x}_7}{\delta_2 \omega_1^2} & \frac{\ddot{y}_1}{\delta_2 \omega_1^2} & \dots & \frac{\ddot{y}_7}{\delta_2 \omega_1^2} & \frac{\ddot{\alpha}_1}{\omega_1^2} & \frac{\ddot{\alpha}_2}{\omega_1^2} \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (17)$$

得到无量纲的运动微分方程

$$\mathbf{u}'' + \zeta \mathbf{u}' + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f}_u - \mathbf{f}_g + \mathbf{f}_r + \mathbf{f}_b \quad (18)$$

其中

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{1}{\omega_1} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}, \quad \mathbf{K} = \frac{1}{\omega_1^2} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}, \\ \mathbf{f}_u &= \frac{1}{\omega_1^2} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_u, \quad \mathbf{f}_g = \frac{1}{\omega_1^2} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{G}, \\ \mathbf{f}_r &= \frac{1}{\omega_1^2} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_r, \quad \mathbf{f}_b = \frac{1}{\omega_1^2} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_b \end{aligned}$$

式中 ζ 为无量纲的阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 为无量纲的刚度矩阵, $\mathbf{f}_u$ 为无量纲的不平衡力矢量, $\mathbf{f}_g$ 为无量纲

的广义重力矢量, f_r 为无量纲的碰摩力矢量, f_b 为无量纲的中介轴承力矢量。

1.5 计算参数选取

由于碰摩力、轴承力以及弯扭耦合的存在,使得方程具有很强的非线性,因此本文采用四阶变步长龙格-库塔法对方程进行数值求解,系统的计算参数如表 1 所示。

表 1 计算参数
Table 1 Calculation parameters

参数	数值
$m_1, m_2, m_3, m_4, m_5,$ $m_6, m_7/\text{kg}$	2, 10, 2, 2, 6, 2, 8
$R_2, R_5/\text{m}$	0.075, 0.03
$\phi_2, \phi_5/\text{rad}$	0, 0
$e_2, e_5, e_7/\mu\text{m}$	92.7, 62.7, 95
$k_1, k_2, k_3, k_5, k_r/10^6(\text{N/m})$	1, 1, 1, 1, 45
$c_1, c_2, c_3, c_5, c_6, c_7, c_8,$ $c_9, c_{10}/((\text{N} \cdot \text{s})/\text{m})$	1500, 1500, 1500, 1500, 1000, 1000, 1000, 1000, 1000
$c_{11}, c_{12}/((\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s})/\text{rad})$	10, 10
$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5/\text{m}$	0.33, 0.33, 0.6, 0.23, 0.23
$E/10^{11} \text{ Pa}$	2
$G/10^{10} \text{ Pa}$	7.7
$I/10^{-7} \text{ m}^4$	1.178
$I_p/10^{-7} \text{ m}^4$	2.356
μ	0.1
N_b	8
$\delta, \delta_0, R_o, R_i/\text{mm}$	0.134, 0.005, 63.9, 40.1
$C_b/10^9(\text{N/m}^{3/2})$	13.34

本文以相对扭转角 $\alpha = \alpha_5 - \alpha_2$ 表征扭转振动;弯曲振动以低压转盘质量 m_2 的无量纲位移 $X = X_2$ 和 $Y = Y_2$ 表示。

2 动力学分析

2.1 频谱特征

图 4 和图 5 分别为随低压转子转速 ω_1 变化的弯曲振动和扭转振动的瀑布图。可以观察到在不同转速区域频谱特征是不同的,按照转速不同可分为 6 个区域,分界点分别为 1 470、2 020、2 240、2 810、2 870 rad/s,弯曲振动与扭转振动的分界点是一致的。

对于弯曲振动,可以观察到由于碰摩和双频

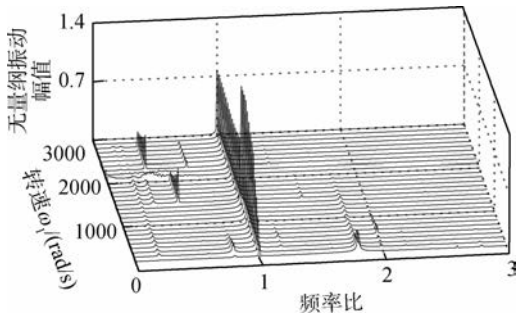


图 4 弯曲振动的瀑布图
Fig. 4 Waterfall map of bending vibration

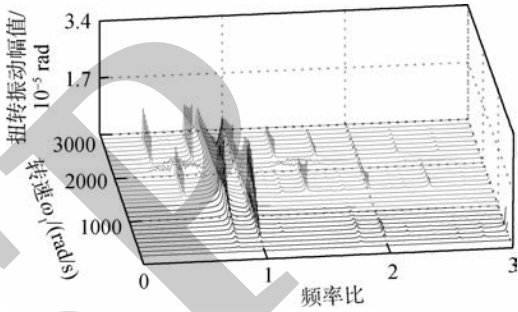


图 5 扭转振动的瀑布图
Fig. 5 Waterfall map of torsional vibration

激励的作用,在低速区含有倍频和组合频率成分,在高速区产生了分数倍频成分,与晏砺堂、周海仑、Yang 等^[17-19]的结果符合。

相比于弯曲振动,扭转振动的特征频率类似,同样存在倍频、分数倍频以及组合频率成分,这是因为在弯扭耦合的作用下弯曲振动中的特征能够传递到扭转振动中。但在瀑布图中可以看出这些特征频率成分在扭转振动中占比比在弯曲振动中占比更加明显,因此扭转振动中的特征频率用于状态监测和故障诊断将会很有优势。

当 $\omega_1 < 1\,470 \text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 600 \text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 6)作分析。此时包含三种类型的特征频率:一是工作频率成分,双转子系统含有两个激励频率,表现为低压转子的激励频率 N_1 和高压转子的激励频率 N_2 ;二是倍频成分,由于低压转子发生碰摩,从而激起了激励频率的倍频成分,即 $2N_1$ 等低压转频的倍频成分;三是组合频率成分,由于双频激励和碰摩的耦合作用,产生了两个激励频率及其倍频的组合频率成分,如 $N_2 - N_1, 3N_1 - N_2, 4N_1 - N_2, N_1 + N_2$ 等。

当 $1\,470 \text{ rad/s} < \omega_1 < 2\,020 \text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 1\,900 \text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 7)作分析。此时的频率成分发生了改变,但同样会出现三种类型的特征频率:第一种是工作频率成分,表

现为 N_1 和 N_2 两种频率成分,不过在此区域 N_2 频率已经非常微弱;第二种是碰摩产生的倍频 $2N_1$ 和分数倍频 $N_1/2, 3N_1/2, 5N_1/2$;第三种是组合频率成分,包括 $N_2 - N_1$ 频率成分,此时由于分数倍频的出现,产生了与分数倍频相关的组合频率 $N_2 - N_1/2$ 。

当 $2\ 020\text{ rad/s} < \omega_1 < 2\ 240\text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 2\ 100\text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 8)作分析。图中除了工作频率 N_1 、倍频 $2N_1$ 、组合频率 $N_2 - N_1$ 外,还有一片连续的频率区域。

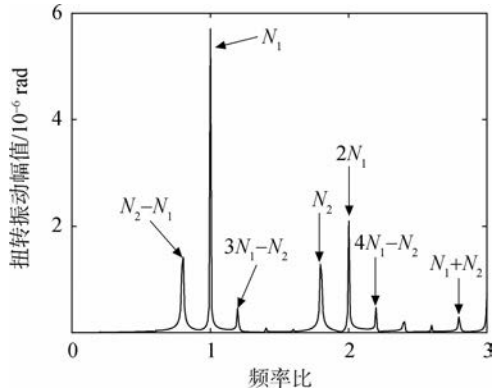


图 6 转速 $\omega_1 = 600\text{ rad/s}$ 时的频谱图
Fig. 6 Spectrum diagram at $\omega_1 = 600\text{ rad/s}$

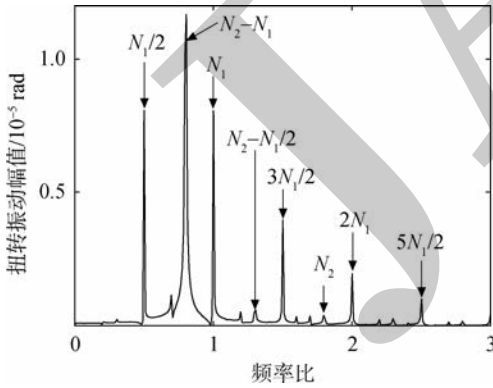


图 7 转速 $\omega_1 = 1900\text{ rad/s}$ 时的频谱图
Fig. 7 Spectrum diagram at $\omega_1 = 1900\text{ rad/s}$

当 $2\ 240\text{ rad/s} < \omega_1 < 2\ 810\text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 2\ 500\text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 9)作分析。可以发现此时高压转频 N_2 已经消失,但与 N_2 相关的组合频率 $N_2 - N_1$ 仍然非常明显;另外,产生了明显的分数倍频 $N_1/3, 2N_1/3, 4N_1/3, 5N_1/3, 7N_1/3, 8N_1/3$ 。

当 $2\ 810\text{ rad/s} < \omega_1 < 2\ 870\text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 2\ 850\text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 10)作分析。此时的频谱特征与转速 $1\ 470\text{ rad/s} < \omega_1 <$

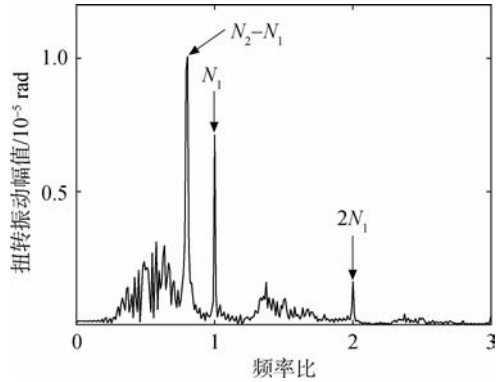


图 8 转速 $\omega_1 = 2\ 100\text{ rad/s}$ 时的频谱图
Fig. 8 Spectrum diagram at $\omega_1 = 2\ 100\text{ rad/s}$

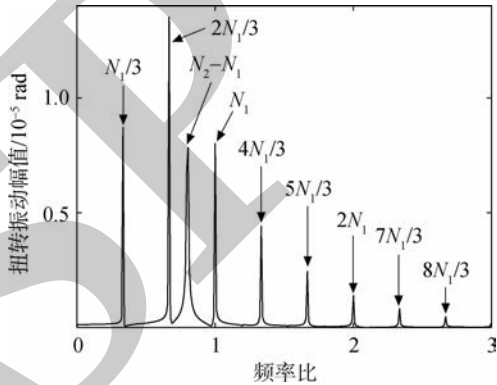


图 9 转速 $\omega_1 = 2\ 500\text{ rad/s}$ 时的频谱图
Fig. 9 Spectrum diagram at $\omega_1 = 2\ 500\text{ rad/s}$

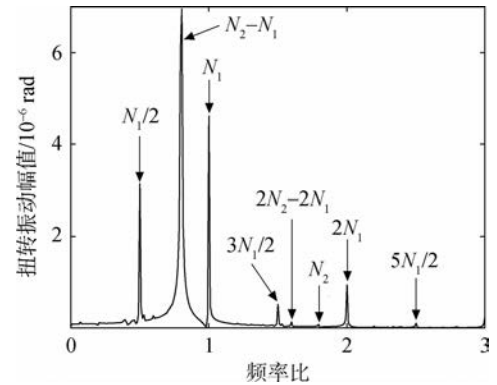


图 10 转速 $\omega_1 = 2\ 850\text{ rad/s}$ 时的频谱图
Fig. 10 Spectrum diagram at $\omega_1 = 2\ 850\text{ rad/s}$

$2\ 020\text{ rad/s}$ 时的情况相似,含有工作频率 N_1 和微弱的高压转频 N_2 、倍频 $2N_1$ 、分数倍频 $N_1/2, 3N_1/2, 5N_1/2$ 还有组合频率 $N_2 - N_1, 2N_2 - 2N_1$ 。

当 $\omega_1 > 2\ 870\text{ rad/s}$ 时,取转速 $\omega_1 = 3\ 000\text{ rad/s}$ 时扭转振动的频谱图(图 11)作分析。此时的频率成分比较单调,包括工作频率 N_1 ,高压转频 N_2

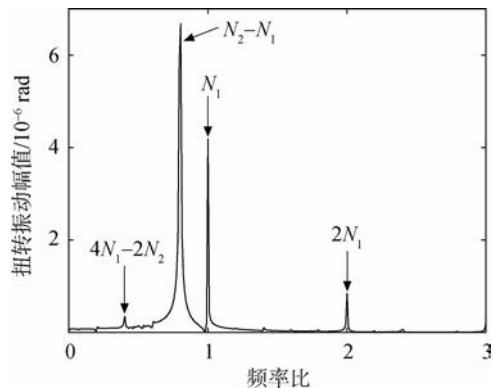


图 11 转速 $\omega_1=3000\text{ rad/s}$ 时的频谱图

Fig. 11 Spectrum diagram at $\omega_1=3000\text{ rad/s}$

仍旧观察不到,但与 N_2 相关的组合频率 $4N_1-2N_2$ 、 N_2-N_1 比较明显,另外还存在倍频 $2N_1$ 。

2.2 分岔与混沌特性

选择转速 ω_1 作为分岔参数,针对系统存在两个激励频率的特点,采用多频法^[16]绘制弯曲振动和扭转振动的分岔图,如图 12、图 13 所示。

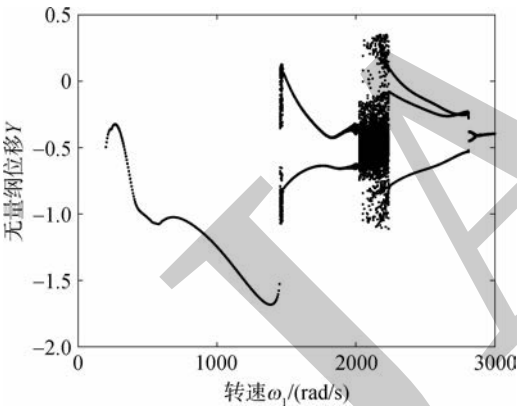


图 12 弯曲振动的分岔图

Fig. 12 Bifurcation diagram of bending vibration

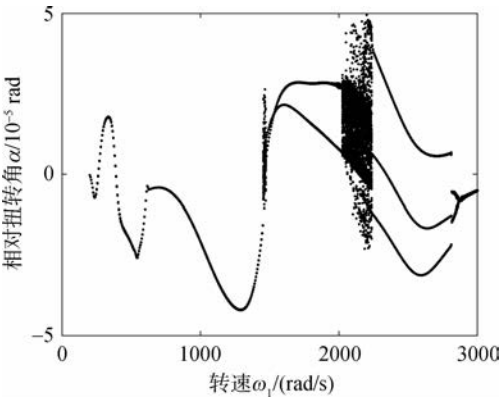


图 13 扭转振动的分岔图

Fig. 13 Bifurcation diagram of torsional vibration

可见两者具有相似的分岔过程和相同的分岔点。分岔点与瀑布图的分界转速是一致的,分别为 1470、2020、2240、2810、2870 rad/s。分岔图被分成六个区域,分别取每个区域内特征转速下的庞加莱截面图,分析系统扭转振动的分岔特性,如图 14 所示。

当转速 $\omega_1<1470\text{ rad/s}$ 时,取转速 600 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(a)为此时扭转振动的庞加莱截面图,图中只存在一个孤立的点,说明此时系统作稳定的单周期运动。

当转速 $1470\text{ rad/s}<\omega_1<2020\text{ rad/s}$ 时,取转速 1900 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(b)为此转速下扭转振动的庞加莱截面图,图中存在两个孤立的点,说明系统在转速 1470 rad/s 处发生了倍周期分岔而进入周期二运动,在此转速下频谱图中的分数倍频 $N_1/2$ 正是由此产生的。

当转速 $2020\text{ rad/s}<\omega_1<2240\text{ rad/s}$ 时,取转速 2100 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(c)为此时扭转振动的庞加莱截面图,图中出现成片无规则的密集点,说明此时系统进入了混沌运动状态,对应频谱图中的连续频率成分。

当转速 $2240\text{ rad/s}<\omega_1<2810\text{ rad/s}$ 时,取转速 2500 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(d)为扭转振动的庞加莱截面图,图中存在三个孤立的点,可见系统此时已经由混沌运动经过倒分岔离开混沌区域,进入周期三运动,频谱图中的分数倍频 $N_1/3$ 即由此产生。

当转速 $2810\text{ rad/s}<\omega_1<2870\text{ rad/s}$ 时,取转速 2850 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(e)为此转速下扭转振动的庞加莱截面图,图中存在两个孤立的点,说明此时系统作周期二运动,在此转速下频谱图中的分数倍频 $N_1/2$ 也正是由此产生的。

当转速 $\omega_1>2858\text{ rad/s}$ 时,取转速 3000 rad/s 时的运动情况作分析。图 14(f)为此时扭转振动的庞加莱截面图,图中只存在一个孤立的点,说明此时系统又回到了单周期运动。

因此随着转速变化,弯曲振动和扭转振动都经历了从单周期运动到周期二运动、混沌运动、周期三运动、周期二运动,再到单周期运动的复杂运动过程。

如图 15 和图 16 所示为弯曲振动和扭转振动随转速变化的幅频曲线图,可以看到两者在每个分岔点处都存在幅值的跳跃现象。

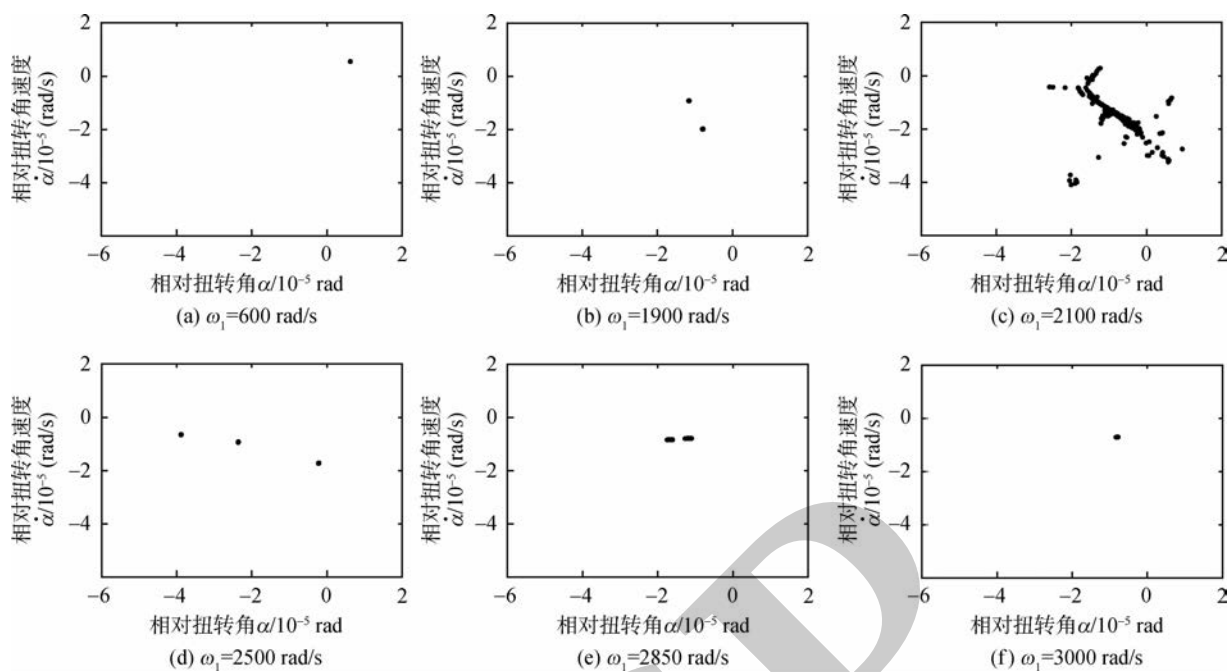


图 14 不同转速下的庞加莱截面图

Fig. 14 Poincaré map at different rotational speeds

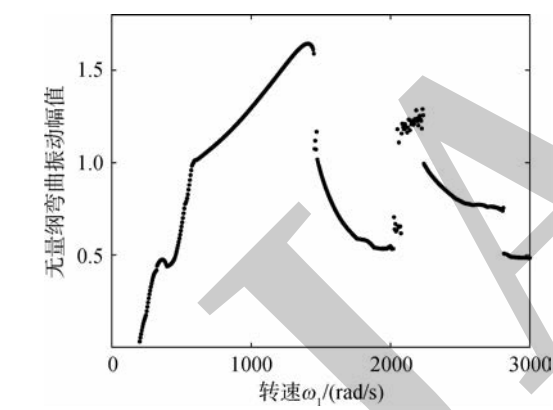


图 15 弯曲振动的幅频曲线

Fig. 15 Amplitude-frequency curve of bending vibration

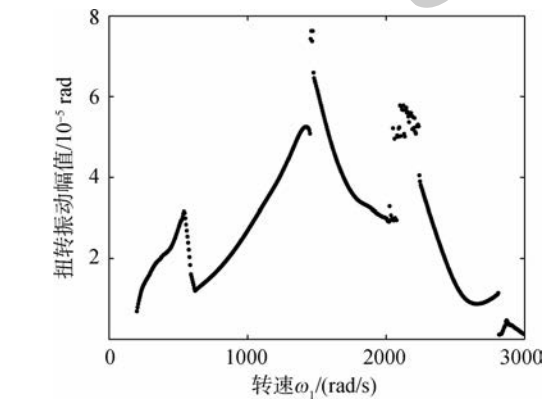


图 16 扭转振动的幅频曲线

Fig. 16 Amplitude-frequency curve of torsional vibration

3 实验研究

为验证仿真分析得到的特征频率,开展实验研究。为了简化实验装置,只作定性验证。本文主要分析低压转子响应,则高压转子的作用可以等效为高压转频的简谐激振力^[20],因此采用激振器模拟外转子的作用,内转子采用双盘两支承的单转子实验台模拟。

3.1 实验装置

实验原理图和实验装置图如图 17、图 18 所示,实验装置包括 DHRMT-1 转子实验台、两个增量式编码器、碰摩装置、电涡流传感器、激振器、LMS SCADAS 数据采集系统、直流电源、转速控制器、计算机及 LMS Test. Lab 软件、信号发生器、功率放大器。

增量式编码器是一种光电型非接触式扭转振动测量传感器,主要包含圆形码盘、发光器件和感光器件。圆形码盘上带有呈放射状、沿周向等间距分布、明暗相间的光栅条纹,光栅整周的条纹间隔数称为编码器的脉冲数,也就是其分辨率。发光器件和感光器件随编码器的外壳固定于基础上,码盘固定于转轴上。在转子旋转过程中,由于光栅间歇性的阻隔作用,感光器件会接收到间歇的脉冲信号,通过光栅条纹的间隔角度和每两个脉冲的时间间隔即可计算出瞬时角速度,在转轴两端分别安装增量式编码器并取两者的相对量即

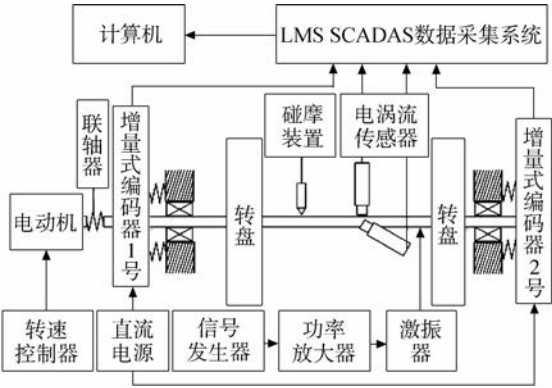


图 17 实验原理图

Fig. 17 Experimental principle diagram

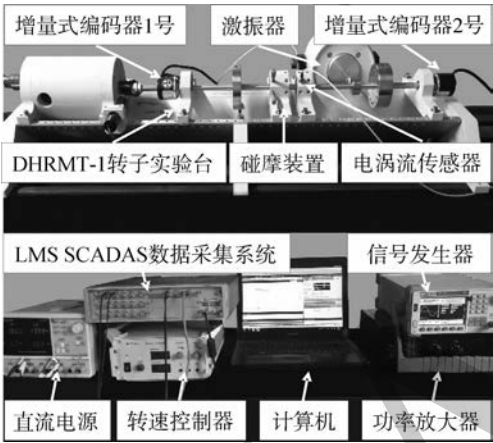


图 18 实验装置图

Fig. 18 Experimental device diagram

可得到扭转振动。本实验中增量式编码器 1 号安装在第一个轴承座前端,增量式编码器 2 号安装在第二个轴承座后端,编码器的脉冲数为 250PR (pulse/r),即转子每转一周将产生 250 个脉冲信号。另外,增量式编码器采用直流电源供电。

DHRMT-1 转子实验台为单跨双盘转子系统,采用柔性联轴器与电动机连接,电动机可通过转速控制器调节实现升降速和匀转速工作;碰摩装置包括铜棒及含有螺纹孔的支座,通过拧紧铜棒可实现定点碰摩;电涡流传感器可采集位移信号,本实验采用两个相互垂直的电涡流传感器,监测转轴的弯曲振动;激振器与信号发生器及功率放大器配套使用,可施加横向激振,用于模拟航空发动机外转子的激励,在转轴上的相应位置固定一个轴承,使激振器直接作用在轴承上,通过轴承将激振力传递到转轴上,此轴承不仅可以模拟中介轴承的作用,还可以减小激振器与转轴之间的摩擦;LMS SCADAS 数据采集系统和 LMS Test.

Lab 软件能够对增量式编码器和电涡流传感器的输出信号进行采集和处理。

3.2 实验结果分析

将转速设置为 1 205 r/min,不加激振器激励和碰摩装置,两个增量式编码器测得转速的时间历程图如图 19 和图 20 所示。

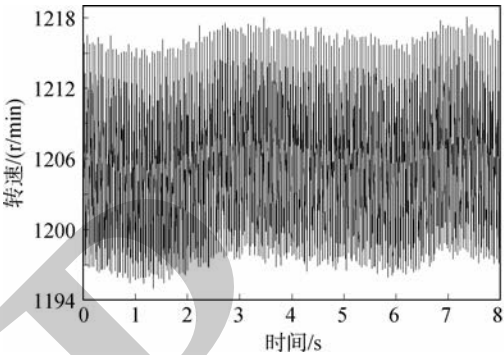


图 19 增量式编码器 1 号测得的转速-时间图

Fig. 19 Rotational speed-time diagram of incremental encoder 1

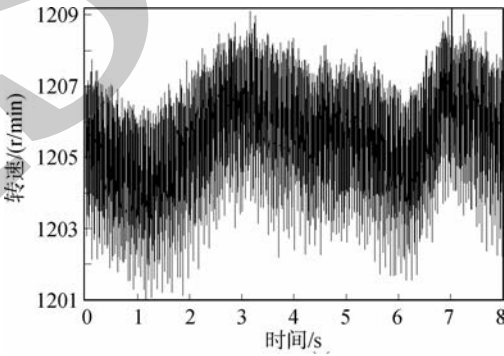


图 20 增量式编码器 2 号测得的转速-时间图

Fig. 20 Rotational speed-time diagram of incremental encoder 2

从图 19、图 20 可以看到随着时间变化,转速存在两种运动状态:一种是转速的平衡位置,大致在 1204 r/min 到 1206 r/min 之间做缓慢、低频的波动,这是由于电动机转速的波动造成的;另一种是转速围绕平衡位置做高频的振动,该振动是正是由不平衡力引起的。

将两个转速的时间历程曲线相减,得到相对转速的时间历程曲线如图 21 所示,可以看到两者相减后消除了电动机转速波动的影响,可见在扭转振动的分析过程中,取相对量是有必要的。

取出图 21 中前 0.5 s 的数据作局部放大,如图 22 所示,可以看到此时的时域波形虽然呈周期性,但波形比较杂乱,这是由于转子加工和装配误

差造成的不对中等问题使其存在着倍频等高频成分的干扰,对相对转速取一次积分,得到扭转角振动的时域波形图,如图 23 所示,此时的波形比较清晰,便于分析。

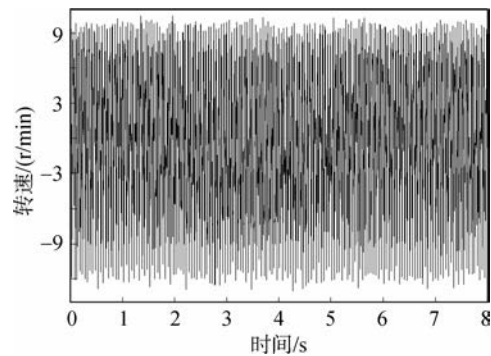


图 21 相对转速的时间历程图

Fig. 21 Time-history diagram of relative rotational speed

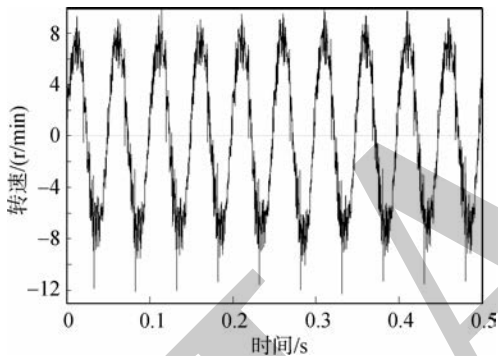


图 22 相对转速的时间历程图(局部放大图)

Fig. 22 Time-history diagram of relative rotational speed (local enlarge)

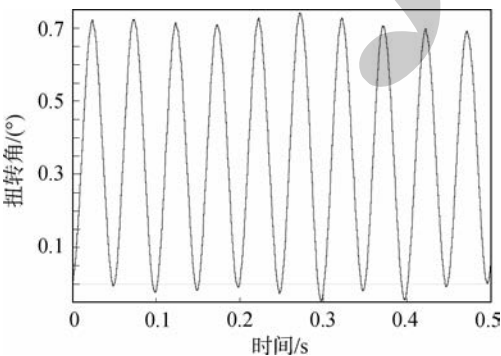


图 23 相对扭转角的时间历程图

Fig. 23 Time-history diagram of relative rotational angle

对扭转角的时域数据作快速傅里叶变换,得到频谱图如图 24 所示,此时只有一个主峰,横坐标为 20.1 Hz,对应工作频率 N_1 。由于未加激振

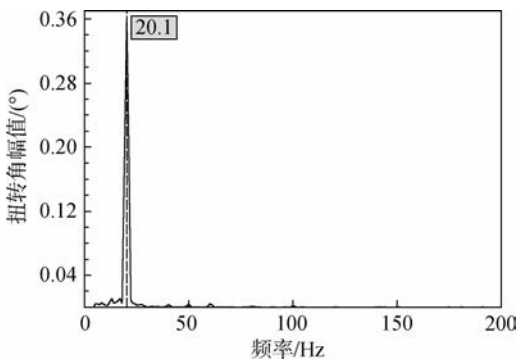


图 24 转速为 1205 r/min 时扭转振动频谱图

Fig. 24 Spectrum diagram of torsional vibration at 1205 r/min

器和碰摩装置,所以此时的扭转振动主要是由不平衡力引起的,响应频率与转速频率一致。

加入激振器和碰摩装置,调节激振器频率为 110 Hz,设置电动机转速为 2780 r/min,得到扭转振动的频谱图如图 25 所示。此时的频率成分较为丰富,由于激振器激励和碰摩的联合作用,产生了倍频和组合频率成分,其中 46.2 Hz 为工作频率 N_1 ,110 Hz 为激振器频率 N_2 ,虽然激振器的激励方式与双转子的激励方式不同,但通过弯扭耦合作用,激振器的频率仍然传递到了扭转振动中,证明了用激振器模拟外转子作用效果的有效性。另外,17.1 Hz 为组合频率 $N_2 - 2N_1$,50 Hz 为编码器受到电磁干扰产生的供电电压工频成分,63.6 Hz 为组合频率 $N_2 - N_1$,93.1 Hz 和 139.4 Hz 分别为倍频 $2N_1$ 、 $3N_1$,156.4 Hz 为组合频率 $N_1 + N_2$,173.8 Hz 为组合频率 $2N_2 - N_1$ 。可见,此时的特征频率与数值计算结果中转速 $\omega_1 < 1470 \text{ rad/s}$ 的区域是对应的,都出现了倍频 $2N_1$ 和组合频率 $N_2 - N_1$ 、 $N_1 + N_2$ 。

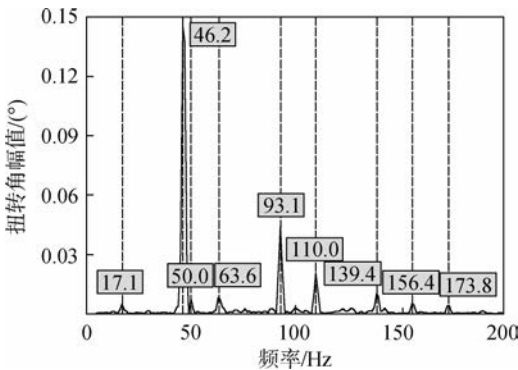


图 25 转速为 2780 r/min 时扭转振动的频谱图

Fig. 25 Spectrum diagram of torsional vibration at 2780 r/min

2780 r/min 转速下弯曲振动的频谱图如图 26 所示,可见弯曲振动出现了与扭转振动相同的特征频率,但是弯曲振动的特征频率与工作频率相比幅值较小,不如扭转振动的特征频率明显。

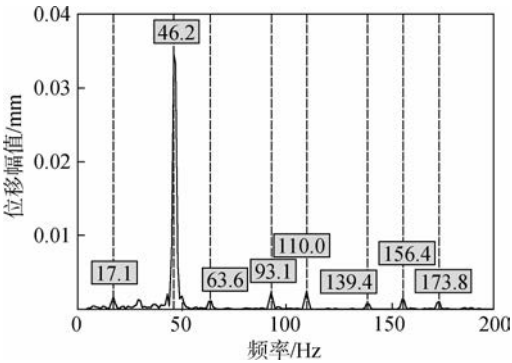


图 26 转速为 2780 r/min 时弯曲振动的频谱图
Fig. 26 Spectrum diagram of bending vibration at 2780 r/min

将转速改变为 4870 r/min,加入碰摩装置,激励器频率仍保持为 110 Hz,得到扭转振动频谱图如图 27 所示。可见此时的频率成分更加丰富,除了组合频率成分和倍频成分外,碰摩还激起了分数倍频成分,并且产生了与分数倍频相关的组合频率成分。其中 81.2 Hz 为工作频率 N_1 ,110 Hz 为激励器频率 N_2 ,12.1 Hz 为组合频率 $3N_1/2 - N_2$,16.8 Hz 为组合频率 $2N_2 - 5N_1/2$,23.8 Hz 为组合频率 $3N_1 - 2N_2$,29 Hz 为组合频率 $N_2 - N_1$,40.9、122 Hz 分别为分数倍频 $N_1/2$ 、 $3N_1/2$,50 Hz 和 100 Hz 为编码器受到电磁干扰产生的供电电压工频成分,53 Hz 为组合频率 $2N_1 - N_2$,163.2 Hz 为倍频 $2N_1$,191.2 Hz 为组合频率 $N_1 + N_2$ 。此时出现的分数倍频 $N_1/2$ 、 $3N_1/2$,倍频 $2N_1$ 和组合频率 $N_2 - N_1$ 与数值计算结果中转速

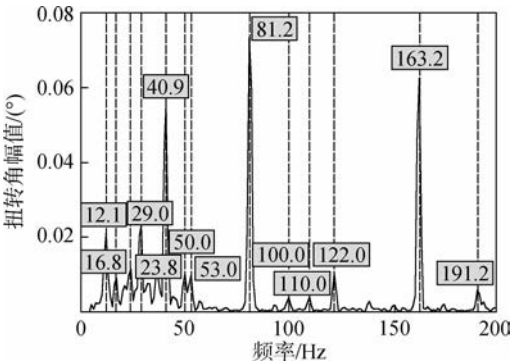


图 27 转速为 4870 r/min 时扭转振动的频谱图
Fig. 27 Spectrum diagram of torsional vibration at 4870 r/min

为 $1470 \text{ rad/s} < \omega_1 < 2020 \text{ rad/s}$ 的区域是对应的,而且都出现了与分数倍频相关的组合频率。

4870 r/min 转速下时弯曲振动的频谱图如图 28 所示,相比于扭转振动,此时特征频率的幅值普遍较小,而且有些特征频率已经不再明显。可见,扭转振动的特征频率更加明显,能够更好地用于故障诊断。

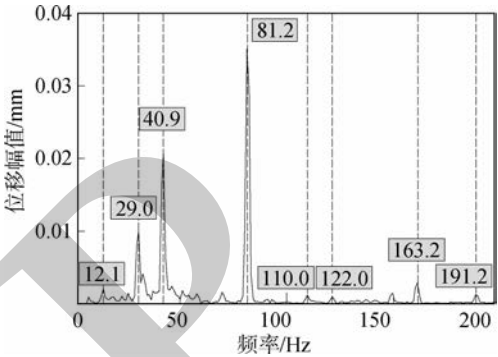


图 28 转速为 4870 r/min 时弯曲振动的频谱图
Fig. 28 Spectrum diagram of bending vibration at 4870 r/min

虽然本实验所用结构与数值计算模型有较大差别,但实验得到的主要特征频率成分与数值计算得到特征频率成分符合,因此实验结果可靠,进而能够验证计算结果是合理的。

4 结 论

1) 在弯扭耦合作用下,碰摩双转子系统的扭转振动中含有与弯曲振动相似的特征频率,包括倍频、分数倍频以及工作频率与倍频/分数倍频的组合频率。

2) 扭转振动中的特征频率比弯曲振动中的特征频率更加明显,扭转振动信号能够更好地用于碰摩故障诊断。

3) 扭转振动与弯曲振动具有相似的分岔过程和相同的分岔点,两者随转速变化都经历了从单周期运动到周期二运动、混沌运动、周期三运动、周期二运动,再到单周期运动的复杂运动过程,而且在每个分岔点处都存在幅值跳跃现象。

4) 在单转子实验台上加激励器激励能够定性模拟双转子的作用效果,通过弯扭耦合作用,激励器的频率成分能够在转轴的扭转振动中表现出来。

参考文献:

[1] MUSZYŃSKA A, FAULKNER L. Rotordynamics [M].

- Boca Raton, US: CRC Press, 2005.
- [2] 陈予恕, 李军. 汽轮发电机组轴系弯扭耦合振动问题研究综述[J]. 汽轮机技术, 2012, 54(3): 161-164.
- CHEN Yushu, LI Jun. Research on bending-torsion coupling vibration of shaft system of turbine generator[J]. Turbine Technology, 2012, 54(3): 161-164. (in Chinese)
- [3] 邓小文, 廖明夫, LIMBACH R, 等. 双盘转子碰摩的弯曲和扭转振动实验研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(2): 205-211.
- DENG Xiaowen, LIAO Mingfu, LIMBACH R, et al. Experimental research of bending and torsional vibrations of a double disc rotor due to rotor-to-stator contacts[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(2): 205-211. (in Chinese)
- [4] 邓小文, 廖明夫, LIMBACH R, 等. 碰摩转子的弯曲和扭转振动分析[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 97-104.
- DENG Xiaowen, LIAO Mingfu, LIMBACH R, et al. Coupled bending and torsional vibrations due to rotor-to-stator contacts[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 97-104. (in Chinese)
- [5] 何成兵, 顾煜炯, 杨坤. 一种新的转子碰摩故障诊断特征的研究[J]. 机械强度, 2003, 25(4): 355-359.
- HE Chengbing, GU Yujiong, YANG Kun. Research of a new characteristic for fault diagnosis of rub-impact rotor[J]. Journal of Mechanical Strength, 2003, 25(4): 355-359. (in Chinese)
- [6] 何成兵, 顾煜炯, 李猛. Jeffcott 转子碰摩的弯扭耦合振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2006, 25(2): 59-69.
- HE Chengbing, GU Yujiong, LI Meng. Characteristic analysis on coupled bending and torsional vibrations of Jeffcott rubbing rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(2): 59-69. (in Chinese)
- [7] SUN Zhengce, XU Jianxue, ZHOU Tong, et al. Study on influence of bending-torsion coupling in an impacting-rub rotor system[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2003, 24(11): 1316-1323.
- [8] ZHANG Kunpeng, DING Qian. Lateral and torsional vibrations of a two-disk rotor-stator system with axial contact/rubs[J]. International Journal of Applied Mechanics, 2009, 1(2): 305-326.
- [9] TEJAS H P, ZUO Mingjian, ZHAO Xiaomin. Nonlinear lateral-torsional coupled motion of a rotor contacting a viscoelastically suspended stator[J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 69(1/2): 325-339.
- [10] LU Wenxiu, CHU Fulei. Radial and torsional vibration characteristics of a rub rotor[J]. Nonlinear Dynamics, 2014, 76(1): 529-549.
- [11] 李朝峰, 周世华, 刘文明, 等. 齿轮-转子-滚动轴承传动系统的弯扭耦合振动[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1543-1555.
- LI Chaofeng, ZHOU Shihua, LIU Wenming, et al. Vibration of bending-torsion coupling gear-rotor-rolling bearing transmission system[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1543-1555. (in Chinese)
- [12] 廖明夫, 宋明波, 张霞妹. 转子/机匣碰摩引起的转子弯扭耦合振动[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 1009-1017.
- LIAO Mingfu, SONG Mingbo, ZHANG Xiamei. Coupled bending and torsional vibration due to rotor-casing contact[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2016, 36(5): 1009-1017. (in Chinese)
- [13] HUA Chunli, CAO Guohua, RAO Zhushi, et al. Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with non-linear friction[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(6): 2679-2689.
- [14] 洪杰, 马艳红, 张大义. 航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014.
- [15] 《航空发动机设计手册》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: 航空工业出版社, 2000.
- [16] 李杰, 曹树谦, 郭虎伦, 等. 机动飞行条件下双转子系统动力学建模与响应分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 835-849.
- LI Jie, CAO Shuqian, GUO Hulun, et al. Modeling and response analysis of dual-rotor system under maneuvering flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 835-849. (in Chinese)
- [17] 晏砺堂, 王德友. 航空双转子发动机动静件碰摩振动特征研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 173-176.
- YAN Litang, WANG Deyou. Vibration features from rubbing between rotor and casing for a dual-shaft aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(2): 173-176. (in Chinese)
- [18] 周海仑, 陈果. 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1284-1291.
- ZHOU Hailun, CHEN Guo. Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1284-1291. (in Chinese)
- [19] YANG Yang, CAO Dengqing, YU Tianhu, et al. Prediction of dynamic characteristics of a dual-rotor system with fixed point rubbing: theoretical analysis and experimental study[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 115/116: 253-261.
- [20] 陈会征. 挤压油膜阻尼器-滚动轴承-转子系统非线性动力学研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- CHEN Huizheng. Study on nonlinear dynamics of squeeze film damper-rolling bearing-rotor systems [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)