

双转子系统轴承座松动的动力学模型 及故障特性

徐洪志, 王南飞, 蒋东翔

(清华大学 机械工程学院 热能工程系

电力系统和发电设备控制及仿真国家重点实验室, 北京 100084)

摘 要: 针对双转子系统轴承座松动故障, 基于实验台双转子结构, 考虑松动轴承座的 3 自由度平面刚体运动, 引入碰撞恢复系数, 建立双转子系统轴承座松动的动力学模型. 基于 Timoshenko 梁单元, 利用有限元和刚体运动学方法, 采用 Newmark- β 算法进行数值仿真, 对轴承座松动故障时内、外转子运动的动力学特性进行了研究. 同时, 进行了两种不同转速组合下双转子系统的松动实验, 结果基本相同. 将仿真结果与实验结果对比分析, 结果表明: 轴承座松动故障时, 松动转子振动位移波形有“削波”现象. 内、外转子振动位移频谱不但含有两转子基频的差频和和频, 还包含支承松动转子的 2 倍频, 3 倍频等分量; 低频段谱线较多, 含有分频成分等; 转子位移频谱中还含有较少的组合频率成分等. 轴承座单侧松动时, 松动转子的轴心轨迹呈拉伸的类椭圆状.

关 键 词: 轴承座松动; 双转子; 刚体运动; 轴心轨迹; 有限元; 动力学模型; 振动频谱

中图分类号: V231.9; TH113.1

文献标志码: A

Bearing pedestal looseness dynamic model of dual rotor system and fault feature

XU Hong-zhi, WANG Nan-fei, JIANG Dong-xiang

(State Key Laboratory of Control and Simulation of Power System and Generation
Equipment, Department of Thermal Engineering, School of Mechanical Engineering,
Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: For the bearing pedestal looseness fault of dual rotors system, after taking into account three DOF (degree of freedom) planar rigid motion of loose bearing pedestal and introducing collision recovery coefficient, a dual rotor system dynamics model including loose bearing pedestal was set up based on the dual rotor structure of experiment rig. Using the finite element method and rigid body kinematics, and adopting the Newmark- β algorithm for numerical simulation based on Timoshenko beam elements, the dynamic characteristics of the inner and outer rotors and the bearing pedestal plane rigid body motion in occurrence of bearing pedestal looseness fault were studied. Meanwhile, the loose experiments of dual rotor system under two different speeds' combination were carried out, and the experimental results were basically the same. The simulation results with the bearing pedestal looseness fault of dual rotors bench were compared, indicating loose rotor vibration displacement waveforms had “clipping” phenomenon. When the bearing pedestal looseness fault occurred, the inner and outer rotors' vibration spectrum not only contained the difference and the sum frequency between the two rotors' fundamental frequency, but also contained loose support rotor second and third harmonics components, etc; there were more low frequency spectrums

收稿日期:2015-02-07

基金项目:国家自然科学基金(11572167)

作者简介:徐洪志(1974—),男,河北枣强人,博士生,主要从事航空发动机转子动力学特性及故障诊断研究.

containing dividing component, etc; the rotor displacement spectrum also contained fewer combination frequency components, etc; when unilateral bearing pedestal was loosened, the inner rotor axis trajectory was drawn into similar-ellipse shape.

Key words: bearing pedestal looseness; dual rotor; rigid motion; axis trajectory; finite element; dynamic model; vibration spectrum

旋转机械中,转子系统支承松动故障是典型故障之一,其中轴承座松动是其常见的故障形式。松动故障通常因安装质量不高及长期振动造成。故障发生时,转子系统受不平衡力作用,引发轴承座的周期性跳动,导致系统刚度突变并伴有冲击现象,运动方式非常复杂,较难诊断。

针对转子系统松动故障的动力学特性及故障特征,国内外的许多学者开展了大量研究,取得了瞩目的研究成果^[1-18],但多数文献基本针对单转子结构,采用分段线性刚度和阻尼模型进行研究。闻邦椿等^[1]研究了松动-碰摩耦合故障的非线性动力学特性。文献^[2-3]对支座松动的滑动轴承-转子系统的非线性现象进行分析,得出该类系统具有复杂的运动特性及在低转速下具有分频特性的结论。刘献栋等^[4]针对滚动轴承转子系统支承松动故障,考虑松动间隙,基于转子动力学、Hertz理论和非线性动力学理论,建立了转子系统的动力学模型。罗跃纲等^[5]研究了松动与碰撞耦合故障对转子动力学特性的影响。姚红良等^[6]从工程实际出发,提出一个松动模型,并用 KBM(Krylov-Bogoliubov-Mitropol'skii)法研究了松动故障转子系统在共振区附近的动态特性。王宗勇等^[7]研究了质量慢变对松动-碰摩故障的影响。马辉^[15]等基于非线性有限元方法,研究了碰摩和松动刚度对系统动力学特性的影响。杨东^[18]等从工程实践中分析了航空发动机支承松动的原因和故障特征,指出松动故障时,2倍频突出。当 $\omega/\omega_0 < 0.75$ 时(其中 ω 表示旋转频率, ω_0 表示固有频率),支承松动对转子运转影响较小;当 $\omega/\omega_0 = 0.75 \sim 2$ 时,转子振动出现非线性特性,并含有2倍频,3倍频等高频分量,其中过临界转速后,可能会出现 $1/2, 1/4$ 等偶数分频共振现象。

传统的支承松动模型仅考虑轴承座的平动,但在工程应用中,轴承座由螺栓紧固在基座上,松动时轴承座在径向平面内不但做平面运动,还绕轴心转动,甚至引起轴承座与基座和螺丝端帽的碰撞,考虑这些因素的影响,对于故障特征的提取具有重要的意义。

本文依托双转子系统实验台和双转子一维有限元模型,将松动轴承座作为平面运动的刚体,并考虑轴承座与基座和螺丝端帽的碰撞,建立支承松动的双转子系统动力学模型,研究松动故障时系统的动力学特性,并与实验数据对比分析。

1 松动故障系统的数学模型

1.1 双转子系统实验台结构

双转子系统实验台如图1所示。内转子1从外转子2中穿过,由高速电动机3直接驱动;外转子由高速电机用皮带驱动。轴承座13和膜片联轴器12可以减少皮带驱动横向力的影响。内、外转子上分别装有轮盘,模拟压气机和涡轮载荷。内转子两端采用深沟球轴承4和滚柱轴承5支承,外转子一端采用深沟球轴承6支承,另一端通过鼠笼弹性支承和滚柱轴承7支承在内转子上。内转子上装有两个轮盘8和9;外转子上装有3个轮盘10,11,12,其中弹性支承安装在轮盘11上。

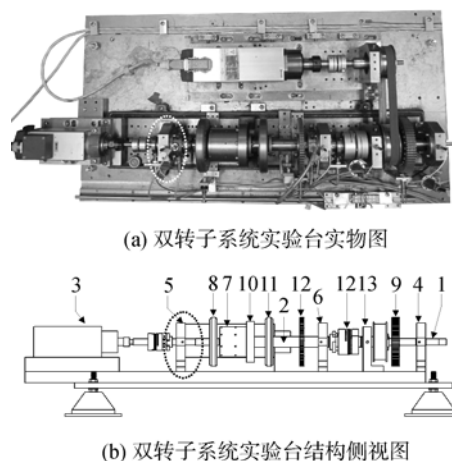


图1 双转子系统实验台及结构简图

Fig. 1 Dual rotor system experiment rig and structure diagram

对双转子系统(不含轴承座)基于 Timoshenko 梁单元,进行一维有限元建模,节点划分及编号如图2。

1.2 松动故障描述

图1所示本实验采用的双转子系统结构,轴

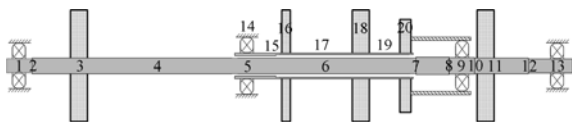


图 2 双转子系统一维有限元模型节点图

Fig. 2 Node map of one dimensional finite element model of dual rotor system

承安装在轴承座上,轴承座用螺丝和蝶形弹簧紧固在基座上。本文主要针对内转子滚柱轴承座单侧松动的情况进行分析,如图 3 所示,位置限定块用来限制轴承座轴向运动。当紧固螺丝松动时,转子振动施加在轴承上的力,传递到轴承座上,并带动轴承座运动。一般轴承座强度较高,刚度较大,因此将轴承座作为刚体进行分析,但在轴承座与基座相接触碰撞的局部区域,需要引入接触刚度才更符合实际情况。运动过程中,轴承座和基座以及螺丝端帽之间有碰撞与摩擦,因此其运动轨迹相对复杂。对于本文研究的双转子系统实验台,轴承座松动故障时,仅将一侧座脚的紧固螺丝松动,忽略轴承座沿转子轴向(定义为 z 向)的运动,仅考虑轴承座在 xy 平面内的平移运动和绕 z 方向的转动。



图 3 轴承座单侧松动状态图

Fig. 3 Unilateral loosening states of bearing pedestal

1.3 轴承座松动的动力学模型

轴承座在 xy 平面内的刚体运动, x 方向上考虑螺丝的弯曲,不考虑沿 x 方向上轴承座与基座的摩擦; y 方向上考虑螺丝的拉伸和轴承座与基座的碰撞。动力学模型中,轴承座可看作是含碰撞的平面刚体运动。如图 4 所示。

图 4 中 A, B 两点表示轴承座的左右座脚, L 表示 A, B 两座脚支撑点间的距离, C 点为轴承座重心, D 点为轴承座上轴承外圈中心, E 点为固定在轴承内圈上的转子中心。座脚与基座的螺丝紧固连接,简化为弹簧连接;同理,轴承外圈中心与转子中心之间亦简化为 x, y 方向的弹簧连接。

轴承座脱离基座向上运动,使得紧固螺丝拉伸,对应弹簧的刚度分别为 $K_{2,ym}$ 和 $K_{3,ym}$;轴承座向下运动与基座碰撞时,可以将碰撞区域看成是

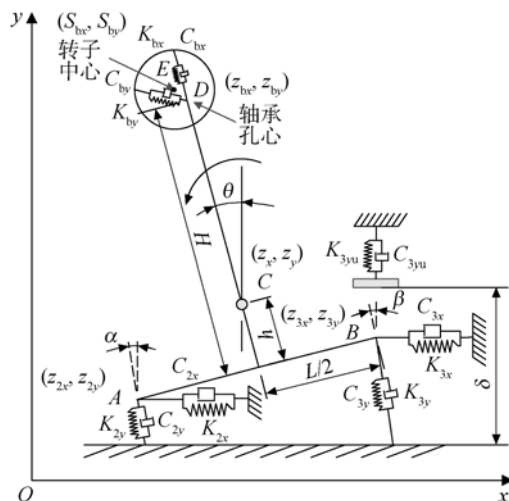


图 4 轴承座松动的动力学模型图

Fig. 4 Dynamic model of bearing pedestal looseness

接触刚度较大的弹性碰撞,左右两侧座脚与基座的接触刚度分别为 $K_{2,yd}$ 和 $K_{3,yd}$ 。定义沿 y 方向,弹簧的变形长度分别为 $d_{2,y}$ 和 $d_{3,y}$,其值大于零,表示轴承座脚脱离基座向上运动;其值小于零,表示轴承座脚与基座发生碰撞时,接触区域内座脚与基座沿 y 方向的弹性变形之和。定义松动时,螺丝端帽与座脚距离为 δ ,当 $d_{3,y}$ (右侧座脚松动) 大于 δ ,螺丝端帽与轴承座脚接触,对应接触刚度为 $K_{3,yu}$ 。当轴承座沿 x 方向运动时,紧固螺丝发生弯曲,定义弯曲刚度分别为 $K_{2,x}$ 和 $K_{3,x}$ 。轴承外圈中心与转子中心的弹簧连接的刚度,可看作是轴承在 x, y 方向的支承刚度(为方便画图,转子中心在 x, y 方向的弹簧连接点定在转子边缘处),弹簧拉伸或压缩长度分别为 $d_{1,x}$ 和 $d_{1,y}$ 。综上所述, y 方向上轴承座脚的弹簧刚度有

$$K_{3,y} = \begin{cases} K_{3,yd} & d_{3,y} \leq 0 \\ K_{3,ym} & 0 < d_{3,y} \leq \delta \\ K_{3,yu} & \delta < d_{3,y} \end{cases} \quad (1)$$

$$K_{2,y} = \begin{cases} K_{2,yd} & d_{2,y} \leq 0 \\ K_{2,ym} & 0 < d_{2,y} \end{cases}$$

由示意图(图 4),根据几何关系可知

$$\begin{cases} d_{1,x} = z_x - S_x - (H - h)\theta \\ d_{1,y} = S_y - z_y - (H - h)\left[1 - \frac{\theta^2}{2}\right] \\ d_{2,x} = -z_x - h\theta - \frac{L\theta^2}{4} \\ d_{2,y} = z_y + H - h - \frac{L\theta}{2} + \frac{h\theta^2}{2} \\ d_{3,x} = -z_x - h\theta + \frac{L\theta^2}{4} \\ d_{3,y} = z_y + H - h + \frac{L\theta}{2} + \frac{h\theta^2}{2} \end{cases} \quad (2)$$

其中 S_x, S_y 分别为与轴承座耦合的转子 k 节点单元在 x, y 方向上的位移。

由动力学原理及刚体运动理论^[19-20], 可得松动轴承座的微分动力学方程

$$m\ddot{z}_x = -C_{bx}\dot{d}_{1x} - K_{bx}d_{1x} + C_{2x}\dot{d}_{2x} + K_{2x}d_{2x} + C_{3x}\dot{d}_{3x} + K_{3x}d_{3x} + C_{2y}\dot{d}_{2y} + K_{2y}d_{2y} + C_{3y}\dot{d}_{3y} + K_{3y}d_{3y} \quad (3)$$

$$m\ddot{z}_y = C_{by}\dot{d}_{1y} + K_{by}d_{1y} - C_{2y}\dot{d}_{2y} - K_{2y}d_{2y} - C_{3y}\dot{d}_{3y} - K_{3y}d_{3y} - mg \quad (4)$$

$$J\ddot{\theta} = C_{bx}\dot{d}_{1x} \cdot (H-h) + K_{bx}d_{1x} \cdot (H-h) + C_{2x}\dot{d}_{2x} \cdot h + K_{2x}d_{2x} \cdot h + C_{2y}\dot{d}_{2y} \cdot h + K_{2y}d_{2y} \cdot h + C_{3y}\dot{d}_{3y} \cdot h + K_{3y}d_{3y} \cdot h + C_{3x}\dot{d}_{3x} \cdot h + K_{3x}d_{3x} \cdot h + C_{2y}\dot{d}_{2y} \cdot \frac{L}{2} + K_{2y}d_{2y} \cdot \frac{L}{2} - C_{3y}\dot{d}_{3y} \cdot \frac{L}{2} - K_{3y}d_{3y} \cdot \frac{L}{2} \quad (5)$$

式中 J 为轴承座过重心绕 z 轴的转动惯量, m 为轴承座质量, θ 含在力矩表达式中, 计算时可以 θ_{i-1} 代替, 整理式(2)~式(5), 得

$$M\ddot{z}_x + (C_{bx} + C_{2x} + C_{3x} + C_{2y} + C_{3y})\dot{z}_x + (K_{bx} + K_{2x} + K_{3x} + K_{2y} + K_{3y})z_x - [C_{bx}(H-h) - (C_{2x} + C_{2y})h - (C_{3x} + C_{3y})h]\dot{\theta} - [K_{bx}(H-h) - (K_{2x} + K_{2y})h - (K_{3x} + K_{3y})h]\theta - K_{bx}S_x - C_{bx}\dot{S}_x = 0 \quad (6)$$

$$M\ddot{z}_y + (C_{by} + C_{2y} + C_{3y})\dot{z}_y + (K_{by} + K_{2y} + K_{3y})z_y - \frac{L}{2}[C_{2y} - C_{3y}]\dot{\theta} - \frac{L}{2}[K_{2y} - K_{3y}]\theta - C_{by}\dot{S}_y - K_{by}S_y = -(H-h)(K_{by} + K_{2y} + K_{3y}) - mg \quad (7)$$

$$J\ddot{\theta} + [C_{bx}(H-h)^2 + (C_{2x} + C_{2y})h^2 + (C_{3x} + C_{3y})h^2]\dot{\theta} + [K_{bx}(H-h)^2 + (K_{2x} + K_{2y})h^2 + (K_{3x} + K_{3y})h^2]\theta - [C_{bx}(H-h) - (C_{2x} + C_{2y})h - (C_{3x} + C_{3y})h]\dot{z}_x - [K_{bx}(H-h) - (K_{2x} + K_{2y})h - (K_{3x} + K_{3y})h]z_x - \frac{L}{2}[C_{2y} - C_{3y}]\dot{z}_y - \frac{L}{2}[K_{2y} - K_{3y}]z_y + C_{bx}(H-h)\dot{S}_x + K_{bx}(H-h)S_x = \frac{L}{2}(H-h)(K_{2y} - K_{3y}) \quad (8)$$

综上, 写成矩阵形式

$$\mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}_l \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}_l \mathbf{z} = \mathbf{Q}_l \quad (9)$$

其中 $\mathbf{M}_l$ 为轴承座 x, y 方向位移及绕 z 向转动的质量矩阵; $\mathbf{C}_l$ 为对应的阻尼矩阵; $\mathbf{K}_l$ 为刚度矩阵; $\mathbf{Q}_l$ 为对应的激励力矩阵。

按图2所示划分的节点, 建立双转子系统一维有限元模型, 其动力学方程的矩阵形式为

$$(\mathbf{M}_l + \mathbf{M}_r) \ddot{\mathbf{z}} + (\Omega \mathbf{G} + \mathbf{C}) \dot{\mathbf{z}} + (\mathbf{K}_b + \mathbf{K}_s) \mathbf{z} = \mathbf{Q} \quad (10)$$

其中 $\mathbf{M}_l, \mathbf{M}_r$ 为质量矩阵和质量惯性矩阵; $\mathbf{G}$ 为陀

螺矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}_b$ 为转子弯曲刚度矩阵; $\mathbf{K}_s$ 为转子支承刚度矩阵; $\mathbf{Q}$ 为转子结点上的激励力。

令 $\mathbf{K}_z = \mathbf{K}_b + \mathbf{K}_s$, $\mathbf{M}_z = \mathbf{M}_l + \mathbf{M}_r$, $\mathbf{C}_z = \Omega \mathbf{G} + \mathbf{C}$, 设转子划分为 n 个节点, 轴承座与转子耦合节点为 k , 将 $\mathbf{K}_l, \mathbf{C}_l, \mathbf{M}_l, \mathbf{Q}_l$ 和 $\mathbf{K}_z, \mathbf{C}_z, \mathbf{M}_z, \mathbf{Q}$ 矩阵叠加, 并由式(6)~式(8)及 k 节点的动力学关系, 得到轴承座与转子 k 节点的矩阵耦合项, 共同组成新的矩阵, 即可整体求解轴承座松动故障时系统的瞬态响应。

$$\mathbf{K}_{\text{new}} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_z & -K_{bx} & 0 & K_{bx}(H-h) \\ 0 & -K_{by} & 0 & 0 \\ -K_{bx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{by} & 0 & \mathbf{K}_l \\ K_{bx}(H-h) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{C}_{\text{new}} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_z & -C_{bx} & 0 & C_{bx}(H-h) \\ 0 & -C_{by} & 0 & 0 \\ 0 & -C_{bx} & 0 & 0 \\ -C_{by} & 0 & 0 & \mathbf{C}_l \\ C_{bx}(H-h) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{M}_{\text{new}} = [\mathbf{M}_z, \mathbf{M}_l]^T \quad (13)$$

$$\mathbf{Q}_{\text{new}} = [Q_1, \dots, Q_{4k-2} + K_{by}(H-h), \dots, Q_{4n}, Q_4]^T \quad (14)$$

因此得到整体求解的动力学方程为

$$\mathbf{M}_{\text{new}} \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}_{\text{new}} \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}_{\text{new}} \mathbf{z} = \mathbf{Q}_{\text{new}} \quad (15)$$

轴承座在向下运动与基座碰撞或松动座脚向上运动与螺丝端帽碰撞时,轴承座得到一个碰撞冲量,使得碰撞瞬间,轴承座碰撞位置获得速度增量,但位移保持不变.此外碰撞时,轴承座支承刚度的突然改变,会使得瞬时计算不稳定而发散,因此碰撞过程应单独处理.轴承座与基座整体上可看做刚体,碰撞瞬间不考虑局部接触变形,引入碰撞恢复系数 e_s ,定义

$$e_s = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} \quad (16)$$

其中 v_1, v_2 为碰撞前物体的速度,且 $v_1 > v_2$; v'_1, v'_2 为碰撞后物体的速度.

一般 $0 < |e_s| < 1$, 大小与材料、碰撞方式等有关,可查阅相关资料,并实验确定.轴承座为刚性材料,本文将轴承座与基座的碰撞视为正面碰撞,取 $e_s = 0.6$.

轴承座与基座碰撞情况如图 5 所示.

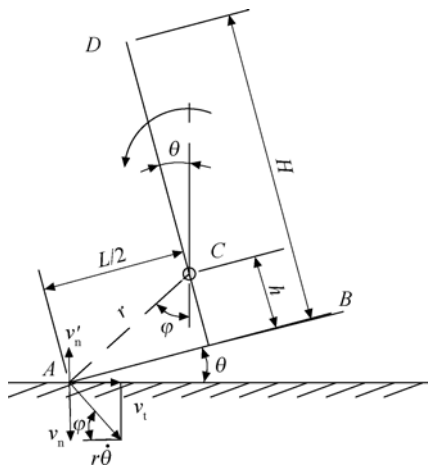


图 5 轴承座与基座碰撞示意图

Fig. 5 Collision schematic diagram of bearing pedestal and base

其中 $r = (L^2/4 + h^2)^{1/2}$, $v_n = r\dot{\theta}\sin\varphi$, 为碰撞前接触点 A 的转动线速度沿基座法线方向的分量. v'_n 为碰撞后接触点 A 沿基座法线方向的速度. 基座固定在地面上, 可认为碰撞前后其速度为零.

由碰撞恢复系数的定义可得

$$v'_n = -e_s v_n$$

此外, 碰撞接触点 A 在法线方向上的速度 v_n

和 v'_n 亦为轴承座转动时点 A 转动线速度在法线上的分量与重心 C 点速度的代数和

$$v_n = -r\dot{\theta}\sin\varphi + \dot{z}_y \quad v'_n = -r\dot{\theta}'\sin\varphi + \dot{z}'_y \quad (17)$$

又因 $\theta \ll 1$, 并由几何关系知

$$r\sin\varphi = \frac{L}{2}\cos\theta - h\sin\theta \approx \frac{L}{2} - h\theta \quad (18)$$

对于转动速度在碰撞前后的变化, 可以根据动量定理和角动量守恒定理, 得

$$m(v'_n - v_n) = I_n \quad (19)$$

$$J(\dot{\theta}' - \dot{\theta}) = I_n \left[\frac{L}{2}\cos\theta - h\sin\theta \right] = I_n \left[\frac{L}{2} - h\theta \right] \quad (20)$$

综上, 解得碰撞后的速度

$$\begin{aligned} \dot{z}'_y = & \frac{J(1+e_s) \left[\frac{L}{2} - h\theta \right] \dot{\theta} - \left[J e_s + m \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2 \right] \dot{z}_y}{J - m \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2} \\ \dot{\theta}' = & \frac{\left[J + m e_s \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2 \right] \dot{\theta} - m(1+e_s) \left[\frac{L}{2} - h\theta \right] \dot{z}_y}{J - m \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{\theta}' = & \frac{\left[J + m e_s \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2 \right] \dot{\theta} - m(1+e_s) \left[\frac{L}{2} - h\theta \right] \dot{z}_y}{J - m \left(\frac{L}{2} - h\theta \right)^2} \end{aligned} \quad (22)$$

轴承座脚与螺丝端帽的碰撞, 可类似求解.

2 模型的仿真计算及与实验结果的对比分析

2.1 承座松动的仿真计算

本文基于双转子系统的动力学方程, 采用对积分精度要求不高的 Newmark- β 方法进行数值计算, 实现系统的瞬态动力学仿真.

紧固螺丝通过蝶形弹簧将轴承紧固在基座上, 对于螺栓连接刚度, 可参考文献[21]计算; 松动时, 座脚向上运动未与端帽接触时, 刚度较小, 可取 10^2 数量级, 与端帽接触时的刚度可采用蝶形弹簧的刚度, 一般为 10^6 数量级. 轴承座与基座的接触刚度按 Hertz 理论计算得到; 根据梁弯曲理论, 计算紧固螺丝的弯曲刚度; 轴承的支承刚度参考文献[22-23]计算得到. 轴承阻尼参考文献[24]计算, 本文取定值; 螺栓连接阻尼则按经验取定值. 因此, 模型仿真中 $\mathbf{K}$ 和 $\mathbf{C}$ 参数选取如下:

$$K_{2ym} = 2.4 \times 10^9 \text{ N/m}$$

$$K_{2yd} = 3.9 \times 10^{10} \text{ N/m}$$

$$K_{3ym} = 4 \times 10^2 \text{ N/m}$$

$$K_{3yu} = 4 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_{3yd} = 3.9 \times 10^{10} \text{ N/m}$$

$$K_{2x} = 2 \times 10^{10} \text{ N/m}$$

$$K_{3x} = 2 \times 10^{10} \text{ N/m}$$

$$K_{bx} = 4.38 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$K_{by} = 4.38 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$C_{bx} = C_{by} = 2 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$C_{2x} = C_{2y} = C_{2x} = C_{2y} = 2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

计算参数 $\Delta t = 0.0001 \text{ s}$, $\alpha = 0.5$, $\beta = 0.5$, 计算总时间 $T = 10 \text{ s}$.

松动位置为图2中13节点处的内转子轴承座. 计算流程如图6所示, 其中 V 和 A 分别表示运动速度和加速度.

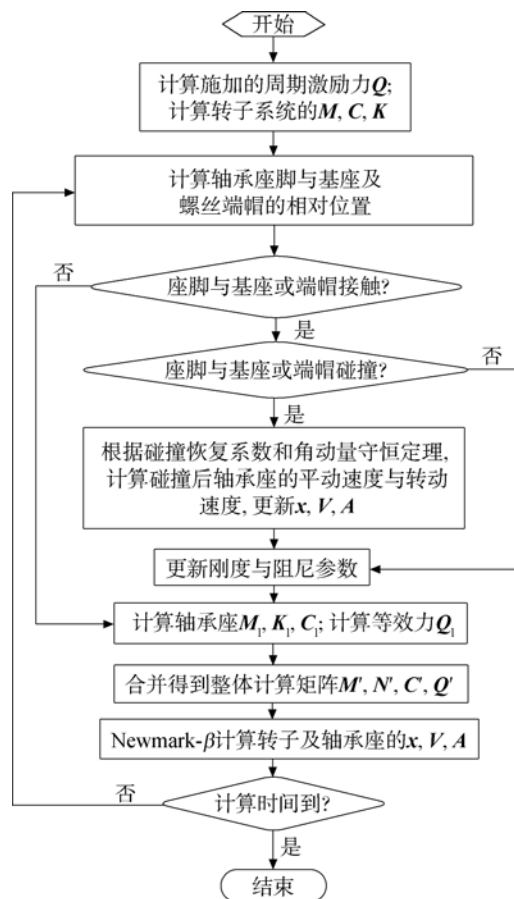


图6 轴承座松动计算流程简图

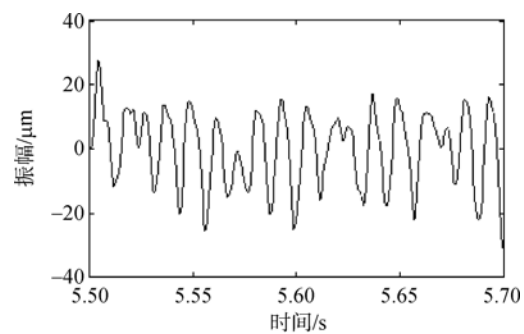
Fig. 6 Calculation process diagram of bearing pedestal looseness

本文双转子系统实验台的临界转速为: 内转子激励的1阶临界转速记为(L3158, H4105) $\omega_h/\omega_l = 1.3$ 和外转子激励的2阶临界转速记为(K4696,

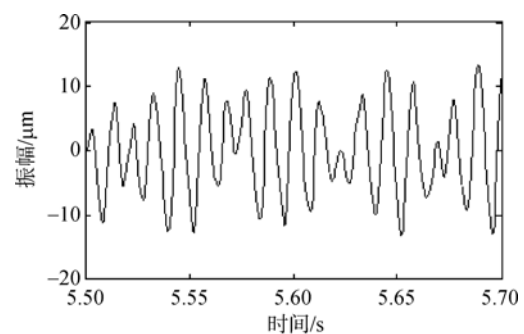
H6105) $\omega_h/\omega_l = 1.3$, 其中 H 和 L 分别表示外、内转子; $\omega_h/\omega_l = 1.3$ 表示外、内转子的转速比. 仿真计算时, 分别选取了内转子转速为 4200 r/min, 外转子转速为 5400 r/min(记为(L4200, H5400))和内转子转速为 5200 r/min, 外转子转速为 6500 r/min(记为(L5200, H6500))两种组合转速进行分析对比. 内、外转子振动位移分别取 13, 14 节点处的值进行分析.

1) 内转子转速为 4200 r/min, 外转子转速为 5400 r/min, 内、外转子振动位移的波形及频谱分析, 如图7、图8所示. 内、外转子在 13, 14 节点处的轴心轨迹图, 如图9所示.

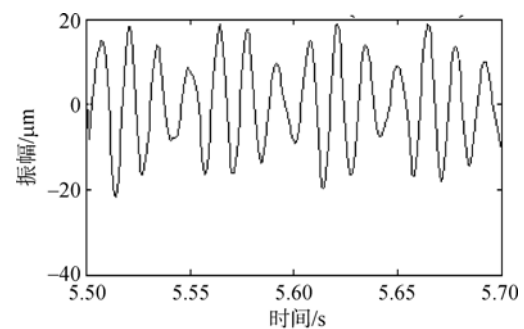
2) 内转子转速为 5200 r/min, 外转子转速为 6500 r/min, 内、外转子振动位移的波形及频谱分析, 如图10、图11所示. 内、外转子在 13, 14 节点处的轴心轨迹图, 如图12所示.



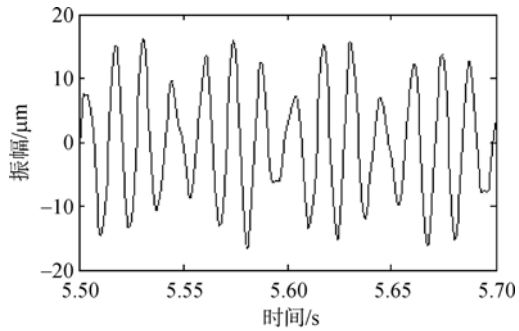
(a) 内转子x方向振动(13节点)



(b) 内转子y方向振动(13节点)



(c) 外转子x方向振动(14节点)

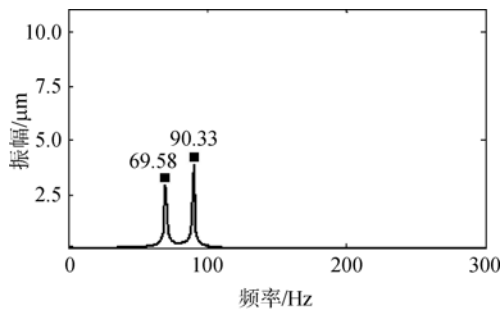


(d) 外转子y方向振动(14节点)

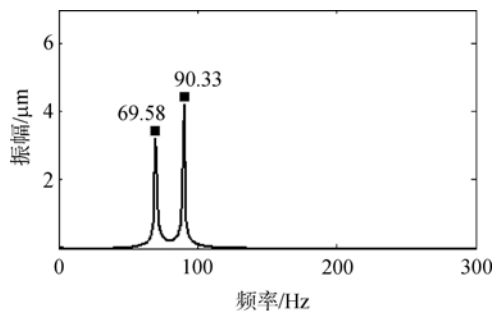
图 7 松动仿真时内、外转子振动波形图(L4200, H5400)

Fig. 7 Vibration waveforms of inner and outer rotor under loosen simulation status (L4200, H5400)

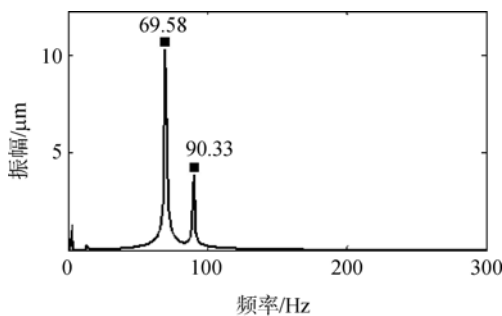
由以上两种转速组合转子振动位移的波形及频谱图分析,内转子轴承座松动时,在内转子松动节点处的振动位移波形出现上下不对称,且有“削波”现象.在基频处,对应内转子松动节点 x , y 方



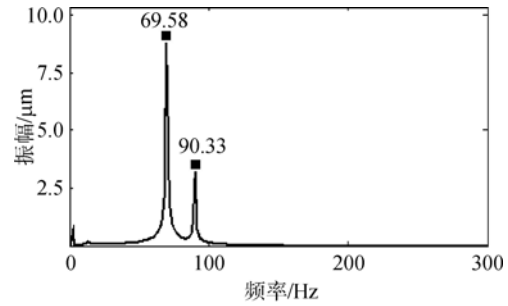
(a) 内转子x方向振动频谱(13节点, 正常)



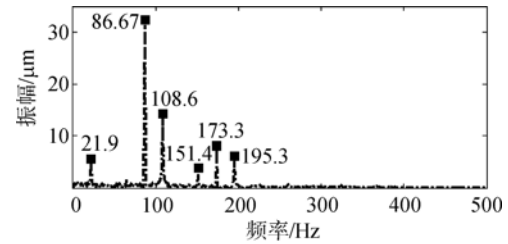
(b) 内转子y方向振动频谱(13节点, 正常)



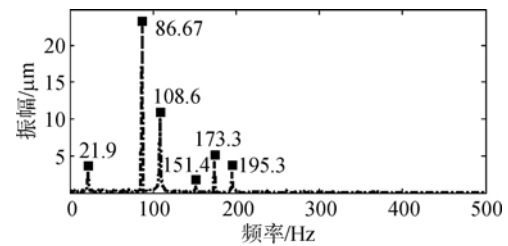
(c) 外转子x方向振动频谱(14节点, 正常)



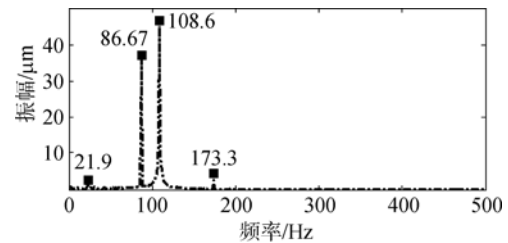
(d) 外转子y方向振动频谱(14节点, 正常)



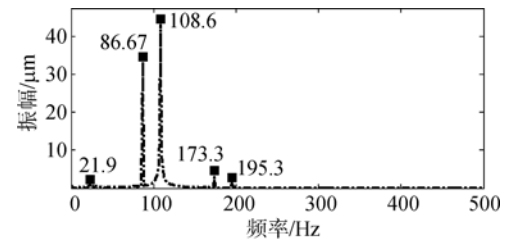
(e) 内转子x方向振动频谱(14节点, 松动)



(f) 内转子y方向振动频谱(13节点, 松动)



(g) 外转子x方向振动频谱(14节点, 松动)



(h) 外转子y方向振动频谱(14节点, 松动)

图 8 内、外转子振动频谱仿真结果(L4200, H5400)

Fig. 8 Simulation results of vibration spectrum of inner and outer rotor (L4200, H5400)

向的振幅,均比正常情况增大较多,而外转子轴承节点处的振幅基本不变.此外,振动频谱出现了内、外转子基频的差频与和频,内、外转子基频的 2 倍频成分;内、外转子振动频谱中低频成分增

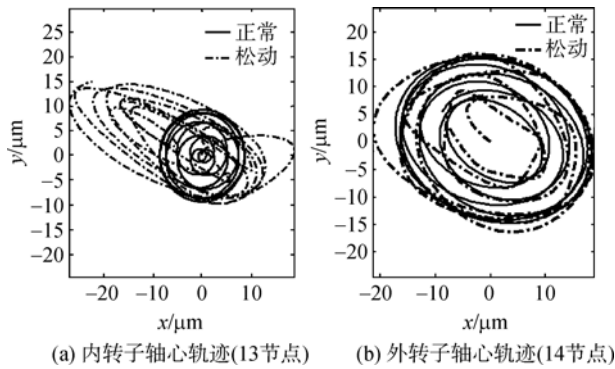


图9 内、外转子振动轴心轨迹仿真结果(L4200, H5400)

Fig. 9 Simulation results of vibration axis trajectory of inner and outer rotor (L4200, H5400)

多,出现了 $1/2$ 和 $1/3$ 分频成分. 仿真结果与文献[18]中的结论较为一致.

从轴心轨迹图中可见,内转子支承松动故障时内转子的轴心轨迹呈细条状,也可看作为类椭圆形状. 外转子轴心轨迹并未有太多变化.

2.2 轴承座松动故障的实验对比

为验证理论模型,在双转子实验台上模拟内转子轴承座单侧松动故障. 如图13所示.

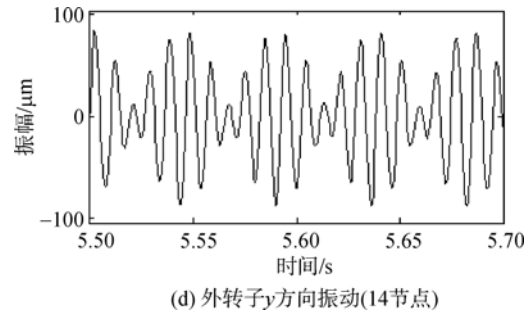
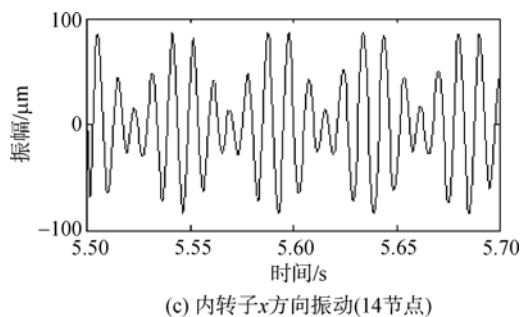
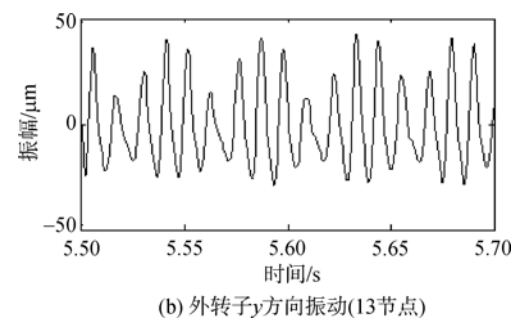
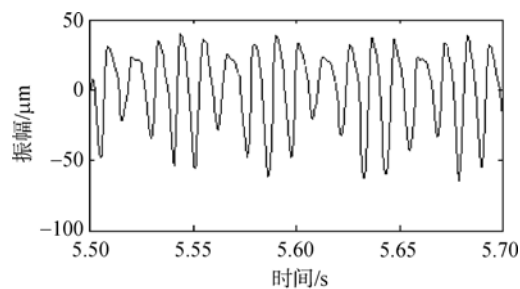
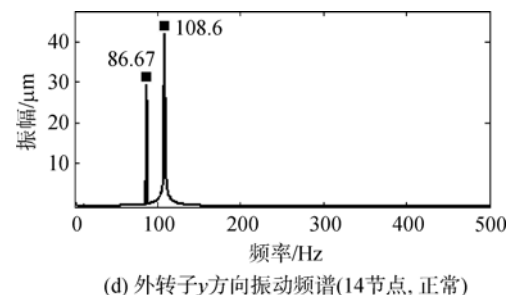
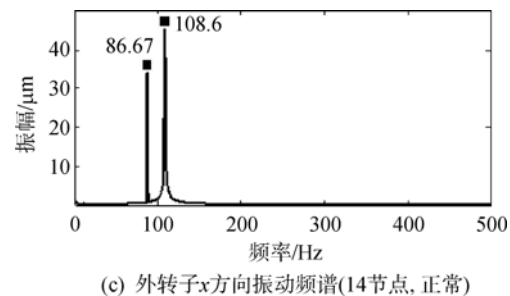
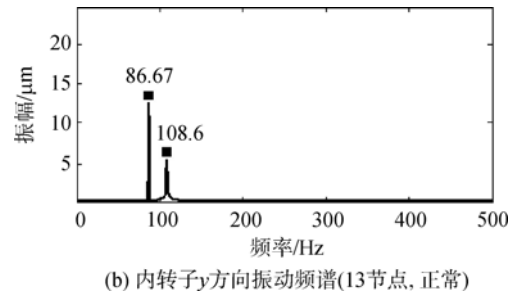
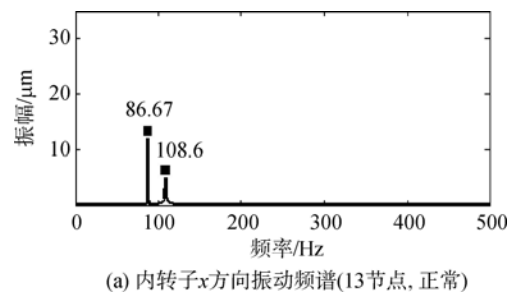
图10 松动仿真时内、外转子振动波形图
(L5200, H6500)

Fig. 10 Vibration waveforms of inner and outer rotor under loosen simulation status
(L5200, H6500)



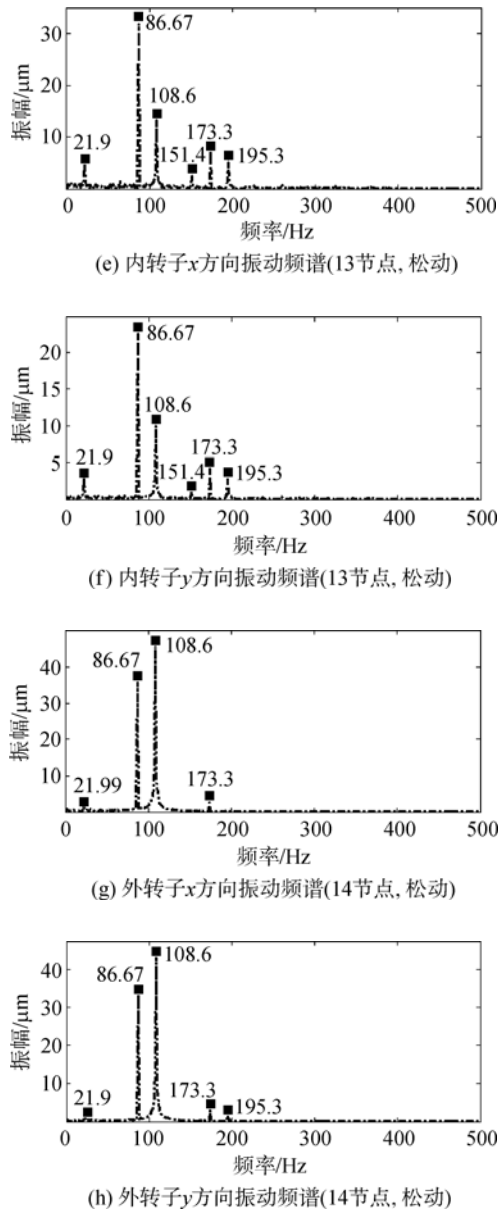


图 11 内、外转子振动频谱仿真结果(L5200, H6500)

Fig. 11 Simulation results of vibration spectrum of inner and outer rotor (L5200, H6500)

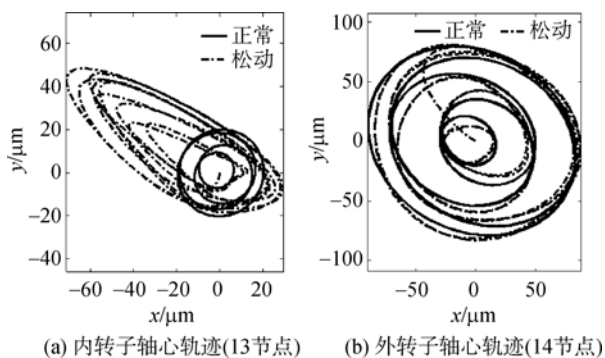


图 12 内、外转子振动轴心轨迹仿真结果(L5200, H6500)

Fig. 12 Simulation results of vibration axis trajectory of inner and outer rotor (L5200, H6500)

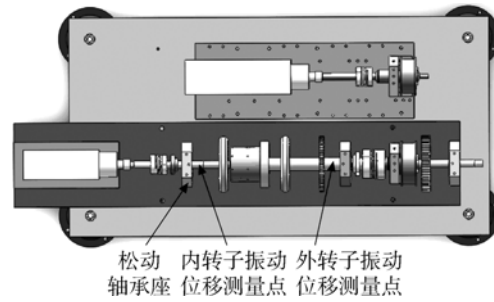


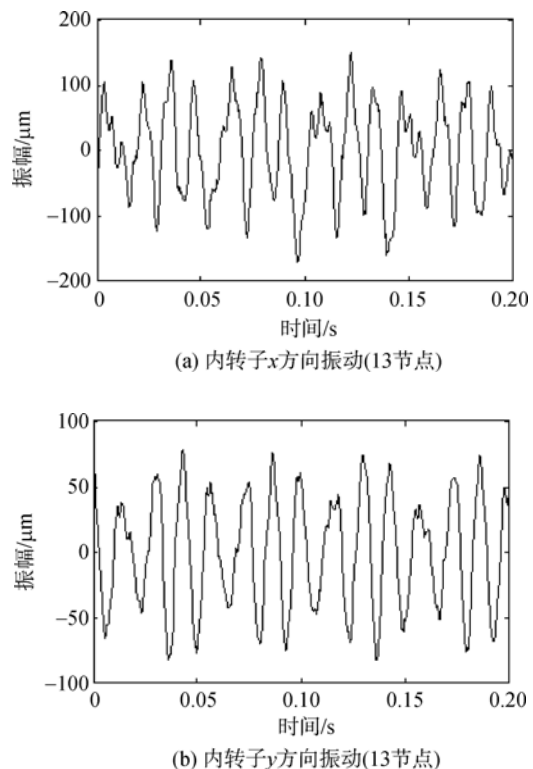
图 13 双转子系统松动实验示意图

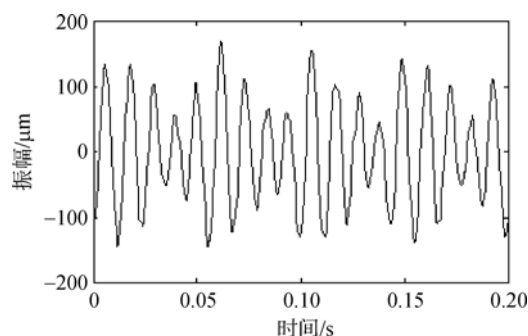
Fig. 13 Schematic diagram of dual-rotor system loose experiment

内转子轴承座松动位置如图 13 所示, 对应图 2 中 13 节点处的内转子滚柱轴承座. 内转子电涡流位移传感器安装在轴承 4 的内转子附近. 外转子的位移传感器安装在轴承 5 的外转子附近. 轴承座松动故障主要是对安装轴承 5 的轴承座单侧座脚进行松动. 松动实验对应模型仿真, 分为两组转速组合进行, 分别为内转子转速为 4200 r/min, 外转子转速为 5400 r/min 和内转子转速为 5200 r/min, 外转子转速为 6500 r/min.

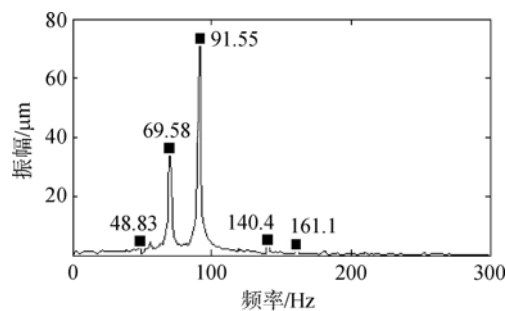
1) 内转子转速为 4200 r/min, 外转子转速为 5400 r/min 时, 内、外转子振动位移的波形及频谱分析, 如图 14, 图 15 所示. 内、外转子的轴心轨迹图, 如图 16 所示.

2) 内转子转速为 5200 r/min, 外转子转速为 6500 r/min 时, 内、外转子振动的波形及频谱分析

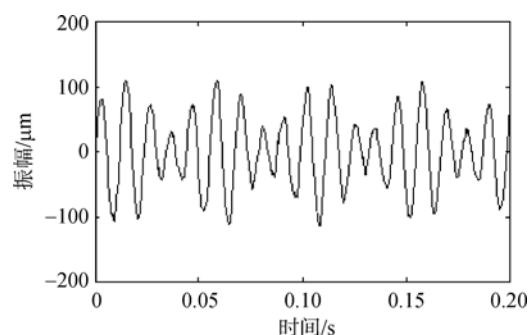




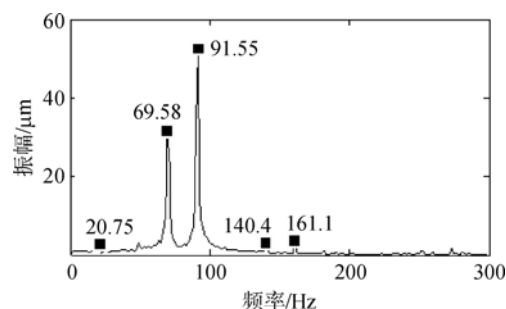
(c) 外转子x方向振动(14节点)



(c) 外转子x方向振动频谱(14节点, 正常)



(d) 外转子y方向振动(14节点)



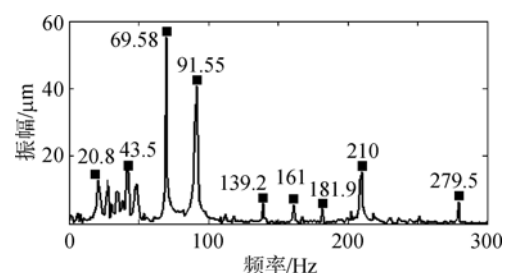
(d) 外转子y方向振动频谱(14节点, 正常)

图14 松动实验时内、外转子振动波形图(L4200, H5400)

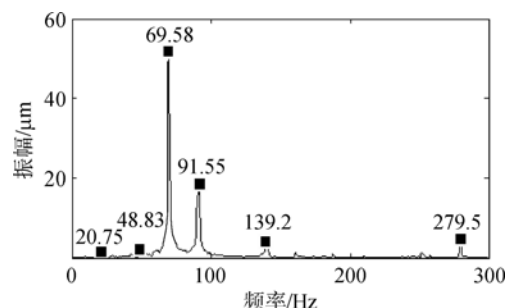
Fig. 14 Vibration waveforms of inner and outer rotor under loosen experiment status (L4200, H5400)

图,如图 17、图 18 所示. 内、外转子的轴心轨迹图,如图 19 所示.

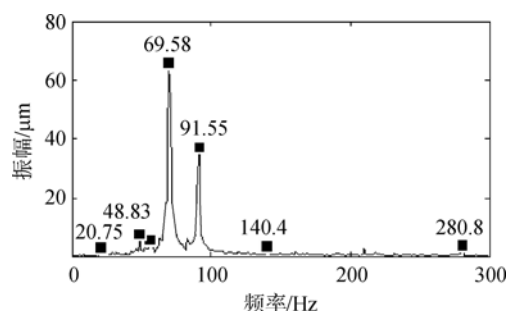
从两种转速组合的实验结果分析可知,内、外转子振动位移波形均出现不同程度的“削波”现



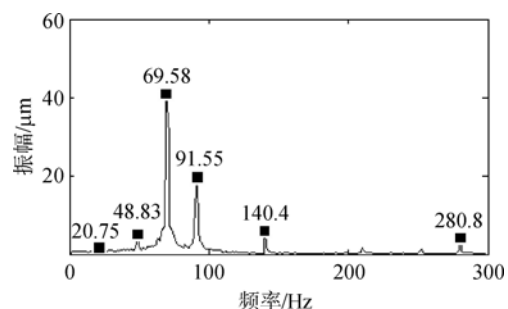
(e) 内转子x方向振动频谱(13节点, 松动)



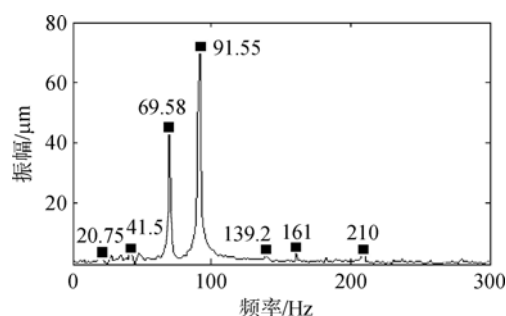
(f) 内转子y方向振动频谱(13节点, 松动)



(a) 内转子x方向振动频谱(13节点, 正常)



(b) 内转子y方向振动频谱(13节点, 正常)



(g) 外转子x方向振动频谱(14节点, 松动)

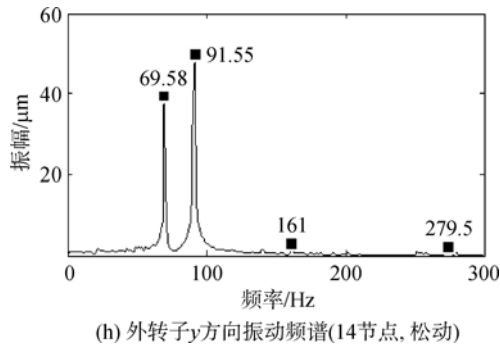


图 15 内、外转子振动频谱实验结果(L4200, H5400)

Fig. 15 Experiment result of vibration spectrum of inner and outer rotor (L4200, H5400)

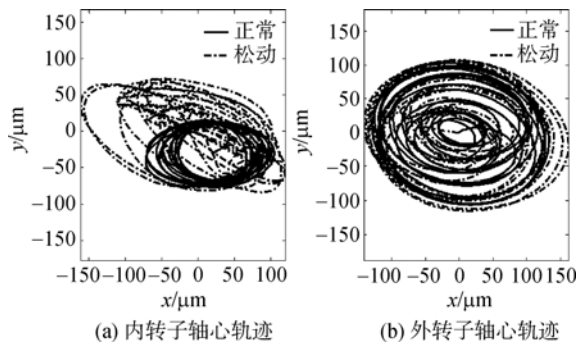


图 16 内、外转子振动轴心轨迹实验结果
(L4200, H5400)

Fig. 16 Experiment result of vibration axis trajectory of inner and outer rotor (L4200, H5400)

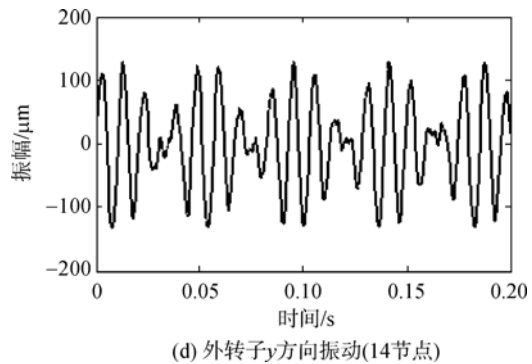
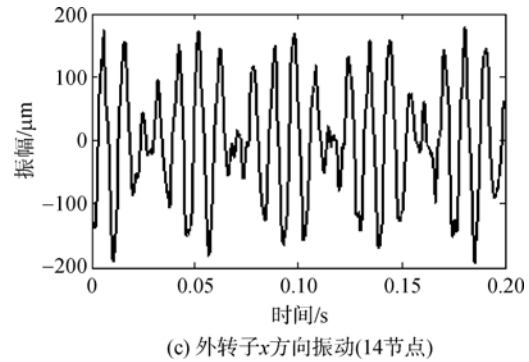
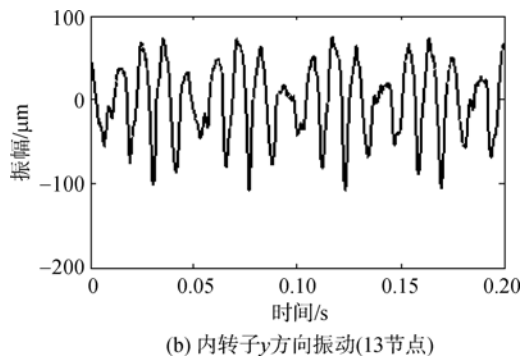
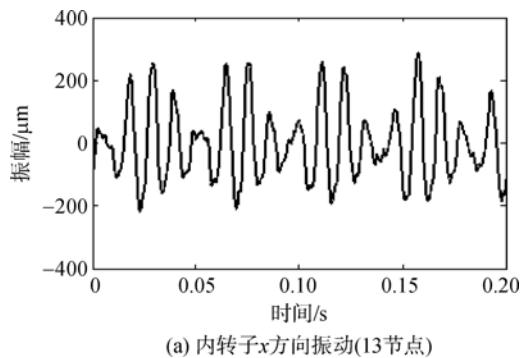
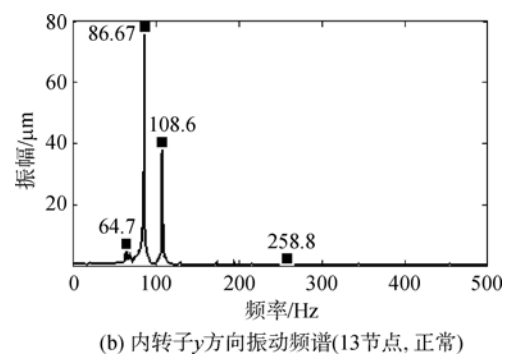
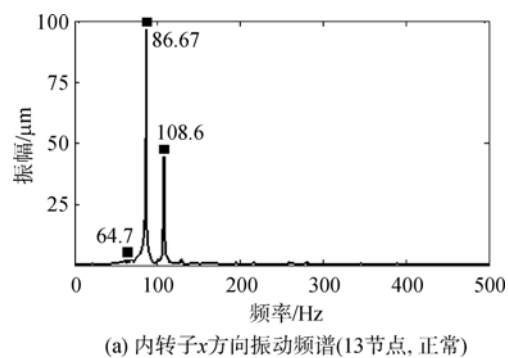
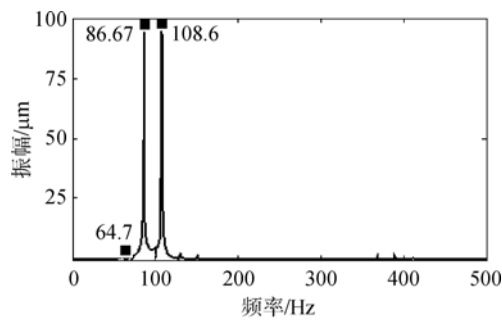


图 17 松动实验时内、外转子振动波形图
(L5200, H6500)

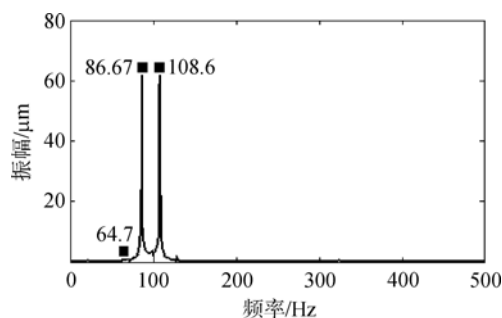
Fig. 17 Vibration waveforms of inner and outer rotor under loosen experiment status (L5200, H6500)

象,内转子更为突出.内转子振动位移频谱成分复杂,除两转子基频外,还包含了基频的和频与差频,内、外转子基频的 $1/2$ 分频和 2 倍频,甚至 3 倍频、4 倍频分量等.此外频谱中还含有内、外转

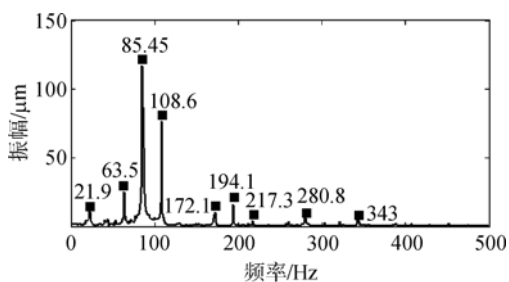




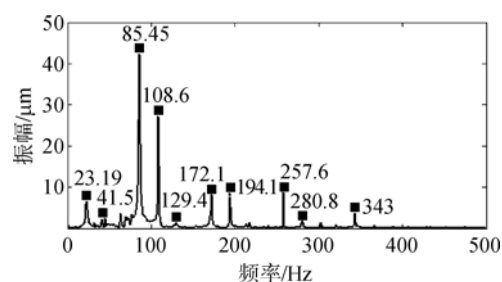
(c) 外转子x方向振动频谱(14节点, 正常)



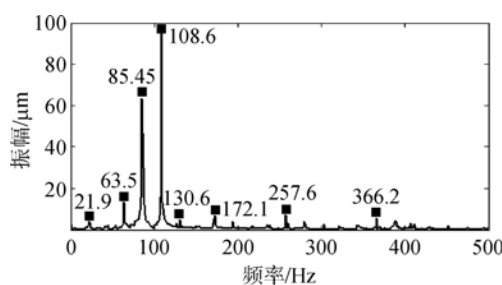
(d) 外转子y方向振动频谱(14节点, 正常)



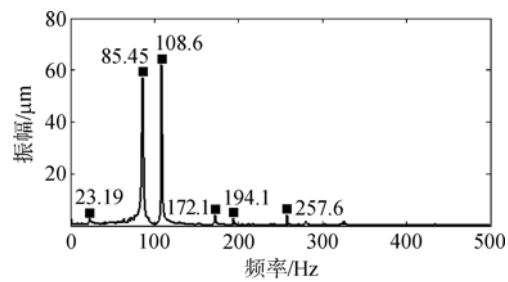
(e) 内转子x方向振动频谱(13节点, 松动)



(f) 内转子y方向振动频谱(13节点, 松动)



(g) 外转子x方向振动频谱(14节点, 松动)

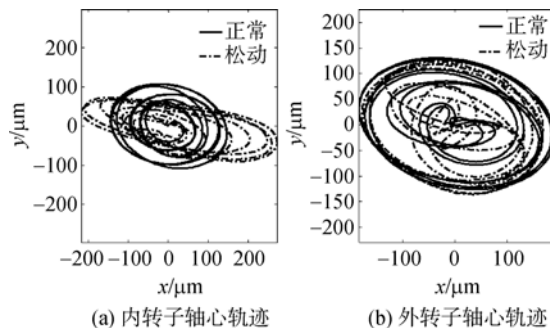


(h) 外转子y方向振动频谱(14节点, 松动)

图 18 内、外转子振动频谱实验结果

(L5200, H6500)

Fig. 18 Experiment result of vibration spectrum of inner and outer rotor (L5200, H6500)



(a) 内转子轴心轨迹

(b) 外转子轴心轨迹

图 19 内、外转子振动轴心轨迹实验结果

(L5200, H6500)

Fig. 19 Experiment result of vibration axis trajectory of inner and outer rotor under loosen experiment status (L5200, H6500)

子基频的组合频率. 外转子振动位移频谱成分相对较少, 且幅值较小.

由内、外转子的轴心轨迹分析, 相对正常情况, 外转子轴心轨迹变化不大, 而内转子轴心轨迹则拉伸呈类椭圆形状.

3 结 论

本文将松动轴承座看作平面运动的 3 自由度刚体, 并考虑轴承座和基座及螺丝端帽的碰撞, 建立了支承松动故障的双转子系统动力学模型, 采用 Newmark- β 数值方法进行故障仿真, 通过波形及频谱分析, 并与松动故障的实验现象对比, 得到如下结论:

1) 将轴承座作为平面运动的 3 自由度刚体, 并考虑碰撞情况时建立的支承松动的双转子系统动力学模型, 故障仿真与松动实验结果较为一致, 为合理提取松动故障特征提供了理论支持.

2) 轴承座松动时, 松动转子振动位移波形有

“削波”现象。内、外转子振动位移的频谱中不但含有两转子基频的差频与和频,还包含 2 倍频,3 倍频等分量,尤其松动转子的倍频成分更为突出;低频段谱线较多,含有分频成分;高频段谱线还含有少量组合频率成分等。轴承座一侧松动时,对应转子的轴心轨迹呈拉伸的类椭圆状。

参考文献:

- [1] 闻邦椿,武新华,丁千,等.故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M].北京:科学出版社,2004.
- [2] 褚福磊,方泽南,张正松.带有支座松动故障的转子-轴承系统的混沌特性[J].清华大学学报:自然科学版,1998,38(4):60-63.
CHU Fulei, FANG Zenan, ZHANG Zhengsong. Chaotic behaviour of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology 1998,38(4):60-63. (in Chinese)
- [3] 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.
- [4] 刘献栋,何田,李其汉.支撑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)
- [5] 罗跃纲,曾海泉,李振平,等.基础松动-碰摩转子系统的混沌特性研究[J].振动工程学报,2003,16(2):184-188.
LUO Yuegang, ZENG Haiquan, LI Zhenping, et al. Study on chaos behaviors of rotor systems with local rubbing and pedestal looseness faults[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(2): 184-188. (in Chinese)
- [6] 姚红良,刘长利,张晓伟.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. 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)
- [7] 王宗勇,吴敬东,闻邦椿.质量慢变转子系统的松动与碰摩故障研究[J].振动工程学报,2005,18(2):167-171.
WANG Zongyong, WU Jingdong, WEN Bangchun. Research on pedestal looseness and rub-impact faults of rotor system with slowly varying mass[J]. Journal of Vibration Engineering, 2005, 18(2): 167-171. (in Chinese)
- [8] Agnes M, Paul G. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.
- [9] Ji Z, Zu J W. Method of multiple scales for vibration analysis of rotorshaft systems with non-linear bearing pedestal model[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218(2): 293-305.
- [10] 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)
- [11] Lee A C, Kang Y, Liu S L. Steady-state analysis of a rotor mounted on non-linear bearings by the transfer matrix method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35(6): 479-490.
- [12] Kim Y B, Noah S T. Stability and bifurcation analysis of oscillators with piecewise-linear characteristics: a general approach[J]. Journal of Applied Mechanics, 1991, 58(6): 545-554.
- [13] 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:自然科学版,2002,23(11):1048-1051.
LI Zhenping, LUO Yuegang, YAO Hongliang, et al. Dynamics and fault characteristics of rotor bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2002, 23(11): 1048-1051. (in Chinese)
- [14] Ehrich F. Rotordynamic response in nonlinear anisotropic mounting systems[R]. Chicago: the 4th International Conferences on Rotor Dynamics, 1994.
- [15] 马辉,孙伟,刘杰,等.旋转机械支座松动故障的实验[J].农业机械学报,2007,38(6):134-137.
MA Hui, SUN Wei, LIU Jie, et al. Experimental research on rotating machinery with pedestal looseness faults[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 134-137. (in Chinese)
- [16] Choi B L, Park J M. An improved rotor model with equivalent dynamic effects of the support structure[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 244(4): 569-581.
- [17] 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-support rotor-bearing system[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(5): 977-982. (in Chinese)
- [18] 杨东,刘忠华.某航空发动机转子弹性支承松动振动故障诊断研究[J].测试技术,2007,26(4):7-10.
YANG Dong, LIU Zhonghua. Diagnosis of vibration fault generated by the loose of elasticity backup bearing on aeroengine's rotor[J]. Journal of Test and Measurement Technology, 2007, 26(4): 7-10. (in Chinese)
- [19] 洪善桃.高等动力学[M].上海:同济大学出版社,1996.
- [20] 袁士杰,吕哲勤.多刚体系统动力学[M].北京:北京理工大学出版社,1992.

- [21] 吴元东. 考虑连接刚度和阻尼的整机振动设计技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- WU Yuandong. Vibration analysis of aero-engine considering connecting stiffness and damping[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [22] 陈忠. 滚动轴承及其支承的刚度计算[J]. 煤矿机械, 2006, 27(3): 387-388.
- CHEN Zhong. Stiffness computaion of rolling bearing and its support[J]. Coal Mine Machinery, 2006, 27(3): 387-388. (in Chinese)
- [23] 付才高. 航空发动机设计手册: 第19分册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [24] 吴昊, 王建文, 安琦. 圆柱滚子轴承阻尼的计算方法[J]. 轴承, 2008(9): 1-5.
- WU Hao, WANG Jianwen, AN Qi. Calculating method for damping of cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2008(9): 1-5. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)