

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*

陈 果

(南京航空航天大学民航学院 南京 210016)

摘要: 建立含转子不平衡 / 松动耦合故障的转子—滚动轴承—机匣耦合系统动力学模型。在模型中, 考虑转子不平衡和轴承座松动故障的耦合、滚动轴承间隙、滚动轴承滚珠与滚道的非线性赫兹接触力以及由滚动轴承支撑刚度变化而产生的变柔性振动。运用数值积分方法获取系统响应, 并利用振幅—转速曲线、分叉图、相平面图、频谱图、Poincaré 断面图和轴心轨迹图研究系统的分叉与混沌运动, 分析旋转速度、轴承座质量、转子偏心量、轴承座与机匣间的连接刚度以及机匣与基础间的连接刚度对系统响应的影响, 得到了在不平衡 / 松动故障耦合下的转子—滚动轴承—机匣系统动力响应规律。

关键词: 转子 滚动轴承 机匣 不平衡 基础松动 多故障耦合

中图分类号: O322 TH113.1

Nonlinear Dynamics of Unbalance-looseness Coupling Faults of Rotor-ball Bearing-stator Coupling System

CHEN Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Abstract: A new rotor-ball bearing-stator coupling dynamics model is established. In the model, the rotor mass unbalance and looseness of bearing house faults are included, and the nonlinear factors of ball bearing are considered such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contact force between balls and races, and the varying compliance vibration because of periodical variety contact position between balls and races. The numerical integral method is employed to obtain system's responses, and the vibration amplitude-rotating speed curve, bifurcation plot, phase plane plot, frequency spectra and Poincaré map are used to analyze bifurcation and chaos motion, and the effects of rotating speed, bearing house mass, rotor eccentricity, stiffness between bearing house and stator and stiffness between stator and foundation on system dynamic responses are analyzed, and the non-linear dynamic response characteristics of rotor-ball bearing-stator system under unbalance and looseness coupling faults are obtained.

Key words: Rotor Ball bearing Stator Unbalance Looseness of bearing house Multi-faults coupling

0 前言

通常, 旋转机械的转子通过轴承支承在定子机匣上, 而机匣支承在基础上, 它们之间的运动相互耦合、相互影响, 从而在结构和动力学上构成了转子—轴承—机匣耦合系统。由于机器的安装质量和长期的振动将导致轴承座与机匣之间的松动, 当机器高速旋转时所产生的较大的不平衡力超过了轴承座的重力时, 轴承座将被周期抬起, 产生巨大振动, 并会导致转静碰摩, 所以, 研究转子—滚动轴承—

机匣系统的不平衡 / 松动耦合故障的非线性动力学行为, 分析偏心量对转子系统响应的分叉与混沌行为具有重要意义。GOLDMAN 等^[1]研究了具有支座松动故障转子的基频、倍频和分频振动。JI 等^[2]用多尺度法分析了带有支座松动的转子—轴承自治系统的振动特性, 解释了稳态响应中如何判断分叉对的出现。LEE 等^[3-4]用传递矩阵和谐波平衡法分析了支撑在线性和非线性转子轴承上的转子系统。但是这些关于转子—轴承松动故障动力模型的研究中, 主要是针对滑动轴承。目前, 大多数旋转机械均采用了滚动轴承, 近年来, 对于滚动轴承支承下的关于松动故障动力学模型也有一些研究^[5-7], 不过在模型中对滚动轴承的建模过于简单, 未充分考虑

* 国家自然科学基金(50705042)和航空科学基金(2007ZB52022)资助项目。20070312 收到初稿, 20071113 收到修改稿

滚动轴承的变柔性(Varying compliance, VC)振动和轴承间隙等非线性因素。因此,本文建立了转子—滚动轴承—机匣多自由度模型,在模型中,进一步建立了含不平衡和基础松动耦合故障的动力学模型。详细研究了系统的分叉和混沌运动规律,讨论了旋转速度、转子偏心量、支座质量、轴承座与机匣间的刚度以及机匣与基础间的刚度对系统响应的影响。

1 转子—滚动轴承—机匣耦合系统不平衡/松动故障耦合动力学模型

图1为本文建立的转子—滚动轴承—机匣系统的不平衡/松动耦合故障动力学模型,转子两端由2个相同的滚动轴承支承。轴承支座两端分别考虑水平和垂直方向的松动故障,当转子旋转时,由于不平衡故障的激励,可能将激发起松动的轴承座产生振动。因此,在模型中,不平衡与松动故障相互耦合,共同存在于一个同一模型中。

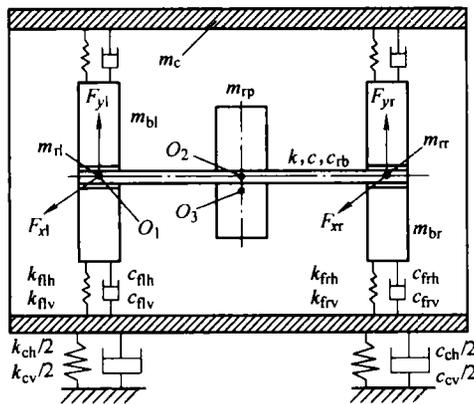


图1 转子—滚动轴承—机匣系统的不平衡/松动耦合故障动力学模型

图1中, m_c 是机匣(定子)质量; m_{rp} 是转子在转盘处的等效质量; m_{rl}, m_{rr} 分别是转子在左右两端轴承处的等效质量(通常 $m_{rl} = m_{rr}$); m_{bl}, m_{br} 分别是左右轴承支座质量; k, c, c_{tb} 分别是转轴刚度、转子在圆盘处的阻尼、转子在轴承处的阻尼; k_{fh}, k_{fv} 分别是机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{fh}, c_{fv} 分别是机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{fb}, k_{fb} 分别是机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{fb}, c_{fb} 分别是机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{ch}, k_{cv} 分别是机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度; c_{ch}, c_{cv} 分别是机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼; O_1, O_2, O_3 分别是轴承几何中心、转子几何中心、转子质心; e 是转子质量偏心量; $\delta_h, \delta_v, \delta_{th}, \delta_{tv}$ 分别是左、右端轴承座与

基础之间的横向和垂向松动间隙; F_{x1}, F_{y1} 是左端轴承的支承反力; F_{xr}, F_{yr} 是右端轴承的支承反力。

由牛顿第二定律,可得系统运动微分方程

$$\begin{aligned} m_{rp} \ddot{x}_{rp} + k(x_r - x_{rp}) + k(x_r - x_{rp}) + c\dot{x}_r &= m_{rp} e \omega^2 \cos \omega t \\ m_{rp} \ddot{y}_{rp} + k(y_r - y_{rp}) + k(y_r - y_{rl}) + c\dot{y}_r &= \\ & m_{rp} e \omega^2 \sin \omega t - m_{rp} g \\ m_{br} \ddot{x}_{br} + k_{fb}(x_{br} - x_c) + c_{fb}(\dot{x}_{br} - \dot{x}_c) + F_{xbr} &= 0 \\ m_{br} \ddot{y}_{br} + k_{fb}(y_{br} - y_c) + c_{fb}(\dot{y}_{br} - \dot{y}_c) + F_{ybr} &= -m_{br} g \\ m_{bl} \ddot{x}_{bl} + k_{fb}(x_{bl} - x_c) + c_{fb}(\dot{x}_{bl} - \dot{x}_c) + F_{xbl} &= 0 \\ m_{bl} \ddot{y}_{bl} + k_{fb}(y_{bl} - y_c) + c_{fb}(\dot{y}_{bl} - \dot{y}_c) + F_{ybl} &= -m_{bl} g \\ m_{rr} \ddot{x}_{rr} + k(x_{rr} - x_r) + c_{rb}\dot{x}_{rr} - F_{xbr} &= 0 \\ m_{rr} \ddot{y}_{rr} + k(y_{rr} - y_r) + c_{rb}\dot{y}_{rr} - F_{ybr} &= -m_{rr} g \\ m_{rl} \ddot{x}_{rl} + k(x_{rl} - x_r) + c_{rb}\dot{x}_{rl} - F_{xbl} &= 0 \\ m_{rl} \ddot{y}_{rl} + k(y_{rl} - y_r) + c_{rb}\dot{y}_{rl} - F_{ybl} &= -m_{rl} g \\ m_c \ddot{x}_c + k_{ch} x_c + c_{ch} \dot{x}_c + k_{fh}(x_c - x_{br}) + k_{fh}(x_c - x_{bl}) + \\ & c_{fh}(\dot{x}_c - \dot{x}_{br}) + c_{fh}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bl}) = 0 \\ m_c \ddot{y}_c + k_{ch} y_c + c_{ch} \dot{y}_c + k_{fb}(y_c - y_{br}) + k_{fb}(y_c - y_{bl}) + \\ & c_{fb}(\dot{y}_c - \dot{y}_{br}) + c_{fb}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bl}) = -m_c g \end{aligned}$$

1.1 轴承力模型

图2为滚动轴承模型示意图,设轴承中滚珠在内外滚道之间等距排列,滚珠与滚道之间为纯滚动。设一滚珠与外圈接触点的线速度为 v_{out} , 与内圈接触点的线速度为 v_{in} , 轴承外圈的旋转角速度为 ω_{outer} , 轴承内圈的旋转角速度为 ω_{inner} , 外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 则

$$\begin{cases} v_{out} = \omega_{outer} \times R \\ v_{in} = \omega_{inner} \times r \end{cases} \quad (1)$$

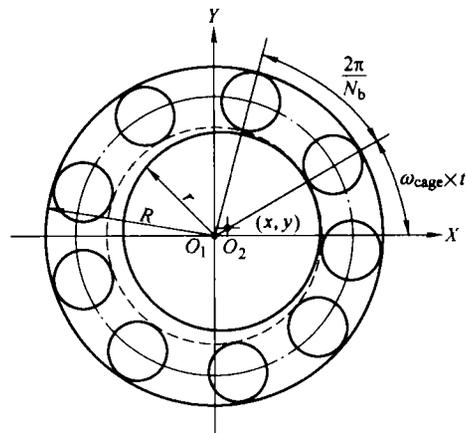


图2 滚动轴承模型示意图

保持架(即滚珠中心)线速度为

$$v_{cage} = (v_{out} + v_{in})/2$$

由于外圈固定,因此有

$$v_{out} = 0$$

$$v_{cage} = v_{in}/2 = (\omega_{inner} \times r)/2 \quad (2)$$

所以保持架的角速度为

$$\omega_{cage} = \frac{v_{cage}}{(R+r)/2} = \frac{(\omega_{inner} \times r)/2}{(R+r)/2} = \frac{\omega_{inner} \times r}{R+r} \quad (3)$$

由于内圈固定在轴上, 故有 $\omega_{inner} = \omega_{rotor}$ 。设轴承的滚珠个数为 N_b , 则 VC 频率(滚珠通过频率)为

$$\omega_{VC} = \omega_{cage} \times N_b = \omega_{rotor} \times \left(\frac{r}{R+r} \times N_b \right) = \omega_{rotor} \times B_n \quad (4)$$

式中 B_n 为 VC 频率与旋转频率之比。设第 j 个滚珠的角位置为 θ_j , 有

$$\theta_j = \omega_{cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1) \quad j=1, 2, \dots, N_b$$

则设内圈中心在 X 和 Y 方向产生振动位移分别为 x 和 y , 同时假设轴承间隙为 r_0 , 则第 j 个滚珠与滚道的法向接触变形量为

$$\delta_j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0 \quad (5)$$

由非线性赫兹接触理论, 可以得到由于滚动接触, 第 j 个滚珠与滚道所产生的接触压力 F_j , 同时考虑到滚珠与滚道间只能产生法向正压力, 所以只有 $\delta_j > 0$ 时才有作用力, 利用亥维塞函数 H , 则有

$$F_j = c_b \delta_j^{3/2} = c_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \times H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \quad (6)$$

式中, c_b 为赫兹接触刚度, 与相互接触的材料和形状有关。 F_j 在 X 和 Y 方向的分量为

$$\begin{cases} F_{jx} = F_j \cos \theta_j \\ F_{jy} = F_j \sin \theta_j \end{cases} \quad (7)$$

滚动轴承所产生的轴承力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} F_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} F_j \cos \theta_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} F_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} F_j \sin \theta_j \end{cases} \quad (8)$$

由此可得图 2 中滚动轴承所产生的轴承力如下。

(1) 当 $x = x_{rr} - x_{br}$ 、 $y = y_{rr} - y_{br}$, 则 $F_{xbr} = F_x$ 、 $F_{ybr} = F_y$ 。

(2) 当 $x = x_{rl} - x_{bl}$ 、 $y = y_{rl} - y_{bl}$, 则 $F_{xbl} = F_x$ 、 $F_{ybl} = F_y$ 。

1.2 松动建模

将轴承座和机匣之间的等效刚度和等效阻尼 k_{fh} , k_{fv} , k_{th} , k_{tv} 和 c_{fh} , c_{fv} , c_{th} , c_{tv} , 考虑为在轴承座与机匣间的相对位移条件下分段线性化, 其分段刚度和阻尼分别用下标 1 和 2 标识。设左右轴承座水平和垂直方向的松动量分别为 δ_{lh} , δ_{lv} , δ_{vh} 。则以 k_{fh} 和 c_{fh} 的计算为例, 其他可以类推, 在此从略

$$c_{fh} = \begin{cases} c_{fh1} & x_{bl} - x_c > \delta_{lh} \\ 0 & 0 \leq x_{bl} - x_c \leq \delta_{lh} \\ c_{fh2} & x_{bl} - x_c < 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$k_{fh} = \begin{cases} k_{fh1} & x_{bl} - x_c > \delta_{lh} \\ 0 & 0 \leq x_{bl} - x_c \leq \delta_{lh} \\ k_{fh2} & x_{bl} - x_c < 0 \end{cases} \quad (10)$$

1.3 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下

$$m_{rr} = m_{rl} = 4.0 \text{ kg} \quad m_{rp} = 32.1 \text{ kg}$$

$$c_{rb} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad c = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m} \quad e = 0.01 \text{ mm}$$

$$m_c = 50 \text{ kg} \quad m_{bl} = m_{br} = 20 \text{ kg}$$

$$\delta_{lh} = \delta_{lv} = \delta_{vh} = 0 \quad \delta_{lv} = 0.8 \text{ mm}$$

$$k_{fh1} = k_{fv1} = k_{th1} = k_{tv1} = 2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$k_{fh2} = k_{fv2} = k_{th2} = k_{tv2} = 7.5 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$c_{fh1} = c_{fv1} = c_{th1} = c_{tv1} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$c_{fh2} = c_{fv2} = c_{th2} = c_{tv2} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$k_{ch} = k_{cv} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}$$

$$c_{ch} = c_{cv} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

滚动轴承选取文献[8]的 JIS6306 滚动轴承, 其参数见下表所示。本文对微分方程组的求解采用 RKF(Runge-Kutta-Fehlberg)格式的变步长龙格—库塔法^[9]进行数值积分来获取转子响应。

表 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

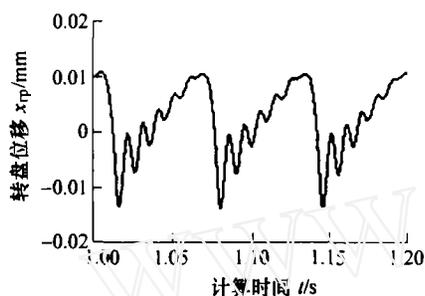
外圈半 径 R/mm	内圈半 径 r/mm	滚珠数 N_b	接触刚度 $c_b/(\text{GN} \cdot \text{m}^{-3/2})$	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	VC 频率与旋转 频率之比 B_n
63.9	40.1	8	13.34	5	3.08

2 转子—滚动轴承—机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障动力学行为分析

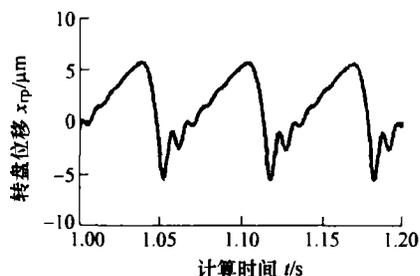
2.1 模型验证

本文使用与文献[10]中相同的滚动轴承进行数值仿真验证。在文献[10]中, MEVEL 等建立了在滚动轴承支承和静载荷作用下的平衡转子动力学模型, 并运用 6 阶龙格库塔法进行数值仿真获取转子响应。本文考虑转子不平衡、不考虑松动故障, 仿

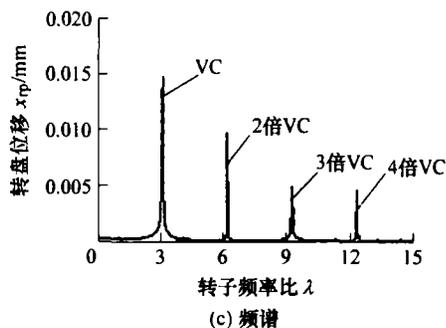
真计算了转子—滚动轴承—机匣耦合系统的转子响应。转子的旋转速度为 300 r/min, 图 3a 为用本文仿真模型得到的转盘处 X 方向的振动位移; 图 3b 为 MEVEL 等在文献[10]中计算得到的转盘处 X 方向的振动位移。通过对比, 可以发现本文计算结果与 MEVEL 等的计算结果达到了很好的一致性, 振幅区别为不同转子参数所致。



(a) 本文计算结果



(b) 文献[10]中MEVEL等的计算结果



(c) 频谱

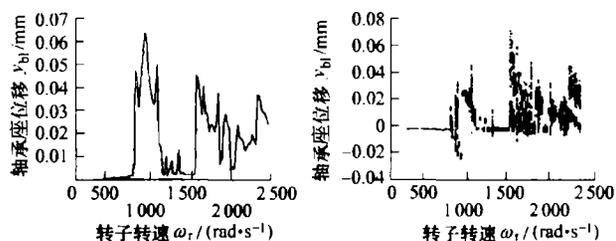
图3 转子圆盘处 X 向响应(转速为 300 r/min)

对本文计算结果可以解释如下: 由于滚动轴承支承下的不平衡转子具有两方面激励, 即来自不平衡的旋转频率激励和来自轴承总体刚度周期变化的内部参数激励。当转速很低时, 不平衡激励将比较微弱, 此时可以观察到由于轴承内部刚度周期变化所引发的 VC 振动, VC 振动的频率为旋转频率的 B_n 倍, 在本文的计算参数中, $B_n=3.08$ (如表所示)。从图 3c 可以看出, X 方向运动是周期的, 并明显地表现出滚珠的通过频率, 当一个滚珠离开载荷区的时候, 转子下降, 并接触一个新的滚珠, 使颤振迅速出现和消失。从信号频谱上可以看出, 轴承的振动表现出 VC 频率(滚珠通过频率)及其谐波。FUKATA 等^[8]的研究也表明, 当转速在远离 X 和 Y

方向两个临界转速时, 运动是周期的, 表现出滚珠的转动频率和它的谐波。显然本文计算结果与此吻合。

2.2 转速对系统响应的影响

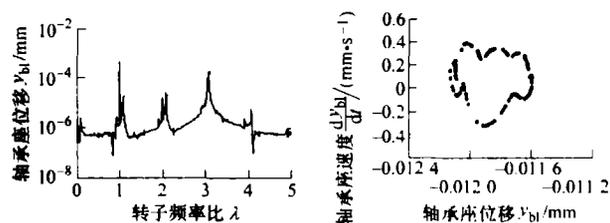
图 4a 为松动端轴承垂直方向响应的振幅—转速曲线图, 图 4b 为松动端轴承垂直方向响应的分叉图。其中 Poincaré 映射是通过以每一个旋转周期对系统响应的速度和位移进行采样, 并分别作为横坐标和纵坐标而得到的。振幅—转速曲线图是对每一转速, 计算出稳态响应的振幅, 用转速和响应振幅分别作为 X 轴和 Y 轴, 即得到系统的幅频响应曲线图。从图 4 可以观察到四个振幅变化区域, 即 200~775 rad/s、775~1 120 rad/s、1 120~1 557 rad/s 和 1 557~2 500 rad/s。



(a) 振幅—转速曲线图 (b) 分叉图

图4 松动端轴承座垂向响应

在区间 200~775 rad/s 内, 由于转速较低, 所产生的不平衡力还不足以克服轴承座的重力, 因此轴承座只是在其平衡位置附近作微幅振动。从分叉图上可以看出在该区间, 系统主要做周期和拟周期振动。图 5 为转速 200 rad/s 时, 左端轴承座垂直响应的频谱和 Poincaré 断面图, 从图 5a 中可以看出 VC 频率与旋转频率及其倍频的组合频率成分, 由于 VC 频率和旋转频率之比为无理数, 因此其运动表现为拟周期运动; 从图 5b 中可以看出 Poincaré 断面图表现出封闭曲线。



(a) 频谱 (b) Poincaré 映射图

图5 松动端轴承座垂向响应(200 rad/s)

区间 775~1 120 rad/s 为临界转速附近的共振区域, 在转速为 775 rad/s 时, 松动端轴承座的振动突然增加, 从图 4a 可以看出此时振幅出现了跳跃。图 6 和图 7 转速分别为 770 rad/s 和 775 rad/s 时, 松

动端轴承座的垂直振动响应的频谱和 Poincaré 断面图, 比较图 6 和图 7 可以发现, 在转速为 775 rad/s, 不平衡力大于松动端轴承座质量时, 其响应突然增大, 并出现混沌运动。

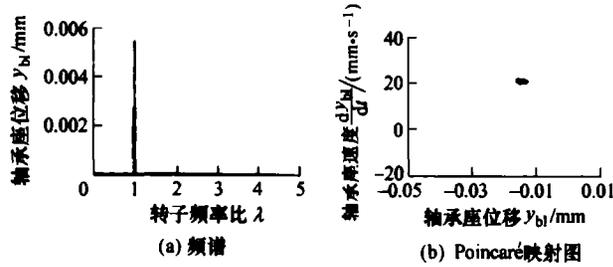


图 6 松动端轴承座垂直响应(770 rad/s)

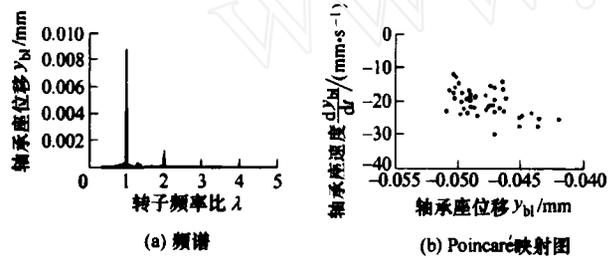


图 7 松动端轴承座垂直响应(775 rad/s)

在速度区间 1 120~1 557 rad/s 内, 由于不在共振区内, 因此振动相对较小, 但仍然存在振幅跳动现象。在区间 1 557~2 500 rad/s 内, 由于转速进一步增加, 系统不平衡力进一步增加, 轴承座再次被激发起强烈的振动, 并不断出现超临界共振和振幅跳动现象, 系统运动主要表现为混沌。图 8 表明了速度区间 1 120~1 557 rad/s 和 1 557~2 500 rad/s 内, 系统响应从混沌到两周期运动, 再从两周期逐渐转化为混沌的过程。

2.3 转子偏心量对系统响应的影响

转子—轴承系统中不平衡力是引起系统故障的主要原因, 偏心大小决定着转子工作过程中的不平衡力。图 9a、9b 分别为偏心量 0.03 mm 时转子系统的振幅—转速曲线图和分叉图。

对比图 4 偏心量为 0.01 mm 的情况, 可以得出以下结论。

(1) 在相同转速下, 较小的偏心量所产生的不平衡力也较小, 因此不足以克服松动端轴承座的重力, 不能激发其进行剧烈振动, 因此松动端轴承座只是在其平衡位置附近作微幅振动, 随着转速的不断增大, 不平衡力也加大, 从而将导致松动端轴承座产生较大的运动, 并出现混沌现象。因此不平衡量越小, 松动端轴承座的微幅振动区间越大。在偏心量为 0.01 mm 时, 微幅振动区间为 200~7 756 rad/s; 在偏心量为 0.03 mm 时, 微幅振动区间

为 200~683 rad/s。

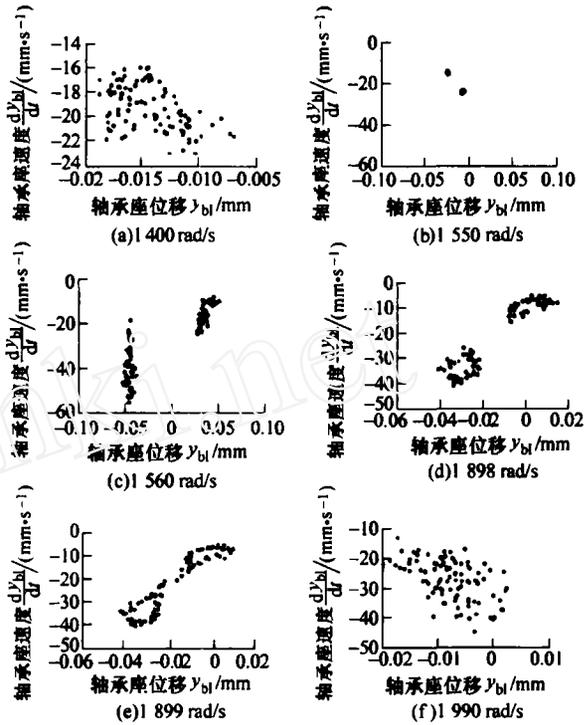


图 8 松动端轴承座垂直响应的 Poincaré 映射图

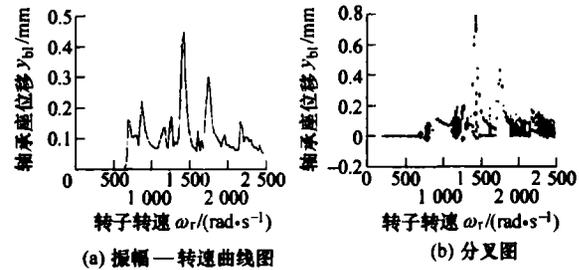


图 9 松动端轴承座垂直响应(e=0.03)

(2) 当转子不平衡力克服了松动端轴承座的重力, 轴承座突然出现混沌现象, 振动加剧, 随着转速的逐渐增加, 超越临界转速后, 振动有所缓解, 随着转速进一步增加, 轴承座再次被抬起的振动振幅超过了在临界转速附近的振幅, 它充分说明了在松动故障存在时, 系统较大的不平衡量将导致系统不仅在临界转速附近, 在超临界转速下均存在很大的共振, 由此可见, 当系统存在不平衡和松动故障耦合时, 在低转速下时, 仍然很安全, 而在临界转速附近和超临界转速下时, 将产生很大的共振, 甚至导致机器损坏。因此高转速下运转的机器, 应该严格控制系统的松动和不平衡故障。

(3) 从运动的分叉图上看, 随着不平衡量的增加, 系统尽管振幅增加了, 但混沌运动明显减少, 并出现更多的周期和分频运动。

2.4 滚动轴承支座质量对系统响应的影响

轴承支座质量是转子—滚动轴承系统力学模

型中的重要参数, 研究轴承支座质量对转子系统响应的的影响有重要意义。图 10a 和图 10b 分别为轴承座质量为 35 kg 时, 转子系统的振幅—转速曲线图和分叉图。

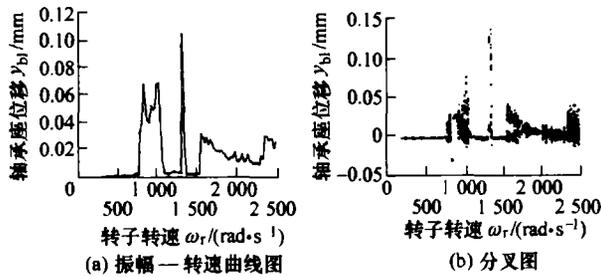


图 10 松动端轴承座垂直响应($m_{08}=35\text{ kg}$)

对比图 4 轴承支座质量为 20 kg 的情况, 可以得出以下结论。

(1) 随着松动端轴承座质量的增加, 克服其重力需要更大的不平衡力, 因此在偏心量等其他参数相同的情况下, 轴承座的微幅振动区域就越宽。在轴承座质量为 20 kg 时, 微幅振动区间为 200~775 rad/s; 在轴承座质量为 35 kg 时, 微幅振动区间为 200~798 rad/s。同时也可看出, 在临界转速过后, 当轴承座质量越大, 轴承座回复到平衡位置作微幅振动的区间也越宽。

(2) 从分叉图上也可看出, 轴承座质量越大, 系统的混沌运动区间越窄。从运动振幅变化图上可以看出, 在较大的轴承座质量下, 系统在高转速下被抬起后将产生更大的超临界共振。

2.5 支承刚度对系统响应的影响

为了研究转子—滚动轴承—机匣耦合系统支承对系统响应的影响, 本文将系统支承刚度分为机匣—基础连接刚度和轴承座—机匣连接刚度来考虑。

图 11 为在初始参数中, 令 $k_{ch}=k_{cv}=200\text{ MN/m}$, 即机匣与基础之间连接刚度降低一个数量级, 其他参数均为初始参数, 左端松动的轴承座的垂直方向的振幅—转速曲线图和分叉图。图 12 为在初始参数中, $k_{bh1}=k_{bv1}=k_{bh2}=k_{bv2}=25\text{ MN/m}$, $k_{m2}=k_{nv2} =$

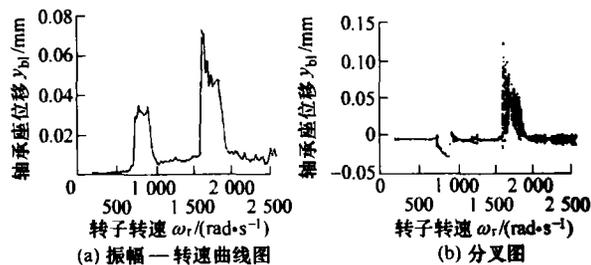


图 11 机匣与基础连接刚度对系统响应的影响

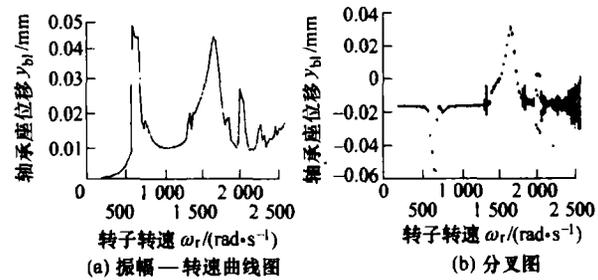


图 12 轴承座与机匣连接刚度对系统响应的影响

$k_{bh2}=k_{bv2}=750\text{ kN/m}$, 即与初始参数相比, 轴承座与机匣的连接刚度降低了一个数量级, 其他参数均不变, 左端松动的轴承座的垂直方向振幅—转速曲线图和分叉图。

对比图 4 和图 11、12, 可以得出以下结论。

(1) 随着支撑刚度降低, 轴承座在高转速下被抬起并产生剧烈振动的次数大大减少。

(2) 机匣—基础之间和轴承座—机匣的连接刚度较低时, 轴承座被抬起产生振动的振幅明显降低了, 系统运动的混沌区域也明显变窄。由此可见, 支承刚度的减少对于有效地克服由于松动和不平衡耦合故障而产生的剧烈振动, 增加系统的运动稳定性, 具有重要作用。

由此可见, 在转子滚动轴承系统中, 充分考虑轴承与机匣间以及机匣与基础间的弹性, 对于正确分析和研究转子轴承系统故障规律具有重要意义。尤其在系统刚度较低时, 更应如此。

3 结论

(1) 建立了含不平衡/松动耦合故障的转子—滚动轴承—机匣耦合系统动力学模型, 并进行了必要的验证。

(2) 研究了转子轴承系统低转速下的拟周期运动; 发现了系统由于松动故障而导致的振幅突然增加并产生混沌运动的现象, 以及通过倍周期分叉进入混沌的规律。

(3) 发现了由于松动故障所产生的轴承座多次被抬起并产生剧烈振动的现象, 在较大的不平衡量和较小的轴承座质量下甚至出现了超临界转速区域比临界转速区域更大的振动。

(4) 较大的不平衡量和较小的轴承质量将更早激发起系统的强烈振动和混沌运动。较低的机匣基础之间和轴承座机匣的连接刚度将使系统响应振幅明显降低, 混沌现象和超临界共振现象明显减少。因此系统支承刚度的减少对于有效地克服由于松动

和不平衡耦合故障而产生的剧烈振动, 增加系统的运动稳定性, 具有重要意义。

参 考 文 献

- [1] GOLDMAN P, MUSZYNSK A. Analytical and experimental simulation of loose pedestal dynamic effects on a rotating machine vibration response[C]//The 13th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Miami, USA, 1991: 233-243.
- [2] 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.
- [3] LEE A C, KANG Y, LIU S L. A modified transfer matrix for the linear rotor-bearing system[J]. Journal of Applied Mechanics, 1991, 58: 776-783.
- [4] LEE A C, KANG Y, LIU S L. Steady analysis of a rotor mounted on nonlinear bearings by the transfer matrix method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35: 479-490.
- [5] 刘献栋, 何田, 李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型[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.
- [6] 何田, 刘献栋, 陈恩利. 具有滚动轴承松动故障转子系统的分叉和混沌[J]. 石家庄铁道学院学报, 2003, 16(3): 75-78.
HE Tian, LIU Xiandong, CHEN Enli. Bifurcation and chaos of rotor system with looseness of rolling element bearing house[J]. Journal of Shijiazhuang Railway Institute, 2003, 16(3): 75-78.
- [7] 陈恩利, 何田, 郑猛, 等. 滚动轴承-转子系统支承松动时的复杂运动研究[J]. 动力学与控制学报, 2004, 2(4): 49-55.
CHEN Enli, HE Tian, ZHENG Meng, et al. Study on complicated method motions of roll element bearing rotor system with pedestal looseness[J]. Journal of Dynamics and Control, 2004, 2(4): 49-55.
- [8] FUKATA S, GAD E H, KONDOU T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation)[J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28: 899-904.
- [9] 姜健飞, 胡良剑, 唐俭. 数值分析及其 MATLAB 实验[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
JIANG Jianfei, HU Liangjian, TANG Jian. Numerical analysis and MATLAB experiments [M]. Beijing: Science Press, 2004.
- [10] MEVEL B, GUYADERG J L. Routs to chaos in ball bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 162(3): 471-487.

作者简介: 陈果, 男, 1972年出生, 副教授。主要研究方向为航空发动机状态监测与故障诊断、非线性转子动力学、智能诊断与专家系统、机器学习与知识获取、图像处理及模式识别等。

E-mail: cgzyx@263.net