

带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣 耦合动力学模型

陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 江苏 南京 210016)

摘要:建立了含转子不平衡-松动-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型。在模型中,充分考虑了转子系统的不平衡、基础松动及转静碰摩故障的耦合;对滚动轴承模型,充分考虑了轴承间隙、轴承滚珠与滚道的非线性赫兹接触力以及由轴承支撑刚度变化而产生的VC(varying compliance)振动。运用数值积分方法获取了系统响应,并利用振幅-转速曲线图、分叉图、相平面图、频谱图、Poincaré截面图和轴心轨迹图研究了系统的分叉与混沌运动,分析了旋转速度、碰摩刚度、转子偏心量、轴承座质量、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-碰摩故障耦合下的转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力响应规律。

关键词: 转子-滚动轴承-机匣;不平衡-基础松动-碰摩;耦合系统;耦合故障

中图分类号: O347.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1004-4523(2007)04-0361-08

引 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。旋转机械的转静碰摩是一种严重的故障,它通常是由不平衡、不对中、基础松动、油膜涡动及振荡引起的二次故障,具有明显的耦合故障特征。目前国内外对碰摩故障的研究逐渐转向了多种故障耦合的研究^[1~5],文献[2~4]研究了碰摩与松动的耦合故障规律,文献[5]研究了含碰摩与裂纹的转子系统的响应规律。但是,这些关于转子碰摩耦合故障动力学模型研究中,主要是针对滑动轴承。近年来,对于滚动轴承支承下的关于碰摩的多故障耦合动力学模型也在迅速展开,并得到了有价值的结论,文献[6]针对航空发动机转子实验器模型建立了转子-滚动轴承-机匣动力学模型。不过,在模型中,对滚动轴承的建模过于简单,未充分考虑滚动轴承的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-机匣多自由度耦合动力学模型,在模型中,充分考虑了滚动轴承的非线性接触力、总体刚度的周期变化以及轴承间隙,进一步建立了含不平衡、基础松动和碰摩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、碰摩刚度、转子偏心量、轴承座质量、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-机匣耦合系统的耦合故障动力学模型

图1为本文所建立的转子-滚动轴承-机匣耦合系统的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,考虑转子与机匣的碰摩故障,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,进而使转子产生很大的横向弯曲振动,当振动超过转子与机匣的间隙,转静碰摩故障将产生。因此,在模型中,3种故障相互耦合,共同存在于一个同一模型中,耦合故障将表现与单一故障不一致的特征。

现将图1的符号说明如下:

m_c 为机匣(定子)质量; m_{rP} 为转子在转盘处的等效质量; m_{rL}, m_{rR} 为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} 为左右轴承支座质量; k_r 为碰摩接触刚度; k, c, c_{rb} 为转轴刚度、转子圆盘处阻尼、转子轴承处阻尼; k_{fLH}, k_{fLV} 为机匣与左端

轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{fLH}, c_{fLV} 为机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{fRH}, k_{fRV} 为机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{fRH}, c_{fRV} 为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} 为机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度; c_{cH}, c_{cV} 为机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼; O_1, O_2, O_3 为轴承几何中心、转子几何中心、转子质心; δ 为转子圆盘和静子的间隙; e 为质量偏心量; $\delta_{LH}, \delta_{LV}, \delta_{RH}, \delta_{RV}$ 为左、右端轴承座与基础之间的横向和垂向松动间隙; F_{xL}, F_{yL} 为左端轴承的支承反力; F_{xR}, F_{yR} 为右端轴承的支承反力; P_T, P_N 为碰摩力在切向和法向的分量。

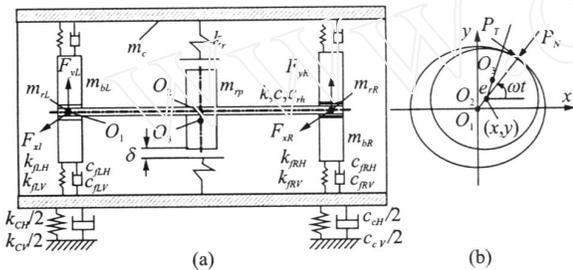


图1 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-松动-碰摩耦合故障动力学模型

由牛顿第二定律,可以得到系统运动微分方程:

$$\begin{aligned}
 m_{rp}\ddot{x}_{rp} + k(x_r - x_{rR}) + k(x_r - x_{rL}) + c\dot{x}_r &= P_x + m_{rp}e\omega^2\cos\omega t \\
 m_{rp}\ddot{y}_{rp} + k(y_r - y_{rR}) + k(y_r - y_{rL}) + c\dot{y}_r &= P_y + m_{rp}e\omega^2\sin\omega t - m_{rp}g \\
 m_{bR}\ddot{x}_{bR} + k_{fRH}(x_{bR} - x_c) + c_{fRH}(\dot{x}_{bR} - \dot{x}_c) + F_{xbR} &= 0 \\
 m_{bR}\ddot{y}_{bR} + k_{fRH}(y_{bR} - y_c) + c_{fRH}(\dot{y}_{bR} - \dot{y}_c) + F_{ybR} &= -m_{bR}g \\
 m_{bL}\ddot{x}_{bL} + k_{fLH}(x_{bL} - x_c) + c_{fLH}(\dot{x}_{bL} - \dot{x}_c) + F_{xbL} &= 0 \\
 m_{bL}\ddot{y}_{bL} + k_{fLH}(y_{bL} - y_c) + c_{fLH}(\dot{y}_{bL} - \dot{y}_c) + F_{ybL} &= -m_{bL}g \\
 m_{rR}\ddot{x}_{rR} + k(x_{rR} - x_r) + c_{rb}\dot{x}_{rR} - F_{xbR} &= 0 \\
 m_{rR}\ddot{y}_{rR} + k(y_{rR} - y_r) + c_{rb}\dot{y}_{rR} - F_{ybR} &= -m_{rR}g \\
 m_{rL}\ddot{x}_{rL} + k(x_{rL} - x_r) + c_{rb}\dot{x}_{rL} - F_{xbL} &= 0 \\
 m_{rL}\ddot{y}_{rL} + k(y_{rL} - y_r) + c_{rb}\dot{y}_{rL} - F_{ybL} &= -m_{rL}g \\
 m_c\ddot{x}_c + k_{cH}x_c + c_{cH}\dot{x}_c + k_{fRH}(x_c - x_{bR}) + k_{fLH}(x_c - x_{bL}) + c_{fRH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bR}) + c_{fLH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bL}) &= -P_x \\
 m_c\ddot{y}_c + k_{cH}y_c + c_{cH}\dot{y}_c + k_{fRH}(y_c - y_{bR}) + k_{fLH}(y_c - y_{bL}) + c_{fRH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bR}) + c_{fLH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bL}) &= -P_y - m_c g
 \end{aligned}$$

(1) 碰摩力模型 (如图1(b))

设 r 为转子圆盘与机匣间的径向相对位移, 表

达式为: $r = \sqrt{(x_{rp} - x_c)^2 + (y_{rp} - y_c)^2}$, 当 $r < \delta$ 时, 不

发生碰摩, 即: $P_x = P_y = 0$ 。当 $r \geq \delta$ 时, 发生碰摩, 假设摩擦符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_N = k_r(r - \delta) \\ P_T = fP_N \end{cases} \quad (1)$$

式中 k_r 为定子径向刚度, f 为摩擦系数。将碰摩力分解在 x 和 y 轴, 可以得到

$$\begin{cases} P_x = k_r(1 - \delta/r)[- (x_{rp} - x_c) + f(y_{rp} - y_c)] \\ P_y = k_r(1 - \delta/r)[- (y_{rp} - y_c) - f(x_{rp} - x_c)] \end{cases} \quad (2)$$

(2) 轴承力模型

滚动轴承由内圈、外圈、滚动体及保持架组成, 外圈通过滚动体对内圈的作用力是由于它们的弹性变形产生的弹性力。本文所研究的滚动轴承设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在旋转的轴上。滚动轴承旋转时, 会出现这样一种振动类型: 滚珠的载荷是轴承圈角位移的函数, 同时轴承的总刚度连续变化, 由于受变化的轴承的柔顺性的影响, 就会产生所谓的 VC (varying compliance) 振动现象。

图2为滚动轴承模型示意图, 转子不平衡激励将使滚动轴承产生强迫振动, 其振动频率为转子的旋转频率。同时, 滚动轴承也将产生由于轴承总刚度连续周期变化而形成的 VC 振动, 该振动为参数激励, 其振动的原因来自轴承总体刚度的周期变化。

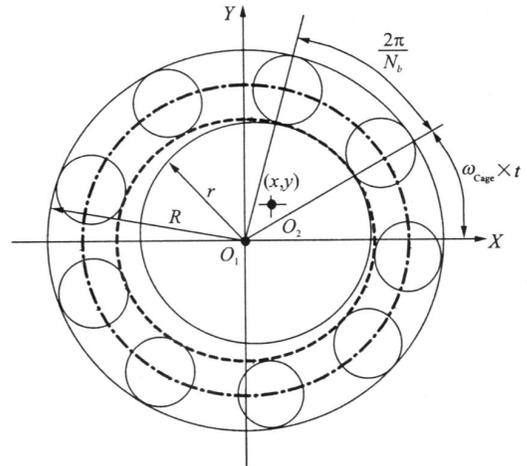


图2 滚动轴承模型示意图

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

$$V_{Out} = \omega_{Outer}R, V_{In} = \omega_{Inner}r \quad (3)$$

则保持架(即滚珠中心)线速度为

$$V_{Cage} = \frac{(V_{Out} + V_{In})}{2}$$

由于外圈固定,因此有 $V_{Out}=0$,则

$$V_{Cage} = \frac{V_{In}}{2} = \frac{\omega_{Inner}r}{2} \quad (4)$$

所以,保持架的角速度为

$$\omega_{Cage} = \frac{V_{Cage}}{(R+r)/2} = \frac{\omega_{Inner}r}{(R+r)} \quad (5)$$

由于内圈固定在轴上,故有 $\omega_{Inner}=\omega_{Rotor}$,所以,设轴承的滚珠个数为 N_b ,则 VC 频率即为滚珠通过频率,有

$$\omega_{VC} = \omega_{Cage}N_b = \omega_{Rotor} \cdot \left(\frac{r}{R+r} \cdot N_b\right) = \omega_{Rotor} \cdot BN \quad (6)$$

设第 j 个滚珠处的角位置为 θ_j ,有 $\theta_j = \omega_{Cage}t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$, $j=1,2,\dots,N_b$,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

$$\delta_j = x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0 \quad (7)$$

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

$$f_j = C_b[\delta_j]^{\frac{3}{2}} = C_b(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} H(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0) \quad (8)$$

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

$$\begin{cases} f_{jx} = C_b(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)\cos\theta_j \\ f_{jy} = C_b(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)\sin\theta_j \end{cases} \quad (9)$$

所以,滚动轴承所产生的轴承力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)\cos\theta_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - r_0)\sin\theta_j \end{cases} \quad (10)$$

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力:

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 $F_{xbL} = F_x$, $F_{ybL} = F_y$ 。

(3) 松动建模

为了对松动故障建模,考虑轴承座和机匣之间的等效刚度和等效阻尼 $k_{fLH}, k_{fLV}, k_{fRH}, k_{fRV}$ 和 $c_{fLH}, c_{fLV}, c_{fRH}, c_{fRV}$, 应该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 $\delta_{LH}, \delta_{RH}, \delta_{LV}, \delta_{RV}$ 。以 k_{fLH} 和 c_{fLH} 的计算为例,其它可以类推,在此从略。

$$k_{fLH} = \begin{cases} c_{fLH1}(x_{bL} - x_c > \delta_{LH}) \\ 0 (0 \leq x_{bL} - x_c \leq \delta_{LH}), \\ c_{fLH2} (x_{bL} - x_c < 0) \end{cases} \quad (11)$$

$$c_{fLH} = \begin{cases} k_{fLH1}(x_{bL} - x_c > \delta_{LH}) \\ 0 (0 \leq x_{bL} - x_c \leq \delta_{LH}) \\ k_{fLH2} (x_{bL} - x_c < 0) \end{cases}$$

(4) 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下: $m_{rR} = m_{rL} = 4.0 \text{ kg}$, $m_{rp} = 32.1 \text{ kg}$, $c_{cb} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $e = 0.01 \text{ mm}$, $m_c = 50 \text{ kg}$, $m_{bL} = m_{bR} = 20 \text{ kg}$, $k_{fLH1} = k_{fLV1} = k_{fRH1} = k_{fLV1} = 2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$, $k_{fLH2} = k_{fLV2} = k_{fRH2} = k_{fLV2} = 7.5 \times 10^6 \text{ N/m}$, $c_{fLH1} = c_{fLV1} = c_{fRH1} = c_{fLV1} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{fLH2} = c_{fLV2} = c_{fRH2} = c_{fLV2} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_{cH} = k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}$, $c_{cH} = c_{cV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $\delta_{LH} = \delta_{RH} = \delta_{RV} = 0$, $\delta_{LV} = 0.8 \text{ mm}$, $k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\delta = 0.022 \text{ mm}$, 摩擦系数 $f = 0.1$ 。

滚动轴承选取文献[7]的 JIS6306 滚动轴承,其参数见表 1 所示。

表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

外圈半径	内圈半径	滚珠个数	接触刚度	轴承间隙	BN
R/mm	r/mm	N_b	$C_b/(\text{N} \cdot \text{m}^{3/2})$	$r_0/\mu\text{m}$	
63.9	40.1	8	13.34×10^9	5	3.08

由于系统具有很强的非线性,本文对微分方程组的求解采用 RKF(Runge-Kutta-Felhberg) 格式的变步长龙格-库塔法进行数值积分来获取转子响应[8]。对所获取的响应再进行插值得到等时间间隔的时间序列,最后对插值得到的非线性时间序列进行分析。

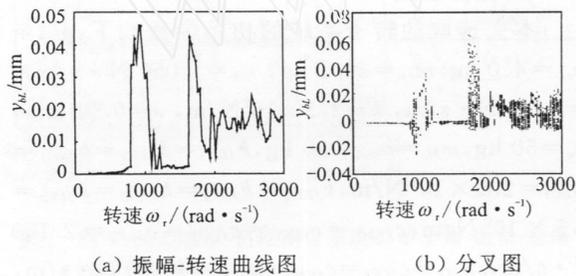
2 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-松动耦合故障动力学行为分析

为了充分了解转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-松动-碰摩耦合故障动力学行为,需要研究

系统各参数变化时系统所表现出的动力学行为。非线性系统的周期解有很多方法,但数值方法仍然是研究系统拟周期和混沌现象的最有效工具。

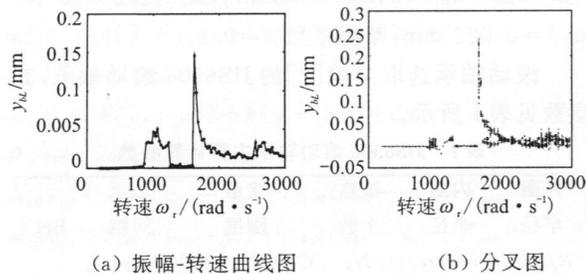
2.1 转速对系统响应的影响

图3和图4分别为松动转子在不碰摩和碰摩时,松动端轴承座 y 向响应的振幅-转速曲线图和分叉图。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,获取响应的最大值和最小值,然后用最大值与最小值的差除以2便得到响应的振幅,再用转速和响应振幅分别作为 x 轴和 y 轴,得到的曲线图。



(a) 振幅-转速曲线图 (b) 分叉图

图3 无碰摩时松动端轴承座垂直响应



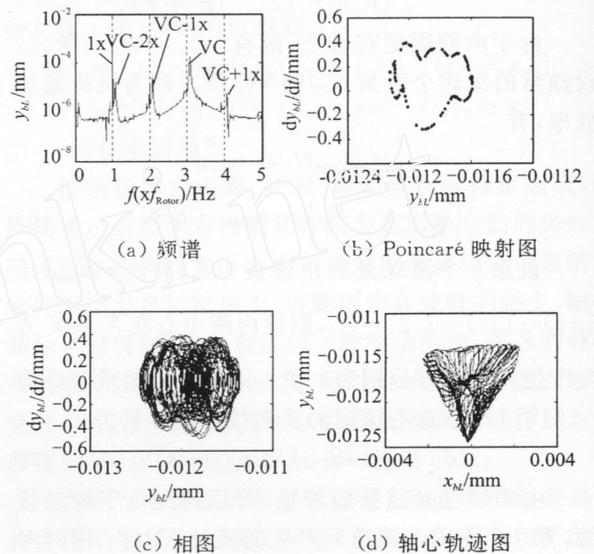
(a) 振幅-转速曲线图 (b) 分叉图

图4 碰摩时松动端轴承座垂直响应

从图3可以明显看出,松动转子存在3个主要共振区,即共振区1[816 rad/s, 1 040 rad/s]、共振区2[1 656 rad/s, 1 800 rad/s]和共振区3[2 000 rad/s, 3 000 rad/s]。

同时,从图3可以看出,在速度区间[200 rad/s, 816 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为转速为200 rad/s时,左端轴承座垂直响应的频谱、Poincaré截面图、相图及轴心轨迹图。从图5(a)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频率和旋转频率不可公约,因此其运动表现

为拟周期运动;从图5(b)中可以看出Poincaré截面图表现出封闭的曲线;从图5(c)可以看出,若干条互不重复的相轨迹;从图5(d)可以看出轴心轨迹图具有明显的网状结构,这些均表明了系统处于拟周期运动。



(a) 频谱 (b) Poincaré 映射图
(c) 相图 (d) 轴心轨迹图

图5 松动端轴承座垂直响应的频谱、Poincaré 映射图、相图及轴心轨迹图($\omega_r=200$ rad/s)

松动故障最明显的特征是随着旋转速度的增加,当不平衡力克服了轴承座重力时,轴承座将被抬起,从而产生巨大振动,并出现混沌现象。从图3(a), (b)可以看出,当无碰摩时,轴承座在共振区1[816 rad/s, 1 040 rad/s]、共振区2[1 656 rad/s, 1 800 rad/s]和共振区3[2 000 rad/s, 3 000 rad/s]3个速度区间均被抬起并出现了强烈振动,且在3个速度区间内又多次出现振幅跳动现象,系统主要表现为混沌运动,其中也出现了一些周期窗口。

再比较图4,当松动和碰摩同时出现时,仍然具有轴承座被反复抬起的现象,也出现3个明显的共振区,即[900 rad/s, 1 236 rad/s]、[1 628 rad/s, 2 000 rad/s]及[2 500 rad/s, 3 000 rad/s],在其间也多次出现振幅跳动现象,但次数明显比无碰摩时少。需要注意的是,在第一和第三共振区中,碰摩的影响较小,但在第二个共振区中,当轴承座第二次被抬起时,其振幅为0.145 8 mm,而无碰摩时仅为0.042 3 mm,显然,当出现松动与碰摩故障耦合时,将在第二个共振区产生更为强烈的振动。

图6和图7分别为900 rad/s时,无碰摩和有碰摩时轴承座响应的频谱和Poincaré图;图8和图9分别为1 656 rad/s时,无碰摩和有碰摩时轴承座响应的频谱和Poincaré图。从频谱图中可以看出,松动故

障产生了大量的分数倍频、倍频以及其组合频率成分,当出现碰摩故障耦合时,这些频率成分仍然存在,只是相对要更加集中些,从图8(a)和图9(a)可以更明显观察到此现象,但是要从频谱上分清松动故障下是否出现了碰摩还比较困难。比较Poincaré截面图可以发现,单一的松动与松动和碰摩耦合故障的吸引子存在较大的区别,因此从系统响应中进行非线性时间序列分析,提取诸如相关维数和李亚谱诺夫指数等非线性特征,可能是识别耦合故障的有效方法。

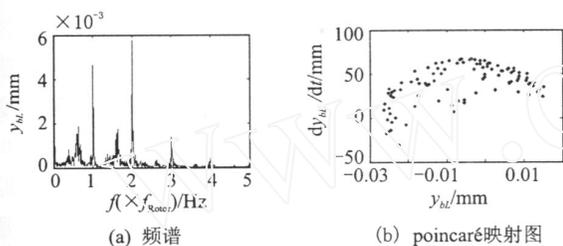


图6 无碰摩时轴承座y向响应($\omega_r=900$ rad/s)

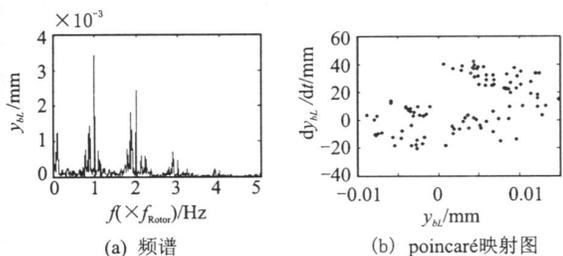


图7 碰摩时轴承座y向响应($\omega_r=900$ rad/s)

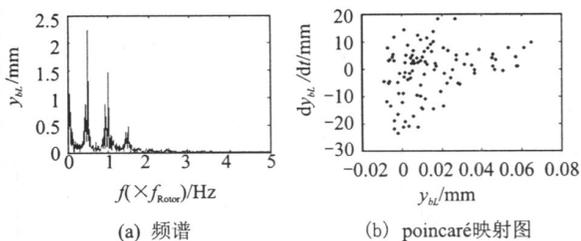


图8 无碰摩时轴承座y向响应($\omega_r=1\ 656$ rad/s)

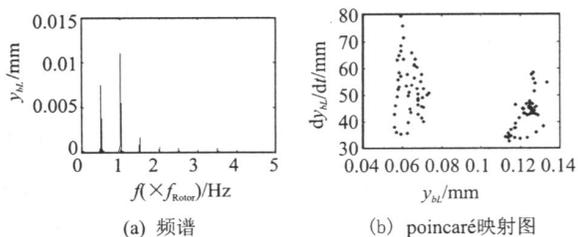


图9 碰摩时轴承座y向响应($\omega_r=1\ 656$ rad/s)

2.2 碰摩刚度对系统响应的影响

图10(a)和10(b)分别为不同碰摩刚度时,轴承座y向响应振幅-转速图和分叉图。

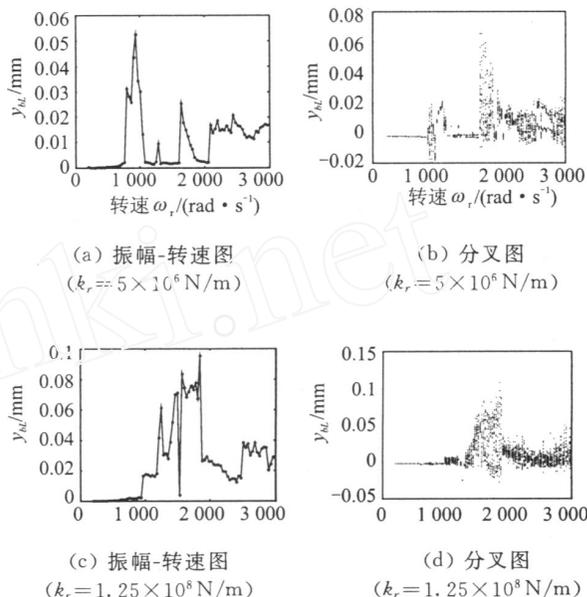


图10 不同碰摩刚度下轴承座y向响应

同时对比图3(a)和图4(a),可以发现,当碰摩刚度较小时(通常认为比转子刚度小一个数量级)时,碰摩对系统的响应影响很小,基本上可以忽略不计,其振幅-转速图与无碰摩时基本一致,可以观察到三个明显的共振区。从图10(c)中可以看出,随着碰摩刚度逐渐增加,轴承座被抬起的转速将增加,而且共振区1和2接近,边界变得模糊。随着碰摩刚度的增加,碰摩与松动故障的耦合效应逐渐加强,使轴承座的振动变得异常剧烈,而且维持的速度区间更宽,对设备的威胁更加严重。

图11为碰摩刚度为 1.25×10^8 N/m,转速为 $1\ 656$ rad/s时,轴承座响应的频谱和Poincaré图。对比图11和图9,可以发现,在很大的碰摩刚度下,响应出现了更多的倍频、分数倍频以及它们的组合频率。系统运动表现出混沌特征。

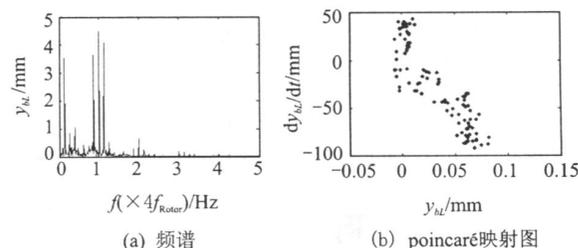
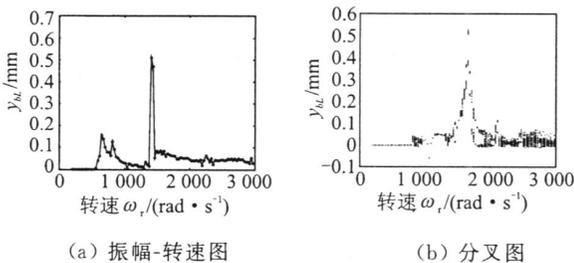


图11 轴承座y向响应($k_r=1.25 \times 10^8$ N/m, $\omega_r=1\ 656$ rad/s)

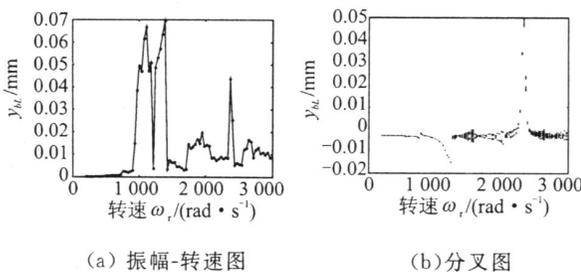
2.3 不平衡量及轴承座质量对系统响应的影响

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12为偏心量为0.02 mm下转子系统的振幅-转速图和分叉图;对比图4,可以发现:在偏心量为0.01 mm时,第一次被抬起的转速为900 rad/s,第二次被抬起的转速为1 628 rad/s;在偏心量为0.02 mm时,第一次被抬起的转速为800 rad/s,第二次被抬起的转速为1 500 rad/s。由此可见,转子不平衡量越大,松动端的轴承座越容易被抬起,并产生更为剧烈振动,比较图12(a)和图4(a),可以发现两次抬起时,轴承座在偏心量为0.02 mm下产生了更大的振动。比较图12(b)和图4(b)可以发现,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。

图13为轴承座质量分别为40 kg时,轴承座垂直响应的振幅-转速图和分叉图;对比图4,可以发现:在轴承座质量为20 kg时,第一次被抬起的转速为900 rad/s,第二次被抬起的转速为1 628 rad/s;在轴承座质量为40 kg时,第一次被抬起的转速为1 100 rad/s,第二次被抬起的转速为1 400 rad/s。同时,可以看出,随着转子轴承座质量增加,响应出现了更多的共振区,第二个和第三个共振区频率均降低了,这主要是由于轴承座质量增加的缘故。比较图13(a)和图4(a)可以发现,第二次抬起时,轴承座质量为40 kg时产生的振动要小得多,而第一次抬起时,振动基本相当。比较图13(b)和图4(b)可以发



(a) 振幅-转速图 (b) 分叉图
图12 松动端轴承座y向响应($e=0.02$ mm)

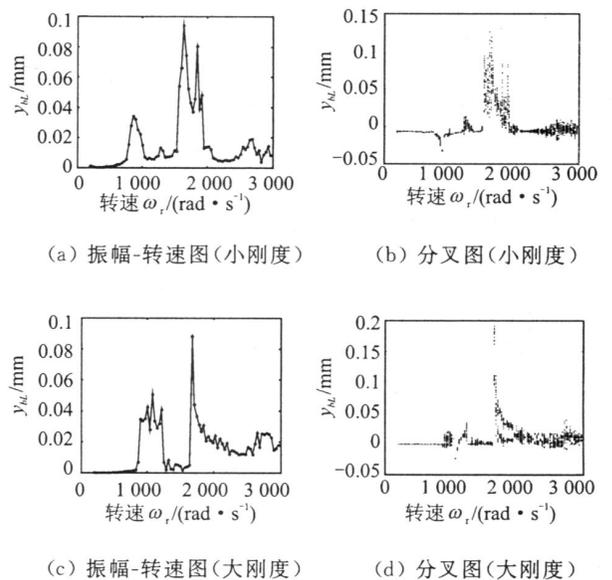


(a) 振幅-转速图 (b) 分叉图
图13 松动端轴承座y向响应($m_{bs}=40$ kg)

现,随轴承座质量增加,系统运动相对稳定,混沌运动明显减少,并出现更多的周期和分频运动。

2.4 支承刚度对系统响应的影响

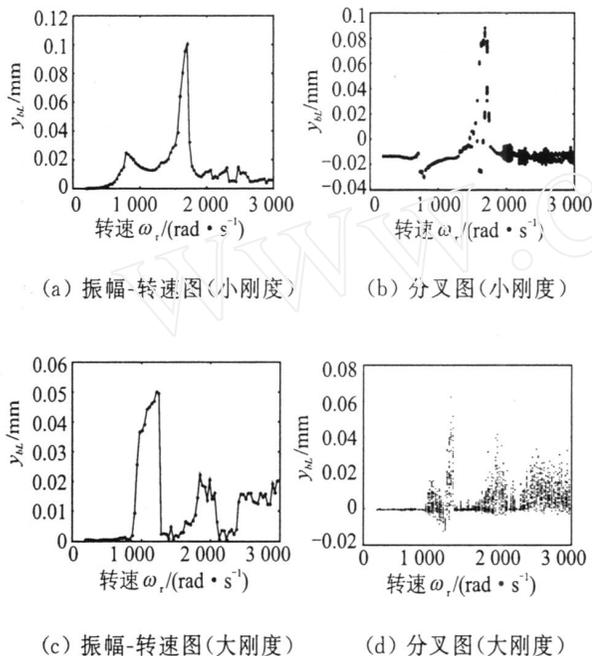
为了研究系统支承对系统响应的影响,本文将系统支承刚度分为机匣-基础刚度和轴承座-机匣刚度来考虑。图14(a)和(b)分别为在其它参数不变的情况下,令 $k_{cH}=k_{cV}=2 \times 10^8$ N/m,即机匣-基础刚度降低一个数量级时,松动端轴承座垂直方向响应的振幅-转速图及分叉图;而图14(c)、(d)分别为将机匣-基础刚度增加一个数量级,即 $k_{cH}=k_{cV}=2 \times 10^{10}$ N/m时松动端轴承座垂直方向响应的振幅-转速图及分叉图。图15(a)、(b)分别为在其他参数不变的情况下,令 $k_{fLH1}=k_{fLV1}=k_{fRH1}=k_{fRV1}=2.5 \times 10^7$ N/m, $k_{fLH2}=k_{fLV2}=k_{fRH2}=k_{fRV2}=7.5 \times 10^5$ N/m,即与初始参数相比,轴承座-机匣刚度降低了一个数量级时,松动端轴承座垂直方向响应的振幅-转速图及分叉图。图15(b)为 $k_{fLH1}=k_{fLV1}=k_{fRH1}=k_{fRV1}=2.5 \times 10^9$ N/m, $k_{fLH2}=k_{fLV2}=k_{fRH2}=k_{fRV2}=7.5 \times 10^7$ N/m,即与初始参数相比,轴承座-机匣刚度升高了一个数量级时,松动端轴承座垂直方向响应的振幅-转速图及分叉图。



(a) 振幅-转速图(小刚度) (b) 分叉图(小刚度)
(c) 振幅-转速图(大刚度) (d) 分叉图(大刚度)
图14 不同机匣-基础刚度下的轴承座y向响应

对比图14、15和图4,可以发现:机匣-基础刚度和轴承座-机匣刚度较低时,系统在共振区1的响应振幅明显降低了,如图14(a)和图15(a)所示;系统运动的混沌区域也明显变窄,如图14(b)和图15(b)所示;但是在共振区2和3的振动不能得到降低,如图14(a)和图15(a)所示;然而增加轴承座-机匣刚度,

可以有效降低在共振区 2 和 3 的振动,如图 15(c)所示。对比图 14(c)和(d)与图 4(a)和(b),可以发现,当机匣-基础刚度比转子刚度大两个数量级以上时,机匣的影响可以忽略。由此可见,合理设计支承刚度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,增加了系统的运动稳定性,具有重要作用。



(a) 振幅-转速图(小刚度)

(b) 分叉图(小刚度)

(c) 振幅-转速图(大刚度)

(d) 分叉图(大刚度)

图 15 不同轴承座-机匣刚度下的轴承座 y 向响应

3 结 论

(1)建立了转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型,在滚动轴承模型中,充分考虑了由于滚动轴承的支撑刚度变化而产生的 VC 振动,赫兹非线性接触力以及轴承间隙;在转子轴承系统故障中充分考虑了转子不平衡、轴承座与机匣间的连接松动故障和转子与机匣碰摩故障的耦合。并通过变步长龙格库塔法进行了数值仿真计算;

(2)研究了转子轴承系统在低转速下系统所出现的旋转频率和 VC 振动频率以及它们的组合频率所产生的拟周期运动;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,以及响应频谱中出现了大量的分数倍频、倍频及它们的组合频率成分;

(3)研究了在松动与碰摩故障同时存在时,系统响应的特征,发现了碰摩故障将导致频谱成分相对集中,混沌吸引子也存在较大差别;同时发现碰摩的存在将使松动端轴承座的振动更加剧烈。

(4)随着碰摩刚度逐渐增加,轴承座被抬起的转速将增加,而且两个区分明显的振动区间边界变得模糊。碰摩刚度的增加也使碰摩与松动故障的耦合效应也加强,使轴承座的振动变得异常剧烈,而且维持的速度区间更宽,对设备的威胁更加严重。

(5)较大的不平衡量和较小的轴承座质量将更早激发起系统的强烈振动和混沌运动。合理设计支承刚度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] 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,2004:103—112.
- [2] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalance rotor bearing stator systems with looseness or rubs. Chaos [J]. Solitons and Fractals, 1995, 5 (9):1 683—1 704.
- [3] 刘元峰,赵玫,朱厚军.转子有碰摩和支座松动故障时的混沌特性研究[J].振动与冲击,2002, 21(4):36—38.
- [4] 罗跃纲,李振平,刘长利,等.转子系统松动与碰摩耦合故障非线性特性研究[J].中国机械工程,2003, 14 (14):1 224—1 226.
- [5] 李振平,罗跃纲,姚红良,等.具有裂纹—碰摩耦合故障转子—轴承系统的动力学研究[J].应用力学学报, 2003,20(3):136—140.
- [6] 袁惠群,闻邦椿,王德友,等.滚动轴承-转子-定子系统的碰摩故障分析[J].东北大学学报(自然科学版), 2003, 24(3):244—247.
- [7] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation)[J]. Bulletin of the JSME 28, 1985: 899—904.
- [8] 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,2004:149—151.

Rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model including rubbing coupling faults

CHEN Guo

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

Abstract: In this paper, a new rotor-ball bearing-stator coupling model is established. In the model, the rotor mass unbalance, looseness of bearing house and rubbing faults are included, and the nonlinear factors of ball bearing are modeled such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contact force between balls and races, and the varying compliance vibration because of periodical variety of contact position between balls and races. The numerical integral is employed to obtain system responses, and the vibration amplitude-rotating speed curve, bifurcation plot, phase plane plot, frequency spectrum and Poincaré map are used to carry out the analysis of bifurcation and chaos motion, and the effects of rotating speed, rubbing stiffness, bearing house mass, rotor eccentricity, bearing house-stator stiffness and stator-foundation stiffness on dynamic responses are analyzed, and the nonlinear dynamic response characteristics of rotor-ball bearing-stator coupling system under unbalance-looseness—rubbing coupling faults are obtained.

Key words: rotor-ball bearing-stator; unbalance-looseness of bearing house-rubbing; coupling system; coupling fault

作者简介: 陈果(1972—),男,副教授。电话:(025)84891850,13851875041;E-mail: cgzyx@263.net