

文章编号: 1000-8055(2009)06-1284-08

航空发动机双转子-滚动轴承-机匣 耦合系统动力学分析

周海仑, 陈 果

(南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘 要: 以双转子航空发动机为研究对象,建立了航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型。在模型中,考虑了低压转子与高压转子的中介轴承、高压转子与机匣的碰摩、以及滚动轴承外圈与轴承座之间的弹性支承和挤压油膜阻尼等耦合作用。在滚动轴承模型中,考虑了滚动轴承间隙、非线性赫兹接触力以及变柔性 VC(Varying compliance) 振动等。最后,运用数值积分方法获取了系统响应,对双转子系统响应进行动力学分析与验证。

关 键 词: 航空发动机; 双转子-滚动轴承-机匣耦合系统; 耦合动力学; 碰摩

中图分类号: V213.96

文献标识码: A

Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine

ZHOU Hai-lun, CHEN Guo

(Civil Aviation College,

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

Abstract: The aero-engine with dual rotor was researched as an object, and a dual rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model was established. In the model, the coupling effect of inter-rotor bearing between the low pressure rotor and high pressure rotor, or between the outer race of ball bearing and bearing housing, and between the flexible support and squeeze film damper, or the rub-impact between high pressure rotor and stator were considered. In the model of ball bearings, the clearance of bearing, the nonlinear Hertzian contact force between balls and races and the varying compliance vibration were considered. Then the numerical integral method was used to obtain the system's responses. Finally, the dynamic response analysis and verification of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine were carried out.

Key words: aero-engine; dual rotor-ball bearings-stator coupling system;
coupling dynamics; rubbing

符号说明

m_{p1}, m_{p2}

高、低压转子在转盘处的等效质量

k_1, C_1, C_{rb1}

高压转轴刚度、高压转子在圆盘处

k_2, C_2, C_{rb2}

的阻尼、高压转子在轴承处的阻尼

低压转轴刚度、低压转子在圆盘处

收稿日期: 2008-06-19; **修订日期:** 2008-11-02

基金项目: 国家自然科学基金(50705042); 航空科学基金(2007ZB52022)

作者简介: 周海仑(1983-), 男, 山东泰安人, 博士生, 主要从事转子动力学、智能诊断与专家系统研究。

E-mail: hlzhou@nuaa.edu.cn

P_x, P_y	的阻尼、低压转子在轴承处的阻尼
e_1, e_2	高压转子在 x, y 方向的碰摩力
ω, ω	高、低压转子在圆盘处的质量偏心
m_{bL1}, m_{bR1}	高、低压转子的转速
m_{bL2}, m_{bR2}	高压转子左右轴承支座质量
k_{tLH1}, k_{tRH1}	低压转子左右轴承支座质量
C_{tLH1}, C_{tRH1}	机匣与左右端轴承支座之间的支承刚度
k_{tLH1}, k_{tRH1}	机匣与左右端轴承支座之间的支承阻尼
C_{tLH1}, C_{tRH1}	左右轴承外圈与左右端轴承支座之间的支承刚度
m_{tL1}, m_{tR1}	左右轴承外圈与左右端轴承支座之间的挤油膜阻尼
F_{xbL1}, F_{ybL1}	转子在左右两端轴承处的等效质量
F_{xbR1}, F_{ybR1}	左端支撑轴承的支承反力
F_{xbL2}, F_{ybL2}	右端支撑轴承的支承反力
F_{xbR2}, F_{ybR2}	左端中介轴承的支承反力
m_{wL1}, m_{wR1}	右端中介轴承的支承反力
m_c, k_{cH}, C_{cH}	高压转子左右滚动轴承外圈质量
O_1, O_2, O_3	机匣(定子)质量,机匣与基础之间的支承刚度、支承阻尼
P_T, P_N	高压转子轴承几何中心、高压转子几何中心、高压转子质心
	碰摩力在切向和法向的分量

目前,双转子结构已被大量航空燃气涡轮发动机采用,高低压转子之间通过滚动轴承联结,构成航空发动机双转子-滚动轴承系统.国内外学者在双转子系统的振动特性方面做了许多的研究,文献[1-2]建立双转子-轴承系统的有限元模型,求解出其固有频率和临界速度图,并且估算轴承刚度;文献[3-4]采用传递矩阵法计算双转子系统的临界转速和振型,其中轴承被简化为弹簧和阻尼.然而,以上研究均未涉及到碰摩问题,人们对双转子系统碰摩问题的研究相对较少,文献[5]把双转子系统简化为质点系来描述双转子的振动特性,研究了双转子发动机的碰摩振动特性.其中轴承被简化为弹簧和阻尼,并没有对中介轴承进行详细的建模.本文针对实际航空发动机的双转子-轴承系统,建立了双转子-滚动轴承-机匣动力学模型,在模型中,一方面充分考虑了低压转子与高压转子通过中介轴承的耦合作用,另一方面也考

虑了高压转子与机匣的碰摩故障的耦合作用,而且还考虑了滚动轴承外圈与轴承座之间的弹性支承和挤油膜阻尼等.在滚动轴承模型中,充分考虑了滚动轴承间隙、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 VC (Varying compliance) 振动等.最后,运用数值积分方法获取了系统响应,进行动力学分析.

1 含碰摩故障的双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

图 1 为双转子-滚动轴承-机匣系统故障耦合动力学模型,高压转子两端由 2 个相同的滚动轴承支承,低压转子通过中介轴承与高压转子耦合在一起.本文仅考虑高压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,可能将激发起高压转子产生很大的横向弯曲振动,当振动超过高压转子与机匣的间隙,则转静碰摩故障将产生.

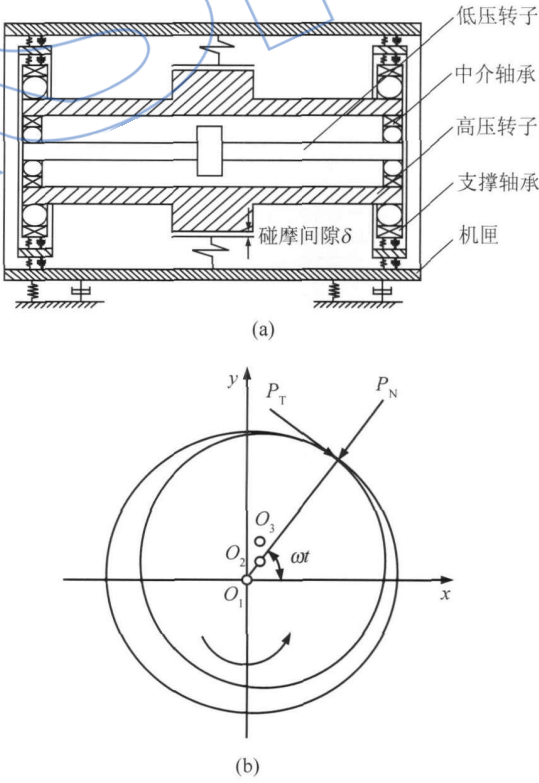


图 1 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统的碰摩故障动力学模型示意图

Fig. 1 Rubbing dynamic of dual rotor-ball bearings-stator coupling system

由牛顿第二定律,可以得到系统运动微分方程

$$\begin{cases}
 m_{tp1} \ddot{x}_{tp1} + k_1 (x_{tp1} - x_{r1}) + k_1 (x_{tp1} - x_{rl1}) + c_1 \dot{x}_{tp1} = P_x + m_{tp1} e_1 \omega^2 \cos \omega t \\
 m_{tp1} \ddot{y}_{tp1} + k_1 (y_{tp1} - y_{r1}) + k_1 (y_{tp1} - y_{rl1}) + c_1 \dot{y}_{tp1} = P_y + m_{tp1} e_1 \omega^2 \sin \omega t - m_{tp1} g \\
 m_{br1} \ddot{x}_{br1} + k_{fRH1} (x_{br1} - x_c) + c_{fRH1} (\dot{x}_{br1} - \dot{x}_c) + k_{tRH1} (x_{br1} - x_{wr1}) + c_{tRH1} (\dot{x}_{br1} - \dot{x}_{wr1}) = 0 \\
 m_{br1} \ddot{y}_{br1} + k_{fRH1} (y_{br1} - y_c) + c_{fRH1} (\dot{y}_{br1} - \dot{y}_c) + k_{tRH1} (y_{br1} - y_{wr1}) + c_{tRH1} (\dot{y}_{br1} - \dot{y}_{wr1}) = - m_{br1} g \\
 m_{bl1} \ddot{x}_{bl1} + k_{fLH1} (x_{bl1} - x_c) + c_{fLH1} (\dot{x}_{bl1} - \dot{x}_c) + k_{tLH1} (x_{bl1} - x_{wl1}) + c_{tLH1} (\dot{x}_{bl1} - \dot{x}_{wl1}) = 0 \\
 m_{bl1} \ddot{y}_{bl1} + k_{fLH1} (y_{bl1} - y_c) + c_{fLH1} (\dot{y}_{bl1} - \dot{y}_c) + k_{tLH1} (y_{bl1} - y_{wl1}) + c_{tLH1} (\dot{y}_{bl1} - \dot{y}_{wl1}) = - m_{bl1} g \\
 (m_{r1} + m_{w2}) \ddot{x}_{r1} + k_1 (x_{r1} - x_{tp1}) + c_{rb1} \dot{x}_{r1} - F_{xbR1} + F_{xbR2} = 0 \\
 (m_{r1} + m_{w2}) \ddot{y}_{r1} + k_1 (y_{r1} - y_{tp1}) + c_{rb1} \dot{y}_{r1} - F_{ybR1} + F_{ybR2} = - (m_{r1} + m_{w2}) g \\
 (m_{rl1} + m_{wl2}) \ddot{x}_{rl1} + k_1 (x_{rl1} - x_{tp1}) + c_{rb1} \dot{x}_{rl1} - F_{xbL1} + F_{xbL2} = 0 \\
 (m_{rl1} + m_{wl2}) \ddot{y}_{rl1} + k_1 (y_{rl1} - y_{tp1}) + c_{rb1} \dot{y}_{rl1} - F_{ybL1} + F_{ybL2} = - (m_{rl1} + m_{wl2}) g \\
 m_{wr1} \ddot{x}_{wr1} + k_{tRH1} (x_{wr1} - x_{br1}) + c_{tRH1} (\dot{x}_{wr1} - \dot{x}_{br1}) + F_{xbR1} = 0 \\
 m_{wr1} \ddot{y}_{wr1} + k_{tRH1} (y_{wr1} - y_{br1}) + c_{tRH1} (\dot{y}_{wr1} - \dot{y}_{br1}) + F_{ybR1} = - m_{wr1} g \\
 m_{wl1} \ddot{x}_{wl1} + k_{tLH1} (x_{wl1} - x_{bl1}) + c_{tLH1} (\dot{x}_{wl1} - \dot{x}_{bl1}) + F_{xbL1} = 0 \\
 m_{wl1} \ddot{y}_{wl1} + k_{tLH1} (y_{wl1} - y_{bl1}) + c_{tLH1} (\dot{y}_{wl1} - \dot{y}_{bl1}) + F_{ybL1} = - m_{wl1} g \\
 m_{tp2} \ddot{x}_{tp2} + k_2 (x_{tp2} - x_{r2}) + k_2 (x_{tp2} - x_{rl2}) + c_2 \dot{x}_{tp2} = m_{tp2} e_2 \omega^2 \cos \omega t \\
 m_{tp2} \ddot{y}_{tp2} + k_2 (y_{tp2} - y_{r2}) + k_2 (y_{tp2} - y_{rl2}) + c_2 \dot{y}_{tp2} = m_{tp2} e_2 \omega^2 \sin \omega t - m_{tp2} g \\
 m_{r2} \ddot{x}_{r2} + k_2 (x_{r2} - x_{tp2}) + c_{rb2} \dot{x}_{r2} - F_{xbR2} = 0 \\
 m_{r2} \ddot{y}_{r2} + k_2 (y_{r2} - y_{tp2}) + c_{rb2} \dot{y}_{r2} - F_{ybR2} = - m_{r2} g \\
 m_{rl2} \ddot{x}_{rl2} + k_2 (x_{rl2} - x_{tp2}) + c_{rb2} \dot{x}_{rl2} - F_{xbL2} = 0 \\
 m_{rl2} \ddot{y}_{rl2} + k_2 (y_{rl2} - y_{tp2}) + c_{rb2} \dot{y}_{rl2} - F_{ybL2} = - m_{rl2} g \\
 m_c \ddot{x}_c + k_{cH} x_c + c_{cH} \dot{x}_c + k_{fRH1} (x_c - x_{br1}) + k_{fLH1} (x_c - x_{bl1}) + k_{fLH2} (x_c - x_{bl2}) + \\
 c_{fRH1} (\dot{x}_c - \dot{x}_{br1}) + c_{fLH1} (\dot{x}_c - \dot{x}_{bl1}) + c_{fLH2} (\dot{x}_c - \dot{x}_{bl2}) = - P_x \\
 m_c \ddot{y}_c + k_{cH} y_c + c_{cH} \dot{y}_c + k_{fRH1} (y_c - y_{br1}) + k_{fLH1} (y_c - y_{bl2}) + k_{fLH2} (y_c - y_{bl2}) + \\
 c_{fRH1} (\dot{y}_c - \dot{y}_{br1}) + c_{fLH1} (\dot{y}_c - \dot{y}_{bl1}) + c_{fLH2} (\dot{y}_c - \dot{y}_{bl2}) = - P_y - m_c g
 \end{cases} \quad (1)$$

1.1 碰摩力模型

碰摩力模型如图1(b)所示,设: r 为转子圆盘与机匣的径向相对位移,表达式为: $r = \sqrt{(x_{tp1} - x_c)^2 + (y_{tp1} - y_c)^2}$; δ 为高压转子与机匣间的碰摩间隙.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

$$\begin{cases}
 P_N = k_r \cdot (r - \delta) \\
 P_T = f \cdot P_N
 \end{cases} \quad (2)$$

其中 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

$$\begin{cases}
 P_x = k_r (1 - \delta/r) [- (x_{tp1} - x_c) + f \cdot (y_{tp1} - y_c)] \\
 P_y = k_r (1 - \delta/r) [- (y_{tp1} - y_c) - f \cdot (x_{tp1} - x_c)]
 \end{cases} \quad (3)$$

1.2 滚动轴承模型及轴承支承力

本文首先介绍设定轴承外圈固定在轴承座上,内圈固定在旋转的轴上,如图2所示.参考文献[6],可以得到滚动轴承作用力为

$$\begin{cases}
 F_x = \sum_{j=1}^{N_b} G_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot \\
 \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\
 F_y = \sum_{j=1}^{N_b} G_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot \\
 \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j
 \end{cases} \quad (4)$$

其中 G_b 为赫兹接触刚度,与相互接触的材料和形状有关. $H(\cdot)$ 为亥维塞函数,当函数变量大于0时,函数值为1,否则为0. θ_j 为第 j 个滚珠处的角度位置, $\theta_j = \omega_{cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j-1)$, $j = 1, 2, \dots, N_b$,

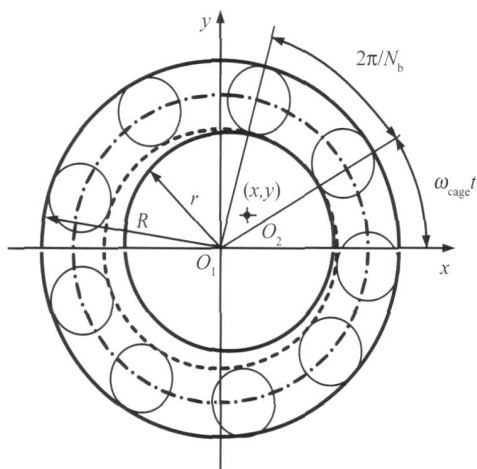


图 2 滚动轴承模型示意图

Fig. 2 Ball bearing model

其中 N_b 为滚珠个数, ω_{cage} 为保持架的旋转速度, 设外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 有 $\omega_{cage} = \frac{\omega \times r}{R + r}$. VC 频率即为滚珠通过频率, 有 $\omega_{VC} = \omega_{cage} \times N_b = \omega \times B_N$, $B_N = N_b \times r / (R + r)$, 为 VC 频率与转速频率的比值; N_b 为滚珠个数.

由此可得航空发动机双转子动力学模型中, 支撑轴承所产生的轴承力

1) 当 $x = x_{rR1} - x_{wR1}$, $y = y_{rR1} - y_{wR1}$, $\omega = \omega$; 则, $F_{xbR1} = F_x$, $F_{ybR1} = F_y$

2) 当 $x = x_{rL1} - x_{wL1}$, $y = y_{rL1} - y_{wL1}$, $\omega = \omega$; 则, $F_{xbL1} = F_x$, $F_{ybL1} = F_y$

中介轴承产生的轴承力(假定高低压转子同向旋转且 $\omega > \omega$)

1) 当 $x = x_{rR2} - x_{rR1}$, $y = y_{rR2} - y_{rR1}$, $\omega = \omega - \omega$; 则, $F_{xbR2} = F_x$, $F_{ybR2} = F_y$

2) 当 $x = x_{rL2} - x_{rL1}$, $y = y_{rL2} - y_{rL1}$, $\omega = \omega - \omega$; 则, $F_{xbL2} = F_x$, $F_{ybL2} = F_y$

1.3 计算参数

参考实际的航空发动机双转子模型^[7], 本文选取双转子系统的初始参数如下:

$m_{\pi 1} = 14.06 \text{ kg}$, $m_{\pi 2} = 20.22 \text{ kg}$, $k_t = 1.0 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_t = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{rb1} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_2 = 2.0 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_2 = 2200 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{rb2} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $m_{bL1} = m_{bR1} = 9 \text{ kg}$, $m_{bL2} = m_{bR2} = 13 \text{ kg}$, $e_1 = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$, $e_2 = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$, $c_{LH1} = c_{RH1} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_{LH1} = k_{RH1} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_{LH1} = c_{RH1} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $m_{rL1} = m_{rR1} = 2.0 \text{ kg}$, $m_{wL1} = m_{wR1} = 2 \text{ kg}$, $m_c = 50 \text{ kg}$, $k_{cH} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}$, $k_{LH1} = k_{RH1} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_{cH} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_r = 3.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\delta = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}$.

滚动轴承选取文献[8]中的 JIS6306 和 SKF6002 滚动轴承分别作为系统的支撑轴承和中介轴承, 其参数见表 1 所示.

表 1 滚动轴承主要计算参数

Table 1 Main parameters of ball bearings

轴承名称	外圈半径 R/mm	内圈半径 r/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 C_b / $10^9 (\text{N/m}^{3/2})$	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	B_N
JIS6306	63.9	40.1	8	13.34	5	3.08
SKF6002	14.13	9.37	9	7.055	2	3.6

2 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合模型的分析与验证

由于系统具有很强的非线性, 本文对微分方程组的求解, 采用定步长四阶龙格-库塔法进行数值积分来获取高低压转子和机匣响应, 并进一步对系统分析和验证.

2.1 滚动轴承 VC 频率的分析

当转速很低时, 不平衡激励比较微弱, 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, 如前所述, $\omega_{VC} = \omega \times B_N$, 则对于支撑轴承

JIS6306 来说, $\omega_{VC_1} = 3.08\omega$, 对于中介轴承 SKF6002 来说, $\omega_{VC_2} = 3.6(\omega - \omega)$. 本文选取高压转子转速为 600 r/min , 低压转子转速为 300 r/min , 即 $\omega = 2\omega$, 则 $\omega_{VC_1} = 3.08 \times 2\omega$, $\omega_{VC_2} = 3.6\omega$.

通过仿真计算可得在机匣上的 VC 振动频率. 在机匣上得到的频率响应如图 3 所示, 其中横坐标 N 表示系统响应频率与低压转子激励频率 ω_2 的比值. 从图中, 我们可以明显地看到支撑轴承和中介轴承的振动频率 VC_1 和 VC_2 . 但是, 在图 3 中, $2VC_2$ 相对不明显, 可能是由于中介轴承的 VC 振动要通过高压转子才能传到机匣上, 振

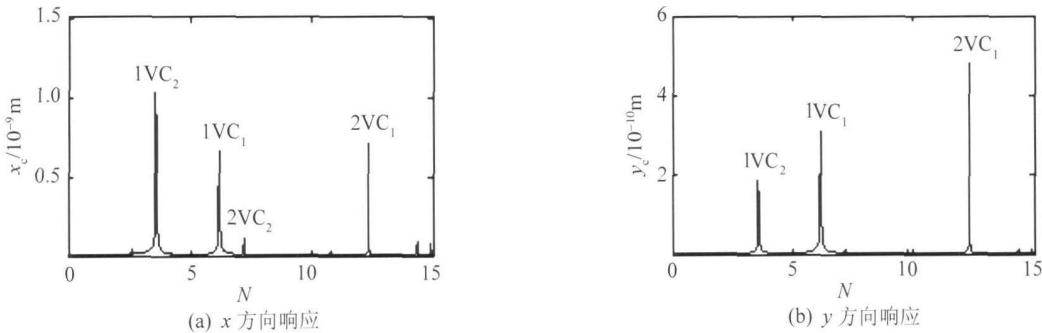


图 3 机匣上得到的 VC 响应
Fig. 3 Response of VC on the case

动响应在机匣上的表现相对较弱. Fukata^[8]的研究也表明,当转子转速远离临界转速时,滚动轴承将表现出滚珠的转动频率(即 VC 振动频率),显然,本文计算结果与此吻合.

2.2 双转子系统拍振响应的分析

在双转子航空发动机中,由于转子系统制造、安装误差或运行过程中热变形等因素,使得高压转子和低压转子不可避免地存在不平衡量.因此,航空发动机双转子系统将受到两个激振源的作用,当两个激振源的频率很接近时,系统将会出现

拍振现象.

图 4 为不同高低压转子转速比情况下的机匣响应,从图中,我们可以看到,当高低压转子转速比小于等于 1.2 且大于 1 时,有比较明显的拍振现象.我们从图中也可以看到,当转速比为 1 时,并没有出现拍振现象,与理论推导一致^[9].当高低压转子的转速比大于 1.2 时,拍振现象逐渐减弱.在工程中,当两个振源的频率值相互接近到 20 % 的时候,结构系统将发生拍振现象^[10],本文显然得出了一致的结论.

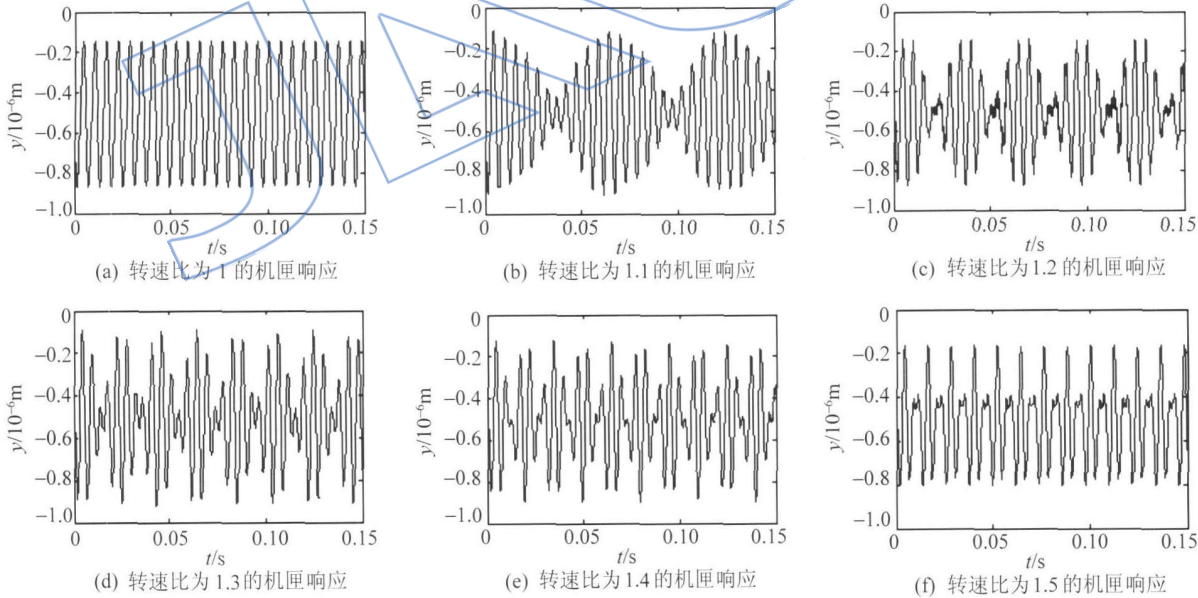


图 4 高低压转子不同转速比时的机匣响应

Fig. 4 Case response with different speed ratio between high pressure rotor and low pressure rotor

3 含碰摩故障的航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统的动力学分析

随着对航空发动机高转速、高效率的要求,转

静间隙越来越小,导致了转子和静子间的摩擦事故经常发生,目前转静碰摩故障已经成为了航空发动机设计、制造和使用过程中的拦路虎.因此,针对真实航空发动机进行动力学建模,分析航空发动机转静碰摩故障机理,提取故障特征,对碰摩故障诊断具有重要意义.

3.1 含碰摩故障的双转子系统组合频率响应分析

本文通过仿真计算得到双转子系统在不碰摩和碰摩状态下 ($k_r = 3.5 \times 10^7 \text{ N/m}$), 在不同转速比时机匣处响应的三维瀑布图, 如图 5 所示。

从图 5 中可以看出, 双转子系统在不发生碰摩的情况下, 主要表现为高低压转子的激励频率 N_1 和 N_2 ; 在发生碰摩的情况下, 在不同的转速比时, 响应频率有所不同, 但是它们都含有高低压

转子的激励频率及某一种或几种倍频及其组合频率的成分, 如 $2N_1 - N_2, 2N_2 - N_1, 2N_1, 2N_2, N_1 - N_2$ 和 $N_1 + N_2$ 等。与文献[5]实测航空发动机三维瀑布图达到了定性的一致性。另外, 由于系统的非线性, 系统响应中还含有 N_1 和 N_2 的分频及其组合。为了更清楚表示组合频率及其分频, 本文仿真得到高压转子转速为 10000 r/min , 不同转速比下频谱图, 如图 6 所示。

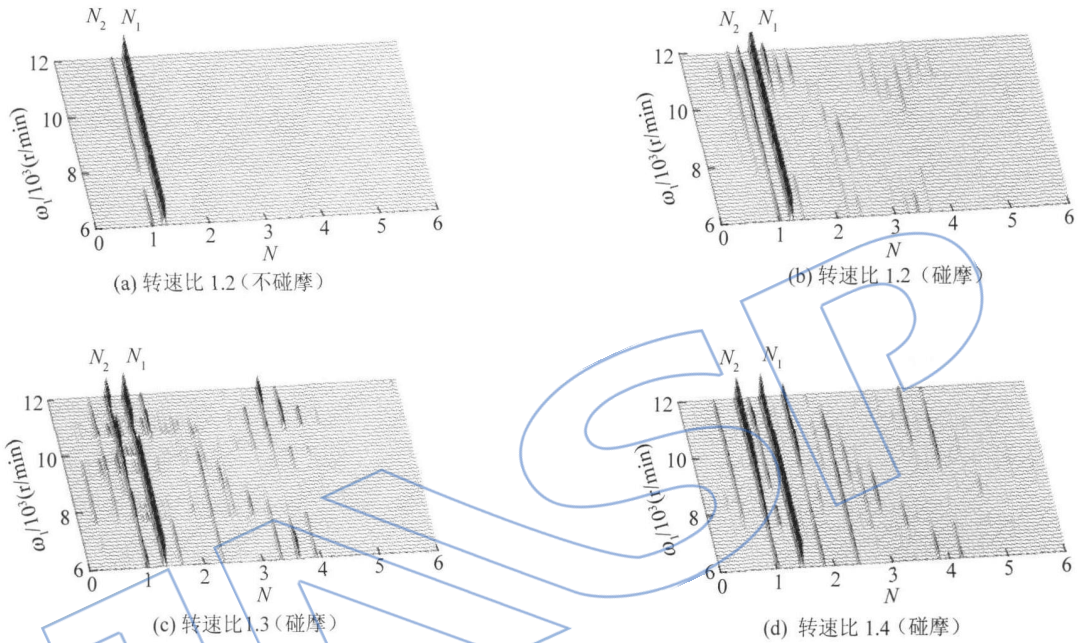


图 5 双转子系统机匣响应的三维瀑布图(不同转速比)
Fig. 5 Three-dimensionel waterfall of the dual rotor system response

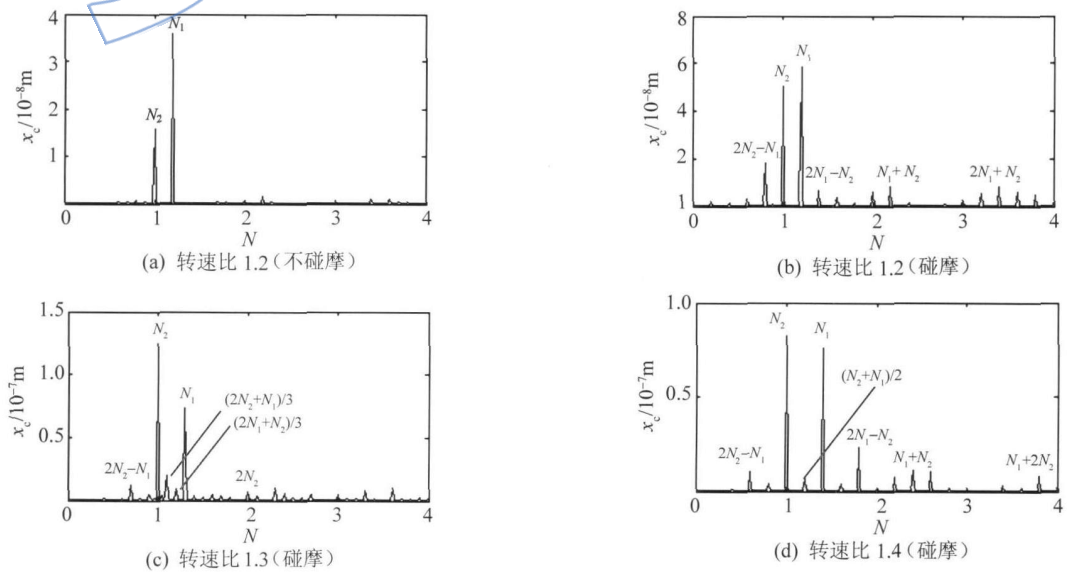


图 6 机匣响应频谱图
Fig. 6 Spectrogram of the case response

在图 6(a) 中,主要表现为高低压转子的激励频率 $N_1 = 1.2$, $N_2 = 1$;在图 6(b), (c), (d) 中,除了含有高低压转子的激励频率外,还含有他们的倍频、组合频率及其分频。

在图 6(b) 中,主要表现为

$$N_1 = 1.2, N_2 = 1,$$

$$2N_2 - N_1 = 0.8, 2N_1 - N_2 = 1.4$$

在图 6(c) 中,主要表现为

$$N_1 = 1.3, N_2 = 1, 2N_2 - N_1 = 0.7, 2N_2 = 2,$$

$$(2N_2 + N_1)/3 = 1.1, (2N_1 + N_2)/3 = 1.2$$

在图 6(d) 中,主要表现为

$$N_1 = 1.4, N_2 = 1, 2N_2 - N_1 = 0.6,$$

$$(N_2 + N_1)/2 = 1.2, 2N_1 - N_2 = 1.8,$$

$$N_2 + N_1 = 2.4, N_1 + 2N_2 = 3.8$$

从图 5 和图 6 可以看出,在不碰摩状态下,系统主要表现为两个激励频率 N_1 和 N_2 . 而碰摩故障将引起大量的倍频、组合频率及其分频. 因此,可以得出,两个激励频率的倍频、组合频率及其分频可以作为发动机碰摩故障诊断的特征频率。

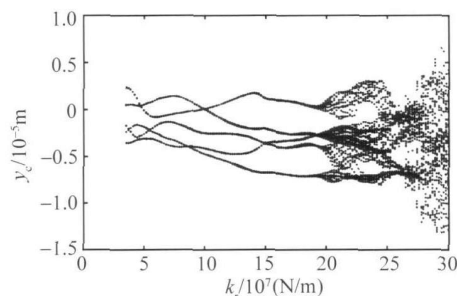
3.2 含碰摩故障的双转子系统非线性动力学分析

由于系统具有较强的非线性,本文将通过分岔图和 Poincaré 映射图进行分析。

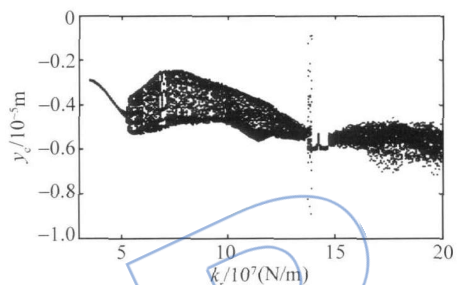
双转子系统受到高低压转子的激励,当高低压转子进行周期运动,若两个激励频率之比只考虑一位小数,并且小数位为 2, 4, 6, 8 时(如 1.2, 1.4 等),在分岔图上将表现为 5 条曲线(如图 7(a)),在 Poincaré 映射图上表现为 5 个点;当小数位为 0 时(如 1.0, 2.0 等),在分岔图上将表现为 1 条曲线(如图 7(b)),在 Poincaré 映射图上表现为 1 个点. 本文选取两个激励频率比分别为 1.2 和 2.0 时的分岔图,并结合 Poincaré 映射图来分析系统从周期运动到混沌的过程。

图 7(a) 为高压转子转速 $\omega_1 = 12000$ r/min, $\omega_2 = 10000$ r/min 时, k_r ($3.5 \times 10^7 \sim 30 \times 10^7$ N/m) 变化的分岔图. 当高低压转子为周期运动时,

在 Poincaré 映射图上表现为 5 个点。



(a) 转速比为 1.2



(b) 转速比为 2

图 7 随碰摩刚度变化的分岔图

Fig. 7 Bifurcation diagram about rubbing stiffness

从图 7(a) 来看,随着随碰摩刚度 k_r 的逐渐增加,系统响应经历了以下几个过程:周期运动(图 8(a))—系统的运动趋向于混沌(图 8(b))—系统整体表现为混沌运动(图 8(c)). 从以上分析可以看出,在碰摩刚度 k_r 从 3.5×10^7 N/m 到 30×10^7 N/m 变化的过程中,系统的周期解随着碰摩刚度 k_r 的逐渐变化,不经过一系列的分岔而直接变为非周期的混沌,这样过程被称为阵发性分岔。

图 7(b) 为高低压转子转速 $\omega_1 = 16000$ r/min, $\omega_2 = 8000$ r/min 时,随碰摩刚度 k_r ($3.5 \times 10^7 \sim 20 \times 10^7$ N/m) 变化的分岔图. 当高低压转子为周期运动时,在 Poincaré 映射图上表现为 1 个点。

从图 7(b) 中可以看出,随着随碰摩刚度 k_r 的逐渐增加,系统响应经历了以下几个过程:周期运动(图 9(a))—拟周期运动(图 9(b))—逐渐趋向于混沌运动(图 9(c)).

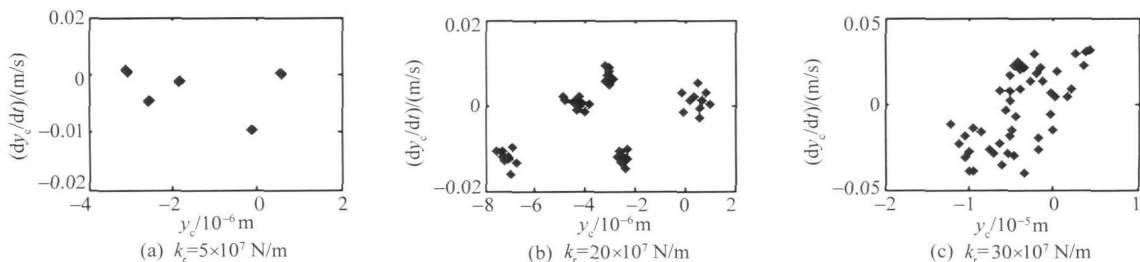


图 8 不同碰摩刚度下的 Poincaré 映射图(转速比为 1.2)

Fig. 8 Poincaré map with different rubbing stiffness (Speed ratio is 1.2)

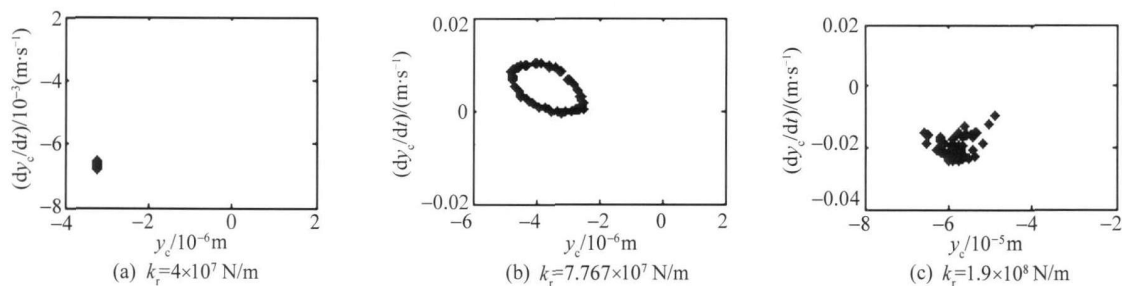


图9 不同碰摩刚度下的 Poincaré 映射图(转速比为 2)

Fig.9 Poincaré map with different rubbing stiffness (Speed ratio is 2)

Ruelle-Takens 经过研究发现,系统只要经过有限次,一般是几次拟周期即可进入混沌^[11].因此,从以上分析可以看出,当高低压转子转速 $\omega = 16\,000\text{ r/min}$, $\omega = 8\,000\text{ r/min}$,碰摩刚度 k_r 从 $3.5 \times 10^7\text{ N/m}$ 到 $20 \times 10^7\text{ N/m}$ 变化时,系统通往混沌的途径主要表现为由拟周期通向混沌的方式.

4 总 结

1) 建立了发动机双转子-滚动轴承-机匣动力学模型.在模型中,考虑了低压转子与高压转子通过中介轴承的耦合作用,高压转子与机匣的碰摩故障的耦合作用,以及滚动轴承外圈与轴承座之间的弹性支承和挤压油膜阻尼等.并通过四阶定步长龙格库塔法进行了数值计算,仿真得到非线性系统的响应,并对仿真模型进行了分析和验证.

2) 双转子发动机因有两个不同的激励频率,在不碰摩状态下,主要表现为两个激励频率 N_1 和 N_2 .当发生转静件碰摩时,系统将表现出大量的倍频、组合频率及其分频.总体来讲,对比发生碰摩与不发生碰摩的情况,系统的响应频率有明显的差异,依据本文计算分析结论,两个激振频率的倍频、组合频率及其分频,可以作为航空发动机碰摩故障诊断的特征频率.

3) 对系统进行了非线性动力学分析,通过改变系统的碰摩刚度,本文结合分岔图和 Poincaré 映射图,分析了系统从周期运动到混沌的过程.

参考文献:

- [1] Chiang H W D, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbo machinery single- and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20 (6): 1096-1104.
- [2] Chiang H W D, Hsu C N, Jeng W, et al. Turbo machinery dual rotor-bearing system analysis[R]. American Society of Mechanical Engineers, Paper GT-2002-30315, June 2002.
- [3] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22 (7): 1044-1049. HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady-state response[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22 (7): 1044-1049. (in Chinese)
- [4] Gupta K D, Gupta K, Athre K. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115: 427-435.
- [5] 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 aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13 (2): 173-176. (in Chinese)
- [6] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22 (10): 1771-1778. CHEN Guo. Nonlinear dynamic response analysis of unbalance-rubbing coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22 (10): 1771-1778. (in Chinese)
- [7] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第19分册)转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000: 43-44.
- [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] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1990.
- [10] Buscarello R T. Practical solutions to machinery and maintenance vibration problems[M]. 4th ed. Denver: Update International, 2002.
- [11] 闻邦椿, 李以农, 徐培民, 等. 工程非线性振动[M]. 北京: 科学出版社, 2007, 8.