

文章编号: 1000-8055(2008)07-1304-08

航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的 碰摩故障分析与验证

陈 果¹, 李成刚², 王德友²

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;

2. 沈阳航空发动机设计研究所 强度振动技术中心, 沈阳 110015)

摘 要: 针对实际的航空发动机转子系统,建立了含碰摩故障的转子-滚动轴承-支承-机匣耦合动力学模型.在模型中,考虑了机匣运动,弹性支承、挤压油膜阻尼,充分考虑了轴承间隙、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(Varying compliance VC)振动.运用数值积分方法获取了系统响应,并建立带机匣的航空发动机转子实验器进行碰摩故障实验,仿真结果与实验结果比较分析表明了模型的有效性.

关 键 词: 航空发动机; 转子; 滚动轴承; 弹性支承; 机匣; 碰摩
中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A

Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine

CHEN Guo¹, LI Cheng-gang², WANG De-you²

(1. College of Civil Aviation,

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

2. Strength and Vibration Technique Center, Shenyang Aero-engine Design Institute,
Shenyang 110015, China)

Abstract: A new rotor-ball bearing-support-stator coupling system dynamic model including rubbing fault was established for rotor-bearing system of practical aeroengine. In the model, the stator motion, the flexible support, squeeze film damper (SFD) were considered, and the nonlinear factors of ball bearing such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contract force between balls and races, and the varying compliance vibration because of periodical variety of contact position between balls and races were modeled. The numerical integral method was employed to obtain system's responses, and an aeroengine tester with stator was established to carry out rubbing fault experiment. Finally, the simulation results from rotor-ball bearing-support-stator coupling model were compared with the experiment results in order to indicate the validity of the new model.

Key words: aero-engine; rotor; ball bearing; flexible support; stator; rubbing

收稿日期: 2007-06-28; 修订日期: 2007-09-25

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

作者简介: 陈 果(1972-),男,四川武胜人,教授,博士,主要从事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领域研究.

通常,航空发动机的转子通过轴承支承在定子机匣上,而机匣支承在基础上,为了减少转子的振动以及调节转子的临界转速,在轴承与轴承座之间往往加有弹性支承和挤压油膜阻尼器,因此,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-支承-机匣耦合系统.随着航空发动机性能的不提高,人们试图通过修改结构几何构形以充分利用材料特性来更大提高推力/重量比和结构效率.其重要措施之一就是缩小发动机转静间的间隙,并在转静件上采用封严结构(如氧化锆、蜂窝结构等),使之达到最小间隙,这就加剧了转静件间的碰摩可能性.转静碰摩故障的严重后果将使转静件间隙增大、轴承磨损、叶片折断直至机械失效.因此国内外学者对碰摩故障进行了深入研究^[1-2],通常,碰摩故障是由不平衡、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,因此碰摩耦合故障的研究逐渐成为了热点,文献[3-4]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.目前关于转子碰摩故障的多故障耦合动力模型的研究中,主要是针对滑动轴承,而航空发动机普遍采用滚动轴承,因此,对滚动轴承进行详细建模型具有重要意义.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,另外,对轴承与轴承座之间的弹性支承

和挤压油膜阻尼未进行考虑.因此,本文针对实际航空发动机的转子轴承系统,建立了转子-滚动轴承-支承-机匣耦合动力学模型,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和碰摩耦合故障的动力学模型,详细研究了系统的非线性规律,并建立带机匣的航空发动机转子试验器进行碰摩故障实验,最后将仿真结果与实验结果进行比较分析,以验证本文所建立的带碰摩故障的转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统动力学模型的正确有效性.

1 含碰摩故障的转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统动力学模型

图 1 为转子-滚动轴承-支承-机匣系统故障耦合动力学模型,转子两端由 2 个相同的滚动轴承支承.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,则转静碰摩故障将产生.

现将图 1 的符号说明如下:

m_c - 机匣(定子)质量; m_p - 转子在转盘处的等效质量; m_{rL}, m_{rR} - 转子在左右两端轴承处的等效质量(通常 $m_{rL} = m_{rR}$); m_{wL}, m_{wR} - 左右滚动轴承外圈质量; m_{bL}, m_{bR} - 左右轴承支座质量; k_r - 碰摩接触刚度; k, c, c_{rb} - 转轴刚度、转子在圆盘处的阻尼、转子在轴承处的阻尼; k_{lLH}, k_{lRH} - 左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度; c_{lLH}, c_{lLV} - 左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼; k_{lRH}, k_{lRV} - 右轴承

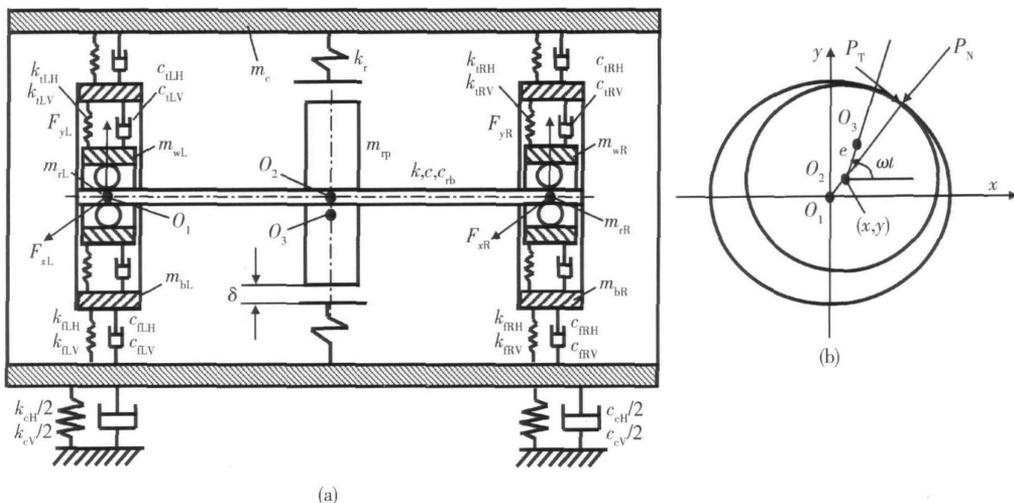


图 1 转子-滚动轴承-支承-机匣系统的不平衡-碰摩耦合故障动力学模型

Fig 1 Imbalance-rubbing coupling fault dynamic model of rotor-ball bearing-support-stator coupling system

外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度; c_{rRH}, c_{rRV} - 右轴承外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼; k_{rLH}, k_{rLV} - 机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{lLH}, c_{lLV} - 机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{rRH}, k_{rRV} - 机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{rRH}, c_{rRV} - 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} -

机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度; c_{cH}, c_{cV} - 机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼; O_1, O_2, O_3 - 轴承几何中心、转子几何中心、转子质心; e - 质量偏心量; F_{xBL}, F_{yBL} - 左端轴承的支承反力; F_{xBR}, F_{yBR} - 右端轴承的支承反力; P_T, P_N - 碰摩力在切向和法向的分量。

由牛顿第二定律, 可得到系统运动微分方程

$$\begin{aligned}
 m_{tp} \ddot{x}_{tp} + k(x_{tp} - x_{rR}) + k(x_{tp} - x_{rL}) + c\dot{x}_{tp} &= P_x + m_{tp} e^2 \cos t \\
 m_{tp} \ddot{y}_{tp} + k(y_{tp} - y_{rR}) + k(y_{tp} - y_{rL}) + c\dot{y}_{tp} &= P_y + m_{tp} e^2 \sin t - m_{tp} g \\
 m_{bR} \ddot{x}_{bR} + k_{rRH}(x_{bR} - x_c) + c_{rRH}(\dot{x}_{bR} - \dot{x}_c) + k_{lRH}(x_{bR} - x_{wR}) + c_{lRH}(\dot{x}_{bR} - \dot{x}_{wR}) &= 0 \\
 m_{bR} \ddot{y}_{bR} + k_{rRH}(y_{bR} - y_c) + c_{rRH}(\dot{y}_{bR} - \dot{y}_c) + k_{lRH}(y_{rRH} - y_{wR}) + c_{lRH}(\dot{y}_{bR} - \dot{y}_{wR}) &= -m_{bR} g \\
 m_{bL} \ddot{x}_{bL} + k_{lLH}(x_{bL} - x_c) + c_{lLH}(\dot{x}_{bL} - \dot{x}_c) + k_{rLH}(x_{bL} - x_{wL}) + c_{rLH}(\dot{x}_{bL} - \dot{x}_{wL}) &= 0 \\
 m_{bL} \ddot{y}_{bL} + k_{lLH}(y_{bL} - y_c) + c_{lLH}(\dot{y}_{bL} - \dot{y}_c) + k_{rLH}(y_{bL} - y_{wL}) + c_{rLH}(\dot{y}_{bL} - \dot{y}_{wL}) &= -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_{wR} \ddot{x}_{wR} + k_{lRH}(x_{wR} - x_{bR}) + c_{lRH}(\dot{x}_{wR} - \dot{x}_{bR}) + F_{xBR} &= 0 \\
 m_{wR} \ddot{y}_{wR} + k_{lRH}(y_{wR} - y_{bR}) + c_{lRH}(\dot{y}_{wR} - \dot{y}_{bR}) + F_{yBR} &= -m_{wR} g \\
 m_{wL} \ddot{x}_{wL} + k_{lRH}(x_{wL} - x_{bL}) + c_{lRH}(\dot{x}_{wL} - \dot{x}_{bL}) + F_{xBL} &= 0 \\
 m_{wL} \ddot{y}_{wL} + k_{lRH}(y_{wL} - y_{bL}) + c_{lRH}(\dot{y}_{wL} - \dot{y}_{bL}) + F_{yBL} &= -m_{wL} g \\
 m_c \ddot{x}_c + k_{cH} x_c + c_{cH} \dot{x}_c + k_{rRH}(x_c - x_{bR}) + k_{lLH}(x_c - x_{bL}) + c_{rRH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bL}) &= -P_x \\
 m_c \ddot{y}_c + k_{cH} y_c + c_{cH} \dot{y}_c + k_{rRH}(y_c - y_{bR}) + k_{lLH}(y_c - y_{bL}) + c_{rRH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bL}) &= -P_y - m_c g
 \end{aligned}$$

1.1 碰摩力模型

设: r 为转子圆盘与机匣的径向相对位移, 表达式为: $r = \sqrt{(x_{tp} - x_c)^2 + (y_{tp} - y_c)^2}$, 当 $r <$ 时, 不发生碰摩, 即: $P_x = P_y = 0$. 当 r 时, 发生碰摩, 假设摩擦符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (e -) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (1)$$

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:

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

1.2 轴承力模型

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. 参考文献[7], 可以得到滚动轴承作用力为:

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - n) ^{3/2} \cdot H(x \cos_j + y \sin_j - n) \cos_j, \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - n) ^{3/2} \cdot H(x \cos_j + y \sin_j - n) \sin_j \end{cases} \quad (3)$$

其中 C_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. j 为第 j 个滚珠处的角度位置, $j = \text{Cage} \times t + \frac{2}{N_b} (j - 1), j = 1, 2, \dots, N_b,$ N_b 为滚珠个数. 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 $\text{Cage} = \text{Rotor} \times r / (R + r)$. VC 频率即为滚珠通过频率, 有 $\text{VC} = \text{Cage} \times N_b = \text{Rotor} \times B_N, B_N = N_b \times r / (R + r)$, 为 VC 频率与转速频率的比值.

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力:

$$\begin{aligned}
 &\text{当 } x = x_{rR} - x_{wR}, y = y_{rR} - y_{wR}, \\
 &\text{则, } F_{xBR} = F_x, F_{yBR} = F_y \\
 &\text{当 } x = x_{rL} - x_{wL}, y = y_{rL} - y_{wL}, \\
 &\text{则, } F_{xBL} = F_x, F_{yBL} = F_y
 \end{aligned}$$

1.3 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下: $m_{rR} = m_{rL} = 4.0 \text{ kg}, m_{tp} = 32.1 \text{ kg}, c_{rb} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \text{ mm}, m_c = 50 \text{ kg}, m_{bL} = m_{bR} = 20 \text{ kg}, k_{lLH} = k_{lLV} = k_{rRH} = k_{rRV} = 7.5 \cdot 10^6 \text{ N/m}, c_{lLH} = c_{lLV} = c_{rRH} = c_{rRV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_{lLH} = k_{lLV} = k_{rRH} = k_{rRV} = 2.5 \times 10^6 \text{ N/m}, c_{lLH} = c_{lLV} = c_{rRH} = c_{rRV} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_{cH} = k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, c_{cH} = c_{cV} = 2100 \text{ N}$

$\cdot s/m, k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, \delta = 0.01 \text{ mm}$.

其参数见表 1 所示.

滚动轴承选取文献[8]的 JIS6306 滚动轴承,

表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

Table 1 Parameters of JIS6306 ball bearings

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
63.9	40.1	8	13.34	5	3.08

本文采用 RK(Runge-Kutta-Fehlberg) 格式的变步长龙格-库塔法^[9]进行转子响应求解.

2 转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障动力分析

2.1 模型验证

本文采用与文献[10]中相同的滚动轴承,进行了比较分析,图 2(a)为在转速为 300 r/min 时,本文仿真计算得到的转盘处 X 方向的振动位移;图 2(b)为在转速为 300 r/min 时,Mevel 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,可以发现计算结果非常一致,振动幅值上的区别为不同转子参数所致.

该计算结果可以解释如下:VC 振动的频率为旋转频率的 B_N 倍,在本文, $B_N = 3.08$ (如表 1 所示).从图 2(a), (b)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,如图 2(c),振动表现出 VC 频率(滚珠通过频率)及其谐波. Fukata^[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 系统支承对转子运动特性的影响

正确地设计航空发动机系统的动力特性,采取必要的减振措施至关重要^[10]. 转子-支承系统

采用弹性支承的目的主要在于:调整和控制临界转速,满足设计准则;吸收转子-支承系统的振动能量,起到一定的减振作用.

本文假设系统支承刚度 $k_{LH} = k_{LV} = k_{RH} = k_{RV} = k_t$, 仿真计算了不同支承刚度下转子的响应规律,图 3 为不同支承刚度下转子响应的振幅-转速曲线.

从图 3 中可以发现:当支承刚度小于转轴的刚度时,转子响应出现两个共振峰,即转子出现两个临界转速,其中低的临界转速对应于转子的刚体平动,高的临界转速对应于转子的弯曲临界转速,如图 3(a)和图 3(b),其支承刚度分别比转轴刚度小 50 倍和 10 倍;而当支承刚度大于或等于转轴刚度时,如图 3(c)和图 3(d),转子相当于为刚性支承,此时,在转子响应中仅仅出现一个共振峰,转子临界转速对应于转子一阶弯曲固有频率.从图中不难看出,采用弹性支承后,可使振动较大、比较危险的弯曲临界转速(对应于弹性支承下的第二个临界转速,即 $\omega_{c2} = 2500 \text{ rad/s}$)提高到刚性支承下的轴第一阶弯曲临界转速 ($\omega_{c1} = 1000 \text{ rad/s}$) 的 2.5 倍.同时,比较不同支承刚度下的转子响应大小,可以发现,在弹性支承下,转子共振时的响应比刚性支承下的共振响应幅值要小得多.由此可见,采用弹性支承不仅可以使转子工作转速有效避开转子弯曲临界转速,而且能够有效地降低临界转速下转子的振动.仿真计算清楚地表明了此规律.

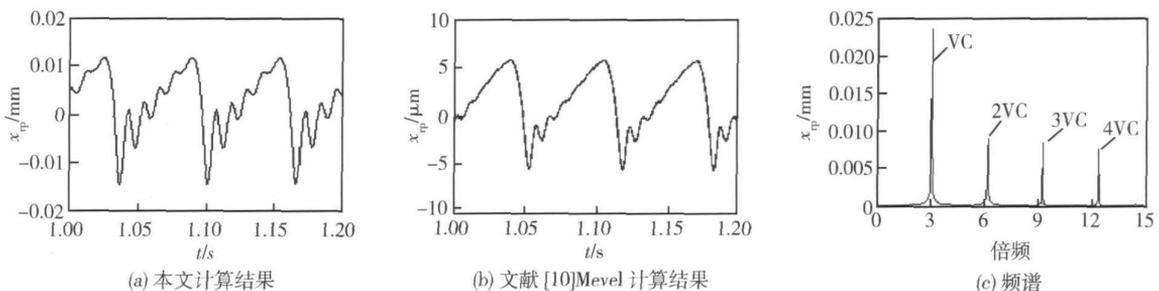


图 2 转子圆盘处 X 向响应(转速为 300 r/min)

Fig. 2 Response in X direction (rotating speed is 300 r/min)

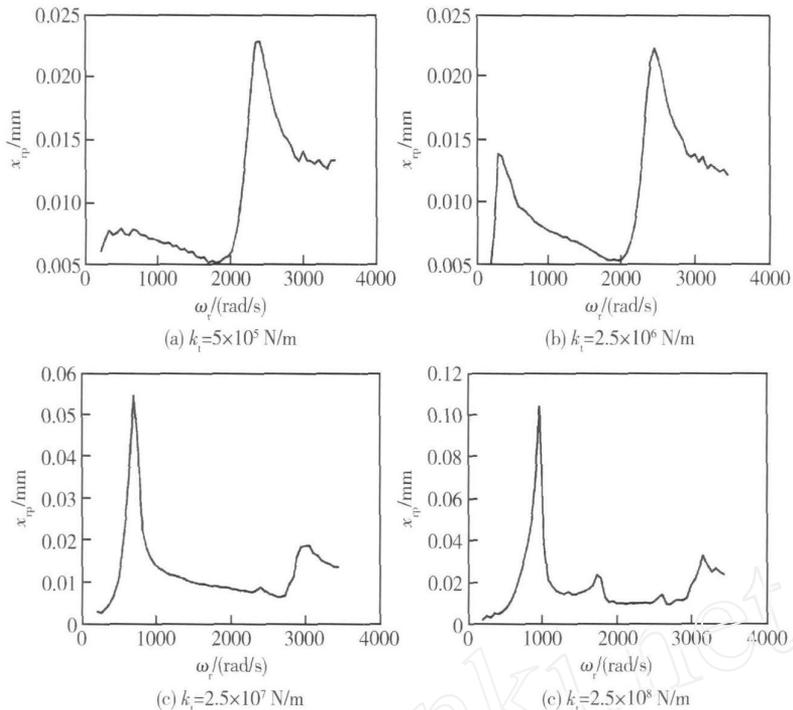


图 3 不同支承刚度下转子响应的振幅-转速曲线

Fig. 3 Amplitude-rotating speed curve of rotor response under various support stiffness

2.3 碰摩故障特性分析

目前,碰摩成为了发动机设计、制造和使用过程中的“拦路虎”,严重地制约着航空发动机运行性能和可靠性,并对飞行安全造成了极大威胁.因此研究转静碰摩发生的过程和特征,对碰摩故障进行机理分析,对于有效避免碰摩现象和及时地诊断出碰摩故障具有重要意义.

本文通过仿真计算得到不平衡-碰摩耦合故障响应,并进行了详细研究.图 4(a)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^7$ N/m, $k_r = 0$ (即不碰摩)时,转子响应的瀑布图;图 4(b)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^7$ N/m,碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m 时,转子响应的瀑布图;图 4(c)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^6$ N/m (即支承刚度降低 10 倍,为弹性支承),碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m 时,转子响应的瀑布图;图 4(d)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^8$ N/m (即支承刚度提高 10 倍,为刚性支承),碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m 时,转子响应的瀑布图;图 4(e)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^7$ N/m,碰摩刚度 $k_r = 1.25 \times 10^8$ N/m 时,转子响应的瀑布图;图 4(f)为支承刚度 $k_t = 2.5 \times 10^7$ N/m,碰摩刚度 $k_r = 5 \times 10^6$ N/m 时,转子响应的瀑布图.

分析上述响应瀑布图,可以得出以下结论:

1) 在临界转速以下,发生碰摩比不发生碰摩含有更为丰富的 2 倍、3 倍等高频成分,而分频现

象不明显.在高转速范围内,碰摩后,分频成分大量出现,而 2 倍、3 倍等高频成分则不明显.该结论与文献[12]基本一致.

2) 在弹性支承下,碰摩产生的倍频和分频现象更少,显然,与刚性支承相比,由碰摩故障产生的混沌现象也将大大减少.由此可见,弹性支承可以有效地减缓由碰摩故障所引发的系统不稳定现象.这也是航空发动机在使用过程中很少发现混沌现象的原因.对比图 4(b),图 4(c)和图 4(d)不难看出此规律.

3) 图 4(e)为碰摩刚度 $k_r = 1.25 \times 10^8$ N/m 使的转子响应瀑布图,图 5 为在此条件下,转速 1 500 rad/s 时转子响应的时域波形、频谱及 Poincaré 图,此时频谱出现连续谱, Poincaré 图上出现了散乱的点,表明转子运动已经陷入了混沌状态.由此可见,较大的碰摩刚度将导致更多的倍频和分频现象,以至于出现更多的混沌;而较低的碰摩刚度,如图 4(f)所示,则将产生更少的倍频和分频现象,系统出现混沌的机会也将大大减少.

3 航空发动机转子实验器碰摩故障实验验证与分析

为了与真实的航空发动机接近,由沈阳航空发动机设计研究所设计制造的航空发动机转子故障试验器,该试验器在结构设计上,首先考虑在外

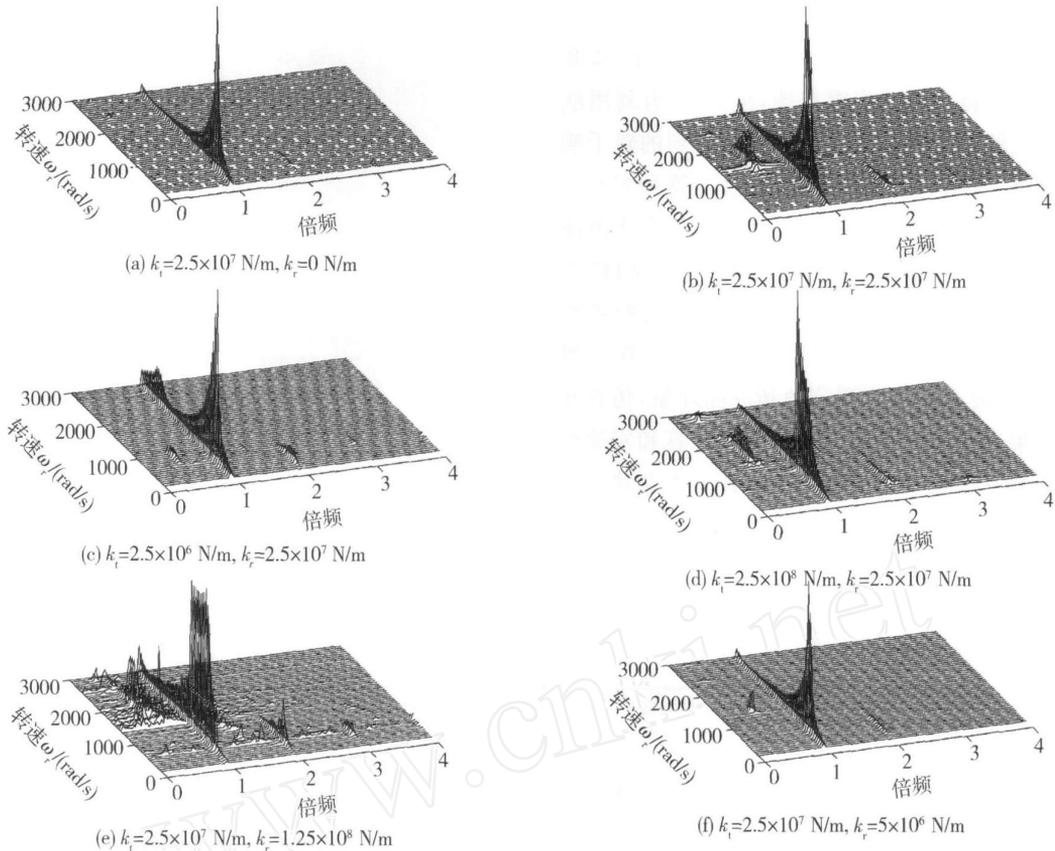


图 4 转子响应瀑布图

Fig. 4 Cascade plot of rotor response

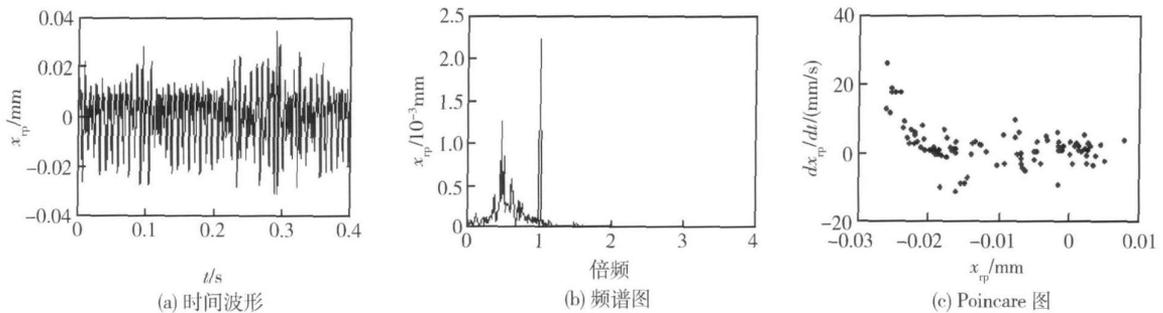


图 5 转速 1 500 rad/s 时转子响应时间波形、频谱及 Poincaré 图 ($k_t=2.5 \times 10^7$ N/m, $k_r=1.25 \times 10^8$ N/m)

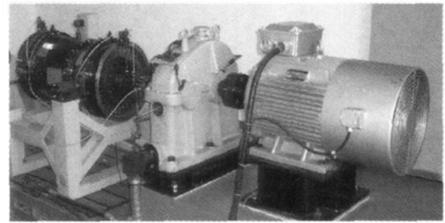
Fig. 5 Waveform, spectra and Poincaré map of rotor response at 1 500 rad/s ($k_t=2.5 \times 10^7$ N/m, $k_r=1.25 \times 10^8$ N/m)

形上与发动机核心机的机匣一致,尺寸缩小 3 倍;内部结构作了必要简化,将核心机简化为 0-2-0 支承结构形式,并设计了可调刚度支承结构以调整系统的动特性;多级压气机简化为单级的盘片结构;叶片简化为斜置平面形状;封严齿为可拆卸的;轴为实心按刚性设计,最大工作转速为 7 000 r/min. 压气机盘与轴、涡轮盘与轴、接手与轴的连接采用圆锥形配合面和 180° 双键连接,便于装卸、减少配合面的磨损、延长使用寿命、保证对中性、减少转子系统本身的不平衡量;采用电机驱动,取消了火焰筒,即得到一个单转子系统模

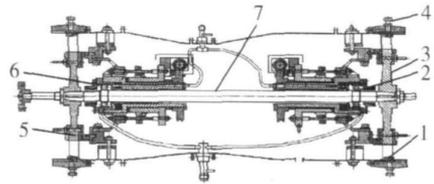
型. 该试验器的真实图片如图 6(a) 所示,剖面图如图 6(b) 所示.

转子实验器由电动机带动,转速是通过检测位于电机与实验器联接处的电涡流位移传感器的脉冲来获取,转子故障信号是利用位于前后轴承处的水平和垂直方向的电涡流位移传感器来拾取. 模拟信号经过前置放大器放大后,输入到成都华太测控技术有限公司的 USB - 14054 数据采集器,通过计算机编程控制数据采集器,实现模拟信号的 A/D 转换,并将采集到的数字信号进行保存和处理等. 振动测试系统如图 7 所示.

图 8(a) 为利用本文转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统动力学模型, 计算得到的不平衡-碰摩耦合故障下转子的响应瀑布图, 图 8(b) 为利用航空发动机转子实验器通过碰摩实验得到的转子响应瀑布图. 从图 8 中可以看出, 仿真计算和实验均反映了碰摩故障所产生的 2 倍和 3 倍等高次谐波现象. 文献[13]利用结构相同的航空发动机转子实验器也得到了相同的实验现象. 由于实验器转速仅能达到 7 000 r/min, 即只能工作在一阶临界转速以下, 故不能观测到分频和混沌现象, 仿真和实验结果表明了此规律. 同时, 仿真计算和实验结果的定性一致在一定程度上也验证了本文建立的转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统动力学模型的正确有效性.



(a) 航空发动机转子实验器实物图



1 碰摩环; 2 球轴承; 3 涡轮盘; 4 碰摩环点变形顶螺栓; 5 压气机轮盘; 6 滚珠轴承; 7 轴

(b) 航空发动机转子试验器剖面图

图 6 航空发动机转子实验器

Fig. 6 Aero-engine rotor rig

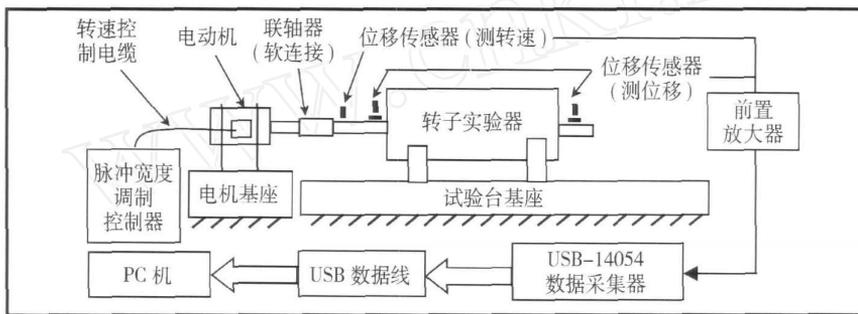


图 7 转子实验器振动测试系统原理图

Fig. 7 Vibration tester principle of rotor rig

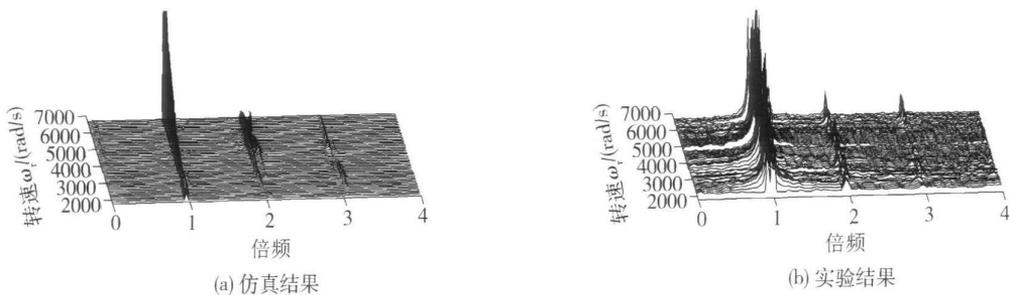


图 8 碰摩故障响应瀑布图

Fig. 8 Cascade plot of rubbing fault

4 结论

1) 建立了含碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统动力学模型, 验证了模型求解的正确性.

2) 计算仿真表明, 弹性支承不仅可以使转子工作转速有效避开转子弯曲临界转速. 而且能够有效地降低临界转速下转子的振动. 在临界转速以前, 碰摩将产生较大的高次谐波; 在临界转速以后, 碰摩将产生较大的分数次谐波.

3) 支承弹性增加,碰摩产生的倍频和分频现象更少.较大的碰摩刚度将导致更多的倍频和分频现象,甚至出现混沌现象.

4) 利用航空发动机转子实验器及其故障信号测试系统,进行了碰摩故障实验,仿真计算和实验结果取得了定性一致.

参考文献:

- [1] 闻邦椿,武新华,丁干,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,2004:54-87.
- [2] Zhang Y M, Wen B C, Liu A L. Reliability sensitivity for rotor-stator systems with rubbing [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5):1095-1107.
- [3] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalance rotor bearing stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons and Fractals. 1995, 5(9):1683-1704.
- [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):1224-1226.
- LUO Yuegang, LI Zhenping, LIU Changli, et al. Study on nonlinear behavior of rotor system with pedestal looseness and rubbing faults [J]. Chinese Mechanical Engineering, 2003, 14(14):1224-1226. (in Chinese)
- [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.
- LI Zhenping, LUO Yuegang, YAO Hongliang, et al. Dynamics of rotor-bearing system with coupling faults of crack and rub-impact [J]. Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(3):136-140. (in Chinese)
- [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.
- YUAN Huiqun, WEN Bangchun, WANG Deyou, et al. Rubbing fault analysis of ball bearing-rotor-stator system [J]. Journal Northeastern University (Natural Science), 2003, 24(3):244-247. (in Chinese)
- [7] 陈果.带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型[J].振动工程学报,2007,20(4):361-368.
- CHEN Guo. Rotor-ball bearing stator coupling dynamics model with rubbing coupling fault [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(4):361-368. (in Chinese)
- [8] 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.
- [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,2004:149-151.
- JIANG Jianfei, HU Liangjian, TANG Jian. Numerical analysis and MATLAB experimentation [M]. Beijing: Science Press, 2004:149-151. (in Chinese)
- [10] Mevel B, Guyader J L. Routs to chaos in ball bearing [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 162(3):471-487.
- [11] 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,2000:208-226.
- [12] 陈予恕,田家玉,金宗武,等.非线性动力学理论与大型火电机组振动故障综合治理技术[J].中国机械工程,1999,10(9):1063-1067.
- CHEN Yushu, TIAN Jiayu, JIN Zongwu, et al. Techniques of solving irregular operation of a large scale gas turbine in a comprehensive way [J]. Chinese Mechanical Engineering, 1999, 10(9):1063-1067. (in Chinese)
- [13] 高艳蕾,李勇,王德友.转子-机匣系统碰摩故障特征试验研究[J].航空发动机,2002,(4):16-21.
- GAO Yanlei, LI Yong, WANG Deyou. Experimental investigation of rotor-to-casing rubbing fault [J]. Aero-engine, 2002, (4):16-21. (in Chinese)