

双盘悬臂转子的不平衡-定点碰摩耦合故障研究

杨 洋¹, 曹登庆¹, 王德友², 姜广义²

(1. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 以双盘悬臂转子系统为研究对象,建立了含不平衡-定点碰摩耦合故障的动力学模型.在耦合模型中,定点碰摩的碰摩力采用非线性滞回力模型来表征.在数值仿真过程中,采用线性插值法确定碰摩发生瞬时.利用数值仿真的结果分析机匣凸点材料的软、硬特性,凸点的凸出程度对转子碰摩响应的影响.结果表明:当凸点的材料较硬时,转子系统在较低的转速便会产生拟周期运动;对于较为尖锐的凸点,系统响应会表现出周期、拟周期等丰富的非线性动力学现象;转/静子间隙过小时,系统将在较宽的转速区间内产生复杂的非线性振动.

关 键 词: 双盘悬臂转子; 定点碰摩; 非线性滞回力模型; 线性插值法; 非线性振动

中图分类号: V21; O322

文献标志码: A

Study on imbalance-fixed point rubbing coupling faults of dual-disc cantilever rotor

YANG Yang¹, CAO Deng-qing¹, WANG De-you², JIANG Guang-yi²

(1. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The dynamic model for a dual-disc cantilever rotor system with imbalance-fixed point rubbing coupling faults was established. In the coupling model, the rubbing force of fixed point rubbing was characterized by nonlinear hysteretic force model. In the process of numerical simulation, the moment of rubbing happening was estimated by linear interpolation method. The results of numerical simulation were used to analyze the influences of degree of hardness, softness and convexity of casing convex point on the rubbing response of rotor. Results showed that when the material of the casing convex point was comparatively hard, quasi-periodic motion of rotor could appear at lower speed. For a sharp convex point, the system response turned out to generate phenomenons of nonlinearities including periodic and quasi-periodic motions. When the clearance between rotor and stator was smaller, nonlinear vibration of the system would come into being in a region of high rotating speed.

Key words: dual-disc cantilever rotor; fixed point rubbing;
nonlinear hysteretic force model; linear interpolation method;
nonlinear vibration

收稿日期: 2014-06-05

基金项目: 国家重大基础研究项目

作者简介: 杨洋(1988—),男,辽宁沈阳人,博士生,主要从事转子动力学方面的研究.

通讯作者: 曹登庆(1958—),男,四川乐山人,教授,博士,主要从事转子动力学、复杂系统动力学与振动控制方面的研究.

E-mail: dpcao@hit.edu.cn

随着航空发动机朝着高转速、高推质比,高效率的方向发展,转/静子的间隙也设计的越来越小,从而加剧了转/静子碰摩的可能性^[1]. 转/静子发生碰摩时,系统是一种非光滑的、高维强非线性系统^[2]. 根据接触面积的不同,可将转/静子碰摩分为定点碰摩、整圈碰摩、偏摩及偏摩与定点碰摩的混合碰摩^[3-4]. 针对不同的碰摩形式,国内外学者从理论分析、数值仿真和实验研究等方面开展了广泛的研究. Han 等^[5]采用线性碰摩力模型研究定点碰摩对双盘转子系统振动的影响. 马辉等^[6]在单跨柔性转子系统的转盘外缘安装定点碰摩实验器,从数值仿真和实验两方面研究系统的振动响应. 胡芑庆等^[7]在定点碰摩问题中提出了“尖锐碰摩”的概念,并通过相关实验揭示不同碰摩阶段,转子系统具备的不同特性. 相比定点碰摩而言,不定点碰摩的研究更为广泛和深入,包括同步全周碰摩^[8-10]、局部碰摩^[11-14]. Chu 等^[15]以 Jeffcott 转子为研究对象,采用数值仿真得到当发生不定点碰摩时,系统由周期运动通向混沌运动的途径. Chen 等^[16]建立了含碰摩故障的转子-滚动轴承耦合动力学模型,通过数值计算和实验研究了不定点碰摩对系统动力学响应的影响.

实际航空发动机的机匣由于热变形,外部悬挂等原因会导致某些位置存在凸点,此时转子叶片将与凸点发生定点碰摩. 现有的文献一般鲜有考虑凸点本身的特性,如凸出程度、尖锐程度,接触材料的软硬程度等. 事实上,凸点本身的特性直接影响系统的动力学响应,在航空发动机设计中必须引起重视.

本文以某航空发动机中的低压转子为研究对象,建立含不平衡-定点碰摩耦合故障的转子系统的动力学模型;与目前广泛采用的线性碰摩力模型不同的是,本文考虑了接触过程中的接触阻尼,可以更真实地反应碰摩的物理实质;根据线性插值法,准确判断碰摩的发生时刻,并利用数值仿真的结果分析机匣凸点的接触材料的软硬特性,凸点的凸出程度对转子系统振动响应的影响.

1 非线性碰摩力模型

建立如图 1 所示的定点碰摩模型. 其中,假设机匣在 x 方向存在凸点,凸点的曲率半径为 R_2 ,当压气盘由图中的虚线位置运动到实线位置时将与凸点发生碰摩,此时的法向和切向碰摩力分别表示成 F_n 和 F_t .

实际航空发动机的低压转子表面通常涂敷软

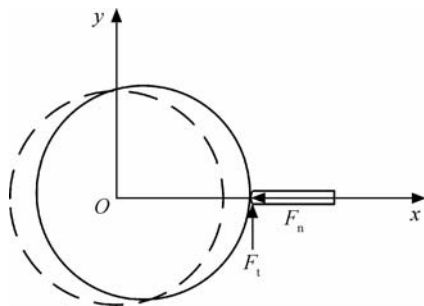


图 1 定点碰摩示意图

Fig. 1 Schematic diagram of fixed point rubbing

涂层,当转/静子发生碰摩时,涂层上的局部接触刚度远小于静子机匣的结构刚度,因此经典的分段线性碰摩力模型^[17]难以准确表征低压转子的碰摩故障.

Lankarani 和 Nikravesh^[18]基于 Hertz 接触理论提出了一种非线性弹簧阻尼模型. 与线性模型相比,该模型包含了碰撞体的材料属性、局部变形、碰撞速度等信息,且能够反映接触碰撞过程中的能量损失行为. 法向和切向碰摩力的具体表示形式如式(1)所示.

$$\begin{cases} F_n = -H(x - \delta_0)Kx^{\frac{3}{2}} \left[1 + \frac{3(1 - c_e^2)\dot{x}}{4\dot{x}^{(-)}} \right] \\ F_t = F_n\mu \end{cases} \quad (1)$$

式中 c_e 为碰撞恢复系数; $\dot{x}^{(-)}$ 为碰撞瞬时的侵入速度; K 为 Hertz 接触刚度,可进一步表示为

$$K = \frac{4}{3 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中 E_1, ν_1, R_1 分别表示压气盘的弹性模量、泊松比和半径; E_2, ν_2, R_2 分别表示凸点的弹性模量、泊松比和曲率半径.

$H(x - \delta_0)$ 是 Heaviside 函数,可表示为

$$H(x - \delta_0) = \begin{cases} 0 & x < \delta_0 \\ 1 & x \geq \delta_0 \end{cases} \quad (3)$$

其中 δ_0 表示压气盘与凸点的间隙.

2 含不平衡-定点碰摩耦合故障的转子动力学模型

双盘悬臂转子模型如图 2 所示,其中左端为压气盘,右端为涡轮盘,两盘中间存在两处弹性支承. 假设压气盘存在质量偏心,机匣在压气盘处有凸点,因此所建立的耦合故障系统主要用于分析压气盘的不平衡-定点碰摩问题.

将转轴离散为欧拉-伯努利梁单元,考虑系统

的陀螺力矩及转动惯量,两处的弹性支承简化成线性弹簧和黏性阻尼,因此系统可离散成 2 个转盘单元和 3 个转轴单元(见图 3)。

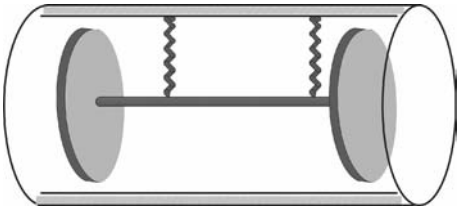


图 2 双盘悬臂转子示意图

Fig. 2 Schematic diagram of dual-disc cantilever rotor

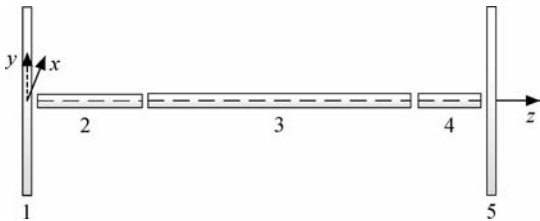


图 3 双盘转子系统的有限元离散图

Fig. 3 Finite element disperse sketch of dual-disc rotor system

每个梁单元有 2 个节点,每个节点包含 2 个平动(x_A, y_A)和 2 个转动(θ_{xA}, θ_{yA})共 4 个自由度,因此转轴单元的的广义位移可表示为

$$\mathbf{u}^e = \{x_A \ \theta_{yA} \ x_B \ \theta_{yB} \ y_A \ \theta_{xA} \ y_B \ \theta_{xB}\}^T \tag{4}$$

转轴单元的质量矩阵由平动和转动两部分组成,如式(5)所示。

$$\mathbf{M}_b^e = \frac{m_b l_b}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l_b & 54 & -13l_b \\ 22l_b & 4l_b^2 & 13l_b & -3l_b^2 \\ 54 & 13l_b & 156 & -22l_b \\ -13l_b & -3l_b^2 & -22l_b & 4l_b^2 \end{bmatrix} + \frac{m_b(R^2 + r^2)}{120l_b} \begin{bmatrix} 36 & 3l_b & -36 & 3l_b \\ 3l_b & 4l_b^2 & -3l_b & -l_b^2 \\ -36 & -3l_b & 36 & -3l_b \\ 3l_b & -l_b^2 & -3l_b & 4l_b^2 \end{bmatrix} \tag{5}$$

其中 l_b 为任意转轴单元的长度; r, R 分别为空心转轴的内、外半径; m_b 表示单位长度转轴的质量,如式(6)所示。

$$m_b = \rho_b \pi (R^2 - r^2) \tag{6}$$

转轴单元的陀螺矩阵和刚度矩阵可分别表示成式(7)和式(8)

$$\mathbf{J}_b^e = \frac{m_b(R^2 + r^2)}{60l_b} \begin{bmatrix} 36 & 3l_b & -36 & 3l_b \\ 3l_b & 4l_b^2 & -3l_b & -l_b^2 \\ -36 & -3l_b & 36 & -3l_b \\ 3l_b & -l_b^2 & -3l_b & 4l_b^2 \end{bmatrix} \tag{7}$$

$$\mathbf{K}_b^e = \frac{EI}{l_b^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l_b & -12 & 6l_b \\ 6l_b & 4l_b^2 & -6l_b & 2l_b^2 \\ -12 & -6l_b & 12 & -6l_b \\ 6l_b & 2l_b^2 & -6l_b & 4l_b^2 \end{bmatrix} \tag{8}$$

其中 E 表示转轴的弹性模量, EI 表示转轴的抗弯刚度。

Hertz 接触理论的假设条件为碰摩仅引起接触区域的局部变形^[17],在分析压气盘与凸点的碰摩时,忽略压气盘和机匣的结构变形.因此,在对转盘建模时,可将转盘视为集中质量分布在转轴单元的节点上.相应地,转盘的质量矩阵和陀螺矩阵如式(9)和式(10)所示。

$$\mathbf{M}_d^e = \begin{bmatrix} m_d & 0 \\ 0 & J_{dd} \end{bmatrix} \tag{9}$$

$$\mathbf{J}_d^e = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & J_{dp} \end{bmatrix} \tag{10}$$

将转盘和转轴单元按照对应的节点号进行组装,形成双盘悬臂转子的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵($\mathbf{M}, \mathbf{K}, \mathbf{C}$);考虑支承弹簧和阻尼的影响,按照对应的节点号分别添加到刚度矩阵和阻尼矩阵中;系统的广义力 $\mathbf{Q}$ 主要由压气盘的偏心力和碰摩力组成,因此可得到双盘悬臂转子系统的振动方程,即

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{Q} \tag{11}$$

其中 $\mathbf{M}, \mathbf{K}, \mathbf{C}$ 均为 16×16 的矩阵; $\mathbf{Q}$ 为 16×1 的矩阵。

3 双盘悬臂转子系统的不平衡-定点碰摩耦合故障分析

由式(1)可知,碰撞瞬时的侵入速度会直接影响碰摩刚度的大小,因此准确判断碰摩的发生时刻,计算瞬时侵入速度是至关重要的.常用的数值算法无法真实模拟碰撞过程,因此本文提出了线性插值法修正积分步长,以提高计算结果的精确度。

对于图 4 所示的“不碰-碰”的接触过程,令压气盘与凸点的间隙为 δ_0 ;允许误差为 γ ;数值积分的时间步长为 Δt ; r_k 和 r_{k+1} 分别表示碰撞前一时刻和后一时刻的径向位移,若满足

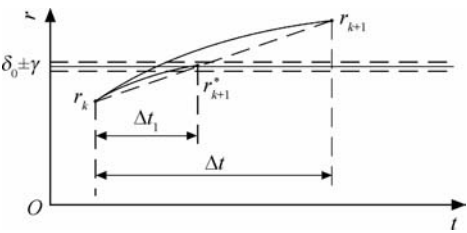


图 4 线性插值法示意图

Fig. 4 Schematic diagram of linear interpolation method

$$\begin{cases} r_k - \delta_0 < 0 \\ r_{k+1} - \delta_0 > 0 \end{cases} \quad (12)$$

压气盘与凸点发生了碰摩,为了准确计算碰摩瞬时的侵入速度,可利用线性插值法对时间步长进行修正,如式(13)所示。

$$\Delta t_1 = \frac{\delta_0 - r_k}{r_{k+1} - r_k} \Delta t \quad (13)$$

取 r_k 为初值,时间步长为 Δt_1 ,利用 4 阶 Runge-Kutta 法重新计算下一时刻的径向位移 r_{k+1}^* ,若 $|r_{k+1}^* - \delta_0| \leq \gamma$ 成立,则线性插值过程结束,否则按照以上思路继续循环插值。

对双盘悬臂转子系统进行动力学分析时,采用某双转子实验台低压转子的参数(见表 1)。

表 1 转子主要计算参数

Table 1 Main calculational parameters of rotor

参数	数值
转轴的外半径 R/cm	1.5
转轴的內半径 r/cm	1
转轴的弹性模量 E/GPa	200
转轴的密度 $\rho_b/(\text{kg}/\text{m}^3)$	8000
转轴的長度 l/m	0.713
转盘的外半径 R_1/cm	12.713
转盘的內半径 R_d/cm	1.5
转盘的厚度 h_d/cm	2.73
转盘的弹性模量 E_1/GPa	200
转盘的泊松比 ν_1	0.3
转盘的密度 $\rho_d/(\text{kg}/\text{m}^3)$	8000
凸点的弹性模量 E_2/GPa	200
凸点的曲率半径 R_2/cm	1.2713
凸点的泊松比 ν_2	0.3
支承弹簧刚度 $k_c/(\text{kN}/\text{m})$	5000
支承阻尼系数 c_c	2100
压气盘的偏心量 e_d/mm	0.01
压气盘与凸点的间隙 δ_0/mm	0.02
碰撞恢复系数 c_c	0.9

采用由式(1)表征的非线性碰摩力模型,得到转子系统横向响应分岔图如图 5 所示,其中横轴是转速 $\omega(\text{rad}/\text{s})$,纵轴是压气盘的横向振动 $x(10^{-4} \text{ m})$ 。由压气盘的分岔图可知,系统的响应包含了丰富的非线性现象,为了详细分析不同转速下系统的振动响应,选取 $\omega=350,490,550,610,630 \text{ rad}/\text{s}$ 绘制位移时间历程曲线图、速度时间历程曲线图、轴心轨迹图、相图、Poincare 映射图和频谱图,如图 6(a)~图 6(e)。

当转速较慢时,系统作周期 1 运动;随着转速的加快,在一定速度范围内,系统开始做拟周期运动,如图 6(a)所示。从图 6(a)中可见,位移和速度时间历程曲线不是规则的周期运动,轴心轨迹和相图较为复杂,Poincare 映射图呈现出 1 条近似闭环曲线,频谱图中除工频 $1 \times (55.7 \text{ Hz}, \text{符号“} \times \text{”表示倍频})$ 外,还包括: $2 \times, 3 \times, 4 \times$, 以及 $\frac{i}{4} \times (i=1, 3, 5, 7, 11)$,但其幅值均明显小于工频的幅值。

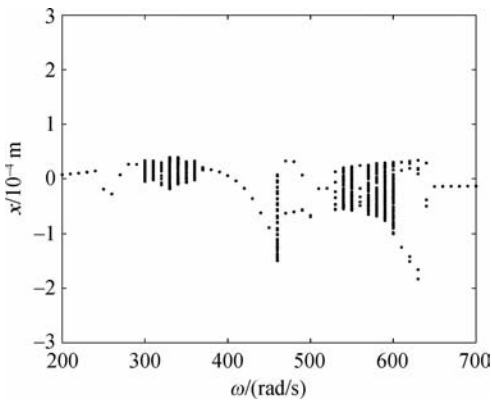


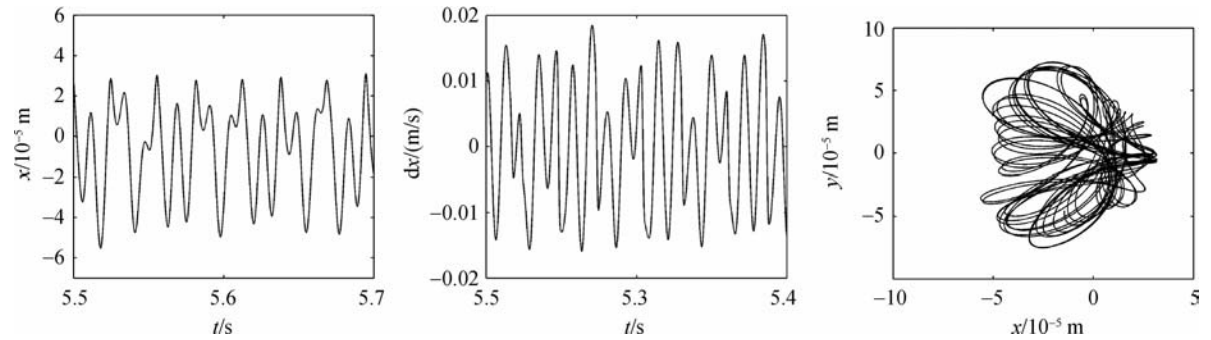
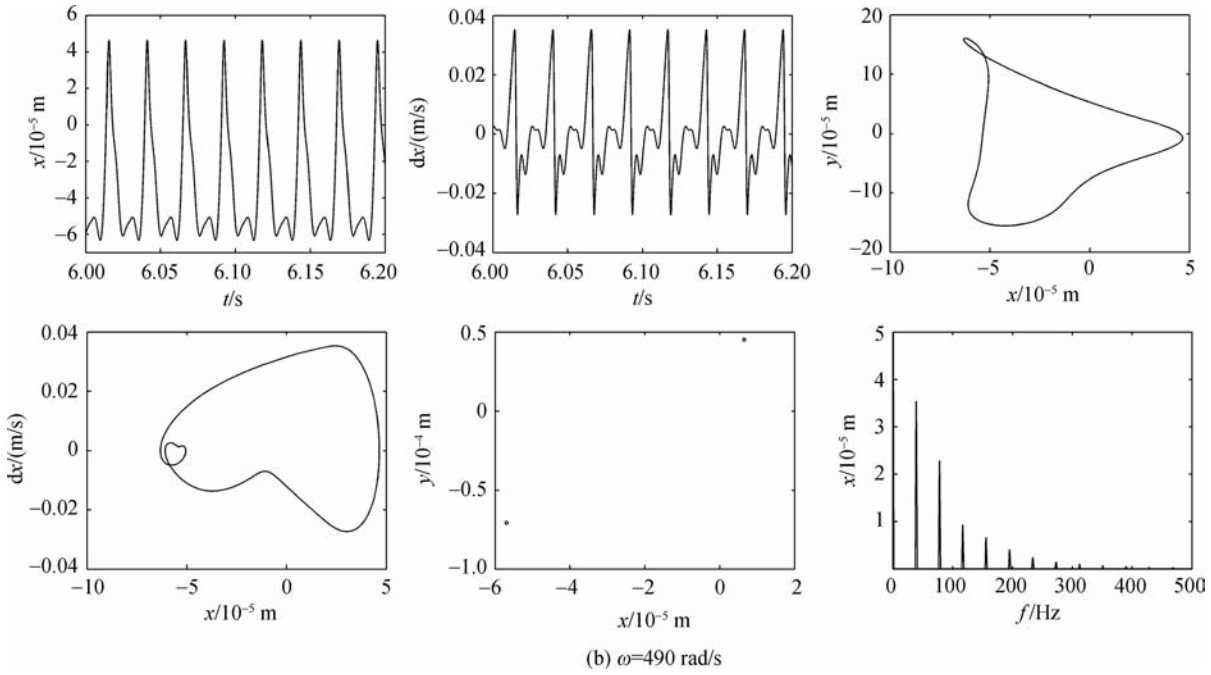
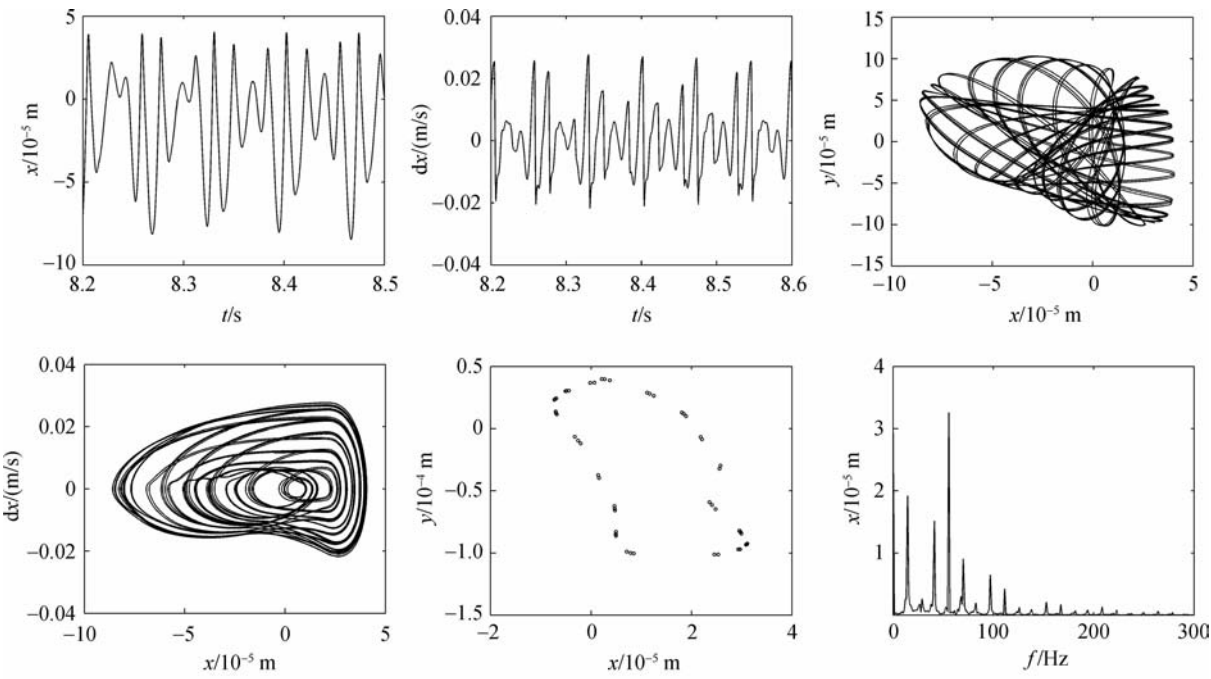
图 5 转子横向响应分岔图

Fig. 5 Bifurcation diagram of rotor lateral response

当转速增加至 $490 \text{ rad}/\text{s}$ 时,系统作周期 2 运动,Poincare 映射图呈现出两个孤立的点,频谱图中除工频 $1 \times (77.98 \text{ Hz})$ 外,还包括: $2 \times, 3 \times$, 以及 $\frac{i}{2} \times (i=1, 3, 5, 7)$,并且 $\frac{1}{2} \times$ 对应的幅值最大,说明此时系统发生了次谐波振动。

当 $\omega=550 \text{ rad}/\text{s}$ 时,系统再次发生拟周期运动,Poincare 映射图中存在 1 条闭环曲线,频谱图中除工频 $1 \times (87.53 \text{ Hz})$ 外,还包含了大量的频率成分如: $\frac{3}{5} \times, \frac{4}{5} \times, \frac{9}{5} \times$ 等。

由图 5 可知,系统在 $530 \sim 600 \text{ rad}/\text{s}$ 内始终作拟周期运动。当转速进一步提高时,系统的振动状态对转速极其敏感,如:在 $\omega=610 \text{ rad}/\text{s}$ 和 $630 \text{ rad}/\text{s}$,系统分别作周期 3 和周期 6 运动,如图 6



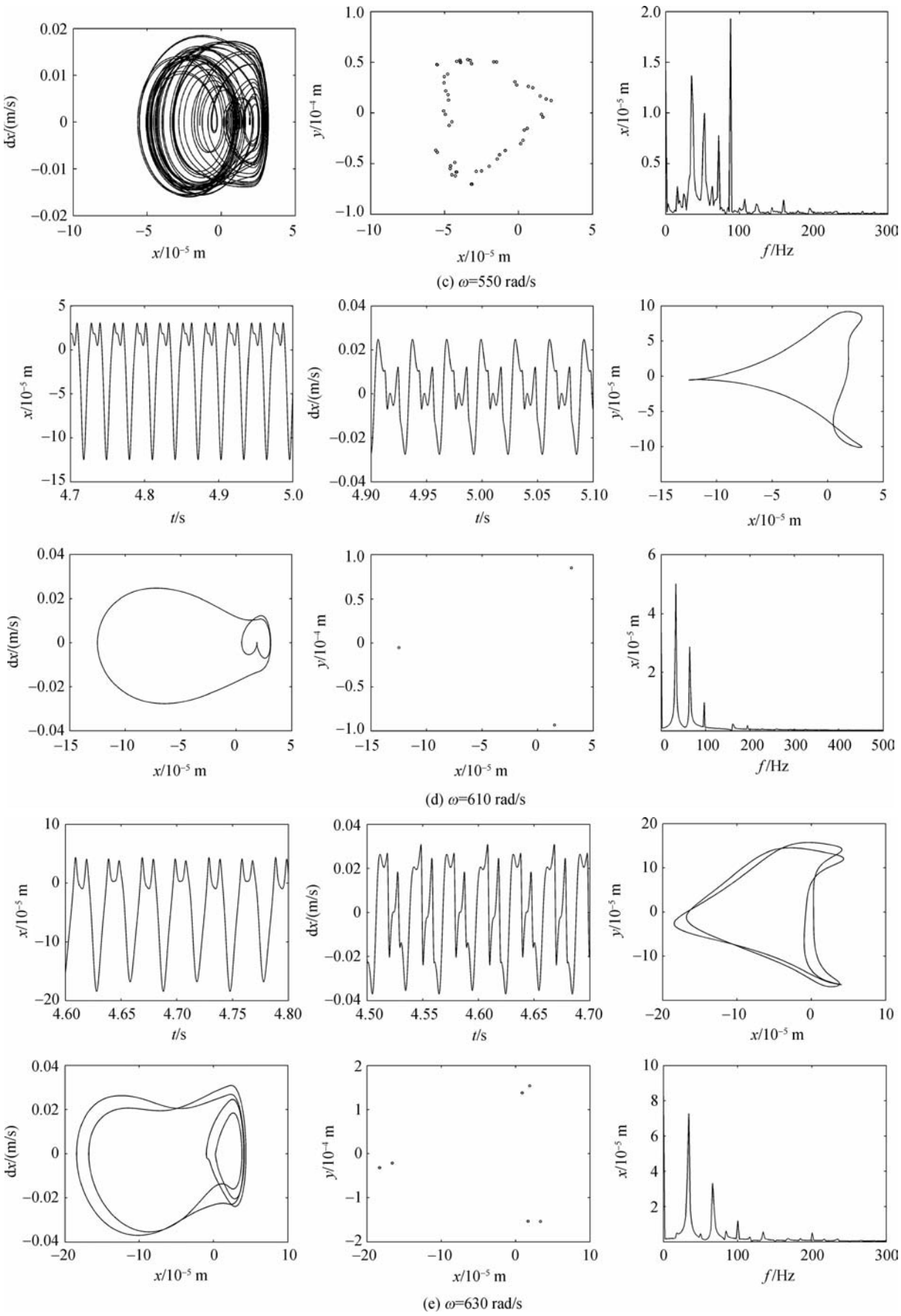


图 6 不同转速下,转子系统的响应

Fig. 6 Response of rotor system with different rotating speeds

(d)和图 6(e)所示,相同的是,系统在这两种情况下均发生了次谐波振动。

3.1 凸点“软、硬”特性的影响

接触材料的软、硬特性会直接影响压气盘与凸点的碰摩力,导致含碰摩故障的转子系统的振动状态发生改变。

保持其他参数不变,以转速为分岔变量,在 $E_2=200, 20, 2 \text{ GPa}$ 时,数值仿真得到转子系统的响应分岔图,如图 5($E_2=200 \text{ GPa}$)和图 7(a)、图 7(b)所示。

对比 3 种情况下的分岔图可知,当凸点的接触材料较软时,转子系统的振动响应多以周期 1 运动为主;当机匣凸点的接触材料较硬时,系统将在较宽的转速区间内产生丰富的非线性动力学现象。

3.2.1 凸点的曲率半径的影响

为了研究凸点的曲率半径对转子系统振动响应的影响,用 n 表示凸点的曲率半径 R_2 与压气盘半径 R_1 之比,即

$$n = \frac{R_2}{R_1} \tag{14}$$

因此,本文定义了 6 种工况用于研究机匣凸点的凸出程度对转子系统振动响应的影响(见图 8),其中 g 点对应双盘悬臂转子系统的原工况。

由图 9 可知,保持表 1 中其他参数不变,在 $n=0.001, 0.01$ (原工况), 0.02 时(对应图 8 中 a, g, b 三点),凸点的曲率半径逐渐变大. 利用线性插值法和 4 阶 Runge-Kutta 法进行数值仿真,依次得到 3 种工况下压气盘横向响应分岔图,如图 5($n=0.01$)和图 10(a)、图 10(b)所示。

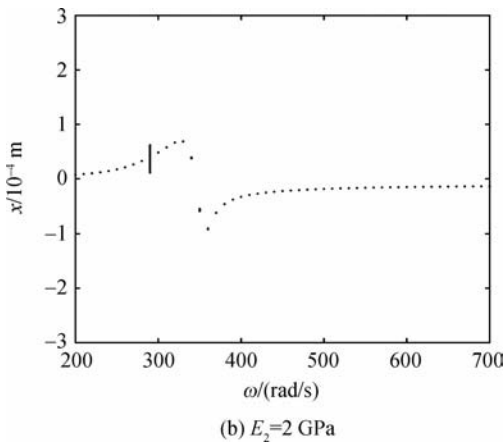
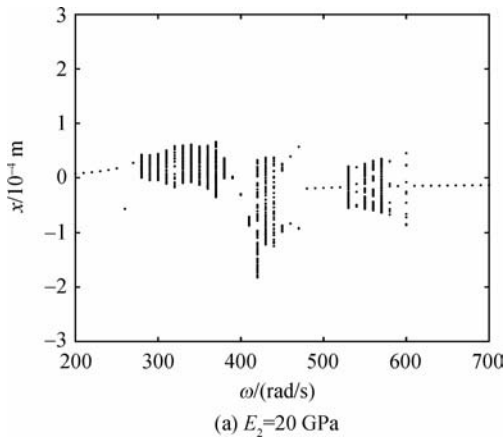


图 7 不同弹性模量下,转子横向响应分岔图
Fig. 7 Bifurcation diagram of rotor lateral response with different elastic modulus

3.2 凸点凸出程度的影响

凸点的凸出程度主要体现在 3 个方面即:凸点的曲率半径的变化;凸点与压气盘间隙的变化;凸点的曲率半径和间隙同时变化。

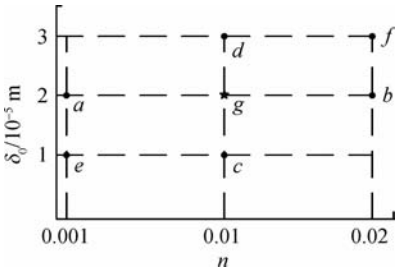


图 8 机匣凸点的工况设计图
Fig. 8 Case design diagram convex point

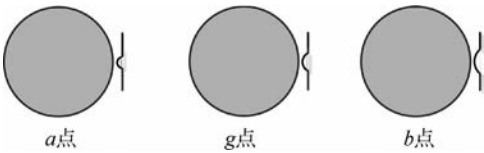
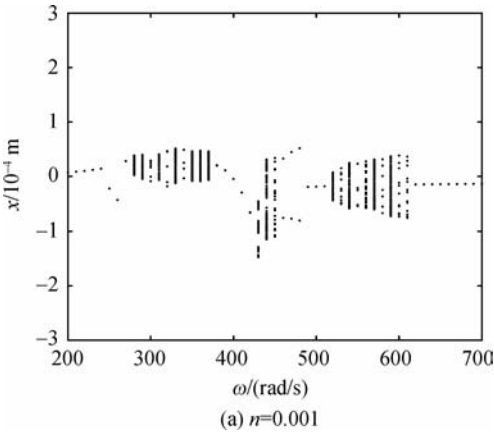


图 9 凸点处不同的曲率半径的示意图
Fig. 9 Schematic diagram of different curve radius at convex point



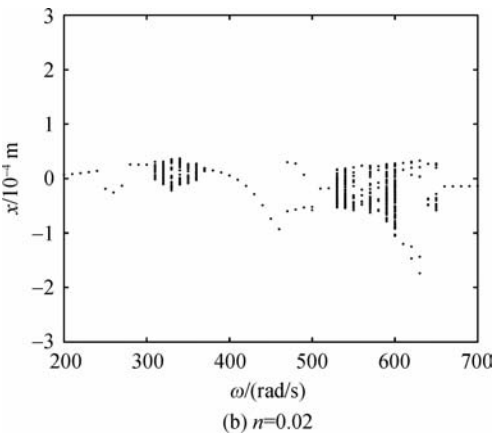


图 10 不同凸点曲率半径下,转子横向响应分岔图
Fig. 10 Bifurcation diagram of rotor lateral response with different curve radius of convex point

对比图 5($n=0.01$)和图 10(a)、图 10(b)给出的结果可知,当凸点的曲率半径较小时($n=0.001$),系统在较低转速便可发生拟周期运动;系统的振动响应主要以拟周期和周期运动交替出现,并且随着凸点曲率半径的减小,交替现象频繁;当凸点的曲率半径较大时,系统在较高转速区间内保持拟周期运动;对比 3 种工况下的分岔图的幅值可以发现,凸点的曲率半径对系统的振幅没有明显的影响。

3.2.2 凸点与转盘间隙的影响

与图 9 中凸点凸出的情况不同,图 11 主要研究在凸点的曲率半径不变的情况下,凸点与压气盘的间隙对转子系统振动响应的影响。

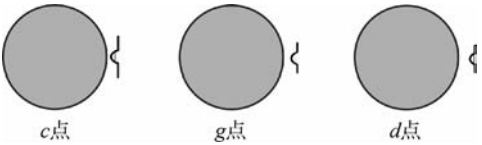


图 11 压气盘与凸点间不同间隙的示意图
Fig. 11 Schematic diagram of different clearances between compressor disc and convex point

保持表 1 中其他参数不变,在 $\delta_0 = 10^{-5}, 2 \times 10^{-5}, 3 \times 10^{-5} \text{ m}$ 时(对应图 8 中 c, g, d 三点),求出转子转速从 $200 \sim 700 \text{ rad/s}$ 的响应,得到的分岔图如图 5($\delta_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ m}$)和图 12(a)、图 12(b)所示。

对比图 5($\delta_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ m}$)和图 12(a)、图 12(b)可见,在不同间隙下,转子系统的响应分岔图存在明显的不同。

当 $\delta_0 = 10^{-5} \text{ m}$ 时,系统在较宽的低转速区间

内保持周期 1 运动;随着转速的增加至 520 rad/s 时,系统发生拟周期运动,并保持该运动状态;当转速继续提高时,系统出现周期 2、周期 3、周期 4、周期 6 和拟周期等丰富的非线性动力学现象。

当 $\delta_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ m}$ 时,系统在 300 rad/s 处首次出现了拟周期运动;随着转速的增加,系统的运动主要以周期和拟周期形式交替出现。

当 $\delta_0 = 3 \times 10^{-5} \text{ m}$ 时,系统将会在更低的转速发生拟周期运动($\omega = 280 \text{ rad/s}$),并且非线性现象主要集中在低转速区;随着转速的增加,系统将在较宽的转速区间内作规则的周期 1 运动。

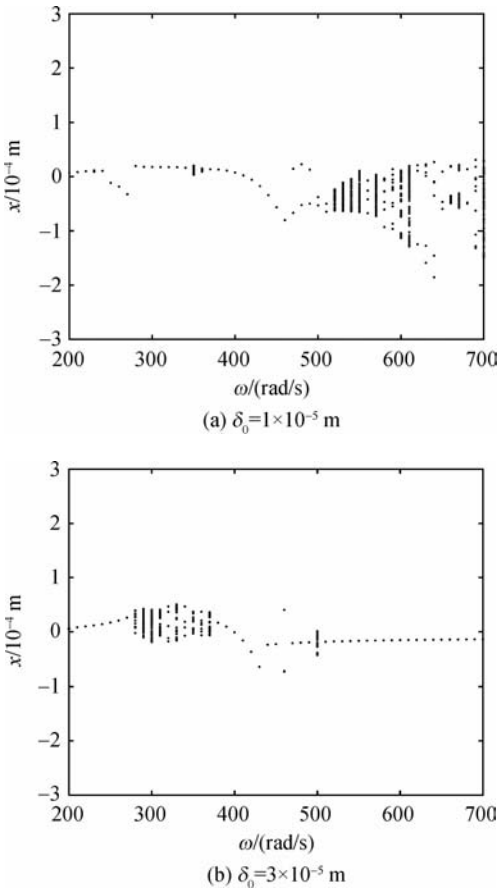


图 12 不同间隙下,转子横向响应分岔图
Fig. 12 Bifurcation diagram of rotor lateral response with different clearances

3.2.3 凸点的曲率半径和间隙共同的影响

当机匣的凸点由尖锐到平缓逐渐变化时,凸点的曲率半径和间隙将会同时影响转子系统的振动响应,如图 13 所示。

保持表 1 中其他参数不变,取 $n=0.001, \delta_0 = 10^{-5} \text{ m}$ 和 $n=0.02, \delta_0 = 3 \times 10^{-5} \text{ m}$ (对应图 8 中 e, f 两点)分别模拟尖锐凸点和平缓凸点这两种情况得到的分岔图如图 14 所示,并将其与原工况

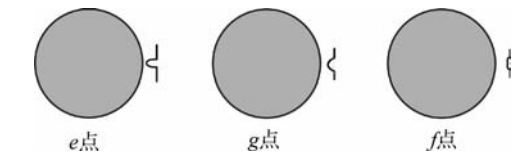


图 13 不同间隙和不同凸点曲率半径的示意图
Fig. 13 Schematic diagram of different clearances and different curve radius of convex point

(图 5)对比.

当凸点较为尖锐时, $n=0.001$, $\delta_0=10^{-5}$ m, 如图 14(a)所示, 系统在 $\omega=310$ rad/s 时出现拟周期运动; 系统的振动响应中周期运动和拟周期运动交替出现; 当转速提高到某一程度时, 系统表现出丰富的非线性动力学现象并始终存在.

当机匣的凸点逐渐平缓时, $n=0.01$, $\delta_0=2\times 10^{-5}$ m, 如图 5 所示, 系统在较低的转速发生拟周期运动($\omega=300$ rad/s), 并在较宽的转速区间内出现丰富的非线性动力学现象; 当达到某一转

速时($\omega=650$ rad/s), 系统恢复到周期 1 运动.
若机匣的凸点更为平缓时, $n=0.02$, $\delta_0=3\times 10^{-5}$ m, 如图 14(b)所示, 系统将在 $\omega=280$ rad/s 首次出现拟周期运动; 非线性动力学现象主要集中在低转速区.

4 结 论

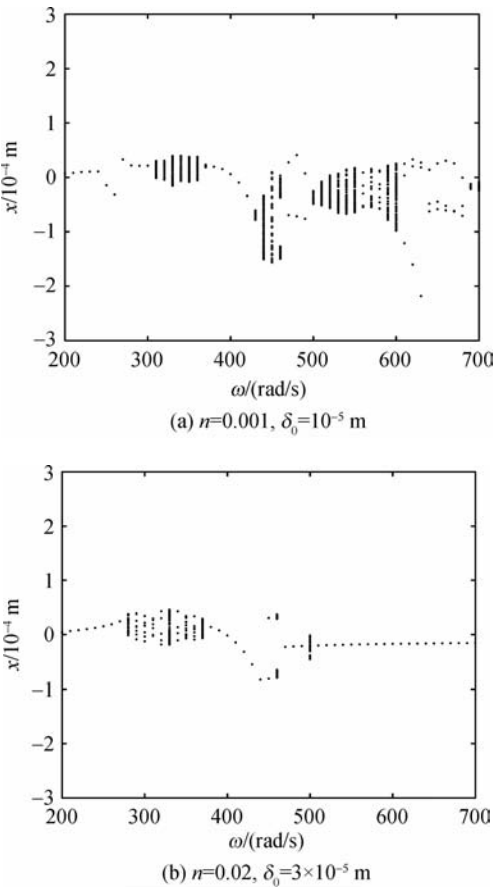
转/静子碰摩问题是旋转机械研究中的重要基础问题. 本文以某航空发动机中的低压转子为研究对象, 建立了双盘悬臂转子动力学模型. 由于航空发动机中低压转子表面上的软涂层的接触刚度远小于静子机匣的结构刚度, 采用非线性滞回碰摩力模型表征定点碰摩的碰摩力. 利用线性插值法和 4 阶 Runge-Kutta 数值分析不平衡-定点碰摩耦合故障对转子系统振动响应的影响, 得到如下结论:

- 1) 在非线性滞回碰摩力作用下, 转子系统的振动响应中包含了周期、拟周期等丰富的非线性动力学现象, 并且在较高转速区主要以拟周期振动和次谐波振动为主.
- 2) 若机匣的凸点较软时, 转子系统的动力响应多以周期运动为主; 若凸点较硬时, 转子会在较低转速下发生拟周期运动, 并且拟周期运动和周期运动交替出现.
- 3) 当凸点与压气盘间隙过小时, 系统将在较宽的转速区间内产生复杂的非线性振动; 当间隙较大时, 转子系统将在较窄的低转速区发生非线性振动, 随后恢复到规则的周期运动.
- 4) 当凸点的曲率半径较小时, 系统较易发生非线性振动; 当凸点的曲率半径较大时, 系统将在较宽的转速区间内作非线性振动.
- 5) 对于机匣上较为尖锐的凸点, 系统的振动响应通常会表现出大量的非线性动力学现象; 而对于较为平缓的凸点, 尽管非线性现象所对应的转速区间较窄, 但一般发生在低转速区.

参考文献:

[1] Chupp R E, Hendricks R C, Lattimes S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
[2] 江俊, 陈艳华. 转子与定子碰摩的非线性动力学研究[J]. 力学进展, 2013, 43(1): 132-148.
JIANG Jun, CHEN Yanhua. Advances in the research on nonlinear phenomena in rotor/stator rubbing systems[J]. Journal of Advances in Mechanics, 2013, 43(1): 132-148. (in Chinese)

图 14 不同间隙和凸点曲率半径下, 转子横向响应分岔图
Fig. 14 Bifurcation diagram of rotor lateral response with different clearances and different curve radius of convex point



- [3] Muszynska A. Rotor-to-stationary element rub-related vibration phenomena in rotating machinery-literature survey[J]. The Shock and Vibration Digest, 1989, 21(3): 3-11.
- [4] 韩清凯, 于涛, 王德友, 等. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M]. 北京: 科学出版社, 2010: 1-14.
- [5] Han Q, Zhang Z, Wen B. Periodic motions of a dual-disc rotor system with rub-impact at fixed limiter[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2008, 222(10): 1935-1946.
- [6] 马辉, 太兴宇, 汪博, 等. 柔性转子系统轮盘外缘定点碰摩动力学特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(17): 89-96, 149.
- MA Hui, TAI Xingyu, WANG Bo, et al. Dynamic characteristic analysis of a flexible rotor system with fixed-point rubbing fault at a wheel edge[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(17): 89-96, 149. (in Chinese)
- [7] 胡芑庆, 张雨, 刘耀宗, 等. 转子系统动静件间尖锐碰摩时的振动特征试验研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(9): 777-780.
- HU Niaoqing, ZHANG Yu, LIU Yaozong, et al. Experimental research on vibration characteristics of sharp rub-impact between rotor and stator of a rotor system[J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(9): 777-780. (in Chinese)
- [8] 许斌, 徐尉南, 张文. 单盘转子的同步全周碰摩及其稳定性分析[J]. 复旦学报: 自然科学版, 2006, 45(2): 148-154, 169.
- XU Bin, XU Weinan, ZHANG Wen. Study of synchronous full annular rub of Jeffcott and rotor and its dynamic stability[J]. Journal of Fudan University: Natural Science, 2006, 45(2): 148-154, 169. (in Chinese)
- [9] 张华彪, 陈予恕, 李军. 弹性支承-刚性转子系统同步全周碰摩的分岔响应[J]. 应用数学和力学, 2012, 33(7): 812-827.
- ZHANG Huabiao, CHEN Yushu, LI Jun. Bifurcation on the synchronous full annular rub of a rigid-rotor elastic-support system[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2012, 33(7): 812-827. (in Chinese)
- [10] ZHANG Guofa, XU Weinan, WEN B, et al. Analytical study of nonlinear synchronous full annular rub motion of flexible rotor-stator system and its dynamic stability[J]. Nonlinear Dynamics, 2009, 57(4): 579-592.
- [11] 刘献栋, 李其汉. 转静件碰摩模型及不对中转子局部碰摩的混沌特性[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 361-365, 456.
- LIU Xiandong, LI Qihan. Impact-rub model and chaotic feature of partial rub of eccentric rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4): 361-365, 456. (in Chinese)
- [12] 陈果, 李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2277-2284.
- CHEN Guo, LI Xingyang. Study on imbalance-misalignment-rubbing coupling faults in aero-engine vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 2277-2284. (in Chinese)
- [13] 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 model including rubbing coupling faults[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(4): 361-368. (in Chinese)
- [14] 张小龙, 江俊. 考虑定子质量和碰摩面刚度的转子/定子系统碰摩响应的全局动力学特性研究[J]. 应用力学学报, 2007, 24(3): 381-385.
- ZHANG Xiaolong, JIANG Jun. Global dynamic characteristics of rotor/stator systems accounting for stator mass and contact surface stiffness[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2007, 24(3): 381-385. (in Chinese)
- [15] Chu F, Zhang Z. Bifurcation and chaos in a rub-impact Jeffcott system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 210(1): 1-18.
- [16] Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rotor-ball bearings-support-stator coupling system for aeroengine with rubbing coupling faults[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(1): 1-9.
- [17] 曹登庆, 杨洋, 王德友, 等. 基于滞回碰摩力模型的转子系统碰摩响应研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(1): 1-9.
- CAO Dengqing, YANG Yang, WANG Deyou, et al. Study on the rub-impact responses of rotor systems based on the hysteretic rub-impact force model[J]. Journal of Aero-engine, 2014, 40(1): 1-9. (in Chinese)
- [18] Lankarani H M, Nikavesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody system[J]. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(3): 369-376.

(编辑: 王碧珺)