

双转子系统组合不对中-碰摩耦合故障动力学特性研究

姚夏 南国防 李姚 丘学文

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 航空发动机双转子系统不对中会导致振动异常增大,进而发生转静碰摩,影响转子安全稳定运行。以双转子系统为研究对象,考虑轴承不对中-联轴器不对中-碰摩故障,基于集中质量法建立转子系统动力学模型,根据拉格朗日方程建立系统运动微分方程,采用Range-Kutta法对其进行求解,研究转速、不对中角度、联轴器不对中量等关键参数对系统非线性动力学特性的影响机制。研究结果表明,随着转子转速增大,系统呈现出周期、多周期、拟周期、混沌运动等复杂的动力学特性,且转速在1 500~2 200 rad/s时,系统通过多次阵发性分岔和阵发性倒分岔在周期2运动和混沌状态之间切换;振动响应随联轴器平行不对中量变化的分岔图中存在“跳跃”等非线性现象;随着轴承不对中角度的增大,高转速的混沌区间缩小,稳定的周期运动区间增大。

关键词: 轴承不对中; 联轴器不对中; 碰摩; 耦合故障; 非线性

中图分类号: TK05; TH113.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.01.001

0 引言

航空发动机双转子系统不对中会导致振动异常增大,进而发生转静碰摩,对发动机安全稳定运行造成巨大威胁。因此,研究双转子系统不对中-碰摩耦合故障动力学特性,对故障诊断、结构设计等具有重要的学术价值和工程应用价值。

国内外学者对转子不对中故障^[1-3]、碰摩^[4-7]等进行了大量的研究,韩清凯等^[8]总结了转子不对中类型及其建模方法并梳理了航空发动机双转子系统不对中模式。张宏献等^[9]讨论了存在不对中故障的转子系统非线性动力学特性以及不对中故障定量分析方面的研究。JIANG等^[10]对线性碰摩刚度下的反向全周碰摩动力学特性进行了详细的研究。不对中故障下转子系统偏离设计工况运行,轴承和联轴器设计参数发生改变从而改变了振动特性。在轴承不同心故障下,轴承载荷随标高量呈线性变化而轴承套偏角不对中会引起轴承接触角、游隙和滚珠转速的周期性变化,增强系统轴向振动^[11]。对双转子系统的研究^[12-13]表明,不对中故障特性会通过中介轴承传递至另一个转子,由不对中引起的谐波频率与双转子系统固有频率相同时系统都会发生共振。近年来,不少学者通过有限元软件研究了含不对中故障转子系统动力学特性^[14-15]及碰摩动力学特性^[16-17]。王美令^[18]考虑轴承不

在同一水平线、轴承内外圈倾斜,将轴承平行不对中等效为轴承受到径向载荷并产生相应的位移量,将轴承角度不对中等效为轴承受到附加弯矩并产生相应的角位移,建立了五自由度滚动轴承刚度模型,并基于Ansys和实验,验证了所建立模型的正确性。为了更全面地反映碰摩过程对碰摩的影响,研究者提出了一种能够分析叶片数量和碰摩间隙变化对碰摩影响的动力学模型^[19-20]。

本文建立了组合不对中和碰摩故障耦合的双转子系统动力学模型,研究转速、联轴器不对中量、不对中角度、中介轴承刚度等关键参数对双转子系统非线性动力学特性的影响规律。

1 双转子系统组合不对中-碰摩耦合动力学建模

双转子系统为航空发动机中常见的一种结构。图1为双转子系统示意图,低压转子两端通过轴承1和轴承2与基座相连,联轴器两侧受到轴承3和轴承4的支撑;高压转子在支撑5处与机匣相连,后侧通过轴承6与低压转子相连。为使所建立模型简化的同时又能反映结构特点和振动特性,建模过程中忽略扭转振动和轴向振动,将高压轴视为刚性轴。低压转子左侧支撑集中质量为 m_1 ,低压转子压气机轮盘集中质量为 m_2 ,联轴器及两侧支撑集中质量为 m_3 ,中介轴承在低

收稿日期: 2023-07-02 修回日期: 2023-08-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(52275118)

作者简介: 姚夏,女,1999年生,江苏淮安人,硕士研究生; 主要研究方向为非线性振动; E-mail:812428639@qq.com。

南国防,男,1980年生,陕西兴平人,博士,副教授; 主要研究方向为叶片减振、振动理论、非线性动力学等; E-mail:ngf@usst.edu.cn。

引用格式: 姚夏,南国防,李姚,等. 双转子系统组合不对中-碰摩耦合故障动力学特性研究[J]. 机械强度,2025,47(1):1-11.

YAO Xia, NAN Guofang, LI Yao, et al. Study on dynamics characteristic on combination misalignment and rubbing of the dual-rotor system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(1): 1-11.

压转子处的集中质量为 m_4 , 低压涡轮轮盘集中质量为 m_5 , 低压转子右侧支撑集中质量为 m_6 , 高压转子轮盘集中质量为 m_h ; 低压转子左端轴承支撑刚度及阻尼为 k_1, c_1 , 右端轴承支撑刚度及阻尼为 k_2, c_2 , 联轴器两侧支撑刚度及阻尼为 k_3, c_3 和 k_4, c_4 , 高压转子左侧轴承支撑刚度及阻尼为 k_5, c_5 。相应地, 各集中质量平动位移分别为 $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5, x_6, y_6, x_h, y_h$; 高压转子轮盘绕 x 和 y 轴的转动自由度为 θ_y 和 θ_x 。考虑高压轮盘、低压压气机盘和涡轮盘偏心, 偏心距分别为 e_h, e_1, e_2 。低压轴弹性模量为 E , 横截面惯性矩为 I ; 高压轮盘极转动惯量为 J_p , 直径转动惯量为 J_d ; 集中质量 i 与集中质量 j 之间的弹性轴段阻尼为 c_{ij} , 高、低压转子转速比为 λ 。为了研究组合不对中-碰摩耦合的双转子系统动力学特性, 建立准确的中介轴承和不对中模型显得尤为重要, 以下将从这些方面进行阐述。

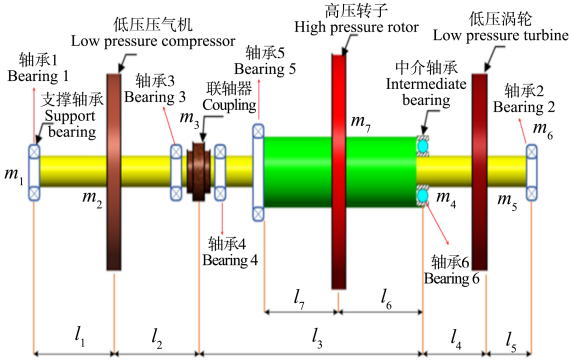


图1 双转子系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the dual-rotor system

1.1 中介轴承模型

航空发动机转子普遍采用滚动轴承弹性支撑, 高压转子和低压转子采用中介轴承相连, 中介轴承如图2所示。中介轴承建模中忽略滚珠与内、外环之间的摩擦作用和相对滑动, 假设中介轴承滚珠与内、外圈只有径向弹性力, 弹性力满足 Hertz 接触理论; 轴承外圈与高压转子同速转动, 轴承内圈与低压转子同速转动。若内、外滚道半径分别为 r 和 R , 滚珠与内、外圈接触点的线速度分别为 v_r 和 v_R , 轴承内、外圈旋转角速度分别为 ω_r 和 ω_R , 保持架线速度为 v_{cage} , 则

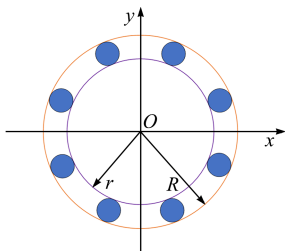


图2 滚动轴承模型

Fig. 2 Model of the rolling bearing

$$\begin{cases} v_r = \omega_r r \\ v_R = \omega_R R \end{cases} \quad (1)$$

$$v_{cage} = \frac{1}{2} (v_r + v_R) \quad (2)$$

由于轴承外圈与高压转子同转速, 轴承内圈与低压转子同转速, 所以保持架角速度为

$$\omega_{cage} = \frac{v_r r + v_R R}{r + R} \quad (3)$$

滚动轴承受到不平衡力和轴承刚度连续周期变化引起的 VC (Varying Compliance) 振动, 不平衡引起的振动频率为转子的旋转频率, 刚度变化引起的振动频率为刚度变化的周期。假设滚子数量为 N_b , 则滚珠通过频率为

$$\omega_{vc} = \omega_{cage} N_b = \frac{v_r r + v_R R}{r + R} N_b \quad (4)$$

设第 j 个滚珠处的接触角为 θ_j ; 第 j 个滚珠法向接触变形为 δ_j ; 中介轴承间隙为 δ_0 , 则

$$\theta_j = \omega_{cage} t + \frac{2\pi}{N_b} (j - 1) \quad (5)$$

$$\delta_j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0 \quad (6)$$

式中, x, y 为轴承形心径向位移。根据弹性 Hertz 接触理论, 第 j 个滚珠与滚道间的接触压力为

$$f_j = K_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0)^{3/2} \times H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0) \quad (7)$$

式中, K_b 为中介轴承接触刚度; $H(\cdot)$ 为海维赛函数。将每个滚珠受到的力集中到滚动轴承形心后, 滚动轴承在径向的轴承力为

$$\begin{cases} f_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} K_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0)^{3/2} \times \\ H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0) \cos \theta_j \\ f_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} K_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0)^{3/2} \times \\ H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (8)$$

1.2 联轴器不对中建模

本文将联轴器不对中考虑为低压转子联轴器平行不对中, 联轴器类型为齿式刚性联轴器, 齿式联轴器模型如图3所示。左、右两个半联轴器与两端转轴相连, 通过联轴器外壳与左、右两个半联轴器齿轮啮合传动, 联轴器不对中简图如图4所示。

当两个半联轴器的回转中心 O_1 和 O_2 存在平行不对中量 Δe 时, 联轴器相对回转中心 O' 的运动轨迹为以平行不对中量 Δe 为直径, 外壳静态中心 O 为圆心的圆。记两个半联轴器的回转半径分别为 R_1 和 R_2 且 $R_1 = R_2$, 联轴器外壳回转半径为 R , 则满足安装条件的联轴器外壳最小齿根圆半径 $R_{min} = \Delta e/2 + R_1 = \Delta e/2 + R_2$ 。由于齿式联轴器外壳质量占比较大, 可以将联轴器外

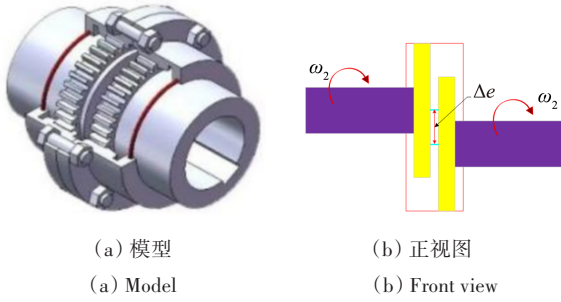


图 3 齿式联轴器模型

Fig. 3 Model of the gear coupling

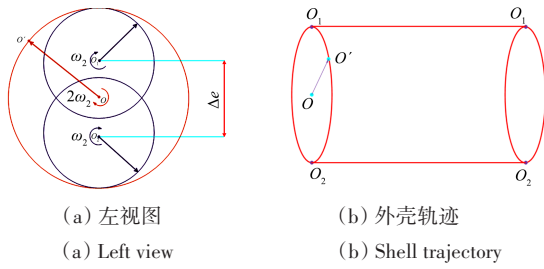


图 4 不对中模型

Fig. 4 Misalignment model

壳的运动近似代替联轴器的运动。联轴器齿套中心绕静态中心转动过程中,记齿套中心 O' 和 O_2 的连线与 O_1 和 O_2 的连线成 θ 角,如图 5 所示。根据几何关系有

$$x_3 = \Delta e \sin \theta \cos \theta = \frac{1}{2} \Delta e \sin 2\theta \quad (9)$$

$$y_3 = \frac{1}{2} \Delta e - \Delta e \cos \theta \cos \theta = \frac{1}{2} \Delta e (1 - \cos 2\theta) \quad (10)$$

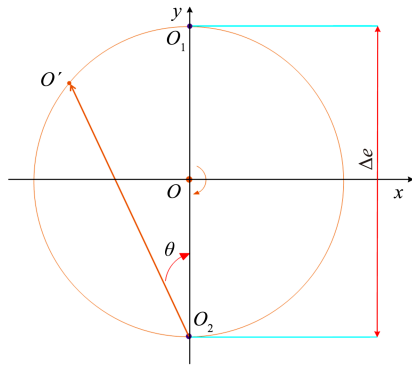


图 5 联轴器运动示意图

Fig. 5 Motion diagram of the coupling

对 θ 求导有

$$dx_3 = \Delta e \cos 2\theta d\theta \quad (11)$$

$$dy_3 = \Delta e \sin 2\theta d\theta \quad (12)$$

齿套中心 O' 的线速度为

$$v_{O'} = \sqrt{\left(\frac{dx_3}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_3}{dt}\right)^2} = \Delta e \frac{d\theta}{dt} = \Delta e \omega_2 \quad (13)$$

O' 绕 O 旋转的角速度为

$$\omega_{O'} = \sqrt{\frac{v_{O'}}{\Delta e/2}} = 2\omega_2 \quad (14)$$

综上可知,联轴器齿套中心旋转角速度是低压转子转速的 2 倍。

1.3 不对中-碰摩耦合动力学方程

转子系统运行时因不对中造成主轴振动过大,进而导致转静碰摩。为了研究转子系统不对中-碰摩耦合非线性动力学特性,采用拉格朗日法建立其动力学模型。高压转子动能为

$$T = \frac{1}{2} m_h (\dot{x}_h^2 + \dot{y}_h^2) + \frac{1}{2} J_d (\dot{\theta}_h^2 + \dot{\theta}_h^2) + \frac{1}{2} J_p \omega_1^2 - J_p \omega_1 \theta_x \dot{\theta}_y \quad (15)$$

高压转子势能为

$$U = \frac{1}{2} k_5 (x_{h1}^2 + y_{h1}^2) \quad (16)$$

式中, x_{h1} 和 y_{h1} 为支撑 5 处径向位移, $x_{h1} = x_h - \theta_y l_7$, $y_{h1} = y_h + \theta_x l_7$ 。高压转子耗散能为

$$\Phi = \frac{1}{2} c_5 (\dot{x}_{h1}^2 + \dot{y}_{h1}^2) \quad (17)$$

高压转子受到的外力包括不平衡力、中介轴承支撑力、重力以及碰摩力,采用拉格朗日方程建立高压转子动力学方程,有

$$m_h \ddot{x}_h + k_5 (x_h - \theta_y l_6) + c_5 (\dot{x}_h - \dot{\theta}_y l_6) = f_x + m_h e_h \omega_1^2 \cos \omega_1 t + p_{H_x} \quad (18)$$

$$J_d \ddot{\theta}_y - \frac{1}{2} J_p \omega_1 \dot{\theta}_x - k_5 l_6 (x_h - \theta_y l_6) - c_5 l_6 (\dot{x}_h - \dot{\theta}_y l_6) = f_x l_6 + T_x \quad (19)$$

$$m_h \ddot{y}_h + k_5 (y_h + \theta_x l_6) + c_5 (\dot{y}_h + \dot{\theta}_x l_6) = f_y + m_h e_h \omega_1^2 \sin \omega_1 t + p_{H_y} + m_h g \quad (20)$$

$$c_5 l_4 (\dot{y}_h + \dot{\theta}_x l_6) = -f_y l_7 + T_y \quad (21)$$

式中, p_{H_x} 、 p_{H_y} 分别为高压轮盘在 x 、 y 方向受到的碰摩力; T_x 、 T_y 为轴承不对中产生的附加弯矩。依据牛顿第二定律建立低压转子动力学方程,有

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_{12} (x_1 - x_2) + c_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (22)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_{12} (y_1 - y_2) + c_{12} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = -m_1 g \quad (23)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_{12} (x_2 - x_1) + c_{12} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_{23} (x_2 - x_3) + c_{23} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = m_2 e_1 \omega_2^2 \cos \omega_2 t \quad (24)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_{12} (y_2 - y_1) + c_{12} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_{23} (y_2 - y_3) + c_{23} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) = -m_2 g + m_2 e_1 \omega_2^2 \sin \omega_2 t \quad (25)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + k_3 x_3 + c_3 \dot{x}_3 + k_{23} (x_3 - x_2) + c_{23} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_{34} (x_3 - x_4) + c_{34} (\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = m_3 \Delta e (2\omega_2)^2 \cos(2\omega_2 t) \quad (26)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + k_3 y_3 + c_3 \dot{y}_3 + k_{23} (y_3 - y_2) + c_{23} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_{34} (y_3 - y_4) + c_{34} (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = -m_3 g + m_3 \Delta e (2\omega_2)^2 \sin(2\omega_2 t) \quad (27)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 + k_{34} (x_4 - x_3) + c_{34} (\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + k_{45} (x_4 - x_5) +$$

$$c_{45}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) = -f_x \quad (28)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 + k_{34}(y_4 - y_3) + c_{34}(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + k_{45}(y_4 - y_5) + c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) = -m_4 g - f_y \quad (29)$$

$$m_5 \ddot{x}_5 + k_{45}(x_5 - x_4) + c_{45}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) + k_{56}(x_5 - x_6) + c_{56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = p_{L_x} + m_5 e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t \quad (30)$$

$$m_5 \ddot{y}_5 + k_{45}(y_5 - y_4) + c_{45}(\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + k_{56}(y_5 - y_6) + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) = p_{L_y} - m_5 g + m_5 e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t \quad (31)$$

$$m_6 \ddot{x}_6 + k_2 x_6 + c_2 \dot{x}_6 + k_{56}(x_6 - x_5) + c_{56}(\dot{x}_6 - \dot{x}_5) = 0 \quad (32)$$

$$m_6 \ddot{y}_6 + k_2 y_6 + c_2 \dot{y}_6 + k_{56}(y_6 - y_5) + c_{56}(\dot{y}_6 - \dot{y}_5) = -m_6 g \quad (33)$$

式中, k_{ij} 为集中质量 i 与集中质量 j 之间的弹性轴段弯曲刚度; p_{L_x}, p_{L_y} 分别为低压涡轮盘在 x, y 方向受到的碰摩力。

2 计算结果及分析

针对建立的组合不对中-碰摩耦合系统运动微分方程, 采用 Runge-Kutta 法对其进行求解。算例采用的主要参数如表 1 所示。

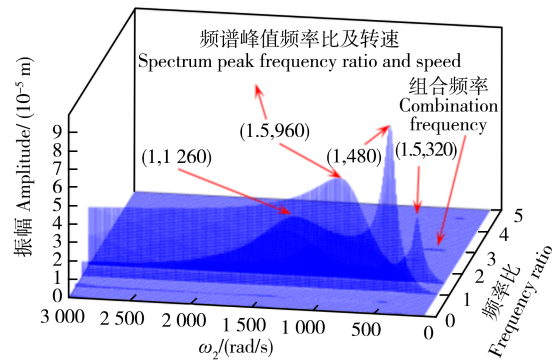
表 1 转子动力学模型主要参数

Tab. 1 Main parameters of the dynamics model for the rotor

参数 Parameter	值 Value
集中质量 Concentrated mass $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_i / \text{kg}$	1.5, 6, 10, 2.6, 1.5, 8
支撑阻尼 Support damping $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 / (\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	1 200, 1 200, 1 200, 1 200, 1 200
轮盘偏心量 Eccentricity of the disk $e_1, e_2, e_n / \text{m}$	$5 \times 10^{-5}, 5 \times 10^{-5}, 3 \times 10^{-5}$
轴端长度 Shaft-end length $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6 / \text{m}$	0.3, 0.3, 0.8, 0.2, 0.2, 0.3, 0.3
弹性轴端阻尼 Elastic shaft-end damping $c_{12}, c_{23}, c_{34}, c_{45}, c_{56} / (\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	800, 800, 800, 800, 800
轮盘极转动惯量、直径转动惯量 Pole moment of inertia, diameter moment of inertia of the disk $J_p, J_d / (\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.04, 0.02
转轴弹性模量 Elastic modulus of the shaft $E / (\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2×10^{11}
转轴横截面惯性矩 Cross section inertia moment of the rotating shaft I / m^4	1.178×10^{-7}
高、低压转子转速比 Speed ratio of high and low pressure rotors λ	1.5
轴承内、外滚道半径 Radius of inner and outer raceway of bearings $r, R / \text{m}$	$40.1 \times 10^{-3}, 63.9 \times 10^{-3}$
滚珠数量 Number of balls N_b	8
中介轴承刚度 Intermediate bearing stiffness $K_i / (\text{N}/\text{m})$	13.3×10^9
中介轴承间隙 Intermediate bearing clearance δ_0 / m	5×10^{-6}

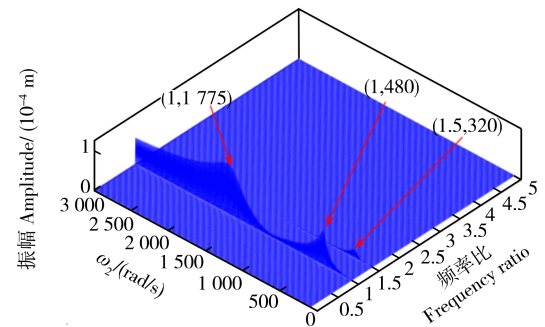
2.1 双转子系统频谱特性

对于含有不对中故障的转子系统, 不对中二倍频会引起二倍频共振, 研究中介轴承非线性作用下, 双转子系统的共振特性有利于分析不对中-碰摩耦合故障下的振动特性。用 f_H 表示高压转子转速频率, f_L 表示低压转子转速频率, 图 6(a)~图 6(c) 分别为无故障时高压轮盘、低压压气机盘和低压涡轮轮盘频谱瀑布图。由图 6 可知, 在中介轴承非线性力作用下, 除高、低压转子工频外还存在 $f_H - f_L, 2f_L, f_H + f_L, 2f_H$ 等幅值较小的组合频率; 高、低压转子 1 阶临界转速分别为 480 rad/s 和 320 rad/s。在高压轮盘, 高压转子不平衡激起 960 rad/s 处频谱峰值, 低压转子不平衡激起 1 260 rad/s 处频谱峰值; 在低压压气机盘, 低压转子不平衡激起 1 775 rad/s 处频谱峰值; 在低压涡轮盘, 高压转子不平衡激起 810 rad/s 处频谱峰值, 低压转子不平衡激起 1 490 rad/s 处频谱峰值。



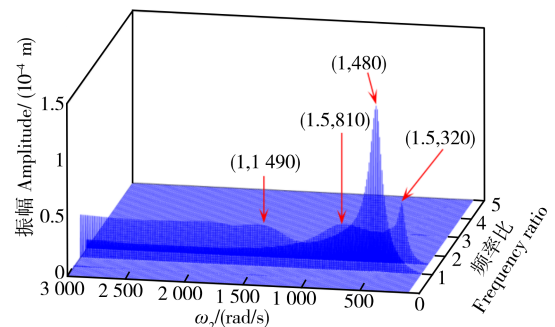
(a) 高压轮盘瀑布图

(a) Waterfall diagram of the high-pressure disk



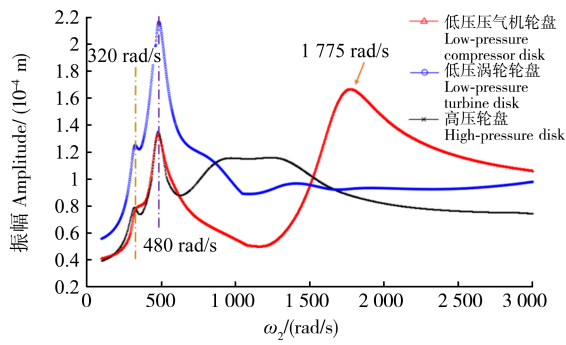
(b) 低压压气机轮盘瀑布图

(b) Waterfall diagram of the low-pressure compressor disk



(c) 低压涡轮轮盘瀑布图

(c) Waterfall diagram of the low-pressure turbine disk



(d) 无故障下转子系统幅频曲线

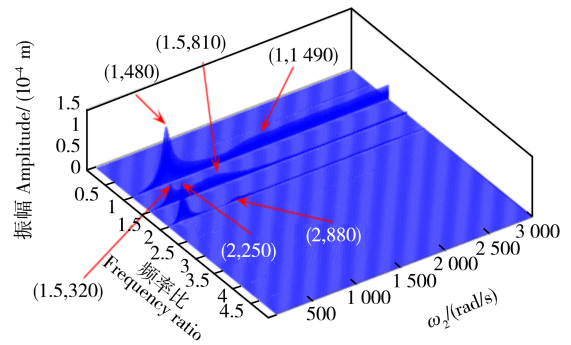
(d) Amplitude-frequency curve of rotor system without fault

图 6 无故障下转子系统频谱特性

Fig. 6 Frequency spectrum characteristics of rotor system without fault

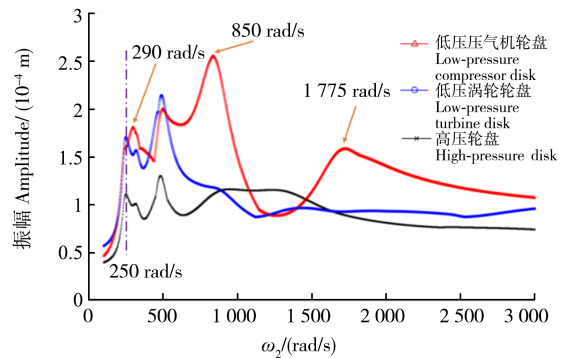
无故障时高压转子轮盘、低压压气机轮盘和低压涡轮轮盘幅频特性曲线如图 6(d) 所示。其中,横坐标是低压转子转速,纵坐标是不同位置处径向最大位移。由图 6(d) 可知,在高、低压转子 1 阶临界转速之前,高压转子轮盘、低压压气机轮盘和低压涡轮轮盘最大位移变化趋势相同,在转速超过高压转子 1 阶临界转速后,不同位置处最大位移随转速的变化趋势存在较大差异。

当存在联轴器平行不对中时,高压转子轮盘、低压压气机轮盘和低压涡轮轮盘幅频瀑布图如图 7(a)~图 7(c) 所示。对比图 6(a)、图 7(a) 可知,转子存在不对中转速为 250 rad/s 时高压轮盘新增了频谱峰值,表明联轴器不对中的影响经中介轴承后传递到高压转子。对比图 7(a)~图 7(c) 发现,高压轮盘和低压涡轮盘



(c) 低压涡轮轮盘瀑布图

(c) Waterfall diagram of the low-pressure turbine disk



(d) 不对中故障下转子系统幅频曲线

(d) Amplitude-frequency curve of the rotor system under misalignment fault

图 7 联轴器不对中故障下转子系统频谱特性

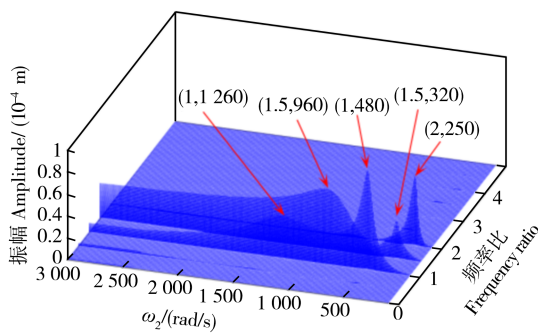
Fig. 7 Spectrum characteristics of the rotor system under the coupling misalignment fault

在 250 rad/s 处均出现频谱峰值,而低压压气机该峰值对应的转速则延迟至 290 rad/s。在低压涡轮盘幅频瀑布图中存在两个频谱峰值转速,即 250 rad/s 和 880 rad/s。

存在联轴器平行不对中时,双转子系统幅频曲线如图 7(d) 所示。在 1 阶临界转速 480 rad/s 之前,高压轮盘和低压涡轮盘最大位移变化趋势相同,而低压压气机轮盘由联轴器引起的共振峰值对应的转速则延迟至 290 rad/s。对比图 6(d)、图 7(d) 可以发现,联轴器不对中对低压压气机的影响最为显著,低压压气机轮盘在 850 rad/s 处发生了 1775 rad/s 的 1/2 临界转速二倍频共振。

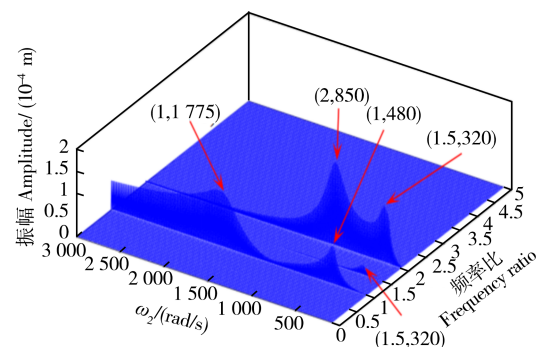
2.2 转速对耦合故障系统振动响应的影响

为了研究不对中-碰摩耦合双转子系统在不同转速下的振动特性,本文取低压转子转速在 100~3 000 rad/s 内变动,碰摩刚度 $K = 4 \times 10^8$ N/m,碰摩间隙 $\delta = 5 \times 10^{-5}$ m,不对中角度 $\alpha = 5^\circ$ 、联轴器平行不对中量 $\Delta e = 2 \times 10^{-5}$ m,中介轴承参数不变时,低压涡轮振动响应转速分岔图如图 8 所示。研究表明,系统的运动类型在 3 000 rad/s 内可以大致分为 6 个区间段,即: I 区间段,100~487 rad/s 内的周期 2 区间; II 区间段,487~976 rad/s 内的混沌运动; III 区间段,976~1 513 rad/s 内的周期 2 运动; IV 区间段,1 513~2 145 rad/s 内以混沌



(a) 高压轮盘瀑布图

(a) Waterfall diagram of the high-pressure disk



(b) 低压压气机轮盘瀑布图

(b) Waterfall diagram of the low-pressure compressor disk

为主的运动; V 区区间段, 2 145 ~ 2 680 rad/s 内的多周期运动; VI 区区间段, 2 680 ~ 3 000 rad/s 内的拟周期运动和混沌运动。由图 8 可以看出, 分岔过程可以分为两支。这是因为转速比为 1.5, 未分岔前系统处于周期 2 运动中。

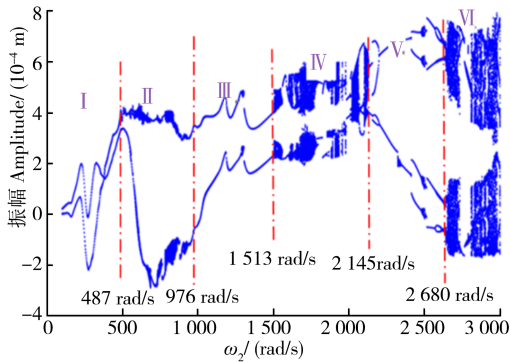


图 8 耦合故障下低压涡轮转速分岔图

Fig. 8 Speed bifurcation diagram of the low-pressure turbine under the coupling fault

低压涡轮频谱瀑布图如图 9 所示, 在亚临界转速区间, 频谱图中存在 $f_i/2, f_L, f_{H1}, 2f_{H1}, f_{H1}+f_L, 2f_L$ 等可公约频谱。在出现临界转速后系统多次出现连续性频谱, 对比分岔图分析可知, 这些连续性频谱分别对应 1 513 ~ 2 145 rad/s、1 513 ~ 2 200 rad/s 和 2 680 ~ 3 000 rad/s 内的混沌状态。

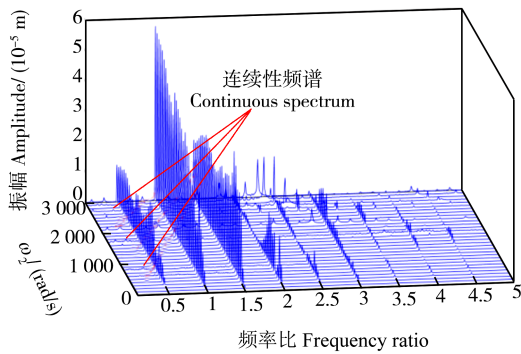


图 9 耦合故障下低压涡轮频谱瀑布图

Fig. 9 Spectrum waterfall diagram of the low-pressure turbine under the coupling fault

低压转子转速分别为 250、800、2 450、2 950 rad/s 时, 低压涡轮振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图如图 10~图 13 所示。转速为 250 rad/s 时, 转速较小, 径向位移较小, 在重力的作用下, 低压涡轮与机匣在竖直向下侧发生碰摩。图 10 中出现的 $f_H-f_L, f_L, f_{H1}, f_{H1}+f_L$ 等频谱可公约, 系统处于周期 2 运动状态。当转速超过系统 1 阶临界转速后, 系统进入混沌状态, 如图 11 所示。图 11(b) 中频率比 0~3 内存在连续性频谱, 庞加莱截面为两团无规律的散点, 表明混沌由周期 2 运动通过阵发性分岔而来。随着转速增

大, 系统逐渐远离 1 阶共振区, 系统回归周期 2 运动。当转速在 1 500~2 200 rad/s 区间内, 系统通过多次阵发性分岔和阵发性倒分岔在周期 2 运动和混沌状态之间往复。倍周期分岔过程周期 4 运动如图 12 所示, 周期

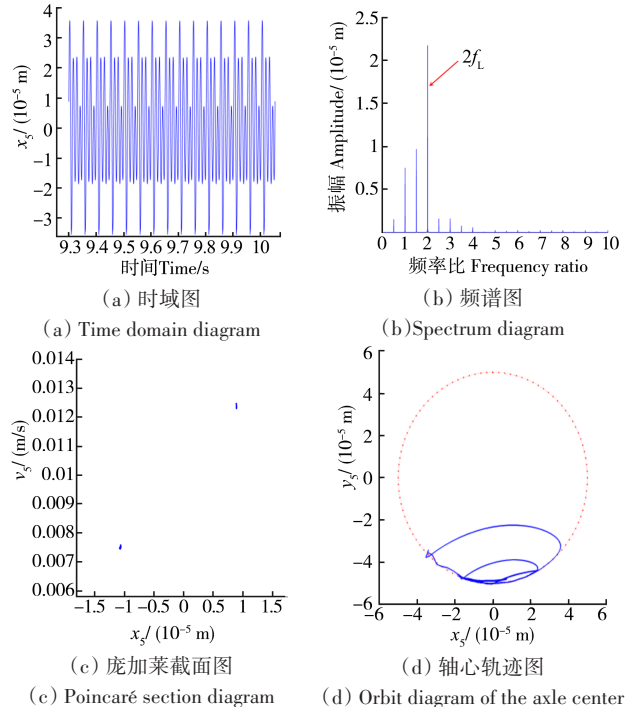


图 10 $\omega_2=250$ rad/s 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 10 Vibration response time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram when $\omega_2=250$ rad/s

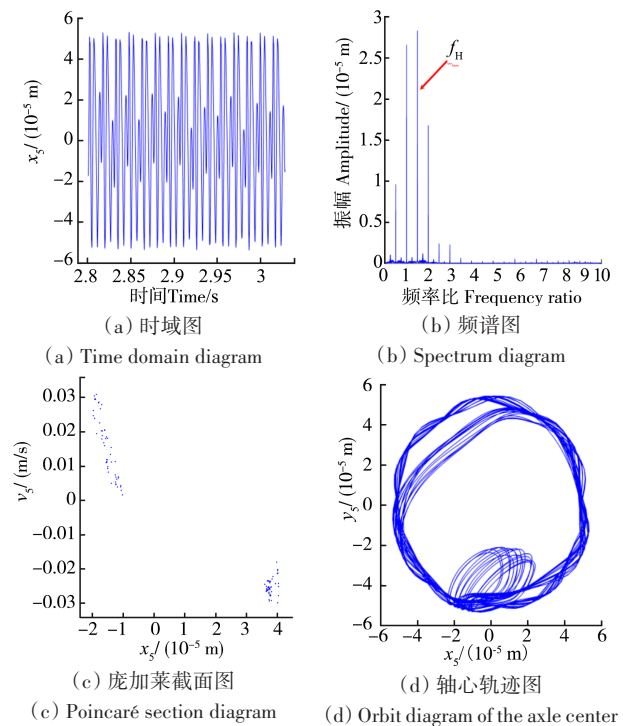


图 11 $\omega_2=800$ rad/s 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 11 Vibration response time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram when $\omega_2=800$ rad/s

4 运动和周期 8 运动具有相似的轴心轨迹。当转速为 2 950 rad/s 时,由图 13(b)可以发现,高频部分频谱分布较多,2.4 f_1 频谱幅值较大;图 13(d)庞加莱截面呈现两个类圆曲线,系统处于拟周期运动。

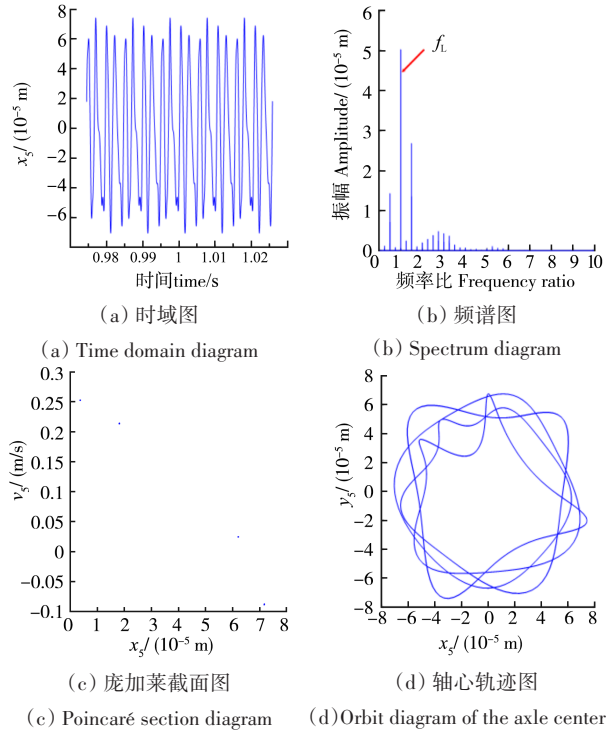


图 12 $\omega_2=2\ 450$ rad/s 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 12 Vibration response time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram when $\omega_2=2\ 450$ rad /s

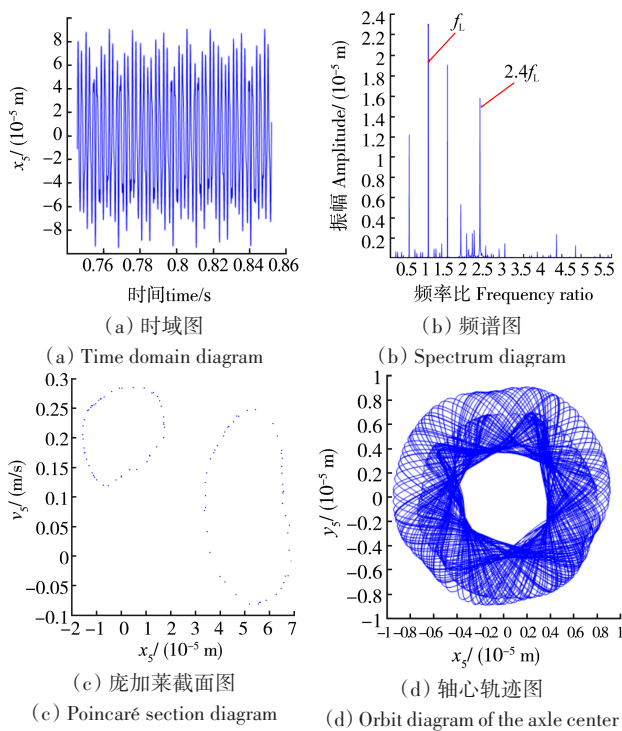


图 13 $\omega_2=2\ 950$ rad/s 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 13 Vibration response time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram when $\omega_2=2\ 950$ rad /s

2.3 联轴器平行不对中量对耦合故障系统振动响应的影响

保持碰摩参数及轴承不对中角度不变,研究联轴器平行不对中量对振动响应的影响。低压转子转速为 1 500 rad/s 时高压转子、低压压气机和低压涡轮横向往移随联轴器平行不对中量的分岔图如图 14 所示。尽管存在中介轴承非线性,低压压气机盘、低压涡轮盘和高压轮盘处联轴器不对中量分岔特性基本相同,低压涡轮分岔特征最为明显。

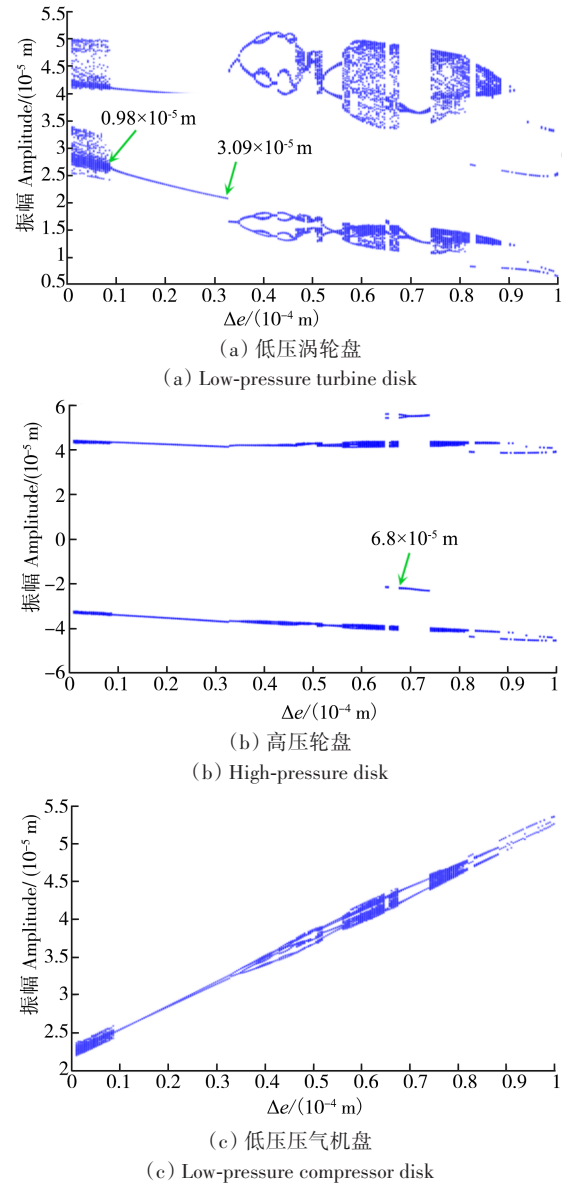


图 14 不同位置联轴器不对中量分岔图

Fig. 14 Misalignment bifurcation diagram of couplings at different positions

联轴器不对中量 Δe 为 0.5×10^{-5} 、 2×10^{-5} 、 4.1×10^{-5} m 时,系统振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图和轴心轨迹图如图 15~图 17 所示。不对中量小于 0.98×10^{-5} m 前,系统处于混沌状态,频谱图中存在大量幅值较低连续性频谱,庞加莱截面和轴心轨迹均较为混乱,如图 15 所示。随着联轴器不对中量的增

大,系统非线性特性减弱,系统进入周期2运动并在不对中量达到 3.09×10^{-5} m时,分岔图出现跳跃现象,由14(b)发现,高压轮盘也存在明显的跳跃现象。此后,低压涡轮盘随系统进入倍周期分岔和倍周期倒分岔过程,周期2运动和周期8运动如图16、图17所

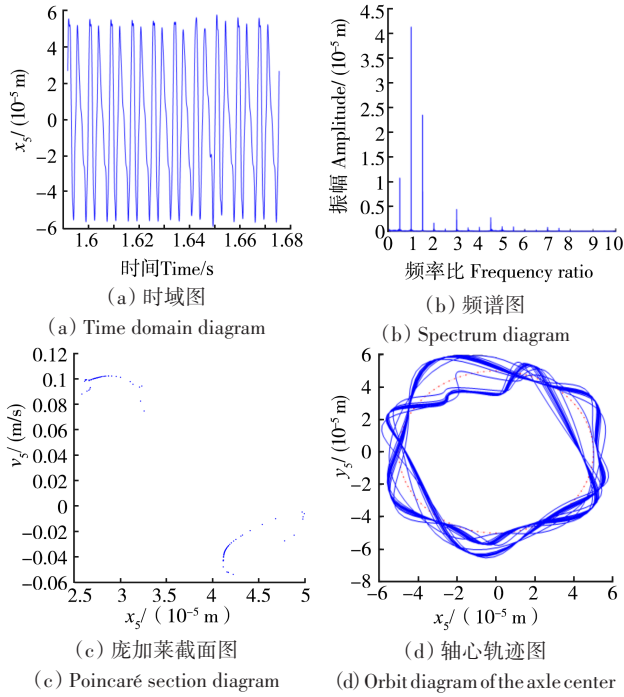


图15 $\Delta e=0.5 \times 10^{-5}$ m 低压涡轮时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 15 Time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram of $\Delta e=0.5 \times 10^{-5}$ m low-pressure turbine

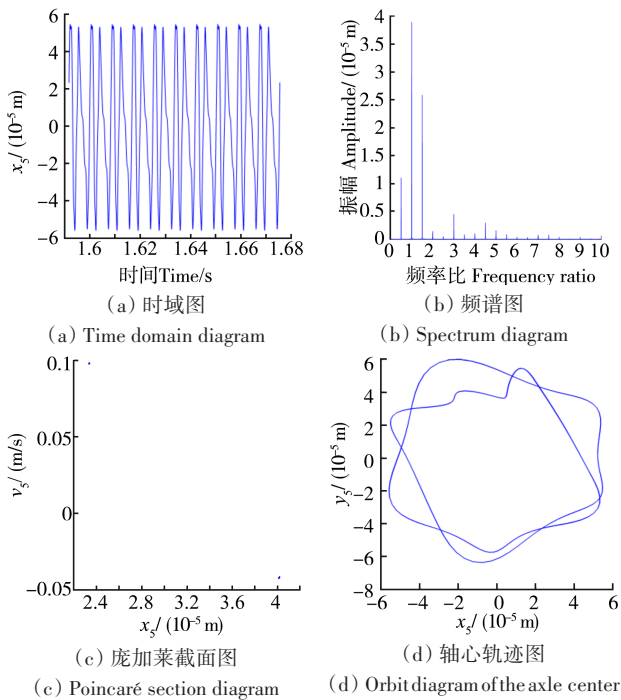


图16 $\Delta e=2 \times 10^{-5}$ m 低压涡轮时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 16 Time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram of $\Delta e=2 \times 10^{-5}$ m low-pressure turbine

示。周期运动拥有相似的轴心轨迹,表明联轴器平行不对中量对轴心轨迹的影响较小,周期2运动时轴心轨迹如图16(d)所示。倍周期分岔和倍周期倒分岔结束后,低压涡轮在混沌运动和周期运动之间往复。

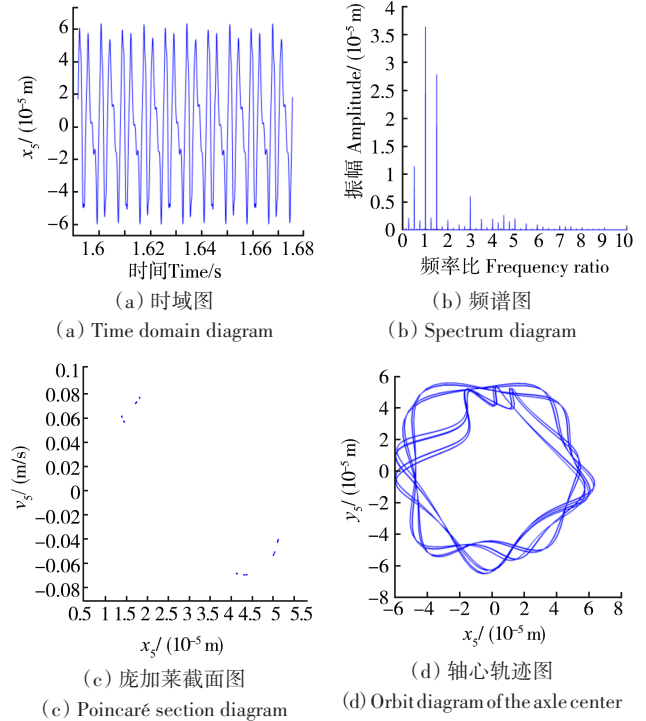


图17 $\Delta e=4.1 \times 10^{-5}$ m 低压涡轮时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

Fig. 17 Time domain diagram, spectrum diagram, Poincaré section diagram and axis orbit diagram of $\Delta e=4.1 \times 10^{-5}$ m low-pressure turbine

2.4 不对中角度对耦合故障系统振动响应的影响

转速为1500 rad/s时,高压轮盘处不对中角度分岔图如图18所示,研究表明,随着不对中角度的增大,高压轮盘处依次经历了周期2、混沌、短暂的拟周期、混沌、周期6、混沌、多周期、拟周期、周期2等运动。

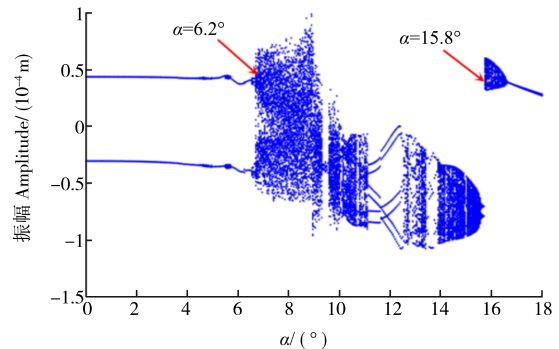


图18 高压轮盘轴承不对中角度分岔图

Fig. 18 Misalignment angle bifurcation diagram of high-pressure disk bearing

不对中角度 α 为 2° 、 8° 、 12° 、 14.5° 时,高压轮盘振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图如图19~图22所示。不对中角度小于 6.2° 时,高压轮盘

处于周期2运动,如图 19所示。由图 19(d)可知,尽管存在碰摩故障,但图 19(b)中并未产生不可公约频谱和连续频谱,高压轮盘仍处于周期2运动状态。不对中角度超过 6.2° 后,系统进入混沌运动,其间存在短

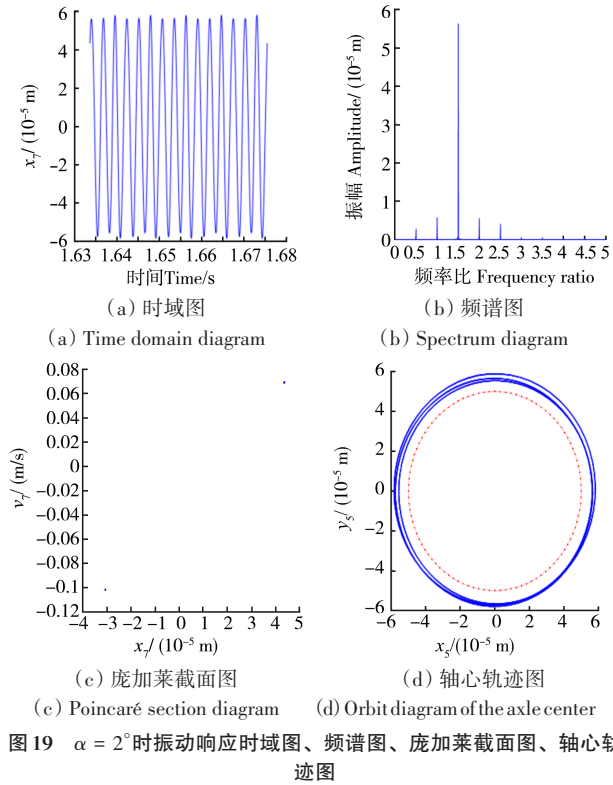


图 19 $\alpha = 2^\circ$ 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

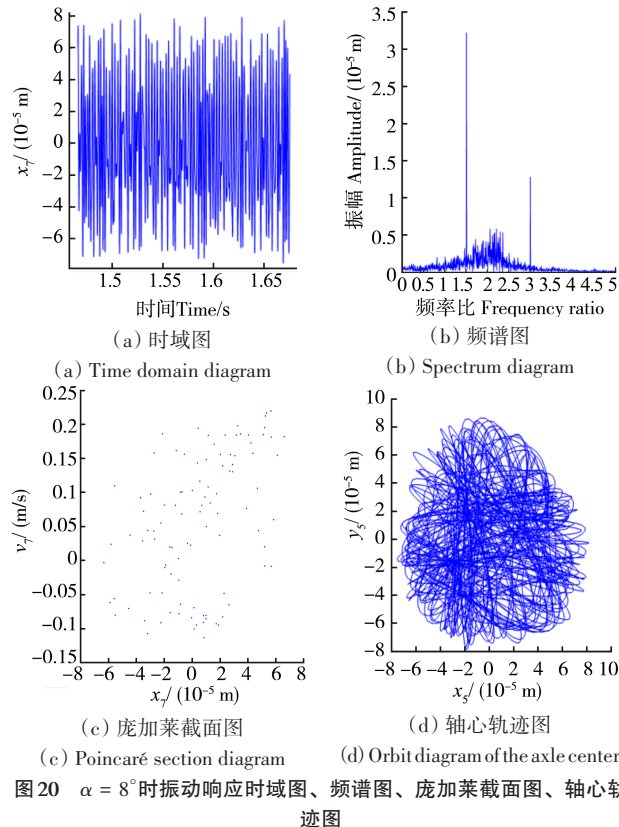


图 20 $\alpha = 8^\circ$ 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

暂的拟周期运动,混沌运动如图 20所示。图 20(b)中存在大量连续性频谱,这是典型的混沌特征,此时轴

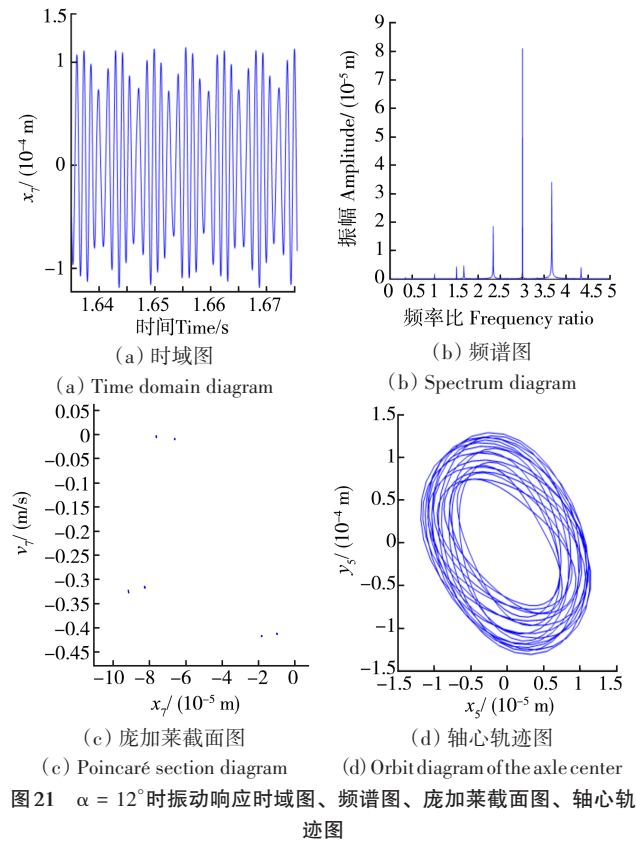


图 21 $\alpha = 12^\circ$ 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

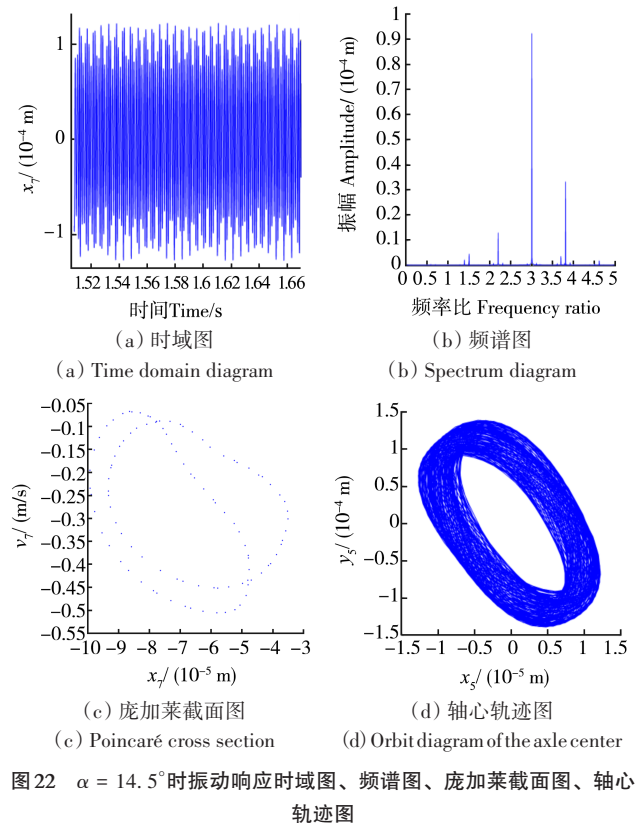


图 22 $\alpha = 14.5^\circ$ 时振动响应时域图、频谱图、庞加莱截面图、轴心轨迹图

心轨迹和庞加莱截面点分布均比较混乱。当不对中角度增加至 11.18° 时,发生阵发性倒分岔,振动响应由混沌运动进入周期6运动,图21(a)中不对中二倍频已成为幅值最大的频率,庞加莱截面存在6个独立散点,如图21(c)所示。经历混沌和多周期运动后进入拟周期运动,如图22所示。拟周期运动特性在图22(a)中表现为拍振,在庞加莱截面表现为两个封闭类圆曲线。不对中角度超过 16.8° ,系统后一直处于周期2运动。

3 结论

本文建立了考虑中介轴承非线性的双转子组合不对中-碰摩耦合故障系统动力学模型,分析了联轴器平行不对中和轴承不对中下高、低压转子不同位置处频谱特性和幅频特性,探讨了转速、轴承不对中角度,联轴器平行不对中量、中介轴承间隙和中介轴承刚度对耦合故障双转子系统振动响应的影响。主要结论如下:

1)联轴器平行不对中会对双转子系统峰值频率和幅值产生影响。当联轴器平行不对中时,高、低压转子存在 f_H-f_L 、 $2f_L$ 、 f_H+f_L 、 $2f_H$ 等组合频率;低压压气机在转速达到 850 rad/s 时出现新的较大峰值, 480 rad/s 和 1775 rad/s 等峰值基本保持不变;低压涡轮新增转速为 250 rad/s 处的峰值,其他峰值保持不变;高压转子幅频特性基本保持不变。

2)转速对耦合故障双转子系统非线性动力学行为有显著影响。随着转速增大,系统呈现出周期、多周期、拟周期、混沌运动等复杂的动力学特性。在亚临界转速区间,低压涡轮存在 $f_L/2$ 、 f_L 、 f_H 、 $2f_H$ 、 f_H+f_L 、 $2f_L$ 等可公约频率成分;转速在 $1500 \sim 2200 \text{ rad/s}$ 区间内,系统通过多次阵发性分岔和阵发性倒分岔在周期2运动和混沌状态之间切换。

3)振动响应随联轴器平行不对中量变化的分岔图中存在“跳跃”等非线性现象。当不对中量达到 0.031 mm 时,低压涡轮分岔图中出现“跳跃”现象,高压转子也有类似的“跳跃”现象。

4)随着轴承不对中角度的增大,高转速区混沌运动区间缩小,稳定的周期运动区间增大。不对中角度较小时,低转速区横向位移出现了“跳跃”现象,随着不对中角度进一步增大,“跳跃”处运动状态由周期运动变为混沌运动且混沌运动转速区间随不对中角度增大而拓宽。

参考文献(References)

[1] 王鹏飞,徐宏阳,马辉,等. 含轴承倾斜不对中的行星轮系-转子

系统动态特性研究[J]. 振动工程学报,2023,36(1):116-127.

WANG Pengfei, XU Hongyang, MA Hui, et al. Dynamic characteristics of planetary gear-rotor system with bearing tilt misalignment [J]. Journal of Vibration Engineering, 2023, 36(1): 116-127. (In Chinese)

[2] 于清文,王菲,卢良文,等. 联轴器不对中转子系统的故障再现方法[J]. 航空发动机,2022,48(6):98-104.

YU Qingwen, WANG Fei, LU Liangwen, et al. A method for fault reproduction method of rotor system with coupling misalignment [J]. Aeroengine, 2022, 48(6): 98-104. (In Chinese)

[3] 李明,李自刚. 联轴器不对中故障转子系统的动力学试验[J]. 振动. 测试与诊断,2015,35(2):345-351.

LI Ming, LI Zigang. Theoretical and experimental study on dynamics of rotor-bearing system with the faults of coupling misalignment [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 345-351. (In Chinese)

[4] 马建敏,张文,郑铁生. 转子系统参数对碰摩转速的影响[J]. 西南交通大学学报,2003,38(5):537-539.

MA Jianmin, ZHANG Wen, ZHENG Tiesheng. Influence of rotor system parameters on critical rotation speed for rubbing [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(5): 537-539. (In Chinese)

[5] 张华彪,陈予恕. 非线性转子的反向全周碰摩响应[J]. 振动与冲击,2013,32(10):84-90.

ZHANG Huabiao, CHEN Yushu. Reverse full annular rub of a nonlinear rotor system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(10): 84-90. (In Chinese)

[6] 马辉,闻邦椿,太兴宇,等. 旋转叶片-机匣系统碰摩动力学[M]. 北京:科学出版社,2017:3-14.

MA Hui, WEN Bangchun, TAI Xingyu, et al. Dynamics of rotating blade-casing systems with rubbing [M]. Beijing: Science Press, 2017: 3-14. (In Chinese)

[7] 甄满,孙涛,田拥胜,等. 滚动轴承转子系统不对中-碰摩耦合故障非线性动力学分析[J]. 振动与冲击,2020,39(7):140-147.

ZHEN Man, SUN Tao, TIAN Yongsheng, et al. Nonlinear dynamic analysis of misalignment-rub-impact coupling fault of rolling bearing rotor system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(7): 140-147. (In Chinese)

[8] 韩清凯,王美令,赵广,等. 转子系统不对中问题的研究进展[J]. 动力学与控制学报,2016,14(1):1-13.

HAN Qingkai, WANG Meiling, ZHAO Guang, et al. A review of rotor systems with misalignment [J]. Journal of Dynamics and Control, 2016, 14(1): 1-13. (In Chinese)

[9] 张宏献,李学军,蒋玲莉,等. 航空发动机双转子系统不对中研究进展[J]. 航空学报,2019,40(6):022717.

ZHANG Hongxian, LI Xuejun, JIANG Lingli, et al. A review of misalignment of aero-engine rotor system [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(6): 022717. (In Chinese)

[10] JIANG J, ULBRICH H. The physical reason and the analytical condition for the onset of dry whip in rotor-to-stator contact systems [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127(6): 594-603.

[11] WANG P F, XU H Y, YANG Y, et al. Dynamic characteristics of ball bearing-coupling-rotor system with angular misalignment fault [J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 108(4): 3391-3415.

- [12] 孙传宗,刘博阳,单光坤,等. 考虑联轴器不对中的双转子动力响应分析[J]. 机械工程师,2021(11):16-18.
SUN Chuanzong, LIU Boyang, SHAN Guangkun, et al. Dynamic response analysis of double rotors considering misalignment of coupling[J]. Mechanical Engineer, 2021(11):16-18. (In Chinese)
- [13] ZHANG H X, HUANG L P, LI X J, et al. Spectrum analysis of a coaxial dual-rotor system with coupling misalignment[J]. Shock and Vibration, 2020, 2020:5856341.
- [14] 郭嘉,傅行军. 基于 ANSYS 的汽轮机组不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(1):60-62.
GUO Jia, FU Xingjun. Research on the steam turbo-generator unit with coupling faults of misalignment and rub-impact based on ANSYS[J]. Turbine Technology, 2014, 56(1):60-62. (In Chinese)
- [15] 蒋义海,明廷涛,沈健春. 基于 ANSYS 的轴系不对中故障仿真研究[J]. 机械工程与自动化, 2013(1):142-143.
JIANG Yihai, MING Tingtao, SHEN Jianchun. Simulation of misalignment fault in rotating shafts by ANSYS [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2013(1):142-143. (In Chinese)
- [16] 马辉,孙祺,太兴宇,等. 旋转叶片-机匣碰摩振动响应分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(14):26-32.
MA Hui, SUN Qi, TAI Xingyu, et al. Vibration response analysis on the rotating blade-casing rubbing [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(14):26-32. (In Chinese)
- [17] 单颖春,刘献栋,何田,等. 双转子系统碰摩有限元接触分析模型及故障诊断[J]. 航空动力学报, 2005, 20(5):789-794.
SHAN Yingchun, LIU Xiandong, HE Tian, et al. Research on the finite element impact-contact analytical model of dual-rotor system and its diagnosis method [J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(5):789-794. (In Chinese)
- [18] 王美令. 不对中转子系统的动力学机理及其振动特性研究[D]. 沈阳:东北大学, 2013:13-38.
WANG Meiling. Study on dynamic mechanism and vibration characteristics of misaligned transfer subsystem [D]. Shenyang: Northeastern University, 2013:13-38. (In Chinese)
- [19] 陈果,王海飞,刘永泉,等. 新型叶片-机匣碰摩模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2015, 30(4):952-965.
CHEN Guo, WANG Haifei, LIU Yongquan, et al. A new blade-casing rubbing model and its verification [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4):952-965. (In Chinese)
- [20] 丁小飞,彭丹阳,曹航,等. 双转子涡扇发动机碰摩振动特征研究[J]. 航空发动机, 2021, 47(4):91-97.
DING Xiaofei, PENG Danyang, CAO Hang, et al. Study on vibration characteristics of dual-rotor turbofan engine with rubbing [J]. Aeroengine, 2021, 47(4):91-97. (In Chinese)

Study on dynamics characteristic on combination misalignment and rubbing of the dual-rotor system

YAO Xia NAN Guofang LI Yao QIU Xuewen

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The misalignment of the dual-rotor system for the aero-engine will lead to abnormal increase of the vibration which results in the rotor-stator rubbing and affects the safety and stability of the rotor operation. The dual-rotor system was taken as the research object. Considering the combination misalignment-rubbing fault, the dynamic model of the rotor system is established based on the lumped mass method. The differential equation of the system motion was established according to the Lagrange equation, and the Range-Kutta method was used to solve it. The influence mechanism of the key parameters such as the speed, the misalignment angle and the coupling misalignment on the nonlinear dynamic characteristics of the system was studied. The results show that the system presents complex dynamic characteristics such as periodic, multi-periodic, quasi-periodic and chaotic motion with the increase of the rotor's speed. When the speed is in the range of 1 500-2 200 rad/s, the system switches between periodic motion and chaotic state through multiple paroxysmal bifurcations and paroxysmal inverted bifurcations. There are nonlinear phenomena such as jump in the bifurcation diagram of the vibration response with the change of the parallel misalignment of the coupling. As the misalignment angle of the bearing increases, the chaotic interval of the high speed decreases, and the stable periodic motion interval increases.

Key words: Bearing misalignment; Coupling misalignment; Rubbing; Coupling fault; Nonlinear

Corresponding author: NAN Guofang, E-mail: ngf@usst.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China(52275118)

Received: 2023-07-02 Revised: 2023-08-22