

王旺,郭帅平,王平,等.涡轴发动机悬臂型动力涡轮转子定点碰摩仿真[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2023,38(4):66-77. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2023.04.009

WANG W, GUO S P, WANG P, et al. Simulation Analysis of a Cantilever Power Turboshaft Rotor with Fixed-point Rubbing Faults[J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2023, 38(4): 66-77. doi: 10.13582/j.cnki.1672-9102.2023.04.009

涡轴发动机悬臂型动力涡轮转子定点碰摩仿真

王旺¹, 郭帅平^{1*}, 王平², 李鸿光¹

(1.湖南科技大学 机械设备健康维护湖南省重点实验室,湖南 湘潭 411201;2.中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002)

摘要:针对某型涡轴发动机动力涡轮转子的悬臂结构特征,基于 ANSYS 建立转子叶片-机匣有限元模型,并进行临界转速测试试验验证所建立模型的准确性.针对转子叶片-机匣可能出现的定点碰摩故障,以二次函数拟合叶尖-机匣间因机匣凸点产生的静态间隙变化,并基于静态间隙函数与分段线性碰摩力理论,建立动力涡轮转子叶片与机匣内壁的定点碰摩模型,同时考虑不平衡载荷,开展定点碰摩仿真.研究表明:在发生不平衡-定点碰摩故障时,区别于扭振,弯曲振动的基频幅值主要由不平衡故障引起;转轴中心点的弯振频谱图、扭振频谱图都出现倍频分量,且与转子每周碰摩次数相关的倍频幅值增大明显;此外,不平衡-定点碰摩故障还将导致接近系统扭振固有频率的扭振倍频幅值的分量增大.

关键词:动力涡轮转子;定点碰摩;悬臂分支;有限元

中图分类号:TH133 文献标志码:A 文章编号:1672-9102(2023)04-0066-12

Simulation Analysis of a Cantilever Power Turboshaft Rotor with Fixed-point Rubbing Faults

WANG Wang¹, GUO Shuaiping¹, WANG Ping², LI Hongguang¹

(1. Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment,

Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;

2. Hunan Power Machinery Research Institute of AVIC, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: Aiming at the cantilever structure characteristics of a turboshaft engine power turbine rotor, a rotor blade-casing finite element model is established based on ANSYS, and the critical speed test experiment is performed to verify the accuracy of the built model. In view of the possible vertex rubbing faults, the static gap change between the blade tip and the casing due to the convex points of the casing is fitted with a quadratic function. Based on the static gap function and piecewise linear rubbing force theory, a fixed-point rub-impact model of power turbine rotor blades and the inner wall of the casing are established. Considering the imbalance as well, a fixed-point rub-impact simulation is carried out. Research shows that in the case of unbalanced-fixed-point rubbing fault, different from torsional vibration, the amplitude of bending vibration fundamental frequency is mainly composed of unbalanced fault. The flexural vibration and torsional vibration spectrograms at the center of the rotating shaft both produce frequency-doubled components. The frequency multiplication related to the number of rubbings per week will increase significantly. It will also cause the torsional vibration multiplication

收稿日期:2020-11-30

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52175090; 51875196);中国航发集团科技创新项目资助(KY-52-2018-0021)

*通信作者, E-mail: guoshuaiping@163.com

component close to the natural frequency of the system to increase.

Keywords: power turbine; fixed point rubbing; cantilever branch; finite element

新一代涡轴发动机追求更高的发动机性能,由于转子叶片与机匣等静子之间的间隙精简至更小,大大增加了碰摩故障发生的可能性^[1-3].存在碰摩的转静子耦合系统是一种非光滑、高维、强非线性系统,系统的控制参数多且相互作用,碰摩产生的激励载荷极易造成结构件的局部损伤.根据接触方式与接触区域面积的不同,转静子碰摩可以分为定点碰摩、局部碰摩和全周碰摩等^[4-6].国内外学者从理论、仿真和试验等多个方面对定点碰摩形式进行了广泛的研究,HAN等^[7]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^[8]采用数值仿真和试验相结合的方法,研究单跨柔性转子系统的转盘外缘与碰摩实验器的定点碰摩振动响应;YANG等^[9]建立带叶片单盘悬臂转子的离散模型,在机匣非均匀间隙下,研究转盘外缘与机匣凸点定点碰摩的非线性振动响应.以上研究很好地揭示了转子定点碰摩的动力学特性,但缺乏对工程实际中特殊转盘结构的考虑.

为追求更高的功重比,部分涡轴发动机转子采用异型结构.国内某新型涡轴发动机动力涡轮转子采用悬臂式分支鼓筒结构,若将此型结构的悬臂分支转盘按照等效质量和等效转动惯量的方式简化为圆盘,并集中到转轴上,显然会使系统整体的结构分布以及刚度分布产生偏差^[10-12].因此,在考虑此型结构特点的基础上,建立含悬臂分支结构的转子系统,研究其发生定点碰摩时的系统振动响应,为含此型结构转子系统的碰摩故障诊断提供依据.基于此,以某型带悬臂分支结构的动力涡轮转子为研究对象,采用有限元方法,建立考虑悬臂分支结构的动力涡轮转子有限元模型,研究转速、碰摩刚度和静态最大侵入间隙对该型动力涡轮转子叶片-机匣定点碰摩故障下的响应规律.

1 悬臂分支结构转子有限元模型

1.1 悬臂分支结构转子有限元动力学方程

动力涡轮转子鼓筒盘结构通过一级动力涡轮盘与动力涡轮轴连接,二级动力涡轮盘通过鼓筒与一级动力涡轮盘连接,且不与轴直接连接,呈悬臂状态,这种结构被称为悬臂分支结构^[10-11].结合实际航发的结构和工作要求,设计了包含悬臂分支特征的涡轴发动机转子试验台,如图1所示.

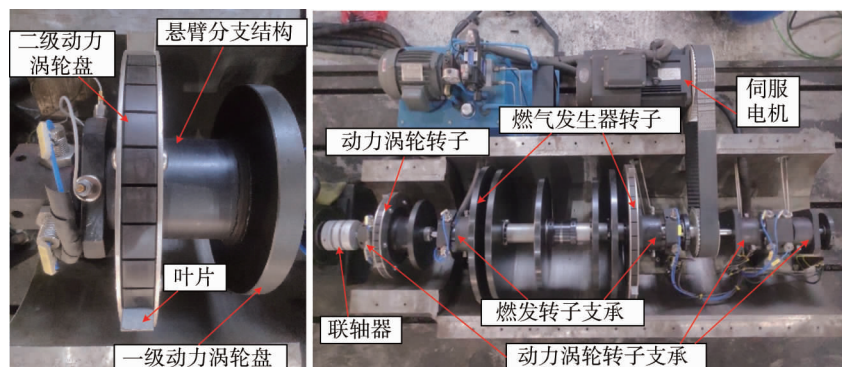


图1 涡轴发动机转子试验台

笛卡尔静止坐标系下旋转悬臂分支结构转子的动力学方程可以表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}_c + \mathbf{F}_u \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; Ω 为转子转速; \mathbf{G} 为系统陀螺效应矩阵; \mathbf{q} 为各节点的位移向量; \mathbf{F}_c 为系统发生碰摩时所受到的碰摩力向量; \mathbf{F}_u 为系统所受到的不平衡力向量.

令 $\mathbf{C}_1 = \mathbf{C} + \Omega\mathbf{G}$, $\mathbf{F} = \mathbf{F}_c + \mathbf{F}_u$,旋转悬臂分支结构转子的动力学方程可简化为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_1\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2)$$

总阻尼矩阵中黏性阻尼 \mathbf{C}_v 部分采用的是Rayleigh阻尼,其表达式为

$$C_v = \alpha_1 M + \beta_1 K. \tag{3}$$

式中： α_1 为总质量矩阵的瑞利阻尼系数； β_1 为总刚度矩阵的瑞利阻尼系数。

$$\begin{cases} \alpha_1 = \frac{\pi \omega_{n1} \omega_{n2} (\xi_1 \omega_{n2} - \xi_2 \omega_{n1})}{15(\omega_{n2}^2 - \omega_{n1}^2)}; \\ \beta_1 = \frac{60(\xi_2 \omega_{n2} - \xi_1 \omega_{n1})}{\pi(\omega_{n2}^2 - \omega_{n1}^2)}. \end{cases} \tag{4}$$

式中： ω_{n1} 为转子系统的第 1 阶临界转速, r/min; ω_{n2} 为转子系统的第 2 阶临界转速, r/min; ξ_1 为第 1 阶固有频率的模态阻尼比; ξ_2 为第 2 阶固有频率的模态阻尼比, 本文中 $\xi_1 = \xi_2 = 0.4$ 。

1.2 悬臂分支结构转子有限元建模

如图 1 所示, 动力涡轮转子由联轴器与外部电机连接, 与燃气发生器转子之间无中介轴承连接, 本文仅考虑动力涡轮转子并忽略外转子(燃气发生器转子)的影响. 根据涡轴发动机的结构试验器参数, 建立如图 2 所示的动力涡轮转子有限元模型, 材料参数: 密度 $\rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量 $E_1 = 2.08 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$, 其他参数见表 1 与图 3. 图 2 中, c_{1y}, c_{2y}, c_{3y} 为动力涡轮转子 3 个支撑 y 方向的等价阻尼; c_{1z}, c_{2z}, c_{3z} 为动力涡轮转子 3 个支撑 z 方向的等价阻尼; k_{1y}, k_{2y}, k_{3y} 为动力涡轮转子 3 个支撑 y 方向的等价刚度; k_{1z}, k_{2z}, k_{3z} 为动力涡轮转子 3 个支撑 z 方向的等价刚度。

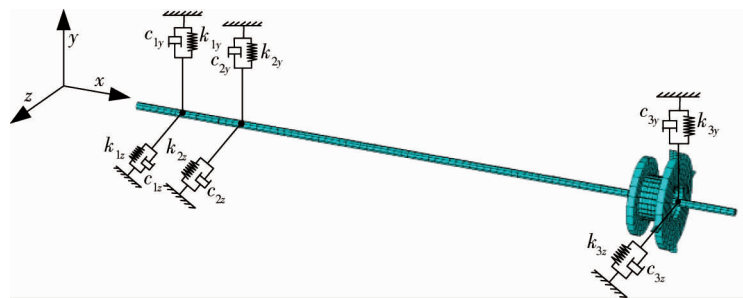


图 2 动力涡轮转子有限元模型

表 1 动力涡轮转子参数

| 部件 | 单元类型 | 参数 |
|---------|----------|--|
| 转轴 | beam188 | 内径 6 mm, 外径 10 mm |
| 一级动力涡轮盘 | shell181 | 内径 14 mm, 外径 110 mm, 厚度 20 mm |
| 二级动力涡轮盘 | shell181 | 内径 52.5 mm, 外径 135 mm, 厚度 20 mm |
| 鼓筒 | shell181 | 中截面半径 52.5 mm, 厚度 10 mm |
| 叶片 | beam188 | 长度 30 mm, 宽度 20 mm, 厚度 2 mm |
| 支承结构 | combi214 | $k_{1y} = k_{1z} = k_{2y} = k_{2z} = k_{3y} = k_{3z} = 8.3 \times 10^{-6} \text{ N/m}$, $c_{1y} = c_{1z} = c_{2y} = c_{2z} = c_{3y} = c_{3z} = 2.1 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}$ |

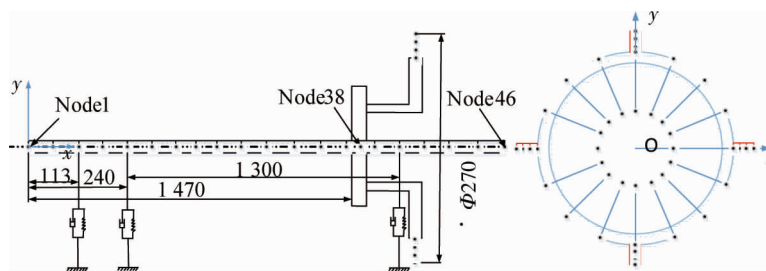


图 3 动力涡轮转子(单位:mm)

针对此型转子结构的特点, 参考文献[8, 13], 确定的建模方案如下:

- 1) 参照该涡轴发动机转子的支承结构方式, 动力涡轮转子采用 2-0-1 的支承形式;
- 2) 忽略叶片与盘、鼓筒与盘以及盘与转轴间的接触关系, 假设四者之间固定连接;

3) 支承采用线性刚度模型,简化为弹簧阻尼模型,忽略其交叉项;

4) 考虑系统部件的柔性,轴与叶片采用 Timoshenko 梁 (beam188 单元) 模拟,盘与鼓筒结构采用壳单元 (shell181 单元) 模拟.

此型涡轴发动机采用鼠笼弹性支承结构,鼠笼支承刚度 k_s 的计算公式^[14-15]如式(5)所示.

$$k_s = \frac{nE_2h^2d^2}{l^3}. \quad (5)$$

式中: n 为笼条数量; E_2 为鼠笼弹性模量, Pa; h 为笼条高, mm; d 为笼条宽, mm; l 为笼条长度, mm.

本试验中 $n=24$, $d=1.7$ mm, $h=5$ mm, $l=35$ mm, 鼠笼弹性模量 $E_2=2.06 \times 10^{11}$ Pa, 将以上数据代入式(5), 可知此种鼠笼的支承刚度 $k_s=8\,331\,289$ N/m.

依据《航空发动机设计手册》^[16], 滚动轴承和弹性支承组合系统的整体刚度可以采用串联弹簧计算方法得到其刚度.

$$k_{\text{sum}} = \frac{k_b k_s}{k_s + k_b}. \quad (6)$$

式中: k_{sum} 为滚动轴承和鼠笼弹性支承组合系统的整体刚度; k_b 为滚动轴承等效刚度.

由于本动力涡轮转子试验器轴承采用 6204 型滚珠轴承, 其轴承刚度远大于弹性支承刚度, 根据式(6), 忽略分母中的 k_s , 有

$$k_{\text{sum}} \approx \frac{k_b k_s}{k_b} = k_s. \quad (7)$$

由式(7)可知: 本试验台的系统整体刚度 k_{sum} 约为 8.3×10^6 N/m.

2 固有特性分析

2.1 系统固有频率与振型分析

根据实际转子系统的装配条件, 在有限元模型中, 约束转轴节点 1 的轴向平动以及扭转振动自由度, 约束节点 46 的轴向平动自由度, 使其在保留整体扭转自由度的条件下不会发生轴向窜动. 应用 ANSYS 软件中的 QR Damp 法完成前 9 阶模态振型的求解计算.

基于 ANSYS 软件, 由于叶片采用 beam188 单元模拟, 无法计算带叶片动力涡轮转子系统在陀螺效应下的系统动频, 因此, 分别建立不带叶片的动力涡轮转子有限元模型 FEM1 与带叶片的动力涡轮转子有限元模型 FEM2. 计算这 2 种模型在非转动 (转速为 0) 下的固有频率与振型, 结果如表 2 所示.

由表 2 可知: 转子前 9 阶模态中, 除了第 3 阶为转子系统第 1 阶扭转振型外, 其余模态均为转子系统第 1 阶~第 3 阶次弯曲振型, 并且均存在频率相同的模态正交现象. 由于鼓筒盘结构中的叶片占比较小, 且对称分布于鼓筒盘的 4 个方位上, 两者的模态振型及固有频率相差很小.

表 2 FEM1, FEM2 模型的固有频率及振型

| 阶数 | 固有频率/Hz | | 振型描述 | 绝对误差 |
|----|---------|---------|------------------|-------|
| | FEM1 模型 | FEM2 模型 | | |
| 1 | 27.307 | 27.279 | 转轴 1 阶弯曲, 鼓筒俯仰振动 | 0.028 |
| 2 | 27.307 | 27.279 | 与第 1 阶模态正交 | 0.028 |
| 3 | 28.507 | 28.412 | 转子 1 阶扭转, 鼓筒扭转振型 | 0.095 |
| 4 | 77.232 | 77.189 | 转轴 1 阶弯曲, 鼓筒平动 | 0.043 |
| 5 | 77.232 | 77.189 | 与第 4 阶模态正交 | 0.043 |
| 6 | 88.401 | 88.250 | 转轴 2 阶弯曲, 鼓筒俯仰振动 | 0.151 |
| 7 | 88.401 | 88.250 | 与第 6 阶模态正交 | 0.151 |
| 8 | 201.87 | 201.84 | 转轴 3 阶弯曲, 鼓筒俯仰振动 | 0.030 |
| 9 | 201.87 | 201.84 | 与第 8 阶模态正交 | 0.030 |

考虑陀螺力矩,计算 FEM2 在 0~15 000 r/min 转速下的前 7 阶固有频率.图 4 为 FEM2 模型转子系统的 Campbell 图,图 4 中 f_r 为转频的同步激励, $f_{ni}(i=1,2,\dots,7)$ 为前 7 阶模态所对应固有频率.固有频率与同步激励的交点为转频激励所激发的转子固有频率,即转子的临界转速.受到转子涡动与陀螺力矩的影响,转子系统存在正交模态的固有频率随着转速的升高出现频率分叉的现象,其中,2 个分支分别为频率随转速升高的正进动线与频率随着转速降低的反进动线.本文转子在不平衡激励的作用下同步正进动,因此,对于存在频率分叉现象的模态,只考虑转频激励线与其正进动线的交点所激发的固有频率.由图 4 中的交点横坐标可知:此型动力涡轮转子正进动的 1 阶临界转速约为 2 440 r/min,2 阶临界转速约为 4 667 r/min.

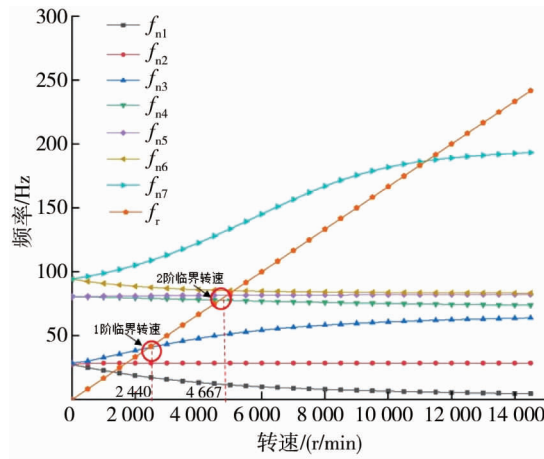


图 4 FEM2 模型转子系统的 Campbell 图

2.2 临界转速验证

为了验证所建立模型的准确性,采用振动分析仪在 3 000 r/min 的稳定转速下进行临界转速停机测试,试验结果如图 5 所示.由图 5 可知:动力涡轮转子转轴测点的振动幅值随着转速的增加而增加,当转速激励接近 43 Hz(2 580 r/min)时,转轴测点的振幅出现激增,并且相位突变超过 90° .由于动力涡轮转轴在制造以及保存过程中不可避免地存在一定的初始弯曲量,此初始弯曲量与不平衡载荷会导致轴弯相抵消,因此,在通过临界转速附近时,会出现振幅激增,再下降,最后又上升的现象,这与文献[17]的结果一致,因此,可以判定转速 2 580 r/min 为动力涡轮转子实测的 1 阶临界转速,此结果与 2.1 节临界转速仿真结果 2 440 r/min 非常接近,进一步验证了所建立的动力涡轮转子有限元仿真模型的准确性.

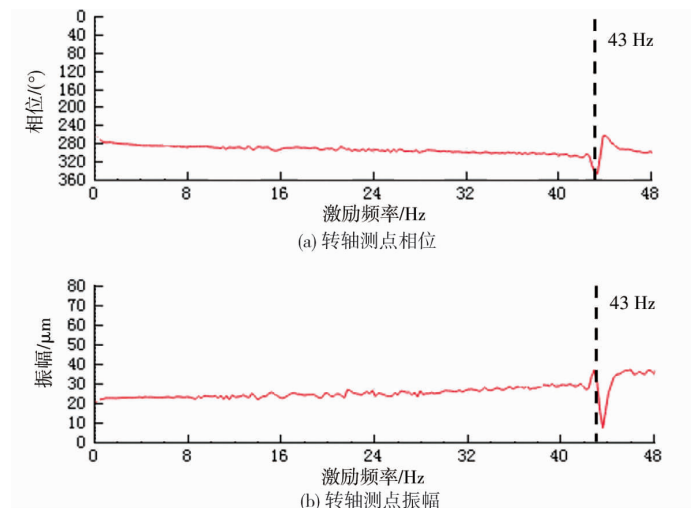


图 5 停机实测 Bode 图

3 碰摩动力学分析

3.1 碰摩判定与间隙函数构建

动力涡轮转子的定点碰摩过程如图6所示,二级动力涡轮盘的半径为 R_d ,与二级涡轮盘对应的机匣段半径为 R_c , k_c , c_c 分别为机匣吊装点的支撑刚度和阻尼, $k_c=1\times 10^9$ N/m, $c_c=2.1\times 10^3$ Ns/m.该转子共有4个叶片分别为 b_1 , b_2 , b_3 , b_4 ,叶片长度为 L_b .假设机匣在A点产生局部变形,突起点径向变形导致的静态最大侵入间隙为 ζ_0 ,该点正对于静止时的 b_1 叶尖位置,并与叶尖产生初始侵入量.当系统处于静止状态时, o_d 为转子轴心, o_c 为机匣中心点,并都与坐标原点 o 重合.当系统处于旋转状态时,如图6b所示, o'_d 和 o'_c 为旋转时转子和机匣的中心,此时叶片在局部变形点附近发生碰摩,忽略叶片与凸点之间形成的角度误差,仅考虑叶片与机匣 z 方向位移产生的侵入.

假定凸点中心点A距离凸点两端边缘各为 α 弧度,即当叶片与 z 轴正方向的夹角小于 α 时,需要计算叶片与机匣上A点的变形区域是否发生碰摩故障.坐标系 $y_{R_d} o'_d z_{R_d}$ 是以旋转状态二级涡轮盘中心点为坐标原点. $\Gamma_i(\zeta_0, \theta_i)$ ($i=1, 2, 3, 4$)为叶片 b_i 的叶尖与机匣之间的静态侵入函数,即当转子在不转动情况下,叶尖旋转一周与机匣内壁之间的侵入量,其中 θ_i 为在坐标系 $y_{R_d} o'_d z_{R_d}$ 下,叶片1与坐标轴 z_{R_d} 所形成的夹角, $\theta_i = \Omega t$, Ω 为转速.以二次插值函数表示叶尖与机匣在机匣凸点变形区域的静态侵入量的变化,当侵入量为正值时,表示叶尖与机匣产生侵入.以 b_3 为例,当转子以转速 Ω 旋转一周时,静态侵入量 $\Gamma_3(\zeta_0, \theta_i)$ 与转角 θ_i 之间的关系如图7所示.

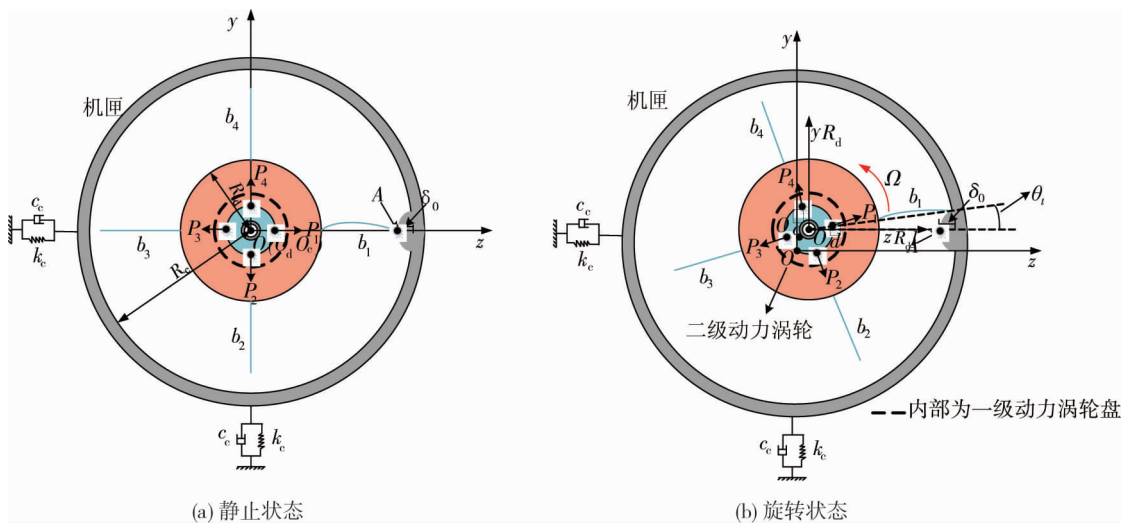


图6 动力涡轮转子的定点碰摩过程

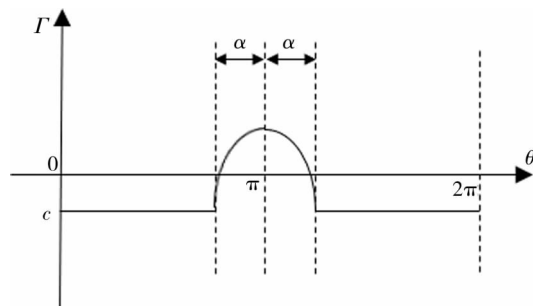


图7 叶片3单周期静态间隙变化

在转子不转动的状态下,令 c 为叶尖旋转一周与未变形机匣的侵入量, $c=R_d+L_b-R_c$,由于未变形机匣与叶片未产生侵入,因此 c 为负值,当 θ_i 在 $0\sim 2\pi$ 区间范围, $\Gamma_i(\zeta_0, \theta_i)$ 的表达式如式(8)所示.

$$\Gamma_i(\zeta_0, \theta_i) = \begin{cases} \frac{-\zeta_0}{\alpha^2} \left[\theta_i - \frac{(i-1)\pi}{2} \right]^2 + \zeta_0 + c, & \theta_i - \frac{(i-1)\pi}{2} \in [0, \alpha] \cup [2\pi - \alpha, 2\pi]; \\ c, & \text{其他.} \end{cases} \quad (8)$$

考虑悬臂分支结构和叶片的柔性导致的叶尖位移量,通过循环提取叶尖节点的位移来考虑叶尖径向的伸长以及悬臂分支结构的柔性,依次计算实际旋转状态时4个叶片经过凸点时的侵入量 δ_i ($i=1, 2, 3, 4$),此时有

$$\begin{cases} \delta_1 = (z_d - z_c) + \Gamma_1(\zeta_0, \theta_1) + (z_{b_1} - z_d); \\ \delta_2 = (z_d - z_c) + \Gamma_2(\zeta_0, \theta_2) + (-y_{b_2} + y_d); \\ \delta_3 = (z_d - z_c) + \Gamma_3(\zeta_0, \theta_3) + (-z_{b_3} + z_d); \\ \delta_4 = (z_d - z_c) + \Gamma_4(\zeta_0, \theta_4) + (y_{b_4} - y_d). \end{cases} \quad (9)$$

式中: z_d, y_d, z_c 分别为二级涡轮盘中心点在水平以及竖直方向的位移和机匣中心点在水平方向的位移,且考虑鼓筒的局部变形以及离心力造成的叶片径向伸长,提取鼓筒与二级动力涡轮盘相连的内圈4个方位节点(节点 P_1, P_2, P_3, P_4)位移,取其平均值作为二级动力涡轮盘中心点的位移值,即 $z_d = (z_{P_1} + z_{P_2} + z_{P_3} + z_{P_4})/4, y_d = (y_{P_1} + y_{P_2} + y_{P_3} + y_{P_4})/4; z_{b_i}$ 和 y_{b_i} (其中 $i=1, 2, 3, 4$)为对应叶片的叶尖节点水平和竖直方向的位移。

当转子旋转至第 k 圈时,叶尖与机匣侵入量 δ_i 随时间变化的间隙函数 l^i 为

$$l^i = \begin{cases} \delta_i, & \theta_i - 2(k-1)\pi - \frac{(i-1)\pi}{2} \in [0, \alpha] \cup [2\pi - \alpha, 2\pi]; \\ 0, & \text{其他.} \end{cases} \quad (10)$$

$l^i < 0$ 表示叶尖与机匣内壁存在间隙,此时叶尖与机匣内壁未发生碰摩; $l^i \geq 0$ 表示叶尖侵入机匣内壁,此时叶尖与机匣发生碰摩,则转子叶尖 i 上所受的碰摩力为

$$F_n = \begin{cases} -k_r \delta_i, & \delta_i \geq 0; \\ 0, & \delta_i < 0. \end{cases} \quad (11)$$

$$F_\tau = \mu F_n. \quad (12)$$

式中: F_n, F_τ 为法向碰摩力和切向碰摩力; k_r 为叶尖与机匣点的碰摩接触刚度; μ 为库仑摩擦系数, $\mu=0.3$ 。

通过力与力矩之间的耦合来模拟叶片与机匣间的碰摩过程,即发生碰摩时,在机匣点施加相反方向的法向碰摩力和切向碰摩力。

3.2 转速因素影响

假设一级动力涡轮盘存在质量偏心,旋转过程中将偏心矩形成的离心力等效到一级动力涡轮盘与转轴连接处的轴心节点上,模拟动力涡轮转子在不平衡载荷下的运动.假设叶片与机匣只在机匣变形区域发生碰摩,且保持机匣变形导致的静态最大侵入间隙 ζ_0 不变,在不同转速下对鼓筒动力涡轮盘上的叶片与机匣进行定点碰摩仿真.定义 Ω' 为无量纲转速, $\Omega' = \Omega/\omega_n, \Omega$ 为转速, ω_n 为临界转速,由于碰摩仿真中未考虑陀螺效应,因此,临界转速取对应静止状态固有频率所对应的转速.具体的仿真参数如表3所示。

表3 不同速度动力涡轮转子仿真参数

| 参数 | 变化范围 | 不变的参数 |
|-----------------|---------|--|
| 无量纲转速 Ω' | 0.2~0.8 | 静态最大侵入间隙 $\zeta_0 = 50 \mu\text{m}$ |
| | | 碰摩接触刚度 $k_r = 1e-7 \text{ N/m}$ |
| | | $\alpha = 5 \text{ rad}$ |
| | | 偏心矩为 $0.001 \text{ kg} \cdot \text{m}$ |
| | | 机匣质量 2.966 kg |

转速 Ω' 的取值范围为0.2~0.8,增幅为0.1,在不同转速条件下进行动力涡轮转子叶片-机匣局部碰摩

仿真,结果如图 8~图 10 所示.由图 8~图 10 可知:此型转子发生由不平衡载荷导致的叶片-机匣定点碰摩故障时,保持其他参数不变,随着转速的增加,基频分量不断增加;在转速低于一倍临界转速时,碰摩故障会导致弯曲频谱和扭振频谱产生倍频分量.这与文献[5,8]的结论一致,因此,所得结果表明此仿真模型具有一定的可信度.

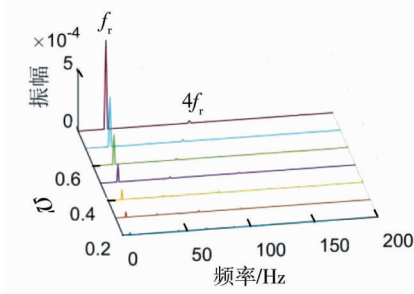


图 8 不同转速下的弯振频谱

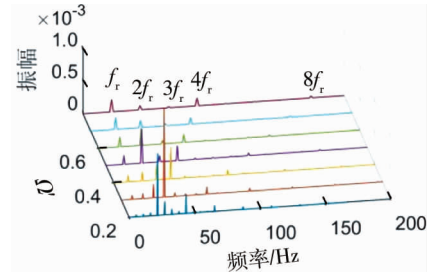
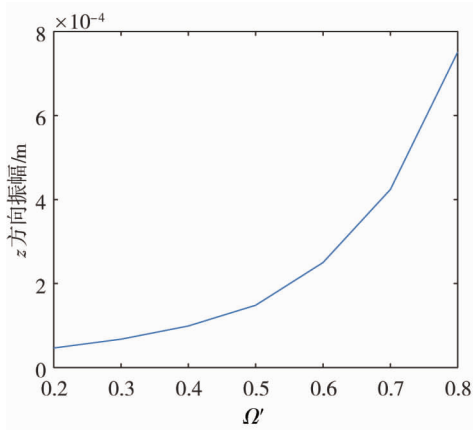
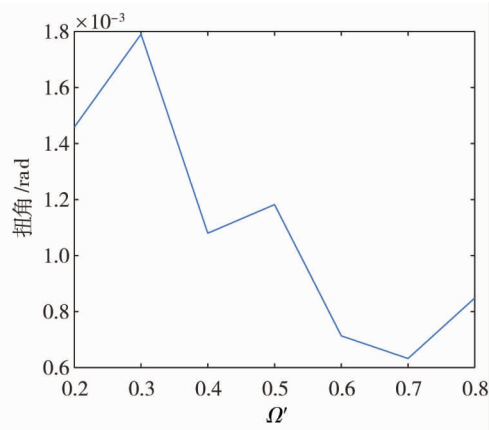


图 9 不同转速下的扭振频谱



(a) 弯振幅值极差



(b) 扭振幅值极差

图 10 不同转速下的弯振幅值极差和扭振幅值极差

图 11~图 14 分别为在不同转速条件下转子系统的振动响应图.由图 11c 可知:转子发生定点碰摩时,叶片与机匣在一个周期内发生 4 次碰摩,因此,扭振和弯振的 4 倍频的整数倍都呈现出比其他倍频(除了 1 倍频)放大的现象.由于 Ω' 在 0.2~0.3 时,转子叶片的通过频率接近转子系统的 1 倍扭振固有频率,因此,扭振频谱中由于碰摩导致的 4 倍频峰值要大于其他转速的峰值,出现了幅值放大现象.同样原因,当 Ω' 在 0.2~0.3 时,转轴中心点的扭振极差发生了幅值放大现象.由图 13 可知:当侵入间隙保持不变,转速较小时,碰摩力相较不平衡力占优,转子的轴心轨迹变化明显;当转速较高时,不平衡力占优,转子的轴心轨迹呈现内凹的近圆形,且转速越大,转子内凹越小;由于机匣简化为质量点,且机匣的支承刚度较大,在发生定点碰摩时,碰摩力作用的方向不发生改变,因此机匣轨迹为一条直线;转子 z 方向的弯曲振动时域图有明显的削峰现象,转子扭转振动随着转子转速的增加产生偏移现象.

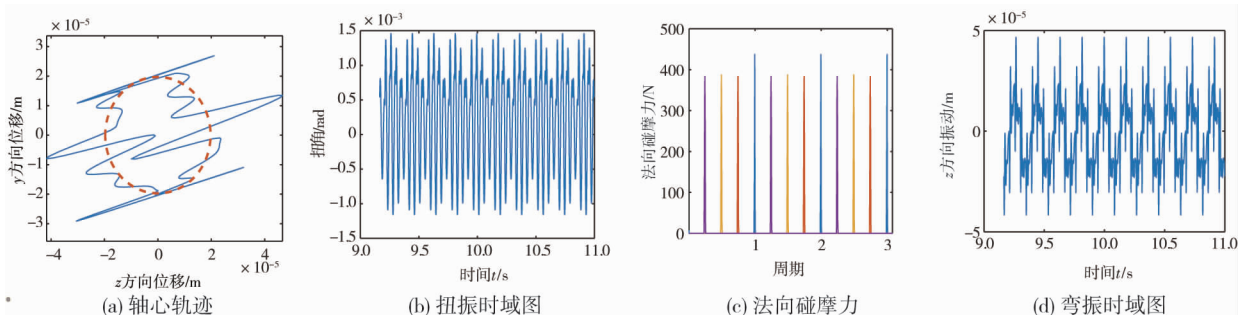


图 11 转速 $\Omega=0.2\omega_n$ 时的振动响应

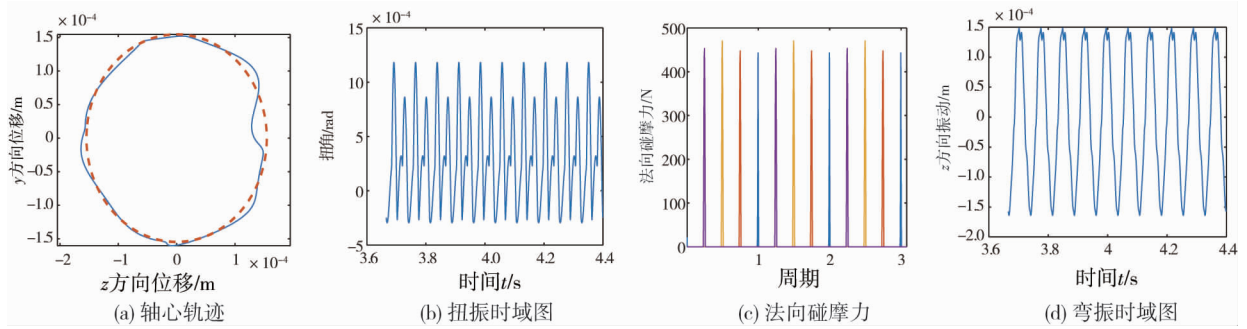


图 12 转速 $\Omega=0.5\omega_n$ 时的振动响应

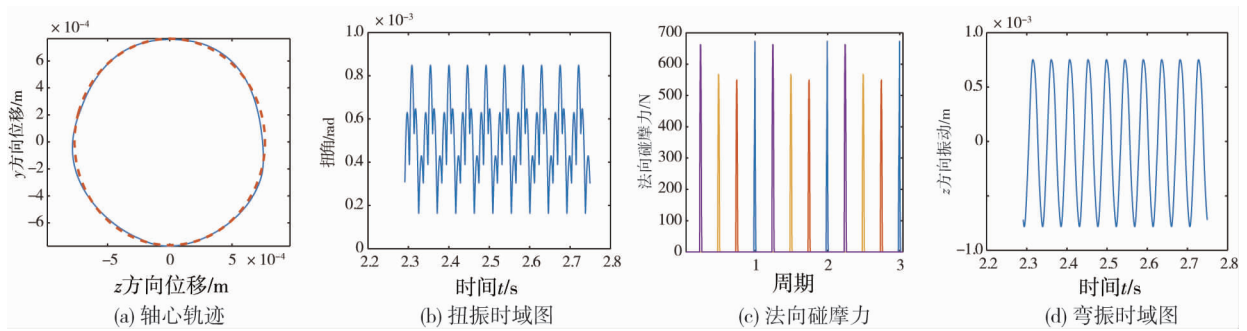


图 13 转速 $\Omega=0.8\omega_n$ 时的振动响应

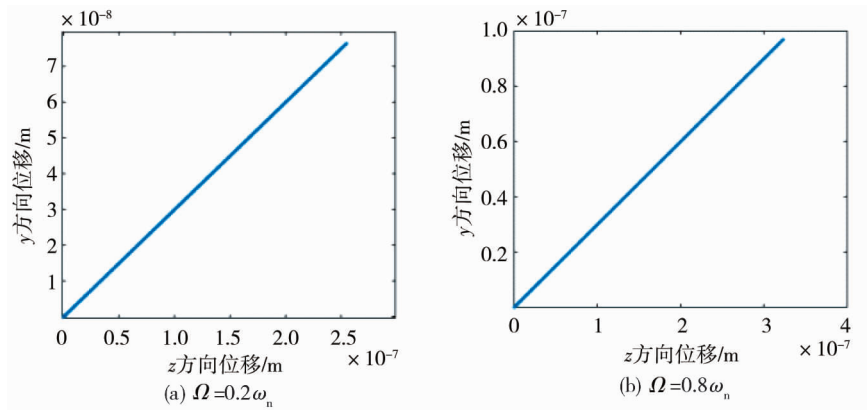


图 14 $\Omega=0.2\omega_n, \Omega=0.8\omega_n$ 时的机匣形心轨迹

3.3 静态最大侵入间隙大小的影响

不同静态最大侵入间隙下的动力涡轮转子仿真参数如表 4 所示.根据表 4 的仿真参数,分别进行静态侵入间隙为 50, 100, 150, 200, 250 μm 下的动力涡轮转子叶片-机匣定点碰摩仿真.图 15~图 18 为静态侵入间隙下转子系统的振动响应图.由图 15 可知:当转速不变时,此型动力涡轮转子的静态最大间隙越大,碰摩导致的 $N(N=1, 2, \dots)$ 倍频分量越大,其中 $4N$ 倍频率分量的增长更为明显,这是由于动力涡轮转盘与机匣在每个周期发生 4 次碰摩,激起 4 倍频分量,而基频分量几乎不随静态最大间隙发生变化.由图 16 可知:扭振基频与倍频分量都与静态最大间隙导致的碰摩激励有关,静态最大侵入间隙越大,扭振的倍频分量越高,其中 2 倍频分量由于接近转子系统的扭振固有频率,因此产生 2 倍频分量凸起现象.由图 17 和图 18 可知:转盘中心点的扭角极差、z 方向振幅极差与最大法向碰摩力都随着静态最大间隙的增大而增大,三者都近似线性增加.

表 4 不同静态最大侵入间隙下的动力涡轮转子仿真参数

| 参数 | 变化范围 | 不变的参数 |
|--------------------|----------------------|---|
| 静态最大侵入间隙 ζ_0 | 50~250 μm | 无量纲转速为 0.5 碰摩刚度 $k_r = 1e-7 \text{ N/m}$ $\alpha = 5 \text{ rad}$ 偏心矩为 0.001 $\text{kg} \cdot \text{m}$ 机匣半径为 165 mm,机匣质量为 2.966 kg |

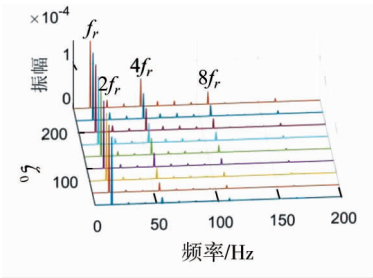


图 15 不同静态最大侵入间隙下的弯振频谱

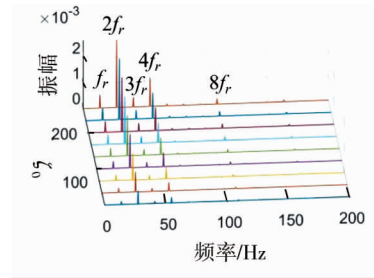
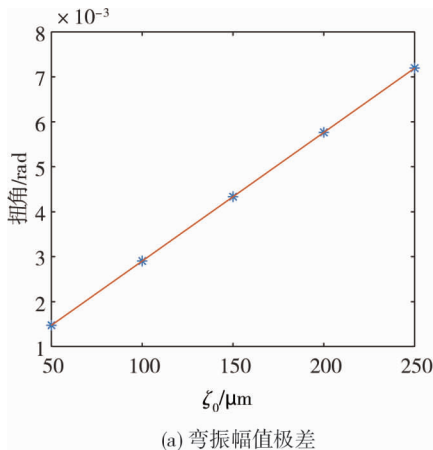
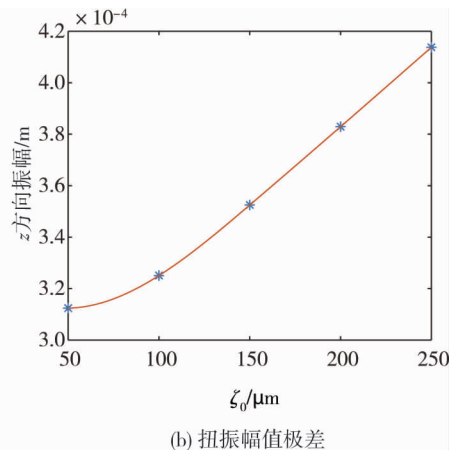


图 16 不同静态最大侵入间隙下的扭振频谱



(a) 弯振幅值极差



(b) 扭振幅值极差

图 17 不同静态最大侵入间隙下弯振幅值极差及扭振幅值极差

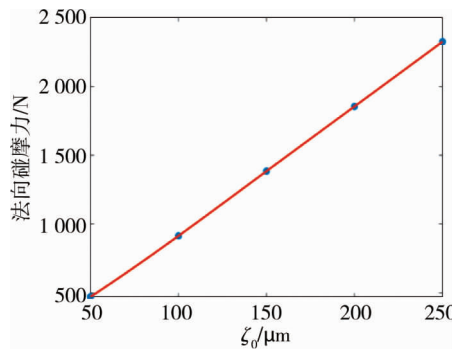


图 18 不同静态最大侵入间隙下最大法向碰摩力

3.4 碰摩刚度的影响

不同碰摩刚度下的动力涡轮转子仿真参数如表 5 所示.根据表 5 的仿真参数,分别进行碰摩刚度为 1×10^7 , 3×10^7 , 5×10^7 , 7×10^7 , $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ 下的叶片-机匣定点碰摩仿真.图 19~图 22 为在不同碰摩刚度的条件下,转子系统的振动响应图.由图 19 和图 20 可知:该动力涡轮转子随着碰摩刚度的增加,倍频分量也随之增大,由于每个周期转盘与机匣发生 4 次碰摩,因此,转盘中心的弯曲振动和扭振 4N 倍频分量产生放大现象;相较于扭振振动,弯曲振动的基频分量几乎不受碰摩刚度变化的影响.由图 21 和图 22 可知:在

不影响每个周期碰摩次数的情况下,随着碰摩刚度的增加,法向碰摩擦力与凸点指向方向的弯曲振动极差近似线性增加,扭振振动极差的增加速度逐渐变缓.

表5 不同碰摩刚度下的动力涡轮转子仿真参数

| 参数 | 变化范围 | 不变的参数 |
|------------|----------------------|---|
| 碰摩刚度 k_r | $1e-7 \sim 1e-8$ N/m | 无量纲转速为 0.5 $\alpha = 5$ rad 偏心矩为 0.001 kg·m 机匣半径为 165 mm 静态最大侵入间隙 $\zeta_0 = 50$ μm 机匣质量 2.966 kg |

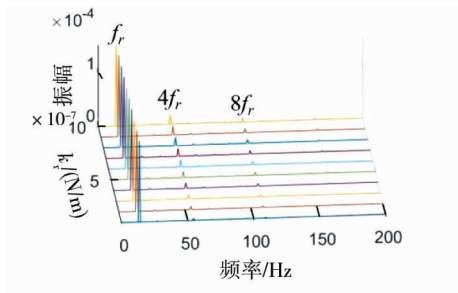


图19 不同碰摩刚度下的弯振频谱

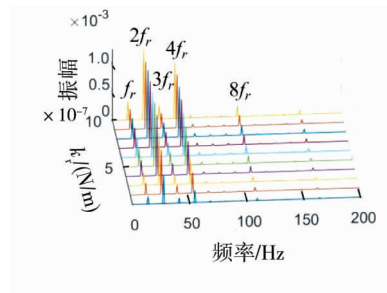


图20 不同碰摩刚度下的扭振频谱

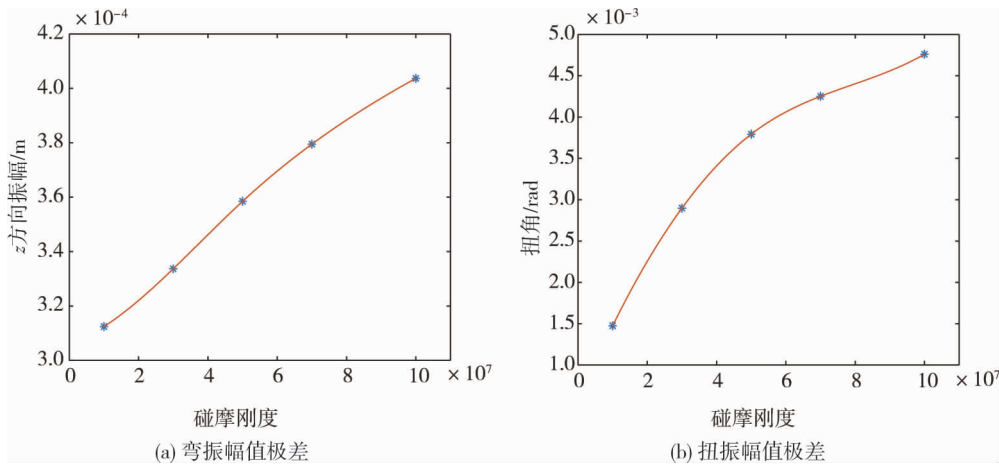


图21 不同碰摩刚度下的弯振幅值极差及扭振幅值极差

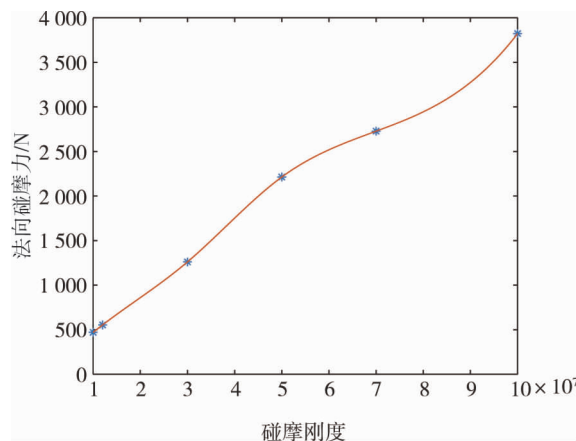


图22 不同碰摩刚度下的最大法向碰摩力

4 结论

1) 弯曲振动的基频分量主要由不平衡故障引起,对转速因素敏感,几乎不受定点碰摩间隙和碰摩刚度的影响.碰摩会激起扭转振动的倍频分量,其中与碰摩激振力次数成倍数的叶片通过频率分量接近系统扭转固有频率的倍频分量时,会出现放大现象.

2) 碰摩刚度与静态最大侵入间隙的增加都会导致转轴的中心弯曲、扭转振动幅值极差和碰摩力幅值的增加.当转频接近叶片通过频率或接近系统的扭转固有频率时,转轴中心的扭振极差会出现幅值放大现象.

3) 与弯曲振动频谱相比,扭振频谱能够更明显地表现碰摩故障导致的倍频分量.结合弯振以及扭振信息,可以更好地识别碰摩故障,并为碰摩故障诊断提供有效支撑.

参考文献:

- [1] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in Turbomachinery[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2):313-349.
- [2] MA H, YIN F L, GUO Y Z, et al. A review on dynamic characteristics of blade-casing rubbing[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2016, 84(2):437-472.
- [3] JACQUET-RICHARDET G, TORKHANI M, CARTRAUD P, et al. Rotor to stator contacts in turbomachines. Review and application[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, 40(2):401-420.
- [4] MA H, ZHAO Q B, ZHAO X Y, et al. Dynamic characteristics analysis of a rotor-stator system under different rubbing forms [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2015, 39(8):2392-2408.
- [5] 马辉,杨健,宋溶泽,等.转子系统碰摩故障实验研究进展与展望[J].*振动与冲击*,2014,33(6):1-12.
- [6] 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.
- [7] HAN Q, ZHANG Z, WEN B. Periodic motions of a dual-disc rotor system with rub-impact at fixed limiter[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2008, 222(10):1935-1946.
- [8] 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.
- [9] YANG Y, OUYANG H J, WU X L, et al. Bending-torsional coupled vibration of a rotor-bearing-system due to blade-casing rub in presence of non-uniform initial gap[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 140:170-193.
- [10] 焦旭东,何金辉,夏冶宝.分支结构参数变化对柔性转子动力特性的影响[J].*安徽理工大学学报(自然科学版)*,2017,37(4):59-65.
- [11] 夏冶宝,任兴民,杨永锋.航空发动机动力涡轮转子悬臂分支结构建模与结构参数影响分析[J].*西北工业大学学报*,2018,36(4):728-734.
- [12] 陈予恕,张华彪.航空发动机整机动力学研究进展与展望[J].*航空学报*,2011,32(8):1371-1391.
- [13] MA H, LU Y, WU Z Y, et al. Vibration response analysis of a rotational shaft-disk-blade system with blade-tip rubbing[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2016, 107:110-125.
- [14] 孙彦博,梁恩广,何建元.燃气轮机悬臂式鼠笼与挤压油膜耦合刚度研究[J].*热能动力工程*,2020,35(3):68-72.
- [15] 彭京徽,周海仑,张明,等.鼠笼弹性支承的刚度计算及其影响因素[J].*科学技术与工程*,2018,18(4):175-180.
- [16] 《航空发动机设计手册》总编委会.航空发动机设计手册[M].北京:航空工业出版社,2000.
- [17] 夏亚磊.旋转机械弯曲转子振动特性及减振技术研究[D].南京:东南大学,2017.