

拉杆转子预紧力建模及其诱发振动局部化研究

王 奇¹, 贾睿东¹, 杨树华^{2,3}, 孟继纲³, 张家忠¹

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

2. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

3. 沈阳鼓风机集团股份有限公司 辽宁重大装备制造协同创新中心, 沈阳 110869)

摘 要: 为探究拉杆转子在考虑接触面力学特性下预紧力失谐诱发振动的机理,从弹塑性理论及接触面微观角度,详细分析了单个微凸体在接触过程中的变形规律和力学特性,并通过高斯分布得到接触面宏观的力学接触模型。结合接触面力学特性,建立了一种保证其原始模型主要特征参数不变且能够确定其厚度的等效接触层;进一步通过这种等效接触层模型分析了拉杆预紧力降低和周向失谐时临界转速和固有频率的变化规律;利用波的传递揭示了预紧力周向失谐诱发拉杆转子振动模态局部化的机理。结果表明:预紧力减弱后,等效接触层刚度减小,临界转速和固有频率降低;随着预紧力失谐拉杆数量的增加,转子的临界转速和固有频率降低。当外部激励的频率处于拉杆转子的频率禁带时,振动能量无法传遍整体结构而积聚在局部区域,从而诱发了振动局部化现象。论文研究结果能够为复杂拉杆转子的动力学分析和优化设计提供参考方法。

关 键 词: 拉杆转子; 等效接触层; 临界转速; 预紧力失谐; 振动模态局部化

中图分类号: V19

文献标志码: A

Modelling of pre-tightening force in rod-fastened rotors and it induced vibration localization

WANG Qi¹, JIA Ruidong¹, YANG Shuhua^{2,3}, MENG Jigang³, ZHANG Jiazhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering,

Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China;

3. Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing in Liaoning,
Shenyang Blower Works Group Corporation, Shenyang 110869, China)

Abstract: In order to explore the mechanism of the vibration induced by the pre-tightening mistune of the rod-fastened rotor considering the mechanical characteristics of the contact surface, and viewed from the elastoplastic theory and the microscopics of the contact surface, the deformation laws and mechanical characteristics of a single asperity in the contact process were analyzed in detail, and the macroscopic mechanical contact model of the contact surface was obtained through Gaussian distribution. First, an equivalent contact layer was established to ensure that the main characteristic parameters of the original model could be kept unchanged and its thickness was determined, based on the mechanical properties of the contact surface; then, the variation law of critical speed and natural frequency when the

收稿日期: 2021-07-20

基金项目: 国家科技重大专项(77960800000200007); 重点基础研究课题(2019-JCJQ-ZD-177-01)

作者简介: 王奇(1996—),男,硕士生,主要从事透平机械多级盘-拉杆组合转子动力学分析方法研究。E-mail: wangqi123@stu.xjtu.edu.cn

通信作者: 张家忠(1968—),男,教授,博士,主要从事非线性流动及燃烧稳定性、非线性动力学研究。E-mail: jzzhang@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 王奇,贾睿东,杨树华,等. 拉杆转子预紧力建模及其诱发振动局部化研究[J]. 航空动力学报, 2023, 38(12): 3020-3030. WANG Qi, JIA Ruidong, YANG Shuhua, et al. Modelling of pre-tightening force in rod-fastened rotors and it induced vibration localization[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(12): 3020-3030.

pre-tightening force was reduced and detuned in the circumferential direction was further analyzed by this equivalent contact layer model; finally, the mechanism of vibration mode localization of rod-fastened rotor induced by circumferential detuning of pre-tightening force was revealed by means of wave transmission. The results showed that the equivalent contact layer stiffness and the critical speed and natural frequency decreased as the pre-tightening reduced. Moreover, the critical speed and natural frequency of the rotor became lower, as the number of pre-tightening detuning rods increased. As the fluctuation frequency of the rod-fastened rotor was within the frequency stop-band, the vibration energy cannot be transmitted throughout the whole structure. The research results can provide a reference method for the dynamic analysis and optimal design of complex rod-fastened rotors.

Keywords: rod-fastened rotor; equivalent contact layer; critical speed; pre-tightening detuning; vibration mode localization

燃气轮机的应用在现代企业生产制造中十分普遍,既是国民经济发展中所必需的供电和能源输送设备,也是海军舰艇中的重要动力设备。总体来说,燃气轮机技术关系到国家能源及安全,已经成为衡量一个国家科技水平、军事实力、综合国力的主要标准之一。现代燃气轮机转子的结构类型主要有两种:工业型和航机改进型。而工业型燃气轮机,也被称为重型燃气轮机,在发电工业领域应用极为广泛^[1]。航机改进型燃气轮机主要应用在车载移动发电机组一类的交通运输设备中。鉴于两种燃气轮机经常工作在复杂极端的工作环境中,需考虑到转子强度、材质、传热、冷却系统等诸多因素,重型燃气轮机转子一般采用盘鼓式结构^[2]。该结构既有盘式转子强度高的特点,又具有鼓式转子刚度好的优势。根据转子与轮盘之间连接方式的不同,转子结构可以分为可拆卸式和不可拆卸式两类^[3]。可拆卸式转子分为中心拉杆转子和周向分布式拉杆转子。中心拉杆转子是由一根足够刚度的中心长拉杆将组成转子的各部分,包括压气机、透平段的各级轮盘以及透平前后两空心轴等部件串联起来^[4],并在中心拉杆两端分别使用大螺母锁紧从而组成一个柔性转子整体;周向分布式拉杆转子与中心拉杆转子不同,不仅在轴径中心,同时在各级轮盘外围也采用了拉杆螺栓作为连接^[5]。转子压气段和透平段的各级轮盘在接近轮缘处沿轮盘周围方向均匀布置一定数量的拉杆孔,通过这些孔的拉杆将轴头和各级轮盘强力压紧,组合成一个柔性非连续系统。由于周向分布式拉杆转子本身结构极其复杂,现有的计算手段无法进行简单快速准确地求出其临界转速和不平衡响应,因此,急需一种能够保证其原始模型主要特征参数不变的简化等效模型。该种等效模型在建立时需要考虑各个轮盘之间的接触效应,其对拉杆转子的动力学特性产

生很大影响。各轮盘表面形貌及相互间接触状态十分复杂,为准确求取结果,需获取轮盘接触面的压力,变形量与刚度之间的关系。

1958年,在对固态物理中无序性对金属导电性的影响进行研究时,Anderson^[6]首次提出了局部化的概念。他在研究中发现了一种存在于失谐固体中的独特的传导特性,引起了学者们极大的关注。1982年,通过对比力学系统与固态物理系统两者之间诸多相似的特点,Hodges^[7]对因为失谐导致在结构中出现的振动模态局部化问题进行了研究。在结构动力学中,振动的局部化问题主要反映在2个方面:即模态局部化(modal localization)和振动传递的局部化(vibration transmission localization)。模态局部化包括模态振型局部化(mode localization)和模态频率转向(frequency-veering)两种物理现象。振型的局部化是指系统的振动能量不是传播至整个结构,而是集中在几个的子结构上,这时绝大多数子结构的振幅很小,而集中振动能量的几个子结构的振幅大幅度超过其他结构的幅值,从而将模态振型“局部化”在了少量的子结构上^[8]。而振动传递的局部化则是指系统的振动能量被限制在局部区域,使能量不易于传递到其他部位,因此,输入系统的能量不能传播很远,而只是被局限在接近振动源的区域,产生局部振荡。本文重点在于研究前一种情况,即模态振型的局部化。

周向分布式拉杆转子是典型的周期性循环对称结构,具有不同于非周期结构的许多独特的动力学性质,特别敏感于预紧力失谐而出现振动模态局部化和能量积聚现象。事实上,随着拉杆预紧力的减弱,周向分布式拉杆转子轮盘间接触面刚性的减弱是必然出现的结果。除此之外,因为存在预紧力的不均匀,轮盘间接触面的弹性模量

和泊松比也将沿周向产生差别,导致在某些轮盘的结构和属性始终有着不同于转子其他部分的微小差别。这种差别对转子的循环对称结构造成破坏,形成了转子的失谐。虽然转子的失谐量一般很小,但由此导致的振动模态局部化对转子结构将产生显著的作用:一方面可导致结构瞬态破坏,即强度失效问题,另一方面可造成转子的全局或者局部疲劳失效。因此,如何控制该类拉杆转子的振动模态局部化已成为一项亟待解决的问题。

本文针对上述问题,首先从接触面的微观角度^[9],基于弹塑性接触理论分析单个微凸体在接触过程中的变形规律和力学特性。然后,通过高斯分布函数得到接触面宏观的力学接触模型。进一步,将轮盘接触面等效并计入转子模型,详细分析预紧力损失对临界转速的影响规律,以及预紧力失谐诱发的振动模态局部化和能量积聚现象。

1 轮盘接触层的等效处理

1.1 微凸体力学模型

采用了如图 1 所示的微凸体接触模型^[10],在单个微凸体和刚性的理想平面之间的接触中,对微凸体施加载荷,并在刚性理想平面施加约束。

图 1 中, R 表示每个微凸体半径, z 表示从微凸体顶点到微凸体高度基准平面的高度, d 表示从微凸体高度基准平面到刚性理想平面的距离, δ 表示接触时产生的变形量,并存在下列关系式:

$$\delta = z - d \quad (1)$$

根据微凸体变形量 δ 的大小,接触状态可分为 3 个阶段:弹性变形阶段、弹塑性变形阶段、塑性变形阶段。引入 δ_e 和 δ_p , δ_e 表示微凸体由弹性变形转变为弹塑性变形的临界值; δ_p 表示微凸体由

$$f = \begin{cases} \frac{4}{3} ER^{\frac{1}{2}} \delta^{\frac{3}{2}} & (\delta < \delta_e) \\ \pi R \psi(\delta) H \times \left[1 - (1-\gamma) \frac{\ln \delta_p - \ln \delta}{\ln \delta_p - \ln \delta_e} \right] & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ 2\pi R \delta H & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (4)$$

将上式变换得到变形量与载荷之间的关系:

$$\delta = \begin{cases} \left(\frac{3}{4ER^{\frac{1}{2}}} f \right)^{\frac{2}{3}} & (\delta < \delta_e) \\ \delta_p e^{\frac{\left(\frac{f}{\pi R \psi(\delta) H} - 1 \right) (\ln \delta_p - \ln \delta_e)}{1-\gamma}} & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ \frac{1}{2\pi R H} f & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (5)$$

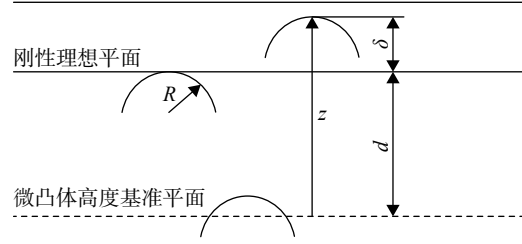


图 1 微凸体接触模型示意图^[10]

Fig. 1 Schematic diagram of asperity contact model^[10]

弹塑性变形转变为塑性变形的临界值。

根据赫兹弹性变形理论^[9],微凸体接触面积与变形量有如下关系:

$$a = \begin{cases} \pi R \delta & (\delta < \delta_e) \\ \pi R \psi(\delta) & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ 2\pi R \delta & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (2)$$

其中 $\psi(\sigma) = a_1 \delta^3 + a_2 \delta^2 + a_3 \delta + a_4$, 在此式中:

$$a_1 = \frac{\delta_e + \delta_p}{(\delta_e - \delta_p)^3}, \quad a_2 = -\frac{2\delta_e^2 + \delta_e \delta_p + \delta_p^2}{(\delta_e - \delta_p)^3},$$

$$a_3 = -\frac{2\delta_e^3 - 2\delta_e^2 \delta_p + 7\delta_e \delta_p^2 - \delta_p^3}{(\delta_e - \delta_p)^3}, \quad a_4 = -\frac{2\delta_e^2 \delta_p^2}{(\delta_e - \delta_p)^3}$$

微凸体平均接触压力与变形量有如下关系:

$$p = \begin{cases} \frac{4}{3\pi} ER^{-\frac{1}{2}} \delta^{\frac{1}{2}} & (\delta < \delta_e) \\ H \left[1 - (1-\gamma) \frac{\ln \delta_p - \ln \delta}{\ln \delta_p - \ln \delta_e} \right] & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ H & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (3)$$

其中 H 为材料硬度,取接触面中表面硬度较低的值; E 为弹性模量; ν 为较软材料泊松比^[11]; $\gamma = 0.4645 + 0.3141\nu + 0.1943\nu^2$ 表示压力系数。

微凸体法向载荷与变形量有如下关系:

根据法向接触刚度表达式 $k = \frac{\partial f}{\partial \delta}$, 法向载荷对变形量求导可得:

$$k = \begin{cases} 2ER^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{1}{2}} & (\delta < \delta_e) \\ \pi R\psi'(\delta)H \left[1 - (1-\gamma) \frac{\ln \delta_p - \ln \delta}{\ln \delta_p - \ln \delta_e} \right] + \pi R\psi(\delta)H \frac{1-\gamma}{(\ln \delta_p - \ln \delta_e)\sigma} & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ 2\pi RH & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (6)$$

将上述式(5)、临界值^[12] $\delta_e = \left(\frac{\pi\gamma H}{2E} \right)^2 R$ 和临界值^[13] $\delta_p = 110\delta_e$ 代入式(6), 可求得微凸体刚度与法向载荷(预紧力)关系:

$$k = \begin{cases} (6E^2 R f)^{\frac{1}{3}} & (\delta_e > \delta) \\ \pi R\psi'(\delta)H \left[1 - (1-\gamma) \frac{\ln \delta_p - \ln \delta}{4.7005} \right] + \pi R\psi(\delta)H \times \frac{1-\gamma}{4.7005\delta_p e^{\frac{4.7005}{1-\gamma} \left(\frac{f}{\pi R\psi(\delta)H} - 1 \right)}} & (\delta_e < \delta < \delta_p) \\ 2\pi RH & (\delta > \delta_p) \end{cases} \quad (7)$$

1.2 宏观接触面力学模型

实际中轮盘发生接触时, 名义接触面积要大于实际发生的接触面积, 其主要原因是实际轮盘接触面上分布着微凸体。设微凸体的分布情况为高斯分布, 如图 2 所示。

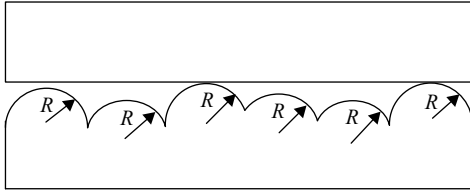


图 2 微凸体分布图

Fig. 2 Distribution of asperities

高斯分布函数为:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp \left[-\frac{(z-\mu)^2}{2\sigma^2} \right] \quad (8)$$

其中 μ 为接触面之间微凸体平均高度; σ 为微凸体高度分布标准差。

假设轮盘的名义接触面积为 A , 接触面微凸体个数为 N , 单位面积微凸体个数 η , 则有:

$$\eta = \frac{N}{A} \quad (9)$$

进一步, 超过高度 h 的范围, 微凸体数量为:

$$n_h = N \int_h^i \Phi(z) dz = \eta A \int_h^i \Phi(z) dz \quad (10)$$

式中 i 表示轮盘加工公差的一半。

因此, 发生的实际接触面积:

$$A_{\text{real}} = A_e + A_{\text{ep}} + A_p = \eta A \left\{ \int_h^{h+\delta_e} a_e \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_e}^{h+\delta_p} a_{\text{ep}} \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_p}^i a_p \Phi(z) dz \right\} \quad (11)$$

其中 a_e 为弹性变形阶段内微凸体接触面积; a_{ep} 为弹塑性变形阶段内微凸体接触面积; a_p 为塑性变形阶段内微凸体接触面积。

界面实际接触预紧力为:

$$F_{\text{real}} = F_e + F_{\text{ep}} + F_p = \eta A \left\{ \int_h^{h+\delta_e} f_e \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_e}^{h+\delta_p} f_{\text{ep}} \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_p}^i f_p \Phi(z) dz \right\} \quad (12)$$

其中 f_e 为弹性变形阶段内微凸体接触载荷; f_{ep} 为弹塑性变形阶段内微凸体接触载荷; f_p 为塑性变形阶段内微凸体接触载荷。

界面实际接触刚度为:

$$K_{\text{real}} = K_e + K_{\text{ep}} + K_p = \eta A \left\{ \int_h^{h+\delta_e} k_e \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_e}^{h+\delta_p} k_{\text{ep}} \Phi(z) dz + \int_{h+\delta_p}^i k_p \Phi(z) dz \right\} \quad (13)$$

其中 k_e 为弹性变形阶段内微凸体接触刚度; k_{ep} 为弹塑性变形阶段内微凸体接触刚度; k_p 为塑性变形阶段内微凸体接触刚度。

2 计入接触力学特征的结构等效

在建立等效模型时, 不仅要原模型的周向拉杆略去, 还要保证模型的主要参数不变, 因此,

引入一个等效接触层,此接触层计入了拉杆预紧力引起的微观变形接触特性。等效接触层本身的参数有弹性模量、泊松比、密度和厚度,需对这几个参数进行等效处理。

2.1 弹性模量

等效原则是在同等拉力下,原两轮盘接触层受拉变形量与等效接触层受拉变形量相等。拉杆转子接触面经常被等效为铰链弹簧模型,故此用铰链弹簧模型代替原模型并施加相同拉力 F ,如图 3 所示。图中 l_l 表示接触面左侧轮盘长度; l_m 表示接触面弹簧层长度; l_r 表示接触面右侧轮盘长度; l_e 表示接触面等效接触层长度。

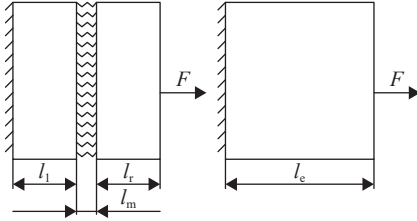


图 3 等效接触层变形示意图

Fig. 3 Schematic diagram of equivalent contact layer deformation

$$\Delta l_{\text{fact}} = \Delta l_l + \Delta l_m + \Delta l_r = \frac{Fl_l}{EA} + \frac{F}{K} + \frac{Fl_r}{EA} \quad (14)$$

$$\Delta l_e = \frac{Fl_e}{E_e A} \quad (15)$$

其中 K 为接触面接触刚度; E_e 为等效接触层弹性模量。根据等效原则:

$$\Delta l_{\text{fact}} = \Delta l_e \quad (16)$$

因为弹簧层厚度与轮盘单元的厚度相比十分微小,所以 $l_l = l_r = l$, $l_e = l_l + l_r$ 。引入接触面单位面积刚度 $k = K/A$ 则有:

$$E_e = \left(\frac{2lk}{2lk + E} \right) E \quad (17)$$

2.2 泊松比

根据原接触层与等效接触层在法向变形量与横向变形量不变,假设在原接触层中,法向应变为 $\varepsilon_{\text{fact}}$,横向应变为 $\varepsilon'_{\text{fact}}$,则泊松比 μ 为:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon'_{\text{fact}}}{\varepsilon_{\text{fact}}} \right| \quad (18)$$

$$\varepsilon'_{\text{fact}} = \mu \varepsilon_{\text{fact}} = \mu \frac{\Delta l_{\text{fact}}}{l_l + l_r} = \mu \left(\frac{Fl_l}{EA} + \frac{F}{K} + \frac{Fl_r}{EA} \right) / (l_l + l_r) \quad (19)$$

假设在等效接触层中,等效泊松比 μ_e ;法向应变 ε_e ;横向应变 ε'_e 则有:

$$\varepsilon'_e = \mu_e \varepsilon_e = \frac{\mu_e F}{E_e A} \quad (20)$$

根据原接触层与等效接触层在法向变形量与横向变形量不变:

$$\varepsilon'_e = \varepsilon'_{\text{fact}} \quad (21)$$

$$\mu_{\text{fact}} \left(\frac{Fl_l}{EA} + \frac{F}{K} + \frac{Fl_r}{EA} \right) / (l_l + l_r) = \frac{\mu_e F}{E_e A} \quad (22)$$

则等效接触层泊松比为:

$$\mu_e = \mu \left[\frac{E_e l_l}{(l_l + l_r) E} + \frac{E_e}{(l_l + l_r) k} + \frac{E_e l_r}{(l_l + l_r) E} \right] \quad (23)$$

设 $l_l = l_r = l$:

$$\mu_e = \left(\frac{E_e}{E} + \frac{E_e A}{2lk} \right) \mu \quad (24)$$

将式(17)代入式(24)

$$\mu_e = \left(\frac{EA - E}{2lk + E} + 1 \right) \mu \quad (25)$$

2.3 等效接触层厚度

在确定等效接触层厚度时,应考虑两种情况:

1) 接触层在法向载荷和粗糙面表面形貌的共同影响下,粗糙面附近下层材料的应力分布不均,这部分刚度有所下降,应计入该部分刚度和应力的影响范围;

2) 根据接触面微凸体近似高斯分布来看,以理想接触面为基准,在 $[-3\sigma, +3\sigma]$ 范围内能够包含 99.7% 的微凸体数量分布,即可认为已达到等效厚度。此外还需考虑到轮盘表面微观结构中,如图 4 所示,存在的加工变形、晶体组织和污染层^[14]。这种加工缺陷约为 0.5 mm,因此左右两轮盘为 1 mm。

2.4 等效接触层密度

接触面处两端的质量在等效前后不变,如图 5。图中 m 表示质量; ρ 表示密度; V 表示体积。下标 l 、 r 、 e 分别表示接触面左侧轮盘、接触面右侧轮盘和等效接触层。存在下列关系:

$$\begin{aligned} m_l &= \rho_l V(l_l) \\ m_r &= \rho_r V(l_r) \\ m_e &= \rho_e V(l_e) \end{aligned} \quad (26)$$

进一步,根据接触面处两端的质量在等效前后不变,则存在下列关系式:

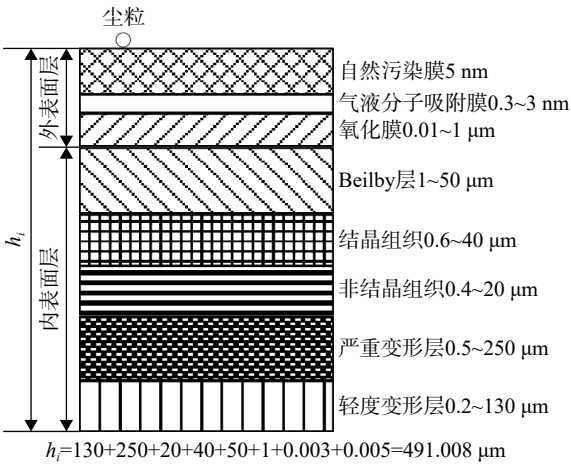


图 4 轮盘加工表面示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the processing surface of the roulette

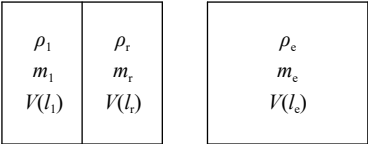


图 5 等效接触层密度示意图

Fig. 5 Schematic diagram of equivalent contact layer density

$$m_e = m_l + m_r \tag{27}$$

$$\rho_e = \frac{\rho_l V(l_l) + \rho_r V(l_r)}{V(l_e)} = \frac{\rho_l V(l_l) + \rho_r V(l_r)}{V(l_l + l_r)} \tag{28}$$

设 $l_l = l_r = l$, $\rho_l = \rho_r = \rho$, 则:

$$\rho_e = \frac{\rho V(l) + \rho V(l)}{V(2l)} = \rho \tag{29}$$

3 等效转子的振动模态局部化

3.1 转子等效处理

本文针对一类 5 级盘拉杆转子进行计算与分析, 拉杆转子的剖面结构如图 6 所示。

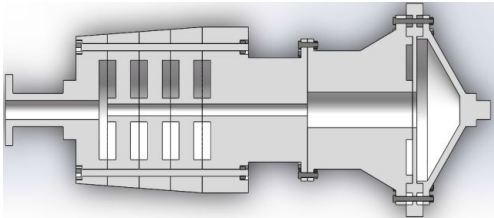


图 6 转子剖面图

Fig. 6 Sectional view of the rotor

这类 5 级盘拉杆转子共有 7 个接触界面, 从左至右分别命名为第 1 接触界面、第 2 接触界面、…、第 7 接触界面。前 4 个接触界面为拉杆

预紧力作用的轮盘接触界面, 本文重点研究此处接触面的物理特性。假设整个转子使用同一材料。对于单个微凸体来说, 预紧力从 0 N 增长到 6 N, 其变化如图 7 和表 1。

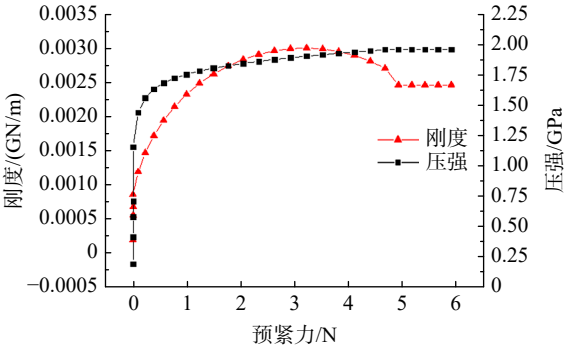


图 7 压强、刚度随预紧力变化

Fig. 7 Pressure and stiffness change with pre-tightening

表 1 接触面参数的变化

Table 1 Variation of contact surface parameters

预紧力/N	压强/GPa	刚度/(GN/m)	阶段
0.000 1	0.180 3	0.000 2	弹性
⋮	⋮	⋮	⋮
0.006 5	0.698 3	0.000 6	弹性
0.001 4	1.153 6	0.000 8	弹塑性
⋮	⋮	⋮	⋮
4.675 5	1.958 3	0.002 7	弹塑性
4.926 0	1.96	0.002 4	塑性

对于单个微凸体而言, 在弹性与弹塑性阶段压强和刚度都随着预紧力的增大而增大, 压强的增加趋势越来越缓慢; 刚度在弹塑性阶段中达到一个峰值, 随后开始下降; 在塑性阶段刚度和压强均趋于平缓。在弹性阶段, 微凸体更像一个符合胡克定律的弹簧, 无论是压强还是刚度更符合正比例增加的关系; 在弹塑性阶段, 微凸体一部分保持正比例增加的特性, 一部分又因为塑性变形使这种特性衰弱, 所以增加量越来越小; 塑性阶段微凸体产生塑性变形, 无论是压强还是刚度都趋于不变。对于整个接触面来说, 第一接触面为例, 计算实际接触面积、预紧力、刚度, 如图 8。

整个接触面刚度随预紧力的变化与单个微凸体刚度随预紧力变化情况相似, 刚度在弹性和弹塑性阶段增加趋势越来越缓慢, 在塑性阶段刚度和压强均趋于平缓。这是因为整个界面是有几十万个微凸体正态分布而成, 其刚度特性必有相似之处。实际接触面积是随着预紧力的增大而增大,

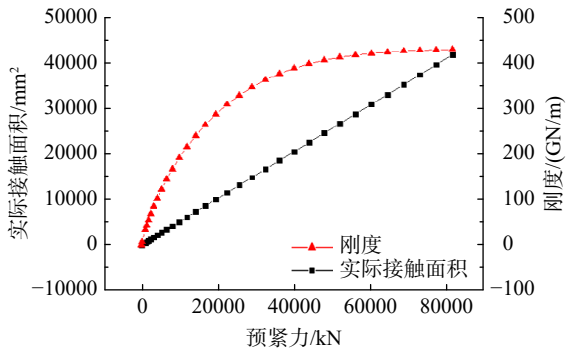


图 8 实际接触面积及刚度随预紧力变化

Fig. 8 Real contact area and stiffness change with pre-tightening

类似于正比例关系。

假设预紧力均匀分布, 单个拉杆预紧力分别为 600 kN 和 300 kN, 拉杆总数为 12, 计算得到的刚度、弹性模量、泊松比如表 2 所列。

表 2 不同预紧力条件下 4 个接触面的参数

Table 2 Parameters of four contact surfaces with different pre-tightening

接触面名称	拉杆预紧力/kN	刚度/(GN/m)	弹性模量/GPa	泊松比
第 1 接触界面	300	90.867 8	9.864 2	0.065 2
	600	152.445 4	15.986 3	0.073 2
第 2 接触界面	300	93.166 7	9.093 8	0.070 0
	600	157.180 5	14.853 7	0.077 4
第 3 接触界面	300	95.067 2	8.407 4	0.075 2
	600	161.706 6	13.870 6	0.082 0
第 4 接触界面	300	97.130 77	7.831 7	0.080 7
	600	165.546 9	12.971 6	0.086 9

3.2 等效接触层厚度

在确定等效接触层厚度之前, 必须对其进行仿真建模。本文采用 MATRIX LABORATORY (即 MATLAB) 与 ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE (即 APDL) 相结合的方式对轮盘间的粗糙界面进行建模。按照点、线、面、体依次建立实体模型, 然而采用传统的 APDL 创建点命令逐一建立每个粗糙接触点再形成粗糙面过程十分繁琐, 尤其是面对多个微凸体粗糙面时操作困难极大。所以本文采用以下方法:

- 1) 首先用 MATLAB 生成 1 个 20×20 高斯分布矩阵。
- 2) 将此数据作为 z 值导入到在 APDL 已建成的 $0.01 \text{ m} \times 0.01 \text{ m}$ 大小的 x - y 平面中。
- 3) 每个接触点分别沿 x 和 y 方向相邻的 2 个

点创建线。

- 4) 通过相邻的 4 条线创建面得到如图 9 所示的粗糙表面。

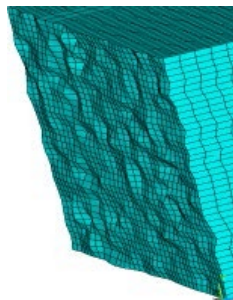


图 9 粗糙面

Fig. 9 Rough surface

- 5) 将 400 个面集体向 z 方向拉伸, 再利用黏接命令拉伸成体形成如图 10 所示粗糙体模型。

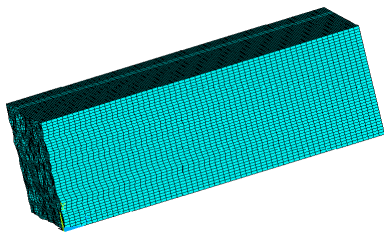


图 10 粗糙体

Fig. 10 Rough body

- 6) 建造一刚性平面设为目标面, 粗糙面设为接触面, 进行接触分析, 如图 11 所示。

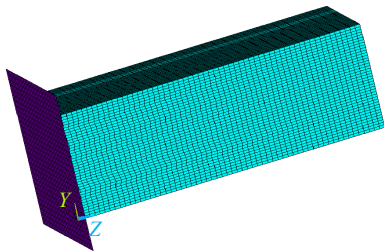


图 11 目标面-接触面模型

Fig. 11 Target surface-contact surface model

接触分析是一种高度非线性分析, 接触面和目标面的形状、区域、运动学、力学等状态都是未知的, 这些未知状态使得解决接触问题变得十分耗时。因此本文采用增广拉格朗日法求解^[15], 增广拉格朗日法克服了罚函数法和拉格朗日乘子法的不足, 被广泛应用于摩擦接触问题。在粗糙面对面施加载荷, 设定目标面为约束进行求解分析。

进行接触分析后提取应力云图, 如图 12 所示,

可以看出接触面附近应力分布极其不均匀。这是因为在接触表面的微凸体高度是按照高斯分布进行排列,高度大的微凸体其由于发生弹塑性甚至塑性变形产生极大应力,而高度小的微凸体只产生弹性变形甚至不产生变形而产生微小应力甚至无应力。在进行接触等效层厚度确定时,需要考虑产生最大变形的微凸体应力变化范围。因此,本文提取最大变形微凸体中在 z 方向上的变化情况,得出应力产生阶跃行变化的一点与其微凸体顶点,然后通过差值得出等效接触层厚度。

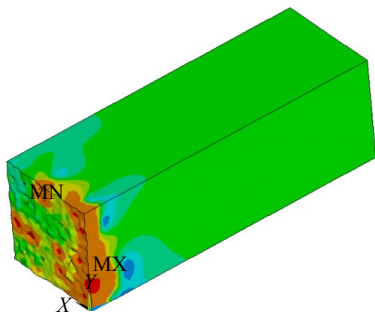


图 12 接触分析应力云图
Fig. 12 Contact analysis stress cloud diagram

计算的接触面应力在 0.11~4.2 mm 内有较大变化,考虑到轮盘表面微观结构,可令单个轮盘接触层厚度为 5 mm,轮盘与轮盘的等效接触层面积为 10 mm。

3.3 计入等效接触层的应变能变化

建立带有等效接触层的多级盘拉杆转子有限元模型,并将上述中等效接触层的参数属性赋予对应的接触层。利用 HYPERMESH 软件对转子进行网格划分处理并导入 APDL 中,为保证计算精度,网格划分单元尺寸为 5 mm,如图 13 所示。

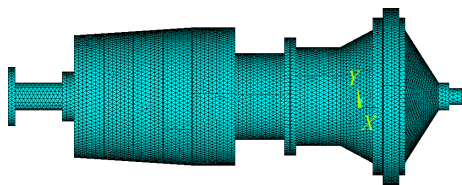


图 13 等效转子网格
Fig. 13 Equivalent rotor grid

进行有限元分析处理,在转子模型的左端面施加一种固定 6 个方向自由度的约束,右端面延伸处建立 1 个远程点,此点与右端面所以节点建立刚性绑定关系,在此点上施加一 250 kN 的力,其方向竖直向上,可等效为对转子右端面施加弯矩载荷。最后提取各轴段应变能,绘制应变能云

图,对轮盘和接触层部分进行放大,如图 14 所示,由于等效接触层的弹性模量和泊松比相比于轮盘的弹性模量和泊松比很小,所以应变能主要集中在轮盘部分,在等效接触层处出现的应变能的“突减”现象,将 2 个轮盘的应变能隔离,表明接触层不能有效的存储应变能。这与真实的多级盘拉杆转子轮盘间存在间隙十分吻合,验证了等效接触层的引入切实可以准确地反映实际转子结构。

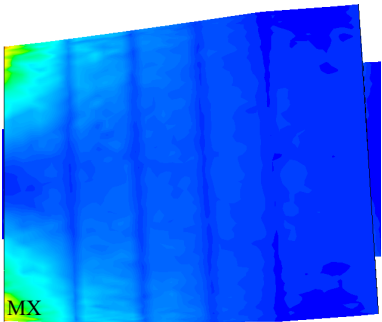


图 14 轮盘-等效接触层应变能云图
Fig. 14 Roulette-equivalent contact layer strain energy cloud diagram

3.4 振动模态局部化

对拉杆预紧力(F)为 600 kN 和 300 kN 的等效接触层转子进行模态分析,在转子两端施加轴承支撑,考虑陀螺效应和阻尼作用的影响,采用柱坐标系,选取柱坐标 z 轴方向为转子轴线方向、 y 轴为转子切线方向、 x 轴方向为转子横向方向。提取振型时选择绕 z 轴旋转的横向振动,计算前 9 阶临界转速和固有频率见表 3,其中标有下划线为转子禁频^[16]。

表 3 不同预紧力下转子的临界转速和固有频率
Table 3 Critical speed and natural frequency of the rotor under different pre-tightening

模态阶数	临界转速/Hz		固有频率/Hz	
	$F=300$ kN	$F=600$ kN	$F=300$ kN	$F=600$ kN
1	2.85	3.56	1.42	1.78
2	22.44	27.54	11.28	13.87
3	24.22	29.73	11.31	13.89
4	356.18	363.82	179.65	182.94
5	671.63	709.51	367.69	388.88
6	791.31	828.24	367.7	388.89
7	998.85	1 033.55	450.25	467.28
8	1 484.2	1 570.22	<u>826.96</u>	<u>865.01</u>
9	1 684.1	1 765.98	<u>827.3</u>	<u>865.33</u>

拉杆预紧力为 300 kN 的等效转子,其临界转速和固有频率均低于拉杆预紧力为 600 kN 的等效转子的对应结果,这与实际拉杆转子拉杆预紧力降低后,临界转速存在降幅的实际现象十分吻合。为进一步探究预紧力失谐情况对转子振动的影响,本文针对图 15 所示的 6 种预紧力失谐情况等效后进行带预应力的模态分析,图中标红的拉杆预紧力为 300 kN,其余为 600 kN。

分析结果如表 4,带下划线的为禁频,通过这 6 种拉杆预紧力失谐情况的计算和分析可以发现:随着失谐拉杆数量的增加,临界转速和固有频率均出现明显的下降趋势,与试验^[17]中 2~4 根拉杆发生失谐时,拉杆转子固有频率降低的现象十分吻合的。这是因为拉杆失谐数量越多,失谐拉杆作用轮盘与轮盘之间的载荷越小,根据之前接

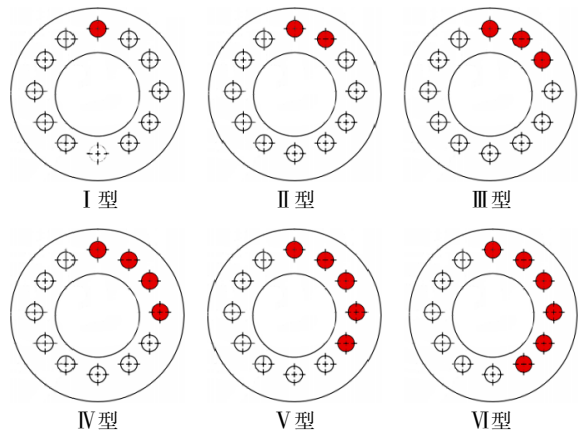


图 15 6 种预紧力失谐
Fig. 15 Six types of pre-tightening forces are detuned

触面微凸体的分析可知:轮盘之间接触面的刚度也越低,拉杆转子整体的刚性特性越弱,进而临界转速和固有频率降低。

表 4 6 种预紧力失谐形式相应的临界转速和固有频率
Table 4 Critical speed and natural frequency of six types of pre-tightening detuning

模态	临界转速/Hz						固有频率/Hz					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
1	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	1.18	1.18	1.18	1.18	1.18	1.18
2	24.22	23.77	23.32	22.86	22.39	22.14	12.32	12.19	11.96	11.73	11.50	11.26
3	25.99	25.52	25.04	24.55	24.04	23.76	12.41	12.20	11.97	11.74	11.51	11.27
4	353.06	352.43	351.89	351.35	350.61	349.88	179.32	179.11	178.86	178.61	178.24	177.93
5	721.99	721.41	720.3	719.92	718.96	717.82	382.13	381.41	380.69	380.45	379.8	379.09
6	764.77	764.38	763.72	762.35	762.38	759.99	382.65	382.27	381.78	380.85	380.71	379.2
7	974.76	974.5	974.12	973.77	973.61	972.81	463.9	463.03	462.6	462.21	461.95	461.13
8	1 631.5	1 630.9	1 628.7	1 627.6	1 626.2	1 624.4	<u>806.77</u>	<u>805.23</u>	<u>803.62</u>	<u>803.05</u>	<u>801.87</u>	<u>801.16</u>
9	1 806.8	1805	1 802.5	1 799.2	1 796.5	1 791	<u>809.31</u>	<u>808.1</u>	<u>807.39</u>	<u>805.72</u>	<u>804.8</u>	<u>801.7</u>

以Ⅲ型失谐为例,分析了前 9 阶预紧力失谐等效转子的振动模态,图 16 所示为某阶通频(178.86 Hz),图 17 所示为某阶禁频(803.62 Hz)。根据文献[16],当外部激励频率处于禁带时,振动能量不能传遍整个结构,即局限于某个位置,且外部激励对拉杆转子的频率、位移和应变能分布有着显著影响^[18],即该转子存在振动局部化的“风险”。

进一步,可以利用波的传递来说明拉杆转子振动局部化的机理。假设一定预紧力下轮盘的振动响应可以看成是以不同速度在拉杆-轮盘结构系统周向传递的波的迭加。若系统是线性的,则仅分析单波的传播来探究产生局部化的机理。如图 18,假设某振动波通过轮盘等效接触面由一个

轮盘向另一轮盘的传播(图 18(a)模拟为通过“不均匀介质”时由一层至另一层的传播(图 18(b)),其中在介质中的波速 c 相应于轮盘的物理特性 $H(\omega)$ (传递函数),这是因为,由于沿轮盘的振动波的传递由频率 ω 确定,它对波的影响可以较好地由相应的传递函数 $H(\omega)$ 来定义,因此有相对应的关系 $H(\omega)-c$ 。

假设预紧力均匀,则等效接触层物理属性相同,振动波的传播不受接触层的影响;假设预紧力不均匀,则接触层物理属性不一致,振动波在等效接触层上部分被传递,部分被反射。对于其中的反射分量,其幅值一般随形成预紧力的不一致程度的增大而增大,假设它是在高反射界面上(等价于频响函数相差较大的两相邻轮盘),则可能

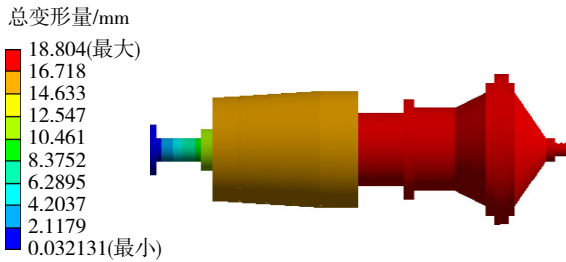


图 16 固有频率为 178.86 Hz 时的主振型
Fig. 16 Principal mode shape as the natural frequency is 178.86 Hz

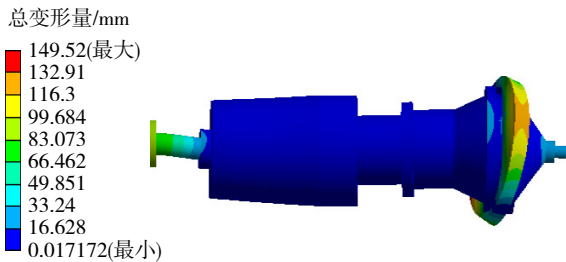


图 17 固有频率为 803.62 Hz 时的主振型
Fig. 17 Principle mode shape as the natural frequency is 803.62 Hz

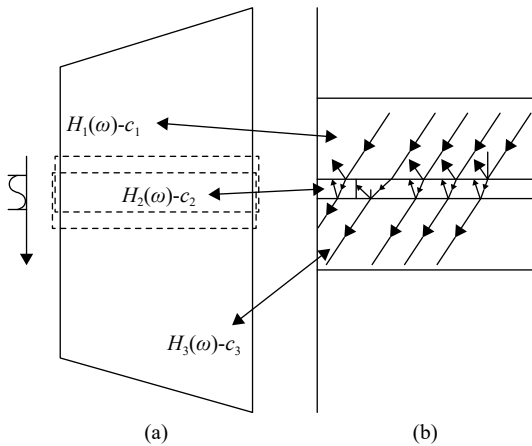


图 18 波的传播
Fig. 18 Wave propagation

该振动波被抑制在几个轮盘或者接触层中,显然,与该被抑制的振动波相应的便是某些轮盘或轮盘局部的振动响应幅值很大。

3.5 定量评估振动模式局部化

由于直接进行失谐前后拉杆转子振动响应的比较是非常复杂的,因此需要找到一种定量评估振动模式局部化的评价体系,现在这种评价体系仍在发展中。本文利用一种计算分析方便、物理意义明确的模态振型表征指数,以便将对场的评价转换为对某指数的评价。

为了定量评估振动模式局部化程度,引入位

移局部化因子^[19],对预紧力失谐引起的局部化现象进行评估。首先,求出预紧力失谐前后某阶主振型的无量纲位移:

$$u_i = \frac{u_i}{\sum_{i=1}^n u_i} \quad (30)$$

其中 u_i 为振动零件 i 最大节点位移向量; $\sum_{i=1}^n u_i$ 为各振动零件位移向量综合, n 为振动零件总数。该无量纲位移实际上表示了相应的零件振动能量在该阶模态振动能量中的比重。进一步,位移局部化因子定义为:

$$R_u = \frac{u_m - u_t}{u_t} \quad (31)$$

其中 u_m 为失谐后最大无量纲位移, u_t 为失谐前最大无量纲位移。位移局部化因子反映了转子失谐后具有的最大振幅比转子失谐前的最大振幅增大的程度。本文以第 8 阶模态为例探究预紧力失谐对振动局部化的影响,如表 5 所列。

表 5 定量评估预紧力失谐下的振动局部化

Table 5 Quantitative assessment of vibration localization under preload detuning

失谐类型	无量纲位移/ 10^{-3}	位移局部化因子/ 10^{-2}
A	9.16	9.92
B	9.25	19.85
C	9.34	29.77
D	9.43	39.7
E	9.62	60.64
F	9.71	70.56

研究表明,拉杆失谐数量的增加导致了最大振幅的增加且在拉杆转子整体振幅中占比增加,振动能量也趋于向局部聚集。

4 结 论

根据弹塑性理论建立接触界面等效模型,并使用粗糙面接触模型分析和接触面加工缺陷确定等效接触层厚度,建立了等效接触层模型并分析拉杆预紧力降低和失谐情况下转子的振动局部化,得出以下结论:

1) 基于弹塑性理论,从接触面微观角度分析了单个微凸体在接触过程中的变形规律和力学特性,然后通过高斯分布函数得到接触面宏观的力学接触模型。结果显示:随着预紧力的增加,在

弹性与弹塑性阶段压强和刚度都随着预紧力的增大而增大;压强的增加趋势越来越缓慢,刚度在弹塑性阶段中达到一个峰值并随后下降;在塑性阶段刚度和压强均趋于平缓。

2) 提出了一种建立等效层接触面且确定其厚度的新方法,即:利用基本参数的物理定义提出了保证其原始模型主要特征参数不变的简化等效模型。

3) 基于等效接触层模型,分析了拉杆预紧力降低和失谐时转子的临界转速和固有频率。结果表明:预紧力降低后等效接触层刚度下降,整个转子的刚性也随之下降进而造成临界转速和固有频率的降低;随着预紧力失谐拉杆数量的增加,转子的临界转速和固有频率降低。

4) 对处于禁频的等效层拉杆转子进行分析发现,当外部激励频率处于禁带时,振动能量不能传遍整个结构,即局限于某个位置,并利用波的传递揭示了拉杆转子振动局部化的机理。

参考文献:

- [1] TALAH D, BENTARZI H. Modeling and analysis of heavy-duty gas turbine based on frequency dependent model[R]. Istanbul: International Conference on Electrical Engineering, 2020.
- [2] 张颖. GE9FA重型燃气轮机建模与控制研究[D]. 河北 保定: 华北电力大学, 2014.
ZHANG Ying. Research on the model and control systems of the GE9FA heavy-duty gas turbine[D]. Baoding Hebei: North China Electric Power University, 2014. (in Chinese)
- [3] 王延博. 电站大型燃气轮机振动特性[J]. 热力发电, 2002, 31(3): 29-32, 40.
WANG Yanbo. Vibration characteristics of large gas turbine in power station[J]. Thermal Power Generation, 2002, 31(3): 29-32, 40. (in Chinese)
- [4] 袁奇, 高进, 李浦, 等. 重型燃气轮机转子结构及动力学特性研究综述[J]. 热力透平, 2013, 42(4): 294-301.
YUAN Qi, GAO Jin, LI Pu, et al. A review for structure and dynamic characteristics of heavy-duty gas turbine rotor[J]. Thermal Turbine, 2013, 42(4): 294-301. (in Chinese)
- [5] 陈力涛. 燃气轮机拉杆转子系统动力特性和不平衡响应研究[D]. 南京: 东南大学, 2012.
CHEN Litao. Study on dynamic characteristics and unbalanced response of gas turbine tie-rod rotor system[D]. Nanjing: Southeast University, 2012. (in Chinese)
- [6] ANDERSON P W. Absence of diffusion in certain random lattices [J]. *Physical Review*, 1958, 109(5): 1492-1505.
- [7] HODGES C H. Confinement of vibration by structural irregularity [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 82(3): 411-424.
- [8] 王毅泽. 周期结构中弹性波的色散关系与振动局部化问题研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
WANG Yize. Study on the elastic wave dispersion relation of periodic structure and vibration localization[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [9] 赵润超. 燃气轮机拉杆转子模型等效约化方法及动力学分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
ZHAO Runchao. Model equivalent reduction method and dynamic analysis of rod-fastening gas turbine rotor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [10] 李玲, 蔡安江, 蔡力钢, 等. 螺栓结合面微观接触模型[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(7): 205-212.
LI Ling, CAI Anjiang, CAI Ligang, et al. Micro-contact model of bolted-joint interface[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(7): 205-212. (in Chinese)
- [11] LIN L P, LIN J F. An elastoplastic microasperity contact model for metallic materials[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(3): 666-672.
- [12] VAKIS A I. Asperity interaction and substrate deformation in statistical summation models of contact between rough surfaces[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2014, 81(4): 041012-1-041012-10.
- [13] KOGUT L, ETSION I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2002, 69(5): 657-662.
- [14] 田红亮. 机械结构固定结合部虚拟材料的动力学建模[D]. 武汉: 华中科技大学, 2011.
TIAN Hongliang. Dynamic modeling on fixed joint interface virtual material in mechanical structure[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011. (in Chinese)
- [15] 李辉光, 刘恒, 虞烈. 粗糙机械结合面的接触刚度研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(6): 69-74.
LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Contact stiffness of rough mechanical joint surface[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(6): 69-74. (in Chinese)
- [16] 赵问银, 张家忠, 周成武. 大型离心叶轮振动模态局部化特性研究[J]. 应用力学学报, 2012, 29(6): 699-704, 775.
ZHAO Wenyin, ZHANG Jiazhong, ZHOU Chengwu. Study on the vibration localization in the centrifugal Impeller with periodic structures[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2012, 29(6): 699-704, 775. (in Chinese)
- [17] 祝梦洁, 张锁怀, 丁鑫. 分布式拉杆转子预紧失谐对固有频率的影响[J]. *机床与液压*, 2020, 48(13): 17-21.
ZHU Mengjie, ZHANG Suohuai, DING Xin. Effects of pre-tightening detuning on the natural frequency of distributed tie-rod rotor [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2020, 48(13): 17-21. (in Chinese)
- [18] ZHANG Hongyuan, YUAN Huiqun, YANG Wenjun, et al. Research on vibration localization of mistuned bladed disk system[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2017, 19(5): 3296-3312.
- [19] 王建军, 于长波, 姚建尧, 等. 失谐叶盘振动模态局部化定量描述方法[J]. 推进技术, 2009, 30(4): 457-461, 473.
WANG Jianjun, YU Changbo, YAO Jianyao, et al. Vibratory mode localization factors of mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(4): 457-461, 473. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)