

流热固影响下汽轮机叶片强度与振动特性研究

樊昕燕^{1,2}, 袁奇^{1,2}, 刘阳^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安)

摘要: 为准确分析汽轮机叶片在多物理场下的失效问题,综合考虑了温度梯度、气动力、离心力等载荷对叶片强度和振动的影响。基于多重参考系与有限元联合仿真方法,在离心力、温度梯度和气动力单独及综合作用下,对某汽轮机第 8 级动、静叶片开展数值计算,进行强度和振动校核以及参数敏感性分析,获得了汽轮机叶片在流热固影响下的强度和振动特性。计算结果表明:静、动叶片的总变形分别为 0.079 1、1.093 4 mm,最大等效应力分别为 92.45、470.28 MPa,能够满足强度和振动要求;对动、静叶片进行强度计算时需考虑气动力和热应力的影响,模态分析时需考虑弹性模量随温度的变化以及离心力作用;随着转速、入口温度和入口压力的升高,动、静叶片的总变形和等效应力均增大;动叶片模态频率随着转速升高而增大,动、静叶片模态频率随着入口温度和入口压力的升高而下降。该研究可为汽轮机叶片流热固影响下强度和振动的计算校核及特性研究提供理论依据。

关键词: 汽轮机叶片;流热固影响;强度;振动特性;参数敏感性

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202512013 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0149-12

Research on the Strength and Vibration Characteristics of Turbine Blades under Fluid-Thermal-Solid Conditions

FAN Xinyan^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}, LIU Yang^{1,2}

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

2. Shaanxi Provincial Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: When turbine blades fail in multi-physical fields, accurate analysis of the failure requires comprehensive consideration of how temperature gradient, aerodynamic force, centrifugal force and other loads affect the strength and vibration of the blades. For the purpose of this research, a joint simulation based on multiple reference systems and finite elements was implemented for numerical calculations, strength and vibration checks, and parameter sensitivity analyses regarding the 8th stage rotor and stator blades of a steam turbine under the separate and combined effects of centrifugal force, temperature gradient, and aerodynamic force to derive the strength and vibration characteristics of the turbine blades under the fluid-heat-solid conditions. According to the calculation results, the total deformation of the stator and rotor blades is 0.079 1 mm and

1.093 4 mm, respectively, and the maximum equivalent stress is 92.45 MPa and 470.28 MPa, respectively, which can meet the strength and vibration requirements. For strength calculation of the rotor and stator blades, the influence of aerodynamic force and thermal stress was considered. For modal analysis, the change in elastic modulus with temperature and the effect of centrifugal force was considered. An increase in the total deformation and equivalent stress of both rotor and stator blades was observed as the rotational speed, inlet temperature, and inlet pressure rose; the modal frequency of rotor blades increased with the rotational speed, while the modal frequency of both rotor and stator blades decreased as the inlet temperature and inlet pressure went up. This study may provide a theoretical basis for strength and vibration calculations, verification, and characteristic research of turbine blades under the influence of fluid-thermal-solid conditions.

Keywords: turbine blade; fluid-thermal-solid effects; strength; vibration characteristics; parameter sensitivity

汽轮机是将蒸汽热能转换为机械能的旋转动力机械,广泛应用于发电、工业驱动等领域。叶片作为汽轮机的重要组成部分,长期服役于复杂环境中,其运行可靠性直接关系到汽轮机的安全。为保证汽轮机正常运行,减少事故的发生,运行前对叶片开展强度和振动分析尤为重要。

工作过程中,汽轮机叶片将承受多种载荷,包括流体流经叶片时产生的气动力、叶片处于不均匀温度场中引起的热应力以及动叶片因自身旋转产生的离心力。传统方法主要考虑载荷单独作用的影响,难以准确表征流场、温度场与结构场的交互作用。因此,在研究叶片的强度和振动特性时,需考虑各物理场的综合作用,对其进行流热固影响下的强度和预应力模态分析。

国内外许多学者对汽轮机叶片进行了强度、振动等方面的研究。在叶片强度计算方面,李宗全等^[1]在考虑换热情况下对双层涡轮叶片进行正倒车额定工况应力计算。石清鑫等^[2]对透平转子进行稳态温度场和应力场计算分析。何玉灵等^[3]对某叶轮整体进行了流固和热固耦合计算,并将两种耦合效应进行对比分析。李大海等^[4]采用流固耦合方法对液力变矩器涡轮叶片结构强度进行了分析。Hwang等^[5]通过稳态和非稳态共轭传热分析预测了高压涡轮叶片的流动和传热特性。为了模拟叶片真实工作场景,部分学者综合考虑各种载荷的影响。徐建新等^[6]和徐建等^[7]均采用有限元方法对某涡轮动叶片进行流热固耦合仿真分析,得到了叶片在热负荷、离心负荷和气动负荷综合作用下的应力分布。周渝航等^[8]考虑热应力、气动力和转速影响,对某涡轮转子动叶开展计算。谢永慧等^[9]运用共轭计算技

术,建立某燃气轮机高压透平叶片热流固耦合分析模型和寿命分析模型,获得了叶片温度分布及相应的应变应力场。

在叶片振动分析方面,李立波等^[10]采用有限元法和试验方法,对某汽轮机1450 mm末级长叶片的振动特性进行分析。付曦等^[11]考虑气流激励力与叶片结构间的耦合作用,分析叶片的动力学特性。杜大华等^[12]开展多物理场作用下涡轮盘结构模态分析,研究了轮盘工作时的温度场、应力场及其耦合效应对模态特性的影响规律。Rodríguez等^[13]在蒸汽力和离心力共同作用下,对某汽轮机末级叶片固有频率开展计算。艾书民等^[14]分析了温度场作用下的叶片振动问题。孙芳锦等^[15]对1 MW风力机模型进行双向流固耦合模态分析。李春旺等^[16-17]将热载荷、离心力和气动力作为预应力,对某涡轮叶片工作状态下的振动模态进行分析。

在参数敏感性分析方面,姜金朋等^[18]研究了涡轮动静叶叶型尺寸比例变化对气动性能和非定常气动力预测的影响。宋丙新等^[19]分析了某型航空发动机高压涡轮转子叶片叶尖与机匣间隙对涡轮流场和性能的影响。关鹏等^[20]研究了冷气流量对气孔周围热应力的影响。汪翔宇等^[21]对动静交错环境下带陶瓷涂层动叶开展热流固耦合数值分析,计算了叶尖位移对流动和换热的影响,以及热障涂层对叶片振动的影响。黄朝晖等^[22]采用双向流热固耦合方法,分别计算了涡轮转子在叶片稳态运行、启动和停机工况下模型的等效力。Naeem等^[23]探讨了温度变化对涡扇发动机高压涡轮叶片低循环疲劳寿命消耗的影响。王瀚升等^[24]对不同内冷通道高宽比的油冷涡轮导叶的燃气通道流动特性以及叶片

换热特性进行了分析。

目前,绝大多数研究主要聚焦于单个叶片的强度计算与模态分析,缺乏综合考虑动、静交错环境下流热固对叶片的影响研究,仅有少量文献探究了流场、温度场、结构场对叶片强度和振动产生的影响,并分析了不同转速、温度、压力等参数对叶片总变形、等效应力及振动频率的影响。本文以某汽轮机第 8 级动、静叶片为研究对象,构建考虑流热固影响的计算模型,采用多重参考系法和有限元联合仿真方法,系统研究了气动力、离心力及热应力的作用机理,分析了转速、温度、压力对叶片动、静态特性的影响,为汽轮机叶片强度计算和模态分析提供了理论参考。

1 计算模型、方法及边界条件

1.1 汽轮机叶片有限元仿真模型

某汽轮机第 8 级主要由静叶盘和整体动叶盘组成,其中静叶盘包含 50 个静叶片且与汽缸相连,动叶盘包含整体加工的 40 个动叶片。为降低有限元计算规模,本文对动、静叶盘进行简化,分别建立单个循环周期的动、静叶片模型,并对其建立单个旋转周期的流场计算域模型,其中静叶片流场计算域按照 7.2° 周向角建模,动叶片流场计算域按照 9.0° 周向角建模,且保证动、静叶片的轴向间距为 3 mm。该计算域的设置旨在模拟动、静叶片真实工作状态下的流场特性,简化后的叶片和流场计算域模型如图 1 所示。

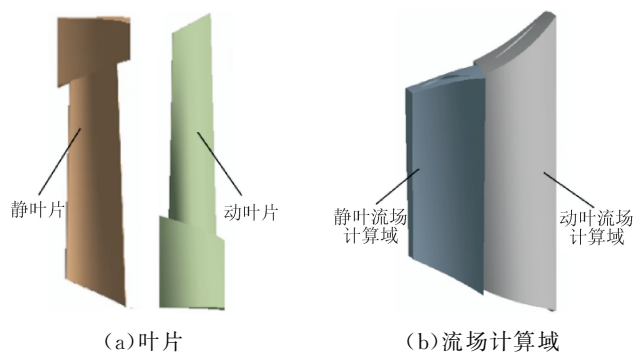


图 1 某汽轮机第 8 级动、静叶片和流场计算域模型

Fig. 1 Model of the 8th stage rotor and stator blades and flow field calculation domain of a steam turbine

1.2 汽轮机叶片有限元仿真方法

本文主要研究流场达到稳态时,气动载荷、热载荷和离心载荷对叶片总变形、等效应力及固有频率的影响,故依次求解流场、温度场和结构场,对动、静叶片进行仿真分析。首先,采用 FLUENT 软件对流场进行稳态计算,获取气动载荷和温度载荷;随后,将气动载荷通过流固交界面映射至结构模型进行气动力计算,同时将流体温度载荷映射至固体表面作为热边界条件,进行稳态热分析以求解固体温度场;最后,在结构场中同时施加气动力、热载荷和旋转过程中产生的离心力,对动、静叶片进行强度分析。由于上述载荷会影响结构的几何刚度进而影响其固有频率,故将强度分析得到的结果作为模态分析的初始条件,对动、静叶片进行振动分析。图 2 展示了具体的分析流程。

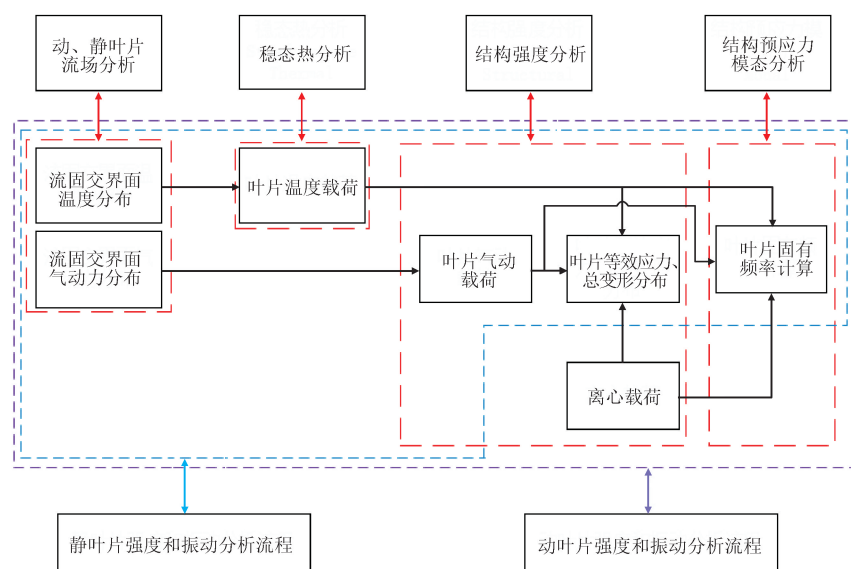


图 2 流热固影响下汽轮机动、静叶片的强度和振动分析流程

Fig. 2 Strength and vibration analysis process of turbine rotor and stator blades under the fluid-thermal-solid effects

1.3 汽轮机叶片有限元仿真边界条件

采用压力入口和压力出口边界条件对该汽轮机动、静叶片流场进行稳态仿真计算,其中入口温度为 $45.81\text{ }^{\circ}\text{C}$,入口压力为 0.010 MPa ,出口压力为 0.006 MPa ,动叶片区域转速为 $6\,000\text{ r/min}$ 。采用SST $k-\omega$ 湍流模型对流场进行计算,计算域近壁区网格无量纲壁面距离 y^+ 控制在 $0\sim 10$,能够满足该模型对近壁分辨率的要求。同时,将动、静叶片流场两侧设置为周期性交界面,动、静区域之间的交界面采用混合平面法处理。由于求解涉及静止和旋转两个区域且为稳态模拟,故采用多重参考系法设置动叶片区域的旋转速度,其中旋转域与静止域交界面上的流体速度相对参考系的速度为0。采用二阶迎风格式离散控制方程,对动、静叶片表面气动压力和温度进行数值模拟。该汽轮机进口流体介质为饱和蒸汽,根据入口边界条件计算出介质密度为 0.068 kg/m^3 ,比定压热容为 $1.94\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,热导率为 $0.021\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,动力黏度为 $1\times 10^{-5}\text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 。

采用TurboGrid软件对动、静叶片流场计算域进行结构化网格划分。为验证网格无关性,选取动叶片前缘驻点为监控位置,分别采用20万、40万、60万、80万和100万网格节点数进行稳态计算,分析监测点的压力和温度随网格节点数的变化,得到的计算结果如图3所示。由图可知,当网格节点数为60万时,监测点的压力和温度达到稳定,故最终选取60万网格节点数进行后续计算,这样既能保证计算结果的准确性,又能提高计算效率。汽轮机动、静叶片的流场计算域网格和边界条件设置如图4所示。

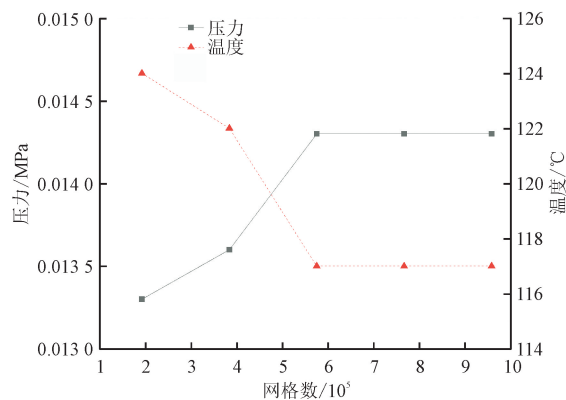


图3 该汽轮机第8级动、静叶片流场网格无关性验证
Fig. 3 Verification of mesh-independence of rotor and stator blade flow fields in the 8th stage of the steam turbine

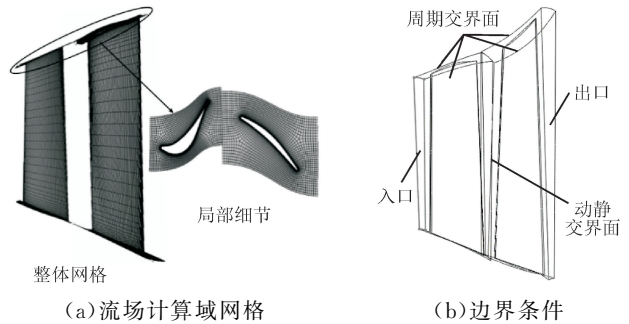


图4 该汽轮机第8级动、静叶片流场计算域网格和边界条件
Fig. 4 Computational domain grid and boundary conditions for the flow field of the 8th stage rotor and stator blades of the steam turbine

计算叶片流场后,通过静态结构和模态分别对动、静叶片进行强度及振动分析,首先对叶片材料属性进行设定,第8级动、静叶片均采用不锈钢材料0Cr17Ni4Cu4Nb,其相关物性参数如表1所示。

表1 固体域的物性参数

Table 1 Physical parameters of solid domains

材料参数	数值
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7 810
	206 ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$)
弹性模量/GPa	191 ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$)
	181 ($320\text{ }^{\circ}\text{C}$)
泊松比	0.3
热导率/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	17.9
线膨胀系数/ (10^{-6} K^{-1})	10.8
比热容/ $(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	419
屈服强度/MPa	1 180

采用ANSYS Meshing软件将动、静叶片划分为全局尺寸为 3 mm 的四面体网格。为模拟叶片周期性排列特性,在动、静叶片两侧施加周期性位移约束,根部施加全固定的远程位移约束,并对动叶片施加 $6\,000\text{ r/min}$ 的转速以模拟离心力。图5展示了该汽轮机第8级动、静叶片的网格和边界条件。

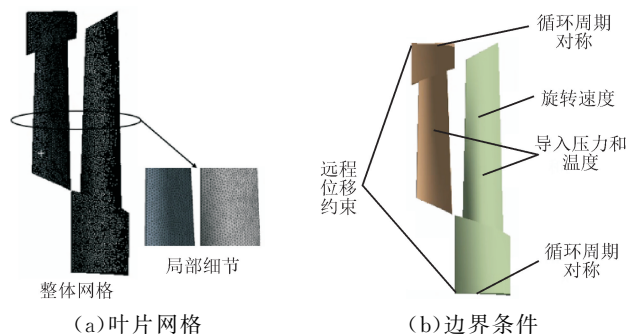


图5 该汽轮机第8级动、静叶片网格和边界条件
Fig. 5 Grid and boundary conditions for the 8th stage rotor and stator blades of the steam turbine

2 计算结果与分析

2.1 叶片流场计算结果与分析

图 6 给出了动、静叶片表面的温度和气动压力分布。由图 6(a)可见,当流场达到稳定状态时,动、静叶片压力面温度均高于吸力面,这是由于在近似绝热的流动中,压力面流速较低,流体动能转化为内能使得压力面温度升高;吸力面流速较高,流体内能转化为动能使得吸力面温度降低。同时,动叶片在旋转过程中与水蒸气进行能量转换,强化了压力面和吸力面的温差。由图 6(b)可见,动、静叶片压力面的压力均高于吸力面,且沿轴向的气流压力呈下降趋势。与此同时,动、静叶片吸力面中部压力最小而尾部压力有所上升,这是因为流道收缩使得气流在吸力面中部加速至最大流速导致压力最小,而尾部流速逐渐减小导致压力有所上升。

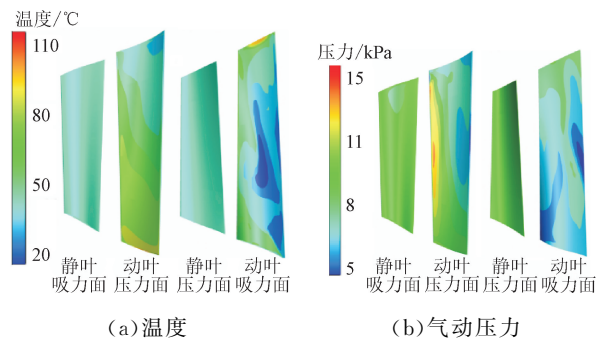


图 6 动、静叶片表面的温度和气动压力分布

Fig. 6 Temperature and pneumatic pressure distribution on rotor and stator blade surfaces

图 7 给出了动、静叶片在 50% 叶高处的截面速度和压力分布。由图可见,旋转过程中,由于动叶前缘受到上游静叶尾流的影响,流体在此处的攻角较大,导致压力面侧出现流动分离,从而造成局部压力升高,使得动叶片的最大压力出现在压力面前缘侧。

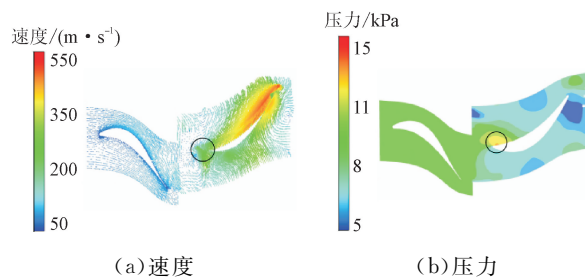


图 7 动、静叶片在 50% 叶高处的截面速度和压力分布

Fig. 7 Sectional velocity and pressure distribution for rotor and stator blades at 50% span

2.2 流热固影响下叶片强度计算结果与分析

图 8 给出了流热固影响下静、动叶片的总变形和等效应力分布。由图可见,静叶片和动叶片的总变形分别为 0.079、1.093 mm,最大变形均位于叶顶处且沿径向方向;静叶片和动叶片的最大等效应力分别为 92.452、470.280 MPa,均位于叶片根部尾缘位置,其他区域的等效应力较小,表明叶片尾缘处存在应力集中现象,在工程中可通过施加叶片根部圆角以降低应力峰值。可见,在综合载荷作用下,汽轮机动、静叶片最大等效应力均小于材料屈服极限 1 180 MPa(见表 1),能够满足强度要求。

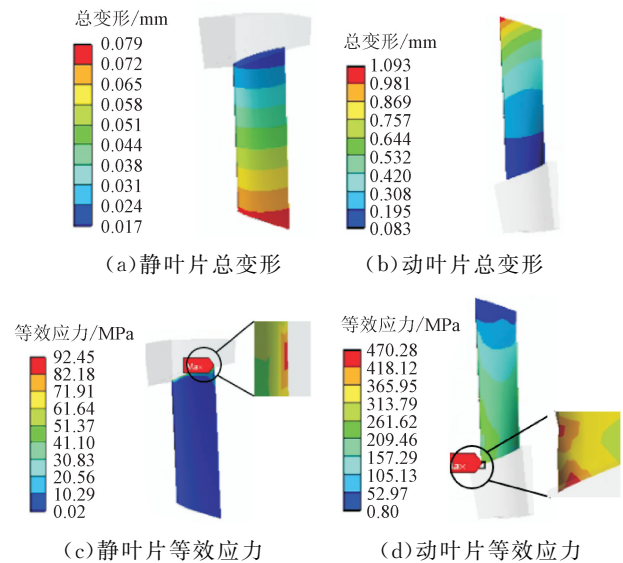


图 8 流热固影响下静、动叶片的总变形和等效应力分布

Fig. 8 Distribution of total deformation and equivalent stress of stator and rotor blades under fluid-heat-solid effects

为观察不同载荷对系统的作用机理,本文通过关闭数据传递的方式设置对照组,分别考虑热应力单独作用、气动力单独作用以及综合作用对静叶片的影响,热应力、气动力、离心力三者单独作用和综合作用对动叶片的影响。由于温度会引起材料力学性能变化,从而对刚度产生影响,因此计算热应力时考虑了温度不同引起的弹性模量的变化。

表 2 和表 3 分别给出了不同载荷下静、动叶片的总变形和最大等效应力。由表 2 可知,静叶片的等效应力和总变形受热应力影响较大,其次是气动力。由表 3 可知,动叶片的等效应力和总变形受离心力影响最大,其次是热应力和气动力。综合作用下叶片的等效应力与仅受离心力作用的相差 3.90%,总变形相差 68.00%,因此对动、静叶片进行强度计算时,需考虑气动力和热应力的影响。动、静叶片在综合载荷作用

下的总变形和等效应力不等于单独载荷作用下总变形和等效应力的线性叠加,这是由于结构自身响应任何非线性和材料非线性所导致的。

表 2 不同载荷下静叶片的总变形和最大等效应力
Table 2 Total deformation and maximum equivalent stress of stator blades under different loads

载荷形式	总变形/mm	最大等效应力/MPa
单独气动力	0.003	0.67
单独热应力	0.079	93.03
气动力+热应力	0.079	92.45

表 3 不同载荷下动叶片的总变形和最大等效应力
Table 3 Total deformation and maximum equivalent stress of rotor blades under different loads

载荷形式	总变形/mm	最大等效应力/MPa
单独气动力	0.028	3.92
单独热应力	0.895	101.05
单独离心力	0.350	451.92
气动力+热应力+离心力	1.093	470.28

2.3 流热固影响下叶片模态计算结果与分析

对汽轮机涡轮动、静叶片而言,不仅要掌握叶片在流热固影响下的强度特性,还要防止叶片因共振而产生的断裂失效,故本文将稳态流场、温度场和结构场产生的外载荷作为预应力,对动、静叶片进行固有频率计算,以反映平均流场、温度场对结构刚度的影响。由于温度会导致叶片材料力学性能降低进而对刚度产生影响,以及温度的非均匀分布会导致结构产生热应力,因此将弹性模量设置为可随温度发生变化,以模拟温度引起的材料力学性能变化,将温度产生的热应力作为预应力,以模拟热应力对结构模态的影响,同时也兼顾考虑二者的综合作用。

表 4、图 9 和表 5、图 10 分别展示了不同载荷下静、动叶片前 10 阶及前 15 阶的模态分析频率和振型示意图,可以看出,在气动力和热应力单独作用下,动、静叶片的各阶频率基本保持不变;考虑到温度对弹性模量的影响,各阶模态频率下降,离心力使得动叶片的各阶模态频率增大。因此,对该汽轮机动、静叶片进行模态分析时,需要考虑温度对弹性模量的影响,若是动叶片还需要考虑离心力的影响。

表 4 不同载荷下静叶片前 10 阶模态频率

Table 4 First 10th order modal frequencies of stator blade under different loads

阶数	频率/Hz					
	无载荷	单独热应力	单独改变弹性模量	热应力+改变弹性模量	单独气动力	综合载荷
1	253.78	253.69	253.55	250.76	253.69	250.76
2	799.60	799.89	798.87	790.65	799.88	790.66
3	1 138.50	1 138.30	1 137.40	1 125.30	1 138.30	1 125.30
4	1 310.50	1 309.80	1 309.30	1 294.80	1 309.80	1 294.80
5	2 557.60	2 557.00	2 555.20	2 528.00	2 556.90	2 528.00
6	2 910.80	2 908.70	2 908.10	2 876.00	2 908.60	2 876.00
7	4 284.80	4 270.20	4 280.90	4 222.10	4 269.90	4 222.10
8	4 428.40	4 419.20	4 424.30	4 369.30	4 419.00	4 369.30
9	4 459.40	4 457.80	4 455.30	4 406.80	4 457.80	4 406.80
10	5 503.00	5 465.50	5 498.00	5 403.80	5 464.90	5 403.90

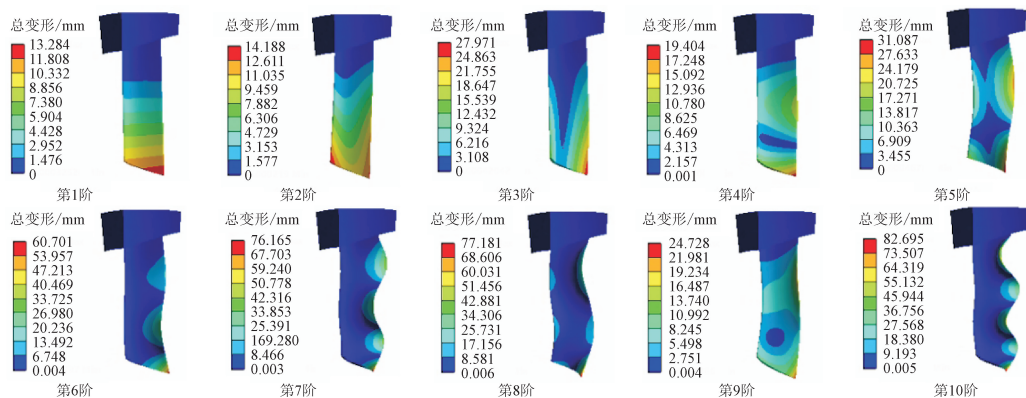


图 9 流热固影响下静叶片的前 10 阶振型

Fig. 9 First 10th order vibration patterns of stator blade under fluid-thermal-solid effects

表 5 不同载荷下动叶片前 15 阶模态频率

Table 5 First 15th order modal frequencies of rotor blade under different loads

阶数	频率/Hz						
	无载荷	单独离心力	单独热应力	单独改变弹性模量	热应力+改变弹性模量	单独气动力	综合载荷
1	219.87	261.56	219.88	219.66	217.35	219.86	259.44
2	597.28	619.80	597.36	596.74	590.21	597.29	613.03
3	861.77	913.63	861.94	860.99	850.41	861.78	902.85
4	973.73	986.77	974.28	972.84	961.72	973.75	975.05
5	1 754.00	1 809.40	1 754.60	1 752.40	1 729.70	1 754.00	1 785.90
6	2 118.40	2 149.50	2 119.40	2 116.50	2 089.70	2 118.50	2 121.40
7	2 496.30	2 510.90	2 496.80	2 494.00	2 463.70	2 496.30	2 478.50
8	2 886.40	2 940.80	2 887.60	2 883.70	2 845.80	2 886.40	2 901.00
9	3 551.60	3 593.30	3 553.20	3 548.30	3 500.70	3 551.60	3 543.00
10	3 778.20	3 821.70	3 779.70	3 774.80	3 726.50	3 778.30	3 770.80
11	4 276.40	4 293.20	4 276.80	4 272.50	4 220.80	4 276.40	4 237.90
12	4 672.90	4 683.90	4 673.60	4 668.70	4 613.10	4 673.00	4 626.10
13	4 791.60	4 844.90	4 793.30	4 787.20	4 729.00	4 791.60	4 780.00
14	4 926.60	4 974.70	4 928.70	4 922.10	4 853.10	4 926.70	4 903.00
15	5 988.30	6 027.70	5 991.80	5 982.80	5 892.30	5 988.50	5 920.60

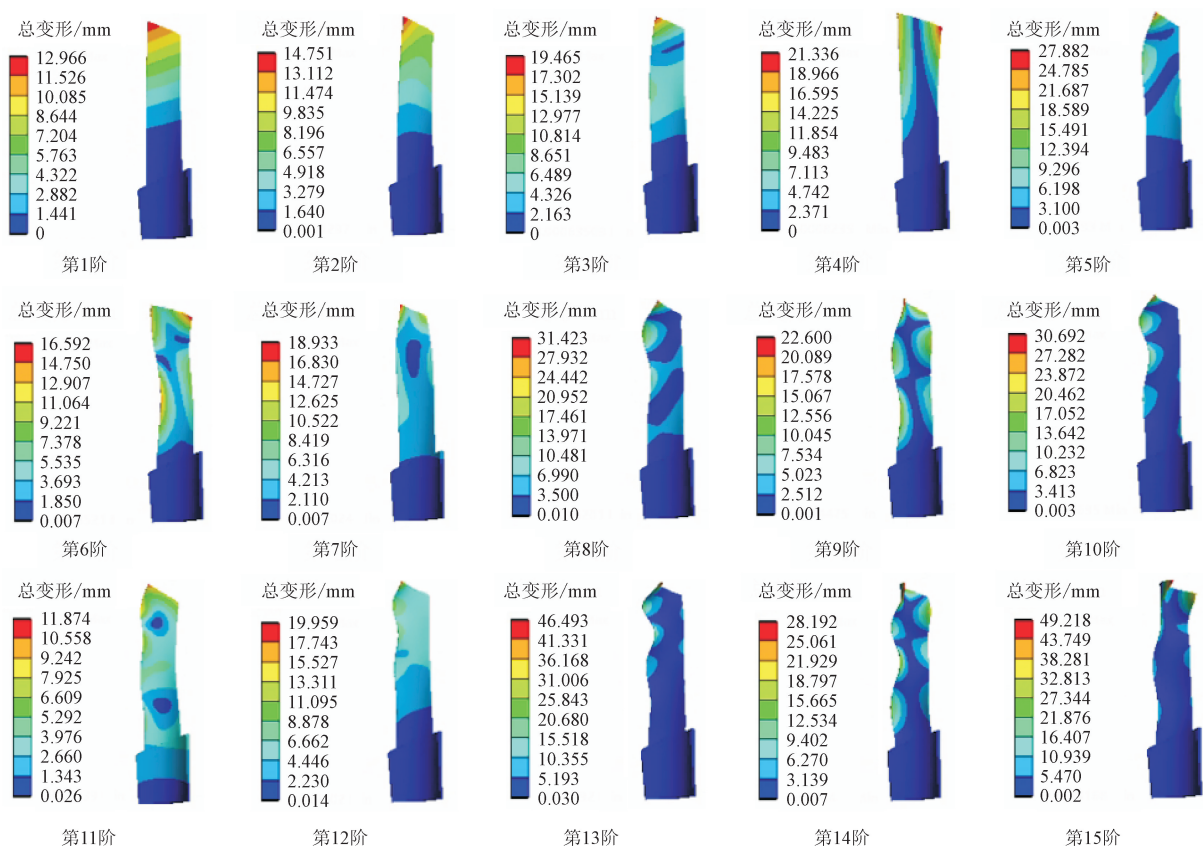


图 10 流热固影响下动叶片的前 15 阶振型

Fig. 10 First 15th order vibration patterns of rotor blade under fluid-solid thermal effects

对汽轮机动、静叶片进行流热固影响下的模态计算后,参照文献[25]对其进行频率安全性校核。动叶片的外界激振力来自上游静叶片流场的周期性激励,静叶片的外界激振力来自下游动叶片通过频率主导的压力波动。将外界激振力分成频率为 Kn_s 的低频激振力和频率为 Zn_s 的高频激振力,其中 K 为激振力阶次, $K=2\sim6$, Z 为叶片数, n_s 为允许转速变化时的转速。对于低频激振力频率 Kn_s 和 A_0 型(叶根固定,叶顶自由)振动,频率避开率为

$$\Delta f = \left| \frac{Kn_s - f_d}{Kn_s} \right| \times 100\% \quad (1)$$

式中: f_d 为 A_0 型振动的动频。

静叶片的高频激振力频率为 4 kHz,动叶片的高频激振力频率为 5 kHz,动、静叶片的低频激振力频率分别为 200、300、400、500、600 Hz。同时,低频激振频率需要满足避开率要求,高频激振频率无需考虑避开率,表 6 和表 7 分别展示了汽轮机动、静叶片的频率安全性校核结果,可以看出,动、静叶片均满足避开率要求,即符合振动要求。

表 6 静叶片频率安全性校核

Table 6 Stator blade frequency safety check

危险阶数	频率/Hz	计算避开率/%	要求避开率/%	校核结果
1	250.76	16.41	12.00	安全
10	3 770.80	5.73	无要求	安全
11	4 237.90	5.95	无要求	安全

表 7 动叶片频率安全性校核

Table 7 Rotor blade frequency safety check

危险阶数	频率/Hz	计算避开率/%	要求避开率/%	校核结果
1	259.44	13.52	12.00	安全
2	613.03	4.34	3.00	安全
14	4 903.00	1.94	无要求	安全

3 参数敏感性分析

3.1 流热固影响下转速对动叶片动、静态特性的影响

上文对该汽轮机动叶片在工作转速为 6 000 r/min 时进行计算,探究了其在气动力、热应力和离心力单独作用及综合作用下的静力学和动力学特性。然而,汽轮机在实际运行中常需适应宽转速范围,不同转速引起的离心力梯度、流体载荷分布和热边界条件的变化将显著影响动叶片的稳定性。为了定量分析转速的影响机制,综合考虑气动力、热应力、离心

力的影响,对动叶片进行多转速工况计算,探究转速变化对动叶片动、静态特性的影响,为叶片的优化设计提供理论支撑。

图 11 给出了综合载荷下动叶片的总变形和等效应力随转速的变化。由图可见,转速越高,离心力作用越强,且存在与流场接触产生的气动力和热应力,使得动叶片的总变形和等效应力均增大。

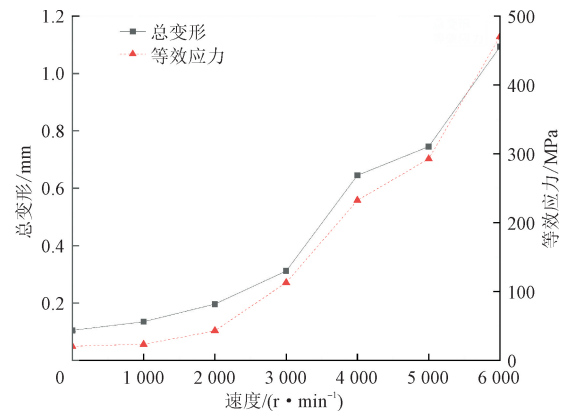


图 11 转速对动叶片总变形和等效应力的影响

Fig. 11 Effect of rotational speed on the total deformation and equivalent stress of rotor blades

图 12 展示了综合载荷下动叶片前 6 阶模态频率随转速的变化。从中可以看出,动叶片的前 6 阶模态频率随转速的升高而增大,与仅考虑离心力时动叶片的模态频率变化趋势一致。当转速从 1 000 r/min 上升到 6 000 r/min 时,1 阶模态的频率变化最大,相对变化量达到 15.57%,这是由于 1 阶模态频率对应于叶片的弯曲振型,对叶片的刚度变化最为敏感,当转速增大时,离心力产生的刚化效应使得模态频率显著增大。

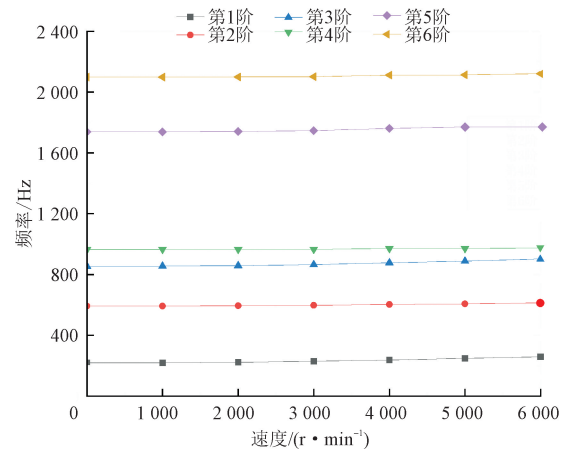


图 12 转速对动叶片模态频率的影响

Fig. 12 Effect of rotational speed on the modal frequency of rotor blades

3.2 流热固影响下入口温度对叶片动、静态特性的影响

汽轮机动、静叶片长期处于多物理场环境中,固体表面温度分布作为关键边界条件,显著影响其动、静态特性。为量化温度的影响,对动、静叶片开展不同温度工况下强度和振动计算与分析,以揭示热应力作用机理,为后续冷却系统的优化设计提供理论支撑。由于该汽轮机采用的流体介质为饱和水蒸汽,其在饱和状态下的温度和压力是相对应的,故可同时验证不同入口温度、压力对该汽轮机动、静叶片的强度和振动特性的影响。图 13 展示了仅由热应力引起的动、静叶片总变形和等效应力的变化。由图可见,动、静叶片的总变形和等效应力随着温度的升高均增大。这是因为温度升高时材料的热膨胀效应增大,以及膨胀时受到的约束导致总变形和等效应力增大。

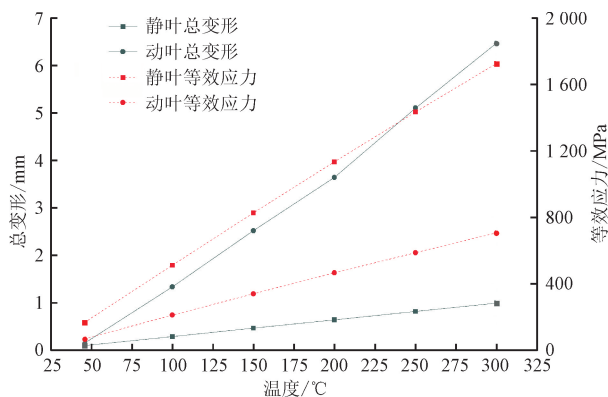
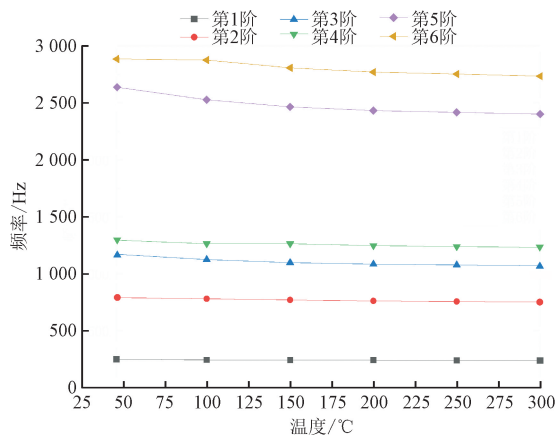


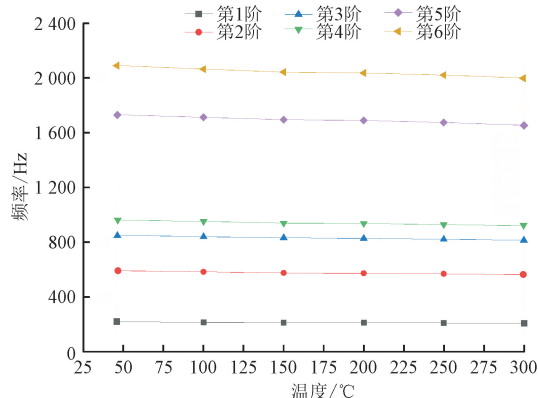
图 13 入口温度对动、静叶片总变形和等效应力的影响

Fig. 13 Effect of inlet temperature on total deformation and equivalent stress of rotor and stator blades

图 14 给出了仅由热应力引起的动、静叶片前 6 阶模态频率的变化。从中可以看出,随着温度升高,叶片材料的弹性模量降低,结构刚度下降,导致叶片的模态频率略有下降,呈现出动、静叶片各阶模态频率随温度的升高而降低的现象。



(a) 静叶片



(b) 动叶片

图 14 入口温度对动、静叶片模态频率的影响

Fig. 14 Effect of inlet temperature on the modal frequency of rotor and stator blades

3.3 流热固影响下入口压力对叶片动、静态特性的影响

在汽轮机动、静叶片的设计中,入口压力作为关键边界条件,可显著改变叶片表面的气动力载荷分布,进而影响其静力学与振动特性。为量化入口压力对动、静叶片的综合影响,对动、静叶片开展多压力工况下强度和振动计算与分析,明确气动力的作用机理。图 15 展示了仅由气动力引起的动、静叶片的总变形和等效应力的变化。从中可以看出,动、静叶片的总变形和等效应力随入口压力的增大而增大,且动叶片的变化幅度大于静叶片。这是由于入口压力增大时,动、静叶片承受的气动力载荷增大,导致总变形和等效应力均增加,但随着入口压力升高,动叶片所受到的气动力大于静叶片所导致的。

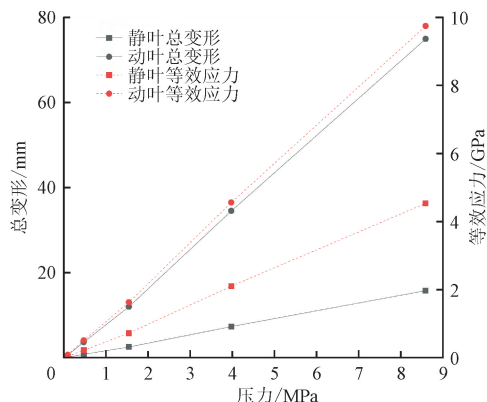


图 15 入口压力对动、静叶片总变形和等效应力的影响

Fig. 15 Effect of inlet pressure on total deformation and equivalent stress of rotor and stator blades

图 16 展示了仅由气动力引起的动、静叶片前 6 阶模态频率的变化。从中可以看出,入口压力的增

加使得动、静叶片刚度增加,从而导致各阶模态频率增大,其中静叶片第5阶模态频率增幅最大,相对变化为1.81%,动叶片第4阶模态频率增幅最大,相对变化为5.30%。

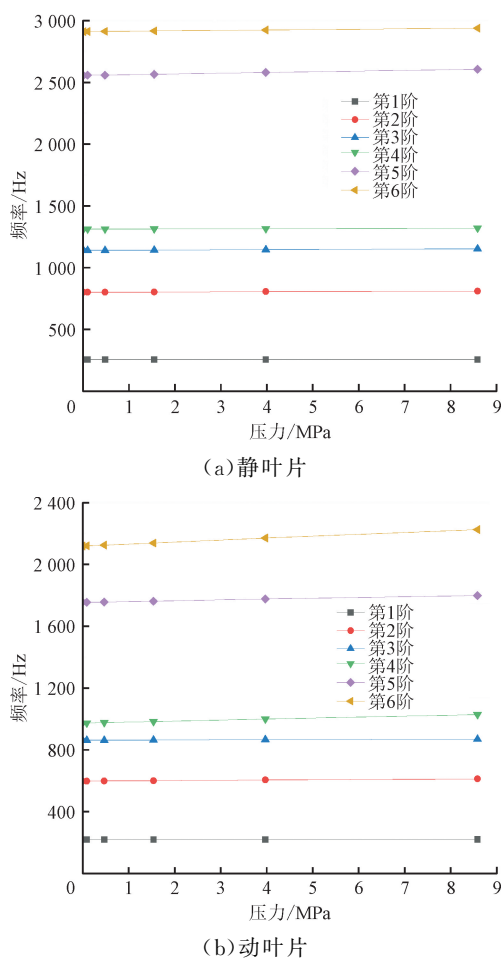


图16 入口压力对动、静叶片模态频率的影响

Fig. 16 Effect of inlet pressure on the modal frequency of rotor and stator blades

4 结 论

本文以某汽轮机第8级动、静叶片为研究对象,采用多重参考系法与有限元联合仿真方法,对动、静叶片进行强度、模态计算以及安全性校核,并在不同边界条件下进行参数敏感性分析,得到如下结论。

(1)流热固影响下,静、动叶片的总变形分别为0.079、1.093 mm,最大等效应力分别为92.45、470.28 MPa,均满足强度要求。静叶片受热应力影响较大,其次是气动力;动叶片受离心力影响最大,其次是热应力和气动力,所以在对静、动叶片进行强度计算时,不能忽略气动力和热应力的影响。

(2)流热固影响下,静、动叶片均满足振动要求。

考虑热应力和气动力时,叶片各阶频率基本保持不变;但考虑不同温度引起弹性模量改变时,各阶频率下降,离心力使得动叶片各阶频率升高,因此在进行模态分析时,可忽略热应力和气动力对叶片频率的影响,但需考虑不同温度引起的弹性模量变化以及离心力的作用。

(3)转速升高时,流热固影响下动叶片的总变形、等效应力和模态频率均增大,其中1阶弯曲振型对应的频率增幅最大,相对变化为15.57%,其他各阶频率相对变化较小。

(4)入口温度升高时,动、静叶片在热应力作用下的总变形和等效应力均增大,动、静叶片各阶模态频率随着温度的升高而降低。

(5)入口压力增大时,动、静叶片在气动力单独作用下的总变形和等效应力均增大,且动叶片的变化幅度大于静叶片;动、静叶片的各阶模态频率随着压力的升高而增大,其中静叶片第5阶模态频率增幅最大,相对增大了1.81%;动叶片第4阶模态频率增幅最大,相对增大了5.30%。

参考文献:

- [1] 李宗全, 牛夕莹, 安仲玉, 等. 双层涡轮叶片应力计算与分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(2): 11-18.
LI Zongquan, NIU Xiying, AN Zhongyu, et al. Strength calculation and analysis of double-layer turbine blade [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 11-18.
- [2] 石清鑫, 袁奇. 某型燃气轮机透平转子的稳态温度场及应力场分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(S): 110-113.
SHI Qingxin, YUAN Qi. Steady-state temperature field and stress field analysis of a gas turbine rotor [J]. Vibration and Shock, 2010, 29(S): 110-113.
- [3] 何玉灵, 王烁, 白洁. 流固热耦合下汽轮机末级叶片破坏规律分析[J]. 电力科学与工程, 2020, 36(10): 63-69.
HE Yuling, WANG Shuo, BAI Jie. Damage regularity of last turbine stage blade under fluid-solid-thermal coupling action [J]. Electric Power Science and Engineering, 2020, 36(10): 63-69.
- [4] 李大海, 蒋勇, 侯天强, 等. 基于流固耦合的液力变矩器涡轮叶片结构强度分析[J]. 机械工程师, 2025(2): 138-141.
LI Dahai, JIANG Yong, HOU Tianqiang, et al. Structure strength analysis of torque converter turbine blade based on the fluid-structure interaction [J]. Mechanical Engineer, 2025(2): 138-141.

- chanical Engineer, 2025(2): 138-141.
- [5] HWANG S, SON C, SEO D, et al. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 765-775.
- [6] 徐建新, 许立敬. 基于流热固耦合的航空发动机涡轮叶片仿真分析 [J]. 航空科学技术, 2023, 34(2): 26-33.
- XU Jianxin, XU Lijing. Simulation analysis on aero-engine turbine blades based on fluid-thermal-solid coupling [J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(2): 26-33.
- [7] 徐健, 霍施宇, 孙鹏. 基于多场耦合的涡轮叶片静强度计算分析 [J]. 兵器装备工程学报, 2023, 44(6): 148-153.
- XU Jian, HUO Shiyu, SUN Peng. Analysis on static strength of turbine blades based on multi-field coupling [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2023, 44(6): 148-153.
- [8] 周渝航, 林枫, 侯隆安, 等. 单晶涡轮叶片强度分析与结构优化设计 [J]. 热能动力工程, 2023, 38(11): 56-62.
- ZHOU Yuhang, LIN Feng, HOU Longan, et al. Strength analysis and structural optimization design of single crystal turbine blade [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 56-62.
- [9] 谢永慧, 邓实, 张荻, 等. 基于热流固耦合分析的重型燃气轮机透平高压叶片寿命研究 [J]. 热力透平, 2011, 40(3): 151-158.
- XIE Yonghui, DENG Shi, ZHANG Di, et al. Study on life prediction for HP turbine blade of heavy-duty gas turbine based on analysis of multi-factor coupling physical fields [J]. Thermal Turbine, 2011, 40(3): 151-158.
- [10] 李立波, 李帅, 杜悦, 等. 630℃超超临界二次再热汽轮机末级长叶片振动特性分析 [J]. 电站系统工程, 2024, 40(6): 44-46.
- LI Libo, LI Shuai, DU Yue, et al. Analysis of vibration characteristics of 1450 mm last stage long blade of 630℃ ultrasupercritical reheat steam turbine [J]. Power System Engineering, 2024, 40(6): 44-46.
- [11] 付曦, 刘云, 张俊红, 等. 气流激励下压气机叶片动力学特性分析 [J]. 机械设计与制造, 2024, 406(12): 258-263.
- FU Xi, LIU Yun, ZHANG Junhong, et al. Dynamics analysis of compressor blade under aerodynamic excitation [J]. Machinery Design & Manufacture, 2024, 406(12): 258-263.
- [12] 杜大华, 黄道琼, 黄金平, 等. 火箭发动机涡轮盘模态影响因素与振动安全性分析 [J]. 火箭推进, 2021, 47(1): 21-28.
- DU Dahua, HUANG Daoqiong, HUANG Jinping, et al. Analysis on modal influence factors and vibration safety of rocket engine turbine disk [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(1): 21-28.
- [13] RODRÍGUEZ J A, CASTRO L, TEJEDA A L, et al. Fatigue of steam turbine blades at resonance conditions [J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 104: 39-46.
- [14] 艾书民, 王克明, 缪辉, 等. 稳态温度场作用下涡轮叶片振动特性的研究 [J]. 沈阳航空航天大学学报, 2011, 28(4): 17-21.
- AI Shumin, WANG Keming, MIAO Hui, et al. Research on turbine blade vibration characteristic under steady state temperature field [J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2011, 28(4): 17-21.
- [15] 孙芳锦, 李传玺, 张羽佟, 等. 基于流固耦合的风力机叶片强度与模态分析 [J]. 兰州工业学院学报, 2025, 32(1): 1-10.
- SUN Fangjin, LI Chuanxi, ZHANG Yutong, et al. Strength and modal analysis of wind turbine blades based on fluid-structure coupling [J]. Journal of Lanzhou Institute of Technology, 2025, 32(1): 1-10.
- [16] 李春旺, 李海云, 王澈, 等. 航空发动机涡轮叶片振动模态影响因素研究 [J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2014, 15(1): 5-9.
- LI Chunwang, LI Haiyun, WANG Che, et al. A study of influencing factors on frequencies and mode shapes of aeroengine turbine blades [J]. Journal of Air Force Engineering University (Natural Science Edition), 2014, 15(1): 5-9.
- [17] 李春旺, 王澈, 李强, 等. 基于热固耦合预应力的发动机叶片模态分析方法 [J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2016, 17(2): 1-4.
- LICHunwang, WANG Che, LI Qiang, et al. Modal analysis of aero-engine blade based on thermal-structure coupling pre-stressing force [J]. Journal of Air Force Engineering University (Natural Science Edition), 2016, 17(2): 1-4.
- [18] 姜金朋, 石竟成, 苏立超, 等. 叶型尺寸比例变化对预测涡轮气动性能和气动力的影响(英文) [J]. 火箭推进, 2018, 44(6): 29-38.
- JIANG Jinpeng, SHI Jingcheng, SU Lichao, et al. Effects of airfoil scaling on the predicted aerodynamic performance and forcing of turbine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(6): 29-38.
- [19] 宋丙新, 侯朝山. 某型航空发动机 HPT 转子叶片叶

- 尖间隙对涡轮流场及性能的影响分析 [J]. 航空维修与工程, 2024(2): 27-30.
- SONG Bingxin, HOU Zhaoshan. Analysis on the influence of clearance between HPT rotor blade tip and casing on flow field and performance for a certain aero-engine [J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2024(2): 27-30.
- [20] 关鹏, 艾延廷, 王志, 等. 热冲击后气膜冷却叶片结构强度流固热耦合仿真 [J]. 航空动力学报, 2018, 33(8): 1811-1820.
- GUAN Peng, AI Yanting, WANG Zhi, et al. Structural strength simulation of film cooling vane after heat shock by thermal/flow/structure coupling [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(8): 1811-1820.
- [21] 汪翔宇, 高尚鸿, 丰镇平. 涡轮叶片的热流固耦合数值方法研究及应用 [J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(3): 21-33.
- WANG Xiangyu, GAO Shanghong, FENG Zhenping. Study on numerical method of thermal-fluid-structure coupling for turbine blades and its application [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(3): 21-33.
- [22] 黄朝晖, 袁奇, 张弘斌, 等. 某型火箭发动机涡轮转子流热固耦合强度及疲劳寿命分析 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(8): 73-84.
- HUANG Chaohui, YUAN Qi, ZHANG Hongbin, et al. Analysis of fluid-thermal-solid coupling strength and fatigue life of a certain rocket engine turbine rotor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(8): 73-84.
- [23] NAEEM M. Implications of day temperature for a high-pressure-turbine blade's low-cycle-fatigue life consumption [J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(3): 624-628.
- [24] 王瀚升, 李育隆, 徐诗杰, 等. 基于流热固耦合的航空发动机涡轮导叶流动换热研究 [J/OL]. 航空动力学报. (2025-01-10) [2025-03-31]. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20240464>.
- WANG Hansheng, LI Yulong, XU Shijie, et al. Research on flow and heat transfer of aeroengine turbine guide vanes based on fluid-thermal-solid coupling [J/OL]. Journal of Aerospace Power. (2025-01-10) [2025-03-31]. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20240464>.
- [25] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- (编辑 李慧敏)