

大型汽轮机长叶片全工况动应力数值 计算及试验研究

关 淳¹, 杨其国², 李宇峰¹, 马义良¹, 曹登庆³, 梁天赋¹

(1. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 哈尔滨 150046; 2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093;

3. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001)

摘要: 针对当代大型汽轮机全工况灵活性运行关注的突出问题, 以哈尔滨汽轮机厂有限责任公司 1000 MW 等级空冷汽轮机低压末级叶片为研究对象, 提出了一种长叶片动应力仿真分析方法。结合长叶片动态试验, 论证了计算方法的有效性。理论分析表明, 汽轮机低负荷运行工况下流动分离引起叶片表面涡激效应是叶片动应力增加的重要因素。从工程应用的角度出发, 将气动流场叶片表面压力脉动值作为结构场激振力的激振因子, 进而计算分析叶片在不同工况下的动应力是可行且有效的。经过多方案比较, 仿真计算与试验结果取得了很好的一致性。叶片仿真和动态试验的结果表明, 末级叶片最大动应力出现在 20% 负荷附近, 叶身动应力峰值约为许用值 5%, 具有足够的耐振强度和安全裕度, 能很好满足大型汽轮机全工况灵活性安全可靠运行要求。

关键词: 全工况; 长叶片; 动应力; 激振因子; 动态试验

中图分类号: TK 269 **文献标志码:** A

Numerical calculation and experimental study on dynamic stress of the long blade of large steam turbine under full working conditions

GUAN Chun¹, YANG Qiguo², LI Yufeng¹, MA Yiliang¹, CAO Dengqing³, LIANG Tianfu¹

(1. Harbin Turbine Co., Ltd., Harbin 150046, China; 2. University of Shanghai for Science and Technology, School of Energy and Power Engineering, Shanghai 200093, China; 3. School of Aeronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Aiming at the outstanding problems of flexible operation in full working conditions of contemporary large steam turbines, a new dynamic stress simulation analysis method for the long blades was proposed by taking the low-pressure last stage blade of a 1000 MW air-cooled steam turbine in Harbin Turbine Company Ltd. as the research object. The validity of the calculation method was demonstrated by the long blade dynamic test. The theoretical analysis shows that the vortex-induced effect on the blade surface caused by flow separation is a key factor to increase the dynamic stress of the blade under low load operating conditions. For the engineering application, it is feasible and effective to calculate and analyze the dynamic stress of the blade under different working conditions by taking the

收稿日期: 2022-08-24

基金项目: 国家重点研发计划项目(2020YFB1506702-03)

第一作者: 关 淳(1989-), 男, 博士研究生。研究方向: 汽轮机叶片气动设计及安全考核。E-mail: 511298664@qq.com

通信作者: 杨其国(1962-), 男, 教授。研究方向: 汽轮机系统的设计及优化。E-mail: yangqg@usst.edu.cn

pressure fluctuation value on the blade surface of the aerodynamic flow field as the excitation factor for the structural field excitation force. By comparing several schemes, the simulation results are in good agreement with the test results. Both of the simulation and dynamic test results show that the maximum dynamic stress of the last stage blade appears at about 20% load, and the peak value of the dynamic stress of the blade is about 5% of the allowable value, which has sufficient vibration resistance strength and safety margin, and can well meet the requirements of flexible, safe and reliable operation of the large steam turbine under full working conditions.

Keywords: full working conditions; long blade; dynamic stress; excitation factor; dynamic test

全球能源格局正在由依赖传统化石能源向增加、推广清洁高效能源的方向发展。风电、光电等为代表的新能源有利于减少碳排放,但易受自然环境等因素影响,具有明显的波动、间歇和不稳定等特性^[1-3]。国内外实践证明,新能源大幅增长的同时必需增强与之协同且匹配的灵活、稳定、可调度的电源作为支撑^[4-6]。中国的能源资源禀赋决定了安全可靠的燃煤电站将在相当长的时间内发挥关键作用。本着“兜底保供”这一原则,攻克电站主设备全工况灵活性运行的关键技术难题势在必行。大型汽轮机作为电站的核心设备,率先实现全工况高效、灵活、安全运行,这不仅是新型电站建设的需要,也是大量现役机组逐步进行灵活性升级改造的必然选择。

国内外相关企业大量的技术开发和工程实践表明^[7-10],当代大型汽轮机全工况灵活运行的关键技术应当聚焦在低压通流部分,特别是末级长叶片,其开发和研制水平是综合技术能力的重要标志。机组长期处于低负荷、变工况运行,低压模块中的长叶片将不可避免地伴随涡流激振响应,导致叶片动应力存在波动,难以确定高值区域。叶片与气流间的气弹性耦合问题突出,可能引起叶片颤振,导致叶片疲劳损伤,严重时将引起叶片断裂事故发生。

目前行业一般采用基于共振法的叶片动应力三维仿真计算。即假定叶片在目标转速下发生了共振,通过引入流场在叶片表面的稳态气动载荷,结合叶片模态分析,进行叶片在目标转速和运行工况下的动应力计算和评价,并基于古德曼曲线以及安全系数进行动应力考核^[9-11]。传统的动应力三维计算过程可分以下三部分:a.流场气动分析。通过三维CFD(computational fluid dynamics)流场分析,获得作用在叶片表面的定常压力分

布。对于目标叶片,为了设定合理的边界条件,计算域一般选取分析叶片整级流域,并实施单流道的定常分析。b.结构场模态分析。通过有限元法(finite element method, FEM)计算进行叶片结构模态分析。为了确保振动模态分析精度,需确保叶片切向和径向的网格数,即转子叶片厚度方向和高度方向的网格数达到一定数量,同时准确设置围带、拉筋、叶根、轮槽的接触面,以及循环对称周期面的边界条件。在工程设计中,需要结合动应力试验结果对计算误差进行评估和修正。c.动应力分析和校验。基于流场气动分析获取定常状态下的叶片表面气动载荷分布;基于结构模态分析获取叶片目标转速下的振动频率。根据叶片表面压力分布情况,采用人为给定不同工况下的叶片表面激振因子和叶片阻尼,进行叶片动应力计算,最终得到目标转速下叶片共振应力的数值。

从上述方法可以看出,现有的叶片动应力算法存在一定的人为因素。主要涉及到激振因子的选取方式,激振因子是决定叶片动应力的重要因素^[12]。表1给出了在稳定工况下,基于试验数据统计得到的不同谐波数对应的激振因子取值范围。当叶片表面存在大量涡流、脱流和回流等区域时,激振因子不仅与谐波数有关,也与流场分布状况密切相关。涡流区域的气动压力脉动大,因此,激振因子也较大;相反,顺流区域的气动压力稳定,激振因子较小。由于缺少明确的气动压力脉动的表征方法,现有的动应力计算方法仅能用于设计工况或流场脉动压力较小的工况。对于全工况灵活性运行的汽轮机,由于在超低负荷下存在大面积脱流和涡流效应,现有方法不能完整体现这些效应,因此,存在分析适应性问题,需要进一步提出更新的方法。

表 1 激振因子随振动谐波数的变化^[13]

Tab.1 Variations of excitation factor with vibration harmonic numbers^[13]

阶次K	2	3	4	5	6
激振因子/%	5~10	5~10	5~10	3~5	2~4

为实现大型汽轮机全工况灵活性运行的安全可靠提供重要支撑，以 1 000 MW 等级空冷汽轮机低压末级 940 mm 叶片深度的开发和研究为例，通过分析变工况条件下的流场特征，构建了一种长叶片动应力仿真分析方法。结合长叶片动态试验，论证该方法的有效性，为全工况运行的大型汽轮机，特别是在超低负荷工况下对叶片动应力的评价提供有效的手段，为工程设计与运行安全可靠评估开辟新的路径。

1 研究方案和计算方法

1.1 研究方案

研究方案如图 1 所示。针对全工况灵活性运行的低压长叶片：一方面，从叶片气动流场分析入手，探究叶片表面涡流激振效应和流场的不稳定规律，提出了涡流激振作用力在叶片表面形成脉动压力的表征方法；另一方面，采用有限元计算方法，掌握叶片静应力和模态振动的特性规律。为了缩短计算周期以便于工程应用，采用数据单向耦合方式，将气动流场中叶片表面压力脉动数据传递给叶片结构场，作为叶片动应力仿真

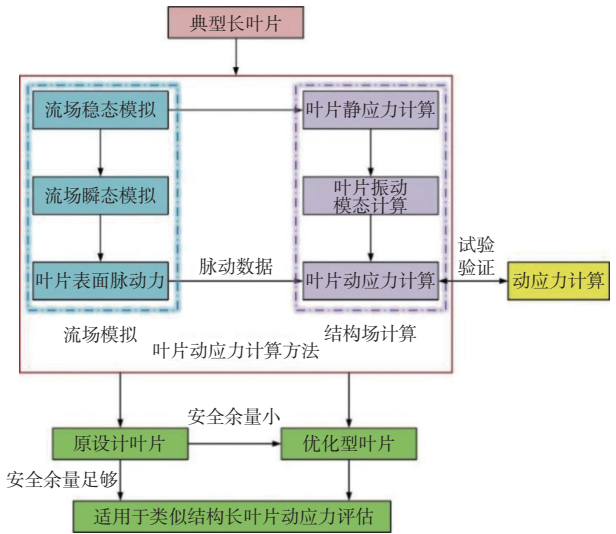


图 1 长叶片动应力研究方案

Fig. 1 Research scheme for dynamic stress of the long blade

计算的激励源，形成了叶片在真实流场气动激励作用下的动应力计算方法。

为验证仿真计算方法的可靠性，利用全工况叶片动态试验台，开展了超低负荷叶片气动性能和动应力测试试验，以充分掌握全工况下长叶片的动态试验数据。通过对比分析仿真结果和试验数据，论证了叶片全工况动应力计算方法的有效性。

基于动应力仿真计算方法，即使缺乏动应力试验数据，也能够对相似结构特征的长叶片进行动应力计算评估及安全校核。针对动应力安全余量较低且风险较大的长叶片，可进一步从气动流场、叶片材料特性、振动特性以及结构阻尼等多方面进行深度优化设计，确保长叶片耐振强度具有足够的安全余量，以适应汽轮机全工况灵活性的运行要求。

1.2 动应力计算方法

在现有叶片动应力计算方法的基础上，增加了瞬态流场计算。在瞬态流场计算过程中，统计了叶片表面气动压力脉动的均方差值，并将此作为其表征参数进行提取，从而取代现有叶片动应力算法中人为给定激振因子来折算激振力的方式。

相比于现有动应力计算方法，调整后的计算方法能够解决在超低负荷下如何确定激振因子的问题，摆脱了人为因素的影响。以流场气动压力计算结果作为叶片动应力的外激励边界，能够真实地反映流场气动压力脉动对叶片表面的激振作用，因此，动应力的计算结果也将与实际情况更加贴近。

2 数值结果和分析

根据 940 mm 末级长叶片的可能运行工况，进行了动应力计算。气动模拟采用了 CFD 软件进行三维、可压缩、单相、粘性流场分析。湍流模型选取了 *k-ε* 模型，同时采用可扩展壁面函数处理边界层，壁面光滑无摩擦。工质选用湿蒸汽，其参数基于 IAPWS IF97 数据库获得。本文选择 5%~100% 范围内的 6 个工况作为研究重点，工况点的边界参数见表 2。CFD 计算模型的入口边界采用了 Inlet 模式，以总压和总温为条件限定；出口边界采用 Opening 模式，以便捕捉气流回流的情况。流道网格为六面体网格，单流道网格单元数约为 32 万。

表 2 不同节点处激振因子随负荷变化规律

Tab.2 Variation of excitation factor with different loads at different nodes

节点	负荷/%	激振因子/%
1	5	3.69
	15	13.00
	25	4.54
	30	0.20
	50	0.25
	100	6.55×10^{-5}
2	5	6.08
	15	15.50
	25	5.12
	30	0.07
	50	0.13
	100	6.19×10^{-5}
3	5	2.25
	15	4.27
	25	12.80
	30	0.20
	50	0.83
	100	4.00×10^{-5}

采用 FEM 仿真软件进行结构场计算，设置了循环对称边界条件，围带接触面采用摩擦接触，摩擦系数为 0.2。在轮槽底部， x ， y ， z 方向施加了位移约束。分析内容为前两阶工作转速 3 000 r/min 附近的节径振动。结构场计算域采用了六面体网格，网格单元数约为 30 万。

2.1 流场稳态数值模拟

图 2(a)~(f)为不同负荷下 50% 叶高处的流线图变化。由图可知，随着负荷的降低，入口流量逐渐减小，从而导致动静之间的匹配变差。动叶入口逐渐出现较大的负攻角，导致内弧出现大尺度脱流和漩涡效应，这正是低负荷涡流激振作用增强的主要因素。需要指出的是，由于是稳态模拟，所提取的数据只能表征最终状态，无法统计压力脉动情况。所以，此处只是定性地给出不同负荷下的流动分离尺度，而定量分析将在瞬态模拟中给出。

2.2 流场瞬态数值模拟

基于上述流场稳态计算结果，进一步开展了不同负荷下流场瞬态计算，以分析和提取叶片表

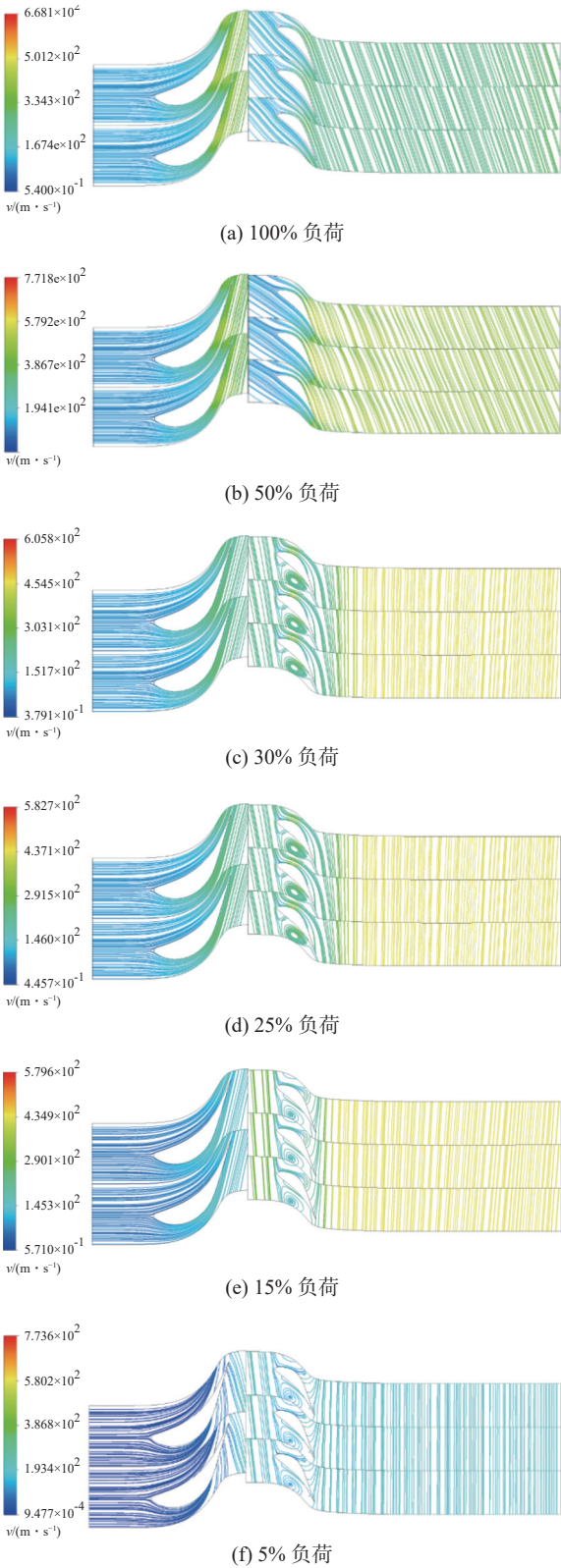


图 2 50% 叶高处不同负荷下的流线图
Fig. 2 Streamlines at 50% blade height under different loads

面的压力脉动情况。在进行汽轮机低压缸通流区域非稳态数值模拟之前，需要选取合适的迭代时间步长和湍流模型。为了保证流场压力脉动频率

的准确采样, 根据 Nyquist 采样定理, 采样频率必须大于信号中最高频率的两倍(通常取信号最大频率的 2.56~4 倍)。对于本文研究的 940 mm 叶片通流来讲, 末级动叶片的旋转频率为 50 Hz, 末级静叶叶片数为 50, 对应的静叶通过频率为 2 500 Hz。为获取小于等于 3 阶 SBPF(即 7 500Hz 范围内)的信号频谱特性, 采样频率需大于 15 000 Hz, 对应的时间步长则小于等于 6.67×10^{-5} s。瞬态数值计算中取时间步长为 4.76×10^{-6} s, 为了确保压力波动性已收敛, 总计算步数为 8 400 步。

其余设置采用传统 CFD 瞬态计算方法: 计算采用基于图块的渲染(tile based rendering, TBR)模式, 湍流模型采用 $k-\varepsilon$, 工质为真实水蒸汽(气水混合物)。入口给定质量流量和总焓, 出口设置为 outlet 模式, 给定静压。以稳态计算为初始状态, 进行瞬态计算。

图 3 为瞬态计算过程中计算域出口流量波动情况。从图中可以看出, 在当前的总计算时间范围内, 能够捕捉到出口压力的规律性波动。这说明计算域内的各个参数已收敛, 能够用于提取叶片表面压力波动的统计学规律。

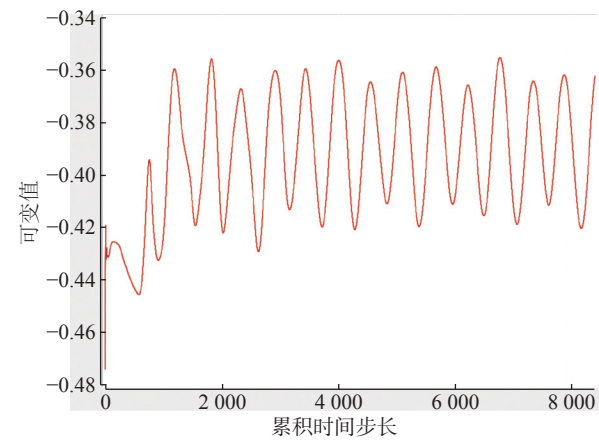


图 3 叶片出口流量波动曲线

Fig.3 Fluctuation curve of the mass flow rate at the outlet of the blade

为了获取叶片表面压力脉动的统计参数, CFD 前处理文件中增加了压力平均值、最大值、最小值以及均方差值的统计计算, 以用于后处理中进行参数提取。

基于压力脉动的激振因子 s 定义为: 计算周期内的压力脉动均方差 σ_p 与压力平均值 $\bar{p}$ 的比值, 即

$$s = \frac{\sigma_p}{\bar{p}} \times 100\% \quad (1)$$

叶片表面激振因子在各个负荷下由根到顶的

分布如图 4 所示。可以看出, 在 15% 负荷下, 叶片根部和中部的激振因子较大; 在 25% 负荷下, 叶片上半部激振因子较大。不同激振因子分布将导致叶片动应力存在差异。为了更直观地观察激振因子与负荷之间的关系, 图 5 展示了不同负荷下的最大激振因子的变化规律。可以看出, 在 15%~20% 负荷范围内, 激振因子明显高于其他负荷, 表明在该负荷区域, 流动分离和涡激效应最强, 也是叶片运行中的危险区域。为了进一步进行试验测试和验证对比, 本文对叶片由根部至顶部选取了 3 处考核节点, 分别位于叶片顶部、叶片拉筋位置、叶片型线根部位置, 这些考核节点见图 6。

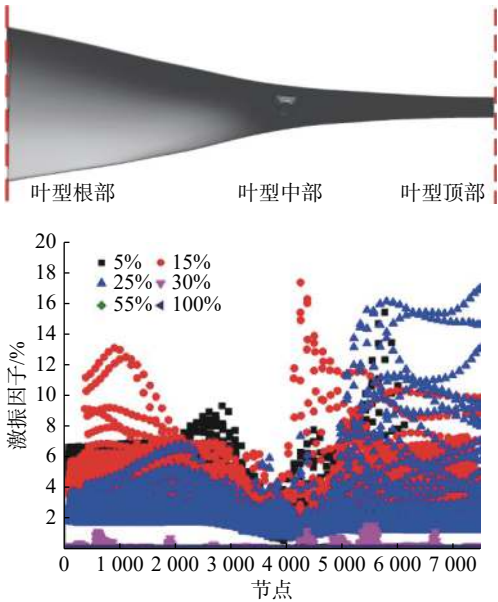


图 4 叶片表面的激振因子分布

Fig.4 Distribution of excitation factors on blade surface

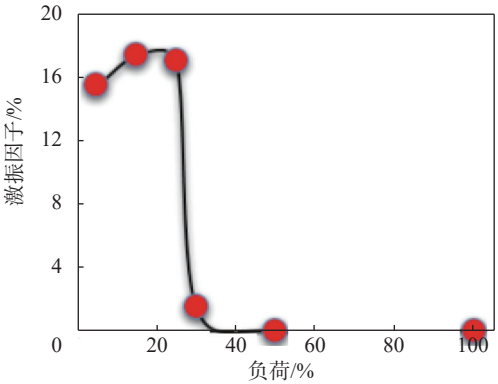


图 5 叶片表面最大激振因子随负荷的变化规律

Fig.5 Variation of the maximum excitation factors on blade surface with different loads

2.3 动应力计算

如图 7 所示, 叶片动应力的计算采用了循环

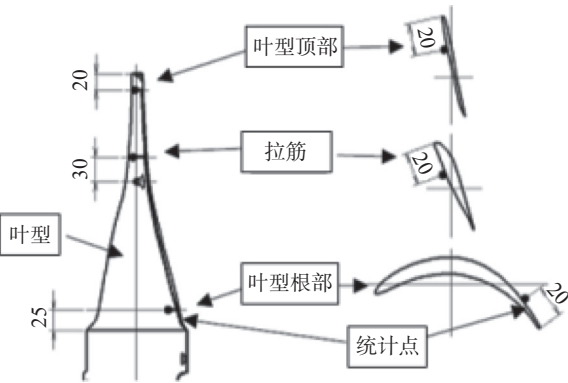


图 6 叶片动应力考核位置

Fig. 6 Assessment positions of blade dynamic stress

对称法来模拟整圈连接。取叶片围带和转子作为循环对称边界，设置了叶片围带之间、拉筋之间、叶根和转子之间的摩擦接触。轮槽底面做全约束。模型设置转速为 3 000 r/min，加载离心力载荷和气动压力载荷。

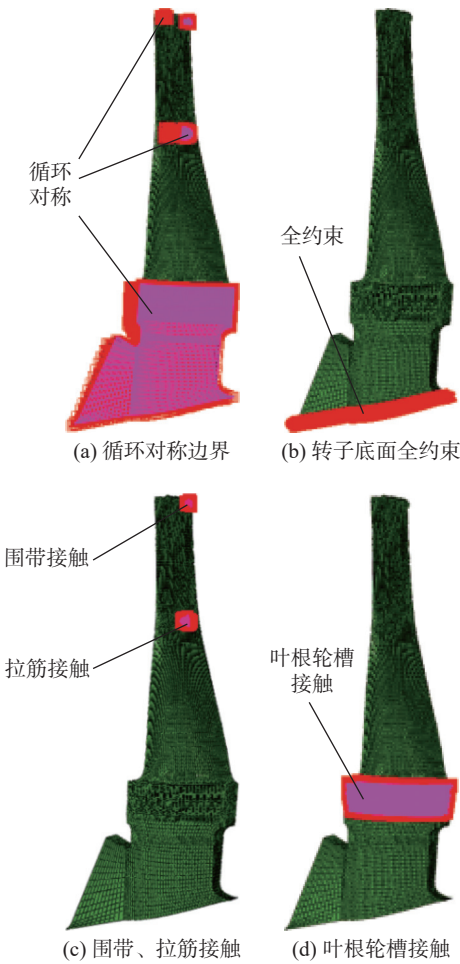


图 7 有限元计算模型设置

Fig.7 Setting of FEM calculation model

在上述模型边界条件和外载荷作用下，进行了叶片静应力的计算。叶片表面的静应力分布如

图 8 所示。根据静应力峰值位置进一步考核动应力。动应力的分析计算采用了调整后的计算方法，对 5%~100% 负荷条件下叶片不同位置处的动应力进行了分析计算，统计结果见表 3，考核位置与仿真计算的统计位置保持一致。本文采用动应力计算值与考核位置许用值的比值来表征动应力是否合格。在不考虑叶片加工制造、缺陷、外伤等问题的前提下，当叶片峰值动应力小于许用应力时，理论上能够满足叶片无限使用寿命，这是汽轮机制造厂对于叶片耐振强度设计中的重要准则。

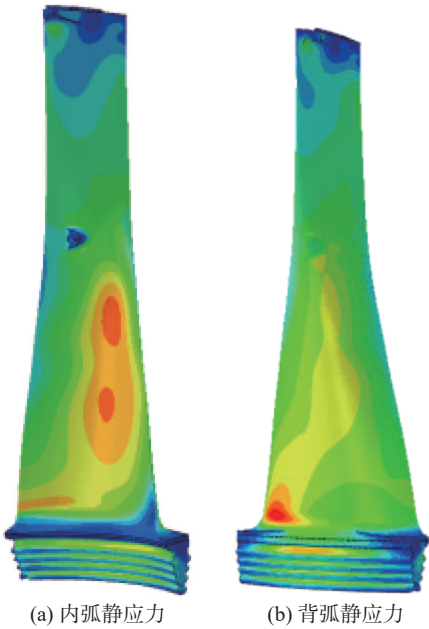


图 8 叶片静应力云图

Fig.8 Contours of blade static stress

表 3 叶片动应力计算结果(背压 10 kPa)

Tab.3 Calculation results of blade dynamic stress (back pressure 10 kPa)

负荷/%	叶型根部动应力/%	拉筋动应力/%	叶型顶部动应力/%
5	2.201	2.640	1.598
15	4.329	4.993	2.945
25	4.155	4.825	2.827
30	0.470	0.554	0.326
50	0.062	0.074	0.044
100	0.012	0.013	0.007

3 动应力试验研究

3.1 动应力试验系统

为验证动应力分析计算方法的有效性，将计

算结果与 940 mm 末级长叶片的动态试验进行了比较。动应力测试系统基于接触式测试方法，在全工况动态试验台架上完成了不同工况下的动应力测试。该系统采用了集成设计的旋转机械叶片动应力无线电遥测系统。图 9 和图 10 分别为 940 mm 叶片动应力测试系统框图和测试台架实物图。

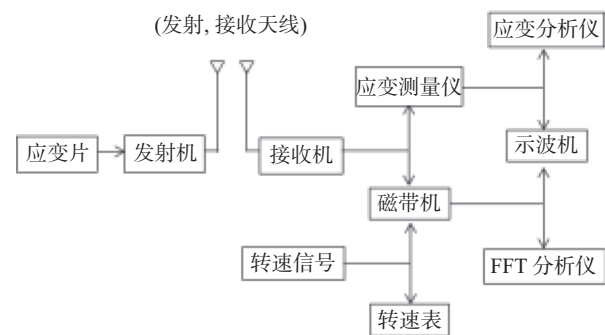


图 9 接触式动应力测试系统框图

Fig.9 Diagram of dynamic stress test with contact method

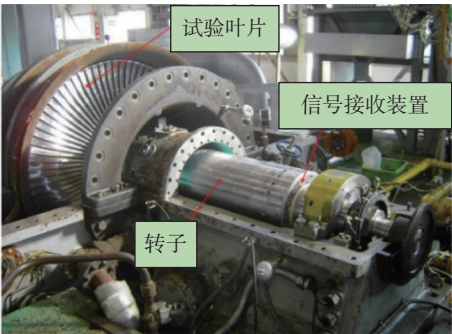


图 10 叶片动应力试验台架

Fig.10 Test bench of blade dynamic stress

3.2 动应力试验结果

基于有限元计算结果，在叶型根部、拉筋附近以及叶型顶部动应力计算值较大的区域附近黏贴应变片传感器，以表征叶片动应力水平。在轮毂和排汽导流环等位置安装发射机、接收机、天线环等辅助设备，以引出应变片传感器的测试信号。考虑到发射机电池寿命的限制，一次测试有效期仅为 7 天。在此有效测试期内，制定了动应力测试试验工况，完成了典型工况下的动应力测试试验。受到试验台架最低负荷限制的影响，在 10 kPa 背压下的动应力测试负荷范围为 10%~25%。表 4 为动应力测试结果。图 11 为动应力计算值与试验值的对比图。可以看出，仿真曲线与试验结果吻合较好。动应力峰值区域分布在 10%~30% 工况范围内，而动应力峰值仅为许用值的约 5%，具有足够大的安全裕度，表明末级长叶

片能够很好地适应全工况灵活性运行的安全可靠

性要求。此外，关于汽轮机 668 末级叶片在变负荷运行时的动应力试验结果也可作为参照^[14]。

表 4 叶片动应力试验结果
Tab.4 Results of blade dynamic stress test

负荷/%	叶型根部动应力/%	拉筋动应力/%	叶型顶部动应力/%
10	3.92	—	1.47
15	4.41	—	3.04
20	3.92	5.12	2.45
25	3.04	—	—

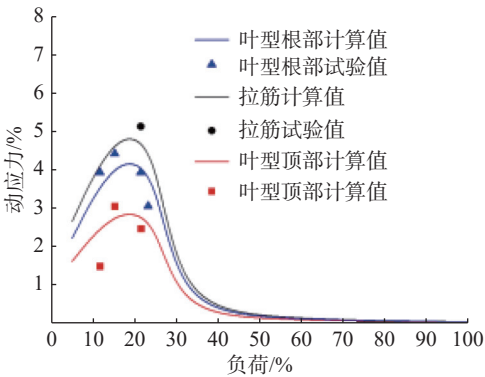


图 11 叶片动应力计算值与试验值对比

Fig.11 Computational and experimental comparison of blade dynamic stress

通过上述分析流程，采用动应力算法，获得了机组各个负荷工况下叶片动应力数值，找出了叶片动应力峰值对应的工况区域。通过评估或改进设计，确保了末级长叶片有足够的耐振强度，以满足全工况灵活性汽轮机低压长叶片运行的要求。

4 结 论

以 1 000 MW 等级空冷汽轮机低压末级叶片的深度开发和研究为依托，提出了全工况灵活性运行汽轮机低压长叶片动应力仿真计算的方法。结合长叶片的动态试验，阐述了研究方法的有效性。主要结论如下：

a. 在低负荷下，流动分离引起的叶片表面涡激效应是叶片动应力增加的主要因素，随着负荷降低，流动分离尺度增大，叶片表面压力脉动更加明显。然而，在负荷过低、蒸汽流量过小的情况下，动应力幅值则可能较低。因此，叶片涡激效应引起的动应力存在一个峰值区域。

b. 基于统计学方法,将气动流场叶片表面压力的均方差作为压力脉动的表征参数,获得了叶片流场激振力的激振因子,进而计算了叶片在不同工况下的动应力。基于该方法的仿真计算结果与试验结果相符,且在工程设计和校核中得到了应用,适用于实际机组长叶片的运行状况。

c. 动应力数值计算结果表明,在940 mm叶片的叶型根部、拉筋附近以及叶型顶部,最大动应力均出现在20%负荷附近。叶身动应力峰值仅为许用值的约5%,具有足够高的耐振强度和安全裕度,能够很好满足全工况灵活性汽轮机的安全运行要求。

参考文献:

- [1] LIU W, LUND H, MATHIESEN B V. Large-scale integration of wind power into the existing Chinese energy system[J]. *Energy*, 2011, 36(8): 4753–4760.
- [2] 白建华,辛颂旭,刘俊,等. 中国实现高比例可再生能源发展路径研究 [J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(14): 3699–3705.
- [3] 舒印彪,张智刚,郭剑波,等. 新能源消纳关键因素分析及解决措施研究 [J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(1): 1–9.
- [4] 葛挺. "十四五"期间火电技术发展方向分析 [J]. 河南电力, 2020(S2): 1–3.
- [5] 潘尔生,田雪沁,徐彤,等. 火电灵活性改造的现状、关键问题与发展前景 [J]. 电力建设, 2020, 41(9): 58–68.
- [6] 李志强,陈晓利,高继录,等. 350 MW 火电机组热电解耦深度调峰技术研究 [J]. *汽轮机技术*, 2020, 62(5): 389–392.
- [7] 陆颂元,肖振德. 国产 200 MW 汽轮机发电机组非定常工况转子动应力计算及分析 [J]. 中国电机工程学报, 1990, 10(4): 26–34.
- [8] 贺伟,谢苏燕,靳亚峰,等. 火电机组供热改造中的动叶安全性考虑 [J]. 东方汽轮机, 2020(3): 1–4.
- [9] 曹丽华,王文龙,罗桓桓,等. 深度调峰工况下汽轮机低压缸最小流量的确定 [J]. 机械工程学报, 2020, 56(16): 98–108.
- [10] 翁振宇,关淳,马义良,等. 用于深度调峰机组的系列长叶片开发与应用 [J]. 热能动力工程, 2022, 37(2): 63–69, 91.
- [11] 马义良,李宇锋,梁天赋,等. 火电机组"热电解耦"后低压末级叶片动应力分析 [J]. *汽轮机技术*, 2018, 60(5): 343–345.
- [12] 李锋,季葆华,谢浩,等. 汽轮机叶片激振因子影响因素的分析研究 [J]. *汽轮机技术*, 1999, 41(5): 267–271.
- [13] 中国动力工程学会, 1999. 火力发电设备技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社.
- [14] 朱宝田. 汽轮机末级叶片在变负荷运行时的动应力和疲劳寿命特性 [J]. 上海汽轮机, 2001(1): 38–42.

(编辑:董 伟)