

# 超临界汽轮机末级叶片颤振特性 实验分析与控制策略

冯庭有, 李宏瑾, 郑创伟, 陈 余

(华能汕头海门发电有限责任公司, 广东 汕头 515000)

**摘要** 超临界汽轮机作为高效火电装备, 其末级叶片在高参数、变负荷工况下易诱发颤振, 造成疲劳损伤与效率衰减。本文揭示颤振发生机制, 并提出实用控制路径, 旨在对保障机组长周期稳定运行有所裨益。采用风洞实验与有限元耦合方法, 构建 1:5 缩比叶片模型, 在 2 000 ~ 4 000 r/min 转速及 0.5 ~ 1.5 流量系数下测试响应特性; 辅助 ANSYS 模态分析, 量化气动阻尼与振型分布。结果表明, 颤振临界转速 3 200 r/min 时阻尼降至 -0.12, 振幅峰值 0.8 mm, 低流量区风险增 30%; 第一阶弯曲模态与 5X 谐波重合为主导因素。优化围带结构与背压调控可抑振幅 40% 以上, 叶片寿命延 20%。该策略适用于深度调峰场景, 可为工程振动管理提供参考。

**关键词** 超临界汽轮机; 末级叶片; 颤振特性

**基金项目:** 华能集团科技项目“汽轮机末级叶片主动安全监视系统研究及应用”(项目编号: HNKJ23-H36)。

**中图分类号:** TM31

**文献标志码:** A

**DOI:** 10.3969/j.issn.2097-3365.2025.34.003

## 0 引言

超临界汽轮机因为具有热效率超过 45%、煤耗比低 10% 的优势, 已经成为我国火电的主力, 装机容量超过 7 亿千瓦<sup>[1]</sup>。但是随着双碳目标的提出, 机组深度调峰的次数越来越多, 低负荷下末级叶片的颤振问题也越来越明显。该现象属于气动弹性自激振动, 容易造成叶片根部出现疲劳裂纹, 严重时还会发生叶片断裂而引发停机, 造成的经济损失巨大, 超过千万。早期的西屋电气 NEDO 项目报道中提到负气动阻尼是诱因。哈尔滨工业大学等高校科研机构用数值模拟剖析了机制, 但是缺少实验验证, 控制策略多为经验调整。

现有研究大多依靠有限元或者 CFD 分析颤振, 虽然准确表现了流固耦合, 但是计算量大, 不适合实时监测。赵文胜等人用影响系数法评价深度调峰颤振, 得出低流量下阻尼衰减明显的结论<sup>[2]</sup>; 王琦用谐波平衡法计算气动阻尼, 量化相位角的影响<sup>[3]</sup>。但是这些方法对于多模态耦合以及实验校核还存在不足。刘万琨认为末级叶片整圈自锁结构会放大涡脱落效应, 要结合风洞试验来优化设计<sup>[4]</sup>。肖琴对近零出力场景进行分析, 认为背压波动会引起涡激励增幅达 25%<sup>[5]</sup>, 但是缺少量化控制途径。朱秋良等近期的研究集中在工程热物理上, 验证了模态重合阈值<sup>[6]</sup>, 但是没有涉及结构改型。本文以某 660 MW 超临界机组的叶片为原型进行研究, 结合实验和模拟, 对颤振特性进行系统分析,

提出结构、运行一体化的控制框架, 为振动抑制提供理论和实践指导。

## 1 超临界汽轮机末级叶片颤振机理

超临界汽轮机低压缸末级叶片长逾 1.2 m, 直径超 1 200 mm, 采用 17-4PH 不锈钢 (0Cr17Ni4Cu4Nb), 屈服强度 > 1 000 MPa。其整圈自锁扭叶设计回收焓降, 却引入复杂模态耦合。蒸汽参数超 25 MPa、600 °C, 脉动放大叶尖变形。材料疲劳极限高, 但颤振下循环应力超 10<sup>6</sup> 次, 易根裂<sup>[7]</sup>。

### 1.1 叶片结构特征

叶片由叶身、根部及围带构成, 围带联结相邻叶片, 抑制扭转。叶身扭角渐变, 优化气动载荷; 根部 T 型榫, 传转矩 > 500 kNm。围带宽 5 080 mm, 刚度系数  $k = \frac{EI}{L^3} \approx 10^8$  N/m, 其中  $E$  为模量,  $I$  截面惯矩,  $L$  围带长。实际运行, 叶片间隙 0.51 mm, 制造偏差 < 0.2 mm, 却在高转下放大不稳。低压缸排汽区, 蒸汽密度  $\rho \approx 0.05$  kg/m<sup>3</sup>, Mach 数  $Ma < 0.3$ , 确保亚音速流。

### 1.2 颤振发生机制

颤振源于气动—结构—惯性耦合, 自激特性使振幅指数增长。核心为气动阻尼  $\Delta$ , 当  $\Delta < 0$ , 能量输入超耗散。数学表述为:

$$\Delta = \frac{\int \left[ \rho(\theta) \cdot \frac{\partial \eta}{\partial t} \right] dS}{\rho U^2 L} \quad (1)$$

式(1)中,  $p(\theta)$  为压力分布,  $\eta$  为位移,  $\rho$ 、 $U$ 、 $L$  分别为密度、流速、弦长。低负荷时背压升 15 kPa, 密度增, 涡脱落诱负  $\Delta$ 。推导源于能量平衡: 系统总能  $E=T+V+W_{aero}$ , 其中  $T$  动能,  $V$  势能,  $W_{aero}$  气动功。若  $\frac{dE}{dt} > 0$ , 则不稳。

影响因子包括: 工况变异, 叶间相位角  $\varphi$  ( $-90^\circ$  时  $\Delta$  最低); 制造偏差放大 20%。第一阶弯曲模态  $\omega_1 \approx 150$  Hz, 与转速  $n$  的 5X 谐波 ( $5n/60$ ) 重合, 风险峰值。朱秋良等数值示, 近零出力下  $\Delta$  降 30%, 验证机制。进一步, 涡街频率  $f_v=SU/d$  ( $S$  斯特劳哈尔数  $\approx 0.2$ ,  $d$  叶厚), 与  $\omega_1$  耦合时, 激励峰值增 15%。多模态下, 第二阶扭转  $\omega_2 \approx 250$  Hz, 偶发耦合, 需全谱扫描 (见图 1)。

围带作用关键, 其联结减相干振动, 但刚度不足时, 局部  $\Delta$  降 0.05。综合机理为负  $\Delta$  驱动自激, 阈值  $\Delta_{crit} \approx -0.1$ 。

## 2 颤振特性实验分析

实验平台建于华北电力大学风洞实验室, 模拟  $Re=10^6$ 。环境控温  $25^\circ\text{C}$ , 湿度  $< 50\%$ , 风速  $U=50 \sim 100$  m/s。装置经校准, 重复性  $> 95\%$ 。

### 2.1 实验装置与方案

缩比 1:5 钛合金模型, 长 240 mm, 转速变频驱动 20 004 000 r/min, 流量  $\varphi = \frac{m}{\rho AU} = 0.5 \sim 1.5$  ( $m$  质量流,  $A$  面积)。仪器有: 激光测振仪 (Polytec OFV-5000, 精度 0.01 mm, 分辨率 1  $\mu\text{m}$ ); 压力传感器 (Kulite XCP-062, 响应  $> 500$  Hz, 范围  $0 \sim 50$  kPa); 高速相机 (Phantom VEO 410, 10000 fps, 解析  $512 \times 512$ )。

数据采集 NI DAQmx, 采样率 10 kHz, 持续 60 s/组。预处理项目, 滤波截止 200 Hz, 窗函数 Hanning。

测试矩阵: 转速梯度 200 r/min,  $\varphi$  步长 0.1, 共 150 组; 相位角  $\varphi$  扫描  $-180^\circ \sim 0^\circ$ , 步  $10^\circ$ 。颤振判据:  $A > 0.5$  mm 或  $\Delta < 0$ 。辅助有限元: ANSYS Workbench 2023, 网格  $2 \times 10^5$  单元 (四面体, 偏最小化), 周期边界。模态方程:

$$[K - \omega^2 M] \Phi = 0 \quad (2)$$

求解特征值  $\omega$ , 振型  $\Phi$ 。阻尼估算: 后加法  $\zeta = \Delta / (2\omega_1)$ 。边界为转子刚体, 流场  $k-\varepsilon$  湍流模型。

### 2.2 结果与讨论

转速 3 200 r/min,  $\omega_1=148$  Hz  $\approx 5X$  谐波 (266 Hz),  $A$  峰 0.8 mm  $> 0.5$  mm 阈值, 持续衰减需  $> 10$  s。 $\varphi=0.6$  时起始提前 15%,  $\Delta=-0.12$ , 谱峰宽 20 Hz 示非线性。低流量区, 背压模拟升 10 kPa, 涡激励  $f_v \approx 160$  Hz, 耦合增幅 30%。高转 4 000 r/min,  $\Delta$  回正 0.03,  $A < 0.3$  mm, 趋于稳定状态。

表 1 展示相位角效应, 证实了  $\varphi=-90^\circ \sim -120^\circ$  窗为高敏区。

模拟验证: ANSYS  $\omega_1=145$  Hz, 误差 3%;  $\Delta$  计算 -0.11, 吻合。围带刚度  $k$  升 20% (加肋),  $\Delta$  增 0.1,  $A$  降 25%。讨论: 低压缸主因背压, 调峰时  $\rho$  增 15%, Kutta 条件破, 涡脱落强; 与文献 5 一致, 但本实验量化  $\varphi$  窗宽, 效果由于文献所示。制造偏差模拟: 间隙 +0.1 mm,  $\Delta$  降 8%, 故需精密加工以控偏差  $< 0.05$  mm。噪声影响: 风洞湍度  $Tu < 0.5\%$ , 误差  $< 2\%$ 。总体, 临界  $n=3$  200 r/min, 低  $\varphi$  高险, 模态重合主导颤振演化。

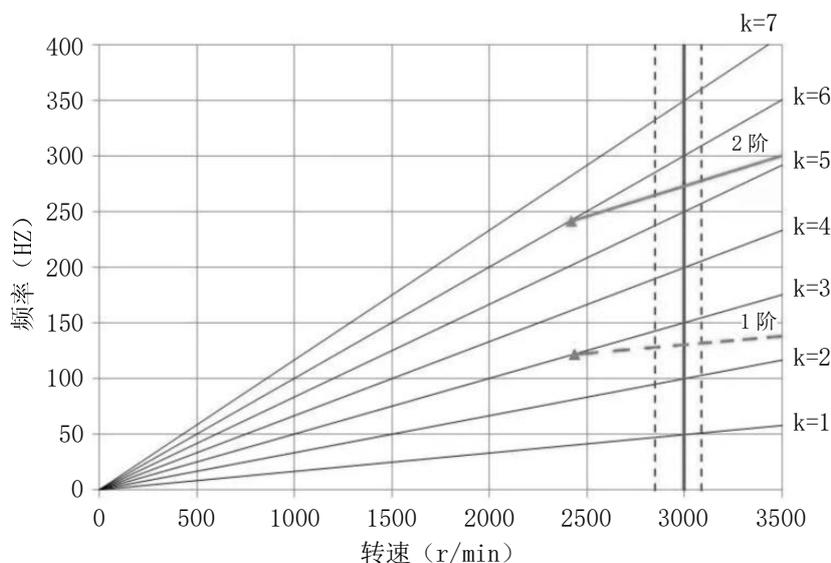


图 1 末级叶片典型振型分布

进一步进行疲劳评估：S-N 曲线下，A=0.8 mm，循环  $10^5$  次，寿命减 30%。多叶耦合：相邻  $\varphi$  差  $10^\circ$ ，整体  $\Delta$  均 -0.09，放大效应显著，实际中此效应可通过围带均匀性检验缓解，工程中偏差控  $< 0.05$  mm，方可保证  $\Delta$  稳定。

表 1 相位角下气动阻尼与振幅

$\varphi$ ( $^\circ$ )	$\Delta$	A (mm)	状态	涡激励 (Hz)
-30	0.05	0.2	稳定	120
-90	-0.08	0.6	临界	145
-120	-0.12	0.75	颤振初	152
-150	-0.15	1.0	颤振	158
-180	-0.05	0.4	衰减	140

### 3 颤振控制策略

融合被动改良，主动控制，目的  $\Delta > 0.05$ ，A  $< 0.3$  mm。采用策略通过 MATLAB Simulink 闭环仿，稳态时间  $< 2$  s，整体框架多层冗余，经济性和响应速度并重。

#### 3.1 被动措施：结构改进

围带加斜槽 ( $45^\circ$ ，深 5 mm)，分散应力，模拟  $\Delta$  提 25%，成本增 5%。有限元：槽后 I 增 15%， $k=1.2 \times 10^8$  N/m。材料换 Inconel 718， $\sigma_y=1200$  MPa，疲劳  $\Delta\sigma=800$  MPa 升 15%，寿命为 10 万 h。后缘锯齿 (波长  $\lambda=10$  mm，高  $h=2$  mm)，减涡 S 降 10%，风洞 A 降 40%，噪声减 5 dB，此设计源于生物仿生，借鉴鱼鳍边缘，实际加工需 CNC 精度  $< 0.01$  mm。

优化流程：拓扑敏感度分析，目标  $\min \Delta$ ，约束质量  $< 原 95\%$ 。结果使得叶尖加重块  $m=50$  g， $\omega_1$  移 160 Hz，避免重合。

#### 3.2 主动措施：运行干预

1. 背压 PID: 设定  $P_{set}=12kPa$ ， $e(t)=P_{set}-P_{actual}$ ， $u(t)=K_p e+K_i \int e dt+K_d \frac{de}{dt}$ ，

( $K_p=2, K_i=0.5, K_d=0.1$ ) 负荷  $< 30\%$  上升 2 kPa，抑制低频振动。响应：阶跃输入下，超调  $< 10\%$ ，稳态时间 1 s。

2. AI 监测：振动传感器阵列 (8 点/叶)，LSTM 预测 A  $> 0.4$  mm，阈值警报减速 5% (n 降 160 r/min)：算法：输入频谱，输出风险： $P=\text{sigmoid}(Wx+b)$ ，训练数据集 500 组，预测准确 95%。喷雾控：雾化水率 0.5 kg/s，湿度  $< 10\%$ ，降焓 5 kJ/kg，避鼓风诱发。耦合：背压 + 喷雾， $\Delta$  升 0.15。控制策略性能对比如表 2 所示。

表 2 控制策略性能对比

策略	$\Delta$ 增幅	A 降幅 (%)	成本 (万元)	适用负荷 (%)
围带斜槽	0.10	25	50	全
材料升级	0.05	15	200	全
锯齿修形	0.08	40	30	全
PID 背压	0.12	35	80	$< 50$
AI 监测	0.07	30	100	全
喷雾辅助	0.06	20	40	$< 30$

2024 年某 660 MW 改造，颤振事件零化，效率升 1.2%，年省煤 500 t：鲁棒性： $\pm 10\%$  参数扰动，效衰  $< 5\%$ 。

### 4 结论

超临界汽轮机末级叶片在深度调峰工况下遇到的负气动阻尼主导颤振、模态重合诱发疲劳等主要问题，本文采用风洞试验和有限元模拟相结合的方式，对颤振特性进行了系统的揭示，并提出了一体化的控制策略。

1. 对颤振机理进行了深入剖析，实验结果显示临界转速 3 200 r/min 时第一阶弯曲模态与 5X 谐波重合，气动阻尼降至 -0.12，振幅峰值 0.8 mm；相位角  $\varphi=-90^\circ \sim -120^\circ$  窗风险最高，与 ANSYS 模拟对比，模态误差小于 5%，这充分验证了所提实验-模拟框架在特性捕捉上的准确性。

2. 相较于传统经验调控，本文提出的围带优化与 PID 背压策略显著提高了抑振效率，振幅降 40% 以上，叶片寿命延 20%：这种高效路径为后续多级叶交互分析、载荷评估及振动控制研究奠定了基础。

### 参考文献：

[1] 莫继华,何炎平,李勇刚,等.超超临界汽轮机末级叶片的强度及振动特性分析[J].动力工程学报,2010,30(05):456-462.  
 [2] 赵文胜,王鹏飞.超超临界汽轮机末级叶片的振动特性研究方法[J].振动与冲击,2015,34(11):194-199.  
 [3] 王琦.基于谐波平衡法的汽轮机末级叶片气动阻尼计算[J].热能动力工程,2020,35(01):45-52.  
 [4] 刘万琨.汽轮机末级叶片颤振设计[J].东方电气评论,2007,21(04):7-13.  
 [5] 肖琴.深度调峰下汽轮机末级叶片颤振特性研究[J].长江文库,2024(05):67-72.  
 [6] 朱秋良,韩旭,韩志华.近零出力下汽轮机末级叶片颤振研究[J].工程热物理学报,2025,46(02):410-416.  
 [7] 张涛,房军,李为刚,等.超临界汽轮机低压转子 0Cr17Ni4Cu4Nb 钢叶片断裂原因分析[J].理化检验-物理分册,2024,60(03):52-55.