

# 船用汽轮机极端变工况流场扰动及稳定运行特性

石宇昂 张磊\* 谢罗涛 尹路晗

海军工程大学动力工程学院, 武汉, 430033

**摘要:**为辨识船用汽轮机极端变工况下流场扰动机理, 确保其安全稳定运行, 建立了高功率密度汽轮机全尺寸三维通流及结构模型, 引入高精度多层网格划分技术, 结合欧拉多相流模型与湍流模型, 提出了适用于汽轮机大范围变工况的内部稳态和瞬态流场数值计算方法。开展汽轮机变工况流场扰动特性分析, 揭示了极小流量工况汽轮机的内部流动特性, 并确定了失稳流量阈值和整机稳定运行功率流量阈值。基于高精度流场分布基础数据, 提出汽轮机末级单向流固耦合计算方法及流程, 计算得到了末级叶片关键部位的静动应力变化规律, 实现了末级叶片流致振动激励源识别与失稳特性分析, 完成了叶片颤振特性评估, 为汽轮机安全稳定运行提供了技术参考。

**关键词:**汽轮机末三级; 小流量; 非定常流动; 流致振动

**中图分类号:** TP182

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.012

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Flow Field Disturbance and Stable Operation Characteristics of Marine Steam Turbines under Extreme Variable Conditions

SHI Yuang ZHANG Lei\* XIE Luotao YIN Luhan

College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan, 430033

**Abstract:** To identify the mechanism of flow field disturbance in marine steam turbines under extreme variable conditions and ensure their safe and stable operations, a full-size three-dimensional through-flow and structural model of the high power density steam turbines was established. By introducing high-precision multi-layer grid division technology, combined with the Euler multiphase flow model and turbulence model, a numerical calculation method was proposed for internal steady-state and transient flow fields of steam turbines under a wide range of variable conditions. The analysis of flow field disturbance characteristics under variable conditions of the steam turbines was carried out, revealing the internal flow characteristics of the steam turbines under extremely low flow conditions, and the threshold values of instability flow and the stable operation power flow of the whole machine were determined. A unidirectional flow-solid coupling calculation method and process for the last stage of the steam turbines were proposed based on the high-precision flow field distribution basic data. The static and dynamic stress variation laws of key parts of the last stage blades were calculated, the flow-induced vibration excitation source of the last stage blades was identified, and the instability characteristics were analyzed. The vibration characteristics of the blades were evaluated, providing technical reference for the safe and stable operations of the steam turbines.

**Key words:** last three stages of steam turbine; low flow rate; unsteady flow; flow-induced vibration

### 0 引言

船用核动力汽轮机推进装置不断向低噪声、大功率、高安全性和高功率密度的方向发展, 且经常运行于极端变工况, 导致汽轮机内部流动异常复杂, 存在小容积流量导致脱流、回流, 不稳定流动诱发汽流激振以及汽轮机鼓风耗功生热等问题, 这将直接导致汽轮机叶片受力过大、颤振等不利情况。为此, 开展汽轮机内部流动特性高精度计算, 并对流固耦合作用机制进行研究, 是辨识汽

轮机特殊工况稳定运行的边界、确保汽轮机在极端变工况下安全可靠运行的关键。

近年来国内外越来越重视汽轮机在特殊工况下的流动特性。当汽轮机运行工况呈小流量、低负荷时流场将会变得十分复杂, 目前主要通过数值模拟的方法对小流量工况下汽轮机的流动特性进行分析。对汽轮机末级小流量工况的研究主要有三个方向: 极端情况下内部蒸汽流动特性的变化, 多相流相变的影响及性能分析, 结构优化对流动特性的影响。SHUBENKO等<sup>[1]</sup>研究了小流量工况下末级叶片流场结构、温度状态和功率消耗的变化特征点及摩擦通风损失。文献[2-4]通过

收稿日期: 2024-12-09

基金项目: 国家自然科学基金(52402370)

分析叶栅内部涡流、焓降、级间效率等因素探究了小流量工况下末级的流动特性,结果表明,负攻角导致蒸汽分离流动,形成动静间隙涡、分离涡、回流涡等涡流。徐鹏等<sup>[5]</sup>确定了涡流产生机理和鼓风工况相对流量阈值,分析了动叶进口气流方位角及转矩和内功率变化。SUN等<sup>[6]</sup>研究了诱导涡对末级叶片颤振稳定性的影响。在多相流分析方面,张浩峰<sup>[7]</sup>研究了结垢影响,李禹<sup>[8]</sup>和史恒宇<sup>[9]</sup>研究了湿蒸汽非平衡凝结、水蚀特性及最小安全负荷,XU等<sup>[10]</sup>分析了末级叶片流场分布和冷凝特性,CAO等<sup>[11]</sup>研究了湿蒸汽参数变化、冷凝和水滴分布规律及其与涡旋的对应关系。结构优化方面,韩安等<sup>[12]</sup>应用仿生结构优化末级动叶,提高了小容积流量工况下的力矩和效率。

叶片流致振动方面,姜伟等<sup>[13]</sup>通过流固耦合研究指出力与位移相位差是诱发颤振的重要原因,田少杰等<sup>[14]</sup>基于谐响应方法分析了激振力及动静间距对应力和气动特性的影响,胡平等<sup>[15]</sup>采用谐波法分析了围带对气动阻尼和频率振型的影响,李兴华等<sup>[16]</sup>研究了叶身裂纹对振动特性的影响及监测方法,李振彦<sup>[17]</sup>分析了振动频率形式,并基于能量法计算了多种负荷及相位角下的叶片稳定性。

本文针对汽轮机在极端变工况下的非定常流场问题,采用欧拉多相流模型和湍流模型,对某紧凑型汽轮机开展小流量工况流场扰动特性分析,揭示了小流量工况汽轮机的内部流动特性,并确定了失稳流量阈值和整机稳定运行功率流量阈值。对特殊工况下汽轮机末三级进行了流固耦合计算,得到了叶片流致振动激励源。

## 1 汽轮机流场计算数值方法

### 1.1 数学模型

蒸汽在汽轮机内部的流动过程十分复杂,具有非定常、多相流动的特性,现实中进行精确测量繁琐且困难,本文利用欧拉多相流模型进行数值计算。欧拉多相流模型是一种用于模拟两种或多种相流动的数值方法。在该方法中,每一相都被视为相互渗透的连续介质,每一相都有各自的连续方程和动量方程,通过压力和相间模型耦合各相。在平衡态蒸汽凝结流动模型中,气液两相的动量方程采用同一方程,表达式为

$$\frac{\partial(\rho_g u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (1)$$

式中: $p$ 为压力; $u_i, u_j$ 为速度; $\rho_g$ 为蒸汽密度; $x_i, x_j$ 为空间坐标; $t$ 为时间; $\tau_{ij}$ 为气相黏性应力。

在CFX流体分析软件中,对于可压缩流体,其能量守恒方程采用总焓的表达形式,故对于平衡态蒸汽凝结流动模型中的气相,其能量守恒方程的形式如下:

$$\frac{\partial \alpha_g (\rho_g h_{\text{tot}g} - p)}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_g \rho_g u_i h_{\text{tot}g})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_g \lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x_i}) - \frac{\partial (\alpha_g u_i \tau_{ij})}{\partial x_i} + \frac{3\alpha_l Q_1}{R} + S \quad (2)$$

式中: $\alpha_g$ 为气相的体积分数; $\alpha_l$ 为液相的体积分数; $h_{\text{tot}g}$ 为气相总焓; $T_g$ 为气相温度; $3\alpha_l Q_1/R$ 为相间热交换项; $S$ 为能量源项; $\lambda_g$ 为气相热导率; $Q_1$ 为与液相相关的热源密度; $R$ 为特征长度。

汽轮机内部的流动情况极其复杂,具有强烈的三维流动特性,尤其是汽轮机处于小流量工况运行时,其叶片吸力面存在较大的逆压梯度,极易发生流动分离。湍流模型能精确模拟因逆压梯度而导致的流动分离,更加方便地捕捉到流动分离形成的各种涡系,在强旋流的计算中应用广泛。本文采用湍流模型来处理汽轮机内部叶片内高速流动的湍流问题。

考虑汽轮机内部非稳态复杂流动特性,引入 $\kappa$ - $\omega$  SST (shear stress transfer) 湍流模型,其湍流黏度的计算公式如下:

$$\mu_t = \rho \frac{\alpha_1 \kappa}{\max(\alpha_1 \omega, MF_2)} \quad (3)$$

$$F_2 = \tanh(B^2) \quad (4)$$

$$B = \max\left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)$$

式中: $\mu_t$ 为湍流黏度; $\kappa$ 为湍流动能; $\omega$ 为比耗散率; $\rho$ 为流体密度; $M$ 为应变率张量模; $F_2$ 为壁面函数; $\beta'$ 为模型常数; $y$ 为壁面第一层网格节点至壁面的距离; $\nu$ 为运动黏度。

在 $\kappa$ - $\omega$  SST湍流模型中, $\kappa$ 与 $\omega$ 的输运方程由wilcox  $\kappa$ - $\omega$ 和 $\kappa$ - $\omega$ 湍流模型的 $\kappa$ 、 $\omega$ 输运方程乘以函数 $F_1$ 得到:

$$\frac{\partial(\rho \kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\kappa 3}} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + P_{\kappa} - \beta' \rho \kappa \omega + P_{\kappa b} \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} + a_3 \frac{\omega}{\kappa} P_{\kappa} - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (6)$$

式中: $P_{\kappa}$ 、 $P_{\kappa b}$ 、 $P_{\omega b}$ 为源项; $\sigma_{\kappa 3}$ 、 $\sigma_{\omega 2}$ 、 $a_3$ 、 $\beta_3$ 均为模型常数。

式(6)中,函数 $F_1$ 的表达式如下:

$$F_1 = \tanh(C^4) \quad (7)$$

$$C = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta' \omega y^2}, \frac{500\nu}{\omega y^2}\right), \frac{4\rho \kappa}{D_{\kappa \omega} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (8)$$

$D_{\kappa \omega}$ 的表达式如下:

$$D_{\kappa\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 1 \times 10^{-10}\right) \quad (9)$$

$\kappa$ - $\omega$  SST 湍流模型对壁面网格质量有较高的要求,通常避免附近的  $y^+$  值小于 1,这对汽轮机低压末级叶片来说是比较难以达到的。但在 CFX 中, $\kappa$ - $\omega$  SST 湍流模型搭配使用自动壁面函数,可使汽轮机末级弯扭叶壁面流场的求解也达到较高的精度。

### 1.2 叶栅模型网格高精度划分

为了在满足计算精度的同时减少网格数量,本文采用 Turbogrid 软件对第一到八级叶栅通道进行结构化网格划分。图 1 是第一级动叶叶片栅通道某截面分块示意图,网格单元数为 561 510。结构化网格很好地捕捉到了叶片尾缘的几何形状,叶栅通道叶片间的网格数量更多,网格单元在保持较高正交性的同时网格几何尺寸过渡光滑,疏密分布合理,保证了后期计算的收敛速度和计算精度。为保证网格还原几何的精度,本文采用尽可能多的截面型线,其中每个叶片均插值出至少 11 个叶高截面的型线。图 2 为某级动叶栅通道的结构化网格,该网格具有良好的网格正交性,同时网格疏密分布合理、过渡光滑,叶片表面的网格进行了适当的加密处理。

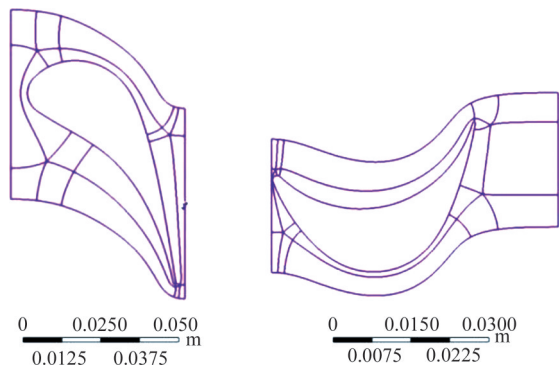


图 1 第一级动叶栅通道某截面分块示意图  
Fig.1 Schematic diagram of a certain section block of the first stage grid channel

为了分析上游气流尾迹和下游排汽不均匀所产生的叶片气动波动,第八级动静叶栅通道采用了  $360^\circ$  全周数值模拟,对应需要剖分  $360^\circ$  全周网格。与单通道叶栅网格一样,全周通道采用结构化网格,如图 3 所示。全周叶栅通道一体化网格剖分可以保证叶栅通道中间流体平滑过渡,排除周期性界面带来的参数波动,同时也可以降低对内存等计算资源的消耗。在动静叶交界面采用冷冻转子法(frozen rotor)处理。当网格达到一定数量后,计算时间与储存空间需求增大,而计算精度的提高不再明显,因此,需要进行网格无

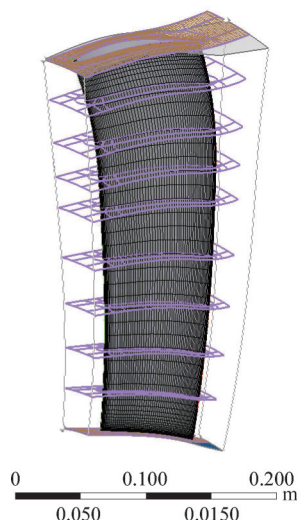


图 2 某级动叶栅通道结构化网格

Fig.2 Structured grid of a certain stage moving blade channel

关性验证,即验证计算结果对网格密度变化的敏感程度。以流固耦合计算为例,图 4 展示了不同网格尺寸时生成的网格节点数对应的最大应力。由图 4 可知,随着网格数量的增加,计算结果逐渐趋于稳定,当节点数超过 65 万后计算误差小于 3%,达到工程模拟中可以接受的误差,因此采用此节点数的网格进行后续计算。

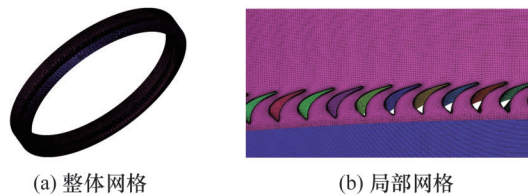


图 3 动叶栅通道全周结构化网格

Fig.3 Full-circumferential structured grid of the moving blade channel

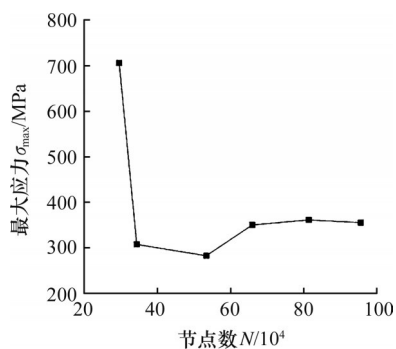


图 4 叶根最大应力随节点数变化情况

Fig.4 Variation of maximum stress at the leaf root with node count

## 2 汽轮机变工况流场特性分析

### 2.1 机组性能参数

本文采用汽轮机流场高精度计算方法实现末

三级机组汽耗量由  $4\%G_0$  增加至  $G_0$  时 5 个工况的稳态流场计算 ( $G_0$  为额定流量)。不同工况边界条件为:进口质量流量加进口静温;进口湿度恒定;出口静压略高于冷凝器压力。末三级的数值模型和边界条件如图 5 所示。

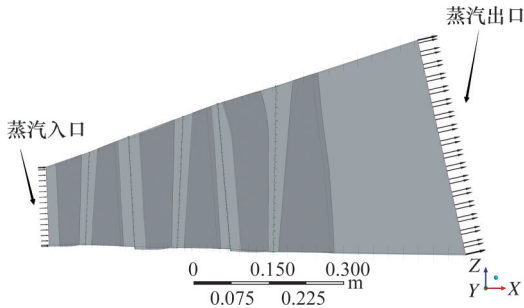


图 5 数值模型及边界条件

Fig.5 Numerical model and boundary conditions

计算得到额定工况下功率系数接近于设计值,与设计值相差 3.52%,满足数值计算精度要求。将各工况整机及末级性能参数进行归一化处理,其他工况计算得到的整机性能参数如图 6 所示,  $P_0$  为机组额定功率;相应工况末级性能参数如图 7 所示,  $P_E$  为末级功率。

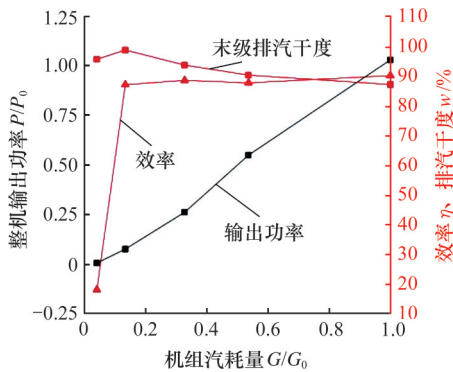


图 6 整机性能参数

Fig.6 Performance parameters of the entire machine

从图 7 中可以看出,随着汽耗量的增加,整机输出功率不断增大,汽轮机整机效率不断增大,当流量从  $32.7\%G_0$  到  $53.5\%G_0$  时末级效率有较大的变化,从  $-86.57\%$  增大至  $94.58\%$ ,证明在

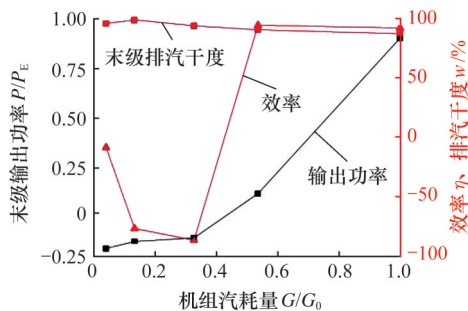


图 7 末级性能参数

Fig.7 Performance parameters of the last stage

$32.7\%G_0$  流量工况下末级有明显的回流涡,严重影响末级效率。由于汽耗量增大,末级叶片的功率由负变正,由鼓风工况转为正常通流。更小流量工况回流涡前移,导致末级效率趋于零。汽轮机末级排汽干度维持在  $90\%$  左右,整体呈降低趋势,提高了循环效率。

## 2.2 不同工况下内部流场分布情况

本节对不同工况下的内部流场进行分析。在变工况过程中,随着部分进汽度及入口蒸汽参数的改变,汽轮机中的流场会发生变化,这些变化还将随流动方向逐级影响各级的流动,最终改变末三级的蒸汽参数、蒸汽流动情况,甚至引起大范围的流动分离,在叶片上施加脉动的气动载荷,形成叶片的气动激振源。

不同工况下  $50\%$  叶高截面流线图见图 8,可以看出,在小流量工况下,流场更加复杂。末级静叶与动叶均出现了进口负攻角,在末级动叶压力面处产生了较大的脱流涡,且随着流量的降低,脱流涡与负攻角进一步前移,  $4\%G_0$  下末级动叶流道甚至在动叶尾缘附近出现了第二个涡旋。

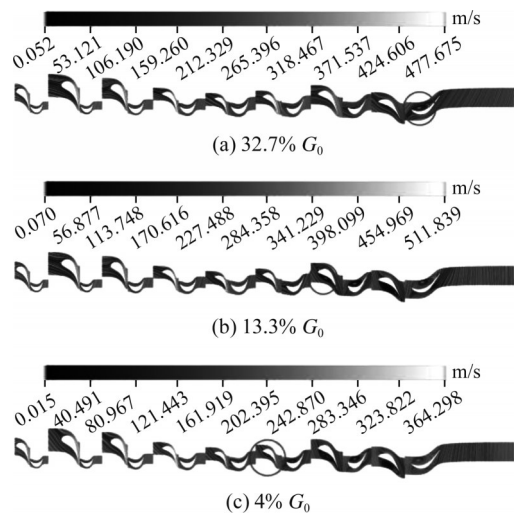


图 8 不同工况  $50\%$  叶高截面流线图

Fig.8 Streamline diagram at  $50\%$  blade height section under different operating conditions

不同工况下  $50\%$  叶高截面干度分布图见图 9,可以看出,随着流量的降低,末三级蒸汽干度有较大差异,整体呈增加趋势,但均高于  $92\%$ ,对叶片侵蚀危害较小。总体而言,随着负荷的降低,质量流量不断降低,给机组末几级带来回流涡的影响。末三级叶片在小流量工况下逐步面临着进口负攻角的情况,同时,脱流涡从未级动叶向前推移,依次在各叶片的压力面侧出现。这些不稳定涡旋是影响机组安全性与经济性的重要因素。

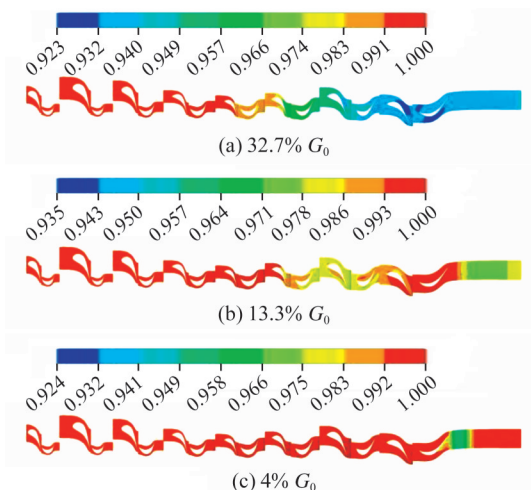


图9 不同工况50%叶高截面干度分布图

Fig.9 Dryness distribution diagram at 50% blade height section under different operating conditions

2.3 末级叶片临界失稳流量阈值

由变工况每级性能参数的计算与流场分析可知,从53.5%G<sub>0</sub>到32.7%G<sub>0</sub>,由于汽耗量的下降,末级叶片的功率从1990.47 kW降至-71.8 kW,进入了鼓风工况。为了得到准确的末级叶片临界失稳容积流量阈值,采用53.5%G<sub>0</sub>到32.7%G<sub>0</sub>的入口流量进行线性插值,逐步逼近末级叶片功率为零时的入口流量。线性插值迭代次数与稳态下末级叶片功率的对应情况如图10所示。由图10插值得末级叶片临界失稳流量阈值单通道入口流量为0.3538 kg/s,机组汽耗量为33.96%G<sub>0</sub>。

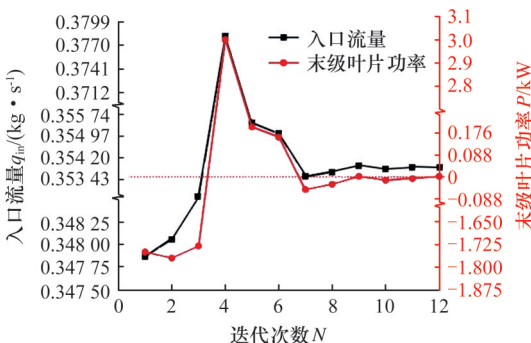


图10 迭代求解末级叶片临界失稳流量阈值

Fig.10 Iterative solution for the critical flutter flow threshold of the last stage blade

2.4 整机稳定运行功率流量阈值

由前文的分析计算可知,在4%G<sub>0</sub>的小流量工况进出口参数下,由于汽耗量很小,流场较为混乱,末级出现了大范围的回流。为了得到准确的整机功率为零时阈值,采用4%G<sub>0</sub>流量工况的入口流量进行线性插值,逐步逼近整机功率为零时的入口流量。线性插值迭代次数与稳态下整机功率的对应情况见图11。由图11插值得整机功率

为零时阈值单通道入口流量为0.04614 kg/s,机组汽耗量为4.427%G<sub>0</sub>。

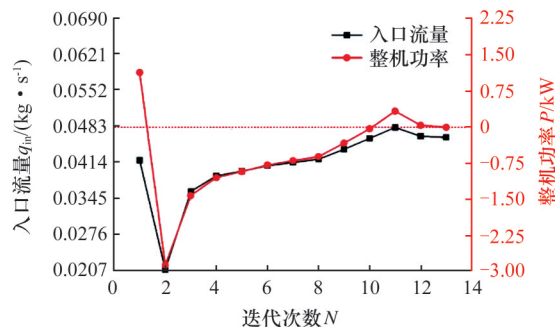


图11 整机功率为零时流量阈值

Fig.11 Flow threshold at zero power for the entire machine

3 特殊工况流固耦合诱振特性分析

叶片在高速运行过程中受蒸汽冲击和离心力等作用所产生的颤振以及变形严重影响汽轮机的安全性和可靠性。本节在压力载荷、离心载荷和位移约束共同作用下对叶片的瞬态应力、应变进行单向流固耦合计算。首先对末级动叶进行模态分析。第八级动叶第一至六阶振型静频率与动频率如表1所示。

表1 末级动叶的静频与动频

Tab.1 Static and dynamic frequencies of the last stage moving blade

|        | 一阶     | 二阶     | 三阶     | 四阶     | 五阶     | 六阶     |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 静频率/Hz | 274.40 | 592.18 | 953.49 | 1049.8 | 1347.2 | 1702.6 |
| 动频率/Hz | 297.49 | 616.03 | 969.65 | 1067.6 | 1375.9 | 1742.8 |

在进行流固耦合计算时,导出第八级动叶表面压力作为流固耦合的瞬态气动力,进而分析压力波动对叶片应力的影响。在叶片根部放置5个测点进行应力和变形数据的提取分析,测得叶片的轴向力进行快速傅里叶变换(FFT)得到轴向力幅频图(图12)。从图12中可以看出,叶片气流激振力包含两个峰值。其中高频气流激振力是由

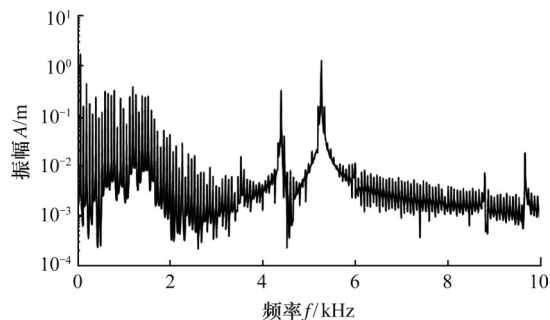


图12 第八级叶片轴向力幅频图

Fig.12 Axial force amplitude-frequency diagram of the eighth stage blade

上游静叶尾迹造成的。高频汽流激振力的频率为 5268 Hz 和 4401 Hz, 后者约为工频乘以静叶叶片数。低频汽流激振力是由上下缸压力分布不均匀造成的。

导出以上 CFD 瞬态模拟分析获取的瞬态压力分布, 将其导入到结构强度分析软件中进行下一步的流固耦合分析。在结构强度分析软件中, 瞬态时间步与流体域数值模拟的瞬态时间步保持一致。在结构强度分析软件中计算考虑离心力作用的叶片在汽流激振力作用下的响应情况。

图 13 所示为额定转速下叶片最大应力随时间的波动情况, 图中 0~0.0036 s 阶段存在波动幅度逐渐减小的高频振动(这一阶段是突然加载带来的弹性振荡, 该阶段内压力波动未收敛已略去, 后续统计均略去此段, 并基于剩余数据进行)。从图 13 中可以看出该工况下施加离心力后产生的最大应力约 820 MPa。应力最大时刻叶片最大应力点见图 14, 可以看出, 在全局应力最大时刻( $t=0.0104$  s)由离心力和气动力造成的最大应力从叶片根部靠近吸力面的部位转移到了第一个叶根齿上部。

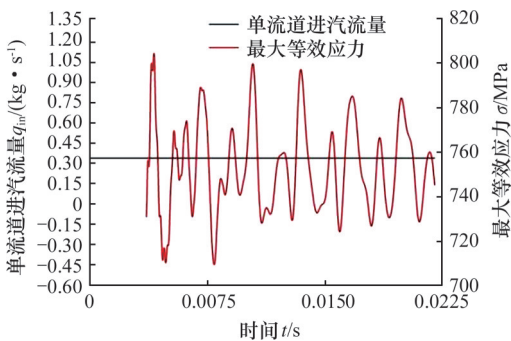


图 13 4000 r/min 时叶片最大应力变化

Fig.13 Maximum stress variation of blades at 4000 r/min

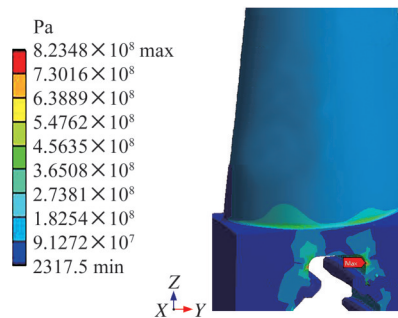


图 14 4000 r/min 全局应力最大时刻叶片最大应力点

Fig.14 Maximum stress points on blades at the moment of maximum global stress at 4000 r/min

图 15 所示为 5 个测点的动应力变化。将测点 1 的应力波动数据进行 FFT 变换得到其动应力幅

频图(图 16), 可得应力波动频率为 601 Hz, 完全避开了汽流高频激振频率 4402.2 Hz 和低频激振频率。因此, 进一步确认在该工况下不会发生颤振, 叶片动应力也不会大幅增加, 此时叶片的振动是叶片在汽流冲击下的自激振动。

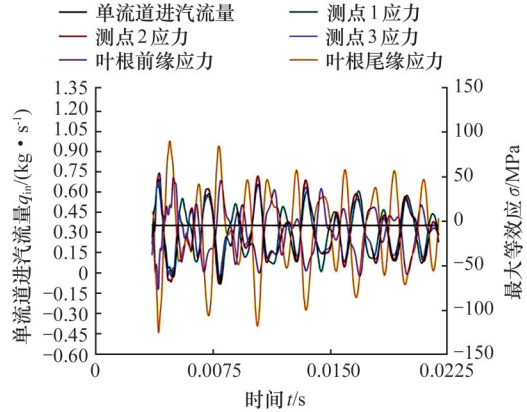


图 15 4000 r/min 叶片测点动应力变化

Fig.15 Variation of dynamic stress at measurement points on blades at 4000 r/min

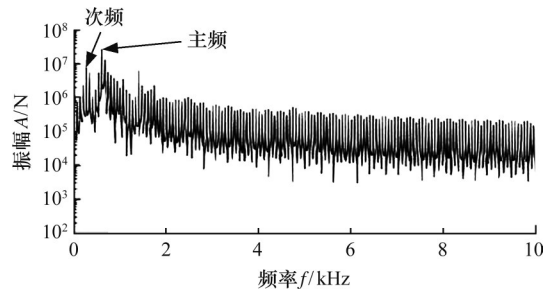


图 16 4000 r/min 测点 1 动应力幅频图

Fig.16 Dynamic stress amplitude-frequency diagram at measurement point 1 at 4000 r/min

图 17 所示是该工况下加载离心力后叶根前缘和尾缘变形量。由图 17 可知, 位移的变化趋势与应力的变化保持同步。其中, 前缘应变变量比尾缘应变变量小很多。可以判断叶片的振动以弯曲振动为主, 叶片最大位移取决于叶顶尾缘的位移。叶片最大位移为 2.14 mm, 与叶片高度之比约为 0.6%, 叶片的相对振幅很小, 进一步可以判断叶

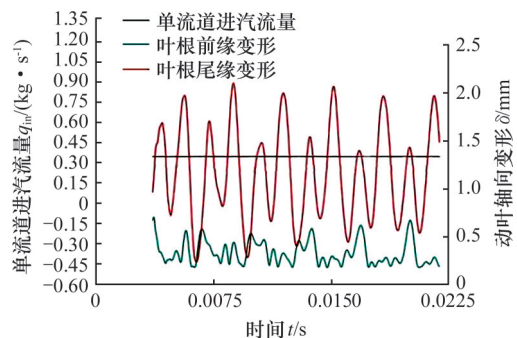


图 17 4000 r/min 叶根前缘与尾缘变形统计

Fig.17 Deformation statistics of the leading and trailing edges of the blade root at 4000 r/min

片的振动并未发散,叶片没有发生颤振。

#### 4 结论

1)通过数值模拟,计算得到不同工况下整机性能与末级性能,在小流量工况下,末级动叶存在脱流、回流、扰流等特性,这些特性会影响蒸汽的流动,使末级做负功最终改变末三级的蒸汽参数和流动情况。具体表现为,随着汽耗量的降低,输出功率下降,效率不断降低,末级湿度呈现降低趋势,进入鼓风状态,初步判断鼓风工况介于 $53.5\%G_0\sim 32.7\%G_0$ 。在小流量工况下末级动叶出现脱流涡,随着流量的降低,脱流涡与负攻角进一步前移,极大影响蒸汽流动的稳定性。

2)通过插值计算得到了末级叶片临界失稳容积流量阈值和整机零输出功率流量阈值。汽轮机在接近或超过临界失稳阈值时,可能会发生叶片振动、疲劳甚至断裂等事故。确定这一阈值有助于避免运行在可能导致叶片断裂的危险工况,同时避免在临界失稳阈值附近运行,可以减小应力、延长汽轮机寿命。确定零功率输出流量阈值有助于在设备启动和停机阶段调控流量变化速度,避免设备损伤。并且由于船用汽轮机经常要求低负荷工况运行,故零功率输出流量阈值有助于确定汽轮机在低负荷下的安全运行范围。两个流量阈值的确定为汽轮机的安全稳定运行提供了重要的参考数据。

3)在压力载荷、离心载荷和位移约束共同作用下,对叶片的瞬态应力、应变进行了单向流固耦合计算。分析表明,在鼓风工况下,末级叶片的流致振动幅度较小,叶片振动所产生的应力主要集中在叶根和第一个叶根齿中间区域。实际振动频率完全远离气流激振频率,因此认为不会出现流致失稳的情况。通过对叶片振动特性的评估,确认了叶片在气流冲击下的自激振动状态,叶片的振动并未发散,没有发生颤振。

#### 参考文献:

- [1] SHUBENKO A L, GOLOSHCHAPOV V N, SENETSKA D O. The Operation of the Last Stage of Steam Turbine at Low-flow Rate Modes[J]. Energetika, 2020, 66(1):58-67.
- [2] 蒋军戎, 张浩峰, 胥建群, 等. 汽轮机高压缸小容积流量工况数值模拟[J]. 汽轮机技术, 2021, 63(4):253-256.
- JIANG Junxu, ZHANG Haofeng, XU Jianqun, et al. Numerical Simulation of Low Volume Flow

Condition in Steam Turbine High Pressure Cylinder [J]. Turbine Technology, 2021, 63(4):253-256.

- [3] 李彬, 杨自春, 张磊, 等. 极低负荷工况下单缸核湿汽轮机末三级流动特性分析[J]. 汽轮机技术, 2021, 63(4):273-276.
- LI Bin, YANG Zichun, ZHANG Lei, et al. Analysis of Flow Characteristics of Last Three Stages in Single-cylinder Nuclear Wet Steam Turbine under Extremely Low Load Condition[J]. Turbine Technology, 2021, 63(4):273-276.
- [4] 林彤, 胡平, 杨锐. 小容积流量下汽轮机低压段流动特性研究[J]. 热力透平, 2020, 49(4):294-297.
- LIN Tong, HU Ping, YANG Rui. Study on Flow Characteristics of Low Pressure Section in Steam Turbine under Low Volume Flow Condition[J]. Thermal Turbine, 2020, 49(4):294-297.
- [5] 徐鹏, 胡辉. 小流量工况下汽轮机末级定常流动特性数值研究[J]. 南方农机, 2021, 52(21):86-88.
- XU Peng, HU Hui. Numerical Study on Steady Flow Characteristics of Steam Turbine Last Stage under Low Flow Rate Condition[J]. Southern Agricultural Machinery, 2021, 52(21):86-88.
- [6] SUN Tianrui, PETRIE-REPAR P, VOGT M D, et al. Detached-eddy Aimulation Applied to Aeroelastic Stability Analysis in a Last-stage Steam Turbine Blade[J]. Journal of Turbomachinery, 2019, 141(9):091002.
- [7] 张浩峰. 汽轮机组通流部分结垢和小流量问题研究[D]. 南京:东南大学, 2019.
- ZHANG Haofeng. Study on Fouling and Low Flow Rate Problems in Flow Passage of Steam Turbine Unit[D]. Nanjing:Southeast University, 2019.
- [8] 李禹. 汽轮机低压缸小容积流量下水蚀特性研究[D]. 吉林:东北电力大学, 2021.
- LI Yu. Study on Water Erosion Characteristics of Steam Turbine Low-pressure Cylinder under Low Volume Flow Condition[D]. Jilin:Northeast Electric Power University, 2021.
- [9] 史桓宇. 小容积流量下汽轮机低压缸叶片的安全性分析[D]. 吉林:东北电力大学, 2022.
- SHI Huanyu. Safety Analysis of Blades in Steam Turbine Low-pressure Cylinder under Low Volume Flow Condition[D]. Jilin:Northeast Electric Power University, 2022.
- [10] XU H, ZHU Q, GUAN J, et al. Research on Wet Steam Condensation Flow Characteristics of Steam Turbine Last Stage under Zero Output Condition [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 179:107691.
- [11] CAO Lihua, WANG Jiaying, LUO Huanhuan,

- et al. Distribution of Condensation Droplets in the Last Stage of Steam Turbine under Small Flow Rate Condition[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 181:116021.
- [12] 韩安, 姜伟, 吴凡, 等. 汽轮机低压末级仿生叶型优化及流动特性研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(10):833-841.
- HAN An, JIANG Wei, WU Fan, et al. Optimization of Bionic Blade Profile and Flow Characteristics in Steam Turbine Last Stage of Low-pressure Cylinder[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(10):833-841.
- [13] 姜伟, 谢诞梅, 陈畅, 等. 基于时域分析法的汽轮机末级叶片颤振预测及分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(11):194-199.
- JIANG Wei, XIE Danmei, CHEN Chang, et al. Prediction and Analysis of Flutter in Steam Turbine Last Stage Blades Based on Time-domain Analysis Method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(11):194-199.
- [14] 田少杰, 漆文凯, 许正华. 气流激励下叶片振动响应分析方法[J]. 航空动力学报, 2021, 36(4):826-838.
- TIAN Shaojie, QI Wenkai, XU Zhenghua. Analysis Method for Blade Vibration Response under Aerodynamic Excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4):826-838.
- [15] 胡平, 杨锐, 竺晓程, 等. 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(2):47.
- HU Ping, YANG Rui, ZHU Xiaocheng, et al. Calculation of Aerodynamic Damping for Steam Turbine Last Stage Blades Based on Harmonic Balance Method[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2):47.
- [16] 李兴华, 关淳, 关明臣, 等. 叶身裂纹对汽轮机叶片振动特性影响的研究[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(4):267-269.
- LI Xinghua, GUAN Chun, GUAN Mingchen, et al. Study on Influence of Blade Body Crack on Vibration Characteristics of Steam Turbine Blades[J]. Turbine Technology, 2020, 62(4):267-269.
- [17] 李振彦. 某汽轮机末级长叶片非定常流动及振动特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2020.
- LI Zhenyan. Study on Unsteady Flow and Vibration Characteristics of Last Stage Long Blades in Steam Turbine[D]. Harbin:Harbin Institute of Technology, 2020.
- (编辑 袁兴玲)
- 
- 作者简介:**石宇昂,男,2000年生,博士研究生。研究方向为热能动力工程。E-mail:15202742107@163.com。张磊\*(通信作者),男,1986年生,教授。研究方向为舰船动力及热力系统的科学管理。E-mail:soaring66@163.com。
- 本文引用格式:**  
石宇昂,张磊,谢罗涛,等. 船用汽轮机极端变工况流场扰动及稳定运行特性[J]. 中国机械工程,2025,36(10):2258-2265.  
SHI Yuang, ZHANG Lei, XIE Luotao, et al. Flow Field Disturbance and Stable Operation Characteristics of Marine Steam Turbines under Extreme Variable Conditions[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10):2258-2265.
- 
- 108913-108927.
- (编辑 袁兴玲)
- 
- 作者简介:**闫晓东,男,1995年生,博士后研究人员。研究方向为无线传感器网络、能量收集技术。E-mail:yanxiaodong@cumt.edu.cn。周公博\*(通信作者),男,1985年生,教授、博士研究生导师。研究方向为矿山装备智能运维、无线传感器网络、能量收集技术。E-mail:gbzhou@cumt.edu.cn。
- 本文引用格式:**  
闫晓东,周公博,周坪,等. 基于旋转磁力-风致振动的混合式压电振子发电性能[J]. 中国机械工程,2025,36(10):2249-2257.  
YAN Xiaodong, ZHOU Gongbo, ZHOU Ping, et al. Power Generation Performance of Hybrid Piezoelectric Vibrator Based on Rotational Magnetic Force-wind Induced Vibrations[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10):2249-2257.

(上接第 2257 页)

- [19] MENG J P, FU X W, YANG C Q, et al. Design and Simulation Investigation of Piezoelectric Energy Harvester under Wake-induced Vibration Coupling Vortex-induced Vibration[J]. Ferroelectrics, 2021, 585(1):128-138.
- [20] MENG J P, YANG C Q, ZHANG H R, et al. Design and Experiment Investigation of a Percussive Piezoelectric Energy Harvester Scavenging on Wind Galloping Oscillation[J]. Ferroelectrics, 2021, 584(1):121-131.
- [21] HOU C W, SHAN X B, ZHANG L A, et al. Design and Modeling of a Magnetic-Coupling Monostable Piezoelectric Energy Harvester under Vortex-induced Vibration [J]. IEEE Access, 2020, 8;