

DOI: 10.19666/j.rlfd.202605003

# 汽轮机低压缸零出力工况蒸汽流动与鼓风加热特性研究

王宏武<sup>1,2</sup>, 马汀山<sup>1,2</sup>, 谢天<sup>1,2</sup>, 郑郝<sup>3</sup>, 雷凡<sup>3</sup>, 金森<sup>3</sup>, 满九方<sup>3</sup>,  
王耀文<sup>1,4</sup>, 井新经<sup>1,4</sup>

(1. 高效灵活煤电及碳捕集利用封存全国重点实验室, 陕西 西安 710054;  
2. 西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054; 3. 中国华能集团有限公司, 北京 100031;  
4. 西安西热节能技术有限公司, 陕西 西安 710054)

**[摘要]** 【目的】为满足机组深度调峰需求, 分析低压缸零出力改造后小容积流量工况下蒸汽流动状态和鼓风加热特性, 开展相关研究。【方法】以某 320 MW 机组汽轮机为研究对象, 采用 MSCAN 全局摄影测量系统建立低压缸单边 7 级叶栅单通道的三维流场模型; 设置 8 组渐变入口总压的工况, 采用 H-O-H 结构化网格、CFX 稳态计算、IAPWSIF97 水蒸气模型及 SST  $k-\omega$  湍流模型, 系统分析不同流量下低压缸的工作性能、流动结构与鼓风加热特性。【结果】数值计算结果表明: 当进入低压缸的蒸汽流量降低至额定工况的 7.19% 时, 末级开始输出负功率。当流量继续降低至额定工况的 2.91% 时, 低压缸不再输出功率, 进入零出力状态。此时进入低压缸的流量极低, 低压缸处于鼓风加热状态, 末级叶栅的蒸汽流态出现下端壁分离区、静叶分离区、末级动叶涡、机匣环面涡等流动结构, 同时末级叶栅转静间隙叶顶位置呈现强烈的鼓风加热现象。鼓风加热效应随流量降低显著增强, 蒸汽流量降至额定工况的 1.05% 时, 末级静叶表面平均温度相较于额定工况升高 312.75 K, 而末级动叶表面平均温度相较于额定工况升高 331.88 K。末级动、静叶叶表最高温度分别达 761.58、698.99 K。【结论】汽轮机进入低压缸零出力工况后, 低压缸工作性能明显下降, 末级叶栅通道内温度明显上升, 叶片工作环境恶化严重。

**[关键词]** 低压缸; 零出力; 鼓风加热; 流动结构; 数值模拟

**[引用本文格式]** (本段作者勿动) 作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.

## Study on steam flow and blast heating characteristics of the low pressure cylinder of a steam turbine under zero output condition

Wang Hongwu<sup>1,2</sup>, Ma Tingshan<sup>1,2</sup>, Xie Tian<sup>1,2</sup>, Zheng Hao<sup>3</sup>, Lei Fan<sup>3</sup>, Jin Sen<sup>3</sup>, Man Jiufang<sup>3</sup>,  
Wang Yaowen<sup>1,4</sup>, Jing Xinjing<sup>1,4</sup>

(1. National Key Laboratory of High-Efficiency Flexible Coal Power Generation and Carbon Capture Utilization and Storage, Xi'an 710054, China;  
2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China; 3. China Huaneng Group Co., Ltd., Beijing 100031, China;  
4. Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

**Abstract:** [Objective] To meet the deep peak regulation requirements of the unit, the steam flow state and the blast heating characteristics under the condition of small volume and low flow rate after the zero-load transformation of the low-pressure cylinder are analyzed, and related research is carried out. [Methods] Taking a 320 MW unit steam turbine as the research object, the MSCAN global photogrammetry system is used to establish a three-dimensional

收稿日期: 2026-05-05 修回日期: 2026-06-01 接受日期: 2026-06-25 网络首发日期: XXXX-XX-XX

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2023YFB4102300); 西安热工研究院有限公司科技项目 (ZC-25-TZK108)

Supported by: National Key Research and Development Program (2023YFB4102300); Science and Technology Project of Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd. (ZC-25-TZK108)

第一作者简介: 王宏武 (1989 年), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为电站节能降耗技术研究与应用, wanghongwu@tpri.com.cn.

flow field model of the single-channel of the lower cylinder with 7 stages of single blades on one side. Eight sets of working conditions with gradually varying inlet total pressure are set. The H-O-H structured grid, CFX steady-state calculation, IAPWSIF97 water vapor model and SST  $k-\omega$  turbulence model are adopted for calculation. The working performance, flow structure and forced heating characteristics of the lower cylinder under different flow rates are systematically analyzed. [Results] The numerical calculation results show that when the steam flow entering the low-pressure cylinder drops to 7.19% of the rated condition, the last stage begins to output negative power. When the flow continues to decrease to 2.91% of the rated condition, the low-pressure cylinder stops outputting power and enters a zero-output state. At this time, the flow entering the low-pressure cylinder is extremely low, and the low-pressure cylinder is in a forced heating state. The steam flow pattern in the last stage blade passage includes the lower end wall separation zone, the stator blade separation zone, the last stage rotor blade vortex, and the casing circumferential vortex, etc. At the same time, the position of the top of the rotating and stationary gap of the last stage blade shows a strong forced heating phenomenon. The forced heating effect significantly increases with the decrease in flow. When the steam flow drops to 1.05% of the rated condition, the average temperature of the last stage stator blade surface is 312.75 K higher than the rated condition, and the average temperature of the last stage rotor blade surface is 331.88 K higher than the rated condition. The maximum temperatures on the blade surfaces of the last rotor and stator blades reach 761.58 K and 698.99 K. [Conclusion] After the steam turbine enters the zero-output condition of the low-pressure cylinder, the working performance of the low-pressure cylinder significantly deteriorates, the temperature in the final stage blade passage rises noticeably, and the working environment of the blades becomes severely deteriorated. The rapid increase in blade surface temperature can easily cause thermal fatigue damage to the materials, thereby reducing the blade strength. Therefore, power plants should strictly control the deep load-following operation of the units. During the unit maintenance period, regular inspections of the blades should be conducted to enhance the operational safety of the units.

**Key words:** low-pressure cylinder; zero output; forced heating; flow structure; numerical simulation

目前,我国新能源发电装机规模首次超过煤电,电力生产供应绿色化不断深入<sup>[1]</sup>。由于新能源发电量日间高、夜间低的特点,新能源的并网消纳特性对电力系统的调峰能力提出了更高的要求<sup>[2]</sup>,因此,提高火电机组的深调能力成为解决该问题的关键一环<sup>[3-4]</sup>。自2017年以来,我国“三北”地区开展了火电机组灵活性示范改造项目。这些地区实施火电机组深度调峰(深调)补偿机制,激励火电机组进行深度调峰方向的相关改造<sup>[5]</sup>。在“双碳”目标下,我国进一步提出大力推动煤电节能降碳改造、灵活性改造、供热改造“三改联动”。目前,我国许多发电企业已经完成了汽轮机低压缸零出力改造,以提高机组的深调能力<sup>[6]</sup>。

机组低压缸零出力改造后,运行处于深调工况时,低压缸的进汽流量明显降低。随着机组参数和容量的提升,大型蒸汽轮机末级叶栅通道的扩张角增大,末级叶片加长,当进入末级叶栅通道的工质的容积流量下降时,工质参数变化较大,会出现工质膨胀后仍然无法充满叶栅流道的现象<sup>[7]</sup>。小容积流量工况下,低压缸末级叶栅通道会出现汽流分离现象和排汽口回流现象;同时,汽轮机低压缸的末级叶片叶栅通道内会出现鼓风加热效应,叶片温度大幅升高,影响末级弯扭叶片的强度,进而影响机组的安全运行<sup>[8-9]</sup>。因此,对汽轮机低压缸零出力改

造后的运行状态进行研究具有重要的工程意义。

针对小容积流量工况下的低压缸运行状态,国内外学者展开了相关研究<sup>[10-13]</sup>。在鼓风工况下,由于末级消耗机械功会产生热量,容易导致末级叶片过热超温。文献[14-15]研究了小容积流量工况下低压缸内部温度场的变化规律;文献[16]研究发现,最高的鼓风温度出现在末级静叶与末级动叶之间的区域;文献[17-19]提出了末级鼓风功率与温度相关联的计算方法和基于雷诺数的经验关联式,能够应用传递函数快速计算出级后温度分布。

机组进行低压缸零出力改造后,在供热或深度调峰工况下,低压缸通流部分长期运行于极小容积流量状态,末级及次末级叶栅区域因鼓风效应产生剧烈异常温升。当机组退出零出力工况,通流流量恢复后,该区域温度随之迅速回落。这种由“高温-低温”大幅值、周期性交变所导致的热疲劳问题使得叶片承受显著的交变热应力,极大增加了末级叶片萌生裂纹乃至发生断裂事故的风险。本文针对某320 MW汽轮机,融合MSCAN全局摄影测量技术获取其高精度转子的几何形貌,构建其低压缸单侧7级叶栅的单通道三维流动数值模型,显著提升了模型对通流部分真实流动特征的还原度。研究聚焦于小容积流量工况及零出力工况,深入剖析叶栅通道内的复杂流动结构与气动性能演变规律,并重点

分析末级叶片的鼓风加热特性。通过系统性解构低压缸工作性能、复杂流动结构与鼓风加热特性之间的耦合关系，阐明三者随流量降低的演化规律，规避传统单一视角研究的局限性，以明确该等级机组零出力工况的流量阈值、极低流量下的叶片温升极值，为深度调峰运行控制提供关键定量依据。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

研究对象为某 320 MW 机组的 C320-16.7/0.9/538/538 型汽轮机（上海汽轮机厂制造），具体参数为：亚临界、一次中间再热、双缸双排汽、单轴、反动式、抽汽凝汽式。计算模型为该汽轮机的低压缸通流区域 7 级叶栅。

采用 MSCAN 全局摄影测量系统建立低压缸转子三维立体几何模型：首先，捕获多幅转子的二维平面照片并对转子进行尺寸测绘；然后，利用指定算法对所拍摄的图像资料进行迭代计算，得到转子关键位置的坐标值；最后，得到低压缸转子的三维几何模型。

依据上述方法建立汽轮机低压缸单边 7 级叶栅单通道流场的三维几何模型。图 1 为单通道子午面及三维模型和整周叶片三维模型，表 1 为汽轮机叶栅几何参数，包括各级叶片数、平均叶高、平均直径。

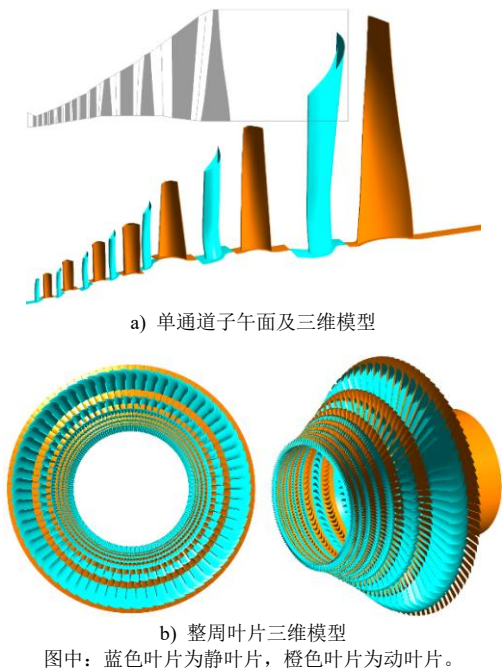


图 1 汽轮机低压缸通流区域计算模型  
Fig.1 Calculation model for the steam turbine low-pressure cylinder

表 1 汽轮机叶栅几何参数  
Tab.1 Geometric parameters of the turbine cascade

| 级数   | 叶片数    | 平均叶高/mm | 平均直径/mm   |
|------|--------|---------|-----------|
| 级数 1 | S1 182 | 96.577  | 1 744.469 |
|      | R1 189 | 95.082  | 1 750.946 |
| 级数 2 | S2 200 | 103.866 | 1 775.720 |
|      | R2 150 | 116.530 | 1 801.502 |
| 级数 3 | S3 160 | 134.031 | 1 843.313 |
|      | R3 144 | 155.725 | 1 881.957 |
| 级数 4 | S4 142 | 178.821 | 1 924.497 |
|      | R4 107 | 202.286 | 1 968.756 |
| 级数 5 | S5 147 | 247.454 | 2 036.252 |
|      | R5 80  | 314.259 | 2 139.733 |
| 级数 6 | S6 62  | 422.565 | 2 250.275 |
|      | R6 90  | 519.526 | 2 344.972 |
| 级数 7 | S7 66  | 845.086 | 2 606.844 |
|      | R7 96  | 906.527 | 2 645.161 |

1.2 边界条件

低压缸进口设定值为：入口总压、进汽温度。  
低压缸出口设定值为：出口背压。

额定工况下低压缸入口总压为 764 kPa，进汽温度为 324.86 °C，速度方向为轴向，出口背压为 4.9 kPa。在额定工况（工况 1）的基础上，逐步降低入口总压，减小汽轮机低压缸通流流量。共设置了 8 组计算工况（表 2），数据来源为设计值。

表 2 汽轮机低压缸计算工况  
Tab.2 Working conditions for steam turbine low-pressure cylinder calculation

| 工况   | 入口总压/kPa | 进汽温度/°C |
|------|----------|---------|
| 工况 1 | 764      | 324.860 |
| 工况 2 | 391      | 330.220 |
| 工况 3 | 224      | 322.086 |
| 工况 4 | 56       | 320.211 |
| 工况 5 | 34       | 319.965 |
| 工况 6 | 23       | 319.848 |
| 工况 7 | 17       | 320.004 |
| 工况 8 | 9        | 319.696 |

数值模型中动叶叶栅通道设为旋转计算域，转速为 3 000 r/min；静叶叶栅通道设为固定域，转速为 0。由于固定域和旋转计算域在模型中依次交替出现，在动静叶交界面区域运用 Mixing Plane 方法，以保证该区域梯度速度场处于连续状态。静叶、动叶叶栅通道的边界设置：周向为旋转周期性边界，其余为绝热无滑移壁面。初始迭代时间步长设定为 0.05 ms 以加快数值计算的收敛速度，待收敛效果较好后将时间步长调整为 0.01 ms 以获得更稳定的数值计算结果，单个计算工况收敛时长约为 72 h。

1.3 数值方法

需对低压缸转子三维几何模型进行结构化网格划分。采用 NUMECA 13.1 中的 Autogrid5 组件, 基于 H-O-H 网格剖分结构, 生成低压缸 7 级叶栅单通道流场的六面体结构化网格, 如图 2 所示。

为提高与几何外形复杂的弯扭叶片的匹配程度, 计算模型网格生成采用了块剖分结构化网格方式: 针对叶栅主流区域, 选用 H 型网格进行剖分, 可在控制网格数量的前提下有效提升流通区域的网格质量; 而针对叶片近壁面区域, 选用 O 型网格进行剖分, 可有效提升叶片前缘和尾缘的网格质量。因此, 总体上形成了 H-O-H 网格剖分结构。同时, 为提高蒸汽流场中复杂流动结构的捕捉准确程度, 采用加密近壁面区域网格划分的处理方式, 近壁面第 1 层网格厚度设定为 0.075 mm。基于上述网格剖分策略, 汽轮机低压缸单通道流场的整体网格节点数约为 1 729.6 万, 最小偏斜角大于 20°, 正交性良好。以低压缸流量与出口平均温度为指标, 在设计工况下计算网格收敛指数 (Grid Convergence Index, GCI), 当网格总节点数为 1 729.6 万时, 2 个指标计算得到的 GCI 值均小于 0.5%, 认为该网格规模足以获得网格无关解。

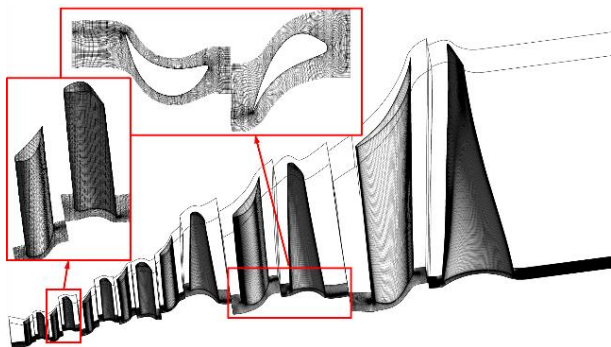


图 2 汽轮机低压缸整体及局部网格

Fig.2 Mesh generation for the steam turbine low-pressure cylinder

计算模型流场的前处理和稳态计算采用 CFX 18。汽轮机低压缸中的运行工质为水蒸气。为模拟水蒸气凝结为水的过程, 水蒸气须符合 IAPWS IF97 工业标准, 选择 Steam 1vl 真实水蒸气组件。气体选择 Equilibrium Fraction 气体组件, 液体选择 Equilibrium Constraint 液体组件。为提高流场的流动分离预测准确性, 选择 SST  $k-\omega$  方程组件用于湍流计算。

为了验证汽轮机低压缸数值计算方法的准确性, 表 3 对比了各工况下低压缸进汽流量的计算值与参考值。由表 3 可知, 低压缸进汽流量计算值与

参考值误差不超过 3%, 可认为本文进行的数值计算结果准确可靠。

表 3 低压缸单边进汽流量计算值与参考值对比

Tab.3 The calculated values and reference values of single-side inlet flow of the low-pressure cylinder

| 工况   | 计算值/(t·h <sup>-1</sup> ) | 参考值/(t·h <sup>-1</sup> ) | 误差/%  |
|------|--------------------------|--------------------------|-------|
| 工况 1 | 338.715                  | 347.743                  | 2.596 |
| 工况 2 | 171.308                  | 175.887                  | 2.603 |
| 工况 3 | 98.276                   | 99.722                   | 1.450 |
| 工况 4 | 24.340                   | 24.722                   | 1.547 |
| 工况 5 | 14.684                   | 14.722                   | 0.255 |
| 工况 6 | 9.853                    | 9.972                    | 1.191 |
| 工况 7 | 7.193                    | 7.372                    | 2.431 |
| 工况 8 | 3.546                    | 3.522                    | 0.692 |

## 2 结果讨论与分析

### 2.1 工作性能

级内功率为  $N_u$  为

$$N_u = Gh_u \quad (1)$$

式中:  $G$  为流量;  $h_u$  为级焓降。

级静效率  $\eta_s$  为

$$\eta_s = \frac{H_{01} - H_{03}}{H_{01} - H_{3s}} \quad (2)$$

式中:  $H_{01}$  为级进口总焓;  $H_{03}$  为级出口总焓;  $H_{3s}$  为级等熵出口静焓。

级总效率  $\eta_t$  为

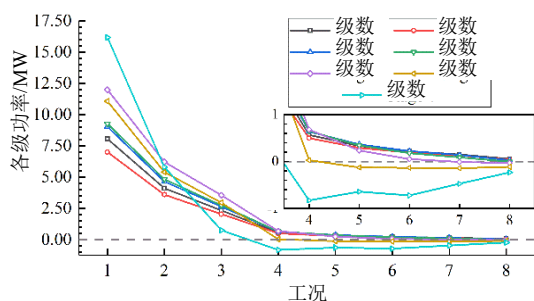
$$\eta_t = \frac{H_{01} - H_3}{H_{01} - H_{3s}} \quad (3)$$

式中  $H_3$  为级出口静焓。

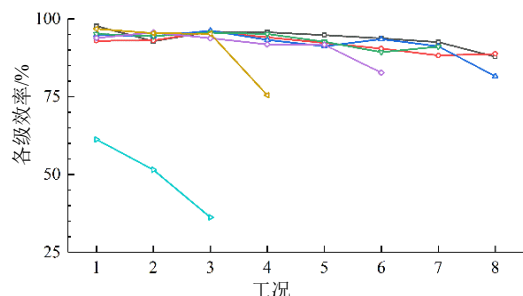
图 3 给出了汽轮机低压缸各级叶栅的内功率、静效率、总效率。由图 3 可以看出, 低压缸各级功率、静效率、总效率均随入口总压的下降而下降。在实际运行中不存在负效率工况点, 故已经将负效率工况点剔除。如图 3a) 所示, 从工况 4 开始, 汽轮机末级便开始输出负功率, 此时汽轮机单边流量约为额定工况 (工况 1) 流量的 7.19%; 随着流量进一步降低, 可输出有效功率的叶轮级数进一步减少, 在工况 8 中末 4 级叶栅均为负功率。

图 4 给出了各工况下汽轮机低压缸的整体工作性能指标: 整机流量、整机功率、整机静效率和整机总效率。由图 4a) 可知, 随着低压缸进汽压力降低, 整机流量相应降低, 额定工况 (工况 1) 整机流量为 94.09 kg/s, 工况 8 的整机流量为 0.99 kg/s, 仅为额定工况 (工况 1) 的 1.05%。随着整机流量的降低, 整机功率相应降低。工况 5 的整机功率为

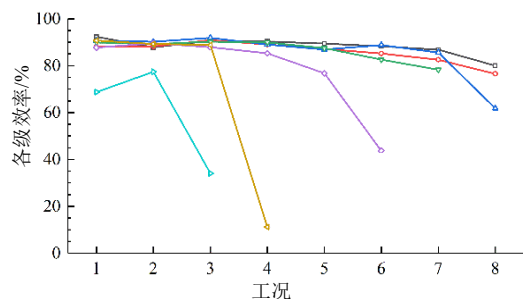
0.791 4 MW, 低压缸做正功。当整机流量继续降低至工况 6 时(额定工况的 2.91%), 呈现输出负功率, 低压缸做负功。自工况 6 至工况 8, 低压缸转子由动力机械转化为耗功机械, 需要外部输入能量来维持其 3 000 r/min 的转动。因此自工况 6 开始成为零出力工况, 工况 5 为近零出力工况。



a) 各级功率



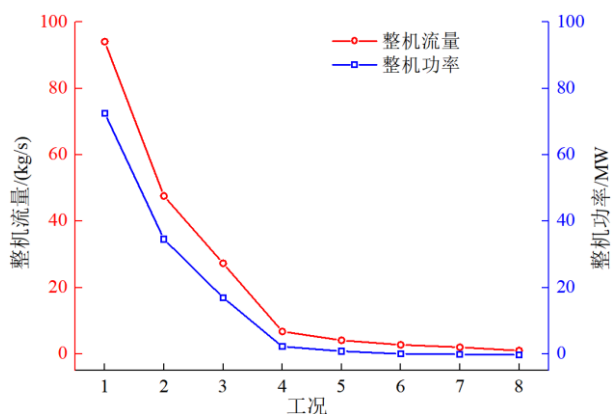
b) 各级静效率



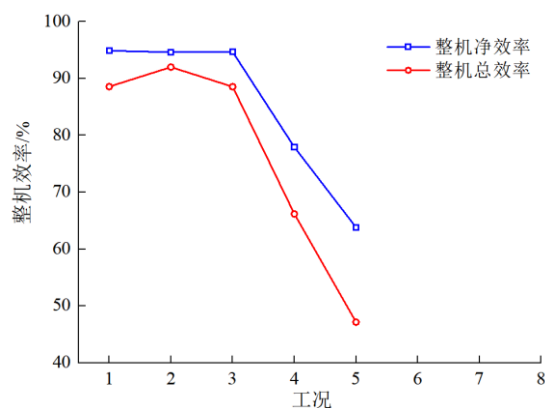
c) 各级总效率

图3 汽轮机低压缸各级工作性能

Fig.3 Working performances of each stage of the steam turbine low-pressure cylinder



a) 整机流量和整机功率



b) 整机静效率和整机总效率

图4 汽轮机低压缸整体工作性能  
Fig.4 Overall working performance of the steam turbine low-pressure cylinder

工作性能指标相对变化趋势存在如下关系: 整机功率与整机流量的变化趋势一致性很强, 随整机流量的降低, 整机静效率、整机总效率先基本保持不变(工况 1—3)而后发生突降(工况 4—8)。工况 1—3 的进汽压力在 200 kPa 以上, 汽轮机叶栅通道中的蒸汽还能够保持正常的流动状态, 整机静效率在 94.5%左右, 整机总效率在 90%左右。

## 2.2 流动分析

图 5 给出了各工况下汽轮机低压缸单通道流场周期边界速度矢量分布, 工况 1、2、3 均为高流量工况, 其流动结构基本相似, 因此本文只呈现了工况 1 的速度矢量图。当整机流量较大时(工况 1), 低压缸叶栅通道内流场分布均匀, 未出现汽流分离现象; 末级动叶后的流场未出现排汽口回流现象。流量最高时, 出口排汽呈现明显径向不均匀现象: 流出向下端壁下洗, 靠近叶根处排汽速度最高。当整机流量减小至额定工况(工况 1)的 7.19%时(工况 4), 末级叶片叶顶区域突然出现大量高速度矢量分布, 意味着此时叶片进入鼓风状态, 与之对应的是级功率、效率的显著降低。末级动叶下游出现回流, 蒸汽在末级静叶叶栅通道内先向叶顶流动, 随后在转静间隙向叶根汇集, 在动叶叶栅内又向叶顶流动, 最后集中于叶顶位置排出, 下端壁附近出现分离区; 蒸汽在末级产生了强烈的展向折转现象, 流向各异的蒸汽相互摩擦造成了鼓风现象, 呈现鼓风加热特性, 具体在 2.3 节分析。末级动叶片、静叶片叶顶区域的动静交界面处出现机匣环面涡(casing torus vortex) [20]。工况 5—8 下, 进汽压力持续降低, 该区域出现更加明显的汽流分离现象。随着整机流量的进一步降低, 汽流分离区逐渐充满整个出口面, 且排汽出口处的回流现象也更显著,

末级动叶叶根处出现末级动叶涡 (last stage bucket vortex) [21]。当整机流量极低时, 次末级叶片区域也出现汽流分离现象, 流场内的涡结构更加丰富, 流动现象更加无序。

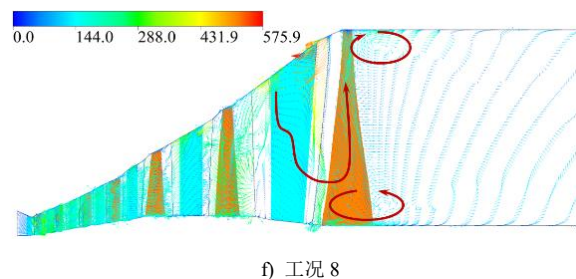
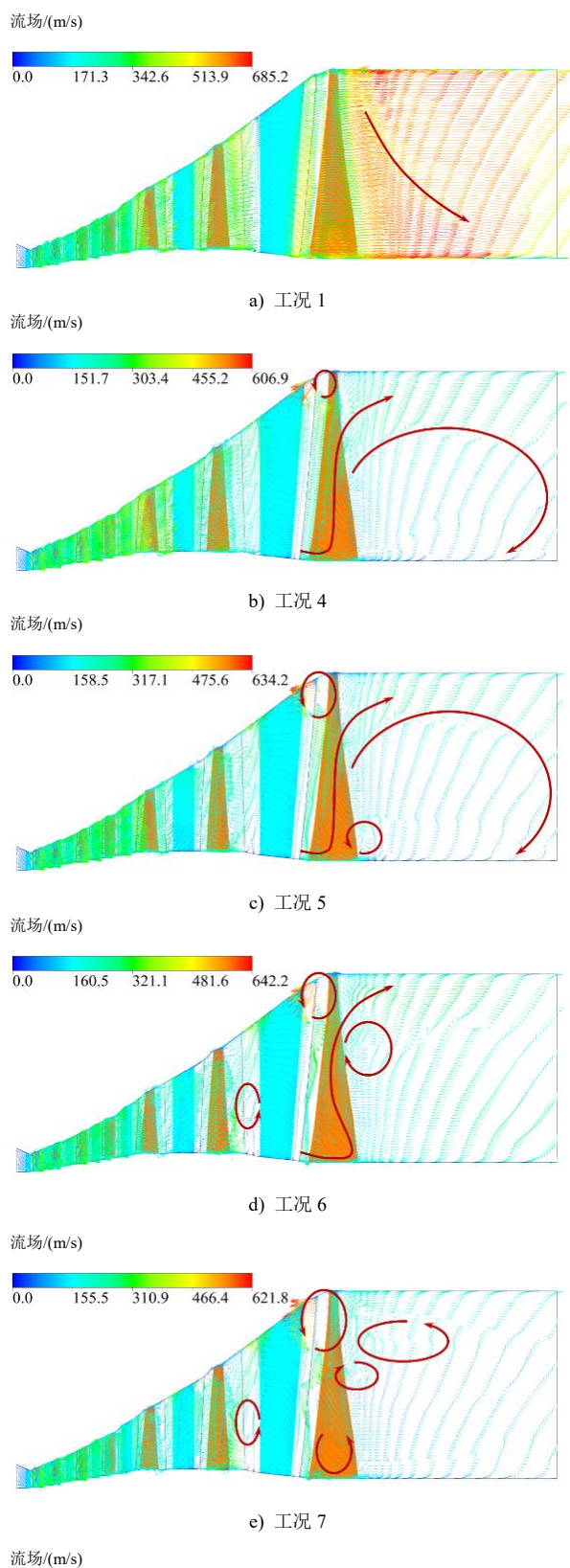
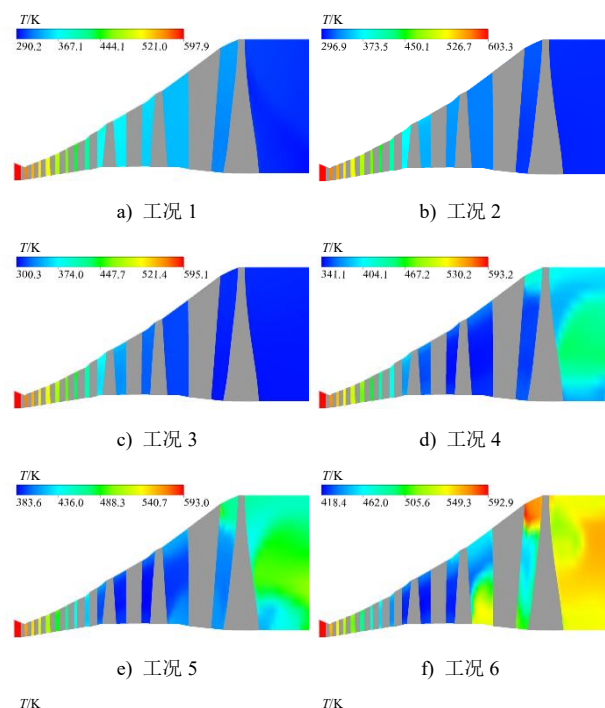


图5 汽轮机低压缸单通道流场周期边界速度矢量分布  
Fig.5 Velocity vector distributions at the periodic boundary of single channel flow field of low-pressure cylinder of the steam turbine

因此, 叶栅通道的流场出现鼓风现象后, 会出现端壁分离区、机匣环面涡和末级动叶涡, 如图5b)—f)所示, 当流量越低时, 机匣环面涡影响范围越大, 鼓风加热特性越明显。

### 2.3 鼓风加热特性

图6给出了各工况下叶栅子午面温度分布情况。对于汽轮机正常工作的3个工况(工况1—3), 子午面温度自低压缸进口第1级至低压缸出口末级逐级下降, 且出口温度基本在305 K左右。从工况4开始, 出现鼓风加热效应, 末级转静间隙叶顶位置出现高温区, 出口温度显著升高, 且该现象随流量降低更加明显。流量进一步降低的工况6与工况7下, 末级叶根处也出现大面积高温区, 温升进一步加剧。流量最小的工况8鼓风加热区域几乎充满整个末级叶栅, 最明显的高温区出现在末级动、静叶间的叶顶部分, 最高温度甚至超过700 K。



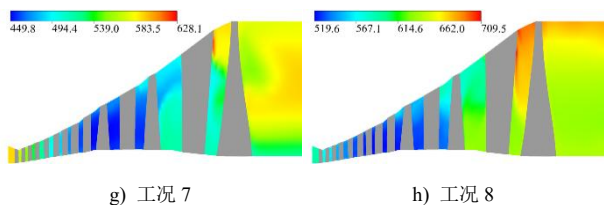


图 6 汽轮机低压缸午面温度分布  
Fig.6 Meridional temperature distribution of the low-pressure cylinder of the steam turbine

图 7 给出了各工况下汽轮机低压缸末级温升特性：叶表平均温度、叶表最高温度和出口平均温度。由图 7 可知，末级静叶和动叶表面温度随低压缸进汽压力的降低先降低后升高，叶片表面温度在 29.01% 流量工况（工况 3）达到最小值。随着进汽压力的持续下降，叶表平均温度迅速上升，出现了显著的鼓风加热效应。在末级进入鼓风状态前，静叶叶表均温高于动叶，开始鼓风后则相反；但由于鼓风加热效应在静叶叶顶部分最为显著，因此鼓风后最高温度始终出现于静叶叶表。其中，工况 8 下，末级静叶表面平均温度相较于额定工况（工况 1）升高了 312.75 K，末级动叶表面平均温度相较于额定工况升高了 331.88 K。在最低工况下，末级动静叶叶表最高温度分别达到 761.58、698.99 K，会对机组的安全稳定运行带来挑战。此外，与图 6 所示相符，鼓风加热效应也使得排汽温度由大流量工况（工况 1—3）下的约 305 K 逐步升高，在工况 8 时出口均温超过 640 K。

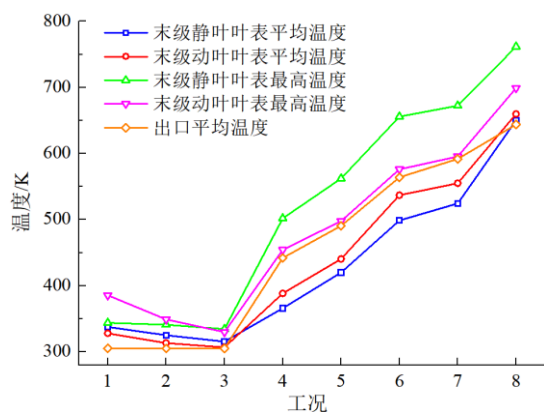


图 7 汽轮机低压缸末级温升特性  
Fig.7 Temperature rise characteristics of the last stage of the low-pressure cylinder

### 3 结论

本文以某 300 MW 机组汽轮机为研究对象，建立了低压缸单边 7 级叶栅单通道流场的数值模型，分析了 8 种不同工况下低压缸的运行工作性能、蒸汽流动状态与鼓风加热特性，得到如下结论。

1) 随着进汽压力的下降，低压缸通流部分的整机流量和整机功率同步下降。当流量降低至额定工况的 7.19% 时，汽轮机末级开始输出负功率；当流量继续降低至额定工况的 2.91% 时，低参数蒸汽在低压缸内膨胀做功不足以推动转子维持 3 000 r/min 的转速，低压缸进入零出力状态。随着流量的下降，整机静效率、总效率先基本保持不变，然后在进入鼓风状态后发生突降。

2) 在小流量工况下，流场分布不均匀，末级叶片会出现汽流分离现象和排汽口回流现象；当流量降低至额定工况的 7.19% 时，末级叶栅通道的流场出现鼓风现象，产生分离区与各种涡结构，随着入口压力的持续降低，分离区的影响区域扩大。

3) 流场鼓风现象出现后伴随着鼓风加热效应，当流量降低至额定工况的 7.19% 时，低压缸排汽口温度明显上升；流量继续降低至额定工况的 1.05% 时，末级静叶表面平均温度相较于额定工况升高 312.75 K，末级动叶表面平均温度相较于额定工况升高 331.88 K。在最低工况下，末级动静叶叶表最高温度分别达到 761.58、698.99 K，对机组的安全稳定运行带来挑战。

#### [参考文献]

- [1] 王放放, 杨鹏威, 赵光金, 等. 新型电力系统下火电机组灵活性运行技术发展及挑战[J]. 发电技术, 2024, 45(2): 189.  
Wang F F, Yang P W, Zhao G J, et al. Development and challenge of flexible operation technology of thermal power units under new power system[J]. Power Generation Technology, 2024, 45(2): 189.
- [2] Luo S H, Hu W H, Liu W, et al. Study on the decarbonization in China's power sector under the background of carbon neutrality by 2060[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 166: 112618.
- [3] 张栋, 冯凯辉, 时智勇, 等. 中国新能源并网发展现状与建议[J]. 太阳能, 2024(7): 89.  
Zhang D, Feng K H, Shi Z Y, et al. Current states and recommendations for grid integration of new energy in China[J]. Solar Energy, 2024(7): 89.
- [4] 朱法华, 徐静馨. 双碳背景下中国与主要发达国家电力低碳转型比较[J]. 电力科技与环保, 2024, 40(6): 561.  
Zhu F H, Xu J X. Comparison of low-carbon transformation in electricity between China and major developed countries under the background of carbon peaking and carbon neutrality[J]. Electric Power Environmental Protection, 2024, 40(6): 561.
- [5] 任晨星, 任清洁, 高翔. "双碳"背景下我国低碳电力发展研究[J]. 热力发电, 2024, 53(2): 1.  
Ren C X, Ren Q J, Gao X. Research on low-carbon electric power development in China under "carbon neutralization and carbon peak" background[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(2): 1.
- [6] 袁昊, 刘宇航, 孙洁, 等. "双碳"背景下新能源并网储能容量优化配置方法[J]. 电网与清洁能源, 2024, 40(9): 134.  
Yuan H, Liu Y H, Sun J, et al. Energy storage capacity

- optimization allocation methods for grid-connected new energy under dual-carbon background[J]. *Power System and Clean Energy*, 2024, 40(9): 134.
- [7] 刘云. 我国能源电力发展及火电机组灵活性改造综述[J]. *洁净煤技术*, 2023, 29(增刊 2): 319.  
Liu Y. Overview of energy and power system development and the flexibility retrofit of thermal power units in China[J]. *Clean Coal Technology*, 2023, 29(S2): 319.
- [8] Mazur Z, Hernández-Rossette A, García-Illescas R. Investigation of the failure of the L-0 blades[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13(8): 1338.
- [9] Zhang J, Xie D M, Wu F, et al. Unsteady aerodynamics on multi-passage LP last stage induced by flow separation under low load flow[C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2019: GT2019-90661.
- [10] Megerle B, Mcbean I, Rice T S, et al. Turbulent scale resolving modelling of rotating stall in low pressure steam turbines operated under low volume flow conditions[C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2015: GT2015-42498.
- [11] Cao L H, Si H Y, Lin A Q, et al. Multi-factor optimization study on aerodynamic performance of low-pressure exhaust passage in steam turbines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 124: 224.
- [12] Pütz O. Prediction of rotating instabilities in low pressure steam turbines operating at low load[C]//ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2022: GT2022-80368.
- [13] 朱秋良, 韩旭, 韩中合. 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(2): 410.  
Zhu Q L, Han X, Han Z H. Study on blade flutter in the last stage of steam turbine under near zero output[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2025, 46(2): 410.
- [14] 徐佳敏. 深度调峰工况下 600MW 汽轮机低压缸流场数值计算与分析[J]. *汽轮机技术*, 2020, 62(3): 167.  
Xu J M. Numerical calculation and analysis of flow field of low pressure cylinder of 600MW steam turbine in depth peak load conditions[J]. *Turbine Technology*, 2020, 62(3): 167.
- [15] 陈昆. 汽轮机低压缸零出力运行通流部分的鼓风工况与冷却安全性研究[D]. 济南: 山东大学, 2023: 7.  
Chen K. Research on the windage condition and cooling safety of the flow passage of the low-pressure cylinder of zero-output operation steam turbine[D]. Jinan: Shandong University, 2023: 7.
- [16] 戈志华, 曾质彬, 卫慧敏, 等. 供热机组低压缸近零出力低压流场和温度场数值模拟与分析[J]. *中国电机工程学报*, 2023, 43(19): 7549.  
Ge Z H, Zeng Z B, Wei H M, et al. Numerical simulation and analysis of low pressure flow field and temperature field distribution near zero output in low pressure cylinder of heat-supply unit[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2023, 43(19): 7549.
- [17] 李敏杰. 350MW 超临界燃煤机组灵活性改造技术及性能分析[D]. 华北电力大学(北京), 2025: 15.  
Li M J. Flexibility retrofit technology and performance analysis of 350MW supercritical coal-fired unit[D]. Beijing: North China Electric Power University (Beijing), 2025: 15.
- [18] Mambro A, Galloni E, Congiu F, et al. Modelling of low-pressure steam turbines operating at very low flowrates: A multiblock approach[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 158: 113782.
- [19] Wang H W, Liu H, Yang R Z, et al. Numerical study on flow and temperature rise characteristics in low pressure cylinder of steam turbine under low flow condition[C]//2023 5th International Academic Exchange Conference on Science and Technology Innovation (IAECST). Guangzhou: IEEE, 2023: 1023.
- [20] Megerle B. Unsteady aerodynamics of low-pressure steam turbines operating under low volume flow conditions[D]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2014.
- [21] Diurno T, Andreini A, Facchini B, et al. Numerical investigation of potential flow induced vibrations of steam turbine last stage rotor at low load operation-part 2: rotating instabilities detection[C]//ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2022: GT2022-81921.

(责任编辑 李园)