

烟气轮机盘腔内蒸汽冷却机理与影响特性

卢纲¹, 任旭阳¹, 罗培森², 邓清华²

(1. 渤装(兰州)石化装备制造有限公司, 甘肃 兰州 730060; 2. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要:为揭示烟气轮机盘腔内蒸汽的冷却机理,分析盘腔内部冷却蒸汽的流动与换热特性,探究冷却蒸汽流量对轮盘及盘腔温度分布以及烟气轮机气动性能的影响,以YL14000C烟气轮机为研究对象,建立了烟气轮机的流热耦合分析模型,通过数值方法获得了盘腔内流场和温度场,并分析了不同蒸汽流量对盘腔和轮盘温度和烟气轮机气动性能的影响规律。结果表明:冷却蒸汽在输送管弯头处诱发出一对回转涡,经喷嘴后演化为更大的流动分离,并在盘腔轴心处不断受到挤压和拉伸;冷却蒸汽冲击轮盘后,在旋转作用下沿径向扩散,其冷却效果随蒸汽流量的增加而增强;相较于无蒸汽冷却,蒸汽冷却后轮盘温度比无蒸汽冷却时降低100℃左右,在距轴心0.3m处出现最大温度降幅;盘腔中冷却蒸汽和密封蒸汽流量的增加对烟气轮机的气动性能影响不大,在工程实践中可以不考虑其影响;针对YL14000C的烟气轮机,500 kg/h的蒸汽流量足够保证其安全运行。

关键词:烟气轮机;盘腔;数值模拟;流热耦合

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.04.002

[引用本文格式]卢纲,任旭阳,罗培森,等.烟气轮机盘腔内蒸汽冷却机理与影响特性[J].热能动力工程,2025,40(4):11-23.

LU Gang, REN Xuyang, LUO Peisen, et al. Cooling mechanism and influencing characteristics of steam in disk cavity for flue gas turbines [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(4): 11-23.

Cooling Mechanism and Influencing Characteristics of Steam in Disk Cavity for Flue Gas Turbines

LU Gang¹, REN Xuyang¹, LUO Peisen², DENG Qinghua²

(1. CNPC Bohai (Lanzhou) Equipment Petrochemical Equipment Company, Lanzhou, China, Post Code: 730060;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)

Abstract: To reveal the cooling mechanism of steam in the disk cavity of flue gas turbines, analyze its internal flow and heat transfer characteristics of cooling steam, and explore the influence of cooling steam flow rates on the temperature distribution in the disk cavity and the aerodynamic performance of the flue gas turbines, the fluid-thermal coupling model of YL14000C flue gas turbine was set up to obtain the flow field and temperature field in the disk cavity by numerical simulation method. The influence rules of different steam flow rates on the temperature of the disk cavity and the aerodynamic performance of the flue gas turbine were analyzed. The results show that cooling steam induces a pair of convective vortexes at the elbow of the pipeline, which evolves into the larger flow separation after passing through the nozzle. Then convective vortex are continuously squeezed and stretched at the axis of the disk cavity. After cooling steam impinges the disk, it diffuses along the radial direction under the action of disk rotation, and its cooling effect is enhanced with the increase of steam flow rate. After steam cooling, the temperature of the disk is about 100℃ lower than that without steam cooling, and the maximum temperature decrease occurs at 0.3 m from the axis compared with no steam cooling. The increase of cooling steam and sealing

steam flow rates in the disk cavity has little effect on the aerodynamic performance of flue gas turbines, which effect can be ignored in engineering practice. For YL14000C flue gas turbine, steam flow rate of 500 kg/h is enough to ensure its safe operation.

Key words: flue gas turbines, disk cavity, numerical simulation, fluid-thermal coupling

引 言

烟气轮机是石油装备行业催化裂化装置中的能量回收设备,是将烟气热能转变为机械能的专用透平^[1-3]。在运行过程中烟气主流的均匀、稳定对烟气轮机的功率和效率有着至关重要的影响。

在高温、高压的工作环境下,烟气轮机叶片及端壁的导热作用使轮盘顶部的温度骤增,轮盘径向存在较大的温度梯度。同时,由于结构限制,烟气会通过转静间隙进入盘腔,对盘腔及轮盘的温度分布产生较大影响^[4-6]。为保证烟气轮机轮盘的正常工作,除了制造材料采用特制的 GH864 镍基高温合金外,盘腔冷却也发挥了重要的作用^[7-8]。在轮盘前盘腔内冷却蒸汽冲击轮盘与盘面进行强制对流换热,以保证轮盘前侧气体温度控制在 320 ~ 350 ℃,并防止主流烟气入侵^[9-11]。此外,轮盘在冷态安装时需要根据设计温度对螺栓螺母施加预紧力,当轮盘温度偏离设计温度过多时有螺杆失效的危险,所以盘腔冷却对于烟气轮机安全运行具有重要意义^[12]。

烟气轮机盘腔冷却的主要作用位置是轮盘前侧,也是蒸汽流道的重要转折点。冷却蒸汽首先在蒸汽出口管的管口进行扩张、分离,随后冲击轮盘盘面形成一定的滞止流区域,最后在转动剪切力的作用下从径向离开盘腔。冷却蒸汽在复杂的流动过程中完成与盘腔壁面和轮盘盘面的传热,使得轮盘温度符合工程要求。烟气轮机中常见的盘腔结构为静盘中心进气的闭式转静盘腔,具有结构紧凑、冷却效率高的优势。因此,国内外学者进行了大量研究。

一方面是,研究旋转作用下盘腔内部冷却工质的流动特性和传热机理,揭示冷却系统的作用规律。孙纪宁等人^[13]研究了高转速转静盘腔内的传热特性,发现轮盘表面的努塞尔数随冷气流量系数和旋转雷诺数的增大而增大。畅然等人^[14]研究了高转速下动静盘腔内流动传热的影响因素,结果表明,冷

气压缩性对盘腔内流动传热的影响较大。Chang 等人^[15]通过实验研究了高转速下动静盘腔内压力特性、传热特性和涡流效应,发现离心增压、风阻加热和涡流特性与转速成正相关,与进口流量成负相关。Yang 等人^[16]采用实验和数值模拟方法研究了动静盘腔预旋系统中的流动与换热特性,结果表明,冷气射流冲击和叶轮卷吸在不同的湍流流动参数下对流换热的影响不同。

另一方面是,探究不同的盘腔结构、冷却工质流动参数以及轮盘温度边界条件对轮盘内盘腔冷却性能的影响,以寻求合适的冷却蒸汽量。张森等人^[17]研究了不同射流雷诺数和旋转雷诺数对涡轮共转盘腔内流动和传热特性的影响,发现射流雷诺数增加能提高轮盘回复温度。Mansouri^[18]研究了盘腔上游吹扫气对高压涡轮盘腔的气动和传热性能的影响,结果表明,当封严冷气量达到主流流量的 1% 时,封严冷却具有良好的冷却性能和密封效率,且压力损失不大。Lin 等人^[19]通过实验分析了转子不均匀壁温对盘腔内部对流传热的影响机制,结果表明,转子轮盘不均匀温度分布的径向相对偏差随转速的增加而显著增大。Hu 等人^[20]研究了不同轮盘壁面的表面粗糙度对轮盘盘腔内传热特性的影响,结果表明,定子的表面粗糙度一定程度上降低了盘腔的温度。Ko 等人^[21]在转子轮盘上设计曲面,研究其对转静盘腔的流动特性和性能参数的影响,发现转静盘腔内静压降低和冷气质量流量增加。

烟气轮机轮盘中心处受低温冷却蒸汽和主轴热边界条件的影响比较大,导致轮盘温度分布与设计性能存在着一定的差异。不同于燃气轮机,烟气轮机盘腔内部冷却结构、轮盘温度分布、冷却蒸汽量对盘腔流动与传热以及烟气轮机性能的影响均不明晰,有必要深入研究烟气轮机的盘腔冷却机理,以及蒸汽流量对烟气轮机气动性能的影响。

基于上述问题,本文以 YL14000C 烟气轮机为对象,采用流热耦合的数值方法,揭示了轮盘盘腔的

冷却机理,详细分析了盘腔内的流动与传热特性,探讨了不同冷却蒸汽量对轮盘冷却及烟气轮机气动性能的影响。其结果对于优化盘腔结构、合理布置轮盘温度监测点位置以及确定合适的蒸汽量具有重要学术研究和工程应用价值。

1 几何模型与数值方法

1.1 几何模型和边界条件

图 1 为烟气轮机几何结构及计算域示意图,烟气轮机内部有 3 种不同作用的工作介质,分别是驱动烟气轮机的烟气、冷却轮盘的冷却蒸汽和防止烟气泄漏进入轴承的密封蒸汽。冷却蒸汽供入前盘腔,传统的烟气轮机盘腔空间是由导流锥侧的盘腔壁面、后轴承壳体壁面以及主轴约束,被轮盘隔断为前、后两个独立空间。前盘腔的蒸汽在冷却轮盘后通过烟气轮机动、静轴向间隙进入烟气主流,后盘腔的密封蒸汽也随烟气排出。

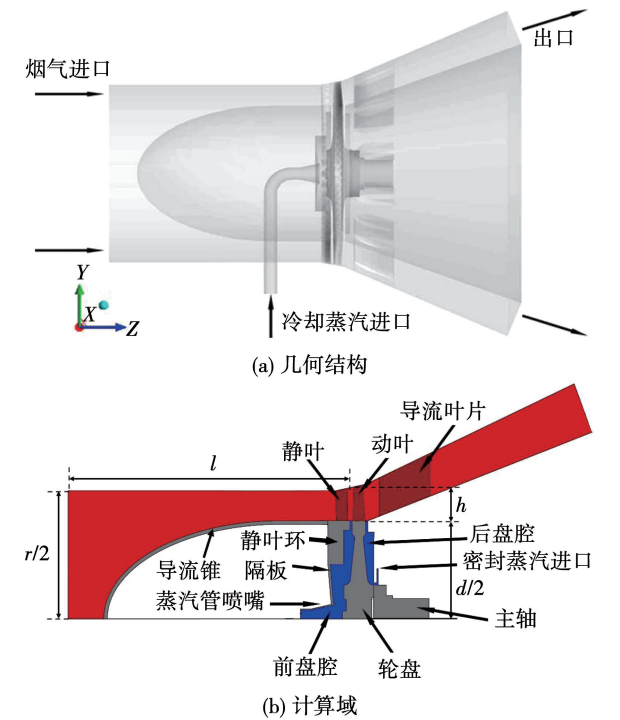


图 1 烟气轮机通流结构

Fig. 1 Flow path structures of flue gas turbine

烟气轮机主流道内包含静叶 44 片、动叶 66 片和导流叶片 14 片。进口段至动静叶中线距离 l 为 1 336 mm, 外径 r 为 1 180 mm, 轮盘直径 d 为 900 mm, 动叶轴向弦长 c 为 59.4 mm, 叶高 h 为 159 mm。表 1 为 YL14000C 型烟机的主要设计参数。

表 1 YL14000C 型烟气轮机设计参数
Tab. 1 Design parameters of YL14000C flue gas turbine

参 数	数 值
烟气进口总温/ $^{\circ}\text{C}$	670
烟气进口总压/MPa	0.337 ~ 0.350
烟气出口压力/MPa	0.112
转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	5 813
输出功率/kW	12 800
绝热效率/%	≥ 82

计算域的边界条件如图 2 所示,对于导流锥腔体内的流体域,考虑到导流锥壁面薄、面积大,导热作用强、法向热阻小,故直接给定流体域锥体部分壁面为 670°C 的等壁温边界条件,其他壁面均为与固体域直接接触的流热耦合边界条件。对于固体域,由于锥体部分固体域温度梯度很小,故而忽略这部分的导热计算,考虑到 44 片静叶与烟气的接触面积足够大,所以直接给定静叶环外缘 670°C 等温壁面边界条件。冷却蒸汽和密封蒸汽的进口温度为 320°C ,蒸汽流量为 1 000 kg/h,轮盘与盘腔流体域采用流固耦合。除轮盘壁面以外,其余盘腔壁面均为绝热壁面。

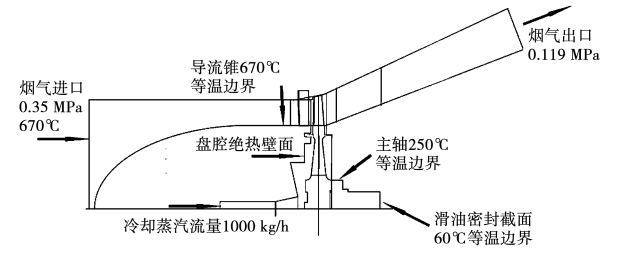


图 2 计算模型的边界条件

Fig. 2 Boundary condition of computational model

1.2 湍流模型

本研究通过 ANSYS CFX 商业软件进行数值模拟计算,为保证数值计算结果的可靠性,采取 4 种不同湍流模型进行对比验证,即 $k-\varepsilon$ 、 $\text{RNG } k-\varepsilon$ 、 $k-\omega$ 和 $\text{SST } k-\omega$ 湍流模型,其中 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 湍流模型采用壁面函数法求解边界层,而 $\text{RNG } k-\varepsilon$ 和 $\text{SST } k-\omega$ 湍流模型采用的是直接求解边界层的方法。

图 3 给出了 4 种湍流模型的动叶表面温度预测结果对比,反映了湍流模型对于冷却蒸汽与主流相互掺混过程的预测差异程度。冷却蒸汽在前盘腔间隙处以垂直于主流的方向进入烟气流道并与之掺

混,使二次流涡系愈发复杂多变。由于叶栅通道中二次流涡系和温度场都会直接影响动叶表面的温度分布,如果采用流固耦合的数值约束,则这种湍流模型带来的差异会很大程度上被固体导热的均温作用削弱。从图中可以看出,4 种湍流模型的整体结果较为一致,轮盘及叶片的总体温度预测几乎一致,仅 SST 湍流模型在动叶压力侧预测温度稍低,其他区别不大。在工程领域,一般采用带有壁面函数方法的 $k-\varepsilon$ 湍流模型来降低计算成本。根据对比验证可以认为,通过求解雷诺平均纳维-斯托克斯 (RANS) 方程的数值计算方法进行烟气轮机盘腔研究不会因为采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型而引起明显的偏差,故本文所有的算例均采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

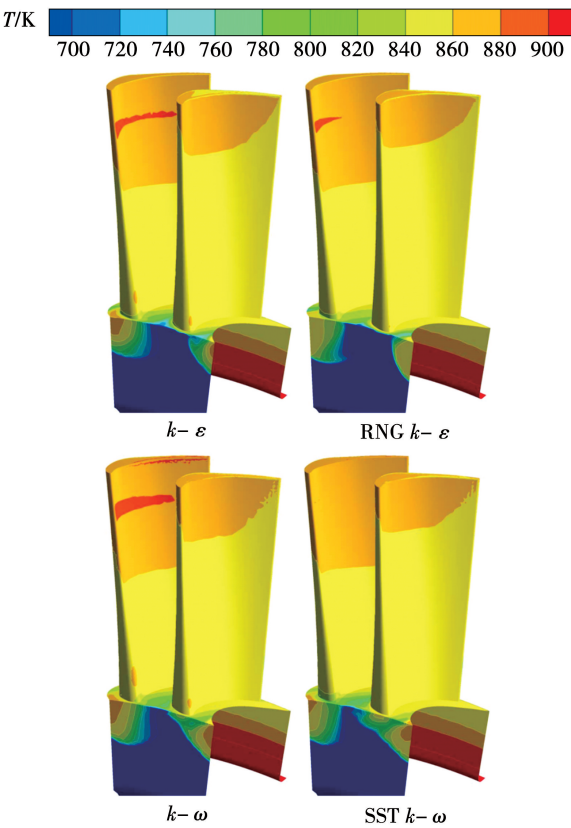


图 3 不同湍流模型下动叶表面温度云图

Fig. 3 Temperature contour of rotor blade surface for different turbulence models

1.3 网格划分与无关性验证

图 4(a)为主流道流体域的计算域网格示意图。主流道网格一体化生成,分为静叶区、动叶区、排气段 3 个部分。静叶区网格数量为 464.8 万,动叶区网格数量为 1 390.4 万,排气段网格数量为 108.7 万。主流道的网格的交界面共 5 个,分别为: S1 为

静叶区与动叶区交界面, S2 为动叶区与排气段交界面, S3 为动叶区与前盘腔交界面, S4 为动叶区与后盘腔交界面, S5 为动叶区与轮盘动叶交界面。其中 S1 和 S2 设定为相邻流体域之间的冻结转子法动静交界面, S3、S4 和 S5 设定为流体域与固体域交界面。由于这 5 个交界面均为结构化网格与非结构化网格交界,网格节点不满足一一对应的要求,故选择 GGI 网络连接方式。

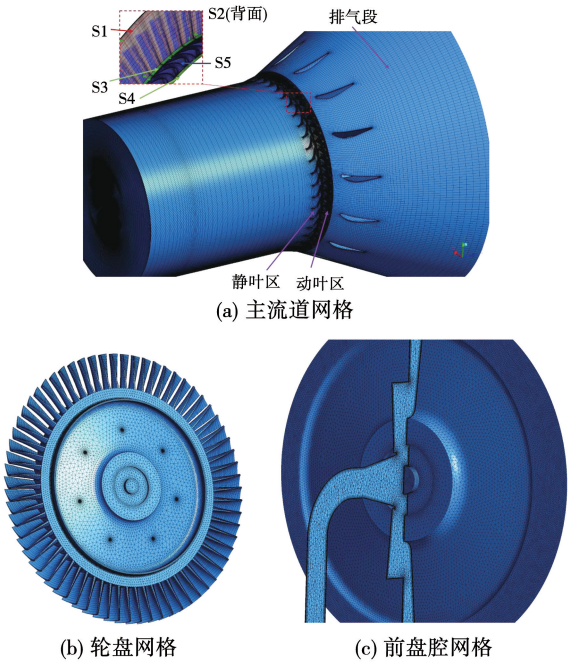


图 4 计算域网格示意图

Fig. 4 Schematic diagrams of computational domain mesh

图 4(b)为轮盘固体计算域网格。轮盘动叶数量为 66 片,故采用扫掠的方式生成结构化与非结构化混合网格以降低网格数量,网格数量为 150.1 万。轮盘以幅板上缘为界划分为内外两个体,其中外环的作用在于连接混合网格与内盘的非结构化网格。在网格划分过程中,将叶片、外环和内盘 3 个部分作为一个整体,以确保相互交接处的网格节点可以一一对应,从而提高鲁棒性和计算精度。

图 4(c)为轮盘前盘腔网格,网格数量为 39.4 万。为了满足湍流模型壁面函数的要求,流体域近壁区域设置 20 层棱柱网格,第一层网格高度为 0.002 mm,棱柱层网格的增长率为 1.15。计算结果可知,盘腔内 y^+ 范围为 30 ~ 40,满足数值计算的要求。

2 蒸汽对前盘腔的冷却作用机理

2.1 冷却蒸汽的基本工作原理

烟气轮机前盘腔内冷却蒸汽的流动本质上是冷却蒸汽通过喷嘴对轮盘进行冲击传热,然后在轮盘旋转作用下沿轮盘端面径向进入流道中,与烟气混合后,通过动叶片通道进入排气壳体排出。轮盘热量被带走主要是通过射流冲击以及旋转引起的强制自然对流来实现,因此蒸汽在盘腔内的流动主要受蒸汽管弯头、喷管、轮盘旋转等因素影响。蒸汽在弯头内会发生流动分离,容易诱发对转涡系;喷嘴出口处同样容易产生流动分离,诱发回转涡;轮盘盘面提供了盘腔内冷却蒸汽的周向速度来源,同时也造成了轴心处的滞止区,其大小直接影响盘腔内流场分布。

对于前盘腔壁面一侧的流场研究主要取决于 4 个关键截面的温度和流线,分别为弯头上游(C_1)、弯头下游(C_2)、喷嘴出口(C_3)和轮盘前侧(C_4),如图 5 所示。本文所有计算域均以烟气轮机轴向为 Z 轴正向,垂直向上为 Y 轴正向,俯视水平向左为 X 轴正向。 C_1 截面反映了蒸汽在管道内进入弯头的流动状态,同时也能展示管壁加热引起的热边界层分布。 C_2 截面反映了蒸汽经过弯头后发生的流动分离,初始的流动分离往往会影响下游的流动现象。 C_3 截面反映了前盘腔轴心处的二次流现象和盘腔壁面前侧的温度分布。 C_4 截面反映了轮盘壁面的温度、旋转和滞止作用对盘腔流动换热的影响。

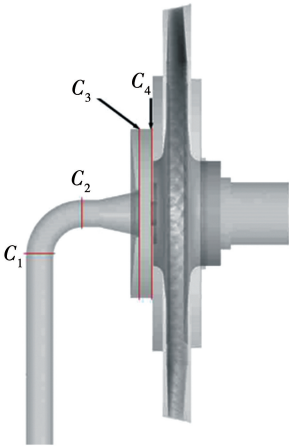


图 5 冷却蒸汽流体域的截面设置

Fig. 5 Cross section setup of cooling steam fluid domain

2.2 盘腔内部蒸汽温度及流场分布

图 6 为 C_1 和 C_2 截面处的温度和流线分布,揭示了输送管道内冷却蒸汽的状态。

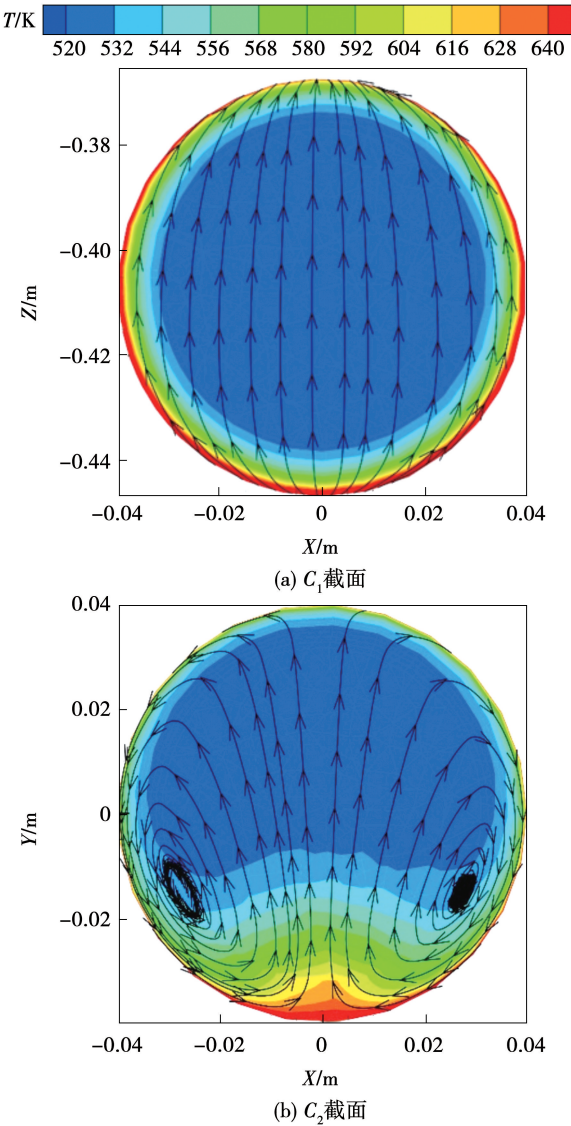


图 6 C_1 和 C_2 截面处冷却蒸汽的温度和流线分布

Fig. 6 Temperature and streamline distributions of cooling steam on cross sections C_1 and C_2

从图 6(a) 可以看到,在弯头上游,管内蒸汽流动较为规律,流线均沿 Z 轴正方向,表示其流动贴附壁面,尚未发生流动分离。 C_1 截面处冷却蒸汽的温度边界层也可以看出蒸汽管壁对其具有明显的加热作用,而且沿 Z 轴负向温度更高,反映了导流锥内辐射换热的强烈作用,而在 Z 轴正向温度较低,说明弯头圆心一侧辐射换热强度较低。从图 6(b) 可以看到,经过弯头后,冷却蒸汽的流动产生了明显的轴向对转涡,同时温度分布也发生了明显的变化,

在弯头圆心一侧,即 Y 轴负向温度显著提高。这是由于冷却蒸汽贴附弯头在远离圆心一侧壁面流动时,在圆心一侧发生流动分离并产生负压区。冷却蒸汽沿管壁周向填充进负压区,进而形成对转涡。在分离区内,流动的径向速度大而周向速度小,流动逐渐加速,进而被弯头圆心侧壁面充分加热,从而产生了与弯头前截然不同的温度分布。这也说明该处对流换热的影响大于当地经过管壁导热均匀化后的辐射传热所带来的影响。

图 7 为 C_3 和 C_4 截面处的温度和流线分布,揭示了盘腔内冷却蒸汽状态。

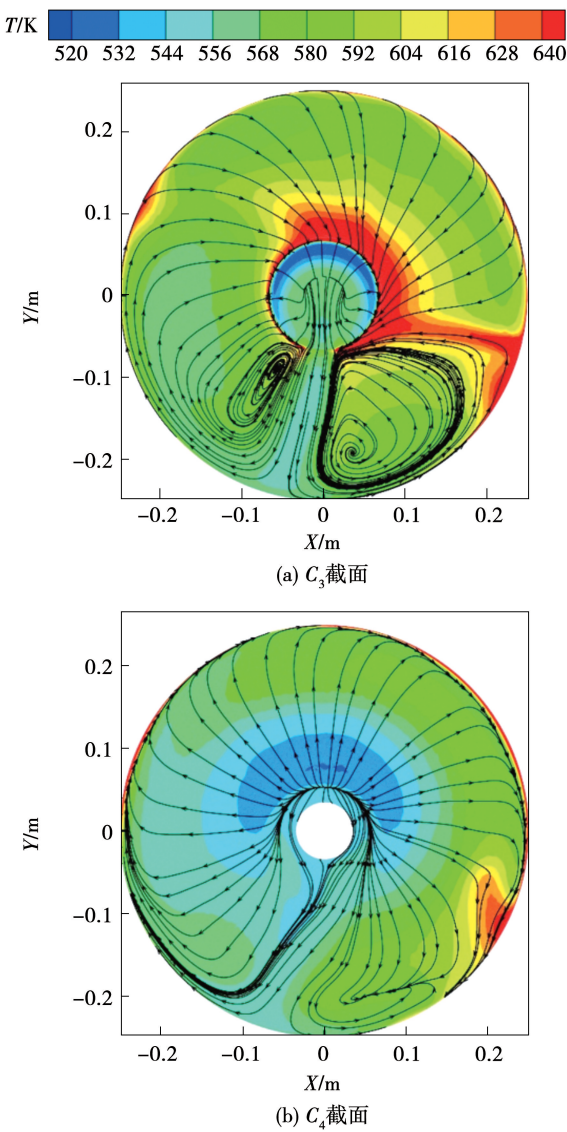


图 7 C_3 和 C_4 截面处冷却蒸汽的温度和流线分布
Fig. 7 Temperature and streamline distributions of cooling steam on cross sections C_3 and C_4

从图 7(a)中可以看到,在盘腔壁面前侧的流动

换热特性非常复杂,与传统的周向均匀假设有较大出入。在喷嘴内冷却蒸汽分布具有明显的分层现象,在外环流动时径向向外,而内环流向则指向负 X 、负 Y 方向,这说明弯头处诱发的对转涡在经过喷嘴后演变为更大的流动分离二次流涡系结构。同时可以看到,在喷嘴内的蒸汽仅仅在 Y 轴正向的外沿保持 523 K 左右的初始温度,其他大部分的蒸汽都已经被加热到 580 K 左右,这与该面显示的平均蒸汽温度接近,而轮盘盘心处温度最低。

由图 7(b)可知,轮盘外环最主要的特点是冷却蒸汽从输送管道喷嘴朝负 X 、负 Y 方向倾泻,冲击轮盘后在静叶环壁面卷起的两个回转涡尺度也非常大。可以判断,这股倾泻蒸汽流量比较大,而两个大尺度回转涡在较大转动量的作用下分别受到压缩和拉伸。压缩的回转涡可以认为是倾泻冷却蒸汽的起始点,此处冷却蒸汽流量较大,沿周向旋转起到了较好的冷却作用。

对比 C_4 与 C_3 截面可以发现,从喷嘴负 X 、负 Y 方向倾泻的冷却蒸汽揭示了贯穿整个盘腔的最主要流动特征,蒸汽在轮盘旋转作用的带动下逐渐偏离负 Y 方向的特点表现地更为明显。相较于盘腔壁面附近,轮盘面附近处蒸汽流动状态更简单,可以看出,上半部分的喷射蒸汽直接冲击轮盘壁面,然后沿径向流动,在下半部分由喷嘴对转涡倾泻的冷却蒸汽偏离负 Y 方向后径向冲击静叶环,其中一部分沿轮盘面流出,另一部分沿静叶环做周向运动。静叶环处冷却蒸汽的周向速度明显高于径向流出的冷却蒸汽在轮盘旋转作用下产生的周向速度,于是在静叶环附近发生了明显的周向加速现象。这一加速现象在图 7(a)和图 7(b)中完全对应,而且方向相同,发展距离较远,以 C_3 截面表象更为显著。这是由于 C_4 位置更靠近轮盘,前文所述的沿轮盘径向流出的冷却蒸汽与冲击静叶环的部分相互影响,导致 C_4 位置处周向加速不充分。在靠近盘腔壁面的 C_3 处,冷却蒸汽则在压缩回转涡的带动下产生了作用范围更广的周向加速。值得注意的是, C_3 中的径向流线大部分是向心的,且同样有周向弯曲的,这说明在静叶环附近靠近轮盘侧周向运动的冷却蒸汽在冲击静叶环后转向盘腔壁面轴心方向运动,即除了图中展示的周向涡系外,轮盘盘腔内还具有一股周向的涡系。

图 8 为蒸汽流体域 XZ 与 YZ 面温度分布。由

图 8 从竖直平面的温度场中可以看出,在 YZ 平面最主要的特征是冷却蒸汽在输送管弯头处和喷嘴上方处形成高温区和主流烟气入侵导致出口温度升高。

喷嘴上方高温区的形成原因是冷却蒸汽经过输送管弯头时在壁面粘滞力的作用下产生滞止涡,导致冷却蒸汽核心受到挤压,进而偏离轴线向外围喷射,在流动加速后冲击轮盘的盘面凹槽,随后沿轮盘壁面径向流出。在这股高速射流的剪切作用下,蒸汽管喷嘴的上部会出现一个周向分离涡,如图 7(a)所示,分离涡会使冷却蒸汽在冲击静叶环后减速转向盘腔壁面,受到更充分的加热后聚集在喷嘴附近,产生显著的局部高温。可见,喷嘴上方的分离涡降低了冷却蒸汽对于该位置附近盘腔壁面的冷却效果。弯头处高温区形成的原因是冷却蒸汽经过弯头后形成了尺度较大的滞止涡区域,在这一区域内的流动速度必然远远低于蒸汽管内的流动速度,因此在弯头处的低速涡旋蒸汽受到由管壁导入的外部辐射大量热量的充分加热,导致温度升高。滞止涡脱离输送管会形成对转涡向负 Y 方向导入盘腔,这股蒸汽流速低且未冲击轮盘盘面,不会引起明显的流动分离现象,所以 YZ 面中负 Y 方向的温度分布梯度呈径向。

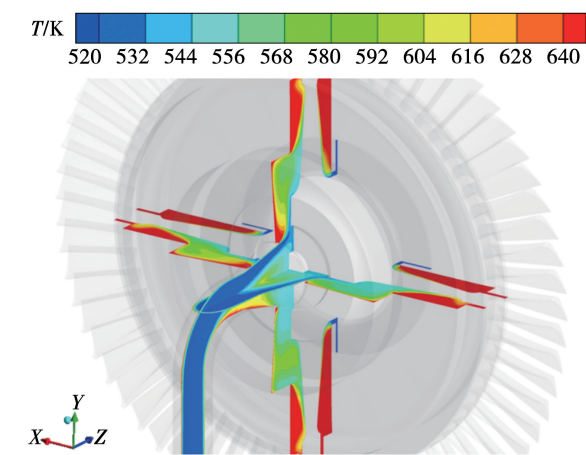


图 8 蒸汽流体域 XZ 和 YZ 面温度分布
Fig.8 Temperature distribution on XZ and YZ planes of steam fluid domain

由 XZ 面可以看出,左右两侧均有周向对转涡的痕迹,区别在于涡心的位置分布不同,温度梯度也不同。在 XZ 面右侧,即负 X 一侧的温度分布,具有一定的分离涡痕迹,这是由受挤压的高速冷却蒸汽射流冲击轮盘凹槽引起的。这个现象说明:弯头下

游带有对转涡的倾泻蒸汽沿周向运动后与受挤压的射流掺混,逐渐发展为盘腔内的周向涡系。而且,轮盘旋转过程中,离心力和轮盘粘滞力使得周向涡系沿着顺时针方向不断发展,其涡心位置也随之远离轮盘中心,这就是正 X 一侧较负 X 一侧温度梯度大的原因。

为量化盘腔冷却对轮盘壁面温度的作用效果,图 9 给出了有无盘腔冷却的轮盘径向温度对比。真实盘腔内流动换热特性复杂,温度场分布高度不均匀,本研究仅做定性分析,因此有冷却蒸汽算例设置为盘腔壁面绝热、蒸汽进口温度 $320\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、蒸汽流量为 $1\text{ }000\text{ kg/h}$ 、轮盘与蒸汽流固耦合;无冷却蒸汽算例设置为盘腔壁面绝热、无冷却蒸汽流量;设计参数取自烟气轮机的说明书中给定的设计温度分布。对比发现,虽然温度梯度上有一定的偏差,但是数值模拟的结果与设计值具有相同的趋势,可以作为一个重要的参考数据。盘腔冷却可以为轮盘的大部分区域带来 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右的温降,冷却效果比较明显,在径向位置为 0.3 m 处温降达到最大。

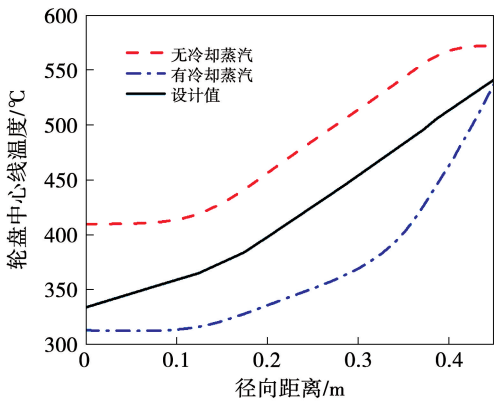


图 9 有无盘腔冷却的轮盘径向温度对比
Fig.9 Comparison of radial temperatures of disk with and without disk cavity cooling

3 蒸汽流量对烟气轮机盘腔冷却的影响

分别选取 $500, 750$ 和 $1\text{ }000\text{ kg/h}$ 的冷却蒸汽流量作为不同的进口边界条件,3 种工况依次简记为 $C500, C750$ 和 $C1000$,针对数值计算结果,分析了冷却蒸汽流量对盘腔温度分布、轮盘温度分布和烟气轮机气动性能的影响。

3.1 蒸汽流量对盘腔温度分布的影响

在计算不可压缩流动时,根据气动计算结果来计算温度场,或者由动量方程向通量方程单向进行

数值传递,则等温面可以立体地反映流场的分布。对于盘腔内的蒸汽流动,绝大部分区域的马赫数小于 0.2,属于不可压缩流动,可以采用等温面展示蒸

汽的流动。
图 10 给出了 3 种工况下的盘腔流体域 580 K 等温面。

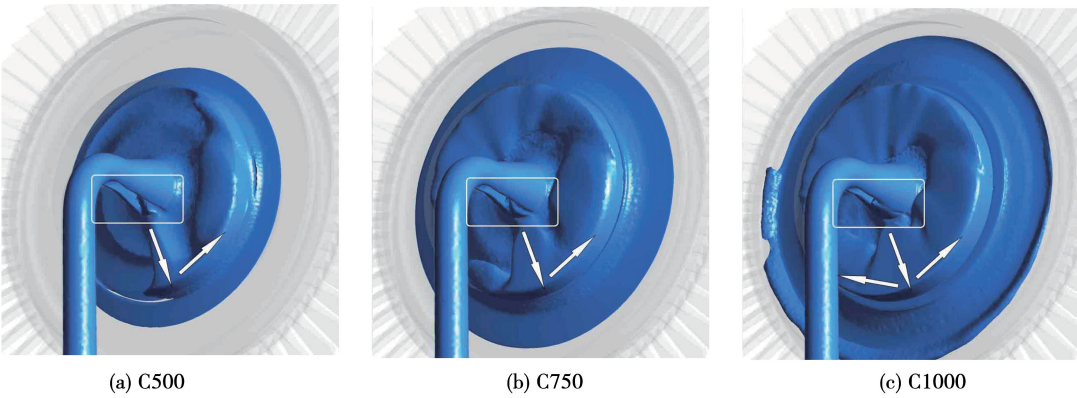


图 10 不同流量下蒸汽流体域的 580 K 等温面
Fig. 10 Isothermal surfaces of 580 K of steam fluid domain at different flow rates

由图 10 可知,在蒸汽管口的下游有着明显的对转涡结构,在其中心倾泻出的大量冷却蒸汽冲击静叶环壁,然后沿周向加速并在到达水平面之前形成周向涡系。在挤压射流分离涡的影响下,周向涡系逐渐增强,对盘腔壁面的冷却效果下降,等温面表现为贴向轮盘壁面。图 10(b)和图 10(c)所示,随着冷却蒸汽流量的增加,等温面逐渐贴合前盘腔壁面。冲击静叶环形成的周向涡系不仅向正周向发展,在负周向方向同样有了相应的涡系产生。足够的冷却蒸汽使对转涡尺度增大,并驱动其向下翻滚

与周向涡系掺混。所以,周向涡系充斥着盘腔内部,盘腔温度逐渐降低,等温面也就由贴向轮盘面逐渐发展为贴向盘腔壁面。
为了详细分析不同流量下的冷却蒸汽对盘腔换热的影响,图 11 给出不同流量下蒸汽流体域 XZ 面温度及流线分布。从图 11(a)可以看到,C500 工况下的 X 方向不同侧的周向涡系的涡心位置存在一定的差异,负 X 方向的涡心靠近轴线,而正 X 方向的涡心靠近静叶环。

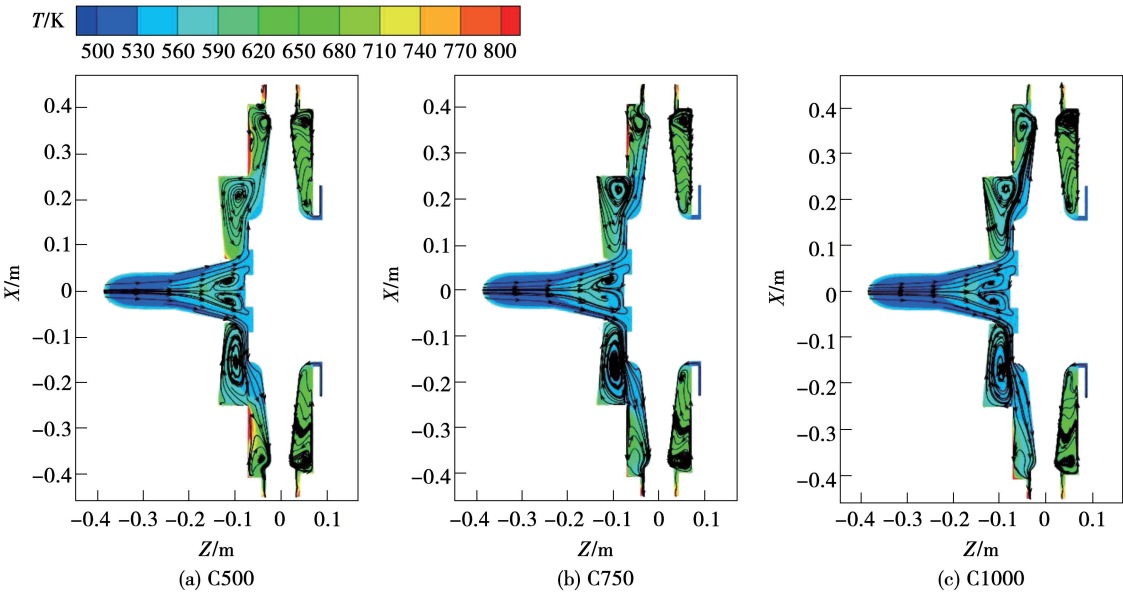


图 11 不同流量下蒸汽流体域 XZ 面温度及流线分布
Fig. 11 Temperature and streamline distributions on XZ plane of steam fluid domain at different flow rates

由图 11 可知,随着冷却蒸汽流量的增加,可以发现 C750 和 C1000 工况下盘腔内的流动形态几乎没有变化,温度分布形式也没有明显的变化,仅是整体温度变低了。在流动方面,虽然冷却蒸汽的流量有了大幅度的增加,但滞止涡的尺度、分布形式均几乎没有变化,这说明滞止涡的形成是由喷管和轮盘的几何约束决定的,与冷却蒸汽流量关系不大。挤压高速射流剪切作用形成的回转涡(即周向涡系)的分布同样没有变化。这说明在 C500 工况下喷管与滞止涡之间的狭小空间已经使冷却蒸汽得到了充分加速,而蒸汽流量的增加不能改变滞止涡的尺度,所以这一狭缝的大小没有改变,回转涡的形态就不会改变。在此假设下,增加的冷却蒸汽在对转涡倾泻口流出,沿着周向运动与盘腔内高速低温核心不

断掺混,降低了盘腔的整体温度。

图 12 为不同流量下蒸汽流体域 YZ 面的温度及流线分布,反映了不同流量的冷却蒸汽在弯头处滞止涡的表现和影响。从图中可以看出,滞止涡的形成主要取决于蒸汽管弯头这一几何结构。冷却蒸汽经过弯头后偏向大半径一侧,即 Y 轴正向,在小半径一侧就会自然形成分离涡来填充剩余的空间。在没有轮盘阻碍的假设下分离涡会逐渐消除,然而轮盘面的存在使冷却蒸汽冲击轮盘发生较大的滞止现象,分离涡不仅不会消失,反而与滞止作用耦合形成一个大尺度的滞止涡。在这种由几何因素诱发滞止涡的机理下,增大冷却蒸汽流量不会改变二次流结构的分布形式。

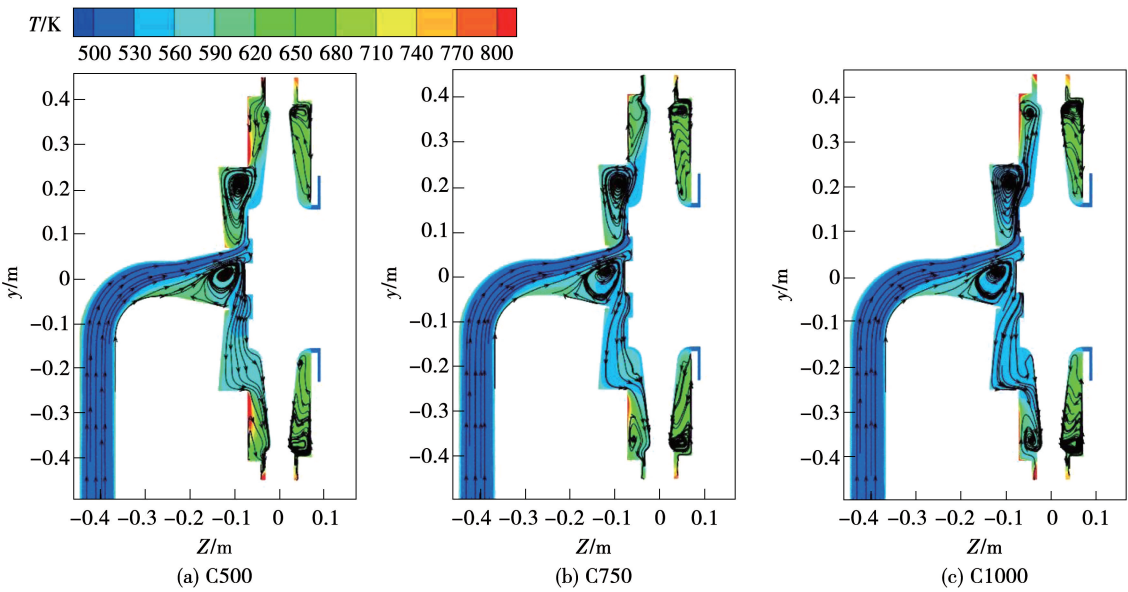


图 12 不同流量下蒸汽流体域 YZ 面温度及流线分布

Fig. 12 Temperature and streamline distributions on YZ plane of steam fluid domain at different flow rates

图 12(a)、12(b) 和 12(c) 之间的差异是:冷却蒸汽流量的增加会使周向涡系不断增大,能够加快带走喷嘴出口上方由分离涡积累的热量;而且弯头处滞止涡的温度水平随着冷却蒸汽流量的增加而大幅降低,这有利于降低轮盘中心处的温度,即 C1000 工况下,轮盘温度最低。从图中也可以看到,蒸汽管口处的冷却蒸汽在对转涡的影响下向盘腔壁面冲击。XZ 面流线图所展示的滞止涡是对转涡的形态,而 YZ 面流线图更好地展示了滞止涡的分离涡特点,根据这一特点可以认为,其释放出的冷却蒸汽不

会冲击轮盘盘面,而是由回转方向决定冲击滞止位置。所以,随着冷却蒸汽流量增加,泄漏流流速增加,对盘腔壁面的冷却效果提升,因而盘腔壁面与其内蒸汽具有相同的温度。

除此之外,图 12(c) 中轮盘出口处的分离涡变得更加明显,轮盘外沿的冷却蒸汽流速降低,换热系数减小,不利于冷却轮盘。对于轮盘冷却,外沿处的蒸汽速度是非常重要的,由于轮盘中心处的温度差比较小,冷却面积也比较小,其对于轮盘冷却的贡献不如外沿。

3.2 蒸汽流量对轮盘温度的影响

蒸汽流量对轮盘温度的影响是盘腔流动分布和温度分布与轮盘导热、对流换热耦合的结果。图 13 为不同流量下蒸汽流体域前轮盘面温度分布。受计算方法的限制,这里呈现的轮盘面温度本质上是盘腔在该位置处的流体温度,而非回转固体域在工程应用中的实际温度。

蒸汽管喷嘴处射出的高速挤压射流冲击轮盘,

剧烈的动量和能量交换会产生较好的冷却效果。随着冷却蒸汽流量的增加,C1000 工况下低温区的覆盖面积最大。然而,蒸汽管道喷嘴外下方的冷却蒸汽由于流速较低,无法直接撞击轮盘,在周向涡系的裹挟下沿径向扩散,导致冷却效果被旋转作用平均化,因此在轮盘中间区域形成了均匀的环形温度场,且环形区域面积随着冷却蒸汽流量的增加而增大。

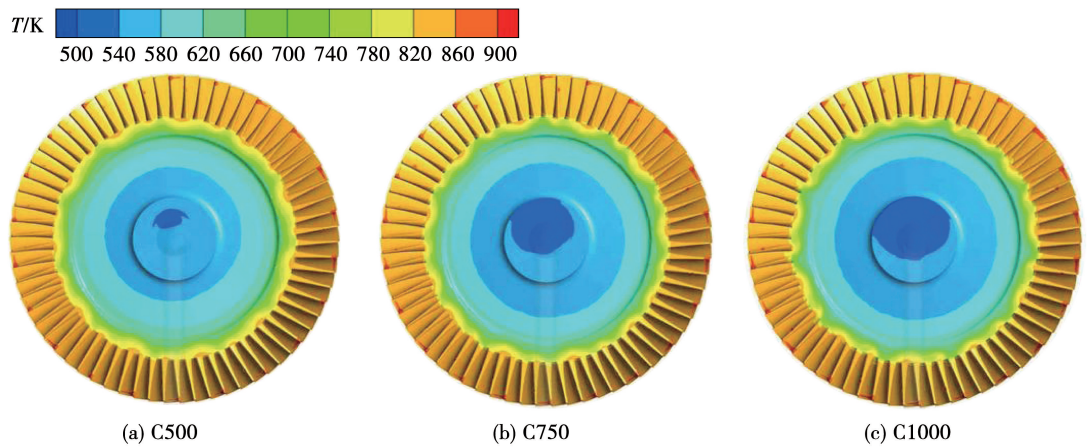


图 13 不同流量下蒸汽流体域的前轮盘表面温度分布

Fig. 13 Temperature distributions on front disk surface of steam fluid domain at different flow rates

图 14 为不同流量下蒸汽流体域后轮盘表面温度分布。由于主流条件和密封蒸汽流量相同,后轮盘表面的温度差异取决于前轮盘表面温度发展的结果。可以看出,3 个工况在轮盘中心处的温度完全相同,因为此处与主轴直接接触,为避免引入人为误差而没

有设定接触热阻,所以主轴壁面给定的 250 ℃ 边界就可以完全传递给后轮盘面,因而轴心处温度相同。

随着径向距离增加,温度分布开始受前盘腔冷却流量的影响,但是冷却蒸汽流量的增加并没有展现出比较显著的冷却效果。

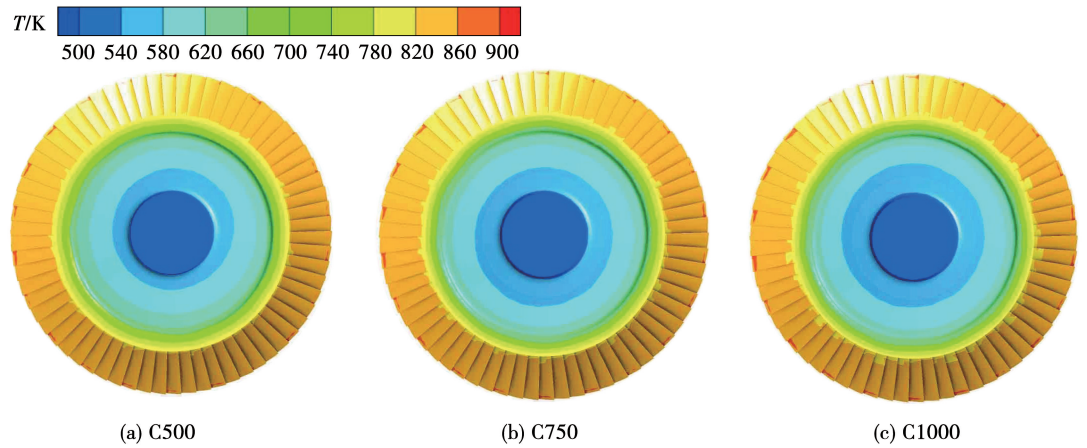


图 14 不同流量下蒸汽流体域的后轮盘表面温度分布

Fig. 14 Temperature distributions on rear disk surface of steam fluid domain at different flow rates

为了量化冷却蒸汽流量对轮盘温度的影响,图 15 给出了不同流量下轮盘固体域中心处径向温度分布。从图中可以看出,轮盘径向有一半区域的温度都低于 300 ℃,这与烟气轮机的传统设计要求轮盘温度处于 320 ~ 350 ℃ 有一定偏差。一方面,数值计算的约束条件对于实际工程情况存在一定限制因素和误差;另一方面,传统设计对于轮盘温度的估算也缺乏足够实验验证。从图中可以看出,轮盘温度并没有随着蒸汽流量的增加而大幅降低,说明 500 kg/h 的流量对于该型烟气轮机的轮盘冷却要求来说已经足够,继续增加冷却蒸汽不会进一步提升轮盘冷却效果。

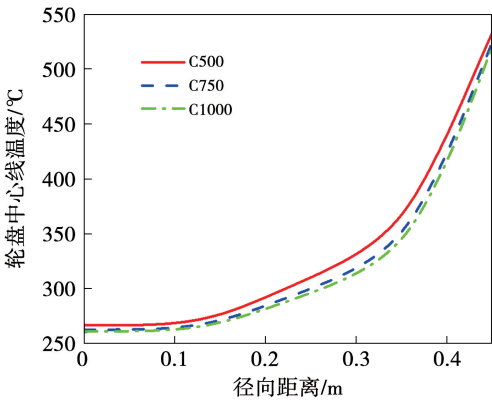


图 15 不同流量下轮盘固体域的径向温度分布
Fig. 15 Radial temperature distribution of disk solid domain at different flow rates

3.3 蒸汽流量对烟气轮机性能的影响

盘腔流出的冷却蒸汽具有较高的流速,其流动方向与主流烟气垂直,会对动叶组织流动形成干扰,而且其温度较低,与主流烟气掺混会降低可用功。为研究冷却蒸汽的影响及其随着流量变化的规律,图 16 给出了不同流量下动叶间的蒸汽体积分数和 Q 准则等涡量面。

在真实的流动条件下,轮盘外沿及动叶间的流动状态是瞬态的,其湍流形态具有高度不确定性,采用雷诺时均方法模拟得到的结果具有明显的周向不对称性也足以说明这一点。为了避免单个动叶通道的计算结果不稳定性带来的偏差,图 16 中 3 个工况均展示了 11 个动叶通道。等涡量面展示了主要二次流的涡系结构,从图中可以看出,在轮盘外沿及动叶间的主要涡系结构是透平叶片间典型的马蹄涡,

这是由主流冲击叶片前缘形成的,贯穿整个动叶流道。从动叶前流出的冷却蒸汽就必然受到马蹄涡的影响。对比可以发现,冷却蒸汽的增加是无法改变以马蹄涡为代表的二次流结构的尺度,而且冷却蒸汽是由主流侵入掺混后裹挟而出,而不是简化模型认为的均匀垂直流出结构。因此,冷却蒸汽对于主流烟气的气动影响不会很大。

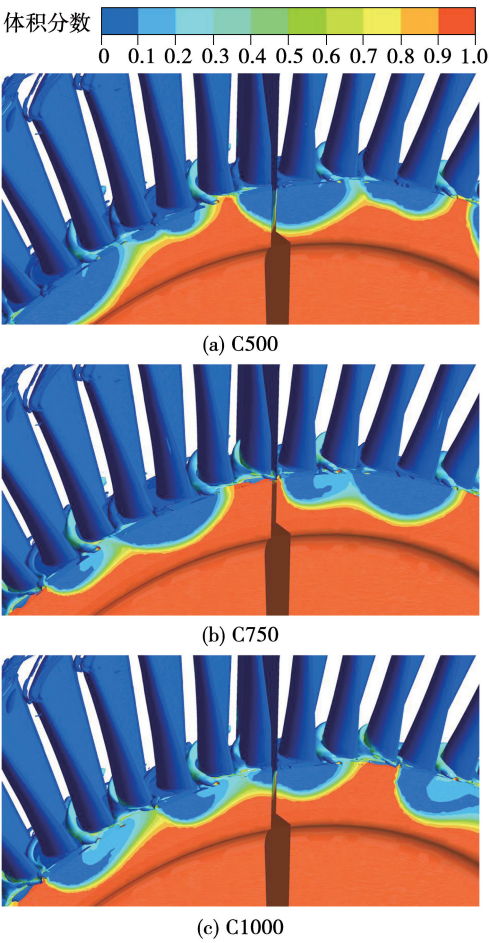


图 16 不同流量下动叶间隙内蒸汽体积分数和等涡量面
Fig. 16 Steam volume fraction and iso-vorticity surface in rotor blade clearance at different flow rates

蒸汽在混合气体体积分数中的占比反映了冷却蒸汽的分布形式。根据图中的体积分分布可以进一步说明,冷却蒸汽与入侵烟气掺混后并裹挟而出,而且出口位置大多在动叶前缘处,这是由动叶前的马蹄涡引起的压力分布不均匀引起的。二次流结构导致冷却蒸汽在动叶通道中更多的是以卷入马蹄涡的形式存在,而且马蹄涡中冷却蒸汽的含量随着蒸汽流量的增加而明显提高,这进一步说明了冷却蒸

汽对主流烟气气动影响较小。同时,这种分布形式也说明动叶叶根附近存在冷却蒸汽,其流量的增加会更大程度地冲蚀动叶叶根,增加了动叶叶片断裂的危险。

为了量化蒸汽流量对烟机气动参数的影响,表 2 列出了不同流量下气动参数对比。从表中可以看出,C750 和 C1000 工况下相比 C500 工况的出口总温分别下降了 0.1 和 0.3 K,输出功率分别下降了 3.5 和 11.7 kW,绝热效率分别下降了 0.02% 和 0.05%,这说明研究范围涉及的冷却蒸汽流量对于烟气轮机的效率和气动的影响非常小。

表 2 不同流量下烟气轮机的气动参数

Tab.2 Aerodynamic parameters of flue gas turbine at different flow rates

工况	C500	C750	C1000
出口总温/K	769.23	769.10	768.90
入口流量/kg·s ⁻¹	59.27	59.28	59.28
输出功率/kW	13 001.80	12 998.30	12 990.10

4 结 论

为探究冷却蒸汽对轮盘温度分布和烟气轮机气动性能的影响,揭示烟气轮机转静盘腔内冷却蒸汽的流动和换热特性,采用数值方法对烟机盘腔结构进行流场和温度场计算,分析了不同蒸汽流量的作用规律,主要结论如下:

- (1) 冷却蒸汽流经弯头处诱发的对转涡在经过喷嘴后演变为更大的流动分离二次流涡系结构,并在旋转作用下呈现径向递减的冷却效果。因此,冷却蒸汽的引入,能够有效降低轮盘温度,带来 100 ℃ 左右的温降。
- (2) 冷却蒸汽直接冲击轮盘,随后在旋转作用下沿径向扩散,其冷却效果随蒸汽流量的增加而增强,轮盘温度降幅最高出现在径向距离 0.3 m 处,需要合理布置轮盘温度监测热电偶的安装位置。
- (3) 随着冷却蒸汽流量的增加,前盘腔内蒸汽的覆盖面积逐渐增大,整体温度下降,但对盘腔内流动状态的影响不大。
- (4) 轮盘冷却蒸汽和密封蒸汽流量的增加对烟气轮机的效率和气动的影响非常微弱,在工程实践中可以不用考虑其影响。另外,对该 YL14000C 的

烟气轮机来说,500 kg/h 的蒸汽量足够保证其安全运行。

参考文献:

[1] 曾 瑜,高均玺,齐涛锋,等. 烟气轮机叶片冲蚀特性数值研究[J]. 石油化工设备,2023,52(5):37-47.
ZENG Yu,GAO Junxi,LIN Taofeng,et al. Numerical study on erosion characteristics of flue gas turbine blades[J]. Petro-Chemical Equipment,2023,52(5):37-47.

[2] 史维娜,赵永鹏,任旭阳,等. 烟气轮机流道气动优化设计数值研究[J]. 设备管理与维修,2023(19):31-34.
SHI Weina,ZHAO Yongpeng,REN Xuyang,et al. Numerical study on aerodynamic optimization design of flue gas turbine flow path[J]. Plant Maintenance Engineering,2023(19):31-34.

[3] 吴世权,李俊斌,宋 春,等. YL33000 型非典型叶片断裂分析及优化改造[J]. 机械设计与研究,2024,40(4):177-179,186.
WU Shiquan,LI Junbin,SONG Chun,et al. Analysis and optimization of a typical blade fracture in YL33000 flue gas turbine[J]. Machine Design and Research,2024,40(4):177-179,186.

[4] 王培宇,张鑫磊,张 获,等. 燃气轮机透平盘腔流动换热及轮盘热固耦合特性数值研究[J]. 中国电机工程学报,2024,44(4):1460-1467.
WANG Peiyu,ZHANG Xinlei,ZHANG Di,et al. Numerical study on flow and heat transfer in gas turbine disc cavity and thermal-solid coupling characteristics of gas turbine disk[J]. Proceedings of the CSEE,2024,44(4):1460-1467.

[5] 孙湛博. 非等温封闭转静盘腔流动与换热特性研究[D]. 镇江:江苏大学,2023.
SUN Zhanbo. Study on flow and heat transfer characteristics of non-isothermal closed rotor-stator disk cavity[D]. Zhenjiang: Jiangsu University,2023.

[6] MAJCHROWSKI W,KIELCZEWSKI K. Heat transfer in rotor/stator cavity[J]. Journal of Physics: Conference Series,2011,318(3):032022.

[7] 陈 荣,曾 瑜. 烟气轮机改造的新技术应用[J]. 设备管理与维修,2023(1):77-79.
CHEN Rong,ZENG Yu. Application of new technology in flue gas turbine retrofitting[J]. Plant Maintenance Engineering,2023(1):77-79.

[8] 温传忠,李彦龙,国鹏辉. 烟气轮机轮盘冷却蒸汽脉冲操作实践[J]. 炼油技术与工程,2024,54(1):5-9.
WEN Chuanzhong,LI Yanlong,GUO Penghui. Practice of cooling steam pulse operation for the flue gas turbine disk[J]. Petroleum Refinery Engineering,2024,54(1):5-9.

[9] 李昆阳,杜 昆,赵尊盛,等. 燃气旋流和湍流强度对转静盘腔入侵及流动特性影响的数值研究[J]. 热能动力工程,2024,

39(3):9-17,31.

LI Kunyang, DU Kun, ZHAO Zunsheng, et al. Numerical study on the influence of gas swirl and turbulence intensity on the ingress and flow characteristics in a rotor-stator cavity[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3):9-17, 31.

[10] 程舒娴,李 军. 1.5 级涡轮轮缘密封燃气入侵特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5):12-20, 115.

CHENG Shuxian, LI Jun. Numerical investigation for ingestion characteristics of 1.5-stage turbine rim seal[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(5):12-20, 115.

[11] 宋彦庆,隋秀明,佟 鑫,等. 对转盘腔轮缘斜向密封几何对燃气入侵影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11):206-215.

SONG Yanqing, SUI Xiuming, TONG Xin, et al. Numerical investigation for influence of chute seal configuration of a counter-rotating turbine cavity on hot gas ingestion[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11):206-215.

[12] 刘 钊,王 敏,丰镇平. 燃气轮机透平转静盘腔内流动与传热研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(8):3137-3154, I0017.

LIU Zhao, WANG Min, FENG Zhenping. Review of flow and heat transfer in rotor-stator disk cavity of gas turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(8):3137-3154, I0017.

[13] 孙纪宁,罗 翔,刘金楠,等. 瞬态法测量高转速旋转盘表面传热系数[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5):969-974.

SUN Jining, LUO Xiang, LIU Jinnan, et al. Transient measurement for measuring the heat transfer in a rotating cavity with a high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5):969-974.

[14] 畅 然,刘高文,余祥仙,等. 高转速转静盘腔流动换热相似性数值研究[J]. 推进技术, 2022, 43(4):229-238.

CHANG Ran, LIU Gaowen, YU Xiangxian, et al. Numerical study on similarity of flow and heat transfer in a high-speed rotor-stator cavity[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022 43(4):229-238.

[15] CHANG Ran, LIU Gaowen, ZHA Tianheng, et al. Experimental investigations on flow and heat transfer characteristics in a high-speed rotor-stator disk cavity with axial throughflow[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 214:118630.

[16] YANG Xiaoyu, REN Zhong, LI Xueying, et al. Flow and heat transfer characteristics in a pre-swirl rotor-stator cavity[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 172(Part A):107271.

[17] 张 森,李广超,吴超林,等. 旋转效应对低雷诺数共转盘腔流动换热特性影响[J]. 热能动力工程, 2024, 39(7):19-26.

ZHANG Miao, LI Guangchao, WU Chaolin, et al. Effect of rotation on flow and heat transfer characteristics in co-rotating cavity at low Reynold number[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(7):19-26.

[18] MANSOURI Z. Aerodynamic and heat transfer performances of a highly loaded transonic turbine rotor with upstream generic rim seal cavity[J]. Propulsion and Power Research, 2021, 10(4):317-331.

[19] LIN A, MA J, FAN G, et al. Aerothermal performances of a rotating turbine disk cavity with non-uniform wall temperature profiles in an aero-engine[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2023, 38:101582.

[20] HU B, YAO Y, WANG C, et al. Investigation on the heat transfer characteristics of rotor-stator cavity with different disk roughness[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 159(Part A):107989.

[21] KO S, RHODE D. Thermal details in a rotor-stator cavity at engine conditions with a mainstream[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2):446-453.

(姜雪梅 编辑)