

不同冷气/燃气温比下高温涡轮叶片旋流冷却流固耦合特性研究

杜长河¹, 高银峰², 李洪伟², 张珂¹

(1. 中国兵器工业集团机电动态控制重点实验室, 陕西 西安 710065;

2. 东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

摘要:采用流固耦合方法对燃气轮机高温涡轮叶片旋流冷却结构进行数值模拟分析。探究了不同冷气/燃气温比条件下旋流冷却的流动与传热特性、叶片前缘区域固体温度、热应力以及热应变分布。研究表明:在进气腔入口雷诺数固定的条件下,随着温度比升高,冷气密度降低,冷气流速逐渐提升,同时湍动能升高,靶面努塞尔数逐渐升高;当温度比较低时冷气的流速较低、单位时间冷气带走的热量较少,当温度比较高时冷气温度较高、单位质量冷气所能吸收的热量有限,靶面处热流密度先升高后降低。受靶面热流密度分布影响,随着温度比升高,叶片前缘固体的温度、热应力以及热应变先降低后升高。

关键词:旋流冷却;流固耦合;温度比;流动传热

中图分类号:TK474.7

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.08.004

[引用本文格式]杜长河, 高银峰, 李洪伟, 等. 不同冷气/燃气温比下高温涡轮叶片旋流冷却流固耦合特性研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(8): 27-33. DU Chang-he, GAO Yin-feng, LI Hong-wei, et al. Study on fluid-structure coupling characteristics of gas turbine blade swirl cooling under different coolant-gas temperature ratios[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(8): 27-33.

Study on Fluid-Structure Coupling Characteristics of Gas Turbine Blade Swirl Cooling under Different Coolant-Gas Temperature Ratios

DU Chang-he¹, GAO Yin-feng², LI Hong-wei², ZHANG Ke¹

(1. Science and Technology on Electromechanical Dynamic Control Laboratory, China North Industries Group Corporation Limited, Xi'an, China, Post Code: 710065;

2. School of Energy and Power Engineering, Northeast Electric Power University, Jilin, China, Post Code: 132012)

Abstract: The fluid-structure coupling method was utilized to simulate and analyze the swirl cooling structure of gas turbine high temperature blade. The flow and heat transfer characteristics of swirl cooling, and the temperature, thermal stress and thermal strain distribution of blade leading edge solid were explored under the conditions of different coolant-gas temperature ratios. Results show that under the condition of a certain Reynolds number at the intake chamber inlet, as the temperature ratio increases, the coolant density decreases, the coolant flow velocity gradually increases, there is an increase in turbulent kinetic energy at the same time, and the target wall Nusselt number gradually increases. Since the coolant flow velocity is lower when the temperature ratio is low, the amount of heat taken away by the coolant per unit time is less. When the temperature ratio is relatively high, the coolant temperature is higher,

收稿日期:2022-08-13; 修订日期:2022-09-12

基金项目:国家自然科学基金(12102089)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (12102089)

作者简介:杜长河(1990-),男,中国兵器工业集团机电动态控制重点实验室副研究员。

通讯作者:张珂(1983-),男,中国兵器工业集团机电动态控制重点实验室研究员。

and the heat absorbed per unit mass of the coolant is limited, so the heat flux for the target wall increases first and then decreases. Affected by the heat flux distribution, the blade leading edge solid temperature, thermal stress and thermal strain will first decrease and then increase with increasing coolant-gas temperature ratio.

Key words: swirl cooling, fluid-structure coupling, temperature ratio, flow and heat transfer

引 言

燃气轮机广泛应用在分布式发电、船舶动力、航空动力等重要领域。涡轮叶片冷却系统性能的提升,可以抵抗更高温度燃气冲刷与热腐蚀。其中,涡轮叶片中前缘位置受高温燃气的冲击最为严重,前缘冷却成为整个冷却系统设计优化的关键。目前,针对涡轮叶片前缘常见的冷却方式有冲击冷却与旋流冷却,而旋流冷却由于高效且均匀的传热得到了越来越多的研究关注。

Kreith 等人^[1]首先对管内促旋流动进行了研究,发现冷气在管内旋转产生了较大的压力梯度,对传热起到了促进作用。Glezer 等人^[2]首先将旋流冷却应用到涡轮叶片冷却系统中。Du 等人^[3]在不同冷气与靶面温度比下对旋流冷却结构冷气的流动和传热特性进行分析,结果发现,冷气速度随温度比的增加略有增加,而传热强度与摩擦阻力系数会逐渐减小。Luan 等人^[4]在不同进气腔拔模斜度条件下,探究了冷气与靶面温度比对旋流冷却的影响,结果表明,随着温度比的升高努塞尔数略有增加。范小军等人^[5]探究了喷嘴数与温度比对旋流冷却特性的影响,结果显示,随着温度比的增加靶面热流密度逐渐降低而平均努塞尔数逐渐升高,利用努塞尔数评价传热出现“失真”。Wu 等人^[6]探究了周向喷嘴数与温度比对旋流冷却性能的影响,从中发现,当温度比增大时,靶面平均努塞尔数略有增加,但热流密度逐渐减小。Tang 等人^[7]建立了带有热障涂层的涡轮叶片二维模型,采用流固耦合方法研究了叶片温度与热应力的分布。Liu 等人^[8]通过模拟分析指出,随着冲击喷嘴直径的增加,平均努塞尔数的分布更加均匀。Roul 等人^[9]探讨了叶片的气动与应力特性,提出叶片后缘的应力小于叶片前缘。陈凯等人^[10]采用流固耦合模型探究了主流湍流强度与冷气分配对涡轮叶片冷却效率的影响。周源远等人^[11]对旋流冷却的纯流体模型与流固耦合模型进行了对比分析,结果表明,流固耦合模型的引入对旋

流冷却的流动特性影响较小,而对换热产生了一定影响。

综上,目前采用流固耦合方法对燃气轮机高温涡轮叶片旋流冷却进行的研究较匮乏。以往研究通常在传热靶面设置恒定的热流密度或者温度,而将高温燃气冲刷叶片、叶片导热的这一过程忽略,这将引入明显的计算偏差并使仿真分析结果偏离燃气轮机的实际运行工况。针对以上研究不足,本文建立了包含燃气通道、叶片固体、冷却结构流道的旋流冷却全要素仿真模型,通过流固耦合方法对旋流冷却流动和传热特性进行分析,考虑 5 种冷气与燃气温度比,探讨了温度比对燃气轮机高温涡轮叶片旋流冷却性能的影响机理。

1 数值计算方法

1.1 几何模型

计算机几何结构如图 1 所示,由叶栅通道、叶片以及旋流冷却通道组成。叶片为 C3X 型叶片^[12],固体的厚度为 2.92 mm^[13]。旋流冷却结构由进气腔、切向布置的旋流喷嘴以及旋流腔组成。旋流冷却结构的二维示意图如图 2 所示。

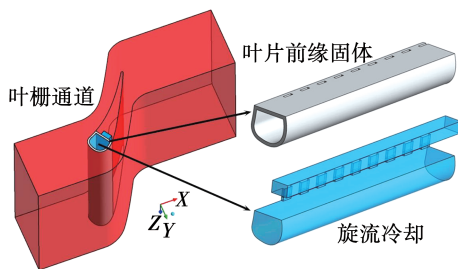


图 1 计算域几何结构

Fig. 1 Geometrical structure in computational domain

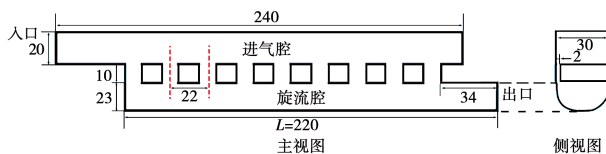


图 2 旋流冷却二维示意图(mm)

Fig. 2 Two-dimensional diagram of swirl cooling (mm)

1.2 网格划分

对计算域进行了结构化网格划分,图 3 所示为网格结构示意图。对于旋流腔进行了 C 型网格划分以提高网格的质量。所有壁面处的网格均进行了加密,对于标准 $k-\varepsilon$ 和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型保持 $Y^+ < 20$, 对于标准 $k-\omega$ 和 SST $k-\omega$ 湍流模型保持 $Y^+ < 1$ 。

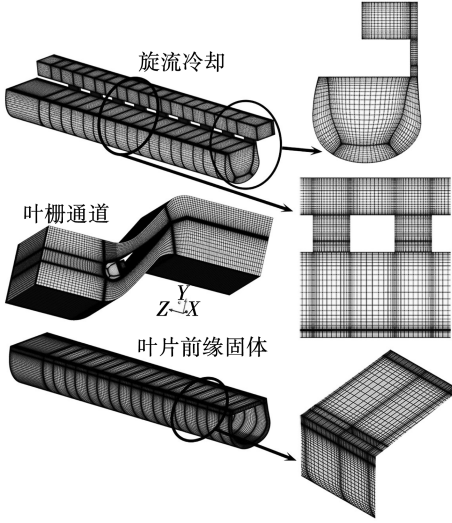


图 3 计算域网格示意图

Fig. 3 Mesh diagram in computational domain

1.3 数学模型

采用雷诺时均斯托克斯方程以及双方程湍流模型对流动传热过程进行求解。对计算域进行稳态分析,冷气和主流燃气满足动量守恒和能量守恒方程。

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\rho_f \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

式中: ρ_f —冷气和主流燃气密度; $\vec{v}$ —速度矢量。

动量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_f \vec{v} \otimes \vec{v} - \tau_f) = \vec{f}_f \quad (2)$$

$$\tau_f = (-p + \mu \nabla \vec{v}) \vec{I} + 2\mu e \quad (3)$$

$$e = \frac{1}{2} (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) \quad (4)$$

式中: $\vec{f}_f$ —体积力矢量; τ_f —剪切力张量; p —压力; μ —动力粘度; e —速度应力张量。

能量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_f \vec{v} \cdot \vec{h}_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{v} \cdot \vec{\tau}) + \vec{v} \cdot \vec{f}_f + S_E \quad (5)$$

式中: h_{tot} —总焓; S_E —能量源项。

将求解出的流场中的温度分布输入到 Static Structural 与 Steady-State Thermal 模块中,对叶片固

体受到的热应力以及应变进行求解。固体区域守恒方程为:

$$\rho_s \vec{v}_s = \nabla \cdot \sigma_s + \vec{f}_s \quad (6)$$

式中: ρ_s —固体密度; $\vec{v}_s$ —当地速度矢量; σ_s —柯西应力张量。

在式(6)中引入由温差所引起的热变形项:

$$\vec{f}_T = \alpha_T \cdot \nabla T \quad (7)$$

式中: α_T —热膨胀系数。

定义冷气与燃气的温度比 TR 为:

$$TR = T_{in}/T_{gas} \quad (8)$$

式中: T_{in} —进气腔的入口温度; T_{gas} —叶栅通道的入口温度。

雷诺数的表达式为:

$$Re = \rho_f V_{in} D_{in} / \mu \quad (9)$$

式中: V_{in} —进气腔入口冷气速度; D_{in} —进气腔入口水力直径。

利用 Nu 表示换热强度:

$$Nu = q_w D_h / (T_w - T_{in}) \lambda \quad (10)$$

式中: q_w —壁面热流密度; D_h —旋流腔水力直径; T_w —靶面温度; λ —导热系数。

采用总压损失系数表示旋流冷却的总压损失:

$$C_{pt} = (p_{in,t} - p_{out,t}) / p_{in,t} \quad (11)$$

式中: $p_{out,t}$ —进气腔出口静压; $p_{in,t}$ —进气腔入口总压。

1.4 边界条件

高温燃气与旋流冷却冷气均为理想气体。考虑实际的工程条件,叶栅通道入口燃气速度为 40 m/s,温度为 1 703.15 K,出口静压为 1.497 MPa。叶栅通道两侧设置为周期性边界条件。进气腔入口雷诺数为 50 000,旋流腔出口静压为 1.54 MPa。叶片固体选用 DD6 单晶,固体密度为 8.78 g/cm³,弹性模量为 241.1 GPa,泊松比为 0.244^[14]。流体与固体交界面设置为流固交界面,叶顶与叶根设置了固定位移约束^[15]。此外,共选择了 5 种进气腔入口温度,分别为 459.85, 562.04, 665.65, 766.42 及 868.61 K,对应的冷气燃气温比分别为 0.27, 0.33, 0.39, 0.45 及 0.51。

1.5 湍流模型验证

湍流模型的选择对模拟计算准确性有着较大影响。范小军等人^[16]对旋流冷却结构的传热特性进

行了实验研究,通过红外像仪测量方法获得了准确的实验结果。因此,本文选择了范小军等人的实验以进行湍流模型的验证。分别采用标准 $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 、标准 $k-\omega$ 以及 SST $k-\omega$ 湍流模型进行计算并与实验结果进行对比,结果如图 4 所示。标准 $k-\omega$ 湍流模型以及 SST $k-\omega$ 湍流模型均可以对旋流冷却特性进行较为精确地预测,而标准 $k-\omega$ 湍流模型与实验结果的吻合程度更高。最终选择标准 $k-\omega$ 湍流模型进行计算。

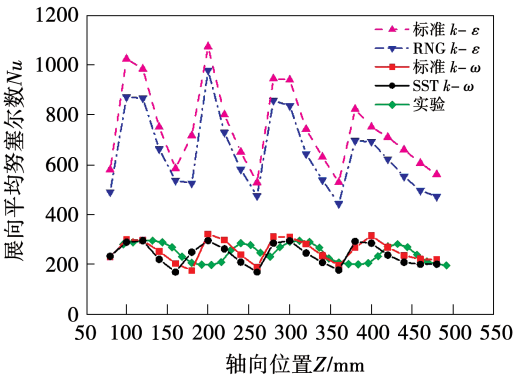


图 4 不同湍流模型下展向平均努塞尔数分布
Fig. 4 Distribution of spanwise averaged Nusselt number for various turbulence models

1.6 网格无关性分析

图 5 所示为不同网格数量下靶面展向平均努塞尔数的轴向分布。显然,不同网格数量下的展向平均努塞尔数差异较小。综合考虑模拟计算精度与速度,最终选择的网格数量为 585 万。

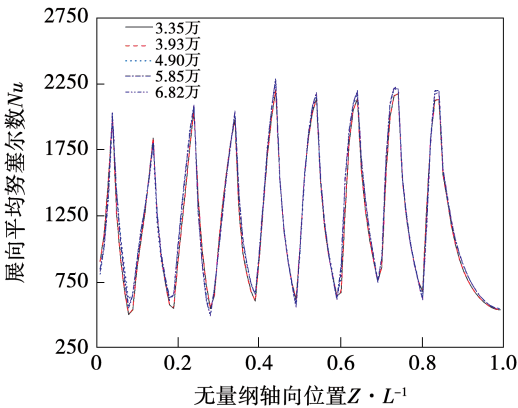


图 5 不同网格数量下展向平均努塞尔数分布
Fig. 5 Distribution of spanwise averaged Nusselt number under different mesh quantities

2 结果分析

2.1 旋流冷却流动与传热特性

图 6 所示为旋流冷却的流线以及冷气的速度分布。冷气从进气腔进入,通过喷嘴流入旋流腔内,沿着靶面形成了高速的旋转流动。在靶面附近处冷气的流速较高,由于流动损失,在腔室流动过程中流速逐渐降低。此外,随着温度比的增加,冷气流速逐渐升高。这主要是因为冷气的温度升高,密度降低,在入口雷诺数一定的情况下进气腔入口冷气流速升高。

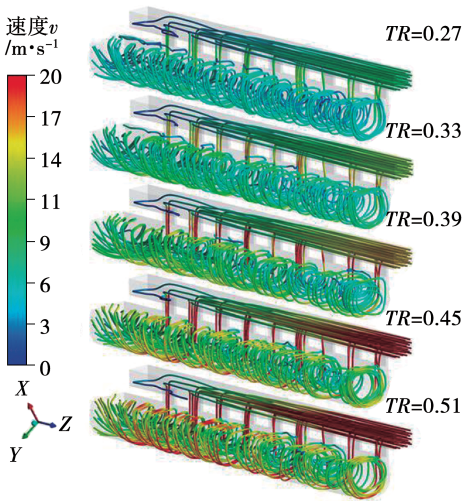


图 6 旋流冷却三维流线
Fig. 6 3D streamline of swirl cooling

图 7 所示为旋流腔中心纵截面的压力分布云图。由于靶面附近冷气的流速较高,对靶面的冲刷作用较强,因此在旋流腔靶面附近位置产生了较高的压力,并且向着下游方向冷气压力逐渐降低。随着温度比的增加,旋流腔内的压力逐渐升高,这主要是由于冷气流速的升高加强了对腔室靶面的冲刷作用。

图 8 所示为旋流腔中心纵截面的湍动能分布云图。由于喷嘴射流对靶面进行强烈地冲刷,在喷嘴所对应的靶面位置产生了较高的湍动能。并且在较高的温度比条件下,旋流腔内冷气的速度波动较为剧烈,湍动能明显增大。较高的湍动能可以增强冷气掺混以及对边界层扰动,对传热起到促进作用。

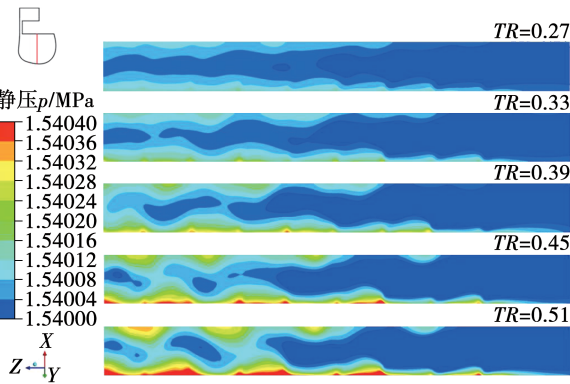


图 7 旋流腔中心纵截面压力云图

Fig. 7 Pressure contour on lengthwise section of vortex chamber center

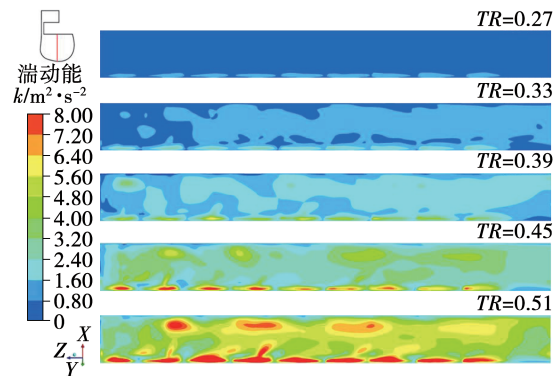


图 8 旋流腔中心纵截面湍动能云图

Fig. 8 Turbulence kinetic energy contour on lengthwise section of vortex chamber center

图 9 所示为旋流腔靶面展向平均努塞尔数的轴向分布。可以看出,由于喷嘴射流对靶面的冲刷作用较强,在喷嘴所对应的靶面位置处产生了较高的努塞尔数。由于流动损失冷气对两个喷嘴间靶面的冲刷作用较弱,努塞尔数相对较低。并且随着温度比的升高,冷气流速逐渐提升,对靶面的冲刷作用增强,努塞尔数的峰值有明显升高,在其余靶面位置处努塞尔数差异相对较小。

图 10 所示为旋流腔靶面所示区域热流密度的分布云图。由于喷嘴出口处冷气的流速较高,产生了较强的热量交换,热流密度相对较高。在旋流腔底部靶面位置同样形成了较高的热流密度区域,其呈现出椭圆状。此外,随着温度比的升高热流密度先升高后降低的。当温度比较低时,冷气的速度较低,单位时间冷气能够传递的热量较少,热流密度较低。而当温度比较高时,虽然冷气的速度较高,

但冷气的温度同样较高,单位质量冷气所能带走的热量较少,热流密度相对较低。而当 $TR = 0.39$ 时,冷气的速度与温度较为均衡,从而得到了较高的热流密度。

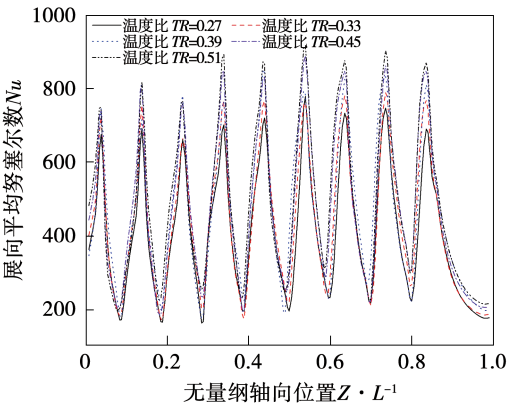


图 9 展向平均努塞尔数的轴向分布

Fig. 9 Distribution of spanwise averaged Nusselt number along axial direction

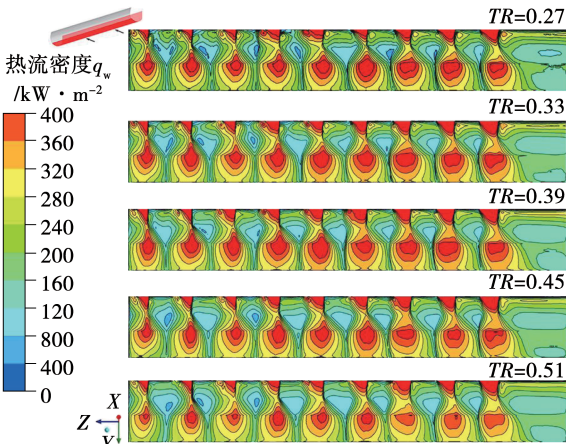


图 10 旋流腔靶面热流密度云图

Fig. 10 Heat flux contour on target wall of vortex chamber

表 1 为旋流冷却靶面平均努塞尔数、热流密度以及旋流冷却总压损失系数。可以发现,随着温度比升高靶面平均努塞尔数逐渐升高,而热流密度却先升高后降低。这主要是由于计算努塞尔数的过程中,温差变化的幅度较高,已经超过了热流密度变化对努塞尔数产生的影响,在这种情况下可能存在评价指标“失真”^[5]情况。对于旋流冷却的总压损失系数,由于随着温度比的升高,冷气的流速逐渐增加,对靶面的冲刷作用增强,所引起的流动损失增加,总压损失系数逐渐增加。

表 1 旋流冷却靶面平均努塞尔数 Nu_a 、靶面热流密度 q_w 与总压损失系数 C_{pt}

Tab. 1 Averaged Nusselt number, heat flux and total pressure loss coefficient of vortex cooling target wall			
TR	Nu_a	$q_w/\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$	$C_{pt}/10^{-3}$
0.27	401.17	227.01	0.78
0.33	427.47	240.46	1.26
0.39	451.23	245.58	1.87
0.45	469.72	240.17	2.59
0.51	484.62	229.70	3.42

2.2 叶片前缘固体应力以及应变特性

图 11 所示为叶片前缘固体的温度分布云图。作为旋流冷却效果的直接体现,叶片前缘固体的温度分布可以更加直观地对旋流冷却性能进行评价。图 11 随着温度比的增加,叶片前缘固体压力面以及吸力面的温度先降低后升高,这种分布趋势与旋流腔靶面热流密度一致。这同样体现了通过努塞尔数对旋流冷却传热特性进行分析时,出现评价指标“失真”的情况。当温度比较低时,虽然冷气的温度较低,单位质量冷气可以带走更多的热量,但由于冷气的流速较低,运输热量的效率较低,叶片前缘固体的温度较高。当温度比较高时,虽然冷气的流速较高,但是冷气的温度较高,单位质量冷气所能带走的热量有限,因此叶片前缘固体也产生了较高的温度。

图 12 所示为叶片前缘固体的热应力分布云图。由于叶顶与叶根设置了约束,因此产生了较高的热应力。叶片吸力面的温度相对较高,热应力较高。同温度的分布一致,随着温度比的升高,热应力先升高后降低。

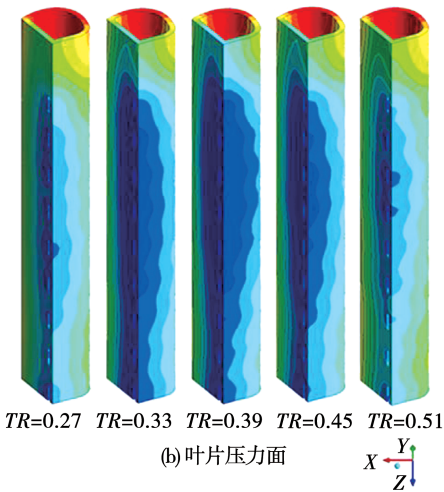
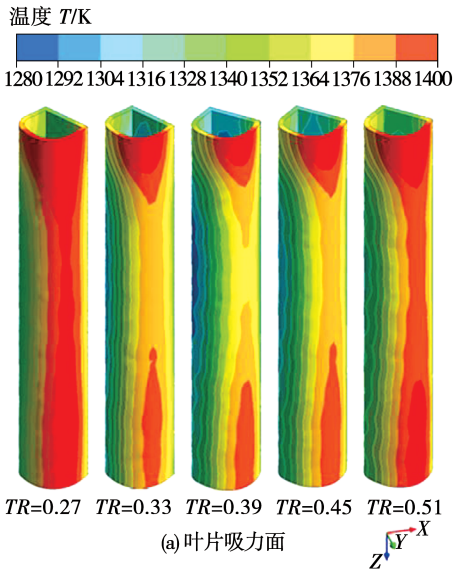


图 11 叶片前缘固体温度分布云图
Fig. 11 Blade leading edge solid temperature contour

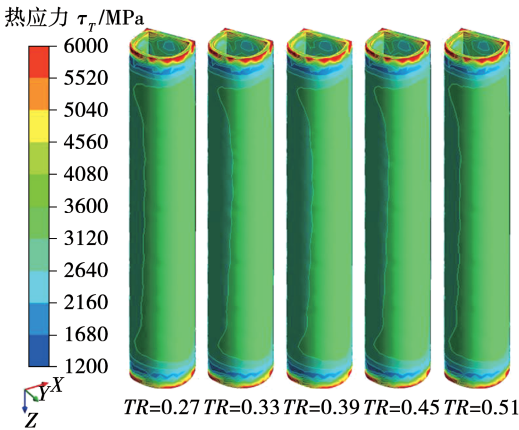


图 12 叶片前缘固体热应力分布云图
Fig. 12 Blade leading edge solid thermal stress contour

图 13 所示为叶片前缘固体的热应变分布云图。由于叶顶与叶根受到约束,热应变为零。热应变主要受到热应力的影响,随着温度比的升高热应变同样先升高后降低。

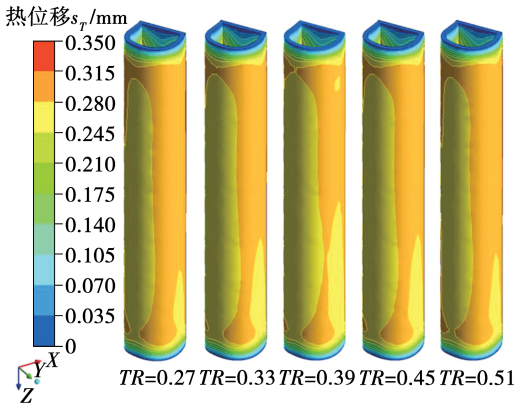


图 13 叶片前缘固体热应变分布云图
Fig. 13 Blade leading edge solid thermal strain contour

3 结 论

建立了包含燃气通道、叶片固体、冷却流道的旋流冷却模型,在不同冷气-燃气温比条件下,采用流固耦合模型对旋流冷却的流动与传热特性、叶片前缘固体温度、热应力以及热应变分布进行了分析,主要研究结论为:

(1) 保持进气腔雷诺数一定,随着冷气/燃气温比增加,冷气密度逐渐减小,入口冷气流速逐渐升高,加强了冷气的掺混以及对边界层的扰动。

(2) 随着温度比的升高,靶面热流密度呈现出先升高后降低的趋势,而旋流腔靶面处的努塞尔数逐渐升高。

(3) 当温度比较低时,冷气的流速较低,单位时间所能带走的热量较少,叶片温度较高。当温度比较高时,冷气的温度较高,单位质量冷气所能吸收的热量较少,叶片的温度较高。温度比从0.27增大到0.51,固体叶片温度呈现出先降低后升高的趋势。

(4) 由于温度的变化导致冷气流速发生改变,因此提高成本降低冷气温度并不意味着可以带来更高冷却效率,合理选择冷气温度至关重要。

参考文献:

- [1] KREITH F, MARGOLIS D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow [J]. Applied Scientific Research, 1959, 8 (1): 457 - 473.
- [2] GLEZER B, MOON H K, O'CONNELL T. A novel technique for the internal blade cooling [C]// Proceeding of ASME Turbo Expo 1996. New York, USA: ASME, 1996: V004T09A015.
- [3] DU C, LI L, LI S, et al. Effects of aerodynamic parameters on steam vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2016, 230 (4): 354 - 365.
- [4] LUAN Y, DU C, FAN X, et al. Investigations of flow structures and heat transfer in a swirl chamber with different inlet chambers and various aerodynamic parameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 551 - 561.
- [5] 范小军, 邹佳生, 周源远, 等. 喷嘴数和温比对旋流冷却流动和传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52 (3): 19 - 24.
FAN Xiao-jun, ZOU Jia-sheng, ZHOU Yuan-yuan, et al. Effects of nozzle numbers and temperature ratios on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52 (3): 19 - 24.
- [6] WU F, LI L, DU C, et al. Effects of circumferential nozzle number and temperature ratio on swirl cooling characteristics [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 154: 332 - 342.
- [7] TANG W, YANG L, ZHU W, et al. Numerical simulation of tem-

perature distribution and thermal-stress field in a turbine blade with multilayer-structure TBCs by a fluid-solid coupling method [J]. Journal of Materials Science and Technology, 2016, 32: 452 - 458.

- [8] LIU Z, FENG Z, SONG L. Numerical study of flow and heat transfer of impingement cooling on model of turbine blade leading edge [C]// Proceeding of ASME Turbo Expo 2010. New York, USA: ASME, 2010: 657 - 674.
- [9] ROUL R, KUMAR A, MOHANTY S. Numerical investigation of fluid structure interaction of 1.5 MW wind turbine rotor blade system [C]// Proceedings of the 2019 International Conference on Management Science and Industrial Engineering. Pairs, France: MSIE, 2019: 254 - 259.
- [10] 陈 凯. 燃气涡轮冷却结构设计 with 气热弹多场耦合的数值研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
CHEN Kai. Numerical research of gas turbine cooling structure design with aerodynamic thermal mechanical conjugate methods [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [11] 周源远, 范小军, 李 亮, 等. 燃气轮机叶片前缘旋流冷却的热流固耦合数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54 (1): 135 - 142.
ZHOU Yuan-yuan, FAN Xiao-jun, LI Liang, et al. Numerical research on the swirl cooling using thermal-fluid-structure coupled method for turbine blade leading edge [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54 (1): 135 - 142.
- [12] HYLTON L D, MILHEC M S, TURNER E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surface of turbine vanes [R]. NASA-CR-168015, Washington D. C., USA: NASA, 1983.
- [13] 周韦韦. 涡轮叶片气膜冷却流固耦合数值模拟研究 [D]. 南昌: 南昌航空大学, 2018.
ZHOU Wei-wei. Numerical analysis of film cooling of turbine blade based on fluid-structure interaction [D]. Nanchang: Nanchang Hangkong University, 2018.
- [14] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2002.
Editorial Committee of China Aeronautical Materials Handbook. China aeronautical materials handbook [M]. Beijing: Standards Press of China, 2002.
- [15] 王璠琦. 高压涡轮气冷叶片的热流固耦合数值研究 [D]. 天津: 中国民航大学, 2017.
WANG Ying-qi. Numerical study on thermal-fluid-structure coupling of high pressure turbine air-cooled blade [D]. Tianjin: Civil Aviation University of China, 2017.
- [16] FAN X, LI L, ZOU J, et al. Local heat transfer of vortex cooling with multiple tangential nozzles in a gas turbine blade leading edge cooling passage [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126: 377 - 389.