# 穹顶形扰流柱冲击冷却系统综合换热效率数值模拟

李润东,李明春,郭曾嘉,贺业光,杨天华 (沈阳航空航天大学能源与环境学院,沈阳110136)

摘要:为了分析扰流柱对冲击冷却效率的影响,采用数值模拟方法对穹顶形扰流柱冲击冷却系统进行研究,获得其换热与流动特性,并与平板靶板冲击冷却系统和圆形扰流柱冲击冷却系统进行对比分析。结果表明:穹顶形扰流柱冲击冷却系统可以同时获得良好的换热效果与较小的流动阻力系数。与圆形扰流柱靶板相比,穹顶形扰流柱靶板的 Nu 增大了 13.8%,而流动阻力却减小了 5.3%;其综合换热效率提高了 17.9%。从综合换热效率的角度看,穹顶形扰流柱冲击冷却系统优于平板靶板冲击冷却系统和圆形扰流柱冲击冷却系统。

关键词:冲击冷却;扰流柱;换热特性;流动特性;综合换热效率;燃气轮机 中图分类号: V231.1 文献标识码:A doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2020.06.004

# Numerical Simulation on Gross Cooling Effectiveness of Impingement Cooling System with Dome–like Pin–fins

LI Run-dong, LI Ming-chun, GUO Zeng-jia, HE Ye-guang, YANG Tian-hua

(College of Energy and Environment, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: In order to analyze the effect of the pin-fins on impingement cooling efficiency, the impingement cooling system with domelike pin-fins was studied by numerical simulation method, and its heat transfer characteristics and flow characteristics were obtained. The impingement cooling system with target plate pin-fins and circular pin fins were compared and analyzed with the impingement cooling system with dome-like pin-fins. The results show that the impingement cooling system with dome-like pin-fins can obtain good heat transfer and small flow resistance coefficient simultaneously. Compared with the target plate in circular pin-fins system, the  $\overline{Nu}$  of target plate in dome-like pin-fins system increased by 13.8%, while the flow resistance decreased by 5.3%, and the gross cooling effectiveness increased by 17.9%. From the point of gross cooling effectiveness, the impingement cooling system with dome-like pin-fins is superior to that of target plate and circular.

Key words: impingement cooling; pin-fins; heat transfer characteristic; flow characteristic; gross cooling effectiveness; gas turbine

# 0 引言

为了提高燃气轮机的效率,透平进口温度不断提高,与此同时,材料的发展却跟不上燃气轮机对性能的要求,必须采取有效的、先进的冷却技术以保证燃 气轮机的安全运行和寿命<sup>[1]</sup>。冲击冷却作为1种高效 的冷却方法被广泛地应用在燃气轮机热端部件的保 护中<sup>[2]</sup>。Weigand等<sup>[3]</sup>、Martin<sup>[4]</sup>采用试验与数值的方法 研究分析了不同参数对冲击冷却效率的影响。从以往 的研究来看,降低射流冲击冷却效率的最大因素就是 横流。Hollworth 等<sup>15</sup>对带有横流的多孔冲击冷却系统 进行了研究,发现横流会导致在冲击通道内产生压 差,从而使换热情况不均匀,导致冲击冷却换热效率 降低。最近,一些研究学者尝试将冲击冷却与扰流柱 或肋片等其他强化传热技术相结合,从而减少横流的 影响,增加靶板表面的换热面积和湍流度,以期能够 获得更好的换热效率和更均匀的换热效果。对此,国 内外研究人员已经展开了研究。Ligrani等<sup>16</sup>、El-Gabry 等<sup>17</sup>对平板和扰流柱靶板进行了研究,发现扰流柱靶

**收稿日期:**2019–08–17 **基金项目:**国家"万人计划"科技创新领军人才(组厅字[2016]37号–286)项目、辽宁省攀登学者奖励计划资助 作者简介:李润东(1973),男,博士、教授、博导,主要研究方向为环境增值能源;E-mail:Leerd@sau.edu.cn。

**引用格式:** 李润东,李明春,郭曾嘉,等.穹顶形扰流柱冲击冷却系统综合换热效率数值模拟[J].航空发动机,2020,46(6):16-21.LI Rundong,LI Mingchun,GUO Zengjia, et al. Numerical simulation on gross cooling effectiveness of impingement cooling system with dome-like pin-fins[J]. Aeroengine, 2020,46(6):16-21.

板不仅换热效果好,而且其换热均匀性也要优于平 板的;Hansen 等<sup>18</sup>对 6 种扰流柱冲击冷却系统进行研 究,表明扰流柱的形状对靶板换热效率的提升效果影 响非常大;贺业光等19对圆柱形、正方形、菱形、椭圆形 扰流柱进行了研究,表明扰流柱可以将靶板平均换热 效果提高 1~1.3 倍;Yu R 等<sup>[10]</sup>、陈鹏等<sup>[11</sup>对具有微小 W型肋表面的冲击冷却进行了试验与数值研究,表 明在较小的冲击间距下,微小 W 型肋可以在压力损失 基本不变的情况下,提高冲击靶板的换热能力;Son等 [12-13]对具有粗糙元的表面增强冲击传热性能进行了试 验研究,表明圆形、菱形扰流柱可以使总体传热性能 提升 22%~35%, 而压力损失仅增加 10%; 万超一等 四、饶宇等四对具有全高度针肋的冲击冷却进行了试 验和数值模拟研究,表明狭窄空间的针肋靶板端壁上 的平均传热性能比平板靶板的提高 7.0%, 压力损失 提高 17.9%。

由于冲击冷却系统内部流场变化的剧烈性和结构的复杂性,不同扰流柱对冲击冷却的换热与流动的影响会产生很大的区别。在国内外文献中,大多数研究只针对常规形状的扰流柱以及扰流柱在冲击冷却系统中的几何参数和排列等因素,不能完全改善扰流柱冲击冷却系统在换热效果增强与流动阻力增大之间的矛盾。因此,为了使扰流柱冲击冷却系统能够同时获得良好的换热效果以及流动阻力,本文提出1种穹顶形扰流柱,通过试验与数值模拟的方法,获得冲击冷却系统的换热与流动特性,分析扰流柱与冲击射流之间的作用机理,计算其综合换热效率,并与平板靶板和圆形扰流柱冲击冷却系统进行对比分析。

# 1 试验装置与原理

#### 1.1 试验装置

冲击冷却系统试验装置如图 1 所示。主要包括变频风机、热式气体流量计、压差变送器、进口与出口稳 压箱、丝网加热器、红外热像仪、压力和温度测量系统 以及试验段。压缩空气通过变频风机进入试验入口段, 其质量流量由热式气体流量计测得。大功率丝网加热 器可以在 1 s 内将气体加 流体入口热式气体流量计

热至 320 K 以上,并且维 持稳定 1~2 min。加热后的 气体进入冲击冷却试验 段,最后从出口稳压箱排



出。在试验段布置了热电偶以及压力传感器,用于测量 温度与压力。信号由 Labview 数据采集系统获得。

试验测试了 3 种冲击靶板,分别为平板靶板、圆 形扰流柱靶板、穹顶形扰流柱靶板。试验件均由 10 mm 厚的有机玻璃制成。靶板尺寸为 400 mm × 250 mm。冲击孔排布为 5 × 7,冲击孔直径 *D*=10 mm,冲击 孔间距比 *X<sub>n</sub>*/*D*=*Y<sub>n</sub>*/*D*=5,孔板与靶板间距为 2 倍孔 径,*X<sub>n</sub>*、*Y<sub>n</sub>*分别为横向相邻两冲击孔及纵向相邻两冲击 孔的孔间距。扰流柱截面形状以及扰流柱、冲击孔、热 电偶的排布分别如图 2、3 所示。其中穹顶形扰流柱弧 形侧对应冲击冷却横流上游侧。为保证冲击冷却系统 的冲击通道水力直径近似相同,圆形扰流柱直径与冲 击孔直径相同,穹顶形扰流柱中 *a*=*D*、*b*=0.2*D*、*c*=0.6*D*,



扰流柱的高度均为2D。扰 流柱与冲击孔为顺排排 列,扰流柱间距 P<sub>x</sub>=P<sub>x</sub>=5D, 扰流柱的中心与冲击孔圆 心的水平间距为2.5D。试 验采用单边出流,即最大 横流工况,基于冲击孔直



径和射流速度的雷诺数为15000、20000、25000、30000、35000。从图3中可见,在中间1排7个冲击孔处分别布置K型热电偶以测量射流温度,为了减小误差,选取中间1排7个冲击孔及其对应的冲击靶板作为观测区域。

#### 1.2 数据处理

本文中的射流雷诺数定义为

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \tag{1}$$

式中: *ρ* 为冷却射流密度; *u* 为冲击孔入口射流速度; *μ* 为冷却射流动力黏度。

局部努塞尔数定义为

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \tag{2}$$

式中:h 为对流换热系数;λ 为流体导热系数。 冲击靶板平均努塞尔数定义为

$$\overline{Nu} = \frac{qD}{\lambda(T_{ave} - T_g)} \tag{3}$$

式中:q为冲击靶板热流密度; $T_s$ 为冷却气体温度;  $T_{are}$ 为冲击靶板迎风侧平均温度。

流动阻力定义为

$$f = \frac{2\,\Delta\,p}{\rho u^2} \tag{4}$$

式中: $\Delta p$ 为进、出口的静压压差。

综合换热效率临定义为

$$I = \frac{\overline{Nu}/Nu_0}{(f/f_0)^{1/2}} \tag{5}$$

式中:Nu<sub>0</sub>与f<sub>0</sub>分别为平板靶板冲击冷却系统的平均 努塞尔数和流动阻力。

# 1.3 误差分析

采用 Kline 等<sup>117</sup>的方法分析试验结果的误差。热 式气体流量计的测量误差为 2%,压差变送器的测量 误差为 2.5%,温度测量精度为 0.3 K,试验件尺度加 工误差为 1%,有机玻璃热导率误差为 0.01 W/(m·K), 依据 Kingsley–Rowe 等<sup>[18]</sup>的方法,靶板横向导热带来 的不确定度低于 2%,因此试验中雷诺数误差为 3%, 压力损失误差为 2.5%,平均努塞尔数的最大误差为 8.5%。

#### 2 数值计算

冲击冷却系统的数值模拟计算采用商业软件 ANSYS Fluent 17.0 进行。采用压力基进行稳态求解, 各物理量的离散格式均为 2 阶迎风格式,压力 – 速度 耦合采用 Simple 算法,收敛的标准是相对残差小于 10<sup>-6</sup>。采用 SSTκ-ω 湍流模型可以获得与试验较为一 致的结果<sup>[19]</sup>。冲击冷却模型如图 4 所示。从图中可见, 数值计算入口设为质量流量入口,所需质量流量由冲

击射流的雷诺数确定,冲 击射流进口温度为 303 K;出口设为压力出口;采 用恒定温度的方式加热冲 击靶板下表面,给定温度 为 333 K;其他固体壁面 均为无滑移绝热壁面。



采用网格划分软件 ANSYS ICEM CFD 划分结构 性网格,如图 5 所示,在冲击孔以及扰流柱处进行 O

型网格切分,同时对冲击壁面、冲击孔、扰流柱及其表 面附近区域网格加密处理。为使数值计算的结果与网 格数量无关,对 *Re*=25000、网格总体数量分别为 350 万、460万、590万、700万、830万的网格进行无关性 检验,圆形扰流柱冲击冷却系统中靶板的 *Nu*变化如 图 5 所示。从图中可见,随着网格数量的增加,*Nu*的 变化小于 0.24%。综合考虑选择数量为 590 万的网格 进行计算。



# 3 计算结果与分析

#### 3.1 试验与数值计算结果验证

射流 Re=15000~35000,试验与 CFD 计算所获得 的平板靶板冲击冷却系统的平均努塞尔数与文献中 数据的比较如图 7 所示。从图中可见,在所计算的 Re 范围内,试验结果与文献[7]数据的偏差在 6.2%以内, 与文献[20]数据的偏差在 2.1%以内 CFD 计算结果与 文献[21]数据的偏差在 7.1%以内,而 CFD 计算的结 果与试验结果偏差约为 5.6%,是可以接受的。

圆形扰流柱靶板冲击冷却系统与穹顶形扰流柱 靶板冲击冷却系统的 CFD 计算所获得的平均努塞尔 数与试验数据的对比如图 8 所示。从图中可见,数值 计算结果与试验结果比较吻合,圆形扰流柱靶板冲击 冷却系统的平均努塞尔数的数据偏差约为 4.78%,穹 顶形扰流柱靶板冲击冷却系统平均努塞尔数的数据 偏差约为 4.49%。



通过上述试验以及 CFD 计算获得的结果与文献 数据的对比可见,试验数据与文献数据吻合较好,表 明本试验测试系统准确可靠。同时 CFD 计算结果与 试验结果以及文献结果之间的偏差也在允许范围内, 说明在所研究的 Re 范围内,通过 CFD 计算可以较好 地预测冲击冷却系统的换热与流动特性。

#### 3.2 冲击靶板换热特性分析

在 Re=25000 时,平板靶板、圆形与穹顶形扰流 柱靶板表面局部努塞尔数分布如图 9 所示。从图中可 见,在 3 种冲击靶板冲击驻点处的 Nu 都很大,但向 周边很快减小。在扰流柱冲击冷却系统中,扰流柱的 存在可增强其周边区域的 Nu。由于扰流柱后方气流 的流通量和流动速度因扰流柱的存在而降低,该区域

存在小范围的低换热区 域。因此在扰流柱群中, 远离扰流柱柱身区域的 Nu 较小,环绕每个扰流 柱的前缘都会出现1个 U形的强化换热区,并且 随着流动向下游区域发 展,U形强化换热区会更 加明显。



冲击靶板的 Nu 分布和换热强化系数分布分别 如图 10、11 所示。从图中可见,靶板的表面 Nu 随着 Re 的增大而增大,但是 Nu/Nu<sub>0</sub> 却与 Re 相关性很小。 当 Re 增大时, Nu/Nu<sub>0</sub> 只在一定的范围内波动,且最 大相差仅为0.3%,因此认为扰流柱冲击冷却系统的 Nu/Nu<sub>0</sub> 只与自身的结构有关。其中, 扰流柱冲击冷却 系统的 Nu/Nu<sub>0</sub> 均大于1, 说明 2 种扰流柱均可强化冲 击换热效果。穹顶形扰流柱靶板的 Nu/Nu<sub>0</sub> 高于圆形 扰流柱靶板的, 说明穹顶形扰流柱对靶板表面换热效 果的提升幅度最大, 相比于圆形扰流柱, 其对靶板表 面换热效果的提升约为 13.8%。



在 Re=25000 时,冲击<sup>130</sup> 靶板端面和扰流柱表面的<sup>135</sup> 换热量分布如图 12 所示。<sup>30</sup> 从图中可见,扰流柱靶板<sup>90</sup> 端面的换热量均高于平板<sup>45</sup> 靶板的,说明扰流柱可以 通过增加气流湍流度,减<sup>8</sup>12 小边界层以及横流等不良 影响强化靶板表面的换热



效果。同时扰流柱表面的换热量在冲击冷却系统的总 换热量中占有很大比例,说明在扰流柱冲击冷却系统 中,扰流柱可以增加冲击冷却系统换热表面积,从而 增强冲击冷却系统的换热效果。其中,穹顶形扰流柱 靶板端面的换热量虽然低于圆形扰流柱靶板的,但是 其扰流柱表面的换热量却比圆形扰流柱靶板的,但是 其扰流柱表面的换热量却比圆形扰流柱的提高了 29%,表明虽然穹顶形扰流柱通过增加气流湍流度以 及阻碍横流等方法强化对流换热的能力不如圆形扰 流柱的,但是可以通过强化扰流柱表面换热量的方式 使冲击冷却系统的总体换热效果强于圆形扰流柱冲 击冷却系统的。

#### 3.3 冲击通道内部流动特性分析

强化传热总是伴随着流动阻力所带来的不利影 响。流动阻力的增大意味着进气时需要额外的功率, 而燃气轮机中的冷却气体通常由压气机排入,因此流 动阻力的增大也意味着燃气轮机系统的整体效率降 低。燃气轮机冷却系统设计的最佳目标就是达到更好 的换热效果的同时保证流动阻力在一个合理范围内。 冲击冷却系统的流动阻力系数(f / fn)<sup>13</sup> 如图 13 所示。 从图中可见,(f / fn)<sup>13</sup> 与 Re 均没有明显的相关性。其 中,扰流柱冲击冷却系统的(f / fn)<sup>13</sup> 均大于 1,表明在 冲击冷却系统的总流动阻力中,虽然射流的冲击作用

较大,但是扰流柱也会在 冲击冷却系统内产生额外。 的不可忽略的流动阻力。 而穹顶形扰流柱所产生的 额外的流动阻力最小。



在研究强化冲击冷却效率的过程中,综合换热效 率可用来综合评价冲击冷却系统的换热效率与流动 阻力。综合换热效率越高表明这种冲击冷却结构可以 在获得更好的换热效果的同时产生更小的流动阻力。 综合换热效率大于 1,则表明此冲击冷却系统优于平 板靶板冲击冷却系统。扰 <sup>1,1250</sup> ※1,225 流柱冲击冷却系统的综 <sup>1,125</sup> 1,205 1,175 合换热效率分布如图 14

所示。从图中可见,扰流



图 14 综合换热效率

柱冲击冷却系统的综合换热效率均大于 1, 表明这 2 种扰流柱对冲击冷却系统总体换热性能的提升已经 超过了流动阻力增大的幅度,即这 2 种扰流柱对提高 冲击冷却系统的整体效率是有利的。其中,穹顶形扰 流柱冲击冷却系统具有最高的综合换热效率,表明穹 顶形扰流柱对冲击冷却系统整体效率提高的效果更 好,相比于圆形扰流柱,其对冲击冷却系统综合换热 效率提高的幅度可达 17.9%。如果在进行扰流柱设计 过程中将换热效率与流动阻力同时作为考虑因素,相 比于圆形扰流柱而言,穹顶形扰流柱是更好的选择。

# 4 结论

本文采用试验与数值模拟的方法对穹顶形扰流 柱冲击冷却系统进行研究,获得了穹顶形扰流柱冲击 冷却系统的换热与流动特性,并且与平板靶板冲击冷 却系统以及圆形扰流柱冲击冷却系统进行了对比分 析,得到如下结论:

(1)随着 Re 的增大, 靶板表面的 Nu 都会增大, 但冲击靶板表面的局部 Nu 的变化趋势基本一致。而 换热强化系数仅与冲击冷却系统的结构相关。其中, 穹顶形扰流柱对冲击靶板换热效果提升的幅度最大, 比圆形扰流柱的提升幅度高 13.8%。

(2)扰流柱冲击冷却系统的流动阻力系数(f/fn)<sup>1/3</sup> 仅与其自身的结构有关。穹顶形扰流柱相对于圆形扰 流柱的冲击冷却系统可获得更小的流动阻力系数。

(3)穹顶形扰流柱可以使冲击冷却系统同时获得 更好的换热效果以及较小的流动阻力系数,因此其对 冲击冷却系统的整体效率提高的效果最佳。相比于圆 形扰流柱,穹顶形扰流柱可使冲击冷却系统的综合换 热效率提高 17.9%,因此穹顶形扰流柱可以实现高效 低阻的冷却效果。

#### 参考文献:

- Han J C, Dutta S, Ekkad S V. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Baton Rouge: Taylor & Francis Group, 2012;64–82.
- [2] Lee J, Lee S J. The effect of nozzle configuration on stagnation region heat transfer enhancement of axisymmetric jet impingement [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2000, 43 (18):

3497-3509.

- [3] Weigand B, Spring S.Multiple jet impingement-a rview[J].Heat Transfer Research, 2011, 42(2): 101-142.
- [4] Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces[J].Advances in Heat Transfer, 1977, 13(1):1-60.
- [5] Hollworth B R, Cole G H.Heat transfer to arrays of impinging jets in a crossflow[J].Journal of Turbomachinery, 1987, 109(4): 564–571.
- [6] Ligrani P M, Ren Z, Buzzard W C.Impingement jet array heat transfer with small-scale cylinder target surface roughness arrays [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2017, 107 (3): 895–905.
- [7] El-Gabry L A, Kaminski D A.Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets[J].Journal of Turbomachinery, 2005, 127(3): 532–544.
- [8] Hansen L G, Webb B W.Air jet impingement heat transfer from modified surfaces [J].International Journal of Heat & Mass Transfer, 1993, 36(4):989–997.
- [9] 贺业光,郭曾嘉,李润东,等.扰流柱形状对冲击冷却综合换热效率 影响研究[J].推进技术,2019,40(3):624-634.
   HE Yeguang, GUO Zengjia, LI Rundong, et al. Numerical simulation of

efficiency index of impingement cooling system with different pin fins shapes[J].Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(3):624-634. (in Chinese)

- [10] Yu R, Chen P, Wan C.Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on the surface with micro W-shaped ribs [J].International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 93:683-694.
- [11] 陈鹏,饶宇,万超一.具有微小 W 型肋的结构化表面冲击冷却实验
  [J].航空动力学报,2017,32(9):2110-2117.
  CHEN Peng,RAO Yu, WAN Chaoyi.Impingement cooling experiment of structured surface with micro-W-shaped ribs [J].Journal of Aerospace Power,2017,32(9):2110-2117. (in Chinese)
- [12] Son C, Dailey G, Ireland P, et al. An investigation of the application of roughness elements to enhance heat transfer in an impingement cooling system[J].Journal ASME, 2005, 22(2): 184–197.
- [13] Son C, Ireland P, Gillespie D. The effect of roughness element fillet radii on the heat transfer enhancement in an impingement cooling system [C]//ASME Turbo Expo 2005:Power for Land, Sea, and Air. Nevada: ASME, 2005:263–273.
- [14] 万超一,饶字,陈鹏,狭窄通道具有针肋的表面冲击冷却实验研究
  [J].工程热物理学报,2016,37(9):2000-2005.
  WAN Chaoyi,RAO Yu,CHEN Peng.Experiment study of confined jets impingement onto a target plate with pin fins in a narrow channel
  [J].Journal of Engineering Thermophysics,2016,37(9):2000-2005.
  (in Chinese)
- [15] 饶宇,万超一,陈鹏.具有针肋的狭窄空间冲击冷却实验和数值计 算[J].航空动力学报,2016,31(8):1852-1859.

RAO Yu, WAN Chaoyi, CHEN Peng. Experiment and numerical computation of impingement cooling in narrow space with pin fins[J].

Journal of Aerospace Power, 2016, 31(8):1852-1859. (in Chinese)

- [16] Chi Z, Kan R, Ren J, et al. Experimental and numerical study of the anti-crossflows impingement cooling structure [J].International Journal of Heat & Mass Transfer, 2013, 64(7):567–580.
- [17] Kline S J, McClintock F A. Describing uncertainties in singlesampleexperiments[J].Mechanical Engineering, 1953:75(1):3-8.
- [18] Kingsley-Rowe J R, Lock G D, Owen J M. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal:lateral-conduction error [J].International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005:26(2): 256-263.
- [19] Rao G A, Kitronbelinkov M, Levy Y.Numerical analysis of a multiple jet impingement system[R]. ASME-GT-2009-59719.
- [20] Xing Y,Spring S,Weigand B.Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets[J].Journal of Heat Transfer, 2010, 132(9):53–58.
- [21] Wan C, Rao Y, Chen P.Numerical predictions of jet impingement heat transfer on square pin-fin roughened plates[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 80(1): 301–309.

(编辑:刘 静)