涡轮叶片带扰流柱尾缘通道冷气流动的数值分析 *

吴伟龙,徐华昭,王建华

(中国科学技术大学 工程科学学院, 安徽 合肥 230027)

摘 要:在涡轮叶片尾缘通道中添加扰流柱可以改变尾缝内冷气流量的分配及流场均匀性,但同时 会增加流阻,因此尾缘通道中扰流柱和尾缝的几何匹配对叶片的换热性能有较大影响。本文采用数值方 法,以尾缘通道内无扰流柱模型 M0 为基准模型,对比分析在静止和三种旋转速度下带有三种不同扰流 柱结构的尾缘内部流动。其中,M1添加单列扰流柱,数目13,直径 D=2mm;M2与M3添加双列叉排扰 流柱,数目分别为16和17,直径 D=1.2mm,两模型仅在靠近尾缝1处扰流柱布局不同。数值结果揭示: (1)尾缘通道扰流柱可有效增加各尾缝冷气出流的均匀性,对1~3尾缝内的流动影响较大,小直径叉排 扰流柱布置形式更优于大直径单排;(2)与M0相比,三组带扰流柱模型的通道压力损失稍有增加。其 中,M2和M3基本相同,因对流场扰动较大,略高于M1;(3)随着旋转速度的增加,尾缝内压力损失 逐渐降低,但四组模型尾缝内的流场结构没有明显改变。

关键词:扰流柱;旋转;数值分析;流动特性;压力损失 中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2021) 01-0163-10 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200192

Numerical Investigation of Pin-Fin Influences on Cooling Air Flow Characteristics in Turbine Blade Trailing Edge Region

WU Wei-long, XU Hua-zhao, WANG Jian-hua

(School of Engineering Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: Using pin-fin structure in turbine blade trailing edge helps to improve cooling air allocation and the uniformity of flow filed in the trailing edge slots of turbine blades. However, the added pin-fins inevitably increases the resistance to the fluid flow. Therefore, the geometry matching of pin-fin and trailing edge slots have obvious influence on heat transfer of turbine blade. With M0 as a reference model of a real turbine trailing edge with no pin-fins, this paper adopted the numerical method to compare the flow fields in the trailing edge of three models with different pin fin structures under both static and three rotating speeds. M1 has a single row of 13 pin-fins with a diameter of D=2mm. M2 and M3 have two staggered rows of pin-fins with a respective number of 16 and 17 and a diameter D=1.2mm. Only a slight difference in pin fin arrangement exists near Slot 1 between the two models. The results demonstrated that: (1) The pin-fin located in trailing passage can increase the uniformity of flow field, have a big influence on flow characteristic of $\#1\sim3$ trailing slots, M2 and M3 with two staggered rows of pin-fins has a better results than M1 with a single row. (2) Compared to M0, the added pin fins in M1, M2 and M3 models cause a moderate increase in pressure losses. The pressure loss coefficients of M2 and M3 are

^{*} 收稿日期: 2020-04-05; 修订日期: 2020-08-14。

基金项目:两机专项基础研究(2017-Ⅲ-0001-0025)。

作者简介:吴伟龙,博士生,研究领域为涡轮叶片冷却技术。E-mail: 552887221@qq.com

通讯作者:徐华昭,博士,副研究员,研究领域为涡轮叶片冷却技术。E-mail: xuhz@ustc.edu.cn

引用格式: 吴伟龙,徐华昭,王建华. 涡轮叶片带扰流柱尾缘通道冷气流动的数值分析[J]. 推进技术, 2021, 42(1):163-172. (WU Wei-long, XU Hua-zhao, WANG Jian-hua. Numerical Investigation of Pin-Fin Influences on Cooling Air Flow Characteristics in Turbine Blade Trailing Edge Region[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(1):163-172.)

of the same level, and are slightly higher than that of M1 due to higher disturbances to the flow. (3) Increasing blade rotating speed causes continual decrease of pressure loss coefficient, but the flow structure in the slots of all the four models is not evidently changed.

Key words: Pin-fin; Rotation; Numerical investigation; Flow characteristics; Pressure loss

1 引 言

随着航空发动机技术的不断发展,先进的气膜、 冲击、扰流柱强化换热等冷却技术已经广泛应用在 涡轮叶片设计中。众所周知,减小叶片尾缘厚度有 利于提高叶片气动性能,但降低了其抗高温和抗疲 劳的能力。因此,在叶片尾缘采用扰流柱和尾缝组 合方式,有助于调整冷气在各尾缝中的分配同时增 强力学性能。但扰流柱尺寸、布局方式及旋转速度 对冷气分配及尾缝流动特性的影响仍需深入研究, 为获取更加优化的叶片尾缘冷却结构提供参考。

近年来,人们对叶片尾缘结构传热特性进行了 大量的实验和数值研究。在实验方面,采用液晶和 瞬态液晶法,Otto等^[1]研究了带扰流柱和肋片的梯形 尾缘通道内传热和堵塞特性。Rao 等^[2]研究了矩形通 道中凹槽加扰流柱结构的传热性能。Kan 等^[3]比较 了尾缘区扰流柱和尾缝的传热系数。利用红外热像 技术,Horbach等^[4]研究了不同扰流柱结构对高压涡 轮叶片冷却性能的影响。Wu等[5]研究了旋转叶片尾 缘冲击和扰动传热特性。张丽等[6-8]展示了带有小间 距扰流柱的梯形通道内流动和换热特性。在数值研 究流动和传热特性方面, Moon等^[9]、Jiang等^[10]和Bianchini等^[11]选择切应力输运SST $k-\omega$ 湍流模型,分析 涡轮叶片尾缘通道的传热、压降和冷气分布的均匀 性,比较了楔形尾缘通道中两种扰流柱布局。潘炳 华^[12]采用 Realizable k-ω模型,研究了不同进气比下 双向进气叶片尾缘通道内的流动特性。Menter^[13]使 用尺度自适应数值模拟(SAS)方法,研究了横流和质 量流量比对气膜冷却特性的影响。Singh等^[14]及Aillaud 等^[15]采用大涡模拟(LES)方法,研究了低展弦比 扰流柱通道中的流动和换热特性及跨声速叶片尾缝 和肋区的流动特性。

为了获取更详细的叶片尾缘流动和传热特征, 数值仿真与实验研究相结合是一种更可靠的方式。 Andreini等^[16]利用二维粒子测速仪(PIV)和SST *k-ω* 湍流模型,研究了带有7个扰流柱的楔形尾缘通道流 场。Taslim等^[17]以瞬态液晶测量方法和标准 *k-ε*, SST *k-ω*和*v²-f*湍流模型,研究梯形通道内横向流动 对尾缘冷却特性的影响。Taslim等^[18]结合 Realizable $k-\varepsilon$ 模型,讨论了不同尾缝堵塞下的流动换热特性。 Pu等^[19]采用 PIV 技术,捕捉真实低压涡轮叶片沿不 同翼展高度横截面内的详细流场。Ke等^[20]利用实验 数据,比较四种湍流模型(SSG RSM,SST $k-\omega$, RNG $k-\varepsilon$ 和标准 $k-\varepsilon$)得到的结果。谭晓茗等^[21-22]讨论了 3种尾缘旋流结构,即:冷气分别从旋流腔中部、异侧 和同侧射流孔进、出旋流腔,并与常规尾缘凸台扰流 柱冷却结构进行对比。

尽管人们已经对气冷叶片尾缘结构进行了若干 研究,但这些研究大多使用简化的叶片模型,而且很 少考虑旋转因素。本文以数值方法,研究真实叶片 在静止和旋转条件下添加不同的扰流柱尺寸及布局 对尾缝流动特性的影响,以获取较低压力损失下改 进的冷气流动特性设计方案。

2 几何模型与数值计算方法

本文使用了四组几何模型,M0为尾缘无扰流柱的基准叶片模型,如图1所示。叶片内置三个光滑梯 形冷气通道,榫头有两个入口通道(Inlet pass),叶尖 有两个出口(Tip exit),尾缘有14个尾缝出口(Trailing edge exit)。进口通道的水力直径 D=3.594mm,尾 缝宽 0.17D,高 1.11D,相邻两个尾缝中心线间距为 1.77D,叶片高度为41.97D,根部到发动机轴线的距离 为76.35D。

图 2 展示了三组添加不同扰流柱的改进模型以 及尾缘根部位置的局部放大图。M1 在尾缝 2 至 14 处 放置一列直径为 2mm 的 13 个扰流柱, M2 尾缘有两列 交错列列的直径为 1.2mm 的扰流柱, 每列 8 个, 而且 在尾缝 1 附近区域设置三个扰流柱, 如虚线框所示。 M3 在 M2 的基础上添加了一个新的扰流柱, 并将另一 个扰流柱移动到靠近尾缝的位置, 如虚线箭头 所示。

在计算区域,由 ANSYS ICEM18.1 商用软件生成 混合网格,即:在流体区域的主体部分使用四面体网 格,在近壁区域采用了棱柱层网格来捕捉近壁区域 流体流动,共10层,保持y+小于2.0。M0的计算网格 示意图如图3所示。

为了验证网格独立性,以M0为例,采用了三组 网格,其中扰流柱网格尺寸分别为0.1mm,0.2mm和



Fig. 1 Trailing edge model M0 from a real low-pressure turbine



Fig. 2 Three configurations with different pin-fin sizes and arrangements

0.3mm,如图4所示,对应的网格节点数分别为 4265545(Grid1),10208310(Grid2)和16451636(Grid3)。 用这三组网格,计算得到的各尾缝出口质量流量,如 图5所示,图中的横坐标为叶片的顶部两个出流孔以 及14个尾缝槽道的编号。图中结果显示,所有相对 流量差均小于2%,考虑到计算成本和精度,在后续数



0

0.1mm 0.2mm 0.3mm Fig. 4 Comparison of 3 mesh densities for pin-fin

值计算中采用Grid2。用同样方法M1,M2,M3的网格数分别为:11199213,10672182和10651480。

设计点下的涡轮叶片转速为10302r/min(Ro= 0.031),冷气进口相对总压为850209Pa,湍流强度 5%,入口温度728K。通过前期实验测量得到两个叶 尖出口及14个尾缝出口的平均静压分布。表1列出的 各出口静压与冷气进口总压的无量纲压比。M0,M1, M2,M3的冷气进口雷诺数分别为9.41×10⁴,9.02×10⁴, 8.68×10⁴和8.60×10⁴。为了进一步研究旋转条件下扰 流柱对尾缝通道内的流动特性影响,也讨论叶片静 止状态(*Ro*=0)和两组偏离设计点工况*Ro*=0.028和*Ro* =0.034下的流动特性。

$$Ro = \frac{v}{\omega L} \tag{1}$$

式中v为冷气流速,ω为旋转角速度,L为特征 长度。



Fig. 5 Mass flow rates from different exits of 3 grids

 Table 1
 Pressure ratios of static pressure at each slot exit to the inlet total pressure

Exit	Pressure ratio (p/p_{in})	Exit	Pressure ratio (p/p_{in})
Tip exit_1	0.504	Exit_7	0.530
Tip exit_2	0.493	Exit_8	0.530
Exit_1	0.521	Exit_9	0.531
Exit_2	0.524	Exit_10	0.531
Exit_3	0.526	Exit_11	0.529
Exit_4	0.528	Exit_12	0.522
Exit_5	0.530	Exit_13	0.515
Exit_6	0.530	Exit_14	0.508

在数值计算中,固体壁面均设定为绝热无滑移 边界,工质是理想气体的空气。为了保证计算结果 的收敛性,设定压力、速度和湍流变量的残差标准为 1.0×10⁻⁴。采用软件 ANSYS CFX18.1求解可压缩定常 流动的雷诺平均的 Navier-Stokes 方程。选择 SST *k-ω* 为湍流模型,因为这一模型已经被很多研究者用来计 算叶片尾缘流动和传热,如 Armellini等^[23]、Andreini 等^[24]和 Mucignat等^[25]在分析与本文相似的尾缘通道 内流动时,用 SST *k-ω*模型计算得到的流场和 PIV 测 量值非常相似,尾缝出口流量相对差异仅为 0.4%。

在验证数值方法可靠性时,采用与本文的基准 模型 M0 非常相似的、Armellini等^[23]实验使用的涡轮 叶片尾缘模型、边界条件和实验数据。边界条件包 含静止(*Ro*=0)和旋转(*Ro*=0.23)两种工况。图6为数 值计算得到的尾缘处冷气流动特性,图7为Armellini 等^[23]的实验结果。图中U_b为通道平均速度,U为平均 速度沿x方向分量,V为平均速度沿y方向分量。比 较可见,在静止和旋转工况下,涡系的结构、速度C_{xy} 的分布位置与大小值均与测量结果非常相近。



Fig. 6 Time averaged stream-tracers and contour plots of plane velocity modulus C_{xy}



Fig. 7 Time averaged stream-tracers and velocity modulus C_{xy} at *Ro*=0, 0.23^[23]

为了定量验证数值方法,对比通道位置 x= 265mm, y=-45mm处的实验和数值计算的速度。由 图 8 可见, U/U_b的试验测量值与数值计算结果相近, 平均误差仅为 3%,认为本文方法可用于该型尾缘结 构的数值分析。

3 结果与讨论

3.1 设计工况下叶片内流动

用经过验证的数值方法,预测设计转速Ro=0.031



Fig. 8 Comparison of experiment and numerical at *Ro*=0 and *Ro*=0.23

下 M0, M1, M2 和 M3 尾缘区域的流场特性。图 9 展示 了中截面上的流线和压力云图。由图可见: 与 M0 相 比, 扰流柱不仅改变了通道内的压力场, 同时也显著 降低了顶部"T"区的压力。从流线分布来看, 扰流柱 不仅改变了尾缘通道的流线, 同时也对其相邻的上 游1和2通道中的流场产生了扰动。与 M2和M3相 比, M1的1和2通道中的流线扰动较小。在通道2 中, 当冷气通过顶部弯(标记为"T")后, M0和M1的流 线几乎保持平行, 而 M2和M3的流线则较为紊乱。 当冷气通过通道2的底部弯头"B"区时, 扰流柱使得 流动混合更加剧烈, 并产生明显漩涡。

冷气质量流量是叶片冷却设计中的一个重要参 数。在Ro=0.031工况下, M0, M1, M2, M3冷气总质量 流量分别为0.0291,0.028,0.0266和0.0272kg/s。而四 个模型14个尾缝出口的质量流量分布如图10所示: 最显著的质量流量变化在尾缝2区,因为在该处,MO 模型基本无质量流量,而三组带扰流柱模型流动质 量均明显增加。采用大直径 M1 模型增加最大,其次 为M3模型,而M2最低。因此可以预判,这三组模型 较多的冷气质量流量均能缓解 M0 尾缝 2 区的冷却恶 化现象。由于M2与M3仅在靠近尾缝1处扰流柱分 布不同,如图2中所示,因此流动受影响区域仅在尾 缝1和2区明显。在尾缝1区,与M0相比,M1模型冷 气流量稍稍增加,但M2和M3模型稍稍降低。而在 缝隙 3~8处,采用小直径叉列的扰流柱 M2和 M3的质 量流量均略有增加,而M1模型与M0基本相当。总 体上,M2和M3模型在尾缝1~9内的冷气质量流量较



Fig. 9 Static pressure and stream traces in middle plane

M0和M1分布更为均匀。靠近叶片顶部的尾缝10~ 14区,带有扰流柱的三组模型尾缝流量相近但低于 M0,这是因为扰流柱增加了流动阻力,降低了通道内 部与尾缝出口的驱动压差。



Fig. 10 Comparison of mass flow rates from different exits

图 11 展示尾缘中截面上的静压和流线分布。由 图可见:与 M0 相比, M1 位于尾缝 2 附近的扰流柱导 致扰流柱前缘及分隔板(P.W.)附近出现高压区,同时 阻塞涡被推向尾缝 2 的底面,使得出口质量流量显著 增加。相似现象也出现在 M2 和 M3 中。在尾缝 1 区, 虽然 M0 和 M1 均没有扰流柱,但 M1 的尾缝 1 内流动 受尾缝 2 扰流柱的影响。与 M0 相比, M1 分隔板底面 的静压增加,且尾缝 1 下壁面的分离涡强度减小,这 使得尾缝质量流量增加。在 M2 和 M3 中,由于在尾 缝 1 附近设置直径为 1.2mm 的扰流柱,虽然其直径 小,隔板底面的滞止压力变化不明显,但尾缝下壁面 的分离涡区域变大,因此与无扰流柱的 M0 相比, M2 和 M3 尾缝 1 的质量流率稍有降低。在尾缝 3 区, M1 模型中依然有较大漩涡,其尺寸与 M0 的相当。在 M2



Fig. 11 Static pressure and stream traces in the cross section planes near the slot exits for the four trailing edges

和M3中,尾缝3内的漩涡尺寸降低且更贴近下壁面,因而尾缝质量流率增加。在尾缝区域4~10内,三组模型中添加的扰流柱均使得漩涡尺寸减小也更加贴近尾缝下表面。由于离心力产生的压差影响,在尾缝10~12区三组添加扰流柱模型尾缝质量流量均低于基准模型M0。

受添加的扰流柱影响,在叶片顶端的出口2处, 流场结构也明显改变,如图12所示。受雷诺数不同 的影响,M1,M2和M3的入口平均雷诺数分别为 6.13×10⁴,3.14×10⁴和3.05×10⁴,扰流柱下游出现明显 的漩涡结构,在M3中漩涡即将形成,M2涡流正在生 成,而M1已经形成了一对反向漩涡。同时,高压力 区域集中出现在顶部左侧区域。



the tip exit_2 for the four models

为了观察流动逐渐变化的过程,沿叶片径向横 跨第3通道取4个截面,如图13所示,位置距发动机 轴线分别为: C₁=116.86D, C₂=108.51D, C₃=98.4D, C₄= 89.04D。



Fig. 13 Static pressure and streamlines in 4 cross sections

由图 13 可见:由于 M0模型尾缘通道较为简单, 因此4个截面均没有出现漩涡,但受科氏力的影响, 冷气由吸力侧流向压力侧。然而,受添加扰流柱影 响,M1,M2和M3模型在靠近叶根底部转弯区的*C*4截 面都出现明显漩涡结构。这种流动改变,可从图9中 "B"区流线分布得到。在 M3 模型的靠近尾缘区,出 现第二个小漩涡,这是因为 M3 模型在靠近尾缝 1绕 区域流柱的数目和位置与 M2 模型的不同。在 C₃面 上, M1, M2 和 M3 模型顶部的漩涡强度减小,冷气可 以从尾缝快速流出。当冷气向叶片顶部流动到 C₂截 面时, 漩涡均已消失。因为冷气叶片沿径向流动时, 在叶根处产生的漩涡,随着扰流柱的阻碍和冷气的 列出, 漩涡不断被削弱。到 C₁面, M2 和 M3 的流线已 经非常相似, 如图 13 所示, 截面上出现很强的流线 汇聚。

3.2 静止与旋转下尾缘流动对比

图 14比较了静止状态(Ro=0)和设计点工况(Ro= 0.031)下四种结构的 14个尾缝内压力与流线分布。 在静止条件下,和基准 M0模型相比,M1和 M3模型显 著削弱尾缝 1~4 区和消除尾缝 5~14内的漩涡结构, 而 M2模型中漩涡削弱区域为尾缝 1~6,漩涡消除区 域为尾缝 7~14。在旋转条件下,M0模型显示,旋转 削弱了尾缝 1~12内的漩涡强度,甚至消除了尾缝 13 和 14 靠近下壁面的漩涡。对于 M1,M2和 M3模型, 旋转均使得通道中已有的漩涡尺寸增加,同时 M1和 M3模型的 5~12尾缝,以及 M2模型的 7~12尾缝的下 表面处产生新的漩涡结构,但尾缝 13和 14内的流场 均未有明显改变。

图 15 给出静止和旋转条件下四组模型各尾缝的 质量流量。与静止条件相比,旋转降低四组模型叶 片根部至靠近顶部的缝隙内冷气质量流量,而且分 布规律非常相似,仅在靠近叶片顶部区域的尾缝内 质量分布有变化,如在旋转工况下尾缝14处冷气质 量流量高于静止工况。这是由于在给定冷气入口和 出口压力边界条件下,旋转使得靠近叶片顶端区的 冷气压力增加导致的。与M1模型相比,在静止和旋 转条件下,M2和M3模型中的尾缝质量流率分布更为 均匀,但受尾缝1附近添加的扰流柱影响,M3模型较 M2模型的尾缝1处冷气质量流量降低,尾缝2处 增加。

图 16 和图 17 分别给出静止和设计转速下垂直 于尾缝 2 和 3 的轴线中截面上的压力与流线分布。 与 M0 相比,三组模型中添加的扰流柱显著改变了这 两个截面上的压力和流线分布。在图 16 中, M0 尾缝 2 截面上漩涡呈圆形靠近左侧壁中部,而在三组带扰 流柱模型的截面上,漩涡变为椭圆形靠近下壁面。 M1模型的截面上压力最高且低压区较小,涡核贴近 底部壁面中间,而 M2模型的截面上低压区最大,占 据整个通道中间区,涡核靠近左侧中部。与 M2 相 比, M3 尾缝 2 中的低压区稍有减小且涡核更加贴近 下壁面。同时图中也可以看出,旋转对尾缝 2 截面上 的压力和流线分布影响并不显著。

图 17显示在静止状态尾缝 3 截面上,与 M0 相 比,M1低压区增大且位于通道中间,M2与M3的低压 区减小且涡核贴近下壁面。旋转使得 M1模型的漩 涡影响面积沿径向增加,M0模型截面上的漩涡向左 侧偏移至通道中间。M1和M2模型中漩涡位置未有 明显变化,而 M3模型中漩涡向右侧偏移至通道 中间。



Fig. 14 Comparison of fluid flow field in the 4 blade TEs between static and *Ro*=0.031 conditions



Fig. 15 Mass flow rates from the trailing edge slots at *Ro*=0 and *Ro*=0.031

3.3 不同旋转速度的流场对比

如图18所示,在给定冷气入口和出口压力的条







Fig. 17 Contours of static pressure and streamlines in the middle plane of Slot 3 at *Ro*=0 and *Ro*=0.031

件下,随着旋转速度增加,尾缝1至12区内的静压逐 渐降低,相反在叶片顶部尾缝13和14区静压略有升 高。随着尾缝1至12区内静压在逐渐降低,如图19 所示,尾缝内的冷气质量流量也逐渐降低,而尾缝13 和14内冷气质量流量上升。由图20也可以看出,当 叶片旋转速度由 *Ro*=0.028 增加到 *Ro*=0.034,尾缝通 道内的流线分布未发生明显改变,仅在 M3顶部出口 处压力稍有增加,如图20所示。



Fig. 18 Contours of static pressure and streamlines in M3 at different rotating speeds

3.4 压力损失

为了讨论添加扰流柱结构带来的压力损失,定 义一个无量纲的压力损失系数



Fig. 19 Mass flow rates from M3 slots at three rotating speeds



Fig. 20 Contours of static pressure and streamline in the tip region of M3 at different rotating speeds

$$F_{\rm f} = \left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \tag{2}$$

式中f₀为湍流充分发展的光滑管道摩擦系数, f为添加扰流柱后的真实管道摩擦系数,计算时使 用的关系式参考文献[26],公式的适用范围为10⁴< *Re*<10⁶

j

$$f_{0} = 2(2.236 \ln Re - 4.639)^{-2}$$
$$f = \frac{\nabla p D_{h}}{2\rho U_{in}^{2} S_{x}}$$
(3)

式中Re, ∇p , ρ , U_{in} , D_h 和 S_x 分别为涡轮叶片尾缝 入口截面上的雷诺数、涡轮叶片尾缝根部到顶部方 向上的压力降、流体密度、冷气入口速度、尾缘缝隙 的水力直径和沿着涡轮叶片根部到顶部的流动方向 上相邻扰流柱间的距离。

图 21 给出静止和设计转速 Ro=0.031下的四组叶 片尾缘的平均压力损失系数。与静止状态相比,旋 转状态下四组模型的压力损失大幅减小,M2和M3模 型的降低幅度最大,M1模型次之,M0模型最小,且四 个模型的平均压力损失系数相当。其原因是由于旋 转条件下尾缘通道内的流动速度降低,从而引起 Re 降低和压力损失减少。此外,在相同转速下,与M1 相比,小直径扰流柱叉列方式的 M2和M3压力损失 系数略高,因 M2和 M3 仅在叶片根部的扰流柱分布 有差别,故两者的压力损失系数相当。

图 22 显示了 M3 在静止和 3 种不同转速条件下的压力损失系数。由图可见:随着旋转速度的上升, 压力损失系数逐渐降低。在静止条件下压力损失系 数最高为 7.95,当旋转速度从 *Ro*=0.028 增加到 *Ro*= 0.034,压力损失系数由 6.61 降至 5.88。



Fig. 21 Averaged pressure loss coefficient of different models at static and rotation cases



different rotation speeds

4 结 论

通过本文研究,得到如下结论:

(1)添加扰流柱结构均改变了 M0 尾缝 2 入口压 力和流场结构,显著改善了冷气流量。其中,单列大 直径扰流柱的 M1 优于双列叉排小扰流柱的 M2 和 M3。但 M2 和 M3 的尾缝 3 内冷气流增加量多于 M1。 受靠近尾缝 1 处添加扰流柱的影响, M3 尾缝 1 和 2 处 的冷气流量流比 M2 更均匀。

(2)与 M0 相比, 三组扰流柱模型的压力损失系数值稍有增加。M2 和 M3 的压力损失系数损失基本相当, 都略高于 M1。

(3)与MO相比,在旋转条件下,三组扰流柱模型 尾缝内的漩涡尺寸均有所减小,但M1模型尾缝3 除外。

(4)叶片尾缘内的压力损失系数降低随着旋转

速度而降低,但四组模型尾缘内流场结构均没有明显改变。

致 谢:感谢中国航发沈阳发动机研究所承接的"两机 专项"第一批基础研究课题项目大力支持。同时也感谢 王旭博士对部分数值计算的贡献。

参考文献

- Otto M, Fernandez E, Kapat J S. Rib Turbulated Pin Fin Array for Trailing Edge Cooling [R]. ASME GT 2017-63044.
- [2] Rao Y, Wan C Y, Zang S S. Comparisons of Flow Friction and Heat Transfer Performance in Rectangular Channels with Pin Fin-Dimple, Pin Fin and Dimple Arrays
 [R]. ASME GT 2010-22442.
- [3] Kan R, Ren J, Jiang H D. Combined Effects of Perforated Blockages and Pin Fins in a Trailing Edge Internal Cooling Duct[R]. ASME GT 2014-25767.
- [4] Horbach T, Schulz A, Bauer H J. Trailing Edge Film Cooling of Gas Turbine Airfoils—External Cooling Performance of Various Internal Pin Fin Configurations [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133: 393-401.
- [5] Wu H W, Zirakzadeh H, Han J C, et al. Heat Transfer in a Rib and Pin Roughened Rotating Multipass Channel with Hub Turning Vane and Trailing-Edge Slot Ejection
 [J]. ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2018, 10: 393-401.
- [6] 张 丽,朱惠人,刘松龄,等.变流向梯形通道内短 扰流柱列的流量分配实验[J].航空动力学报,2006, 21(3):518-522.
- [7] 张 丽,朱惠人,刘松龄,等.出流比对扰流柱通道 弦向出流量影响实验[J].航空动力学报,2007,22 (1):42-45.
- [8] 张 丽,朱惠人,刘松龄.旋转对小间距扰流柱通道内的流动换热影响[J].航空动力学报,2009,24
 (11):2489-2494.
- [9] Moon M A, Kim K Y. Computational Analysis of Trailing Edge Internal Cooling of a Gas Turbine Blade with Pin-Fin Arrays [J]. International Journal of Enhanced Heat Transfer, 2013, 20 (2): 137-151.
- [10] Jiang Y, Gurram N, Romero E, et al. CFD Investigation of the Flow of Trailing Edge Cooling Slots[R]. ASME GT 2018-75906.
- [11] Bianchini C, Facchini B, Simonetti, et al. Numerical and Experimental Investigation of Turning Flow Effects on Innovative Pin Fin Arrangements for Trailing Edge Cooling Configurations[R]. ASME GT 2010-23536.
- [12] 潘炳华.流量分配对尾缘通道流动换热特性的影响

[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2017, 30(2): 45-50.

- [13] Menter F R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32: 1598-1605.
- [14] Singh S, Acharya S. Numerical Investigation of Local Cooling Enhancement Using Pin-Finned Channel with Incremental Impingement[R]. ASME GT 2017-65083.
- [15] Aillaud P, Duchaine F, Gicquel L, et al. On the Use of Periodic Boundary Condition For Large Eddy Simulation of Trailing Edge Cutback Film Cooling with Internal Ribs [R]. ASME GT 2018-75801.
- [16] Andreini A, Bianchini C, Armellini A, et al. Flow Field Analysis of a Trailing Edge Internal Cooling Channel [R]. ASME GT 2011-45724.
- [17] Taslim M E, Nongsaeng A. Experimental and Numerical Crossover Jet Impingement in an Airfoil Trailing-Edge Cooling Channel[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 1201-1210.
- [18] Taslim M E, Huang X. Experimental/ Numerical Investigation on the Effects of Trailing-Edge Cooling Hole Blockage on Heat Transfer in a Trailing-Edge Cooling Channel[R]. ASME GT 2013-95859.
- [19] Pu J, Ke Z Q, Wang J H, et al. An Experimental Investigation on Fluid Flow Characteristics in a Real Coolant Channel of LP Turbine Blade with PIV Technique[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 43: 43-53.
- [20] Ke Z Q, Pu J, Wang J H. Investigations on Fluid Flow and Heat Transfer Performances Within a Real Turbine Blade Channel[R]. ASME GT 2014-25097.
- [21] 谭晓茗,胡训尧,张靖周.涡轮叶片尾缘梯形通道异 形扰流柱流动换热特性实验[J].航空动力学报, 2012,27(2):319-325.
- [22] 徐虹艳,张靖周,谭晓茗.涡轮叶片尾缘内冷通道旋 流冷却特性[J]. 航空动力学报,2014,29(1):59-66.
- [23] Armellini A, Casarsa L, Mucignat C. Flow Field Analysis Inside a Gas Turbine Trailing Edge Cooling Channel under Static and Rotating Conditions [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2011, 32: 1147-1159.
- [24] Andreini A, Bianchini C, Armellini A, et al. Flow Field Analysis of a Trailing Edge Internal Cooling Channel[R]. ASME GT 2011-45724.
- [25] Mucignat C, Armellini A, Casarsa L. Flow Field Analysis Inside a Gas Turbine Trailing Edge Cooling Channel under Static and Rotating Conditions: Effect of Ribs[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2013, 42: 236-250.
- [26] Petukhov B S. Advances in Heat Transfer [M]. New York: Academic Press, 1970.

(编辑:张

贺)