

文章编号: 1000-8055(2005) 04-0668-05

低压涡轮叶片内冷通道不同强化 换热方案的换热特性

张利民, 闻 洁, 丁汀, 陶 智, 徐国强

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘要: 利用数值计算和实验相结合的方法, 对原型涡轮叶片、改进型叶片和简化后的内冷却通道的模型进行了研究。结果表明, 改进的内部冷却通道结构较原型结构冷却效果提高了约 7.8%。这种结构改型不但可以强化整个通道的换热, 使叶片平均温度降低, 同时还可以改善壁面温度的分布, 消除局部过热产生的热应力。

关键词: 航空、航天推进系统; 航空发动机; 涡轮叶片; 扰流柱; 传热

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Study of Heat Transfer Characteristics of Different Cooling Configurations inside a Typical Low Pressure Turbine Blade

ZHANG Li-min, WEN Jie, DING Shui-ting,
TAO Zhi, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Aircraft Engine,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract Numerical simulation and experiment were carried out to study the characteristic of different cooling configurations in a typical low pressure turbine blade. Numerical simulations were performed to investigate the heat transfer of original blade and the improved blades. The numerical results show a good agreement with the experimental ones. Compared to the original blade, the improved blade enhanced the heat transfer effectiveness about 7.8%. The research results indicate that the configuration improving of the inner passage not only reinforces the performance of heat transfer, but also improves temperature distribution and avoids superheated regions.

Key words aerospace propulsion system; gas turbine; turbine blade; pin-fin arrays; heat transfer

在现代飞机发动机设计过程中, 以提高增压比为前提, 通过提高涡轮前温度可以有效提高涡轮发动机的效率, 但同时也增加了涡轮部件的热

负荷, 因此在给定冷气用量的前提条件下, 寻求最佳的冷却结构是对热端部件流动与换热研究的主要目的之一。

收稿日期: 2004-11-15; 修订日期: 2005-01-28

作者简介: 张利民 (1980-), 男, 北京人, 北京航空航天大学航空发动机气动热力重点实验室硕士生, 主要从事传热、传质研究。

对于涡轮叶片的内冷通道的流动及换热研究,早期主要是针对以某种强化冷却结构为主要特征的通道,如带肋通道或扰流柱通道等进行的实验研究,其中包括静态的和旋转状态^[1]。随着计算机技术的水平、计算机的计算能力以及 CFD 的不断发展,涡轮叶片的研究工作更加细致准确。通过数值模拟将气动计算、强度计算和传热计算紧密结合到叶片设计工程中,从而大大提高了设计精度和设计效率。

本文的研究工作以某型号航空发动机低压涡轮叶片内部冷却结构为研究对象,对其原型及改进方案的内冷通道的换热和流动阻力进行了研究,研究工作从单一扰流结构冷却转移到多种结构复合冷却,研究结果为该叶片内冷通道结构设计提供了设计依据。

1 叶片冷却结构的数值研究

采用全三维计算方法,建模通过 Unigraphics NX2 软件完成,网格划分与 CFD 分析采用 Ansys-ICEM 4.3 和 CFX5.6 软件完成。紊流模型选用高雷诺数下 K-E 模型,边界条件为第三类边界条件。首先研究了涡轮叶片原型内冷通道。以此为基础,提出了 3 个改进方案,对 3 个改进方案进行数值模拟并通过实验对比了 3 个改进方案的优劣。

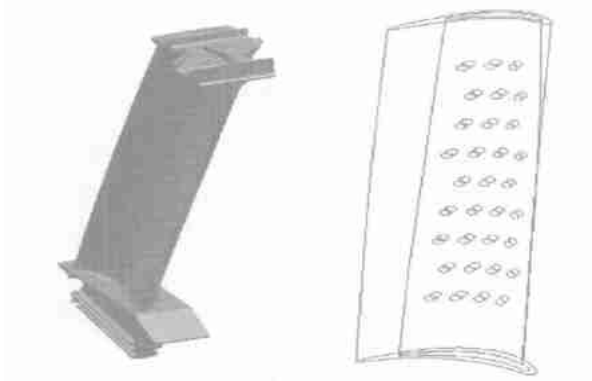


图 1 原型叶片外观图及内冷通道剖面图
Fig. 1 Front and section view of cooled turbine blade

叶片根部为伸根,顶部带冠,如图 1 所示。为简化计算,将伸根和带冠截去,仅保留叶片本体部分进行计算。叶片气动外形表现为直叶片(前缘)带扭转。叶片内冷通道由根部到顶部为渐缩通道,径向出流。内置 9 排共 32 个绕流柱。绕流柱直径 1.5 mm,绕流柱排间隔 7.5 mm,排内绕流柱间隔 3.5 mm。根部扰流柱距离轴心 267 mm。叶片壁

厚 2~3 mm。根据发动机设计工况,此叶片实际工作环境为内冷通道出口静压 170 000 Pa,内通道冷气进口温度 636 K,内冷通道流量 0.004 413 kg/s。叶片外表面为第三类热边界条件,通过积分法得到^[2]。

为得到网格无关解,共计算了 5 个不同尺度的网格,通过对比各方案在各截面上平均总温的变化,得到网格无关解的网格加密方案。计算精度满足最大残差小于 10^{-4} 量级。计算结果如图 2 所示。原型叶片计算数据如下:叶片平均温度为 1 018.69 K,进口总压为 259 000 Pa,出口总压为 195 609 Pa,进出口总压差为 63 391 Pa,进口静压为 255 736 Pa,出口静压为 170 370 Pa,进出口静压差为 85 366 Pa,空气流量为 0.004 413 kg/s,最大 Ma 数为 0.89。

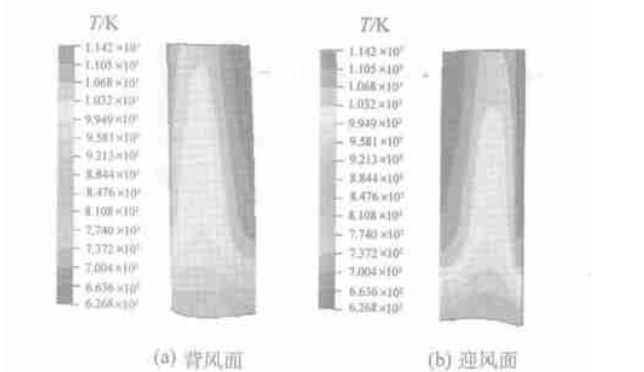


图 2 叶片外表面温度场
Fig. 2 Detailed temperature distribution of blade surface for original cooling configuration

计算结果表明,原型叶片换热特点是涡轮叶片叶尖比叶根温度高,叶片前缘和尾缘比叶片中部温度高。这是由涡轮叶片所处的高温环境决定的。叶片外部前缘受到高温燃气直接冲击,换热系数处于最高点,而且冲击前缘的燃气没有经过膨胀做功,温度处于整个叶片流道的最高值,叶片前缘的工作环境最为恶劣。叶片尾缘处比较薄,难以布置内部冷却,所以叶片尾缘受到的冷却比较弱,但受热面积很大,因此,叶片尾缘的冷却也需要重点考虑。因此,如何提高叶尖前缘和尾缘的换热能力,强化这两处的换热,是提出改型方案的关键。

考虑以上特点,本文提出对叶片内冷通道进行分腔,将冷却通道划分成截面积比不同得前、中、后三腔,将整体流量分为 3 部分,分别流过三腔。通过强化前后两腔的换热^[3],使涡轮叶片整体温度降低(见表 1)。

表 1 3种改型方案结构对比
Table 1 Geometric parameters for three mended configurations

	改型方案 1	改型方案 2	改型方案 3
入口面积比	36∶ 37∶ 27	31∶ 35∶ 34	同改型方案 2
出口面积比	28∶ 41∶ 31	35∶ 20∶ 45	同改型方案 2
流量分配	28∶ 41∶ 31	35∶ 20∶ 45	同改型方案 2
肋型	环形直肋	同改型方案 1	中腔加直肋,前、后腔 60°环斜肋
肋高与肋间距 /mm	肋高宽 0. 2,肋间距 3. 3	同改型方案 1	同改型方案 1

表 2 原型与 3种改进型计算数据对比
Table 2 Comparison of calculated data among three mended configurations
and original configuration

	原型	改型方案 1		改型方案 2		改型方案 3	
平均壁温 /℃	1 018	1 000. 5		1 002. 9		996. 7	
进出口总 压差 /Pa	63 391	前腔	135 054	前腔	130 379	前腔	119 911
		中腔	51 126	中腔	47 066	中腔	47 063
		后腔	163 030	后腔	120 602	后腔	110 700
进出口静 压差 /Pa	85 366	前腔	173 042	前腔	156 962	前腔	146 810
		中腔	64 611	中腔	82 312	中腔	82 462
		后腔	197 064	后腔	144 369	后腔	133 191
最大 Ma	0. 89	0. 99		0. 876 1		0. 812	

改型方案采用六面体网格,通过 5种不同加密方案的结果对比得到网格无关解加密方案。控制计算精度与原型叶片相同。3种改进结构叶片的温度场和压力场与原型叶片对比结果见表 2。

由表 2可以看出,改型方案 1的叶片平均温度比原方案低 18. 17K,改型方案 2的叶片平均温度比原方案低 15. 79 K,改型方案 3的叶片平均温度比原方案低 24 K。原方案总压差为 63 kPa,改型方案 1的中腔总压差低于原方案,为 51 kPa,但前、后两腔分别达到了 135 kPa和 163 kPa,为原方案的两倍多,导致流阻增大,且在叶片结构上实现该压差存在较大的困难。改型方案 2的中腔总压差低于原方案,但前、后两腔的总压差比改型方案 1低,为 130 kPa和 120 kPa。改型方案 3的中腔总压差同改型方案 2基本一致,但前、后两腔的静压差比改型方案 1低,为 119 kPa和 110 kPa。因此改型方案 3无论在换热和流阻两方面均优于前两个方案。

2 实验方法与装置简介

基于数值计算结果,3种改型方案均能强化换热,仅是程度有所不同而已,所以实验研究重点放在对 3种改型方案的工程评价上面。实验选取换热较差的第二个方案作为实验研究对象,利用水蒸气相变放热对铜制叶片外壁加热,通过模拟等壁温的边界条件来分析总传热性能^[4]。

本实验设计了双层蒸汽套筒结构,锅炉水蒸气压力保持在 1. 0× 10⁵ Pa下,水蒸气温度控制在 100℃,实验叶片放置在内套筒,叶片内部通冷空气,内腔蒸汽对实验件外壁进行加热,外腔蒸汽起到对内腔绝热的作用。

为了对比研究,实验针对两种模型,一种是带扰流柱的通道结构,第二种是分腔带有环形强化肋结构的叶片通道进行实验,实验结果与光滑通道结构实验结果进行对比,实验件结构如图 5所示。

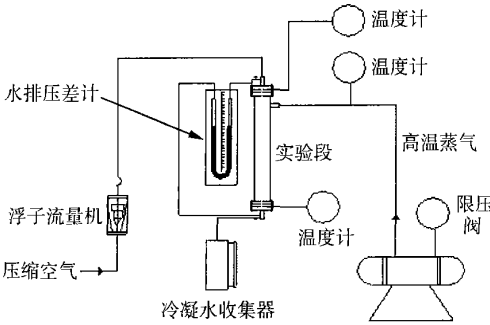


图 3 蒸汽冷凝实验台

Fig. 3 Schematic drawing of experiment apparatus

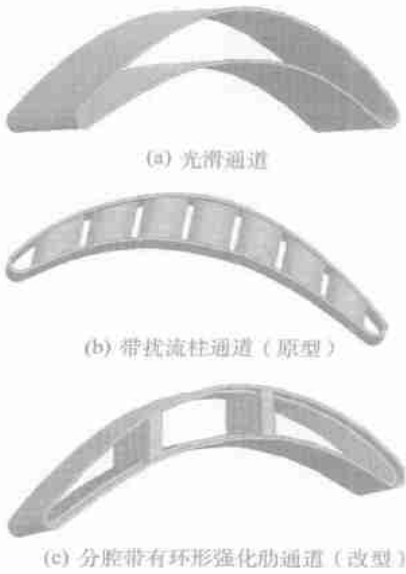


图 4 3种实验件结构

Fig. 4 Three test channels

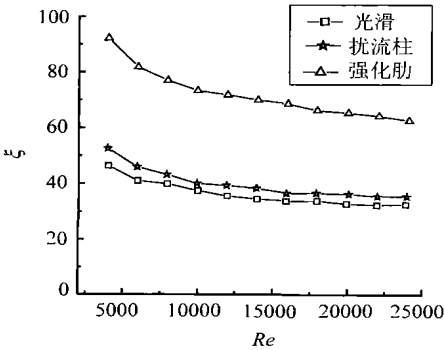


图 5 不同冷却结构对于通道阻力系数的影响

Fig. 5 Effect of different cooling configurations on the flow resistance of the channel

3 实验结果与分析

本实验采用整体收集和分腔收集冷凝水的方法。整体收集冷凝水用以计算整体叶片的换热系数,沿叶高方向分腔收集叶盆和叶背的冷凝水量用来计算叶盆与叶背的换热系数。

各通道整体流动阻力 λ 对比,如图 5 所示,与光滑通道相比,带有扰流柱通道和分腔加肋通道的流动阻力均有不同程度提高,前者增加了约 10%,后者则增加了一倍左右,说明改进型通道具有更强的流动阻力。主要原因有两方面:一是分腔隔板的存在减小了通道横截面积增加了通道形状阻力;二是内壁面环形肋片的存在增大了气体流动的形状阻力与摩擦阻力。

各种冷却结构 Nu/Nu_0 对比见图 6,其中 Nu_0 为光滑圆管紊流强制对流换热 Dittus-Boelter 实验关联式,其表达式为:

$$Nu_0 = 0.023 Re_{in}^{0.8} Pr^{0.4}$$

其中的雷诺数 Re_{in} 取与实验通道相同的进口雷诺数,特性尺度采用实验通道相同的进口水力直径。 Nu/Nu_0 称为强化比

图 6 表明,与光滑通道相比,不同强化换热结构均大幅度强化了换热,分腔加肋的结构较带扰流柱排的结构更有效的强化了换热性能,且分腔带肋通道较带扰流柱通道的换热提高约 7.8%。

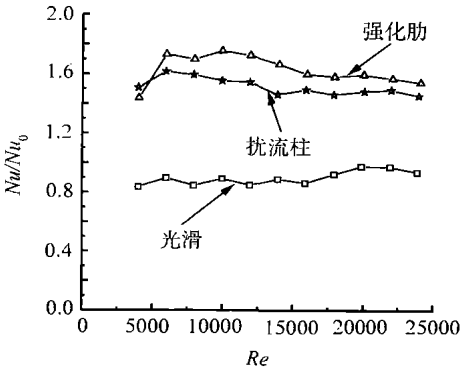


图 6 不同冷却结构对通道整体换热的影响

Fig. 6 Effect of different cooling configurations on the average Nusselt number ratios of the channel

根据原型叶片工作状态,根据前面得到的强化换热的百分比,反算叶片工作状态平均温降:

$$T_1 \times (T_{w1} - T_c) = T_2 \times (T_{w2} - T_c)$$

$$T_2 = 1.078 \times T_1$$

$T_{W1} = 1\,018\text{ K}$ $T_{W2} = 990.5\text{ K}$
 $T_c = 636.13\text{ K}$
则: $\Delta T = 27.5\text{ K}$
结果与表 3 计算结果对照,比计算结果所得
到温降更低(计算结果为 15.79 K),证明该改型
方案可行

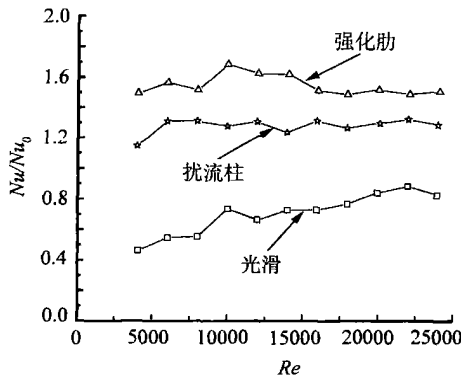


图 7 不同结构对迎风面换热的影响
Fig. 7 Effect of different cooling configurations on
the average Nusselt number ratios
of the leading edge

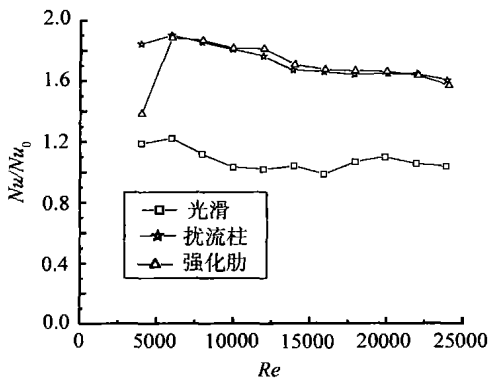


图 8 不同结构对背风面换热的影响
Fig. 8 Effect of different cooling configurations on
the average Nusselt number ratios
of the trailing edge

从图 7 可以看出,不同结构对叶盆(迎风面)的
换热效果影响较大,分腔加肋结构换热效果明
显大于其他两种结构。在叶片的背风面(见图 8),
两种强化结构换热效果较光滑通道要明显增强,
但是二者之间的换热效果相当

4 结 论

在低压涡轮叶片内冷通道中,通过对实际工
作状况下的叶片进行分析,提出改进的结构并经
过实验验证得到以下结论:

- (1) 在单通道的叶片内部冷却结构中,加入
扰流柱和肋片可以有效的强化内部换热
- (2) 将带扰流柱通道结构改型成分腔带环形
强化肋的结构,实验证明改型后可以强化换热
7.8%左右,在真实工作状态下可以将叶片整体温
度降低 27.5°C 左右。
- (3) 分腔加肋结构与扰流柱结构相比,在叶
盆面换热强化明显,在叶背面两者换热效果相当。

参考文献:

[1] Metzger D E, Haley S W. Heat Transfer Experiments and Flow Visualization for Arrays of Short Pin Fins [R]. ASME82- GT- 138, 1982

[2] Srinath V Ekkad, Gautam Pamula, Manoj Shantiniketanam. Detailed Heat Transfer Measurements Inside Straight and Tapered Two-Pass Channels with Rib Turbulators[J]. Experimental, Thermal and Fluid Science, 2000, 22 155~ 163.

[3] 顾维藻,刘文艳.高温涡轮叶片三种内冷通道冷却性能的实验研究 [J].工程热物理学报, 1998, 19(2): 198~ 203. GU Weizao, LIU Wenyan. Experimental Investigation on the Cooling Performance of Three Gas Turbine Blade Internal Passages [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 3, 19(2): 198~ 203.

[4] 江海,曾东平.钢螺旋管冷凝换热的研究与应用 [J].广东电力, 2000, 13(3): 1~ 5. Jiang Hai, Zeng Dong-ping. Heat Transfer Investigation and Application of Steel Spirally Fluted Tubes[J]. Guangdong Electric Power, 2000, 13(3): 1~ 5.