

文章编号:1000-8055(2013)04-0893-10

基于表面“凹槽”与“陷窝”技术的低雷诺数 涡轮流动损失控制

杨 林^{1,2}, 乔渭阳¹, 母忠强¹, 罗华玲¹, 侯伟涛¹(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;
2. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 分别基于“凹槽”和“陷窝”技术对低雷诺数条件下涡轮流动损失控制计算研究. 对于“凹槽”技术, 采用三维大涡模拟数值方法深入分析凹槽位置、雷诺数等因素对控制效果的影响, 同时采用实验分析的方法针对陷窝流动控制技术展开了深入地研究. 结果表明: ①增大扰动波幅值或选择合适的扰动波频率均可获得明显的控制效果; ②二维展向凹槽处理扮演着“扰动发生器”的角色; ③三维球窝不但扮演着“扰动发生器”的作用, 还扮演着“旋涡发生器”的角色. 球窝尾流区内高频率的旋涡形成与脱落, 不但产生了加强流动掺混所需的旋涡, 也产生了促进分离泡转捩所需的扰动.

关 键 词: 低雷诺数; 涡轮叶片; 流动分布; 流动特性; 流动控制; 凹槽; 陷窝

中图分类号: V231

文献标志码: A

Flow loss control of turbine based on “groove” and “dimple” technology with low Reynolds number

YANG Lin^{1,2}, QIAO Wei-yang¹, MU Zhong-qiang¹,
LUO Hua-ling¹, HOU Wei-tao¹(1. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnic University, Xi'an 710072, China;
2. China Gas Turbine Establishment,
Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: Based on “groove” and “dimple” technology, flow loss control of turbine with low Reynolds number was studied. For “groove” technology, three-dimensional large eddy simulation (LES) method was used to do analysis on control effect of groove position and Reynolds number, while control technology of “dimple” using experimental method. The results show: (1) both of increasing the perturbation amplitude or selecting appropriate disturbance frequency are given significant control effect; (2) two-dimensional span-wise groove processing plays a “disturbance generator” role; (3) three-dimension dimple plays the role of not only “disturbance generator” but also “vortex generator”. The high frequency of the generation and shed of the vortex in the wake of the dimple zone enhances the flow mixture and generates the disturbance that promotes the transition of the separation bubble.

收稿日期: 2012-03-30

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130417.1353.201304.893_025.html

作者简介: 杨林(1970—), 男, 四川三台人, 高级工程师, 博士生, 主要从事气动热力学研究.

Key words: low Reynolds number; turbine blade; flow distribution; flow characteristic; flow control; groove; dimple

20 世纪 50 年代以来,为提高航空发动机的推进效率,涡扇发动机的涵道比不断提高,现役干线民航客机几乎无一例外的采用大涵道比涡扇发动机作为动力装置.为了减小风扇的气动损失,满足风扇的功需求,须增加低压涡轮的级数,这相应的增大了发动机的质量,因此减轻低压涡轮质量成为各大飞机制造公司必须面临的问题^[1-3].

目前针对低压涡轮减轻质量的主要方法是采用高负荷叶片设计以减少低压涡轮单级叶片数目.其中叶片数目减少,叶栅稠度降低可能会加剧吸力面扩散区内边界层流动分离和相应的流动损失,同时对于大涵道比民用涡扇发动机,巡航状态下典型的低压涡轮叶片雷诺数范围处于较低水平(100 000~250 000),因此对低雷诺数条件下涡轮叶片表面流动损失控制研究成为研究的重点^[4-7].工程界更倾向于选择简单易行、成本较低的被动控制策略.相关实验研究工作已经验证了一些基于表面凹陷处理(indented surface treatment)的被动控制策略,如 V 型槽(V-groove)和陷窝(dimple)等控制低压涡轮叶片吸力面层流分离的有效性.这类三维形式的表面凹陷处理结构被认为主要扮演着“旋涡发生器”和“扰动发生器”的角色:形成流向涡结构加强高能自由流流动与低能边界层流动之间的掺混;生成不稳定扰动波促使层流边界层失稳^[8-14].

本文分别基于凹槽(groove)和陷窝(dimple)技术对低雷诺数条件下涡轮流动损失控制计算研究.对于凹槽技术,本文对 Pack B 叶型吸力面施加简单的二维展向凹槽处理,采用三维大涡模拟(LES)数值方法深入揭示其流动控制机理以弥补实验研究的不足;进而分析凹槽位置、雷诺数等因素对控制效果的影响,归纳出可指导二维展向凹槽设计的相关结论;本文同时深入探讨“陷窝”技术在低雷诺数情况下的流动控制技术的物理机制、掌握低雷诺数条件下涡轮叶片“陷窝”表面处理控制流动分离的设计方法,本研究采用实验分析的方法针对陷窝流动控制技术展开了深入地研究.

1 数值和实验模型

本实验以国外广泛使用的典型高性能低压涡轮 Pack B 叶栅为研究对象.为了研究凹槽位置的

影响,当前计算共模拟了 3 个位置处的凹槽算例(Groove 1, Groove 2 和 Groove 3),它们的前缘(凹槽上游未处理表面与处理表面的相交处)分别位于 $x/C_x=0.60, 0.62, 0.70$ (图 1).当前计算中,凹槽的深度为凹槽前缘位置处边界层厚度(δ)的 0.8 倍,凹槽的深宽比(h/l)均为 0.1.按照这些无量纲几何参数进行设计, Groove 1 和 Groove 2 的尾缘处在吸力面边界层分离点上游,而 Groove 3 的尾缘已处在分离点下游.图 1(a)所示为展向凹槽的几何示意图.图 2(b)给出了凹槽附近局部二维网格示意图.为了研究雷诺数的影响,本文当前模拟了两个雷诺数算例,即 $Re_{in}=50\,000$ (对应 $Re_{is,2}=88\,000$), $Re_{in}=100\,000$ (对应 $Re_{is,2}=170\,000$).

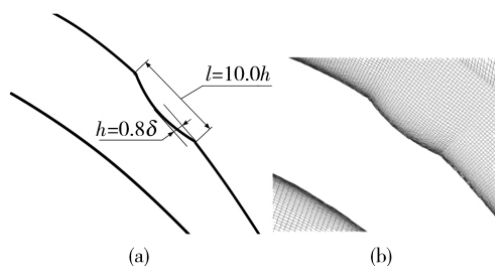


图 1 凹槽几何及其附近局部二维网格示意图

Fig. 1 Structure of the groove and the mesh around the groove

图 2 给出了基于二维展向凹槽处理的叶片实物照片.相对于光滑(“smooth”)型面而言,图中“grooved”代表表面凹槽处理.需要说明的是,二维展向凹槽是在原光滑叶片型面基础之上,后期于西北工业大学工程训练中心加工完成的.

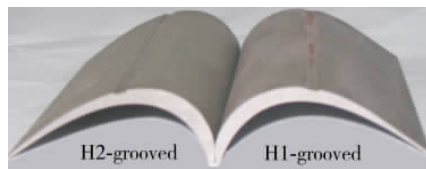


图 2 叶片实物照片

Fig. 2 Photo of the blade

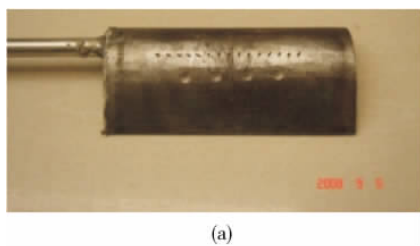
根据以前国内外对陷窝降低涡轮叶栅流动损失的研究结果,本研究设计了下述 6 种参数的陷窝(h 为陷窝的深度, D 为陷窝表面直径,参数以

加工点切线平面为基准进行计算、加工,陷窝间距 S 在 $2.0 \sim 3.0 \text{ mm}$ 之间),为了研究陷窝参数与流动参数之间的关系,取以吸力面弧长为基准的加工点当地特征边界层厚度 $\delta_0 = L/Re_{0.5}$,陷窝中心位于 60% 轴向弦长处,沿吸力面中心距前缘 42 mm ,由此得当 $Re = 25000$ 时 $\delta_{00} = 0.266 \text{ mm}$, h 取值以 δ_{00} 为参考(陷窝 0)。

- 1) 陷窝 1, $h = 1.6\delta_{00}$, $h = 0.424 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.10$, $S = 3.0D$;
- 2) 陷窝 2, $h = 2.4\delta_{00}$, $h = 0.636 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.10$, $S = 3.0D$;
- 3) 陷窝 3, $h = 2.4\delta_{00}$, $h = 0.636 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.05$, $S = 2.0D$;
- 4) 陷窝 4, $h = 3.2\delta_{00}$, $h = 0.848 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.10$, $S = 2.5D$;
- 5) 陷窝 5, $h = 3.2\delta_{00}$, $h = 0.848 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.05$, $S = 2.0D$;
- 6) 陷窝 6, $h = 4.0\delta_{00}$, $h = 1.060 \text{ mm}$,
 $h/D = 0.10$, $S = 2.5D$ 。

可以看出陷窝的参数为 4 种深度,2 种深径比,选择该 6 种陷窝参数出于以下方面考虑:旋涡结构的形成与深径比有关,但该参数为组合参数,在实际应用中难以决定陷窝具体尺寸,应当寻找出 h 和 D 两者中哪个是起主要作用的参数,然后根据最佳的深径比 h/D 得出另一参数。其中 h 与叶型表面纵向(y 轴)卷入的能量有关, D 与沿叶片表面叶高方向(z 轴)卷入的能量有关;对以前的研究结构进行验证,对比两种不同深径比(0.10 和 0.05)陷窝的对流动的不同影响效果;以前研究陷窝参数选择多以叶片叶型参数为参考,而本研究旨在找出陷窝参数与流动边界层发展参数(边界层厚度 δ_{0i} , δ_{0i} 为不同 Re 时陷窝中心当地边界层特征厚度)之间的关系。

加工“陷窝”后叶片如图 3 所示,因叶片表面为曲线,所以陷窝在叶片表面呈椭圆状。



(b)

$h = 0.424 \text{ mm}$, $h/D = 0.10$, $h = 0.636 \text{ mm}$, $h/D = 0.10$

图 3 加工“陷窝”后的涡轮叶片

Fig. 3 Blade machined with dimple

2 “凹槽”控制技术结果分析

2.1 凹槽位置的影响

图 4 所示为 baseline(未引入流动控制状态)和各凹槽算例对应的 50% 叶高处流场内时均速度云图。可以定性的判断,凹槽尾缘处在吸力面边界层分离点上游的二维展向凹槽处理的控制效果更佳。图 5(a)所示为 50% 叶高处叶型时均边界层动量厚度的发展,表明 Groove 2(其凹槽尾缘位置处在分离点上游且最接近分离点)对应的控制效果最佳。图 5(b)所示为无量纲总压损失(相对于 baseline)的对比,表明 Groove 1, Groove 2 和 Groove 3 对应的总压损失分别下降约 29% , 36% 和 8% 。这里,总压损失由总压损失系数来表征,总压损失系数定义为叶栅进、出口总压差与出口动压头之比。

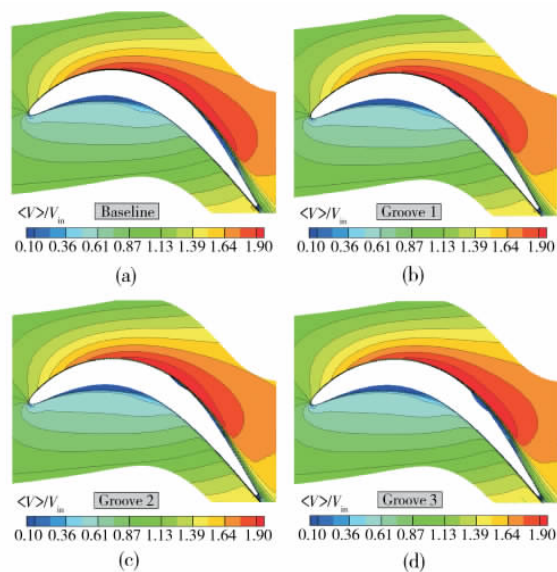
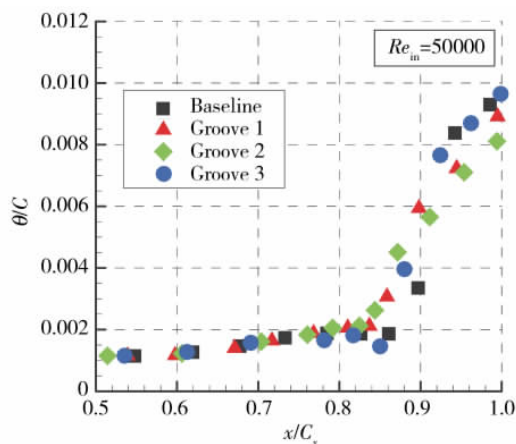
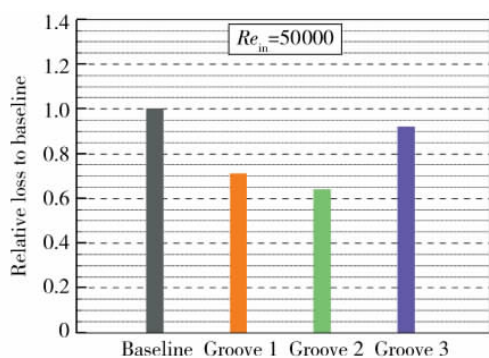
图 4 时均速度云图 (50% 叶高)

Fig. 4 Distribution of time averaged velocity (mid-span)



(a) 时均边界层动量厚度的增长(50%叶高)



(b) 无量纲总压损失

图5 叶型吸力面参数变化

Fig. 5 Paramters on suction side of the blade profile

此外,由图 5(a)中时均边界层动量厚度增长的“转折点”位置可判断各算例所对应时均分离泡内转捩起始的相对位置关系.表 1 则列出了各算例对应的吸力面时均分离泡特征参数,如分离位置(S)、压力恢复位置(PR)、再附位置(R),还给出了各算例对应的凹槽前(LE)、后缘(TE)位置.由表中所列的时均分离泡特征参数可以看出,3 个位置处的凹槽处理均可使时均分离泡的压力恢复位置和再附位置前移,而这归因于凹槽处理对转捩起始的促进.

先前研究结果表明^[15],二维展向凹槽处理增大了不稳定扰动波的初始能量,同时又降低了不稳定扰动波能量的增长率.这就说明:增大不稳定扰动波的初始能量是二维展向凹槽处理能够缩短二维不稳定扰动波线性发展区间、促使转捩起始位置前移、控层流分离泡的主要原因.

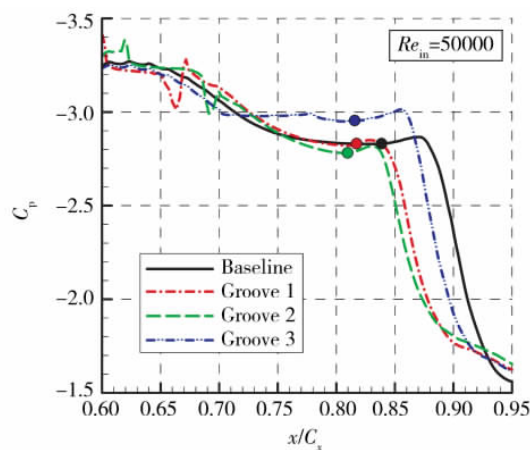
不同位置处展向凹槽处理引入的扰动波幅值不同,原因可能主要与凹槽处理位置周围的压力梯度环境有关.图 6 所示为各算例对应的 50%叶

高处叶型表面时均压力系数分布(其中标出了 C_p 的增大趋势分布起始位置).由图 6 可以定性的判断,不同凹槽处理位置下游的逆压力梯度不同,其中 Groove 2 对应的凹槽下游逆压力梯度最大, Groove 1 次之, Groove 3 最小(其凹槽下游压力系数分布呈“平台”状).逆压力梯度越大,转捩起始动量厚度雷诺数($Re_{\theta t}$)越小(转捩起始位置前移).这也就意味着逆压力梯度越大,不稳定扰动波能量的增长率越高.

表1 吸力面时均分离泡特征参数

Table 1 Time averaged characteristic parameters of the separation bubble on suction side

结构类型	x/C_x				
	LE	TE	S	PR	R
Baseline			0.72	0.87	0.92
Groove 1	0.60	0.67	0.74	0.83	0.88
Groove 2	0.62	0.70	0.75	0.82	0.87
Groove 3	0.70	0.78	0.70	0.85	0.90

图6 叶型表面时均压力系数分布
(50%叶高)Fig. 6 Distribution of time averaged C_p around the blade profile
(mid-span)

2.2 雷诺数的影响

本小节将基于 $Re_{in} = 100\,000$ 状态下 Groove 2 算例的计算结果,分析雷诺数对二维展向凹槽处理控制效果的影响.图 7 所示为 50%叶高处叶型表面压力系数分布,可以看出, $Re_{in} = 100\,000$ 状态下 Groove 2 对应的吸力面扩散区内压力系数

“平台”已消失,表明该雷诺数状态下二维展向凹槽处理已基本消除了边界层分离。

图8所示为50%叶高处流场内无量纲均方

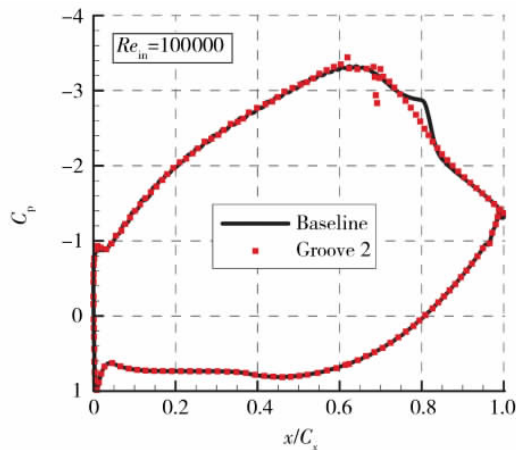


图7 叶型表面时均压力系数分布(50%叶高)

Fig. 7 Distribution of time averaged C_p around the blade profile (mid-span)

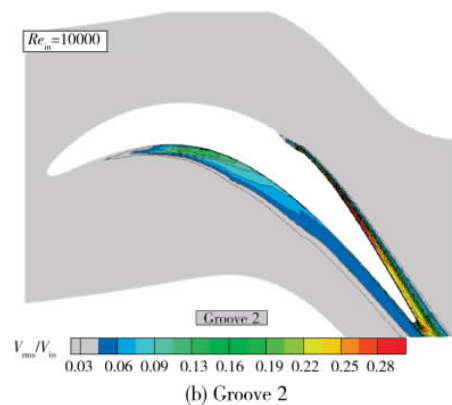
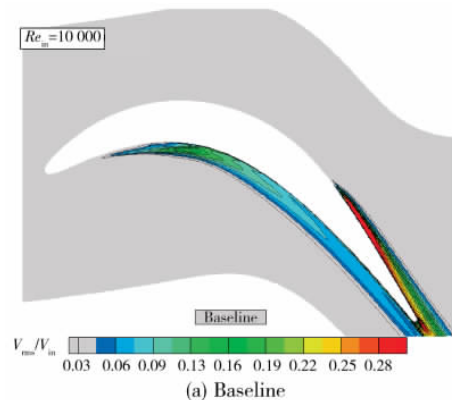


图8 无量纲均方根速度云图(50%叶高)

Fig. 8 Contour of the dimensionless RMS velocity (mid-span)

根(RMS)速度(V_{rms}/V_{in})云图;图9所示为吸力面剪切层内法向无量纲 RMS 速度最大值的轴向分布(提取自图8)。由图8和图9可以看出,吸力面剪切层内的扰动水平自凹槽内便开始迅速增长,预示着转捩起始发生于凹槽内部。转捩起始发生于分离位置(baseline)之前,从而能够抑制分离。此外图9表明,附着边界层内扰动水平的增长慢于分离剪切层内扰动水平的增长。

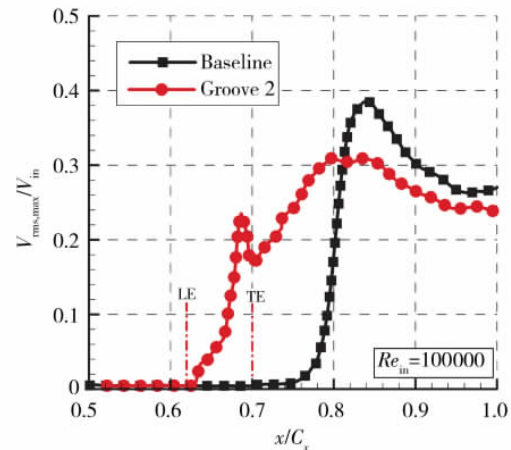


图9 吸力面剪切层内扰动水平的空间发展(50%叶高)

Fig. 9 Development of the disturbance level within the shear layer on suction side (mid-span)

虽然二维展向凹槽处理抑制了分离, $Re_{in} = 100000$ 状态下Groove 2对应的叶栅总压损失却增大了约1%(相对于baseline)。原因是 $Re_{in} = 100000$ 状态下二维展向凹槽处理使得吸力面剪切层转捩起始的发生大大提前(相对于 $Re_{in} = 50000$),导致了较大的湍流边界层损失。Baseline对应的吸力面分离泡本属于短分离泡类型,分离流动损失在叶型损失中并不占主导地位。凹槽处理导致的湍流边界层损失超出了其减小的分离流动损失,从而整体上增大了叶型损失。这就是被动控制策略的短处,即高雷诺数状态下被动控制策略很可能恶化叶片的气动性能。

$Re_{in} = 100000$ 状态下转捩起始会发生在凹槽内部,原因是凹槽内部本是扰动滋生的“温床”,而扰动波的能量增长率随雷诺数的增大而提高,由此导致了转捩起始的提前发生。

2.3 实验结果及分析

图1给出了基于二维展向凹槽处理的叶型几

何示意图. 其中, 凹槽的深宽比(h/l)为 0.1; 凹槽的深度(h)为凹槽前缘点处边界层厚度(δ)的 0.8 倍; 凹槽位置的设计综合考虑了低雷诺数条件下($Re_{is,2} = 60\,000 \sim 70\,000$)各叶型吸力面的边界层分离位置以及各叶型凹槽前缘点处边界层厚度, 即凹槽的尾缘点应位于边界层分离点之前, 两种叶型对应的凹槽前缘点处边界层厚度应近似相同. 其中, H1 叶型凹槽的前缘点位于 $x/C_x = 0.69$, H2 叶型凹槽的前缘点位于 $x/C_x = 0.60$. 这里, 边界层厚度以及边界层分离位置等参数预测基于的是 RANST (Reynolds averaged Navier-Stokes-transition) 数值方法.

图 10 和图 11 分别给出了实验测量的叶栅出口当地总压损失系数沿栅距方向的分布和叶栅总压损失系数随雷诺数的变化关系, 由此可以检验基于二维展向凹槽处理的非光滑型面设计思想的设计效果.

图 10 和图 11 表明, 基于二维展向凹槽处理的非光滑型面设计能够有效改善叶型在低雷诺数状态下的二维气动性能. 例如, 对于 H1 叶型, 非

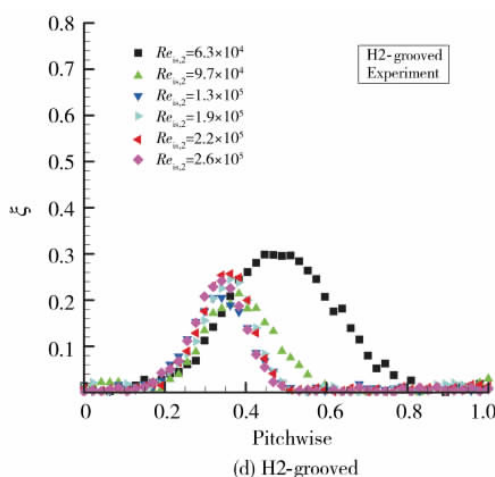
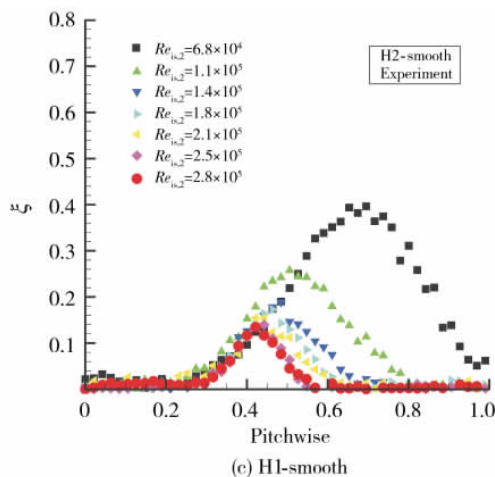
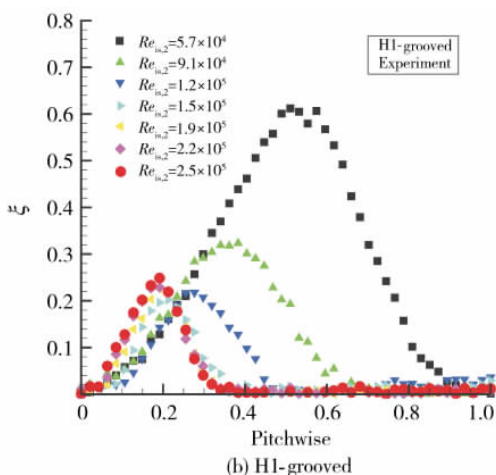
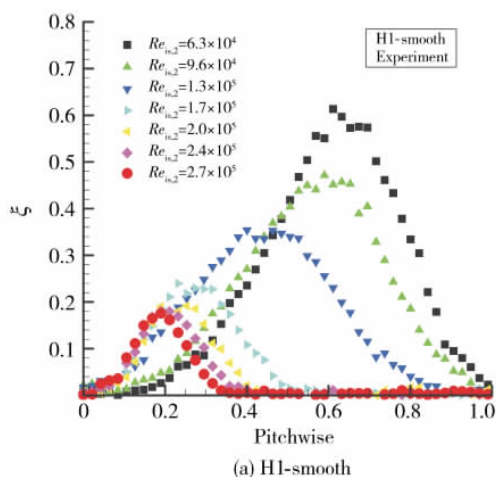
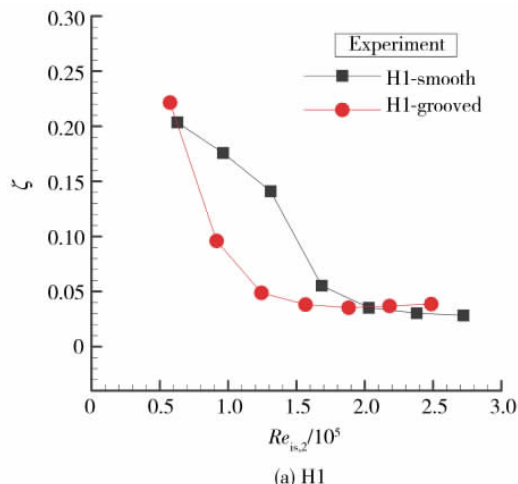


图 10 叶栅出口当地总压损失系数沿栅距方向的分布 (实验测量)

Fig. 10 Pitchwise distribution of the local total pressure loss at the outlet of the cascade (experiment data)



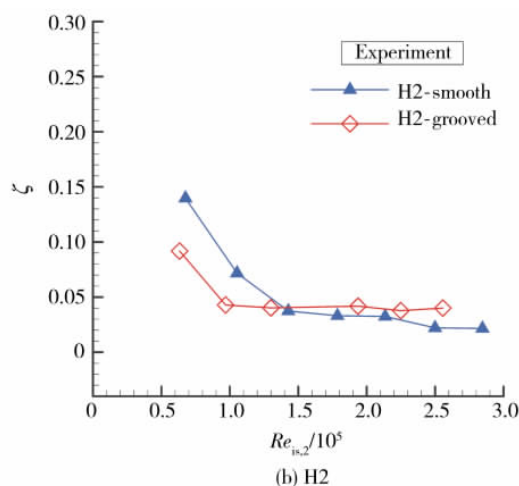


图 11 叶栅总压损失系数随雷诺数的变化关系
(实验测量)

Fig. 11 Total pressure loss coefficient
with the Reynolds number
(experiment data)

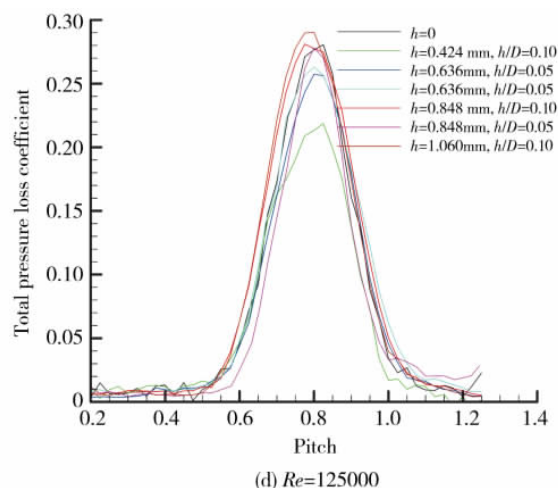
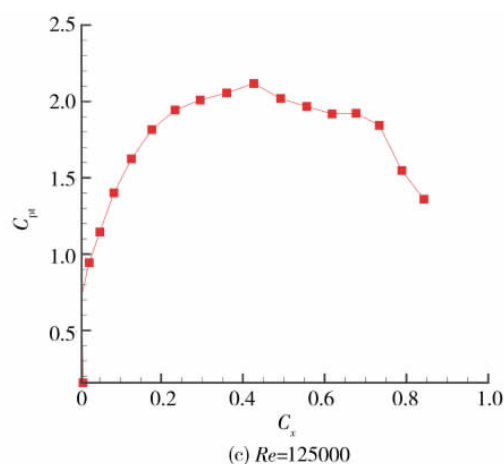
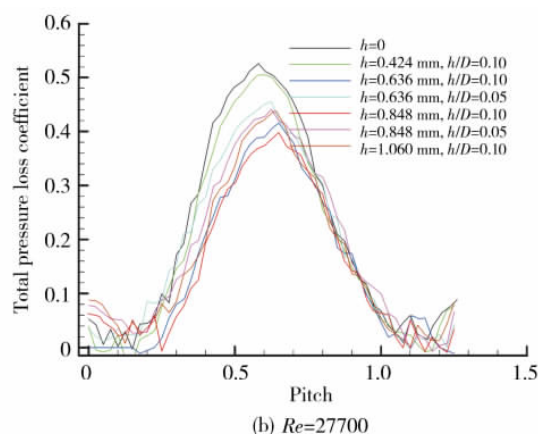
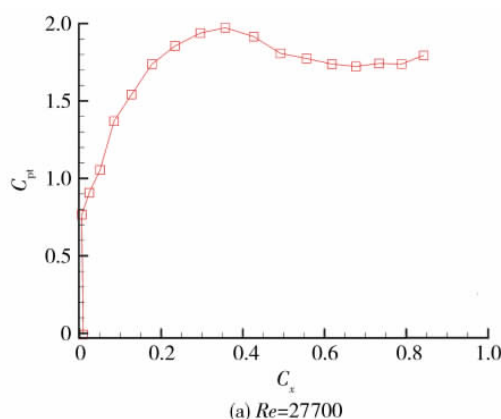
光滑型面设计能够使叶栅总压损失系数下降约 65% ($Re_{is,2} \approx 120\,000$); 对于 H2 叶型, 非光滑型面设计能够使叶栅总压损失系数下降约 35% ($Re_{is,2} \approx 63\,000$). 至于 $Re_{is,2} = 57\,000$ 状态下 H1 grooved 的叶栅总压损失系数似乎大于相同雷诺数状态下 H1 smooth 的叶栅总压损失系数这一“反常”现象的出现, 作者认为是实验中 H1 叶型吸力面边界层分离发生于凹槽尾缘点之前造成的.

3 “陷窝”控制技术实验结果分析

3.1 叶片表面压力系数和叶片尾迹测量 结果分析

图 12 为在不同工作雷诺数下, 测量的叶片吸力面压力系数和叶栅出口测量截面的总压损失系数沿栅距方向的分布 (测量过程五孔探针从吸力面移向压力面). 压力系数图中的横坐标表示沿叶片轴向位置, 纵坐标是吸力面压力系数; 尾迹测量结果图中横坐标表示探针移动的距离 (栅距的倍数), 纵坐标表示叶栅出口总压损失系数.

从图 12 可以看出, 在 $Re = 27\,700$ 情况下, 尾迹从大到小的顺序依次为陷窝 0、陷窝 1、陷窝 3、陷窝 5、陷窝 6、陷窝 2、陷窝 4; 在 $Re = 40\,500$ 情况下, 尾迹从大到小的顺序依次为陷窝 0、陷窝 1、陷窝 6、陷窝 3、陷窝 5、陷窝 2、陷窝 4, 在这两种情况下, 吸力面在 62% C_x (轴向弦长) 处开始出现分离, 至 85% C_x 处压力系数仍然没有减小的趋势, 这说明流体边界层分离非常大, 有可能在尾缘处



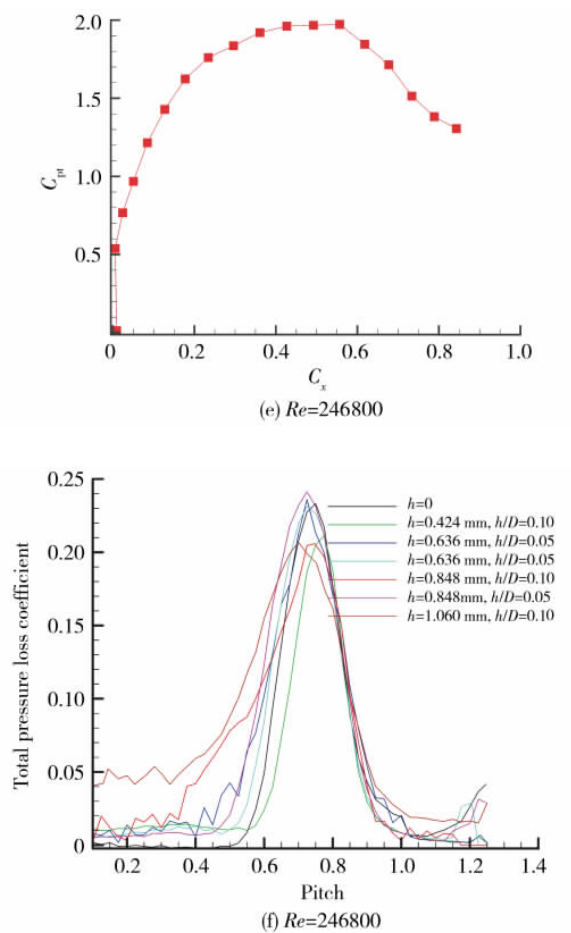


图12 吸力面压力系数和尾迹测量结果

Fig. 12 Experiment results of the C_p on suction side and of the wake

还没有重附,而呈现开式分离,此两种情况下,尾迹主要在吸力面一侧有所减小,参数为 $h=0.424$ mm, $h/D=0.10$ 的陷窝1减小幅度最小,几乎没有变化,参数为 $h=0.848$ mm, $h/D=0.10$ 的陷窝4减小幅度最大,相同深度情况下,深径比为0.1的陷窝尾迹较小;在在 $Re=125000$ 时,叶片吸力面在 $63\%C_x$ 处至 $68\%C_x$ 处出现较小的分离泡,此时,陷窝1、陷窝2、陷窝3、陷窝5的尾迹小于基本叶型,减小区域在吸力面一侧,而陷窝4、陷窝6的尾迹均大于基本叶型,陷窝4的损失峰值和基本叶型几乎相等,而陷窝6的损失峰值明显大于基本叶型,参数为 $h=0.636$ mm; $h/D=0.1$ 的陷窝2尾迹最小;在 $Re=246800$ 时,只有陷窝1的尾迹小于基本叶型,其余陷窝的尾迹均大于基本叶型,其中陷窝2、陷窝3、陷窝5的尾迹损失峰值不小于基本叶型,陷窝4、陷窝6尾迹损失峰值小于基本叶型,靠近吸力面主流区的尾迹损失

明显增大,陷窝2、陷窝4、陷窝6吸力面主流区流动损失出现明显的波动,陷窝6吸力面主流区的流动损失也有明显增大,其原因亦是上述所说,流体发生了转捩。

从图12中各叶片的尾迹的变化可以知道叶栅出口流动损失变化情况,叶片的尾迹的变化主要发生在叶片吸力面一侧。在 Re 较低时,各种陷窝均能够减小了叶片流动损失,而随着 Re 增大,较大尺寸的陷窝会增大叶片的流动损失。在较低 Re 情况下,叶片吸力面出现了流动分离,陷窝减少流动损失的主要原因就是抑制了流动分离,使流动分离减小甚至消失。其机理如以前的研究所说,陷窝中产生了旋涡,将外层高能流体卷入了边界层;在较高 Re 情况下,较大的陷窝尺寸会增大流动的损失的,其原因是陷窝产生旋涡使得流动的湍流度大为增大,因而湍流损失增大,而陷窝尺寸较小时亦能使流动损失有所减小的原因是陷窝产生的旋涡使得边界层内湍流度有所增大,从而使得壁面的黏性损失有所减小。通过以上分析可以认为,陷窝可以抑制分离,减少分离损失和壁面流动的黏性损失,但会增大气流的湍流度,使得湍流损失增大。

3.2 出口平均总压损失系数对比

图13给出各种陷窝设计条件下叶片出口截面平均总压损失系数变化情况。由图13可以看出,在 $Re=26700$ 时,各叶片出口平均流动损失由小到大的顺序依次为陷窝4、陷窝2、陷窝6、陷

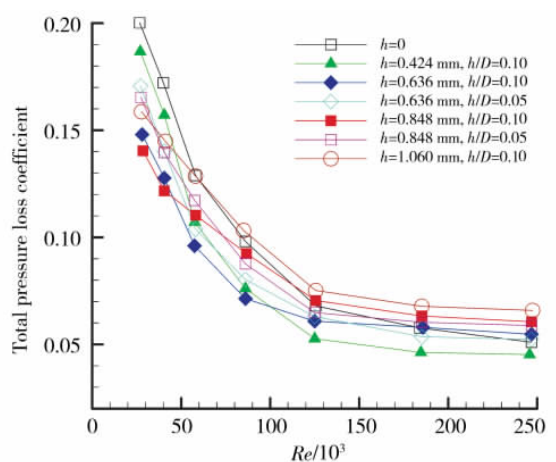


图13 叶栅总压损失系数测量结果
(实验测量)

Fig. 13 Total pressure loss coefficient
(experiment data)

窝5、陷窝3、陷窝1、陷窝0, $h=0.848\text{ mm}$, $h/D=0.10$ 的陷窝4减少流动损失幅度最大, $Re=26700$ 时, 出口平均总压流动损失减小了约6%, 此时 $h=3.2\delta_{01}$; 在 $Re=125000$ 时, 各叶片出口平均流动损失由小到大的顺序依次为1, 2, 3, 5, 0, 4, 6, 此时, 陷窝4、陷窝6使得出口平均流动损失有所增大, 而其余陷窝减小了流动损失, 陷窝1的效果最好, 使出口平均总压流动损失减小了约1.7%, 此时 $h=3.6\delta_{04}$; 在 $Re=246800$ 时, 各叶片出口平均流动损失由小到大的顺序依次为1, 0, 3, 2, 5, 4, 6, 此时, 只有陷窝1减小了流动损失, 其余陷窝使得出口平均流动损失有所增大, 陷窝1使出口平均总压流动损失减小了约0.6%, 此时 $h=5.0\delta_{06}$.

应用陷窝减小流动损失, 就是找出最佳的陷窝尺寸, 取得减小流动损失的最佳效果, 而且应认识到, 不同的 Re 情况下, 会对应不同的最佳陷窝尺寸, 依据本实验结果可以认为, 陷窝深径比 $h/D=0.10$ 比 $h/D=0.05$ 效果好, 陷窝参数 h/D 中深度参数 h 对减小损失起着主要作用, h 在一定阈值范围内才能取得较好的效果, h 的取值与边界层厚度的发展有关, 在本实验中取陷窝当地边界层特征厚度为 $\delta_{0i}=L/Re_{i0.5}$, 在低 Re 时, 最佳 h 取值在 $3.2\delta_{0i}\sim 4.5\delta_{0i}$.

4 结 论

本文通基于“groove”表面处理技术、“陷窝(dimple)”表面处理技术和“叶片造型”设计技术等涡轮流动分离控制的设计方法, 针对低压涡轮叶片进行了实验和数值计算. 主要论包括:

1) 凹槽处理的位置可影响二维展向凹槽处理的控制效果. 尾缘位置处在吸力面边界层分离点下游的二维展向凹槽处理控制效果最差; 处在分离点上游的凹槽处理控制效果较好, 其中最靠近分离点的凹槽处理控制效果好. 不同凹槽处理位置控制效果之间的差异取决于它们所产生不稳定扰动波幅值之间的差异, 计算结果表明, 凹槽下游的逆压力梯度越大, 对应的不稳定扰动波幅值则越大, 控制效果就越好.

2) 雷诺数可影响二维展向凹槽处理的控制效果. 雷诺数增大至一定值后, 吸力面剪切层转捩起始会在凹槽内部发生, 由此导致相对较大的湍流边界层损失; 如果凹槽导致的湍流边界层损失超过了其减小的分离流动损失, 那么二维展向凹槽处理将在整体上增大叶型损失; 此时, 被动控制

策略的不利影响就显现了出来. 可以推断, 湍流度应具备类似于雷诺数的影响, 即湍流度增大至一定值后, 吸力面剪切层转捩起始也会在凹槽内部发生.

3) 为了尽量减轻高雷诺数状态下二维展向凹槽处理的不利影响, 在保证凹槽处理位置处于吸力面边界层分离位置之前的前提下, 可考虑将凹槽处理位置尽可能后移, 以此减小凹槽处理导致的湍流边界层浸湿面积.

4) 三维球窝不但扮演着“扰动发生器”的作用, 还扮演着“旋涡发生器”的角色. 球窝尾流区内高频率的旋涡形成与脱落, 不但产生了加强流动掺混所需的旋涡, 也产生了促进分离泡转捩所需的扰动.

参考文献:

- [1] Volino R J. Passive flow control on low-pressure turbine airfoils[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4):754-764.
- [2] Bons J P, Sondergaard R, Rivir R B. Turbine separation control using pulsed vortex generator jets[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2):198-206.
- [3] Bons J P, Sondergaard R, Rivir R B. Control of low pressure turbine separation using vortex generator jets [R]. AIAA-1999-367, 1999.
- [4] Volino R J. Separation control on low-pressure turbine airfoils using synthetic vortex generator jets[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4):765-777.
- [5] Huang J H, Thomas C C, Thomas F O. Plasma actuators for separation control of low-pressure turbine blades [J]. AIAA Journal, 2006, 44(7):1477-1487.
- [6] Suzen Y B, Huang P G. Simulations of flow separation control using plasma actuators [R]. AIAA-2006-877, 2006.
- [7] Bloxham M, Reimann D, Crapo K. Synchronizing separation flow control with unsteady wakes in a low-pressure turbine cascade[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2):021019.
- [8] Chen F, Tang Y P, Chen M Z. An experimental investigation of loss reduction with riblets on cascade blade surface and isolated airfoils [R]. ASME-1990-207, 1990.
- [9] Lake J P, King P I, Rivir R B. Reduction of separation losses on a turbine blade with low Reynolds number[R]. AIAA-1999-242, 1999.
- [10] Lake J P, King P I, Rivir R B. Low Reynolds number loss reduction on turbine blades with dimples and V-grooves [R]. AIAA-2000-738, 2000.
- [11] Casey J P, King P I, Sonderaggrd R. Parameterization of boundary layer control dimples on a low pressure turbine blade [R]. AIAA-2004-3570, 2004.
- [12] Howell R J, Ramesh O N, Hodson H P, et al. High lift and

- aft loaded profiles for low pressure turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 181-188.
- [13] Volino R J, Hultgren L S. Measurements in separated and transitional boundary layers under low-pressure turbine airfoil conditions [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 189-197.
- [14] List J, Byerley A R, McLaughlin T E, et al. Using a plasma actuator to control laminar separation on a linear cascade turbine blade[R]. AIAA -2003-1026, 2003.
- [15] Luo H, Qiao W, Xu K. Investigation of mechanisms for separated flow transition control using surface grooves on a high-lift low-pressure turbine profile[J]. Journal of Power and Energy, 2009, 223(7): 873-886.