

基于水滴型带状前缘的涡轮端区损失 控制数值研究

魏佐君, 乔渭阳, 赵 磊, 时培杰

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 探索了基于水滴型带状前缘的涡轮端区损失控制方法,研究了水滴型带状前缘对于涡轮二次流损失的控制机理.以典型的高负荷低压涡轮叶片 T106 叶栅为对象,对比分析了不同的端区叶片带状前缘造型设计参数对涡轮端区损失的控制效果.结果表明:带状前缘的向前延伸长度、吸力面延伸位置和压力面延伸位置对于带状前缘的总压损失系数有较大影响,最佳设计方案可以使 T106 叶栅总压损失系数减小约 5.1%.水滴型带状前缘与余弦带状前缘相比,端区损失的减小量并没有明显差异,但是水滴型曲线与原始叶型的光滑融合不会引起叶型表面压力的局部波动.

关 键 词: 带状前缘;水滴型;端区损失控制;二次流;涡轮;马蹄涡

中图分类号: V231

文献标志码: A

Numerical investigation of endwall losses control in turbine by leading edge fillet based on teardrop curves

WEI Zuo-jun, QIAO Wei-yang, ZHAO Lei, SHI Pei-jie

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: To investigate the endwall losses control in turbine by leading edge fillet based on teardrop curves, and to study the control mechanism of secondary flow losses in turbine by leading edge fillet based on teardrop curve, the investigation was carried out with the well-known T106 cascade which was developed for highly loaded low pressure turbines. The effect of design parameters of different leading edge fillet of turbine endwall on endwall losses control in turbine was compared and analyzed. The results show that total pressure loss coefficient is obviously affected by extension length of leading edge fillet, extension location of on suction side and pressure side. The best configuration shows a reduction of total pressure loss coefficient of T106 cascade by about 5.1%. Moreover, compared with the leading edge fillet by cosine curves, the modification based on teardrop curves do not show much more reduction to endwall losses, but the latter obtain smooth connection with the original profile which causes no blades surface pressure fluctuation locally.

Key words: leading edge fillet; teardrop; endwall loss control; secondary flow; turbine; horseshoe vortex

涡轮端区内存在复杂的二次流涡系,因此而产生的涡轮二次流损失是气动效率损失的重要来源. Sharma 和 Bulter^[1] 的研究认为端区损失

(endwall loss) 占总压损失的 30%~50%. Denton^[2] 估计涡轮通道内总损失的 1/3 左右是端区损失.同时,人们在新一代发动机的涡轮设计中广

泛地采用高负荷涡轮叶型以提高涡轮叶片载荷,减小叶片数目,从而达到减轻发动机质量、提高其推质比、降低其制造和维护成本的目的。但是与高负荷涡轮相伴而来的是端区通道内横向压力梯度的增大,这使得端区二次流进一步加强,其产生的端区损失成为设计者们新的挑战。

许多学者对涡轮端区二次流的损失控制技术进行了研究,希望借助于先进的流动控制方法来有效地降低涡轮内部的流动损失。基于流动控制所需的能量消耗和控制回路,El-Hak 等^[3]将流动控制策略分为被动和主动两类。针对端区损失的被动流动控制研究方面,包括非轴对称端壁和端区叶片前缘修型。在前缘修型方面,Zess 等^[4]提出的带状前缘成功地减小了涡轮内部的二次流损失。后来的 Lethander 等^[5]、Gregory-Smith 等^[6]、Turgut 等^[7]、Miyoshi 等^[8]的工作都对前缘修型在端区损失控制方面进行了实验和数值的探索,但仍未在端区叶片前缘修型上给出明确的参考。因此,本研究试图给出一种带状前缘的设计方法。

水滴型也被称为泪滴型(teardrop),是水滴在自由下落过程中所呈现的形状,因其良好的流线型而受到人们的青睐,在现代潜艇的艇体设计和很多商业产品的开发中都得到了应用。那么这种水滴型的轮廓曲线与其他的常用曲线型相比,

能否给端区叶片前缘的修型带来优势呢?本文在给出的带状前缘设计方法中,将水滴型曲线用于生成 T106 叶栅的带状前缘,并借助于三维黏性流场数值模拟技术对水滴型带状前缘涡轮端区三维流场结构和端区二次流损失的控制效果进行了深入细致的分析研究,以认识涡轮端区叶片水滴型带状前缘对于涡轮端区二次流损失的控制机理,探索了基于水滴型带状前缘的涡轮端区损失控制方法。

1 带状前缘设计方法

从控制机理的角度来讲,前缘修型是为了改变端区叶片前缘附近的压力分布,从而影响来流端壁边界层分离时的鞍点的位置及端区叶片前缘附近的压力场,进而达到抑制来流边界层在该位置卷起形成马蹄涡的目的。Langston^[9]就指出,鞍点的分离更加依赖于叶片表面的压力分布,因此对于不同的涡轮叶片,其带状前缘的设计都需要依赖于对应的压力分布。在 Zess 等^[4]的多种造型中,其采用了轮廓线为直线的形状。Turgut 等^[7]在其研究中采用了直线和曲线两种轮廓线形状。因此,在本文研究中将采用直线形成的横截面,如图 1(a)实线所示。

在本文带状前缘的设计中,其控制参数如图

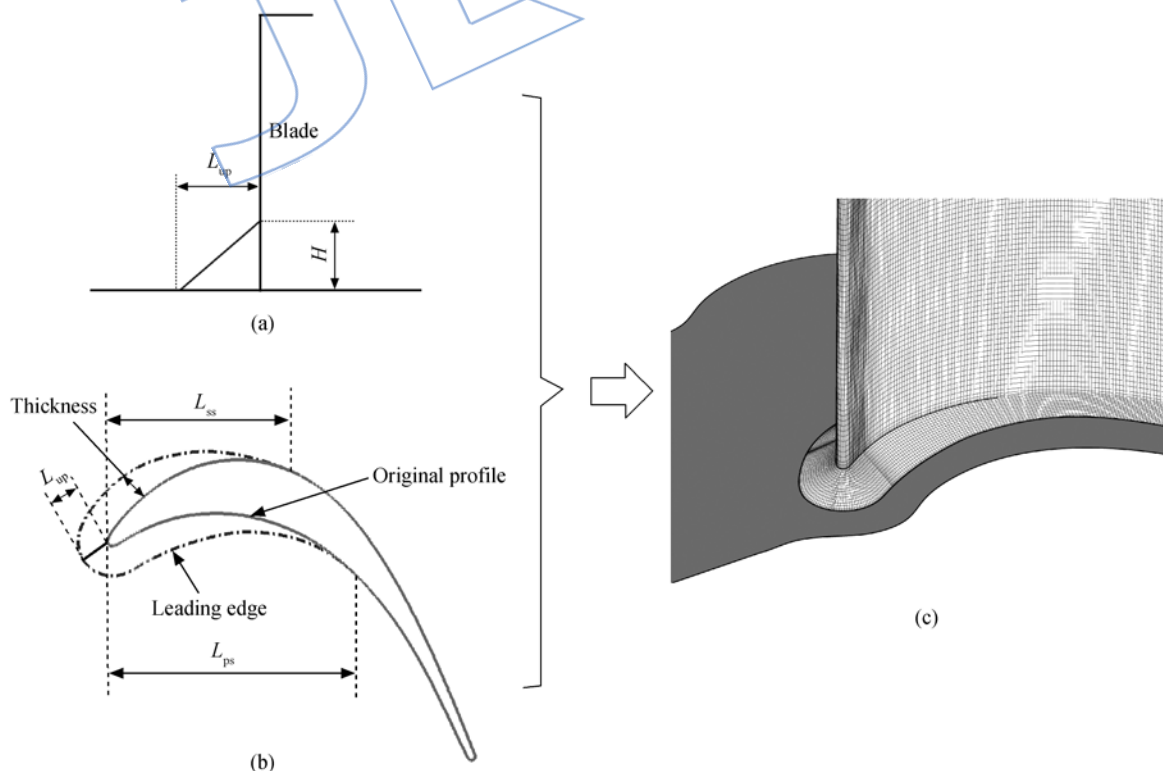


图1 带状前缘设计的控制参数

Fig. 1 Control parameters of leading edge fillet design

1 中所示. 其中 H 代表了带状前缘的在叶片展向上的高度; L_{ss} 和 L_{ps} 分别表示带状前缘在叶型吸力面和压力面的起始位置到原始叶片前缘的轴向距离. 在本文带状前缘的设计中, 所有延伸高度处的 L_{ss} 和 L_{ps} 都是相同的; L_{up} 表示带状前缘到原始叶片前缘的最大厚度, 这是控制叶片向前延伸程度的设计变量. 在给定以上设计参数后, 在叶型表面叠加一定规律的厚度分布, 便可设计出相应的带状前缘修型几何, 如图 1 所示.

2 水滴型带状前缘造型设计

在给定端区叶片带状前缘的设计参数后, 沿叶型表面的厚度分布是不确定的, 在公开的文献中, 大部分也并没有详细地说明该带状前缘的型线. 而众所周知, 叶型的形状对于涡轮叶片的性能是至关重要的, 不同的型线必然对叶片表面的压力分布产生影响, 但不同的带状前缘轮廓线对端区二次流控制效果产生的影响程度不同. 因此, 本文为对这一问题做出说明, 提出了一种将水滴型曲线与原始叶型进行组合的方法, 并对余弦曲线和水滴型曲线这两种轮廓曲线所形成的带状前缘进行研究.

Bourke^[10] 给出了一种用于描述水滴型(泪滴型)的参数方程

$$\begin{aligned} x &= 0.5(1 - \cos \theta) \sin \theta \cos \phi \\ y &= 0.5(1 - \cos \theta) \sin \theta \sin \phi \\ z &= \cos \theta \end{aligned}$$

其中 $\phi \in [0, 2\pi]$ 表示纬度; $\theta \in [0, \pi]$ 表示经度. 当 $\theta=0$ 时, 型面在尖点 $(x, y, z) = (0, 0, 1)$ 处导数不连续. 该水滴型的轴剖面曲线($\phi=0$)为

$$\begin{aligned} x &= 0.5[1 - \cos(2\pi t)] \sin(2\pi t) \\ z &= \cos(2\pi t) \end{aligned}$$

其中 $t \in [0, 1]$.

若将 x 表达式中系数 0.5 称为形状因子 A , 那么水滴型轴剖面曲线参数方程为

$$\begin{aligned} x &= \cos(2\pi t) \\ y &= A[1 - \cos(2\pi t)] \sin(2\pi t) \end{aligned}$$

其中 $t \in [0, 1]$.

图 2 中给出了 $A \in [0, 0.7]$ 时的水滴型轴剖面曲线.

本文选择 Bourke 所给出的水滴型曲线, 将其展开, 所得厚度分布如图 3 所示. 图 3 中也给出了采用余弦曲线和水滴型曲线两种不同厚度分布时的带状前缘的型线, 其中水滴型曲线的形状因子 $A = 0.55$, $L_{ss} = 0.52842C_x$, $L_{ps} = 0.71489C_x$,

$L_{up} = 7\text{ mm}$, 其中 C_x 为原始叶型轴向弦向. 可以看到, 两种分布的主要不同是远离前缘的两侧, 水滴型曲线更加光滑, 在与原始叶型的交接处 1 阶导数连续.

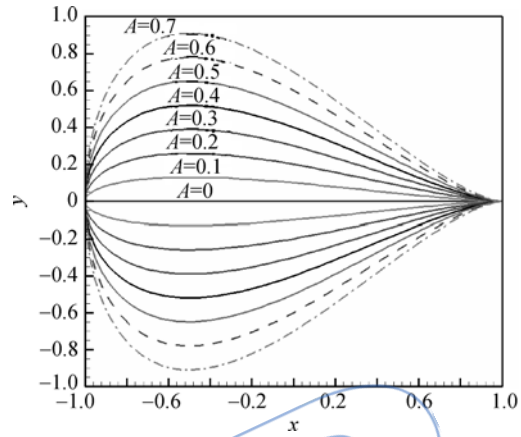


图 2 水滴型轴剖面曲线 ($A=0 \sim 0.7$)

Fig. 2 Teardrop curves of axial section ($A=0 \sim 0.7$)

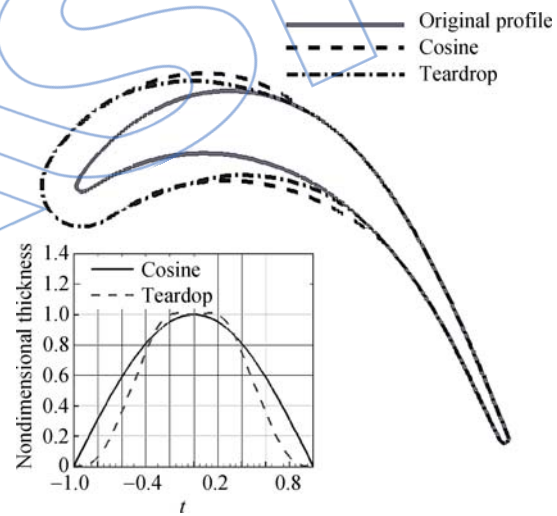


图 3 带状前缘轮廓线对比

Fig. 3 Comparison of leading edge fillet profiles

3 数值计算方法及验证

3.1 研究对象

本研究中以 T106 叶栅为原型, 这是一个典型的无冷却高负荷低压涡轮动叶的叶中叶型, 如图 4 所示. 其叶型表面等熵马赫数峰值在 $0.63C_x$ 轴向弦长位置, 属于后加载方式的涡轮叶型. 在文献[11-12]中均采用了表 1 中的几何和气动设计参数, 将等熵出口马赫数设为 0.59, 等熵出口雷诺数 $Re_{2th} = 5 \times 10^5$ (基于等熵出口马赫数和叶型弦长). 为与文献[11]的实验数据对比, 也采用了

相同 T106 叶栅设计状态下的几何和气动参数,关于更多的实验细节可参考文献[11].数值计算中,选择的叶栅展向高度为 120 mm,经分析,结果表明,该叶栅展向高度对本研究中端区区域内的流动不会产生影响,中间面与壁面之间的距离是足够的.本文通过对 T106 叶栅端壁处叶片前缘形状的设计,以实现端区二次流及其损失的控制.

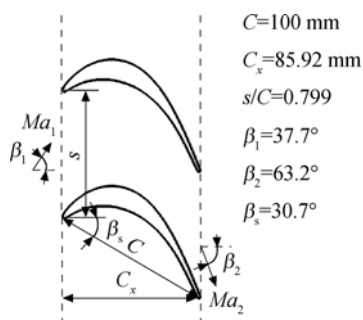


图4 T106 叶栅

Fig. 4 T106 cascade

表1 T106 叶栅主要设计参数

Table 1 Main design parameters of T106 cascade

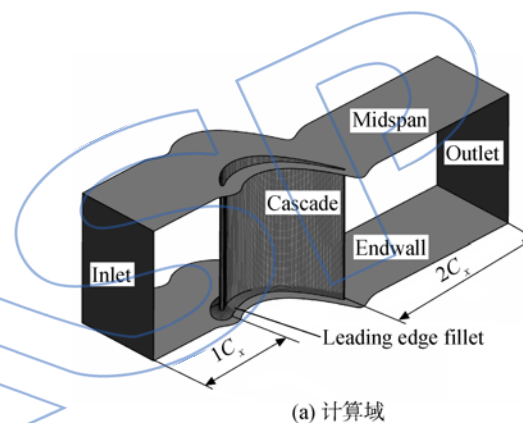
参数	数值
弦长 C/mm	100
轴向弦长 C_x/mm	85.92
叶片展向高度 H/mm	300
栅距弦长比 s/C	0.799
等熵出口马赫数	0.59
等熵出口雷诺数	5×10^5
进口气流角 $\beta_1/(\circ)$	37.7
出口气流角 $\beta_2/(\circ)$	63.2
几何安装角 $\beta_s/(\circ)$	30.7

3.2 计算方法

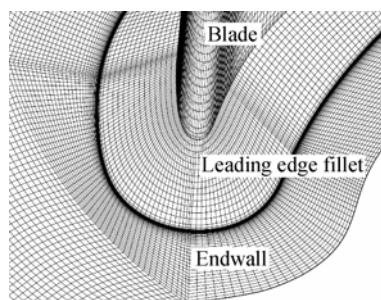
本文对于叶片端区带状前缘的造型过程中采用的数值手段是耦合转捩模型的雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方法.采用软件 CFX 求解控制方程,该软件采用基于附加修正技术的多重网格代数求解器,对动量方程和连续方程进行同步求解,从而使得求解器具有较强的功能和效率.且 CFX 使用一种基于有限元的有限体积法来离散控制方程,使其保持了有限元法的几何剖分的灵活性以及有限体积法的十分重要的守恒性.求解中对于空间采用 2 阶精度格式.湍流模型选取耦

合 Lantry-Menter 转捩模型的切应力输运 (shear stress transport, SST) 两方程湍流模型,壁面附近采用自动壁面函数处理. Lantry-Menter 转捩模型是一种严格建立在局部变量基础上的基于经验关联式的转捩模型,考虑了来流湍流度、压力梯度对边界层转捩的影响,因此该湍流模型对逆压梯度下边界层的分离流动有着很好的模拟效果.

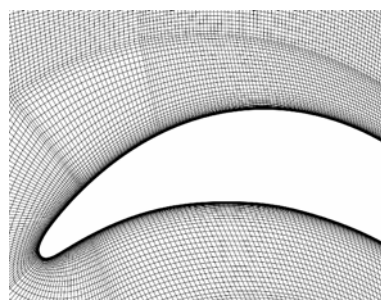
本文中采用的叶片造型软件为商用软件 ICEM-CFD,计算网格也由该软件生成.计算域及网格示意如图 5 所示.其中计算域进口边界距离叶栅前缘 $1C_x$,出口边界距离叶栅尾缘为 $2C_x$.根据 Greitzer 等^[13]的推导,在叶轮机械中叶排上游来流所感受到的叶排势流的周向不均性的特征尺度为叶片的栅距,当上游距离叶片前缘为 $0.5s$ 时



(a) 计算域



(b) 带状前缘网格



(c) 叶片周围网格

图5 计算域及网格

Fig. 5 Computational domain and grids

该不均匀性下降为4%;而对于本叶栅,栅距 $s=1.075C_x$,所以 $1C_x$ 完全可以认为不受到下游叶排势流的影响.在栅距方向上设置周期性边界,两边界之间的距离为 $1s$.叶栅的展向高度为120mm.

网格拓扑采用H-O-H结构化网格,保证近壁面处第1层网格的无量纲高度 $y^+ \leq 1$,O型网格层与层的增长比率为1.2,且在展向下端壁处网格层与层之间的增长比率为1.2,整个叶栅计算域网格数约为600万,而对于设计参数的研究,为节省计算时间其网格节点数为240万左右.网格无关性计算显示,该网格数已在网格无依赖区内,其计算结果与网格数无关.

进口给定绝对总温、来流湍流度、湍流耗散长度尺度、来流速度方向、边界展向分布,其中进口来流端壁边界层分布数据来自文献[11],如图6所示.出口边界给定平均静压;叶型表面及下端壁壁面采用无滑移、绝热壁面边界;展向中间边界采用对称边界.本文计算的等熵出口雷诺数 Re_{2th} 为 5×10^5 ,对应的等熵出口马赫数为0.59,进口来流湍流度为5.8%,湍流耗散长度尺度为2mm,进口总温为312.9K,进口气流角为 37.7° ,出口平均静压为37930Pa(与Duden和Fottner^[11]的实验条件一致).

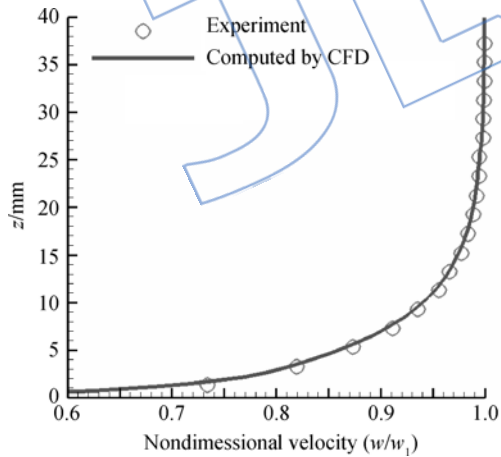


图6 进口来流端壁边界层分布($x=-0.25C_x$)

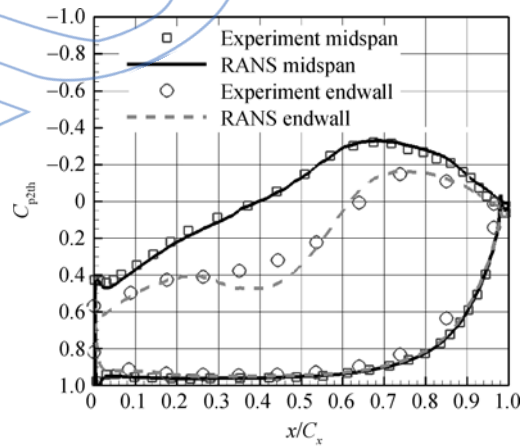
Fig. 6 Boundary layer distribution of inlet flow in endwall ($x=-0.25C_x$)

3.3 数值计算方法的实验验证

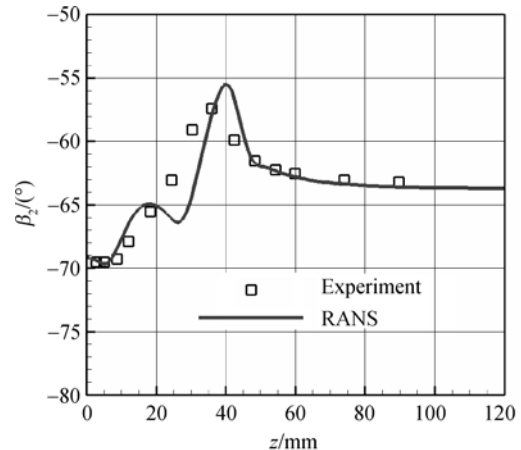
对于耦合Lantry-Menter转捩模型的SST湍流模型的验证,国外学者已做了大量的实验^[14-16].本文采用该模型对叶栅端区二次流的定常计算的实验验证如图7所示.

图7(a)给出了 $Re_{2th}=5 \times 10^5$ 状态下,该数值

计算所得到的T106叶栅端区和叶中处叶型表面压力系数 C_{p2th} 分布与文献[11]中实验结果的对比.可以看到,该数值计算能够很好地模拟该叶栅内的端区和远离端区的流动,只是在端区的吸力面 $0.3C_x \sim 0.55C_x$ 区间内存在一些差异.图7(b)和图7(c)中分别给出了叶片出口后 $0.5C_x$ 向弦长处的出口气流角和总压损失系数沿展向的分布,其中栅距方向是流量加权平均的.可以看到,数值计算得到出口气流角落后角峰值出现在 $z=40$ mm处,较文献[11]中给出的实验值(约 $z=35$ mm)位置要略高些;相应的图7(c)中对应的总压损失峰值位置也较实验值高些;且计算结果中显示端区的出口气流角呈现双峰值,这在实验曲线中并没有看到,但在Hilderbrandt和Fottner^[12]的数值模拟结果中也同样可以观察到这样的峰值结构.此外,该数值模拟能够很好地模拟远离端区处的出口气流角和总压损失.因此,该数值模拟能够较好地考虑端壁区域内的二次流流动及其造成的损失.其中,表面压力系数 C_{p2th} 定义为 $(p-p_2)/(p_{t1}-p_2)$, p 为叶片表面当地静压, p_2 为出



(a) 表面压力系数



(b) 出口气流角沿展向分布($x/C_x=1.5$)

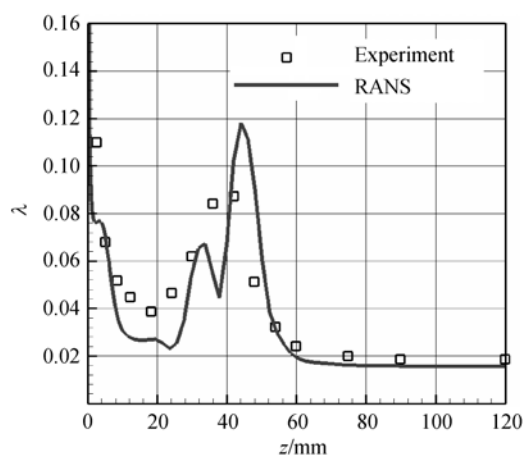
(c) 总压损失系数沿展向分布 ($x/C_x=1.5$)

图7 实验与计算结果验证对比

Fig. 7 Validations and comparison of computation result and experiment result

口静压, p_{t1} 为进口总压; 总压损失系数 λ 定义为叶栅进口与出口总压之差与等熵动压头 ($p_{t1} - p_2$) 之比。

4 计算结果及分析

4.1 带状前缘设计参数的影响

前面所述的带状前缘设计参数的变化及厚度分布的选择都将形成三维形状不同的带状前缘, 对于端区二次流的影响也将不同。这里将通过对比不同设计参数时在尾缘后 $0.5C_x$ 位置的总压损失系数来说明该影响, 其中总压损失系数 λ 在平面内进行流量加权平均得到。

图8中给出了该叶栅总压损失系数随水滴型曲线形状因子 A 变化的曲线, 其中设定 $L_{up}=6$

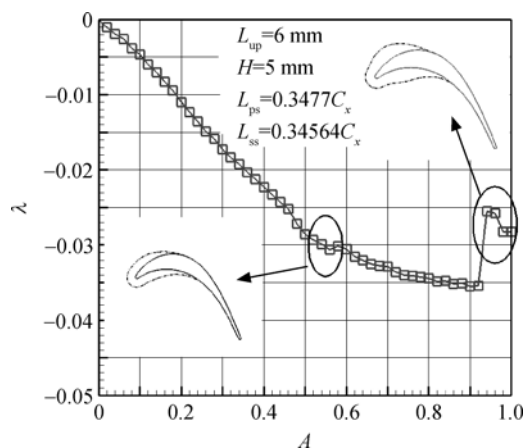


图8 总压损失系数随水滴型曲线形状因子的变化

Fig. 8 Total pressure loss coefficient varying with shape factor of teardrop curve

mm, $H=5$ mm, $L_{ss}=0.34564C_x$ 和 $L_{ps}=0.3477C_x$ 。随着形状因子的增大, 总压损失系数迅速下降; 但当形状因子大于 0.55 时, 其下降趋势变缓, 然后出现一段跃升。经分析发现, 当形状因子小于 0.55 时, 带状前缘的轮廓线是光滑的流线形, 而在大于该值之后, 其形状开始出现凸起, 变得不光滑 (如图8右上角所示), 从而使得总压损失系数减小变缓, 最终出现增加的情况。又考虑到在 Bourke 给出的水滴型曲线中形状因子取为 0.5, 在本文的研究中将形状因子取为 0.55, 其对应的厚度分布如图3所示。

总压损失系数随 L_{ps} 的变化如图9所示。图中所示两条曲线分别为余弦曲线和水滴型曲线的厚度分布的总压损失系数变化曲线。从图中可以看到, 随着带状前缘在压力面向后的延伸, 该叶栅的总压损失系数逐渐减小, 然后达到一定位置时减小效果逐渐变缓。此外, 余弦曲线的总压损失系数在延伸至 $0.7C_x$ 时有轻微上升的趋势, 而水滴型曲线的总压损失系数则继续下降, 这一点可以说明水滴型前缘在与原始叶型融合中的优越性。

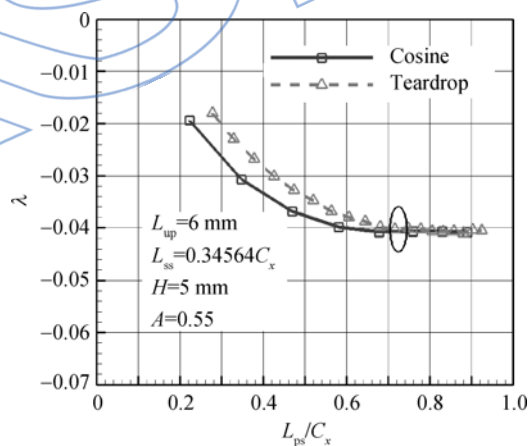
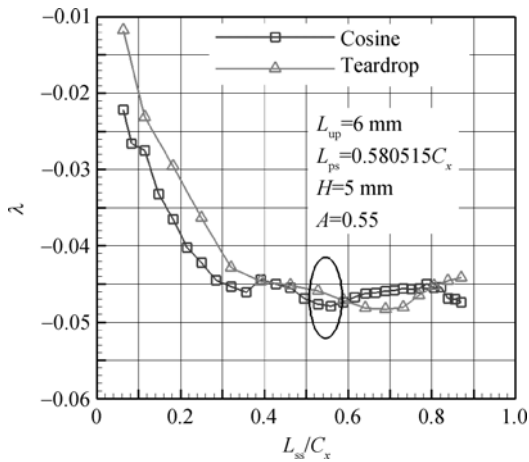
图9 总压损失系数随 L_{ps} 的变化Fig. 9 Total pressure loss coefficient varying with L_{ps}

图10中所示为总压损失系数随 L_{ss} 的变化曲线。可以看到两种曲线形成的带状前缘都使得总压损失系数随着吸力面延伸位置的后移而减小, 然后出现缓慢地上升; 且在此设计参数下, 余弦的总压损失系数减小得相对多些。但当吸力面延伸位置达到 $0.4C_x \sim 0.8C_x$ 之间时, 两种曲线对该叶栅的总压损失系数的影响差异较小。

图11中给出了总压损失系数随带状前缘展向高度 H 变化的曲线。其中, 形状因子 $A=0.55$, $L_{ps}=0.71489C_x$, $L_{ss}=0.52842C_x$, $L_{up}=6$ mm。可以看到, 随着展向延伸的增加, 总压损失系数迅速

图10 总压损失系数随 L_{ss} 的变化Fig. 10 Total pressure loss coefficient varying with L_{ss}

下降,然后在 4.5 mm 左右达最低点;当展向高度的进一步延伸时,其总压损失系数又开始缓慢增大。

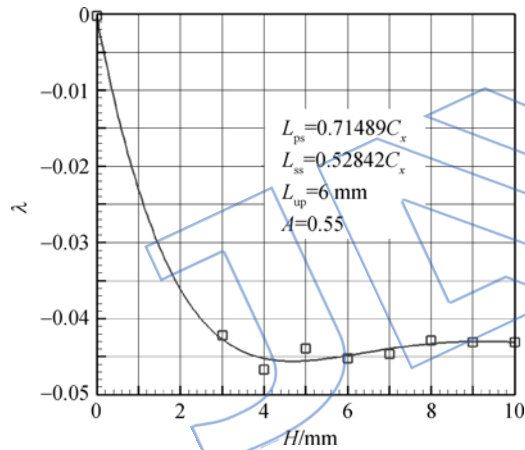
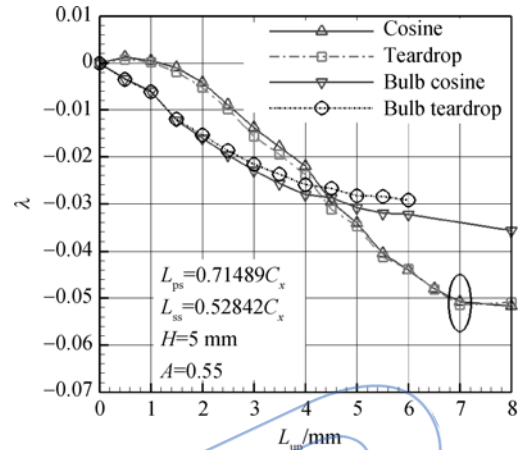
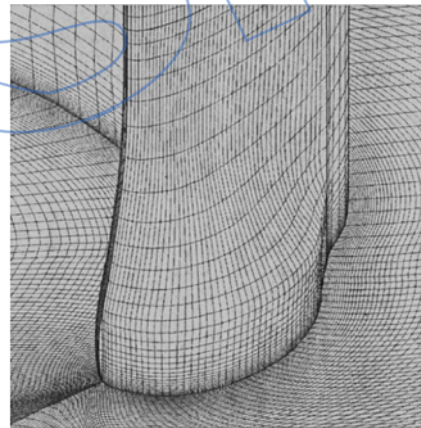
图11 总压损失系数随 H 的变化Fig. 11 Total pressure loss coefficient varying with H

图12中给出的是总压损失系数随 L_{up} 的变化量。其中,根据前面的分析形状因子取为 0.55, $L_{ps}=0.71489C_x$, $L_{ss}=0.52842C_x$, $H=5$ mm. 可以看到,在小的延伸长度时,总压损失系数出现一个轻微的上升;但随着 L_{up} 的增加,也就是带状前缘的进一步倾斜,总压损失系数开始出现较为急剧的下降,然后在 $L_{up}=7$ mm 附近总压损失系数的下降变缓。但这两种厚度分布曲线对于总压损失系数的影响并不大。此外,图12中也展示了应用 Sauer 等^[17]所采用的泡状前缘展向轮廓形状(如图13所示)所得到的这两种厚度分布曲线的总压损失系数曲线。图12中的标有“Bulb”的曲线显示,随着 L_{up} 的增加,其总压损失系数也呈现下降,并且在 $L_{up}<4.5$ mm 时该轮廓形状较本文的

斜直线明显,但当 $L_{up}>4.5$ mm 时,本文所选择的轮廓曲线表现出较明显的优势,且在 $L_{up}=8$ mm 时,本文的轮廓曲线方案比展向直线方案所带来的总压损失系数减小量要高出约 1.5%。

图12 总压损失系数随 L_{up} 的变化Fig. 12 Total pressure loss coefficient varying with L_{up} 图13 泡状前缘^[17]Fig. 13 Bulb leading edge^[17]

因此,上述最优的一组设计参数方案可以认为是: $L_{ps}=0.71489C_x$, $L_{ss}=0.52842C_x$, $H=5$ mm, $L_{up}=7$ mm. 该带状前缘使得叶栅的总压损失系数减小约 5.1%。且当 L_{ps} , L_{ss} 大于一定值时,带状前缘的厚度分布函数对其影响较小。

4.2 对叶栅出口流场的影响

图14中为叶栅尾缘后 $0.5C_x$ 位置处的总压损失系数和出口气流角沿叶栅展向高度方向的分布,其中周向进行流量加权平均。由图14(a)中可以看到,由于带状前缘的引入,使得端壁附近($z<15$ mm)的流体浸湿面积增大,叶型与端壁交接面的角区处边界层损失增加;同时,在 $z=34$ mm 附

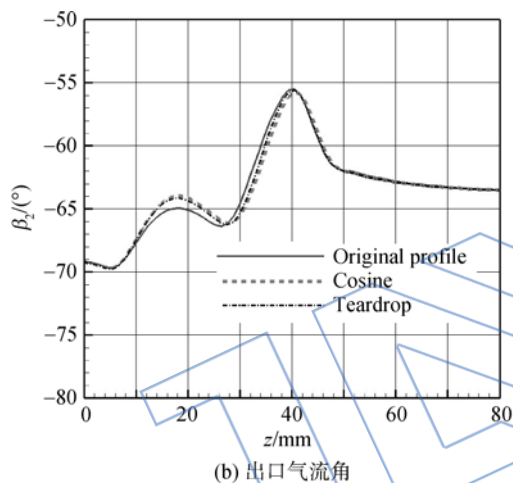
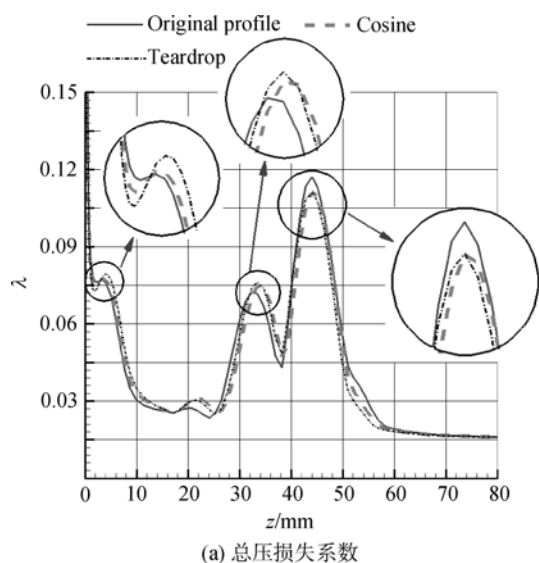


图14 叶栅尾缘后 $0.5C_x$ 位置总压损失系数和出口气流角的展向分布

Fig. 14 Spanwise distribution of total pressure loss coefficient and outlet flow angle at the position of $0.5C_x$ from cascade trailing edge

近的总压损失系数也较原始叶栅大;但是除此之外,大部分二次流影响区域内的总压损失都减小,最大的总压损失峰值减小了5%左右.在图14(b)中可以看到,在 $z=20$ mm 附近过度折转的出口气流角减小了 2° 左右,更趋近于该叶栅的设计出口几何构造角 (63.2°),而 $z=35$ mm 附近区域内的落后出口气流角有 1° 左右的改善.由此,可以说明带状前缘使得叶栅出口通道涡减弱,从而使得其引起的端区气流的落后和过度折转得到改善,相应的总压损失也得以降低.另外,水滴型带状前缘和带状余弦前缘对端区通道涡的改善没有太大的差异(前者较后者的总压损失系数差异高出约0.07%).

4.3 对带状前缘马蹄涡的影响

采用带状前缘的目的是为了尽可能地减小涡轮端区马蹄涡的形成.图15中给出了带状前缘马蹄涡形成的剖面流线,从中可以观察到带状前缘对于叶片前缘涡系结构的影响.对比有带状前缘与原始叶栅的马蹄涡结构,可以发现,带状前缘使得到达叶片前缘处的部分端壁边界层流体获得一个沿展向流向主流区的分速度,从而形成马蹄涡的边界层低能流体减少,带状前缘处的马蹄涡尺度也明显地减小.端壁边界层低能流体的向主流迁移,将相应地加大了部分主流流动损失,如图14(a)中 $z=10$ mm 附近的总压损失系数.另外,对比两种带状前缘,其前缘马蹄涡结构并没有明显的差别.

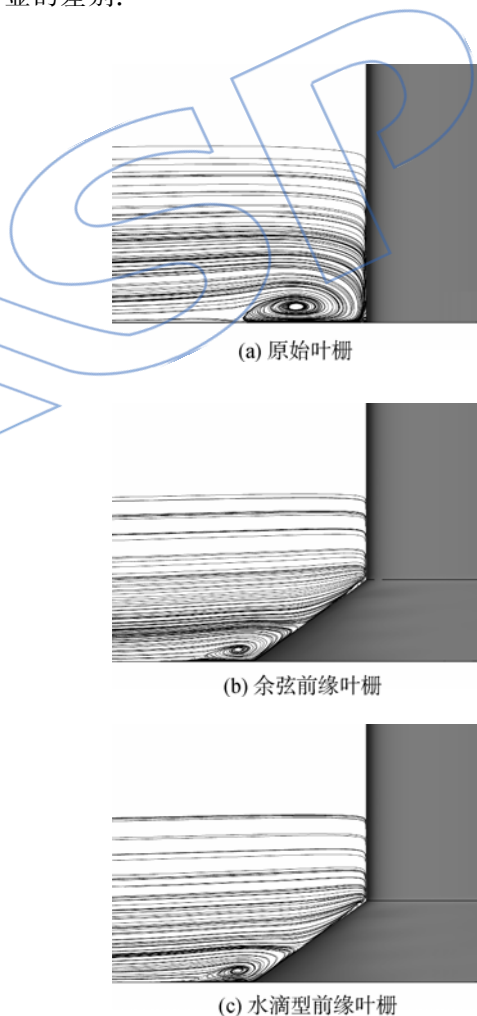


图15 带状前缘对马蹄涡形成的影响

Fig. 15 Effect of leading edge fillet on formation of horseshoe vortex

在图16显示了叶片前缘沿展向的表面静压分布,其中表面静压用进口总压进行无量纲化.可以看到,在原始叶栅的前缘部分 $z=20$ mm 以内

的区域内,其静压呈现一个方向一致向上的强压力梯度,在这个压力梯度的作用有利于边界层内低能流体向端壁卷起,从而形成马蹄涡;而在前缘修型的叶栅中,端壁区域与主流的静压差明显地减小(虽然局部静压差可以变大),而且静压梯度的方向也是不一致的,这就明显地削弱了带状前缘马蹄涡的形成,从而使得叶栅出口通道涡强度有所减弱。图17中显示了叶片前缘前方端壁上的切应力。可以看到,叶片前缘修型后的端壁上切应力峰值由原始叶栅的70 Pa左右减小为14 Pa左右。

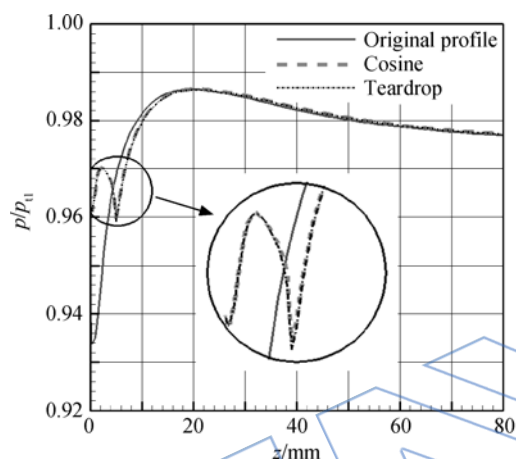


图16 叶片前缘沿展向的表面静压分布

Fig. 16 Spanwise distribution of surface static pressure on leading edge

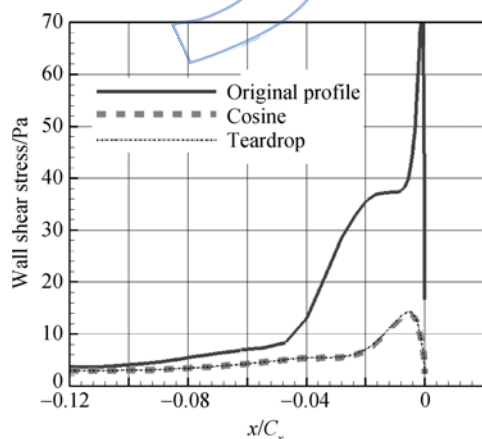


图17 叶片前缘前方端壁上切应力

Fig. 17 Wall shear stress before leading edge

4.4 端区叶型表面载荷分布

图18中给出了叶片与端壁交界面处的表面压力系数分布。带状前缘的引入使得其叶型向前延伸,带状前缘曲率减小,光滑的叶型前缘减缓了

端区气流在前缘处的突然加速过程,从而使得叶片通道端壁附近边界层流体所受到的横向压力梯度减小;同时,0.2 C_x 附近的吸力面上的长度约为0.35 C_x 的低压峰值区域被明显削除,其吸力面载荷更为光滑。整个叶片端区0.6 C_x 前区域内的载荷都得到了更加有利的重新分布。

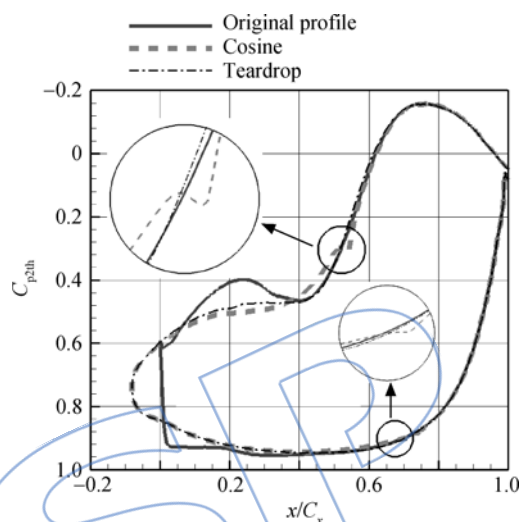


图18 端区叶型表面压力系数分布

Fig. 18 Distribution of blade surface pressure on endwall

另外,图18在吸力面与压力面带状前缘与原始叶型的交接处,即带状前缘轮廓的延伸处,由于余弦前缘的厚度在交接处过渡不是光滑的,因此出现压力的局部波动,而水滴型的带状前缘其过渡光滑。

5 结论

1) 本文对余弦前缘和水滴型前缘涡轮端区流动控制技术研究表明,带状前缘的向前延伸长度 L_{up} 、吸力面延伸位置 L_{ss} 和压力面延伸位置 L_{ps} 对于带状前缘的总压损失系数有较大影响。本文最佳设计参数造型方案可以使 T106 叶栅总压损失系数减小约 5.1%。

2) 对水滴型和余弦两种带状前缘的轮廓线对比结果表明,当吸力面和压力面延伸到一定长度时,水滴型带状前缘与余弦带状前缘相比,端区损失的减小量并没有明显差异,但是水滴型曲线与原始叶型的光滑融合不会引起叶型表面压力的局部波动。

3) 带状前缘修型减弱了叶片前缘端区的展向压力梯度,并使其产生反向的压力梯度,从而抑制来流边界层低能流体的卷起,削弱带状前缘形成的马蹄涡;同时,带状前缘修型使得端区叶型前

伸,带状前缘曲率变小,通道前半部分横向压力梯度明显减小,从而减弱了出口通道涡引起的总压损失。

参考文献:

- [1] Sharma O P, Butler T L. Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(2): 229-236.
- [2] Denton J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [3] El-Hak M G, Pollard A, Bonnet J. Flow control: fundamentals and practices [M]. Heidelberg, Germany: Springer-Verlag, 1998: 1-108.
- [4] Zess G A, Thole K A. Computational design and experimental evaluation of using a leading edge fillet on a gas turbine vane [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(2): 167-175.
- [5] Lethander A T, Thole K A, Zess G, et al. Optimizing the vane-endwall junction to reduce adiabatic wall temperatures in a turbine vane passage[R]. ASME Paper GT2003-38940, 2003.
- [6] Gregory-Smith D, Bagshaw D, Ingram G, et al. Using profiles endwalls, blade lean leading edge extensions to minimise secondary flow[R]. ASME Paper GT2008-50811, 2008.
- [7] Turgut Ö H, Camcl C. Experimental investigation and computational evaluation of contoured endwall and leading edge fillet configurations in a turbine NGV[R]. ASME Paper GT2012-69304, 2012.
- [8] Miyoshi I, Higuchi S I, Kishibe T. Improving the performance of a high pressure gas turbine stage using a profiled endwall[R]. ASME Paper GT2013-95148, 2013.
- [9] Langston L S. Secondary flows in axial turbines: a review [J]. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 2001, 934(1): 11-26.
- [10] Bourke P. Modelling a tear drop[EB/OL]. [2013-07-24]. <http://paulbourke.net/geometry/teardrop/>.
- [11] Duden A, Fottner L. Influence of taper, Reynolds number and Mach number on the secondary flow field of a highly loaded turbine cascade[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy*, 1997, 211(4): 309-320.
- [12] Hilderbrandt T, Fottner L. A numerical study of the influence of grid refinement and turbulence modeling on the flow inside a highly loaded turbine cascade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4): 709-716.
- [13] Greitzer E M, Tan C S, Graf M B. Internal flow: concepts and applications [M]. New York: Cambridge University Press, 2004.
- [14] Langtry R B. A correlation-based transition model using local variables for unstructured parallelized CFD codes [D]. Stuttgart, Germany: University of Stuttgart, 2006.
- [15] Menter F R, Langtry R B, Likki S R. A correlation-based transition model using local variables; Part I model formulation[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(3): 413-422.
- [16] Menter F R, Likki S R, Suzen Y B. A correlation-based transition model using local variables; Part II test cases and industrial applications[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(3): 423-434.
- [17] Sauer H, Muller R, Vogeler K. Reduction of secondary flow losses in turbine cascades by leading edge modifications at the endwall[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(2): 207-213.