

文章编号:1000-8055(2011)06-1362-08

非轴对称端壁下高负荷压气机叶栅 二次流动分析

吴吉昌^{1,2}, 卢新根¹, 朱俊强¹

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;
2. 中国科学院 研究生院, 北京 100190)

摘 要: 探讨了高负荷压气机叶栅中应用非轴对称端壁的有效性. 首先利用 NUMECA/Design3D 优化软件包来完成了对端壁的优化, 然后推导并建立了高负荷压气机叶栅出口含全部掺混损失的二次流损失的计算方法, 最后在设计攻角和非设计攻角下对轴对称端壁和非轴对称端壁结构的高负荷压气机叶栅内部及出口流场进行了详细的分析. 分析结果表明: 在设计攻角和非设计攻角下采用非轴对称端壁均能改变端壁附近载荷分布、降低叶片通道的二次流动损失; 在设计攻角下使叶栅周向质量平均总压损失减少约为 9.4%, 在非设计攻角($\pm 3^\circ$)下分别减损 7.7% 和 11.8%; 当非轴对称端壁幅值为 4% 叶高时, 二次流动损失最小.

关 键 词: 高负荷压气机叶栅; 非轴对称端壁; 二次流; 数值模拟; 总压损失

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Secondary flow analysis for non-axisymmetric endwall on the high-load compressor cascade

WU Ji-chang^{1,2}, LU Xin-gen¹, ZHU Jun-qiang¹

(1. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The effectiveness of a non-axisymmetric endwall on a high-load compressor cascade was discussed. First of all, the trigonometric function was used to complete non-axisymmetric endwall profiling. Then the method of calculating the mixed-out secondary loss for the compressor cascade was established. Finally, the detailed numerical simulations were conducted on the cascade flow field with non-axisymmetric hub endwall. Numerical results show that with the non-axisymmetric hub endwall, the loading distribution near the endwall would be changed and the secondary loss would be reduced in both the design and off-design condition. It has been indicated that the mass average total pressure loss can decrease by 9.4% in the design and by 7.7% and 11.8% in the off-design condition ($\pm 3^\circ$), respectively. When the non-axisymmetric contour height equals to be 4% of blade span, the secondary flow loss should be the lowest.

Key words: high-load compressor cascade; non-axisymmetric endwall;
secondary flow; numerical simulation; total pressure loss

收稿日期:2010-05-12; 修订日期:2010-07-13

基金项目:国家自然科学基金(50806073)

作者简介:吴吉昌(1982-),男,湖南常德人,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.

随着航空发动机推质比的增加,叶轮机械叶片的负荷越来越高,导致流动损失越来越大,各种减少流动损失的被动控制方法也应运而生.在压气机叶栅流动中,总损失包括叶型损失、激波损失(仅对超声速叶栅)和二次流损失,其中二次流损失在叶栅总损失中占相当大的比例,Howell^[1]认为,在压气机中以二次流损失为主的端壁损失占总损失的比例达 30%~50%,由叶片压力面和吸力面压力差形成的横向压力梯度仍然是二次流动产生的驱动力,由此研究者们产生了减小该压力梯度以减弱二次流的构想,Rose^[2]在 1994 年首先提出了非轴对称端壁成型涡轮静叶栅的新概念,即通过改变端壁轴对称的几何结构,代之以具有局部凹凸结构的非轴对称曲面,改变端壁附近的流场分布,进而达到控制二次流动的目的.随后数值模拟和实验测试集中研究了非轴对称端壁对涡轮叶栅二次流动的影响,多方面研究成果表明,非轴对称端壁确实是影响叶轮机械二次流动的有效手段,如 Hartland 等^[3]以 DURHAM 叶栅为实验对象,测试结果显示非轴对称端壁叶栅削弱了通道涡强度,均匀化了出口气流角,总的流动损失也有减少;2000 年,Harvey, Hartland 等^[4-5]从数值分析和实验验证两个角度都证实了非轴对称端壁能够减弱涡轮叶栅的二次流强度,减小二次流损失.在非轴对称端壁成功应用到涡轮之后,2002 年 Hoeger 等^[6]研究了端壁造型对压气机中端壁流动的影响,结果显示不同端壁造型对近端壁区和叶展方向一定范围内的流动均有影响.2006 年 Torre 等^[7]提出了一种新的研究方法来减弱低压涡轮中的二次流.2008 年 Harvey 等^[8-9]借助平面叶栅实验,以及对多级轴流压气机的数值模拟分析,表明非轴对称端壁对减弱压气机中二次流的强度和流动损失都有很好的效果.在国内,文献[10-12]也利用数值模拟分析的方法,得出了非轴对称端壁能减小二次流动损失,提高压气机的级效的结论率.但是,针对这一行之有效的二次流动控制方法,尚有许多问题亟待进一步的深入探讨,如:以最小流动损失为目标函数的非轴对称端壁优化设计方法,非轴对称端壁对高负荷亚声速压气机叶栅流动的影响,以及非轴对称端壁对非设计性能的影响等.本文正是基于目前的非轴对称端壁研究现状,拟利用计算流体动力学(CFD)商用软件优化设计非轴对称端壁,建立有效的二次流损失计算方法,数值分析设计和非设计状态下其对叶栅二次流损失的影响,为其在未来高性能

航空发动机的应用提供基础性的数据支持.

1 研究对象和端壁造型方法

表 1 给出了某高负荷压气机叶栅的部分几何参数和气动参数.

表 1 叶栅几何参数及气动参数
Table 1 Geometry and aerodynamics parameters of cascade

参数	数值
轴向弦长 c/mm	43.52
栅距/ mm	27.30
叶高/ mm	100
展弦比	2.05
安装角/ $^\circ$	75
几何进口角/ $^\circ$	38
转折角/ $^\circ$	68
扩散因子(设计)	0.64

本文利用 NUMECA/Design3D 优化软件包来完成对非轴对称端壁进行的优化.在轴向和周向分别定义若干控制点,控制点的径向坐标为优化的自由参数,优化的目标函数为总压损失最小(这里给定最低值 0),优化方法为基于神经网络的遗传算法,来确定非对称曲面端壁控制点的分布,以及样本点的构成和优化迭代.图 1 为优化得到的非轴对称端壁结构凹凸云图,图 2 为非轴对称端壁三维网格结构图.

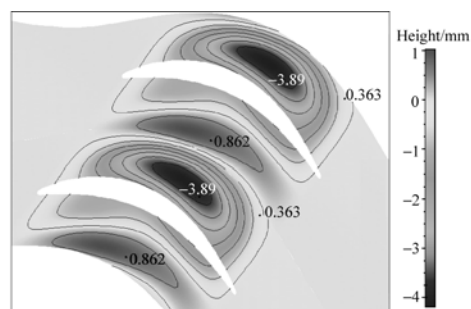


图 1 非轴对称端壁结构高度云图

Fig. 1 Height contouring for non-axisymmetric endwall

2 数值模拟方法

为了研究优化后的非轴对称端壁对高负荷压气机叶栅性能及其内部流场的影响,在设计和非

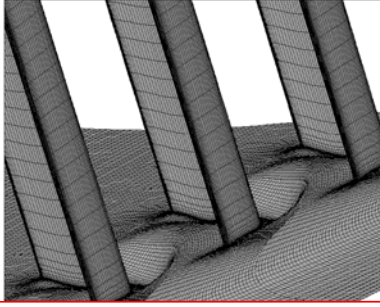


图2 非轴对称端壁三维网格结构图

Fig. 2 Computational mesh for non-axisymmetric endwall

设计状态下,采用商用软件 NUMECA/Design3D 对带非轴对称端壁结构的压气机叶栅内部流动进行了详细的数值模拟,数值计算采用 Jameson 的有限体积差分格式并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程进行求解,采用显式四阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,为提高计算效率,采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施.为了保证叶片前后缘附近较好的网格正交性,叶片区域采用了 O 型网格,而叶片的前后延伸段采用了 H 型网格,总网格数约为 60 万.边界条件给定如下:进口根据实验给定进口速度、静温,出口给定大气压,壁面采用了绝热无滑移边界条件.

3 二次流损失计算方法

如图 3 所示,在距叶片前缘 140% 轴向弦长的截面上,尾迹依然存在,表明在下游流动中将继续出现掺混损失.为了建立不同非轴对称端壁,乃至未来不同叶型的二次流损失比较标准,本文不以计算域的出口参数来计算流动损失,而是以完全掺混后的自由界面为基准,建立包含全部流动损失的二次流损失计算方法.针对从计算域出口到远下游界面的掺混损失,本文建立如图 3 所示的控制体,控制体的进出口截面分别定位在计算域出口截面和远下游完全掺混截面.在进口,静压、速度大小和方向都是不均匀的,而在出口,所有的量都视为均匀.假设气流不可压,对控制体应用质量守恒来求完全掺混后自由界面的轴向速度 u_{mixed}

$$u_{\text{mixed}} = \frac{1}{s} \int_0^s u_2 dy \quad (1)$$

自由界面上完全掺混后的静压和周向速度可以通过 x, y 方向的动量守恒求得

$$p_{\text{mixed}} = \rho \int_0^1 (u_2)^2 d(y/s) - \rho \left[\int_0^1 u_2 d(y/s) \right]^2 + \int_0^1 p_2 d(y/s) \quad (2)$$

$$0 = -u_{\text{mixed}} u_{\text{mixed}} s + \int_0^s v_2 u_2 dy \quad (3)$$

$$\left(\frac{V_{\text{mixed}}}{V_1} \right)^2 = \left[\int_0^1 \left(\frac{u_2}{V_1} \right) d(y/s) \right]^2 + \left[\frac{\int_0^1 \left(\frac{v_2}{V_1} \right) \left(\frac{u_2}{V_1} \right) d(y/s)}{\int_0^1 \left(\frac{v_2}{V_1} \right) d(y/s)} \right]^2 \quad (4)$$

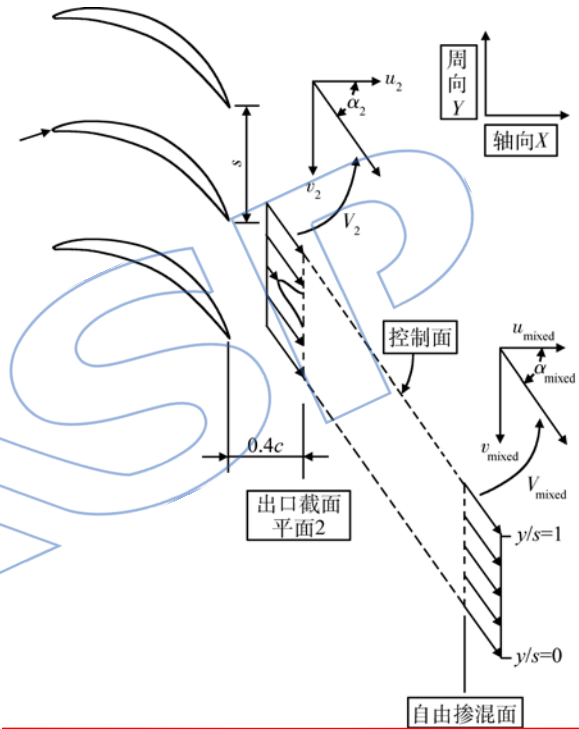


图3 计算掺混叶型损失的控制体示意图

Fig. 3 Control volume used for derivation of mixed-out profile losses

对不可压流体,依据 Bernoulli 方程可得完全掺混后自由界面的总压为

$$p_{0\text{mixed}} = \rho \int_0^1 (u_2)^2 d(y/s) - \rho \left[\int_0^1 u_2 d(y/s) \right]^2 + \int_0^1 p_2 d(y/s) + \frac{1}{2} \rho V_{\text{mixed}}^2$$

则完全掺混后的叶型损失表达式为

$$Y_{\text{mixed}} = \frac{p_0 - p_{0\text{mixed}}}{p_{0\text{mixed}} - p_{\text{mixed}}} = \frac{1 - \int_0^1 C_p d(y/s) + 2(I_1^2 - I_2)}{\left(\frac{V_{\text{mixed}}}{V_1} \right)^2} - 1 \quad (5)$$

C_p 为静压系数, I_1 和 I_2 为

$$I_1 = \int_0^1 \left(\frac{u_2}{V_1} \right) d(y/s),$$

$$I_2 = \int_0^1 \left(\frac{u_2}{V_1} \right)^2 d(y/s)$$

值得说明的是,在推导方程(5)的过程中,并没有指定叶型在展向所处的位置,也就是说,针对包含二次流损失的端壁附近截面,只需输入计算域出口截面的气流参数即可得到包括部分叶型损失和二次流损失在内的流动掺混损失。通常来说,在平面叶栅中二次流动影响的范围多在自端壁到30%~35%叶展高度的范围内,在叶展中部可以得到不受二次流动影响的二元流动,即气流轴向速度密度比范围为($0.97 \leq R_{avd} \leq 1.03$),因此在推导中不需要考虑叶片端壁区域流体径向掺混损失对流动损失模型的影响。为了清楚地阐述非轴对称端壁对二次流损失的影响,所采用的计算方法是

- 1) 利用积分方程,依据计算域进出口参数,得到计算域内自端壁到叶展中部的流动损失;
- 2) 利用积分方程,依据计算域出口参数和方程(5),得到自端壁到叶展中部的掺混损失;
- 3) 计算1)和2)两项损失之和,即得到半个叶展内全部的流动损失;
- 4) 以叶展中部参数为依据计算半个叶展内全部的叶型损失;
- 5) 计算4)和3)两项损失之差,即得到半个叶展内全部的二次流损失。

4 计算结果及分析

4.1 设计攻角下计算结果分析

在下文各图中出现的 baseline 代表轴对称端壁,non_axis 代表非轴对称端壁。图4分别给出了在0°攻角下距端壁10%和50%两个不同叶高处轴对称端壁和非轴对称端壁叶栅的叶片表面静压系数分布,其定义为

$$C_p = \frac{p - p_1}{p_{01} - p_1} \quad (6)$$

由于非轴对称端壁型面的改变,使得流道近壁面区域受到影响,叶片表面静压重新分布。比较图4(a),(b)可以看出,非轴对称端壁对50%叶高处的静压系数影响较弱,只是略微增加吸力面静压,压力面并没有变化;而对近端壁即10%叶高处的静压系数分布影响较大,尤其在距前缘5%~10%附近,是叶片负荷最大的位置,也是二次流动的起始位置,压差有所减少,叶片载荷降低。由于

该区域是形成二次流的主要区域,可以预测采用非轴对称端壁后叶片通道内的二次流动会减弱。

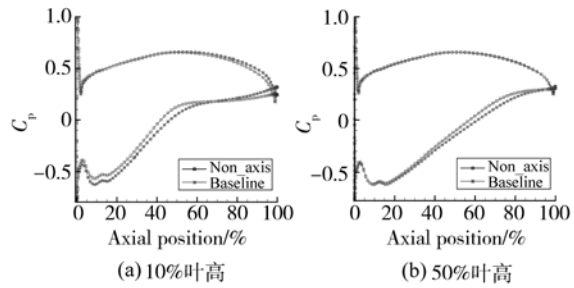


图4 0°攻角不同叶高静压系数分布

Fig. 4 Near endwall and midspan surface pressure distributions for baseline and non_axis at design incidence

图5给出了0°攻角下采用轴对称端壁和非轴对称端壁时距叶片进口140%轴向弦长处的总压损失系数云图,图中纵坐标零点定义为叶栅端壁,横坐标零点定义为单通道的叶片尾缘,总压损失系数定义为

$$C_{pl} = \frac{p_{01} - p_0}{p_{01} - p_1} \quad (7)$$

式中 p_{01} , p_0 分别为叶栅进口总压和当地总压, p_1 为叶栅进口静压。

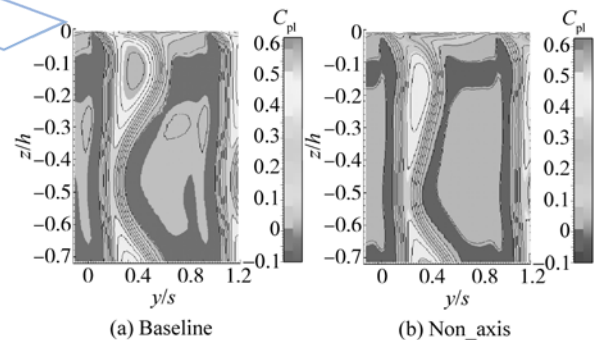


图5 0°攻角下140%轴向弦长处不同端壁形式的二次流损失系数分布云图

Fig. 5 Secondary loss distribution at 140% axial chord plane for baseline and non_axis at design incidence

从图5中可以看出,与轴对称端壁结构相比,非轴对称端壁结构的采用使叶栅出口截面总压损失系数分布发生改变,特别是在近端壁区域,出口截面总压损失显著减少,主要体现在三个方面:一是高损失区的面积减小,并有背离轮毂端壁移动的趋势;二是损失峰值减小,约为9.1%,三是叶栅沿周向质量流量平均总压损失有所减少,约为

8%。根据非轴对称端壁造型原理,叶片压力面和吸力面压差减小一定程度上抑制了叶栅通道中二次流的强度,从而达到减弱二次流损失的目的。

图6对比给出了 0° 攻角下非轴对称端壁结构采用前后压气机叶栅通道内四个轴向弦长位置处

的二次流速度矢量和流线的分布,在叶展方向上延伸至40%叶高处。二次流定义如下:取半叶高截面处的流动速度为基准,二次流的定义为当地速度矢量在该截面上的投影值与主流在该截面上的各方向上速度的差。

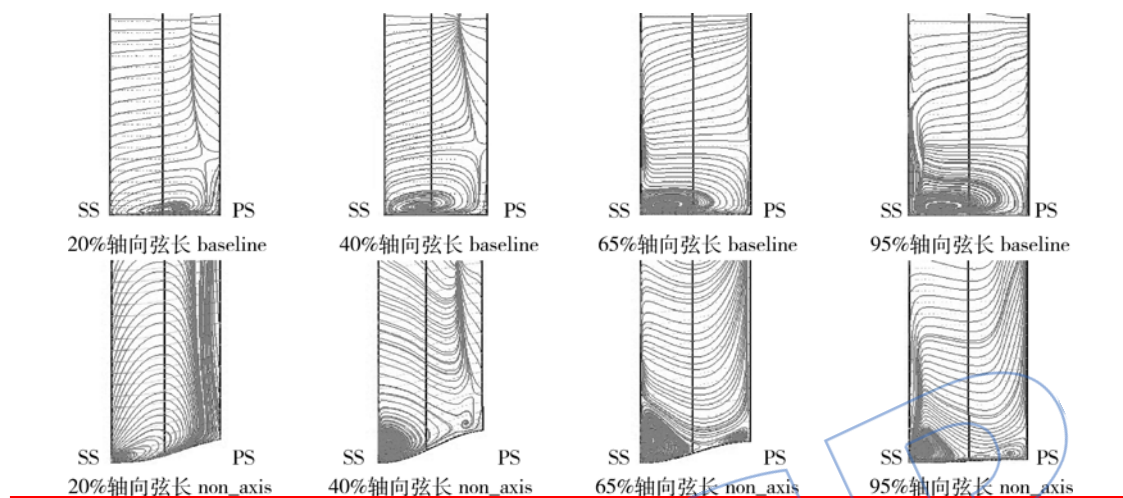


图6 沿不同轴向截面上近端壁二次流速度矢量图

Fig. 6 Secondary flow streamlines distribution on different axial sections near the endwall

从图6可以看出:在20%轴向弦长截面处,采用轴对称端壁使得在叶栅通道中间位置开始形成强度较弱的通道涡,而在采用非轴对称端壁后,该通道涡被弱化;在40%轴向弦长处,采用轴对称端壁结构,在叶根处靠近叶片吸力面侧形成了较明显的通道涡,并基本占据了整个叶片通道,涡核发展到叶片通道中部,而在采用非轴对称端壁后,涡在新的压力分布驱动下,其涡核向吸力面靠近,压力面的通道涡逐渐成长,总体通道涡强度增加;在65%轴向弦长处,轴对称端壁所对应的通道涡随着气流向下游发展而增强,涡核向吸力面移动,但是仍然占据整个叶片通道,当采用非轴对称端壁后,靠近吸力面侧的通道涡强度减弱,在叶片压力面侧通道涡强度与上一位置相比有所加强;在95%轴向弦长截面处,轴对称端壁的通道涡与前三个截面相比,强度减弱,位置基本没有变化,但在采用非轴对称端壁结构后,分别在压力面和吸力面出现了两个强度大小都有所减弱的通道涡。综上分析可以看出,非轴对称端壁减小了端部压力面与吸力面之间的压差,改变了二次流速度分布,有效地减弱了通道涡强度,且影响波及到整个通流方向。

4.2 非设计攻角下计算结果分析

图7和图8分别给出了非设计攻角($\pm 3^\circ$)下

距端壁10%和50%两个不同叶高处轴对称端壁

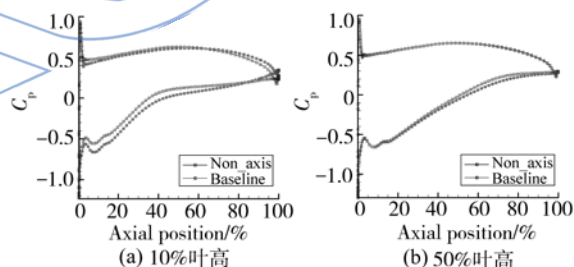


图7 $+3^\circ$ 攻角下不同叶高静压系数分布

Fig. 7 Near endwall and midspan surface pressure distributions for baseline and non_axis at $+3^\circ$ incidence

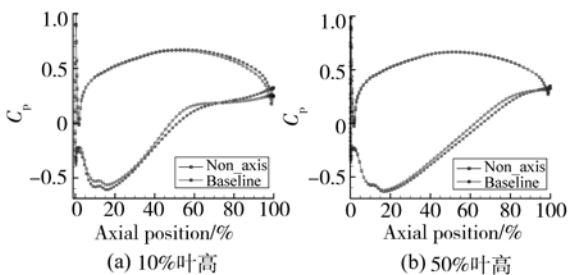


图8 -3° 攻角下不同叶高静压系数分布

Fig. 8 Near endwall and midspan surface pressure distributions for baseline and non_axis at -3° incidence

和非轴对称端壁叶栅的叶片表面静压系数分布。比较两图可以看出,与设计攻角下的流动特点相似,非轴对称端壁对 50% 叶高处的静压系数分布影响较弱,只是较少地增加吸力面静压,压力面并没有发生变化;而对近端壁即 10% 叶高处的静压系数分布影响较大,叶片前半部分负荷明显降低。

图 9、图 10 分别给出了非设计攻角($\pm 3^\circ$)下采用轴对称端壁和非轴对称端壁后距叶片前缘 140% 轴向弦长处总压损失系数云图。可以看出,与轴对称端壁相比,采用非轴对称端壁使叶栅出口截面总压损失系数分布发生改变,特别是在近端壁区域,出口截面总压损失显著减少,主要体现在两个方面:一是高损失区的面积均有所减小;二是损失峰值减小,减少量值分别为 10% 和 10.1%。随着攻角变大,总压损失增加。这是因为在负攻角下,叶片压力面和吸力面压差减小抑制了叶栅通道中二次流的强度,从而减弱了二次流损失。

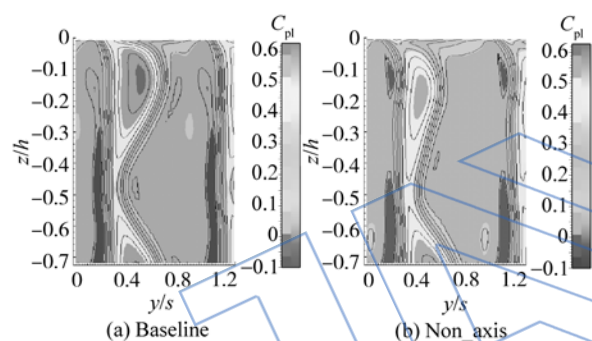


图 9 $+3^\circ$ 攻角下 140% 轴向弦长处不同端壁形式的二次流损失系数分布云图

Fig. 9 Secondary-loss distribution at 140% axial chord plane for baseline and non_axis at $+3^\circ$ incidence

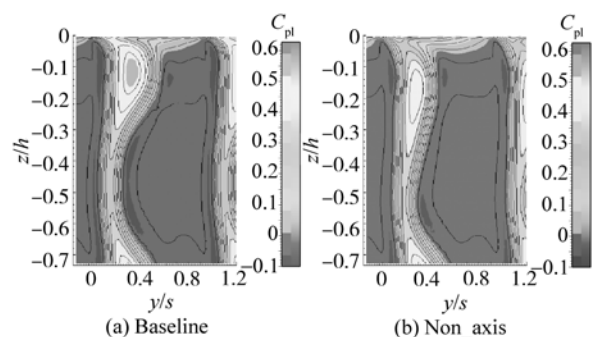


图 10 -3° 攻角下 140% 轴向弦长处不同端壁形式的二次流损失系数分布云图

Fig. 10 Secondary loss distribution at 140% axial chord plane for baseline and non_axis at -3° incidence

4.3 不同非轴对称端壁结构形式的比较结果

本节针对不同的非轴对称端壁造型幅值进行了数值计算对比分析,在相同网格分布和相同的进出口边界条件下一共选取了四个不同幅值:即 3%, 4%, 5% 和 7% 叶高。4.1 节和 4.2 节已经就非轴对称端壁造型幅值为 4% 叶高在 0° 攻角和非设计攻角($\pm 3^\circ$)下的数值计算结果进行了详实的分析。图 11 为 0° 攻角下四个高度幅值时距端壁 10% 和 50% 叶高截面处的静压系数分布。从图中可以看出,在 10% 截面处,采用非轴对称端壁造型幅值为 3% 和 5% 叶高时,叶片表面的静压分布非常接近,压力面和吸力面的压差并无变化。而采用幅值为 4% 叶高时,压力面和吸力面压差变化明显,特别是在吸力面侧,在 30%~60% 轴线弦长的区域内压差明显减小。当采用造型幅值为 7% 叶高时,吸力面的压力反而增加,这是因为非轴对称端壁幅值过大造成近壁面低速流体堆积,使得气流在叶片吸力面分离,导致叶片载荷增加并且向下游移动。与此同时,在 50% 叶高截面处,四个非轴对称端壁幅值的端壁造型对叶片压力面的静压分布影响较小,在吸力面也只能影响到轴向弦长 60%~80% 等局部区域,从图中可以看出,绿线也就是 4% 叶高比另外三个造型幅值更能减小压力面和吸力面的压差,从而将会起到减弱端壁二次流的发展,降低端壁附近二次流损失的更加明显的作用。

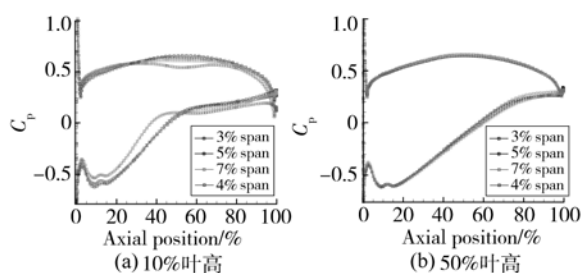


图 11 0° 攻角下四个高度幅值时不同叶高静压系数分布
Fig. 11 Near endwall and midspan surface pressure distributions for four endwall heights at design incidence

图 12 分别为设计攻角下,四个不同造型幅值和轴对称端壁的距叶片前缘 140% 截面处的总压损失分布云图。从图中可以对比看出,在非轴对称端壁幅值分别为 3%, 4%, 5% 叶高时,采用非轴对称端壁均能改变压气机平面叶栅的出口截面总压损失系数分布,减弱出口截面的总压损失。在这

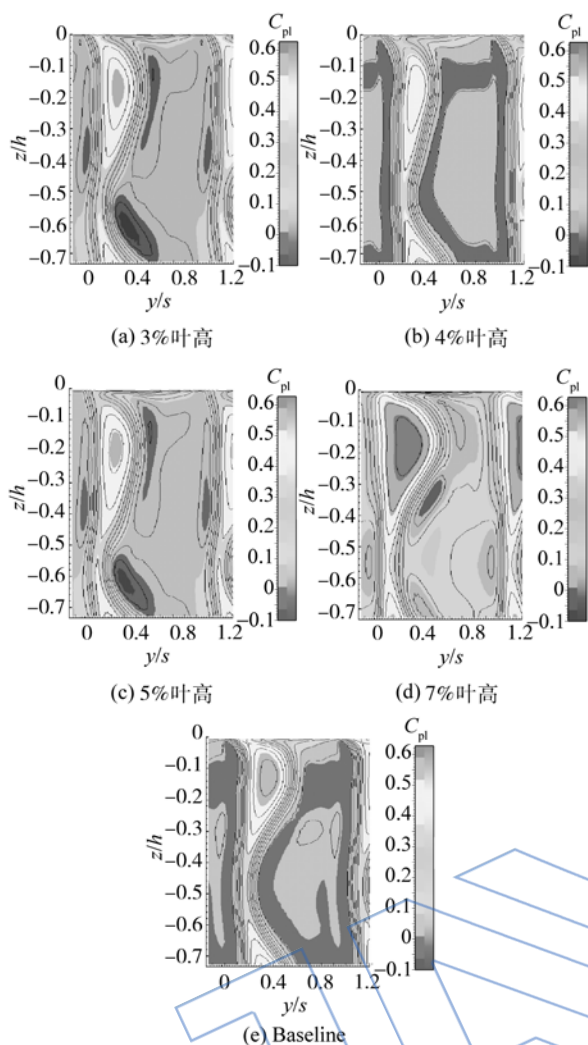


图12 0° 攻角下四个高度幅值时140%轴向弦长处不同端壁形式的二次流损失系数分布云图

Fig. 12 Secondary loss distribution at 140% axial chord plane for baseline and four endwall heights at design incidence

三个造型幅值中,当幅值为4%叶高时,出口截面总压损失系数相对最小,主要体现在两个方面:①高损失区域面积最小;②损失最大量值最小,而幅值为3%和5%叶高时,损失系数分布变化较小.当造型幅值为7%叶高时,因为此时叶栅通道内端壁起伏剧烈,低速流体的堆积和流体方向突变使得采用非轴对称端壁不仅没起到减弱二次流损失的作用,相反还恶化了流场环境,加剧了二次流动损失,从而增加了出口的总压损失.因此,针对本文的压气机叶栅,当利用计算流体动力学(CFD)商用软件优化方法对端壁进行非轴对称造型时,其幅值选取4%叶高,能得到较好的控制结果.

4.4 叶栅远下游完全掺混面二次流损失定量分析

针对不同的非轴对称端壁几何和气动布局,叶栅远下游完全掺混面的二次流损失计算结果如表2所示.

四个造型幅值下自由掺混面的二次流损失计算结果如表3所示.

从表2中可以看出,采用非轴对称端壁造型能够降低出口截面的二次流动损失,具体表现在设计攻角下减少9.4%,且在非设计攻角下分别减少7.7%和11.8%.从表3可以看出,当采用不同的非轴对称端壁幅值时,计算结果显示4%叶高幅值情况的二次流损失最小.

表2 完全掺混截面二次流损失计算结果

Table 2 Computational secondary loss at mixed-out plane

端壁形式	位置	气流参数	-3°	0°	$+3^\circ$
Baseline	完全掺混面	总损失	0.078	0.074	0.098
		叶型损失	0.044	0.042	0.059
		二次流损失	0.034	0.032	0.039
Non_axis	完全掺混面	总损失	0.076	0.070	0.094
		叶型损失	0.046	0.041	0.058
		二次流损失	0.030	0.029	0.036

表3 不同造型幅值下二次流损失计算结果

Table 3 Computational secondary loss for different endwall heights

造型幅值	位置	二次流损失
3%叶高	完全掺混面	0.033
4%叶高		0.029
5%叶高		0.032
7%叶高		0.040

5 结 论

1) 推导并建立的高负荷压气机叶栅出口含全部掺混损失的二次流损失计算方法,能够比较全面地反映二次流损失的变化.

2) 利用商用CFD软件进行优化设计的非轴对称端壁造型,能够影响高负荷压气机叶栅在设计攻角和非设计攻角下的叶片表面压力分布和二次流损失.在设计攻角下,完全掺混截面处二次流损失降低了约9.4%;而在非设计攻角下,二次流

损失分别降低了 7.7% 和 11.8%。

3) 当采用不同幅值的非轴对称端壁时,均能影响叶片表面压力分布,减少了压力面和吸力面的压差。针对本文的高负荷压气机叶栅而言,取幅值为 4% 叶高能得到相对较好的结果,使得二次流损失最小。

参考文献:

- [1] Howell A R. Fluid dynamics of axial compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1945, 153:441-452.
- [2] Rose M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGVs of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94-GT-294, 1994.
- [3] Hartland J, Harvey N W, Seaman P, et al. Improving the efficiency of the turbine using non-axisymmetric end walls Part II: experimental validation[R]. ASME Paper GT-2002-30337, 2002.
- [4] Harvey N W, Rose M G, Taylor M D, et al. Non-axisymmetric turbine endwall design Part I: three dimensional linear design system [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 278-285.
- [5] Hartland J C, Gregory-Smith D G, Harvey N W, et al. Non-axisymmetric endwall design Part II: experimental validation[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 286-293.
- [6] Hoeger M, Cardamone P, Fottner L. Influence of endwall contouring on the transonic flow in a compressor blade [R]. ASME Paper GT-2002-30440, 2002.
- [7] Torre D, Vázquez R, De la Rosa Blanco E, et al. A new alternative for reduction of secondary flows in low pressure turbines[R]. ASME Paper GT-2006-91002, 2006.
- [8] Harvey N W. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics Part I: linear cascade investigation [R]. ASME Paper GT-2008-50990, 2008.
- [9] Harvey N W, Offord T P. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics Part I: multi-stage HPC CFD study[R]. ASME Paper GT-2008-50991, 2008.
- [10] 刘波, 管继伟, 陈云永, 等. 用端壁造型减小涡轮叶栅二次流损失的数值研究[J]. 推进技术, 2008, 29(3): 355-359.
LIU Bo, GUAN Jiwei, CHEN Yunyong, et al. Numerical investigation for effect of non-axisymmetric endwall profiling on secondary flow in turbine cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 355-359. (in Chinese)
- [11] 卢家玲, 楚武利, 胡书珍, 等. 端壁造型技术在亚声轴流压气机级中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(5): 1101-1107.
LU Jialing, CHU Wuli, HU Shuzhen, et al. Application of endwall contour on subsonic axial flow compressor stage [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5): 1101-1107. (in Chinese)
- [12] 胡书珍, 卢新根, 张宏武, 等. 亚音速轴流压气机转子非轴对称轮毂端壁的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(3): 385-388.
HU Shuzhen, LU Xingen, ZHANG Hongwu, et al. Numerical investigation on a subsonic axial-flow compressor rotor with the implementation of non-axisymmetric hub endwall [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(3): 385-388. (in Chinese)