

文章编号:1000-8055(2011)02-0289-08

基于耗散函数的低速扩压叶栅损失机理探讨

刘华坪, 陈焕龙, 杨晓光, 陈 浮

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 推进理论与技术研究所, 哈尔滨 150001)

摘 要: 推导了含耗散函数项的总压输运方程, 利用总压损失、熵增、耗散函数等参数分析某扩压叶栅流动与损失特性, 探讨其损失产生机理. 研究表明: 栅内损失主要来源于叶片前缘附近、流道表面、尾迹区、分离区与主流交界区的流动耗散; 分离区仅是高总压损失和高熵值的低能流体聚集区, 而非高损失来源区; 通过减小分离区以提高叶栅性能的控制方法本质是通过增加分离区的速度或减小分离区来减弱其与主流的剪切强度或减小强剪切作用区; 控制叶片前缘附近附面层和马蹄涡的发展也是提高叶栅气动性能的途径之一. 上述研究为叶栅流动损失控制研究提供了一种思路.

关 键 词: 扩压叶栅; 流动分离; 损失来源; 熵增; 耗散函数

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Study of loss mechanism in low speed compressor cascade using dissipation function

LIU Hua-ping, CHEN Huan-long, YANG Xiao-guang, CHEN Fu

(Institute of Propulsion Theory and Technology,

School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The transport equation of total pressure containing dissipation function was derived. Through experimental and numerical studies of a low speed compressor cascade, the characteristics of flow and loss distribution were discussed in detail, then the loss mechanism was obtained. The results show that: the high cascade loss originates from dissipation in the area near the blade leading edge, blade and end wall surface, wakes, as well as the area between the separation and mainstream. Moreover, the separation zone is only a low-energy fluid gathering area for large total pressure loss and entropy rather than a zone of loss source. The essences of improving the cascade performance by controlling separation are weakening the shear strength and reducing the strong shear zone in the area between the separation and mainstream by increasing the velocity and reducing separation area. A method of improving the cascade performance by controlling the evolution of boundary layer and horse-shoe vortex at the cascade inlet is recommended. This paper presents a new thought of controlling cascade losses.

Key words: compressor cascade; flow separation; loss source; entropy increase; dissipation function

收稿日期:2009-12-18; 修订日期:2010-03-30

基金项目:国家自然科学基金(50976026)

作者简介:刘华坪(1983-),男,四川峨眉人,博士生,主要从事叶轮机械流动控制研究.

随着现代压气机叶栅的设计向高负荷方向发展,叶栅中流动损失日趋严重,各国叶轮机研究越来越重视和关注损失机理研究^[1-4],并进行了大量关于控制叶栅内气体流动和减少损失的理论分析和实验探讨^[5-11].

传统的损失机理研究主要考察能量或总压损失等参数,但这些参数反映的是一种总体或累积效应^[3].在这种分析方法体系下,流动越往后发展其损失值必然越大,但却无法得知流道内局部损失的具体来源和增加过程.文献[1-3]均提出了局部区域损失分析方法,如文献[1]给出了轴向熵通量与耗散函数之间的关系,但没有考虑熵的三维输运特性;文献[2]中的损失计算则是基于一定范围内的时间或空间内平均;文献[3]假定某可逆过程的控制体内熵的演化与不可逆过程相同,从而使得损失功计算式中包含了进口温度,以致放大或缩小了实际局部损失.目前,关于有效度量气流在叶栅内流动时损失增加的参数方面的研究尚不多见,只有明确局部损失如何产生及其产生量才能进一步认识叶栅内部流动机制及损失机理,并为高性能压气机设计和优化提供更准确的损失预估方法和依据.

本文从热力学第二定律及流体力学基本方程出发,分析了熵增与总压损失、耗散函数间的关系,推导了含耗散函数项的总压输运方程,指出耗散函数是衡量低速扩压叶栅损失来源的重要参数.以某高负荷平面扩压叶栅的实验研究和数值模拟结果为例,利用耗散函数、熵增和总压损失系数分析了损失来源和机理,指出了控制流动分离提高叶栅性能的本质,提出了一种叶栅流动损失研究与控制思路.

1 熵增、耗散函数以及总压间关系的分析与推导

热力学观点表明,一切损失来源于不可逆过程产生的熵增,熵增是衡量损失的最基本参数^[4].气体在低速叶栅通道绝热流动时,熵增与总压满足如下关系:

$$\Delta S = \ln \left[\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{c_p} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^R \right] = -R \ln \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right) \quad (1)$$

式(1)也可以用来计算流体质点绝热流动时两个热力学状态下的熵增.对于控制体而言,熵增来源于摩擦、剪切以及传热等过程,式(2)为熵输运方程,除了辐射、化学方应以及燃烧等方式以及热传导导致的熵增外,耗散函数 Φ 是引起熵增的主要

原因.

$$T \frac{DS}{Dt} = Q - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\Phi}{\rho} \quad (2)$$

对于低速流动,式中 Φ 为

$$\Phi = m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\mu_{\text{eff}}}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]^2 \quad (3)$$

式中 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ 和 μ_t 分别为层流和湍流黏度.

考虑低速条件下总压 $p^* = p + \rho u^2/2$, 变换动能输运方程可得到总压输运方程,式(4)~(11)为具体推导过程,式中各参数物理意义见文献[12].

忽略体积力的动能方程可写作式(4)

$$\begin{aligned} \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} u_i^2 \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (p u_i)}{\partial x_i} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial (m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - \frac{m_{ij}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4)$$

考虑连续性方程,式(4)左边第一项可写作

$$\begin{aligned} \rho \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} u_i^2 \right] = \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 \right] + \nabla \cdot \left[\left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 \right] \mathbf{U} \right] = \\ \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 \right] - \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 \right] \nabla \cdot \mathbf{U} \end{aligned} \quad (5)$$

低速流动式(5)第二式中右边第二项可省略,左边第二、三项可写作

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial (p u_i)}{\partial x_i} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} (\mathbf{U} \cdot \nabla) p \quad (6)$$

将式(5)和(6)代入式(4)可得

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 \right] + (\mathbf{U} \cdot \nabla) \left[\rho \left[\frac{1}{2} u_i^2 \right] \right] + \\ (\mathbf{U} \cdot \nabla) p = \frac{\partial (m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (7)$$

进而可得

$$\begin{aligned} \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 + p \right] - \frac{\partial p}{\partial t} = \\ \frac{\partial (m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (8)$$

或

$$\frac{D}{Dt} (p^*) - \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\partial (m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (9)$$

若流动为定常,则有

$$\begin{aligned} (\mathbf{U} \cdot \nabla) \left[\frac{1}{2} \rho u_i^2 + p \right] = \\ \frac{\partial (m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (10)$$

或

$$(\mathbf{U} \cdot \nabla) p^* = \frac{\partial(m_{ij} u_i)}{\partial x_j} - m_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (11)$$

式(10)和(11)即为定常不可压流动总压输运方程. 由于直接采用流场中的速度、压力等物理量进行推导, 式(10)和(11)对于层流和湍流均适用, 即对于湍流流动, 式(10)和(11)右端各项中的黏度应采用有效黏度 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$. 可以看出, 不考虑电磁力等体积力时, 总压变化由黏性力输运的机械能、黏性力所作的变形功组成. 黏性力所输运的机械能是在不同流体微团间传递的, 对整个叶栅通道内流体的总输运量为零, 黏性力所作变形功(即耗散函数)是总压损失的唯一来源, 可以通过分析耗散函数的分布探讨总压损失产生机理.

2 数值方法介绍

利用商业软件 FLUENT 模拟某叶栅内部流动, 叶型为 NACA 65 系列, 几何折转角为 60° . 网格总数为 100 万(见图 1), 湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型, 以实验测量的进口总压分布作为数值模拟边界条件^[5-6].

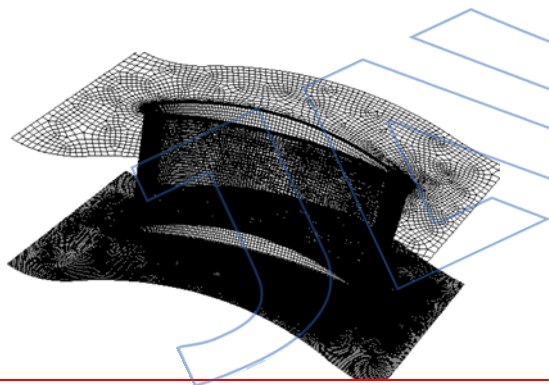


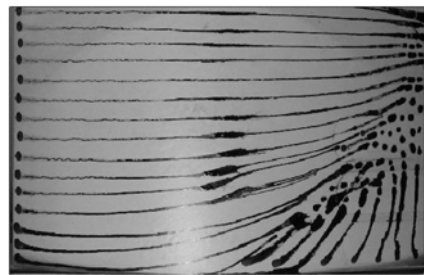
图1 计算网格

Fig. 1 Mesh of numerical simulation

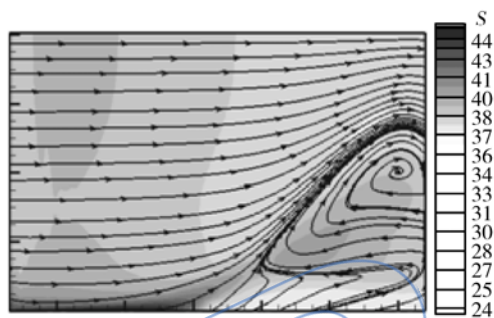
3 结果与分析

3.1 数值方法校核

文中有关的实验及实验结果见文献[9-10]. 图2给出了吸力面极限流线分布. 数值模拟与实验研究结果均表明, 由于叶片的折转角较大, 即使在设计冲角条件下吸力面的流动也存在较大范围的分离, 分离均起始于约 60% 轴向弦长处, 大尺度的分离流动约占 30% 叶高范围. 数值计算较实验研究更能够清晰再现角区的复杂流动特点. 从图 2(b) 的熵分布可知, 高熵区包括分离区前的吸力面接近端壁区域以及分离区.



(a) 实验结果



(b) 数值模拟结果

图2 吸力面流线与熵分布

Fig. 2 Streamlines and entropy on suction side

图3和图4给出了距叶片前缘 130% 轴向弦长截面的节距平均气流角和总压损失系数沿叶高的分布, 数值模拟结果(Num)与实验结果(Exp)吻合较好, 其误差可能来源于实验测量以及数值方法, 而且目前没有能够完全精确模拟高负荷扩压叶栅分离流动的湍流模型. 但结合分离区大小、出口气流角以及总压分布趋势, 可以确定本文的数值方法对叶栅内部真实流动的预测有较高可信度.

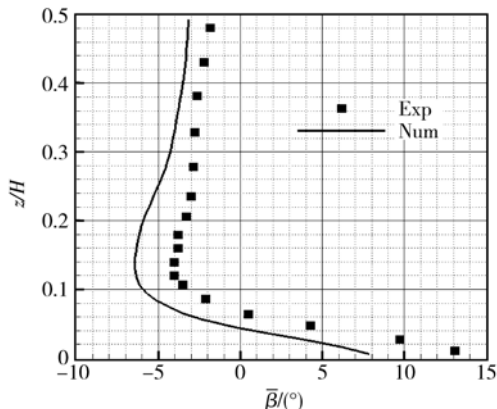


图3 $x/B=130\%$ 节距平均气流角沿叶高的分布

Fig. 3 Distribution of pitch-averaged flow angle at $x/B=130\%$

3.2 损失机理探讨

图5、图6给出了不同叶高截面的总压损失

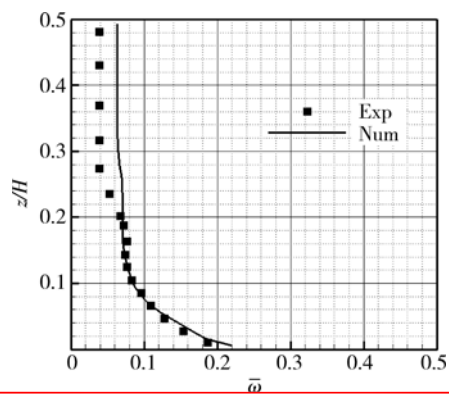


图4 $x/B=130\%$ 节距平均总压损失沿叶高的分布
Fig. 4 Distribution of pitch-averaged total pressure loss coefficient at $x/B=130\%$

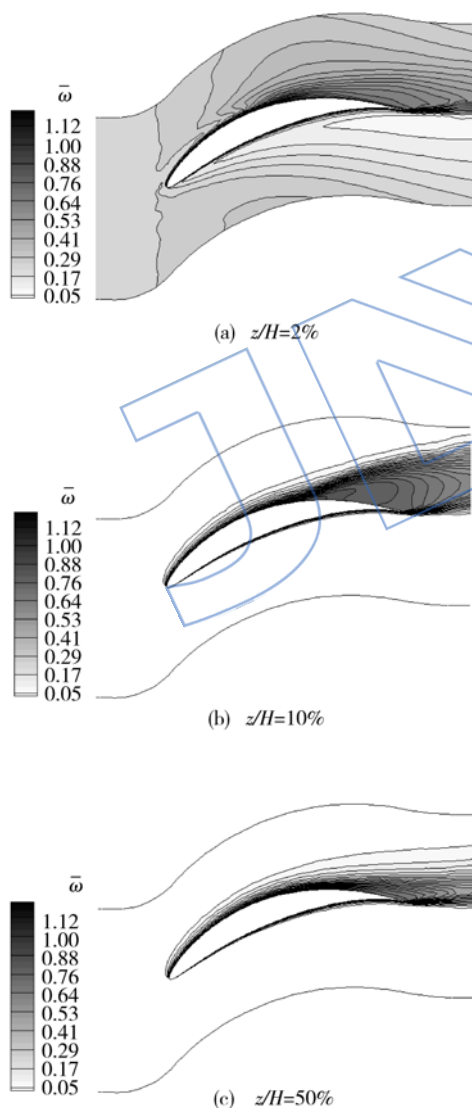


图5 不同叶高截面总压损失系数分布
Fig. 5 Contours of total pressure loss coefficient at different blade heights

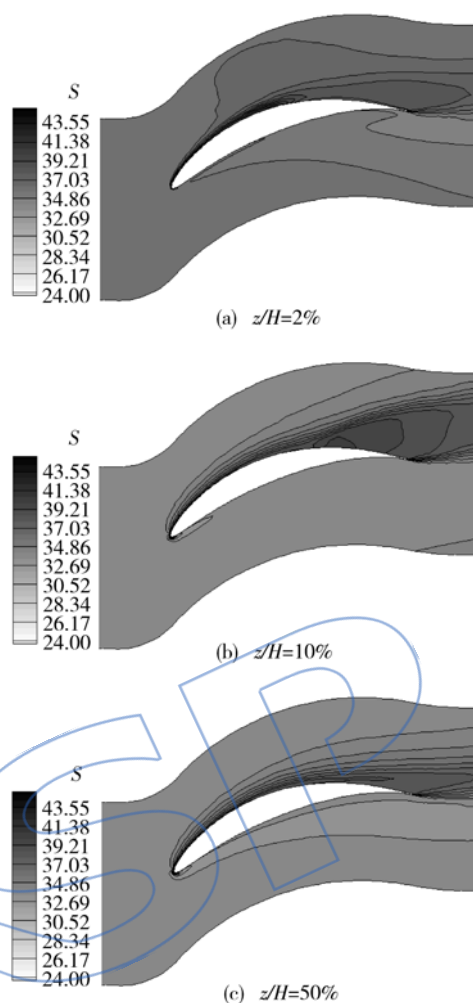


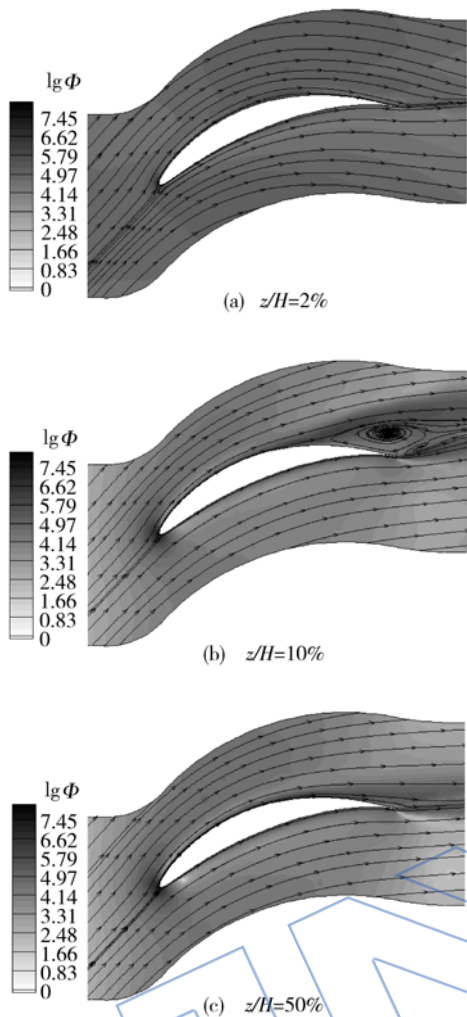
图6 不同叶高截面熵分布

Fig. 6 Contours of entropy at different blade heights

和熵分布云图。由于2%叶高截面受端壁附面层的影响,其总压损失和熵均较大。对于10%叶高以上位置,吸力面的分离区或低速区、尾迹区总压损失值较大。在叶展中部,吸力面尾缘附近高总压损失区有所减小。总体上看,高总压损失区或高熵区集中在叶片和端壁表面、分离区、尾迹区。

图7为不同叶高截面的流线与耗散系数分布,由于耗散函数的量级范围为 $0 \sim 10^9$,对其进行对数处理以清楚显示损失来源。流线分布表明,10%叶高处吸力面后有明显流动分离,这与图2所示结果相对应。从耗散函数分布可知,2%叶高截面的高耗散区主要分布在叶片前缘附近、叶片表面附近及尾迹区,而10%与50%叶高处叶片前缘和尾迹区的高耗散区明显增大,此外,分离区与主流的交界区也成为耗散的重要来源,而分离区内叶片表面附近的流体速度较低,耗散值较小。

结合图5~图7可知,虽然分离区是低能流体的积聚区,总压损失和熵值均较高,但耗散函数

图7 不同叶高截面 $\lg \Phi$ 分布与流线Fig. 7 Contours of $\lg \Phi$ and streamlines at different blade heights

却相对较小,即分离区不是高损失的直接来源区,分离区与主流区交界区才是损失重要来源区.其原因在于,该边界区是分离区低速流体与主流的强剪切作用区,流体对抵抗变形的黏性力所做的功较大,即损失的产生量较大.因此,通过减小分离区以提高叶栅性能的控制方法^[6-7,9-11]的本质是通过增加分离区内的速度或减小分离区来减弱其与主流的剪切强度或减小强剪切作用区面积.

与常规叶栅相比,高负荷扩压叶栅最重要特征是栅内的大尺度流动分离,因此,本文还分析了从 $x/B=50\%$ 轴向位置后不同截面耗散函数、熵增以及流线分布,以明确流动机制和损失机理,其中 x 为相对前缘的轴向距离, B 为轴向弦长.

从图8中的 $x/B=50\% \sim 130\%$ 截面总压损失系数分布可知,高总压损失区主要集中在吸力面和端壁附近、吸力面与端壁组成的角区.结合图9的流线分布可知,这主要由端壁附面层在横向

压力梯度作用下不断向吸力面横向迁移并堆积在角区附近,以及吸力面气流径向迁移和附面层厚度沿流向不断增厚并分离所导致.

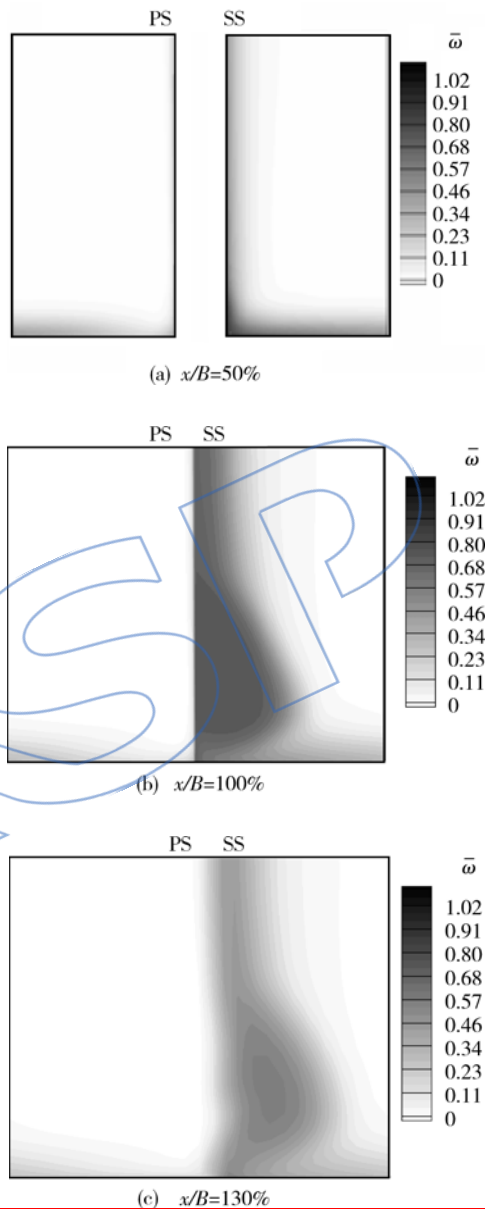


图8 不同轴向截面总压损失系数分布

Fig. 8 Contours of total pressure loss coefficient at different axial positions

图9给出的耗散函数分布表明, $x/B=50\%$ 截面流动尚未分离,高耗散区主要集中在叶片表面和端壁附近,但是接近端壁的吸力面附近耗散较小.在 $x/B=100\%, 130\%$ 截面上,吸力面与端壁的角区附近存在一高耗散区,结合图7可知,这恰好是分离区与主流交界区.

图10给出了 $x/B=100\%$ 截面不同叶高处耗散函数沿节距方向的分布.端壁附近的耗散较大,

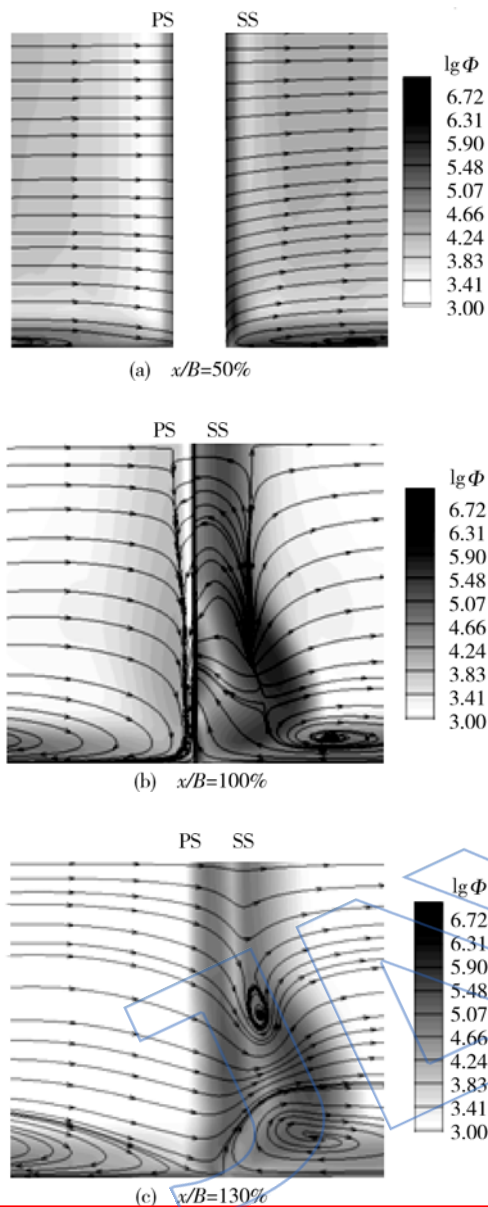
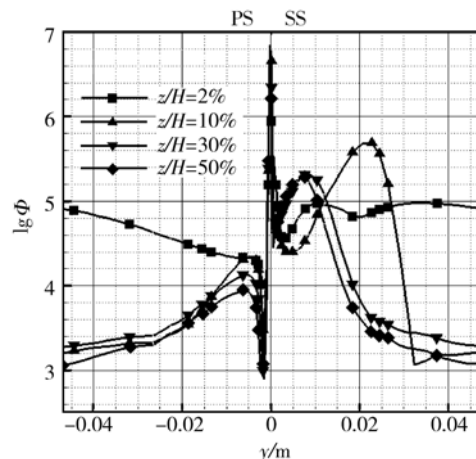
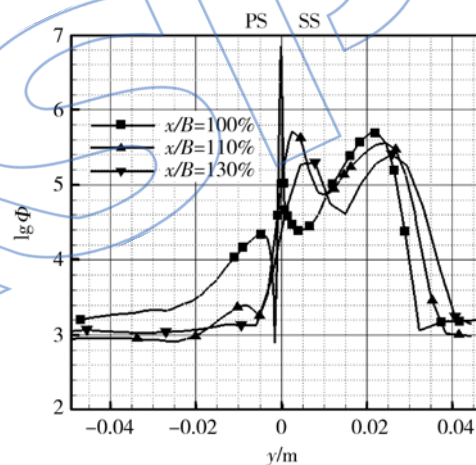


图9 不同轴向截面耗散函数与流线分布

Fig. 9 Contours of $\lg \Phi$ and streamlines at different axial positions

而10%叶高以上各截面,从分离区外缘至压力面侧的耗散函数差别不大.耗散的最大值出现在尾迹区,但所占的面积较小,分离区与主流交界区的总耗散量远大于尾迹区.

由图11给出的不同轴向截面10%叶高处耗散函数沿节距方向分布可知,在 $x/B=110\%$ 处,虽然尾迹的耗散强度减弱,但是高耗散区面积增加,总耗散量增加,而分离区与主流的交界区耗散强度虽然减弱,但总耗散变化不大.在 $x/B=130\%$ 处,分离区外缘以及尾迹区的耗散进一步减小.总体上看,在110%和130%弦长位置尾迹区与分离区外缘耗散函数基本相同,但由于分离起

图10 不同叶高的耗散函数沿节距的分布
($x/B=100\%$)Fig. 10 Distribution of $\lg \Phi$ along pitch at different blade heights
($x/B=100\%$)图11 不同轴向位置10%叶高处的耗散函数沿节距的分布($z/H=10\%$)Fig. 11 Distribution of $\lg \Phi$ along pitch at different axial positions
($z/H=10\%$)

源于叶栅通道内,因此整个叶栅通道内分离区与主流交界区的总耗散量大于尾迹区.

综合图9~图11可进一步说明分离区是低能流体聚集区而不是损失的来源区,分离区与主流交界区的高耗散性一直持续到叶栅出口较远位置.

图12给出了从 $x/B=-20\%\sim 130\%$ 不同轴向截面相对进口的质量平均熵增变化曲线.气流流经叶栅通道时主要有2个明显熵增区: $x/B=-10\%\sim 20\%$, $x/B=60\%\sim 110\%$.由于端壁附面层在叶片前缘作用下急剧增厚,并在进入叶栅

流动后形成了马蹄涡,产生了第一熵增区;而第二个熵增区主要由分离区与主流交界区的剪切、尾迹区气流相互掺混及端壁附面层的摩擦共同作用所致.图13给出了图12中曲线的拟和结果及该拟合曲线的斜率,斜率曲线大致有两个大凸包,分别对应两个高熵增区,同时第一个凸包峰值大于第二个凸包峰值.由表1中从 $x/B = -20\% \sim 130\%$ 范围内的各段流道的熵增数量和比例可得,第一个高熵增区的熵增大于第二个高熵增区,这与凸包峰的分布对应.因此从熵增轴向分布可得,除在分离区实施流动控制外,控制叶片前缘附近附面层和马蹄涡的发展也是提高叶栅气动性能的途径之一.

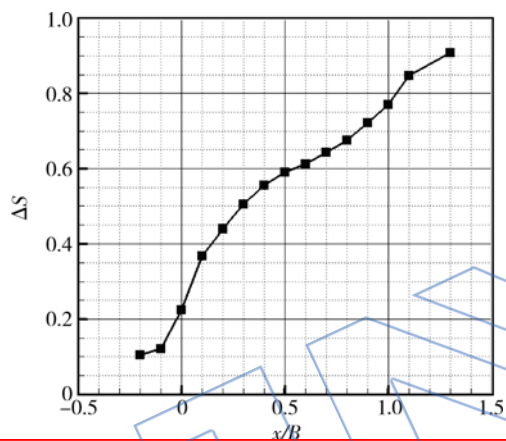


图12 质量平均熵增沿流向分布
Fig. 12 Axial distribution of mass-average entropy increase

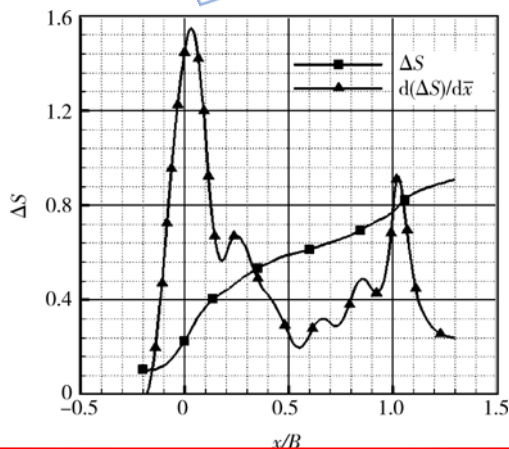


图13 熵增沿流向分布的拟合曲线及其斜率
Fig. 13 Curve of entropy increase and slope of the curve

表1 熵增的轴向比例

Table 1 Distribution of entropy increase

位置(x/B)	熵增	比例/%
$-20\% \sim 130\%$	0.804692	100
$-20\% \sim -10\%$	0.017037	2.2
$-10\% \sim 20\%$	0.319191	39.7
$20\% \sim 60\%$	0.171768	21.3
$60\% \sim 110\%$	0.235939	29.3
$110\% \sim 130\%$	0.060757	7.6

4 结 论

分析了熵增、耗散函数、总压间的关系,研究了某高负荷扩压叶栅通道内的熵增、总压损失系数和耗散函数的分布,探讨了局部区域损失产生机制,本文研究为损失机理研究和控制提供了一种思路,主要得出了以下结论:

1) 传统的损失机理研究方法无法得知流道内局部损失的具体来源和增加过程,耗散函数可直观地体现低速扩压叶栅损失来源,是研究叶栅损失机理的重要参数.

2) 叶栅高损失来源于叶片前缘区附近、叶片和端壁表面、尾迹区以及分离区与主流交界区;而分离区仅是低能流体聚集区,并非损失来源区.

3) 通过减小分离区以提高叶栅性能的控制方法本质是通过增加分离区的速度或减小分离区来减弱其与主流的剪切强度或减小强剪切作用区.

4) 叶栅损失的机理研究和控制应重点考虑损失具体来源.沿叶栅轴向存在两主要的损失来源区,叶栅前缘附近通道和分离区与尾迹区所在通道.因此除在分离区实施流动控制外,控制叶片前缘附近附面层和马蹄涡的发展也是提高叶栅气动性能的重要途径之一,有待进一步深入研究.

参考文献:

- [1] Van Zante D E, Wai M T, Chen J P. Blade row interaction effects on the performance of a moderately loaded NASA transonic compressor stage[R]. ASME 2002-GT-30575, 2002.
- [2] Jennions I K, Adamczyk J J. Evaluation of the interaction losses in a transonic turbine HP rotor/LP vane configuration[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 68-76.

- [3] 孙宇涛,任玉新. 单级跨音速压气机内流场的非定常模拟及损失分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2009, 49(5):148-152.
SUN Yutao, REN Yuxin. Simulation and unsteady loss analyses of the flow in single-stage transonic compressor[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2009, 49(5):148-152. (in Chinese)
- [4] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4):621-656.
- [5] SONG Bo, Wing N G, Toyotaka S, et al. Loss mechanisms of high-turning supercritical compressor cascades[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(3):416-423.
- [6] Loughery R, Horn R A. Single stage experimental evaluation of boundary layer blowing and bleed techniques for high lift stator blades[R]. NASA-CR-54573, 1971.
- [7] Reijnen D P. Experimental study of boundary layer suction in a transonic compressor[D]. Cambridge, MA:Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [8] Merchant A A, Kerrebrock J L. Experimental investigation of a high pressure ratio aspirated fan stage[R]. NASA/TM-2004-213080, 2004.
- [9] FENG Dongmin, CHEN Fu, SONG Yanping, et al. Enhancing aerodynamic performances of highly loaded compressor cascades via air injection[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2009, 22(2):121-128.
- [10] 冯冬民,陈浮,陈焕龙,等. 孔隙射流结构对扩压叶栅出口流场特性的影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6):1364-1371.
FENG Dongmin, CHEN Fu, CHEN Huanlong, et al. Effects of air injection on outlet flow field of compressor cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6):1364-1371. (in Chinese)
- [11] CHEN Fu, SONG Yanping, CHEN Huanlong, et al. Effects of boundary layer suction on the performance of compressor cascades[R]. ASME 2006-GT-90082, 2006.
- [12] 陈懋章. 粘性流体力学基础[M]. 北京:高等教育出版社, 2004:38-42.
CHEN Maozhang. Fundamentals of viscous fluid dynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2004: 38-42. (in Chinese)