

熵产控制体方法对压气机近零间隙流动损失的演变规律

路倩^{1,2}, 南希¹, 林峰¹

(1. 中国科学院工程热物理研究所先进能源动力重点实验室, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100190)

摘 要: 以澄清近零间隙流动结构及流动损失随间隙的变化规律为目标, 提出熵产控制体分析方法, 可精确量化流场任意位置的局部不可逆损失。数值模拟发现, 间隙在 0.4% 叶高范围内(称近零间隙)效率水平最高且出现一对应峰值效率最高的最佳非零间隙。熵产控制体分析表明: 通道内总熵产随间隙变化规律与效率一致; 间隙变化对动叶端区 20%~80% 弦长范围内的熵产改变最为明显, 主导了总熵产的变化; 间隙变化时熵产改变的流动区域不同, 这是由于动叶端区主导损失的流动结构发生改变造成的。进一步结合流场结构, 探讨近零间隙流动损失演变的可能原因; 间隙为零时壁面剪切力是造成损失的主导因素; 最佳间隙时流动均匀, 损失最小。

关 键 词: 近零间隙; 控制体方法; 动叶端区; 流动损失; 熵产

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Entropy generation control volume method and its application into flow loss evolution in a compressor with near zero tip clearance

LU Qian^{1,2}, NAN Xi¹, LIN Feng¹

(1. Key Laboratory of Advanced Energy and Power,

Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: To clarify the variation of the flow structure and the flow loss of the near zero tip clearance, a method for analysis of the entropy generation control volume was presented, which could accurately quantify the local irreversible loss of the flow field at any position. The numerical simulation showed the efficiency was at high level when the tip clearance was within 0.4% span (called near zero tip clearance), and there was an optimal non zero tip clearance where efficiency reached maximum. Entropy generation control volume analysis showed that the total entropy generation in the passage was consistent with the efficiency when tip clearance changed; the entropy generation varied evidently at 20%—80% chord of rotor tip region, dominating the total entropy generation; with the change of tip clearance, the entropy generation of different flow regions varied differently, primarily owing to the change of the flow structure in the rotor tip region. Furthermore, the flow field structure

was studied. When the tip clearance was zero, the wall shear stress was the dominant factor of the loss; when the clearance was optimal, the flow was uniform, and the loss was minimal.

Key words: near zero tip clearance; control volume method; rotor tip region; flow loss; entropy generation

叶顶间隙(下文简称间隙)对轴流压气机的稳定性和效率的影响至关重要^[1],研究已知,动叶端区的流动损失占到总流动损失的 1/3 以上^[2]. Copenhagen 等^[3]的研究表明,压气机效率随着间隙的增大而减小,压气机的间隙越小越好.也有研究表明,效率随着间隙的增大并非线性变化^[4-7],存在使效率达到最高的最佳间隙. Sakulkaew^[7]对低速压气机变间隙开展数值模拟表明,间隙从零开始增大时,压气机峰值效率先升高后降低.上述研究结果表明^[4-7],压气机的最佳间隙都几乎近零.

耐磨材料工艺的发展为压气机实现最佳间隙提供了新契机^[8].为减少叶顶泄漏造成的压气机做功损失,众多著名燃气轮机公司(如普惠公司、通用电气公司等)采用多孔金属基体(镍、钴合金)、耐磨惰性材料填充机匣,形成耐磨衬垫结构,在动叶第 1 圈转动时刮削可产生最小间隙^[9],对耐磨材料及其对叶片的力学性能影响开展了大量研究^[8].近零间隙的实现,对间隙影响显著的高负荷、小展弦比的现代压气机设计来说具有重要意义.

近零间隙下动叶端区的流动结构与传统设计间隙有显著不同,其流动损失与效率的内在关联仍需要从机理上澄清.传统间隙下,由叶顶泄漏涡引起的耗散是端区不可逆流动损失的主要原因^[10]. McDougall 等^[11]的研究发现,零间隙转子顶端发生了大面积角区分离,而间隙适当时,该分离被移除.可见,在近零间隙范畴内的流动出现了新的特征:间隙有微弱变化时,端区流动结构将有很大的不同.因而需量化近零间隙流动结构、流动损失与效率这三者之间的变化规律.

前人曾利用熵参数、总压损失、涡量或熵增参数开展过压气机内部流动损失机理的研究工作^[12-15].上述参数均是在大范围空间的平均,不能揭示压气机内局部的损失情况^[16].本文从热力学第二定律出发,提出用熵产作为不可逆流动损失的衡量,利用控制体方法,进行熵产的量化研究,锁定引起流动损失的流动结构及其损失大小和变化规律.

因此,以实验室自有机理性低速压气机为研

究对象,开展间隙近乎于零范围内动叶端区流动损失机理的初步探索.

1 示例压气机及数值方法

1.1 示例低速轴流压气机 IET-LAC

本文将中国科学院工程热物理研究所低速压气机 IET-LAC 为研究示例.本文以单转子为研究对象,设计转速为 2400 r/min,主要的几何和性能参数可参见文献^[15].测量时,在动叶前缘之前和尾缘后约 200 mm 处布置 4 个静压测量孔测得进、出口处的壁面平均静压,进口总压采用当地大气压^[15].定义流量系数 φ 和压升系数 ψ 如下:

$$\varphi = \frac{V_{a,1}}{U} \tag{1}$$

$$\psi = \frac{p_{s,2} - p_{s,1}}{\frac{1}{2}\rho U^2} \tag{2}$$

其中 $V_{a,1}$ 为压气机进口段气流平均轴向速度, $V_{a,1} = \sqrt{\frac{2(p_{tot,1} - p_{s,1})}{\rho}}$; ρ 为气流密度; U 为动叶中径处的旋转切线速度; $p_{s,1}$, $p_{s,2}$ 为转子进、出口处壁面平均静压; $p_{tot,1}$ 为进口总压^[15].

1.2 数值方法

本文采用单通道 RANS/URANS(Reynolds averaged Navier-Stokes/unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes)数值模拟,计算采用 EUNUS 求解器对相对坐标系下的雷诺时均 N-S 方程,利用 Spalart-Allmaras 湍流模型对 IET-LAC 单转子进行全三维求解.该转子的网格设置、网格和湍流模型独立性验证已经在文献^[17]中详细讨论.网格进口条件设定为总温总压,出口边界给定平均静压,壁面采用无滑移无传热边界条件.对转子进行网格独立性验证后,设置流向网格数为 165,周向网格数为 41,径向网格数为 105,其中间隙内放置 17 个网格点.

图 1 给出光壁转子设计间隙为 0.75 mm (1.2% 叶高)时的实验与数值模拟特性线,数值模拟很好地捕捉了压气机总压比特性随流量的变化趋势.计算得到失速点流量系数和压升系数分别

为 0.501, 0.418, 实验测得的失速点流量系数和压升系数分别为 0.497 和 0.438. 考虑到该压气机测量的不确定度^[17], 认为数值手段是可信的.

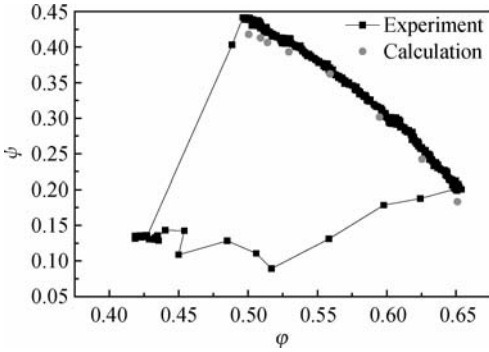


图 1 设计间隙网格计算与实验特性线对比

Fig. 1 Calculation and experiment results of grid at design tip clearance

2 近零间隙流动损失随间隙的变化规律

2.1 效率随间隙的变化

设置间隙从 0~1.6 mm (0~2.6% 叶高) 变化, 保持设计间隙下流量系数不变 ($\varphi=0.6103$), 研究效率随间隙的变化规律, 用极小间隙为 0.01 mm 模拟零间隙时的情况. 各间隙下的效率如图 2 所示. 效率随间隙的变化趋势大致可以分为 3 段: ① 间隙为 0~0.15 mm (0~0.24% 叶高), 效率先增大后减小, 存在最佳间隙为 0.1 mm (0.16% 叶高) 使得效率最高, 为 0.872; ② 间隙为 0.15~0.25 mm (0.24%~0.4% 叶高), 效率几乎不变, 约为 0.868, 将前两段的间隙范围 (0~0.25 mm, 0~0.4% 叶高) 统称为近零间隙; ③ 间隙大于 0.3

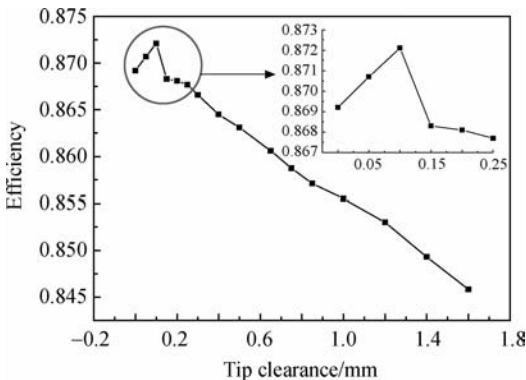


图 2 设计流量下效率随间隙的变化曲线

Fig. 2 Efficiency variation with tip clearance at design mass flow rate

mm 后, 间隙的增大时效率呈线性降低, 称此段为宏观间隙. 从设计间隙 0.75 mm 减小到 0.1 mm 时效率可提高 1.2%. 可见, 若通过新技术将间隙缩小至这一水平, 对压气机气动性能全面提升是有意义的.

2.2 流动损失的熵产控制体分析法

本文选定熵产参数作为衡量流动损失的关键物理量进行研究, 根据热力学第二定律, 稳态稳流的开口系不可逆损失可为

$$\dot{S}_g = \frac{dS}{dt} - \sum_i \frac{\delta Q_i}{T_i} + \sum_{out} \dot{m}s - \sum_{in} \dot{m}s \geq 0 \quad (3)$$

式中 S_g 为总熵产; S 为熵; t 为时间; Q_i 为热量; T 为温度; $\dot{m}$ 为流量; s 为比熵.

写成控制体上的积分形式为

$$\begin{aligned} \dot{S}_g = \int_{V_c} \frac{\partial}{\partial t} (s\rho) dV + \oint_{S_c} \frac{1}{T} \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} + \\ \oint_{S_c} \rho s \mathbf{W} \cdot \mathbf{n} dA \geq 0 \end{aligned} \quad (4)$$

其中 V_c 代表控制体 (control volume), S_c 代表包围控制体的控制面 (control surface). V 为体积; $\mathbf{q}$ 为热流密度; $\mathbf{n}$ 为法向向量. $\mathbf{W}$ 是流体的相对速度. 视压气机为绝热系统, 温度梯度引起的熵值变化忽略不计. 式 (4) 简化为

$$\dot{S}_g = \oint_{S_c} \rho s \mathbf{W} \cdot \mathbf{n} dA \geq 0 \quad (5)$$

即当地的不可逆流动损失等于通过该区域的控制体的净熵通量.

控制体方法是流体力学中常用的量化分析方法^[18], 本文采用控制体方法分析压气机不同位置的熵产, 确定流动损失的来源. 首先考察整个通道的总熵产与效率的关系. 取整个叶片通道为控制体, 图 3 为总熵产及效率随间隙的变化趋势. 叶片通道内的净熵产在间隙由零开始增大时先降低, 当间隙为 0.1 mm 时, 总熵产最低, 约为 1.98 W/K; 间隙从 0.15 mm 增加至 0.3 mm 时, 总熵产增加缓慢, 保持在 2.05 W/K 左右; 间隙大于 0.3 mm 后总熵产线性增大. 总熵产曲线的变化趋势与效率曲线的变化一一对应.

选取间隙为 0.01, 0.1, 0.5 mm 分别对应零间隙、近零间隙中的最佳间隙以及宏观间隙这 3 种典型间隙情况. 将整个计算通道沿着轴向进一步划分为 4 段, 如图 4 所示. 对轴向坐标进行归一化处理, 进口处化为无量纲坐标 -1, 出口处化为 1.

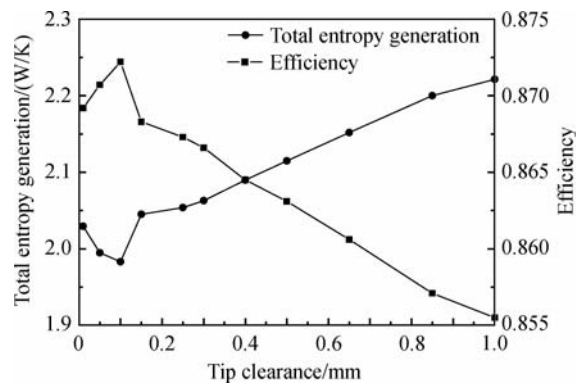


图3 效率和总熵产随间隙的变化曲线

Fig. 3 Curves of efficiency and the total entropy generation variation with tip clearance

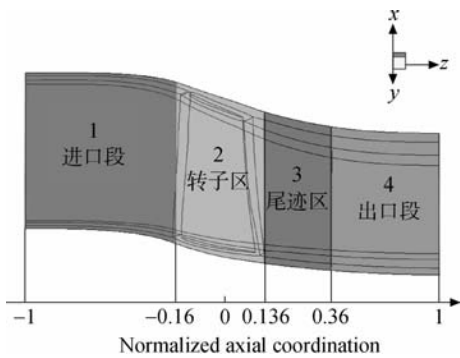


图4 控制体划分示意图

Fig. 4 Sketch of control volume segments

图5给出3种间隙(h)轴向的不同流动区域的熵产变化情况. 3种间隙下, 进口段、尾迹区、出口段的熵产较小, 约为 0.2 W/K ; 转子区的熵产水平为其他3个区域的 $6\sim 7$ 倍. 转子区在间隙为 0.1 mm 时熵产最低, 约为 1.3 W/K , 间隙为 0.01 mm 及 0.5 mm 时约为 1.4 W/K . 可见, 转子区熵产的差异是造成效率不同的主导原因.

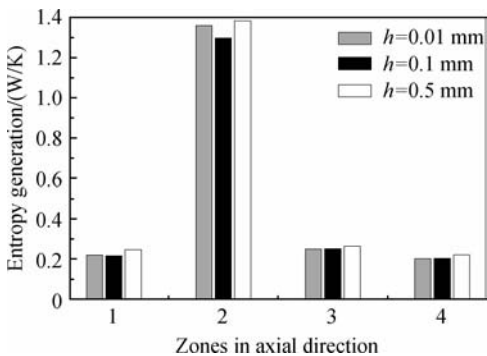


图5 熵产在轴向位置分布

Fig. 5 Entropy generation distribution along axial direction

2.3 转子区域熵产随间隙的变化规律

2.3.1 径向熵产分布随间隙的变化规律

对不同展向流动区域的熵产进行研究, 将转子域沿着径向按照 20% 叶高等分, 熵产如图6所示. 3种典型间隙下, 叶根区 ($0\sim 20\%$ 叶高) 与动叶端区 (80% 叶高至机匣端壁) 熵产水平较高. 当间隙由 0.1 mm 减小至 0.01 mm 时, 端区熵产迅速增加了 20% ; 间隙由 0.1 mm 增至 0.5 mm 时, 动叶端区熵产增大 0.1 W/K . 从最佳间隙减小至零间隙或增大至宏观间隙时, 动叶端区熵产增加最为显著, 主导了总熵产的变化.

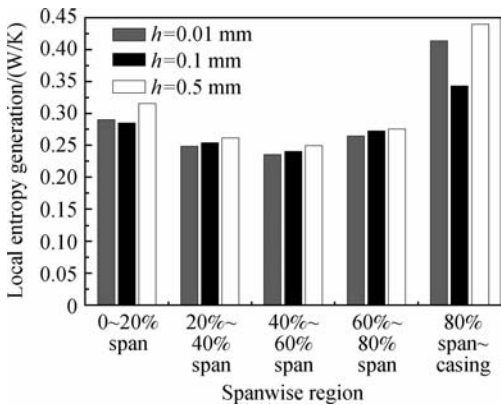


图6 3种间隙下不同叶高熵产分布

Fig. 6 Entropy generation in spanwise for three tip clearances

2.3.2 轴向熵产分布随间隙的变化规律

在转子动叶端区轴向设置控制体, 熵产如图7, 此处画出设计间隙 (0.75 mm) 的熵产作为对比. 四者在 $20\%\sim 80\%$ 弦长处有明显区别. 间隙为 0.1 mm (最佳间隙) 的局部熵产自 20% 弦长位

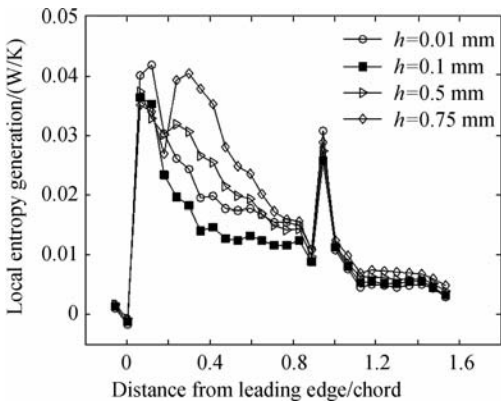


图7 动叶端区熵产沿轴向分布

Fig. 7 Entropy generation distribution in axial direction at rotor tip regions

置处开始低于其他间隙的熵产,直至 80%弦长后无明显差别.间隙由 0.5 mm 增加至 0.75 mm 时,已经可以明显看出泄漏流引起的流动损失.

2.3.3 周向熵产分布随间隙的变化规律

考察动叶端区的不同周向流动区域的熵产分布,将转子端区通道沿周向划分为 A~D 四个区域,如图 8.

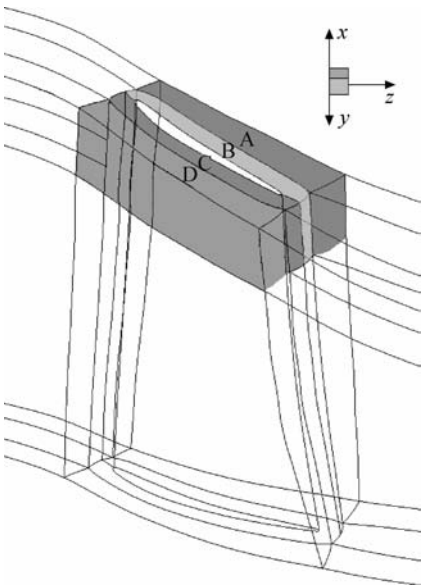


图 8 周向控制体划分示意图

Fig. 8 Sketch of circumferential control volume division

图 9 给出 3 种间隙周向 A,B,C,D 四个区域单通道熵产的分布情况,当间隙从零开始增大时,A,D 区域流动损失增大;B,C 区域流动损失随间隙的增大先减小后增大,在间隙为 0.1 mm 时熵产最小.

以间隙为 0.1 mm 时端区周向熵产为基准,

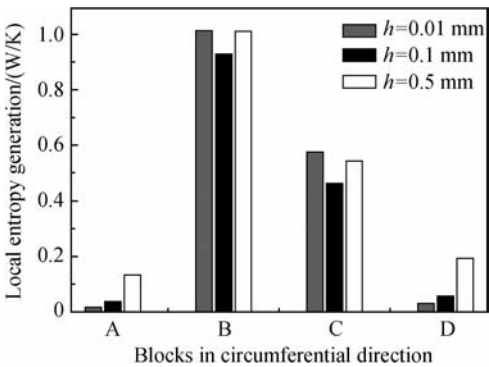


图 9 周向熵产分布

Fig. 9 Entropy generation distribution in circumferential direction

比较端区周向熵产随间隙的变化,如图 10,相比于 0.1 mm,间隙为 0.01 mm 时 B,C 区熵产分别增大了 0.08 W/K 和 0.12 W/K;间隙为 0.5 mm 时 4 个区域的熵产都增大了 0.08~0.14 W/K. 因此,在间隙为 0.01 mm 时,产生损失的主要区域为 B,C 区域;间隙为 0.5 mm 时,产生损失的区域扩大到整个周向叶片通道.

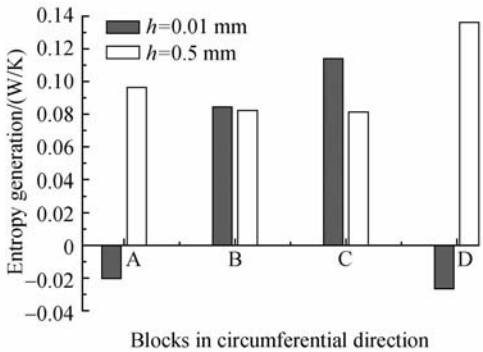


图 10 以 0.1 mm 为基准的周向熵产变化

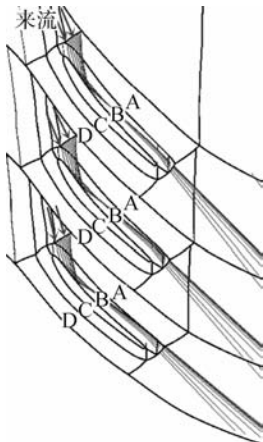
Fig. 10 Circumferential entropy generation variation at baseline of 0.1 mm tip clearance

2.4 动叶端区流场结构变化

比较轴向位置和径向位置的流动损失,把造成流动损失的结构定位在动叶端区 20%~80%弦长处,进一步结合流场探讨流动损失来源的可能原因.图 11 给出 3 种间隙内的流线图.

根据图 11 可知,0.01 mm 时,间隙近似为零,此间隙下的泄漏流流量仅为主流流量的 0.06%,A 区域无明显损失,流体在端壁黏性剪切力的作用下发生偏转,冲向下一个叶片,靠近叶片的 B 区域产生较大的损失.

间隙增大至 0.1 mm 时,泄漏流流量为主流流量的 1%,此时泄漏流流动状态均匀稳定,流体



(a) $h=0.01$ mm

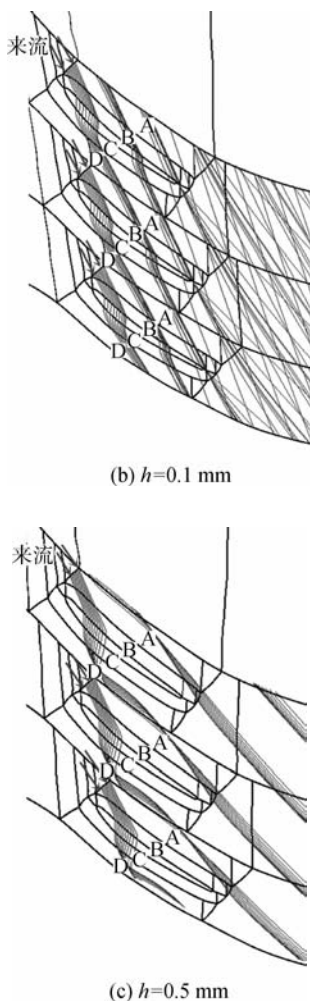


图 11 3种间隙下流场结构

Fig. 11 Flow field structure for three tip clearances

冲击叶片的作用明显减小,B,C区域的损失比间隙为0.01 mm时有所减小。

间隙为0.5 mm时,泄漏流流量为主流流量的6%,泄漏流充分发展,形成明显的涡结构,与主流掺混,通道内各区域损失升高,A~D区域熵产均有增大。

结合流线和周向熵产变化可知,在叶片20%~80%弦长位置处泄漏流的形态不同,导致此区域熵产不同,泄漏流的存在使效率先升高后降低,使得存在峰值效率达到最高的最佳间隙。

3 结论与展望

在压气机近零间隙技术的应用背景下,本文对压气机间隙近零时的动叶端区流动结构的变化开展研究,提出了一种熵产控制体方法,揭示了间隙在近零范畴内变化时,主要流动结构的变化以及其引起的熵产变化规律。上述工作将为下一步开展近零间隙端区的调控提供理论基础。主要研

究结论如下。

1) 提出一种控制体方法,并确定熵产为衡量当地不可逆流动损失的关键物理量。该方法灵活直观,能快速量化局部不可逆流动损失。

2) 数值计算表明,本文研究的低速转子存在达到最高效率的最佳间隙,该间隙近乎为零,熵产随间隙的变化规律与效率吻合。

3) 沿轴向方向进一步细划控制体,发现转子域是产生不可逆流动损失的主要源头。继续细分发现,动叶端区是产生熵产的最大源头。

4) 对动叶端区周向区域分析发现,当最佳间隙减小或增大时,熵产增加的周向位置不同。

5) 结合端区流动结构分析发现:间隙为零时无泄漏流,流体冲击叶片造成损失;最佳间隙时,泄漏流均匀,熵产最低;间隙增大,泄漏涡与主流掺混,导致熵产增大、效率降低。

可见,泄漏流对压气机效率起着关键性的作用,尤其是针对本文所关注的近零间隙范畴内,减小或消除泄漏流不一定提升压气机的效率。压气机实际运行中,由于振动、温差等因素通常会导致间隙在一定范围内波动,设计合理的端区调控措施使得间隙改变时仍维持效率稳定,将是发挥压气机近零间隙技术潜力的可能方法。针对以上结论,本文提出的熵产控制体分析方法将在更多轴流压气机中开展分析。

参考文献:

- [1] Dittmar J H. Method for noise generated by rotor-wake-stator interaction[R]. NASA Report TM-2669,1972.
- [2] Denton J D. Loss mechanisms in turbo machines[J]. Journal of Turbomachinery,1993,115(4):621-656.
- [3] Copenhagen W W, Mayhew E R, Hah C, et al. The effect of tip clearance on a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper 94-GT-363,1994.
- [4] Pullan G, Yong A M, Day I J. Origins and structure of spike-type rotating stall[R]. ASME Paper GT2012-68707, 2012.
- [5] Adamackzy J J, Celestina M L, Greitzer E M. The role of tip clearance in high-speed fan stall[J]. Journal of Turbomachinery,1993,115(1):28-38.
- [6] Freeman C. Tip clearance effects in axial turbo machines [R]. [S. l.]: the von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series,1985.
- [7] Sakulkaew S. Effects of rotor tip clearance on an embedded compressor stage performance[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology,2012.
- [8] Hajmrle K, Fiala P, Chilkowich A P. Abradable seals for gas turbines and other rotary equipment[R]. ASME Paper

GT2004-53865,2004.

[9] Padova C,Dunn M G,Barton J,et al. Casing treatment and blade-tip configuration effects on controlled gas turbine blade tip/shroud rubs at engine conditions[R]. ASME Paper GT-2008-50112,2008.

[10] LIN Feng,ZHANG Jingquan,CHEN Jingyi,et al. Flow structure of short-length-scale disturbance in an axial-flow compressor[J]. Journal of Propulsion and Power,2008,24(6):1301-1308.

[11] McDougall N M,Cumpsty N A,Hynes T P. Stall inception in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery,1990,112(1):116-123.

[12] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安:西北工业大学,2007.

LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University,2007. (in Chinese)

[13] 杜娟. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京:中国科学院,2010.

DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing:Chinese Academy of Sciences,2010. (in Chinese)

[14] 黄旭东. 跨音速压气机失速机理及机匣处理的数值研究[D]. 北京:清华大学,2010.

HUANG Xudong. Numerical investigation of the stall mechanism and casing treatment of transonic compressor [D]. Beijing:Tsinghua University,2010. (in Chinese)

[15] 李继超. 轴流压气机叶顶喷气扩稳技术:机理及智能调控[D]. 北京:中国科学院,2012.

LI Jichao. Stability enhancement technology of tip air injection in axial flow compressor:mechanism and intelligent control[D]. Beijing:Chinese Academy of Sciences,2012. (in Chinese)

[16] 孙宇涛. 跨声速压气机非定常流动及损失的数值研究[D]. 北京:清华大学,2008.

SUN Yutao. Numerical research on the unsteady flow and loss in the transonic compressor[D]. Beijing:Tsinghua University,2008. (in Chinese)

[17] 南希. 动叶端区周向槽控制体分析方法及其在周向槽机匣处理中的应用[D]. 北京:中国科学院,2014.

NAN Xi. The compressor rotor tip control volume method and its application on circumferential groove casing treatment[D]. Beijing:Chinese Academy of Sciences,2014. (in Chinese)

[18] 南希,王偲臣,马宁,等. 轴流压气机动叶端区的控制体分析方法及其在周向槽机匣处理中的应用[J]. 工程热物理学报,2014,35(3):445-450.

NAN Xi,WANG Sichen,MA Ning,et al. The control volume analysis of the rotor tip region and its application in circumferential grooves casing treatment for axial compressors[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2014,35(3):445-450. (in Chinese)

(编辑:陈 越)