

doi: 10.7690/bgzdh.2018.07.018

## 轴流压气机主流在封严篦齿上游容腔内流动结构的数值研究

傅鑫<sup>1</sup>, 王婉月<sup>1</sup>, 张衍<sup>1</sup>, 朱超<sup>2</sup>

(1. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016; 2. 中国南方工业研究院, 北京 100089)

**摘要:** 为了解燃气轮机压气机静子上游容腔二次流结构以及提高效率, 利用 3 维数值模拟方法对带有封严结构的压气机上游容腔内的流动结构和产生的气动损失进行分析, 给定 0.5% 和 1.0% 的间隙叶高比, 并研究主流在上游容腔结构内产生的二次流与泄漏流的相互作用。静子通道内的二次流除了通过封严篦齿的泄漏流外, 主流会在上游容腔内产生与泄漏流类似的与主流流向差异较大的二次流。分析结果表明: 间隙叶高比为 0.5% 与间隙叶高比为 1.0% 相比, 泄漏量减少 53% 的同时损失系数只降低 1.784%, 主流在上游容腔内会产生较多的二次流, 而间隙叶高比为 1.0% 的情况下泄漏量增加, 主流在上游容腔结构内产生的二次流效应减弱。

**关键词:** 航空宇航推进理论及工程; 封严篦齿; 上游容腔; 泄漏流; 二次流; 数值模拟

**中图分类号:** V231.3 **文献标志码:** A

## Numerical Simulation Research of Flow Structure of Axial Compressor Mainstream in Upstream Cavity

Fu Xin<sup>1</sup>, Wang Wanyue<sup>1</sup>, Zhang Yan<sup>1</sup>, Zhu Chao<sup>2</sup>

(1. College of Energy & Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. China South Industries Group Research Institute, Beijing 100089, China)

**Abstract:** Three-dimensional numerical simulations have been performed to investigate the flow structure of the upstream cavity and the aerodynamic loss in a compressor cascade with labyrinth seal. On the basis of this analysis, the interaction of the secondary flow generated by upstream cavity and the leakage flow was studied. In addition to the classical hub secondary flow that caught by labyrinth seal, another secondary flow was found which is similar to leakage flow and generated by the mainstream in the upstream cavity. Detailed analyses of the interaction of the upstream cavity secondary flow and the leakage flow reveals: when the percent of seal-clearance/blade span ratio decreases from 1.0% to 0.5%, the mass of leakage flow decreases by 53% and the aerodynamic loss only decreases by 1.784%. With 0.5% seal clearance ratio, the upstream cavity creates more secondary flow. With increasing seal clearance ratio, the secondary flow effect generated by upstream cavity is weakened.

**Keywords:** aerospace propulsion theory and engineering; sealing labyrinth; upstream cavity; leakage flow; secondary flow; numerical simulation

### 0 引言

作为可持续做功的高能量密度机械, 燃气轮机在兵器工业也有所应用, 如地面车辆用燃气轮机 (如火控雷达和指挥通信中心用野战电源)、空中武器无人作战平台 (如巡飞弹等飞行器设备) 以及发电用燃气轮机。燃气轮机的核心机中的压气机和涡轮都具有转静子交接结构, 这就造成了转静间密封的必要性。篦齿封严是一种广泛使用的、结构相对简单且长寿命的非接触式动密封结构, 但其产生的泄漏流对压气机的性能影响明显。改进和开发新的封严技术、减少泄漏量是提高燃气轮机效率的有效措施, 并且与改进燃气轮机其他部件得到的性能提升相

比, 是经济且收效显著的途径。

目前国内外都有对于压气机静子叶根泄漏流的研究。Wellborn 等<sup>[1-3]</sup>对某低速轴流压气机的叶根泄漏流及对压气机性能的影响进行了细致的实验研究, 结果表明: 泄漏间隙占叶高比例每增加 1% 可导致压比降低 3% 和效率降低 1%~1.5%, 并表明约 0.5% 的泄漏量即可造成转子总压比和效率分别约 1.5% 和 1% 的损失。Heidegger 等<sup>[4]</sup>采用计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 的方法对某高速压气机的密封容腔流动进行了参数化研究, 泄漏流经容腔切向速度从 0 增加到轮毂线速度的 75%, 泄漏流的总温大幅升高, 静子叶片吸力面近轮毂处出现流动分离; 容腔进出口处旋涡的拖动力

收稿日期: 2018-04-07; 修回日期: 2018-05-17

基金项目: 航空推进技术验证计划项目 (APTD-0302-01)

作者简介: 傅鑫 (1979—), 男, 江苏人, 博士, 副研究员, 从事航空宇航推进理论与工程、工程热物理、流体机械及工程研究。

更主要来自主流和泄漏流，静子近轮毂区域的流动能够影响密封容腔进出口-10%~0 叶高的流动。Gier 等<sup>[5]</sup>的研究发现泄漏流影响叶排的进口气流角度，使进口附面层厚度增加，从而导致通道内旋涡结构恶化。Kim 等<sup>[6-7]</sup>通过实验和计算研究发现：由于高损失的气流进入下游容腔，在静子叶片通道内损失在下游容腔处减少，并且通过对简化的带罩压气机静子级进行实验和数值模拟，指出泄漏流切向速度增加会减弱脱落涡、通道涡及吸力面角区分离，从而使总损失减少。

高学林等<sup>[8]</sup>通过数值模拟发现，间隙叶高比变化 1.5%时，效率下降 0.11%。马文生等<sup>[9]</sup>对压气机三排叶片静子叶根进行了优化设计，发现在上游容腔出口增加削角可以明显改善下端壁区的流动，削弱泄漏流对主流的干扰，减小了拥塞和损失；研究还发现，存在最佳削角约为 25°，这时三排叶片的效率提高约 0.47%。宁方飞等<sup>[10]</sup>对跨声级压气机转子的叶根间隙泄漏流动进行了数值模拟，研究了压气机转子上游叶根轴向间隙泄漏流动对转子性能的影响以及泄漏流动与转子流场之间的相互作用机制。南京航空航天大学陈雷<sup>[11]</sup>采用实验和数值计算方法研究了某三级轴流压气机的静子叶根间隙密封结构对压气机性能的影响，并提出了改善泄漏流影响的优化方案。

目前国内外对封严泄漏流的研究表明，有静子容腔会较大程度地影响泄漏流与主流的相互作用。陈美宁等<sup>[12]</sup>的研究表明：容腔泄漏流动不仅导致压气机效率和压比降低，使得下一级转子根部攻角变大，叶背发生流动分离，引起压气机提前失速，稳定裕度下降 5.19%。Popovic 等<sup>[13]</sup>通过将上游容腔改进为重叠密封结构来模拟对泄漏流的影响，结果表明：环形的密封结构靠近叶片前缘时会降低泄漏流的切向速度，而距离叶片前缘较远时使得上游容腔出口流动更加均匀，但增加了跨通道流量从而造成更大损失。

笔者发现：主流流经封严结构的上游容腔结构时，会产生与泄漏流类似的与主流流向差异较大的二次流，这部分二次流与泄漏流一起在静子通道内与主流掺混，且影响不可忽视。笔者将这部分二次流称为上游容腔二次流，其流动结构以及与泄漏流的相互作用未知。因此，此研究在数值模拟的基础上，试图对带有封严结构的静子级在典型亚音速工况(马赫数为 0.1)下，上游容腔二次流的结构、与泄漏流的相互作用以及对气动损失的影响有进一步的认知。

## 1 计算模型及数值方法

### 1.1 计算模型

由于封严结构的实际几何造型较为复杂，计算难度大，为了简化计算，了解正确的流动结构，笔者参考 Kim 等<sup>[7]</sup>的研究中使用的简化压气机静子级模型，含有单个篦齿、平台衬套、轮毂和扩压叶排构成，见图 1。虽然计算模型是对实际压气机的简化，但足够显示基础的流动结构。笔者所采用的叶栅叶型参考中国燃气涡轮研究院提供的某压气机静子叶根截面设计，与文献[14]使用的叶型相同，此外在衬套和转轴之间放置单齿封严结构，叶片顶部与固定的机匣连接，叶片底部与轮毂交界处以衬套连接。

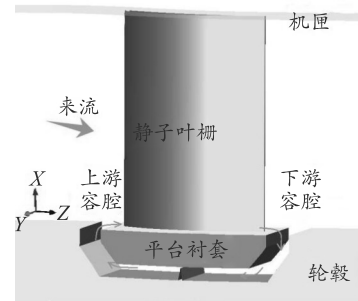


图 1 计算模型

在计算时，为了解上游容腔产生的二次流与泄漏量的关系，笔者给定间隙叶高比分别为 0.5%和 1%，以产生不同的泄漏量。具体的几何参数见表 1，叶根密封结构尺寸见图 2。

表 1 模型尺寸

参数	数值	参数	数值
叶片弦长 $C/\text{mm}$	60	叶片进气角 $k_1/(\text{°})$	46
轴向弦长 $C_z/\text{mm}$	56.2	叶片出气角 $k_2/(\text{°})$	-10
栅距 $S/\text{mm}$	45	容腔高度 $h/\text{mm}$	5
叶高 $H/\text{mm}$	80	容腔宽度 $d/\text{mm}$	9
稠度 $C/S$	1.33	间隙叶高比 $\varepsilon/H$	0.005/0.01

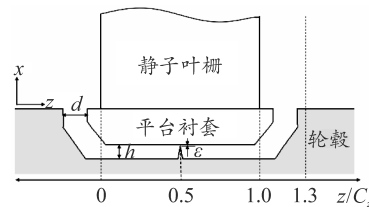


图 2 叶根密封结构尺寸

### 1.2 计算网格及边界条件

笔者采用 NUMECA/IGG 软件生成网格，计算域沿流向总共 8 倍弦长，其中进口 2 倍轴向弦长，出口 5 倍轴向弦长，沿额线方向计算域为一个栅距，对应的边界条件采用周期性边界条件，见图 3。网

格分为 19 块, 其中静子叶片通道部分 5 块, 封严篦齿部分 14 块。

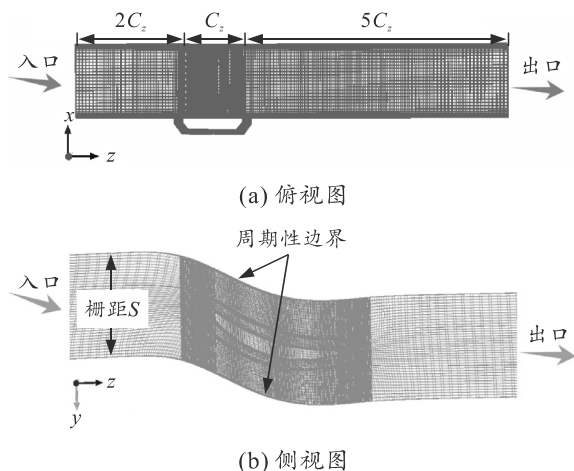


图 3 网格示意图

在这里进行网格无关性分析, 网格数分别设置为  $1.5 \times 10^6$ 、 $3.0 \times 10^6$ 、 $4.5 \times 10^6$ 、 $6.0 \times 10^6$  和  $7.5 \times 10^6$  个。通过分析发现, 计算模型网格数为  $6.0 \times 10^6$  时, 与  $7.5 \times 10^6$  相比, 流量误差为 0.45%, 出口总压误差为 0.33%, 所以网格数采用  $6.0 \times 10^6$ , 且封严结构处的网格数占总网格数的一半。

计算边界条件: 主流速度为 30 m/s, 进口总温为 288.15 K, 总压为 101 325 Pa, 进气角为  $37^\circ$ , 给定出口背压, 叶片排沿周向给定周期性边界, 固体壁面设置为绝热、无滑移边界条件。

### 1.3 求解程序

计算所使用的程序为 NUMECA 公司开发的 FINE/TURBO 流场求解器, 求解相对坐标系下 3 维定常 Navier-Stokes(N-S)方程。根据参考文献[7, 15]采用 k- $\omega$ (SST)湍流模型, 空间离散采用 Jameson 有限体积中心差分格式, 时间推进采用显式 4 阶 Runge-Kutta 法。为了有对比算例, 笔者还计算了无封严结构该叶栅的单通道算例(无封严篦齿和上下游容腔, 只有上下壁面和叶片的单通道算例)。

### 1.4 计算准确性

为了验证计算模型的准确性和对比封严结构产生的气动损失, 笔者计算了在无封严间隙条件下, 该叶栅在叶中截面的压力面与吸力面表面静压分布与文献[14]中使用相同叶栅的实验结果进行对比, 如图 4 所示。结果表明, 计算结果与实验结果吻合较好, 说明该计算方法可信。

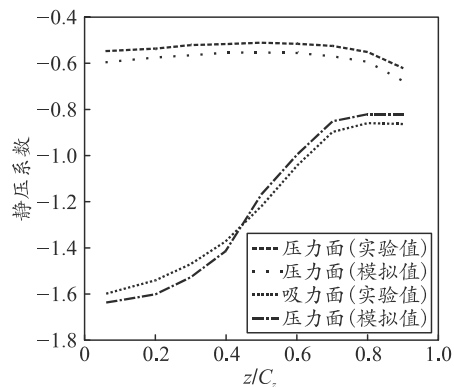


图 4 实验与模拟的叶栅静压系数分布

## 2 计算结果及分析

### 2.1 静子叶根的二次流结构

本节重点分析  $\varepsilon/H=0.005, 0.01$  情况下, 由于封严结构产生的静子通道内二次流结构, 分析封严间隙对通道内二次流结构的影响, 以及静子通道内的流动组成, 流线图见图 5。

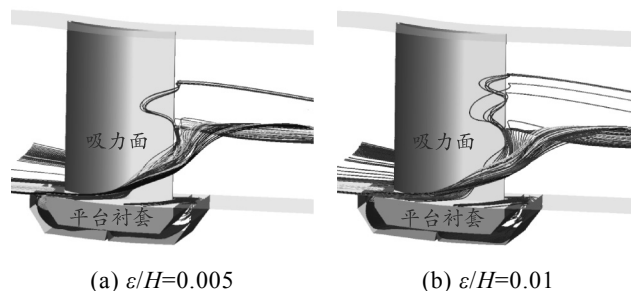


图 5 封严结构产生的二次流流线

图 5 显示了通道内的二次流结构, 在静子通道内叶根处, 由于吸力与面压力面之间的压力梯度使得二次流向吸力面, 并伴随主流沿径向爬升。靠近轮毂的来流被泄漏流卷起的二次流结构起始于通道中部的上游容腔内, 且流量较小, 在图中为爬升最高叶高(约 80%叶高)的流动; 还有一部分主流进入上游容腔并产生复杂流动的二次流结构, 起始于叶片前缘的上游容腔内, 流量较大, 与泄漏流一起爬升至叶高的 40%处。2 种二次流均与泄漏流在通道中掺混, 并且在沿轴向的静子通道中部开始沿径向爬升。笔者将这 2 种二次流称为上游容腔二次流。

### 2.2 上游容腔二次流结构

经过篦齿的泄漏流用深灰色流线表示(为了更好地显示, 取封严间隙的最中间网格流线)。黑色流线表示通道中部靠近轮毂的来流被泄漏流卷起的二次流结构(简称黑色流), 浅灰色流线则表示叶片前缘区域进入上游容腔并产生复杂流动的二次流结构(简称灰色流), 这里认为这 2 种二次流构成上游容

腔二次流。由于叶栅通道中部网格面为周期网格面，所以流线断开表示流入临近周期通道或从临近周期通道流入，并且表示在同一个周期里。

为更好地了解不同封严间隙产生对上游容腔二次流流动产生的影响，笔者重点分析上游容腔二次流和泄漏流的结构以及相互作用。图 6 和图 7 所示分别给出了不同封严间隙情况下上游容腔内流动结构的俯瞰图和侧视图，在图中标记了灰色流和黑色流，其余深灰色流线表示泄漏流。其中主流流向为从左至右，上游容腔内泄漏流流向为从右至左并向上爬升。

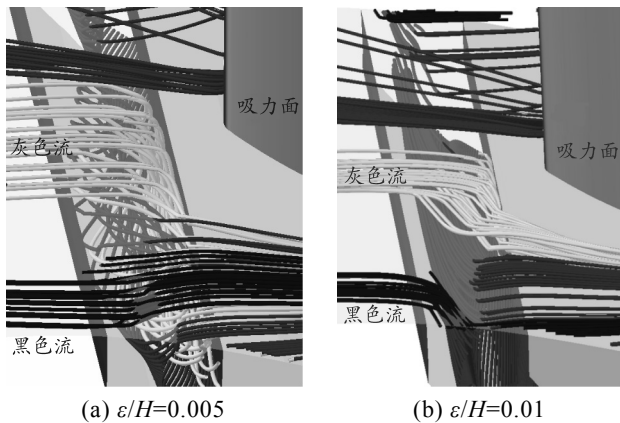


图 6 上游容腔内的二次流流线

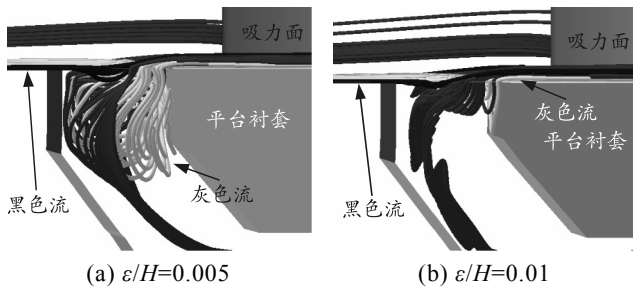


图 7 上游容腔内的二次流流线

通过图 6 可以看出：上游容腔中除了通过篦齿的泄漏流，还存在另外 2 种二次流，并在静子通道内伴随泄漏流一起与主流掺混，共同形成静子叶根二次流，产生损失。

流量较大的灰色流为在上游容腔内形成顺时针漩涡，起始于叶片前缘区域， $\epsilon/H=0.005$  时在上游容腔内的流动范围近似为宽度  $-0.1 \sim 0.5S$  (轮毂平面叶片前缘为坐标原点，周期性边界至压力面为  $-0.5S \sim 0$ ，吸力面至周期性边界为  $0 \sim 0.5S$ )，深度为  $0 \sim 0.14H$ ，与泄漏流一起向叶片中部流动，并向上爬升，进而与主流掺混。 $\epsilon/H=0.01$  时，灰色流的流量发生大幅度降低，在上游容腔内向衬套靠拢，这是由于封严间隙增加导致泄漏流流量增加，所形

成的冲击效应使得灰色流被挤向内环，在上游容腔内的影响区域减小很多，没有形成涡结构，而且只在内环附近进入上游容腔，深度为  $0 \sim 0.08H$ 。

黑色流流量较小，约为灰色流的 1/5，位于静子通道中部，在上游容腔出口由于泄漏流和灰色流向上爬升而被卷起，与两者一起在通道中与主流掺混，在静子通道出口影响 40% 叶高。随着封严间隙增大，灰色流和黑色流在上游容腔内发生掺混。

泄漏流流线在图中用深灰色表示，泄漏流由下游容腔流经封严篦齿，通过上游容腔与主流汇合，是叶根二次流的主要组成部分，封严间隙部分网格在  $x$  方向有 5 层。为了更清楚地了解其他二次流结构，只显示中间层网格的流线。由图 6 可以看出：泄漏流与容腔内产生了与泄漏流类似的二次流，此二次流与泄漏流一样与主流有较大的速度差，随后在静子通道内与主流掺混，与泄漏流一起爬升至吸力面约 40% 叶高处。将封严间隙增大 1 倍时，泄漏量相应增加，泄漏流造成的气动损失增加，而上游容腔二次流的流量减少，形成的二次流的效应减弱。这两者的数值关系以及上游容腔二次流形成的气动损失还需进一步探索。

### 2.3 不同封严间隙下的二次流损失

对于不同的封严间隙，笔者引入 Kim 等<sup>[6]</sup>使用的损失系数  $\omega$  来表示量化叶根间隙对流动造成的损失， $\omega$  的表达式为

$$\omega = \frac{p_{in}^* - p^*}{p_{in}^* - p_{in}} \quad (1)$$

式中： $p_{in}$ 、 $p_{in}^*$  为进口处的静压和总压； $p^*$  为  $z/C_z=1.3$  处的总压。为了更好地比较，定义  $\omega_0$  为无封严结构的单通道损失系数，并定义损失系数增长百分比来与无封严情况进行对比：

$$\eta = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} \times 100\% \quad (2)$$

首先分析由于叶根封严结构的存在而造成的损失在静叶通道出口截面处的分布，具体分析以下 3 种情况：该叶型的单通道算例(无泄漏流和上游容腔二次流)以及  $\epsilon/H=0.005, 0.01$ 。为了解不同泄漏量的通道二次流损失沿叶高 ( $x$  方向) 和跨度 ( $y$  方向) 发生的变化，图 8 为  $z/C_z=1.3$  处 (即下游容腔出口处通道截面) 的损失系数  $\omega$  等值线。

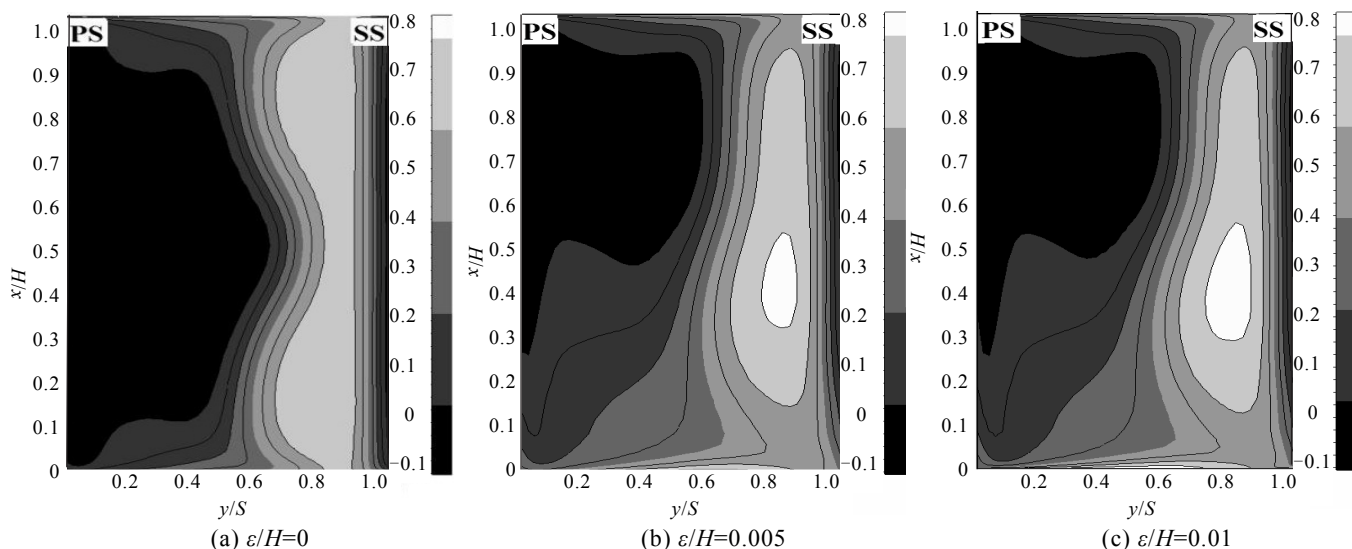


图8 损失系数云图

如图8所示,在 $z/C_z=1.3$ 处,压力面(PS)位于 $y/S=0$ 处,相邻叶片的吸力面(SS)位于 $y/S=1.0$ 处,等值线图中黑色和白色区域分别代表损失最小和最大的区域。通过观察可以发现:对于单通道算例,由于无泄漏流和上游容腔二次流带来损失,损失来源于叶片叶型损失和上下壁面的附面层损失,所以在吸力面附近以及叶根叶间区域有较大损失,且损失分布大致关于 $x/H=0.5$ 对称,在吸力面附近损失最大约为0.6。当叶栅增加了封严结构,产生泄漏损失和其他二次流损失, $\varepsilon/H=0.005$ 情况时在叶根区域和吸力面附近约40%的叶高处出现最大损失值,约为0.8,这部分损失由泄漏流和上游容腔二次流与主流掺混产生,与单通道算例相比轮毂附近靠近吸力面的损失增加。 $\varepsilon/H=0.01$ 的损失分布与 $\varepsilon/H=0.005$ 类似,不同的是高损失区域面积增大。2种间隙造成的损失分布和数值都没有发生较大的变化,间隙增大1倍但并没有出现损失明显增加的情况。为了更好地从数值上进行分析比较,笔者取 $z/C_z=1.3$ 处界面的损失系数面积加权值来做具体分析,结果如表2所示。

表2 泄漏流量和损失系数

间隙叶高比 $\varepsilon/H$	$(m_s/m_1)/\%$	损失系数 $\omega$	损失系数增长 百分比 $\eta/\%$
0(单通道)	0	0.095 472	0
0.005	0.119	0.158 935	66.47
0.01	0.254	0.161 822	69.50

表中: $m$ 为主流流量; $m_1$ 为经过篦齿的泄漏流流量。可以看出, $\varepsilon/H=0.005$ 与 $\varepsilon/H=0.01$ 相比间隙减少了1倍,通过封严篦齿的泄漏量减少了53%,但损失系数的减少量约为0.003,与 $\varepsilon/H=0.01$ 相比

损失系数只降低1.784%。说明间隙较小时引起除泄漏流以外的主流在上游容腔内产生的二次流效应增加,与2.2节分析吻合,使得损失与2倍间隙情况相比几乎没有较大降低。

为了进一步了解上游容腔二次流所造成的影响,将此算例的损失分为上游容腔二次流损失、泄漏流损失和其他损失(近似为单通道算例的损失,量化为单通道的损失系数 $\omega$ ,大小为0.095 472),这里近似采用流量百分比来代替造成的损失百分比,来量化上游容腔二次流损失,分析结果如表3所示。

表3 上游容腔二次流流量和损失系数

间隙叶高比 $\varepsilon/H$	$(m_s/m_1)/\%$	上游容腔二次流 损失系数 $\omega_s$	泄漏流损失 系数 $\omega_1$
0.005	0.803 5	0.028 274	0.035 189
0.01	0.200 9	0.011 098	0.055 252

表中: $m_s$ 为上游容腔二次流流量; $\omega_s$ 为上游容腔二次流损失系数; $\omega_1$ 为泄漏流损失系数。由表3可知:间隙增加1倍,上游容腔二次流损失系数减少了60.8%。上游容腔二次流损失占总损失的比重由17.79%降为6.85%。

### 3 结论

笔者对带有单齿封严结构的静子通道进行数值计算,并分析主流在上游容腔内形成的二次流和泄漏流的流动结构,以及封严间隙对上游容腔二次流的影响。结论如下:

1) 主流流经上游容腔时,由于泄漏流与主流的速度差,部分流体进入上游容腔,这部分流体与泄漏流一起重新汇入主流,将这部分流量称为上游容腔二次流。上游容腔二次流和泄漏流构成静子通道

根部的二次流；

2) 随着封严间隙减小，在泄漏流流量减少的同时，上游容腔二次流流量增加，从而导致封严间隙减小而并没有等比例地减少二次流损失；

3) 静子叶根二次流的损失来源不只是封严间隙产生的泄漏流，上游容腔二次流也起着至关重要的作用，所以要减弱叶根二次流造成的影响，不仅要设计更高效的封严结构，还要考虑到上游容腔的影响。

### 参考文献：

- [1] WELLBORN S R, OKIISHI T H. Effects of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Axial Compressor Aerodynamic Performance[R]. Iowa State University: NASA, CR-198536, 1996: 90-101.
- [2] WELLBORN S R, OKIISHI T H. The influence of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 486-497.
- [3] WELLBORN S R, TOLCHINSKY I. Modeling Shrouded Stator Cavity Flows in Axial Flow Compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 55-61.
- [4] HEDEGGER N J, HALL E J, Delaney R A. Parameterized Study of High-speed Compressor Seal Cavity Flow[C]. Lake Buena Vista, FL, U.S.A.: 32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit, AIAA, 1996: 1996-2807.
- [5] GIER J, STUBERT B, BROUILLET B, et al. Interaction of Shroud Leakage Flow and Main Flow in a Three-Stage LP Turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 127(4): 105-116.
- [6] KIM J W, SONG S J, KIM T. Streamwise Evolution of Loss in a Shrouded Axial Compressor Cascade Passage[J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 2011, 27(4): 884-889.
- [7] Sohn D W, Kim T, Song S J. Influence of the Leakage Flow Tangential Velocity on the Loss Generation and Leakage Flow Kinematics in Shrouded Axial Compressor Cascades[C]. Barcelona, SPAIN: 51st ASME Turbo Expo, 2006: 389-397.
- [8] 高学林, 袁新. 多级轴流压气机间隙流动数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 395-398.
- [9] 马文生, 禄堃, 顾春伟. 压气机静叶气封几何优化与流动分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(8): 1288-1290.
- [10] 宁方飞, 徐力平. 叶根间隙泄漏流对跨声压气机转子性能的影响[J]. 推进技术, 2004, 25(4): 325-328.
- [11] 陈雷. 压气机静子叶根间隙泄漏特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010: 47-78.
- [12] 陈美宁, 谢伟亮, 王红涛. 静子容腔泄漏对某压气机性能影响的数值研究[J]. 航空动学报, 2014, 29(11): 2543-2549.
- [13] POPOVIC I P, HODSON H P. The Effects of a Parametric Variation of the Rim Seal Geometry on the Interaction between Hub Leakage and Mainstream Flows in High Pressure Turbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(11):112501(11).
- [14] 朱剑锋, 黄国平, 傅鑫, 等. 无源微脉冲射流抑制叶栅气流分离的初步实验[J]. 航空动力学报, 2014, 29(2): 391-397.
- [15] 尹松, 金东海, 朱芳, 等. 湍流模型对压气机数值模拟精度的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2683-2689.