

向心涡轮叶轮顶部间隙泄漏流动特性研究

邓清华*, 牛久芳, 丰镇平

西安交通大学能源与动力工程学院, 西安 710049

* E-mail: qhdeng@mail.xjtu.edu.cn

收稿日期: 2008-03-06; 接受日期: 2008-05-16

国家高技术研究发展计划(“863”计划)(批准号: 2002AA503020, 2004AA503020)和西安交通大学博士学位论文基金(批准号: DFXJTU2005-02)资助项目

摘要 对微型燃气轮机向心涡轮叶轮顶部间隙泄漏流动, 在级环境下进行了全三维粘性数值模拟研究. 结果表明, 轮盖和叶轮叶片顶部之间的相对运动引起的刮削流以及叶轮顶部压力面和吸力面两侧的压差对间隙泄漏流动起主要控制作用, 叶顶线速度越高, 间隙尺寸越小, 刮削作用越强; 改变叶轮转速对叶轮中部和导风轮顶部间隙内的泄漏速度影响不大, 但是叶轮转速能明显影响通道涡核与吸力面之间的距离; 间隙泄漏量主要在导风轮顶部区域形成, 如布置泄漏抑制结构, 在轮盖子午弦长的中后部将是最有效的.

关键词

微型燃气轮机
向心涡轮
叶轮
顶部间隙

分布式供能系统是当前弥补集中供电安全性和满足特殊供电需求的重要供能形式^[1], 微型燃气轮机作为此系统的主要动力设备之一, 在某些发达国家已获得了广泛的应用^[2]. 向心涡轮是微型燃气轮机、军用车辆以及航空航天等辅助动力装置的关键核心部件, 其气动性能的好坏将直接关系到整个系统能否高效、可靠的运行.

顶部间隙是影响涡轮气动性能的一个重要因素. 与轴流涡轮不同, 向心涡轮叶轮的顶部同时具有轴向和径向间隙, 从而使得轴向间隙尺寸和径向间隙尺寸对向心涡轮级性能的影响程度明显不同^[3-5]. 作者的数值模拟研究结果表明径向间隙增加对级效率降低的影响是轴向间隙增加的 8.3 倍, 径向间隙增加使通流能力增强的程度是轴向间隙增加使通流能力减弱的 4.2 倍: 向心涡轮轴向间隙每增加 1%, 涡轮级效率降低 0.15%, 通流能力减小 0.06%, 而径向间隙每增加 1%, 级效率降低 1.27%, 通流能力增大 0.24%^[5], 该研究结论与美国 NASA 等的实验研究结果^[3,4]是基本一致的.

英国剑桥大学 Whittle 实验室的 Dambach 等人^[6]对一个叶轮进口直径为 1218 mm、转速为 450 r/min 的向心涡轮叶轮顶部间隙进行了实验研究, 就径向间隙和轴向间隙对向心涡轮级性能影响不一致的因素进行了深入分析, 发现叶轮叶片顶部截面与轮盖之间的相对运动是其主要原因.

微型燃气轮机的向心涡轮叶轮转速很高, 其叶轮进口线速度通常可达到 400~600 m/s, 而 Dambach 等人实验用的是低转速向心涡轮, 叶轮进口线速度仅为 28 m/s 左右, 由于叶顶线速度高低直接影响着轮盖刮削作用的大小, 因此, 在低的轮盖相对运动速度条件下获得的间隙流动特性可能具有一定的局限性, 需要进一步的深入研究. 同时, 叶轮顶部间隙内的泄漏规律也有待于进一步认识和分析, 以构造合适的密封结构对泄漏加以有效的控制.

本文基于西安交通大学叶轮机械研究所 TurboAero 研究组有关 100 kW 微型燃气轮机向心涡轮叶轮顶部间隙流动特性分析工作^[5,7,8], 借助 NUMECA FINE/Turbo 计算流体动力学软件, 对带有叶轮顶部间隙的向心

涡轮在级环境下进行了系统的数值模拟研究, 获得了间隙泄漏流场各区域的流动特性及其主要影响因素, 同时分析了间隙串流量沿叶片子午弦长的变化规律, 为向心涡轮叶轮顶部泄漏的密封提供了有效的结构形式。

1 数值计算方法及边界条件

向心涡轮通流部分主要包含导向器与叶轮 2 个部件, 为充分揭示向心涡轮内部复杂流动特性及其叶轮顶部间隙泄漏流场, 我们在由导向器和叶轮组成的级环境下进行数值模拟研究, 其相对位置及尺寸如图 1 所示。

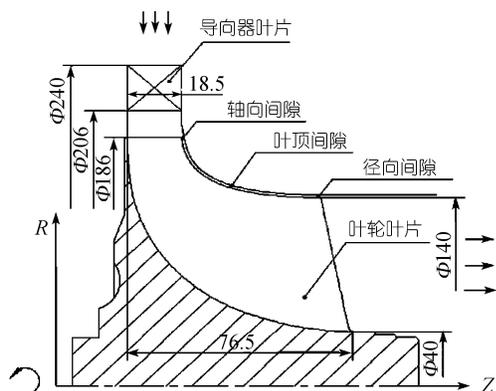


图 1 叶轮与导向器尺寸示意图

计算区域采用多块结构化网格进行剖分: 导向器采用 H-O 型网格, 网格总数为 267930, 叶轮区采用 H-I 型网格, 网格总数为 568056。具体网格点分布如表 1 所示, 其中 i, j, k 分别代表周向、展向和流动方向。在叶片近壁面、端壁、前缘及尾缘等流动复杂区域, 对网格进行局部加密。图 2 给出了叶轮和导向器的网格分布。

表 1 计算域各网格块节点分布

计算区域	网格块	总网格数	$i \times j \times k$ 节点分布
导向器区	前延伸段	193 05	33×65×9
	叶片区	248 625	25×65×153
叶轮区	前延伸段	234 09	17×81×17
	叶片区	428 409	41×81×129
	后延伸段	234 09	17×81×17
	顶部间隙区	928 29	29×33×97

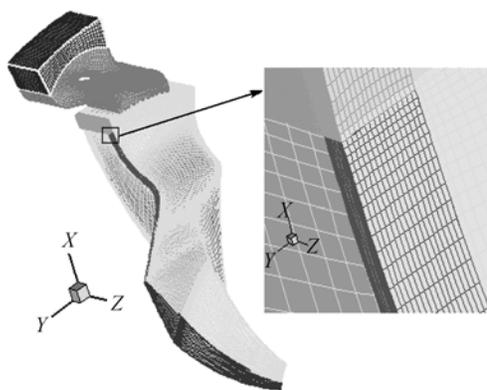


图 2 叶轮及导向器网格以及叶顶间隙网格放大显示

导向器出口与叶轮进口的交接面上采用混合平面法交换上下游流场信息。导向器进口参数为: 总压 $P_0^* = 360.0$ kPa, 总温 $T_0^* = 1173.15$ K, 进口气流角 $\alpha_0 = 45^\circ$; 叶轮出口参数为: 静压 $P_6 = 106.773$ kPa, 转速 $n = 61000$ r/min。

计算采用商用 CFD 软件 FINE/Turbo7.2-1 求解雷诺平均的湍流 Navier-Stokes 方程组, 湍流模型应用 Spalart-Allmaras-方程模型。数值方法采用基于时间推进的数值离散格式, 空间差分采用中心格式, 添加人工粘性系数以保证收敛, 同时采用全多重网格方法, 结合当地时间步长以及残差光滑方法来加速收敛。

2 设计工况间隙流动特性

本文间隙流动特性分析主要是在子午方向 10%、50% 及 90% 叶顶弦长处的截面进行, 图 3 表示了其相应的位置与方向。

向心涡轮的叶轮顶部间隙通常为叶轮叶片当地叶高的 1%~3%, 本文研究的向心涡轮叶轮顶部间隙取为当地叶高的 2%。

图 4 给出了 $S=10\%$, 50% 和 90% 三个位置特征截面的叶顶间隙流场速度矢量分布。

图 4(a) 显示了在轮盖刮削作用下, 靠近轮盖几乎 40% 间隙高度范围内的气流, 由叶片吸力面侧进入间隙, 从压力面侧流出, 有效减小了泄漏流的通流面积, 且在该区域由压力面侧流向吸力面侧的泄漏流速度较小, 基本维持在 100 m/s 左右, 泄漏流在吸力面侧离开间隙后转向叶根方向流动。

与工作轮顶部区域相比, 叶轮中部区域的叶顶

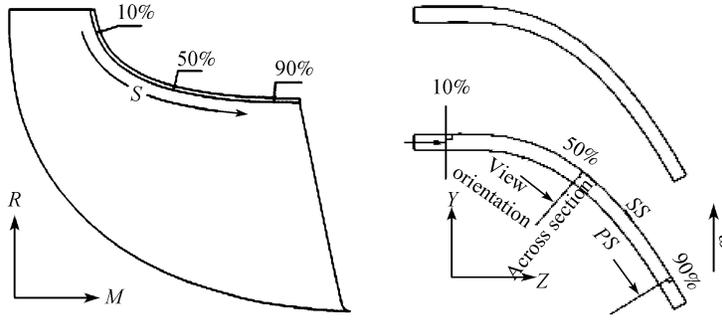


图3 10%, 50%及90%子午弦长位置与方向

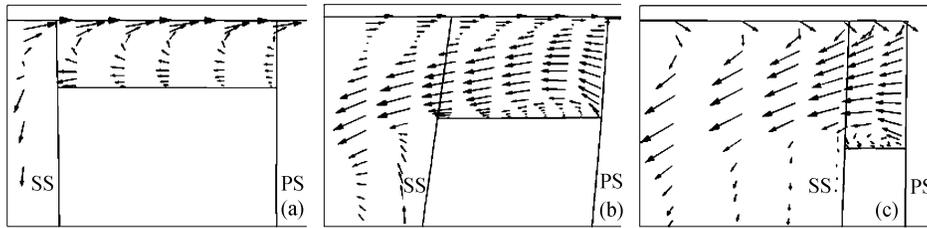


图4 设计工况时间隙附近各区域的相对速度矢量
(a) S=10%; (b) S=50%; (c) S=90%

线速度下降, 叶片负荷增大. 对于该叶轮, 在20%*S*处叶顶线速度已降低至500 m/s以下, 且此时叶顶中弧线和轴向的夹角与进口处相比有所增大, 使垂直叶顶的速度小于实际的叶顶线速度, 轮盖的刮削作用明显减弱, 同时叶片90%展向位置处两侧的压差由叶轮进口处的28 kPa增大到40 kPa左右. 因此, 大部分刮削流被阻挡在叶片的吸力面侧, 只有贴近轮盖的小部分气流能够由吸力面侧进入间隙并最终到达压力面侧, 如图4(b)所示.

在叶轮中部压力面顶部区域的一部分气流在展向和周向压差的共同作用下, 进入间隙成为泄漏射流. 泄漏流进入间隙后在叶片顶部产生一个回流区, 图4(b)显示分离的气流在距吸力面1/3叶片宽度处重新附着, 该现象基本符合Sjolander等人^[9]建立的轴流涡轮叶片顶部间隙泄漏模型. 由叶片吸力面侧离开的泄漏流与流动方向相反的刮削流相遇, 卷起形成了一较小的泄漏涡.

导风轮区轮盖的刮削作用相对压差对间隙泄漏影响已经显著减小, 叶片顶部产生的流动分离在整个叶片宽度范围内没有再附着, 且泄漏涡比中部区明显增大, 涡核远离吸力面和轮盖, 如图4(c)所示.

如果叶顶间隙为0, 刮削流将滞止在吸力面上, 随后转向背离叶顶的方向流动, 据此刮削流的动压头可表示为

$$\frac{1}{2\rho U^2 \cos^2 \gamma},$$

其中, *U*为轮周速度, γ 为当地叶片中弧线与子午方向的夹角.

为了定量表示刮削流对叶顶间隙泄漏的影响, Dambach 提出用叶顶压差与刮削动压头的比值来定义“刮削率”*R*(scraping ratio)

$$R = \frac{\Delta p_{\text{tipflow}}}{1/2\rho U^2 \cos^2 \gamma}.$$

Dambach等人^[6]指出: 在 $R < 1$ 的区域内刮削流对间隙泄漏流动起主导作用, 会有一部分气流通过间隙到达叶片的压力面侧; 而当 $R \gg 1$ 时, 间隙泄漏主要受到压差的驱动, 几乎没有气流能够在轮盖的刮削作用下通过间隙.

图5所示的是 Dambach 针对低转速向心涡轮得到的刮削率沿叶轮子午方向的分布曲线: 当 $S < 30\%$ 时, $R < 1.0$; $S = 75\%$ 时, R 达到最大值 10.1. 在 $S = 63\%$

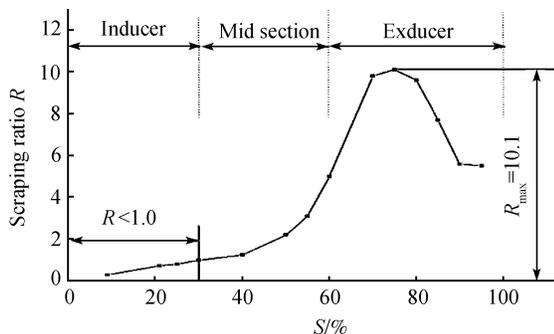


图 5 刮削率沿子午方向分布曲线^[6]

和 $S=88\%$ 范围内, 实验所用的热线风速仪已经测量不到间隙内部的刮削流, 因而认为导风轮区内的间隙泄漏流动是受压差驱动的。

针对本文所模拟的向心涡轮, 选择 3 个特征位置对 R 进行了估算, 得到如下结果: 叶轮进口处 $R=0.23$, $75\% S$ 处 $R=1.4$, 出口处 $R=1.2$, 且 R 的最大值也出现在 $S=75\%$ 附近。

与 Dambach 等人的实验结果相比, 本文叶轮的刮削率在整个弦长范围内都很低。其主要原因是本文模拟的向心涡轮叶轮叶顶线速度较他们实验用涡轮高很多, 轮盖的刮削作用也就增强很多。

虽然导风轮区间隙泄漏流动主要受压差驱动, 但不可避免地在近轮盖处也会有一小部分气流能够通过间隙到达压力面侧, 因此, 刮削作用增强意味着由压力面侧到吸力面侧的泄漏流总量减少, 且间隙对向心涡轮总体气动性能影响减弱。

为定量考察间隙处的泄漏质量流量和泄漏速度, 选取间隙内距叶片压力面和吸力面等距的中部截面作为特征截面, 按下式定义进行积分, 得到从叶轮进

口沿叶片长度方向(用 S 表示)到各位置处通过间隙的串流流量, 如图 6 所示。

$$\dot{m} = \int_S (\rho \cdot \vec{w} \cdot d\vec{S}).$$

工作轮区轮盖强烈的刮削作用阻碍了部分气流向吸力面侧的泄漏, 直接降低了叶顶泄漏总量: 邻近叶轮进口 $S < 20\%$ 范围内, 通过顶部间隙的平均质量流量趋于 0。而随后轮盖的刮削影响不断减弱, 更多的气流在压差驱动下由叶片压力面侧泄漏到吸力面侧, 平均泄漏量逐渐增大。在 $S > 50\%$ 区域内, 总泄漏量沿弦长方向呈线性增长, 且超过一半的泄漏量发生在 $70\% < S < 100\%$ 范围内, 间隙总泄漏量达到级质量流量的 6.35%。

图 7 示出了沿间隙高度方向各位置处中弧线法向上的相对泄漏速度大小以及泄漏流与叶片中弧线的夹角, 间隙内展向由叶顶端面指向轮盖, 速度和夹角为正值代表气流由压力面泄漏到吸力面侧。

沿间隙高度方向可将叶顶间隙泄漏流场分为 3 层来考虑: 回流层、射流层以及刮削层。其中回流层与泄漏射流层可用靠近叶顶端面速度为 0 的点的连线来划分, 刮削层和泄漏射流层则可用靠近端壁速度为 0 的点的连线来划分。分析结果表明, 刮削层的厚度沿叶片长度方向逐渐减小: 在叶轮进口处刮削层厚度达到最大值, 为间隙高度的 50% 左右, 在 $S=50\%$ 位置处下降到了 14%, 在 $S > 80\%$ 以后刮削层厚度基本保持不变, 在 6% 左右。

叶片顶部回流区的分离泡沿叶片弦长方向不断发展, 无论是在展向还是在周向其尺寸均不断增大: 在 $S=45\%$ 位置处其周向尺寸已达到叶顶宽度的一半,

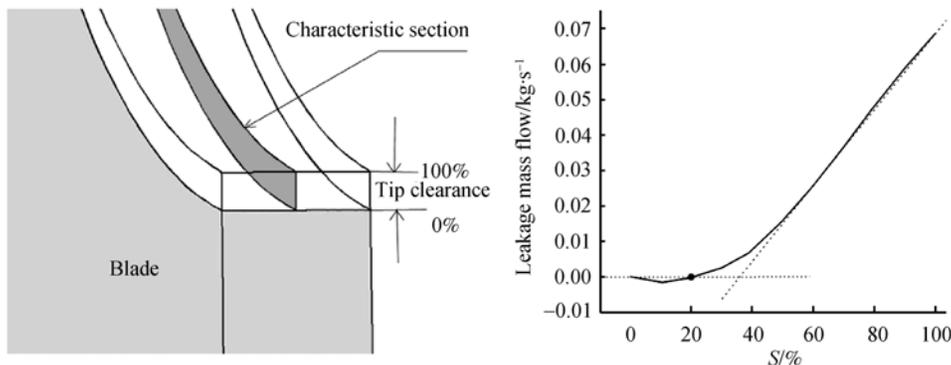


图 6 顶部间隙特征截面位置及串流流量沿叶片长度方向的变化规律

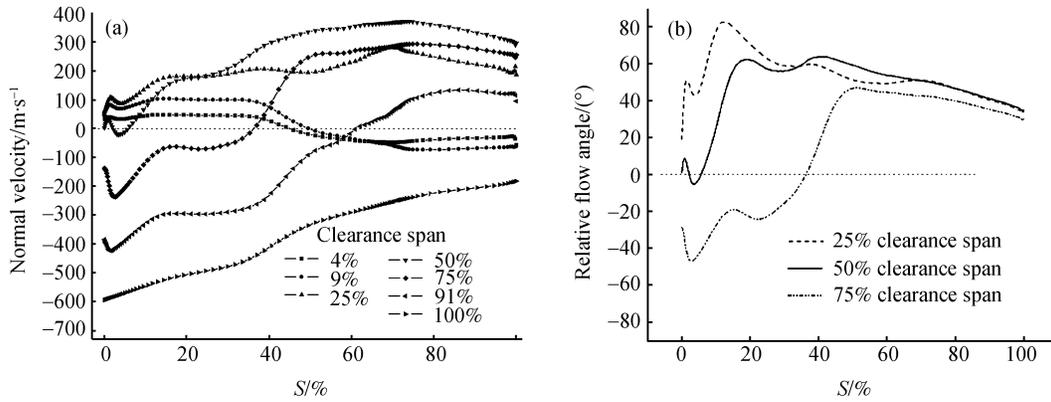


图7 间隙内特征截面上不同高度处的法向速度和泄漏角度分布曲线

邻近叶轮出口时其展向影响范围达到了间隙高度的15%。

叶轮中部区泄漏角度保持在 60°以上, 法向速度在 300 m/s 左右. 导风轮区泄漏射流相对速度与中部区相比有较大提高, 虽然泄漏角度有所减小, 仅为 40°左右, 但其法向速度在 $S = 70%$ 处达到了最大值 400 m/s, 而且该区域内间隙绝对高度逐渐增加, 最终导致泄漏量不断增大。

3 变工况间隙流动特性

变工况间隙流动特性是指叶轮转速变化和涡轮进口总压发生变化(负荷变化)时叶轮顶部间隙内的流动特性。

3.1 变转速间隙流动特性

在叶轮顶部间隙泄漏流场的 3 个区域中, 工作轮区受到轮盖刮削作用的影响最大, 而叶轮转速的高低直接影响着轮盖的刮削作用的大小. 因此转速变化对间隙内相对速度分布的影响应该主要表现在工

作轮区, 图 7 为变转速下时 $S=10%$ 截面中的相对速度矢量分布。

从图 8 中可看出, 随着转速的降低, 刮削层厚度大幅度减小, 108% 设计转速下 $S=10%$ 位置处间隙内邻近端盖 50% 间隙高度范围内充满了刮削流, 而 67% 设计转速条件下该数值降低到不足 5%。

图 9 显示为变转速下间隙内特征截面(位置如图 6 所示)中不同间隙高度位置上的法向泄漏速度分布. 图 9 中表明法向泄漏速度的不同主要表现在 $S < 60%$ 范围内: 高转速下该区域内泄漏射流速度沿叶片长度方向逐渐增大, 且在邻近叶轮进口时速度为负值, 即气流由吸力面侧进入间隙再由压力面侧流出, 属于刮削流; 转速降低后叶轮进口处的泄漏速度较大, 达到 400 m/s 左右, 随后不断降低, 直到 $S=60%$ 时接近 200 m/s. 因此, 当叶轮转速变化时, 在叶轮泄漏流场的 3 个区域中, 工作轮顶部区域的间隙泄漏速度变化最大。

在轮盖相对运动速度影响不敏感的中部区和导

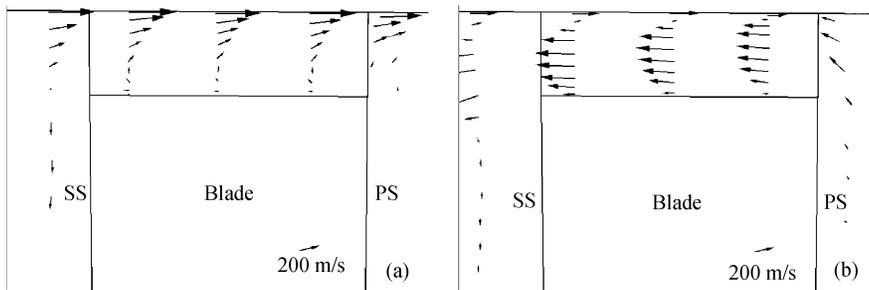


图8 变转速下 $S=10%$ 截面相对速度矢量分布

(a) 108% 设计转速; (b) 67% 设计转速

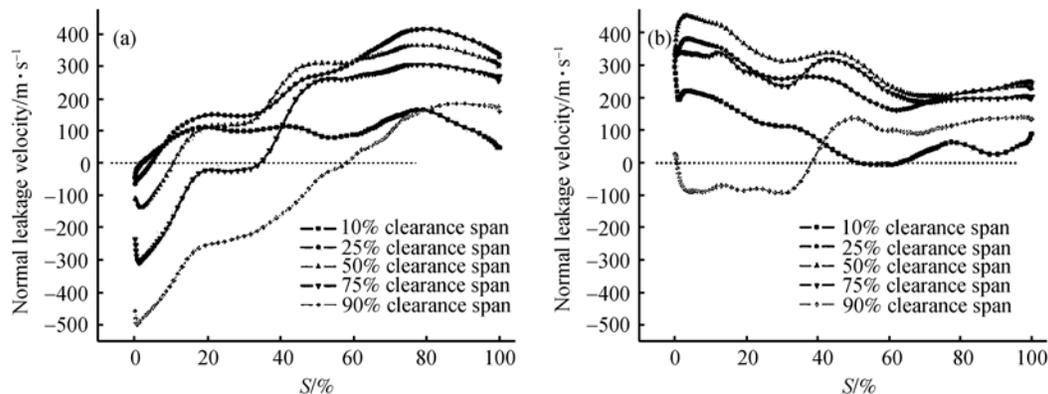


图 9 变转速下间隙内特征截面中不同间隙高度位置上的法向泄漏速度分布

(a) 108% 设计转速; (b) 67% 设计转速

风轮区, 虽然改变转速对间隙内部泄漏速度分布的影响不如工作轮区表现强烈. 但图 10 显示转速的不同给叶轮通道流场带来了很大变化. 转速较高情况下, 叶轮通道中形成顺时针旋转的通道涡和逆时针旋转的泄漏涡, 文献[10]中曾对这种流场分布有过相关说明, 且该范围内转速提高引起的较强刮削流将通道涡推向叶片吸力面, 更好地阻碍了泄漏涡的产生与发展; 而转速较低时, 没有使得泄漏流在吸力面出口处卷起形成泄漏涡, 而是在整个通道范围内形成了逆时针旋转的通道涡, 因此叶顶间隙泄漏对主流的影响范围在周向扩大到整个叶片通道, 且转速越小通道涡的涡核越接近压力面.

端壁刮削作用越弱, 泄漏涡的产生越难, 更多的泄漏流将直接冲击通道主流, 使得靠近轮盖的通道

流向压力面侧偏移, 相对气流角减小. 图 11 为间隙与通道中的三维流线图, 直观地显示了转速变化对叶轮通道流场产生的影响, 泄漏流对主流的影响范围随着转速的降低逐渐增大, 同时改变了叶顶两侧的静压分布, 如图 12 所示. 在 $S < 20\%$ 时, 随着叶轮转速的降低, 叶顶两侧静压均呈下降趋势, 尤其吸力面侧降低幅度较大, 使得压差不断增大, 67% 设计转速下叶轮进口处压差达到了 98 kPa; 在 $S > 20\%$ 时, 叶顶压差随转速的降低而减小, 主要由压力面侧静压降低引起, 在 $S = 80\%$ 处低转速下压差大小仅为高转速时压差的 1/3.

Dambach 等人^[6]在计算间隙泄漏引起的损失系数时假定垂直间隙的泄漏速度所输送的动能全部损失掉, 但是变转速情况下间隙泄漏对通道流的影响有很大不同, 有理由认为计算损失系数时只考虑通

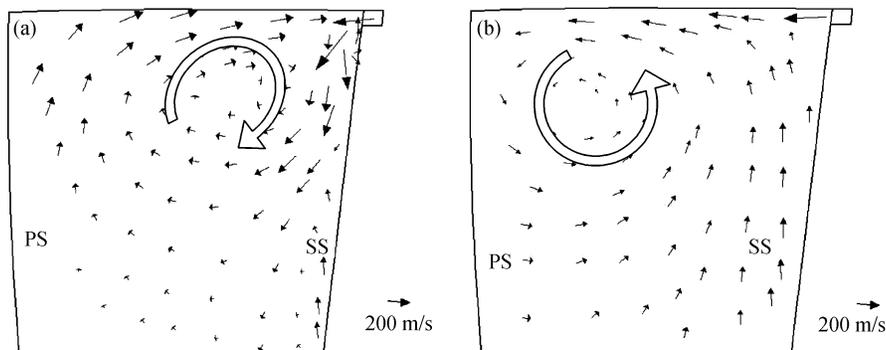


图 10 变转速下 $S=90\%$ 截面相对速度矢量分布

(a) 108% 设计转速; (f) 67% 设计转速

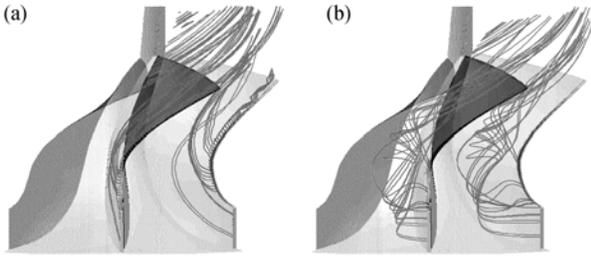


图 11 变转速下通道三维流线分布

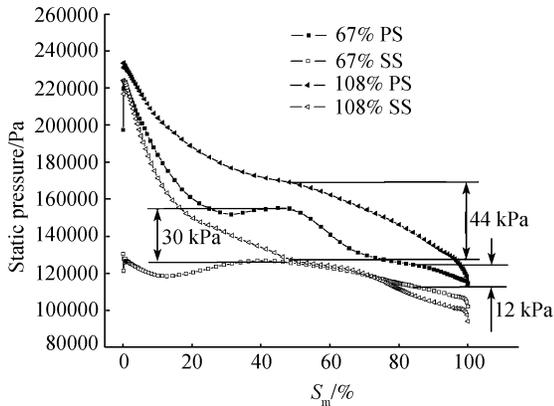


图 12 变转速下 90% 叶片展向静压分布

过间隙的动能损失欠合理, 在叶片吸力面侧是否产生泄漏涡也会对损失大小产生一定的影响, 因此需要一种更准确的方法来量化间隙泄漏带来的损失大小, 这有待于进一步深入研究。

3.2 变负荷间隙流动特性

进口总压变化一方面影响叶轮进口冲角, 另一方面影响叶轮叶片两侧压差. 总压的降低使得叶轮进口绝对速度减小, 叶轮进口相对速度将向吸力面方向偏移, 进口负冲角增大, 本文研究的向心涡轮在

70%进口总压时叶轮进口冲角降低至 -52° , 气流直接冲击叶片吸力面, 在压力面产生了严重脱流, 进口总压降低使得叶轮叶片负荷降低, 叶片两侧压差减小. 在这2种变化的共同作用下间隙吸力面侧的气流有相对大的一部分经过间隙流向到压力面侧, 图 13 给出了间隙内气流流动的变化趋势, 总压降低时, 泄漏射流速度减小, 刮削层厚度逐渐增大, 70%设计总压条件下几乎整个间隙高度范围内充满了刮削流, 有效降低了压力面侧到吸力面侧的总泄漏量。

根据 2% 叶轮顶部间隙在级环境下变工况的流动特性可知, 刮削和压差是影响间隙流动的 2 个主要因素, 两者是此消彼长的关系, 共同控制着间隙流场. 另外, 本文在以上工作的基础上, 还进行了 1% 和 3% 间隙下的变工况特性分析, 除了间隙越小刮削作用越强的结论外, 其余结论都是基本类似的, 限于篇幅不再在此赘述。

鉴于工作轮顶部间隙刮削流在一定程度上抑制了从压力面侧到吸力面侧的泄漏以及泄漏量主要发生在导风轮的顶部间隙中, 因此, 可在向心涡轮叶轮叶片顶部子午弦长的中后部, 即叶轮叶片中部区域的顶部和导风轮的顶部, 布置密封结构, 从而有效抑制间隙泄漏, 如图 14 所示。

图 14(a) 为在向心涡轮叶轮顶部实壁轮盖的内壁布置的周向密封槽示意图^[11], 该结构的数值模拟验证已经初步完成, 考察了周向槽宽, 槽高以及周向槽数对向心涡轮级总体性能的影响, 其中最好的结构参数可使级功率提高 1.54%, 总-总效率提高 0.26%, 目前正在进行结构参数的进一步优化。

向心涡轮叶轮顶部子午弦长中后部的间隙泄漏主要是由叶片压力面与吸力面的压差驱动的, 因此,

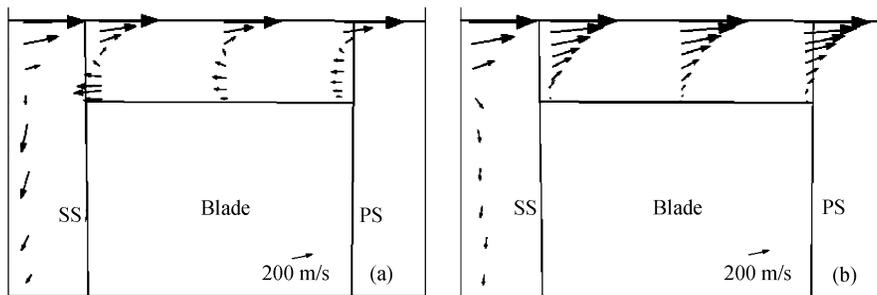


图 13 变负荷下的间隙流动特性比较
(a) 110% 设计进口总压; (b) 70% 设计进口总压

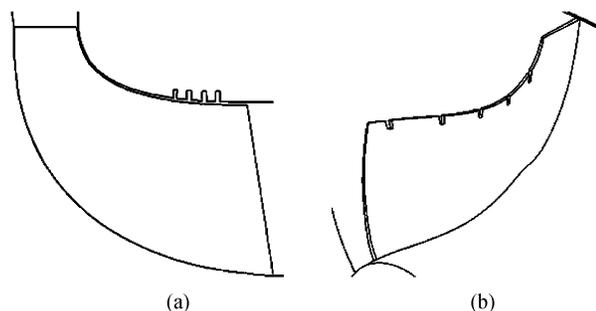


图 14 向心涡轮叶轮顶部区域的密封结构

(a) 实壁轮盖内壁; (b) 叶轮叶片顶部

通过降低叶片壁面两侧的压差可减小顶部间隙的泄漏量, 减小泄漏涡的尺寸, 增加向心涡轮做功能力和提高向心涡轮效率. 根据该思路, 利用流场自身作用力, 在叶轮叶片顶部布置凹缝^[12], 如图 14(b)所示, 使得工质穿过在叶片顶部区域局部位置布置的凹缝, 到达叶片的吸力面侧, 形成射流, 吹散泄漏涡或通道涡, 同时降低驱动泄漏的压差, 达到提高向心涡轮性能的目的. 该部分的数值模拟验证工作目前正在进行中, 随后将结合国家“十一五”863 计划“100 kW 微型燃气轮机设计研制”项目, 在自行建成的向心涡轮气动特性实验平台上进行验证.

4 结论

对微型燃气轮机向心涡轮叶轮顶部间隙泄漏流动, 在级环境下进行了全三维粘性数值模拟研究. 分

析了叶轮顶部间隙 3 个区域的泄漏流动特性、主要影响因素、以及间隙串流量沿叶轮顶部子午弦长方向的变化规律, 为抑制向心涡轮叶轮顶部间隙泄漏提出了几种有效的密封结构, 获得的主要结论如下.

(i) 向心涡轮叶顶间隙流动主要由两种因素决定, 一是叶轮顶部压力面和吸力面两侧的压差, 二是轮盖和叶轮相对运动引起的刮削流. 这两种机制的联合作用决定了叶顶间隙中的流动特性, 叶顶线速度越高, 刮削作用越强, 顶部间隙尺寸越小, 刮削作用也越强, 刮削主要影响的是工作轮顶部间隙区域.

(ii) 在轮盖相对运动速度影响较弱的叶轮中部区和导风轮区, 改变叶轮转速对间隙内部泄漏速度分布影响不大, 但是如果叶轮转速提高, 通道涡涡核将向叶片吸力面侧移动, 如叶轮转速降低, 通道涡涡核将远离吸力面.

(iii) 叶轮进口区轮盖的刮削作用有效地减小了间隙泄漏总量, 中部区泄漏流与叶片中弧线的夹角最大, 但间隙泄漏法向速度的最大值出现在导风轮区, 且该区域间隙的绝对高度较大, 因而间隙泄漏流量主要发生在导风轮区.

(iv) 轮盖刮削作用的存在使叶轮顶部间隙泄漏在一定程度上得到了抑制, 如在向心涡轮叶轮顶部区域布置密封结构, 叶轮顶部子午弦长的中后部将是最有效的.

参考文献

- 徐建中. 分布式供电与冷热电联产的前景. 节能与环保, 2002, (3): 10-14
- 丰镇平. 微型燃气轮机技术进展及应用前景. 燃气轮机发电技术, 2001, 3(1): 9-16
- Futral S M, Holeski D E. Experimental results of varying the blade-shroud clearance in a 6.02-inch radial inflow turbine. NASA Tech Note D-5513, 1970
- Ishimo M, Otuka M, Uchida H, et al. The effects of tip-clearance on small radial turbine performances. In: Proceedings of 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress and Exhibition. Tokyo: Gas Turbine Soc Jpn, 1991. 165-169
- 邓清华, 牛久芳, 丰镇平. 叶轮顶部间隙对向心涡轮总体性能影响的研究. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 408-410
- Dambach R, Hodson H P, Huntsman I. An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine. ASME J Turbomach, 1998, 121(4): 644-650
- 邓清华, 牛久芳, 丰镇平. 微型燃机向心涡轮叶轮顶部间隙流动的数值模拟. 西安交通大学学报, 2005, 39(7): 685-688
- Deng Q H, Niu J F, Feng Z P. Tip leakage flow in radial in flow rotor of a microturbine with varying blade-shroud clearance. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007. New York: Amer Soc Mech Eng GT2007-27722, 2007. 1081-1088
- Sjolander S A, Cao D. Measurements of the flow in an idealized turbine tip gap. ASME J Turbomach, 1995, 117(4): 578-584
- Rudiger M, Jorg K, Jurgen F M, et al. Computation of three-dimensional viscous transonic turbine stage flow including tip clearance effects. In: Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York: Amer Soc Mech Eng, 95-GT-76, 1995. 8
- 邓清华, 丰镇平, 李军. 向心涡轮叶轮顶部间隙泄漏抑制结构. 中国国家发明专利, 专利号: 200710018883.9, 2007
- 邓清华, 丰镇平. 一种向心涡轮的叶轮结构. 中国国家发明专利, 专利号: 200710019173.8, 2007