

DOI: 10.7652/xjtuxb201604003

蜂窝叶顶密封对透平级气动性能的影响研究

陈秀秀, 晏鑫, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用数值计算方法研究了蜂窝叶顶密封的几何尺寸对汽轮机高压缸两级内气动性能的影响,分析了蜂窝密封的几何参数,包括密封间隙、蜂窝孔深、蜂窝孔径对透平级气动性能的影响规律。研究表明:随着蜂窝密封间隙的增大,动叶下游静叶内二次流损失增加,透平级内总总等熵效率下降,密封内泄漏量近似线性增加;随着蜂窝孔深的增大,总总等熵效率先增大后基本趋于定值,泄漏量则随孔深的增大先减小然后趋于定值;蜂窝孔径对透平级气动性能的影响主要取决于孔内和密封出口的泄漏流场结构,随着蜂窝孔径的增大,总总等熵效率逐渐增大,泄漏量逐渐减小;蜂窝密封间隙的变化对主流流场的影响显著,蜂窝孔径的变化对主流流场的影响次之,而蜂窝孔深对主流流场的影响较弱。

关键词: 蜂窝密封;透平级;气动性能;数值模拟

中图分类号: TK263.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)04-0014-07

Effect of Honeycomb Shroud Seals on Aerodynamic Performance of Turbine Stages

CHEN Xiuxiu, YAN Xin, LI Jun

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Effects of honeycomb shroud seal dimensions on the aerodynamic performance of the steam turbine stages in the high-pressure cylinder are investigated by using a computational fluid dynamics method. Critical geometrical parameters, including the sealing clearance, hole-depth and hole-diameter, of the honeycomb seal are selected as research objectives to compute the performance of two turbine stages in a range of geometrical dimensions. Numerical results show that as the sealing clearance increases, the secondary loss downstream the rotor blade increases, the total-total isentropic efficiency of turbine stages decreases and the leakage increases at an approximately linear rate. When the hole-depth increases, the total-total isentropic efficiency increases at first and then keeps constant, while the leakage rate in the honeycomb seals decreases at first and then keeps constant. The effects of the honeycomb diameter on the leakage rate and stage efficiency are mainly determined by the flow field structure in the honeycomb cells and seal outlet region. As the hole-diameter increases, the total-total isentropic efficiency increases while the leakage rate decreases. The variation of sealing clearance has a pronounced influence on the main flow field structure, while the change of hole-depth has less effect on the aerodynamic performance of turbine stages than that of sealing clearance. Among the three geometrical

收稿日期: 2015-08-28。 作者简介: 陈秀秀(1990—),女,硕士生;晏鑫(通信作者),男,副教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106122,51576151)。

网络出版时间: 2016-01-29

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160129.1205.004.html>

parameters, i. e. the sealing clearance, the hole-depth and the hole-diameter, the variation of hole-depth has weakest influence on the main flow field structures in the turbine stages.

Keywords: honeycomb seal; turbine stage; aerodynamic performance; numerical simulation

相比于常规的迷宫密封,蜂窝密封具有优良的泄漏控制能力和转子动力学特性,因此广泛应用在燃气轮机、航空发动机、蒸汽轮机、压气机和泵等重要的透平机械装置中^[1]。汽轮机中使用蜂窝密封代替迷宫密封可使冲动级的效率提高约 1.2%,反动级效率提高 1.8%,轴端漏汽量下降 50%^[1]。通过将燃气轮机叶顶迷宫密封更换为蜂窝密封,会使机组的出力增大 0.6%、热耗下降 0.6%^[2]。在压气机中,通过将迷宫密封更换为蜂窝密封,可使热耗下降 0.2%~0.6%,出力增大 0.3%~1.0%^[3]。此外,由于蜂窝密封的可磨耗性和阻尼特性,其运行的安全性和稳定性相对于传统迷宫密封都有十分显著的优点^[4]。

国内外学者针对蜂窝密封开展了大量的研究工作。Willenborg 等对静止状态条件下的光滑面迷宫密封和蜂窝密封内的泄漏流动和传热特性进行了数值研究和实验测量,蜂窝密封的间隙尺寸对泄漏量和转、静子面 Nu 分布有重要影响,静子面的结构型式对密封腔室内的流场结构影响显著^[5];Paolillo 等利用实验和数值研究相结合的方法,对高温、高转速条件下的阶状直齿和斜齿蜂窝密封内的泄漏特性进行了研究,当转速与轴向流速之比大于 5 时,泄漏量下降 20%以上^[6]。晏鑫等采用数值方法研究了燃气轮机阶状蜂窝密封内的泄漏流动和总温升特性,蜂窝静子面对密封内的流场结构和密封出口平均温度有显著影响^[7]。Yang 等则研究了迷宫密封、刷式密封和蜂窝密封对透平单级效率的影响,用刷式密封和蜂窝密封替换传统迷宫密封,泄漏量可降低 30%、级效率提高 0.6%^[8]。Gao 等针对一个透平级内动叶顶部蜂窝密封的泄漏特性进行了研究,与迷宫密封相比,蜂窝密封影响了叶顶泄漏流动,减少了泄漏流与主流的掺混损失^[9]。

上述研究大多集中于单纯的轴端蜂窝密封内的泄漏流动特性,而关于蜂窝密封对汽轮机整级和多级气动性能的影响研究相对较少,针对蜂窝密封几何结构的改变对透平级气动性能影响的研究十分匮乏。因此,本文以典型汽轮机高压缸两级透平级内带动叶顶部蜂窝密封结构为研究对象,采用数值方法研究蜂窝密封的间隙、孔深和孔径尺寸对透平级气动性能的影响规律,分析泄漏流对主流流场的影响机制,为透平级气动性能优化和蜂窝密封结构的

设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

图 1 给出了计算模型图,研究对象为大功率汽轮机高压缸的第 11、12 级,动叶顶为蜂窝密封结构,静叶叶根为迷宫密封结构,S11、R11、S12 和 R12 分别为第 11 级静叶、第 11 级动叶、第 12 级静叶和第 12 级动叶。第 11 级动叶和 12 级动叶的叶顶密封设计间隙分别为 0.8、0.9 mm,叶片几何尺寸见表 1。

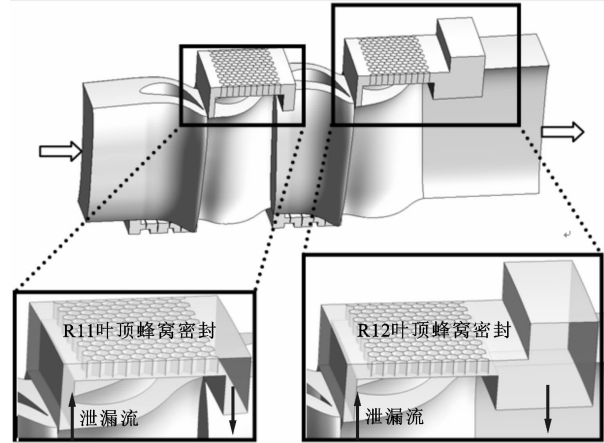


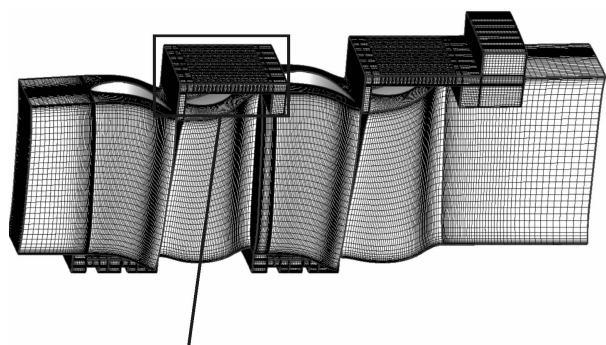
图 1 带动叶叶顶蜂窝密封两级透平级几何模型

表 1 叶片的几何尺寸

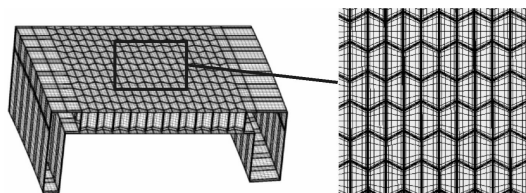
名称	叶片数	叶高/mm	轴向弦长/mm
S11	80	106.47	38
R11	64	110.52	50
S12	80	114.62	42
R12	64	118.28	59

利用商用 CFD 软件 AutoGrid5 生成叶栅通道内的多块结构化网格,采用商用 CFD 软件 ANSYS ICEM11.0 生成动叶顶蜂窝密封和叶根迷宫密封的结构化网格。图 2 给出了透平级计算网格示意图,图 3 给出了叶栅通道内的网格示意图。

采用商用 CFD 软件 ANSYS CFX11.0 求解全三维定常 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes)方程。透平级进口边界给定总压为 9.834 MPa,总温为 708.05 K,湍流度为 5%;出口给定平均静压为 7.76 MPa,动叶转速为 3 000 r/min;所有壁面均为绝热无滑移边界。动静叶间的交界面采用混合平面法处理上下游界面间数据的传递,泄漏流通道和主



(a) 计算网格示意图



(b) 动叶 R11 叶顶蜂窝密封计算网格

图2 带动叶叶顶蜂窝密封的透平级计算网格

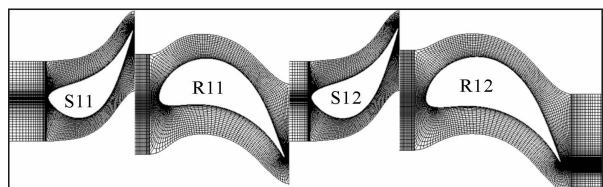


图3 叶栅通道 B2B 网格示意图

流通道间采用插值的方法处理界面上数据的传递。

计算中,工质模型为实际水蒸气(IAPWS IF97),湍流模型为 SST $k\omega$,对流项离散采用高精度格式,利用时间推进方法进行数值求解。当连续方程、动量方程、能量方程和湍流方程的均方根残差小于 5×10^{-5} 时,认为计算达到收敛。

计算前分别对纯通流和带密封结构的两级透平级进行网格无关性考核。图4给出了纯通流(仅叶栅通道)透平级总总等熵效率随近壁面平均 y^+ 和网格数的变化曲线,图5给出了带蜂窝叶顶密封(如图2所示的结构)的透平级总总等熵效率随蜂窝叶顶密封近壁面平均 y^+ 和网格数的变化曲线。从图4、

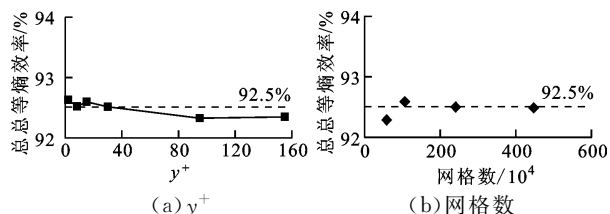


图4 纯通流网格无关性验证

5 中最终确定,当叶栅通道的近壁面平均 y^+ 为 8、叶栅网格总数为 240 万时,单个蜂窝叶顶密封的近壁面平均 y^+ 为 27、单个蜂窝密封网格数为 235 万时,基本可以获得网格无关解。本文中带蜂窝叶顶密封的两级结构总的计算网格为 850 万。

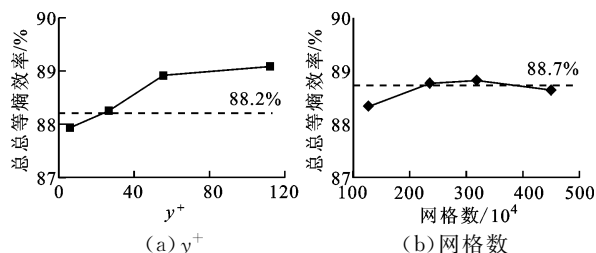


图5 带蜂窝密封透平级网格无关性验证

2 结果分析

2.1 蜂窝密封间隙对透平级气动性能的影响

文献[5]指出,蜂窝密封的泄漏量近似与密封间隙成正比,对泄漏流动结构产生显著影响,因此本文选取 5 种密封间隙,研究蜂窝密封间隙的改变对透平级气动性能的影响规律。5 种密封间隙分别为: C_1 为 0.2、0.225 mm (C_1 为 0.2 mm 指 R11 的蜂窝密封间隙, C_1 为 0.225 mm 指 R12 的蜂窝密封间隙,其他情况类似), C_2 为 0.4、0.45 mm, C_3 为 0.8、0.9 mm (设计间隙), C_4 为 1.6、1.8 mm, C_5 为 3.2、3.6 mm。5 种间隙条件下,蜂窝孔深固定为 6 mm,孔径固定为 5.5 mm。

本文总总等熵效率定义为

$$\eta_{ts} = (h_0^* - h_2^*) / (h_0^* - h_{2s}) \quad (1)$$

式中: h_0^* 、 h_2^* 和 h_{2s} 分别为进口总焓、出口总焓和出口等熵焓。

图6给出了透平级总总等熵效率 η_{ts} 随蜂窝密封间隙的变化规律。从图中可以看出,总总等熵效率随密封间隙的增大逐渐减小,但减小的幅度逐渐下降。图7给出了动叶 R11 和动叶 R12 叶顶蜂窝密封内泄漏量(动叶顶实际泄漏量与主流流量之比)随密封间隙的变化规律。从图中可以看出,当蜂窝孔尺寸一定时,随着密封间隙的增加,泄漏量成线性增长,这与文献[5]的研究结果是一致的。此外,由于动叶 R12 的叶顶间隙大于动叶 R11 的叶顶间隙,导致动叶 R12 的叶顶泄漏量大于 R11,并且在大间隙条件下, R12 叶顶泄漏量增长率明显高于 R11。结合图6和图7可知,随着蜂窝密封间隙的增大,动叶叶顶泄漏量增大,不仅导致做功工质的减少,而且泄漏流与主流的掺混作用加剧,透平级效率下降。

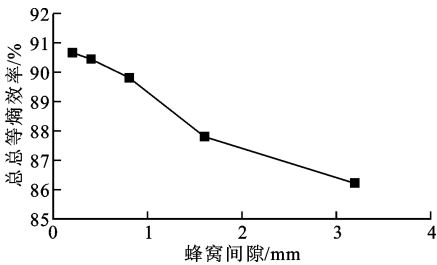


图 6 总总等熵效率随蜂窝间隙的变化

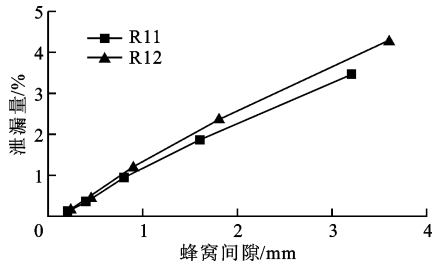


图 7 叶顶泄漏量随蜂窝间隙的变化

图 8 和图 9 分别给出动叶 R11 和静叶 S12 的出口气流角随动叶叶顶蜂窝密封间隙的变化规律。从图 8、9 中可以看出,在小间隙时(C_1 、 C_2),泄漏流影响的范围很小,泄漏流对主流的影响主要集中在 90°叶高以上的区域。随着叶顶间隙增大到 C_4 、 C_5 时,蜂窝密封间隙泄漏流对主流流场的影响区域扩大到 20%叶高以上的区域。叶顶间隙越大,间隙对气流角的影响越明显,R11 的出口气流将以更大的负攻角进入下游静叶 S12,产生较大的攻角损失和叶型损失。由此可见,蜂窝密封不适合在较大间隙的条件下运行,小间隙条件下运行的蜂窝密封不仅可以更好地发挥其可磨耗性,还可以减小泄漏流对主流流场的扰动,提高透平级的气动性能。

对于下游静叶 S12,从图 9 可以看出,随着蜂窝间隙的增大,顶部气流角的峰值逐渐向中叶展处移动。这主要是由于间隙增大导致动叶 R11 叶顶泄漏量加大,使得泄漏流进入主流的动能加强,与主流的掺混作用增强,因此泄漏流的进入使下游静叶 S12 叶顶处的通道涡损失大幅增加。

为了深入研究泄漏流对主流流场的影响机理,图 10 给出沿 S12 叶栅通道轴向的 5 个特征截面处的二次流分布。二次流定义为截面上的当地流场与平均流场差值,详细定义参见文献[10]。图 11 给出 5 种间隙条件下 5 个轴向位置上的二次流分布,图中流线上方为叶顶,右侧为 S12 吸力面。从图中可以看出,小间隙条件下,S12 静叶进口的二次流涡系尺寸较小,泄漏流量对主流的掺混作用并不明显。随着间隙增大,静叶 S12 进口的旋涡尺寸逐渐增大,

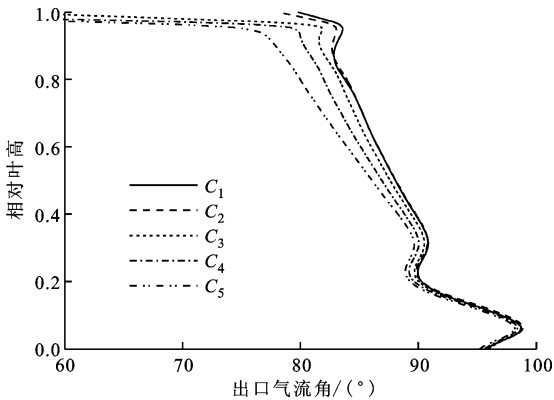


图 8 5 种蜂窝密封间隙时动叶 R11 出口气流角沿叶高的分布

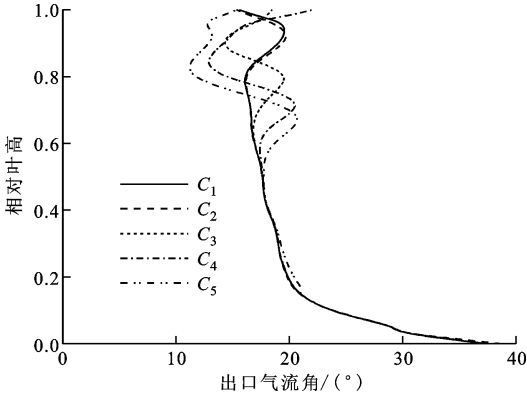


图 9 5 种蜂窝密封间隙时静叶 S12 出口气流角沿叶高的分布

泄漏流对叶栅通道主流的影响程度逐渐增强。随着轴向位置向下游推移,5 种间隙条件下的 S12 叶栅通道轴向二次流不断发展、尺寸增大,端壁低能流体向中叶展扩展,对下游静叶的二次流损失产生显著影响,使得透平级效率下降。

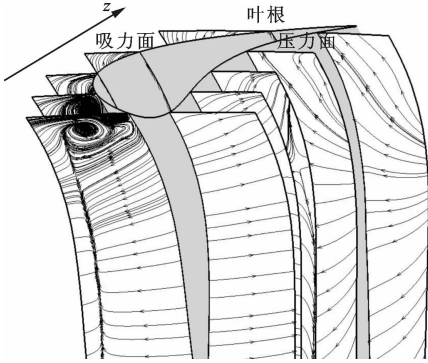


图 10 静叶 S12 轴向截面二次流分布

2.2 蜂窝孔深对透平级气动性能的影响

蜂窝孔深是蜂窝密封设计的重要尺寸参数,蜂窝孔深的选择不仅影响透平级的气动效率,还影响着蜂窝密封的加工成本。蜂窝孔深越大,消耗材料越多,成本越高^[1]。因此,本文选取 5 种蜂窝孔深,

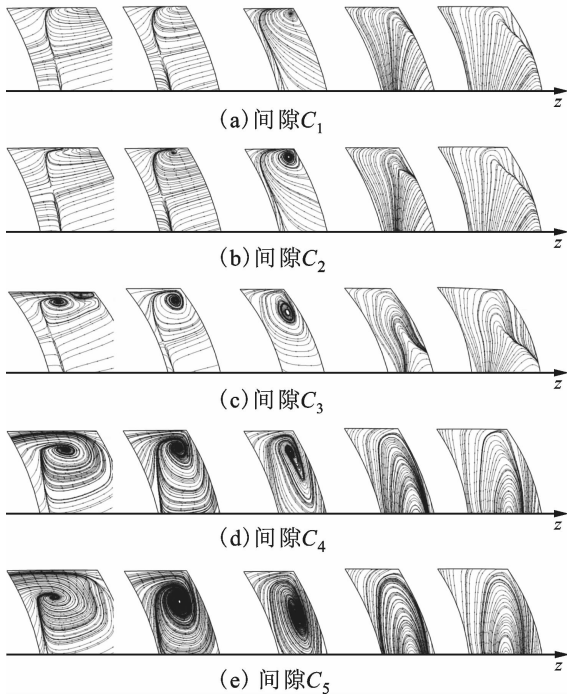


图 11 静叶 S12 轴向截面上的二次流分布展开图

研究不同蜂窝孔深对透平级气动性能的影响规律。5 组孔深分别为 $H_1 = 0\text{ mm}$ 、 $H_2 = 4\text{ mm}$ 、 $H_3 = 6\text{ mm}$ 、 $H_4 = 8.7\text{ mm}$ 和 $H_5 = 12\text{ mm}$ 。图 12 给出了动叶 R12 叶顶蜂窝密封变孔深示意图,动叶 R11 的叶顶蜂窝密封以同样的方式改变孔深。孔深 $H_1 = 0$ 时,相当于光滑静子面。在变孔深计算中,蜂窝密封的间隙 C_3 为 0.8、0.9 mm,孔径 $D_3 = 5.5\text{ mm}$ 。

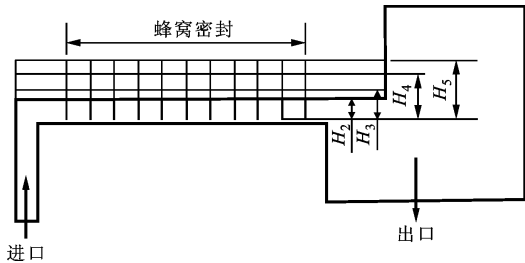


图 12 动叶 R12 叶顶蜂窝密封孔深变化示意图

图 13 和图 14 给出了透平级总总等熵效率和泄漏量随动叶 R11 和 R12 叶顶蜂窝密封孔深的变化规律。从图 13、14 中可以看出:当孔深从 0 增大到 12 mm 时,总总等熵效率随孔深的增大先增大然后基本保持不变;泄漏量随孔深的增大先减小然后基本保持不变。孔深从 0 增大到 4 mm 时,总总等熵效率和泄漏量的变化幅度最大,密封间隙内的泄漏量得到有效降低,效率显著提高。由此可见,相对于光滑静子面,蜂窝孔深只要达到一定值,就能显著控制泄漏量。继续增大孔深,叶顶泄漏量变化不大,透

平级的气动性能也不会明显改善,反而会造成蜂窝材料的浪费。对于本文所计算的模型,当蜂窝孔深达到 4 mm 时,就可以满足气动性能方面的要求。

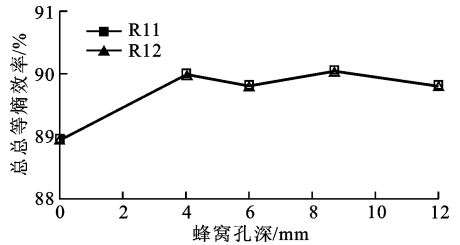


图 13 总总等熵效率随蜂窝孔深的变化

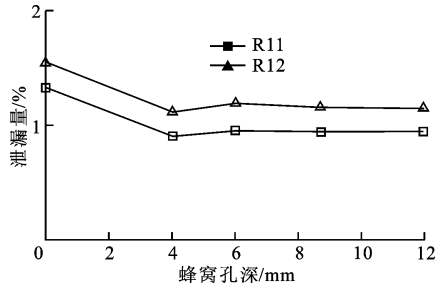


图 14 叶顶泄漏量随蜂窝孔深的变化

图 15 给出了 5 种孔深条件下静叶 S12 出口气流角沿叶高的分布。当孔深从 $H_1 = 0$ 增大到 $H_2 = 4\text{ mm}$ 时,泄漏流对 S12 出口气流角的影响程度最大。随着孔深的进一步增大,气流角改变十分微弱,这说明孔深对主流影响较小。

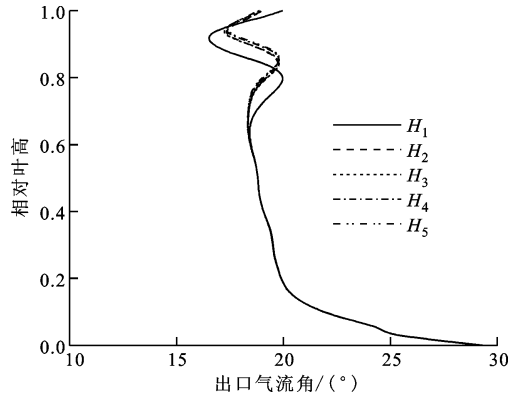


图 15 5 种孔深下静叶 S12 出口气流角沿叶高的分布

2.3 蜂窝孔径对透平级气动性能的影响

蜂窝孔径同样是蜂窝密封重要的几何尺寸,文献[5]表明,蜂窝孔径的变化会影响密封有效间隙的大小,导致泄漏量显著变化。因此,本文选取 5 种蜂窝孔径,通过计算分析孔径的变化对透平级效率的影响规律。5 种孔径尺寸分别为 $D_1 = 0\text{ mm}$ 、 $D_2 = 2.5\text{ mm}$ 、 $D_3 = 5.5\text{ mm}$ 、 $D_4 = 9.5\text{ mm}$ 、 $D_5 = 18.5\text{ mm}$,保持蜂窝密封的间隙 C_3 为 0.8、0.9 mm,蜂窝孔深 $H_3 = 6\text{ mm}$ 。

图 16 和图 17 给出总总等熵效率和泄漏量随蜂窝孔径的变化规律。从图 16、17 中可以看出,随孔径增大,总总等熵效率逐渐增大,泄漏量逐渐减小。当孔径从 0 增大到 2.5 mm 时,总总等熵效率和泄漏量的变化幅度最大,泄漏量可以得到有效降低。这说明相对于光滑静子面,蜂窝静子面能显著地控制泄漏量,达到良好的密封效果。当蜂窝孔径从 2.5 mm 增大到 9.5 mm 时,效率提高的幅度不大,泄漏量减小的幅度不明显;当蜂窝孔径从 9.5 mm 增大到 18.5 mm 时,效率的提高幅度较大,这主要是由于孔径从 9.5 mm 增大到 18.5 mm 时,R12 泄漏量大幅减小。

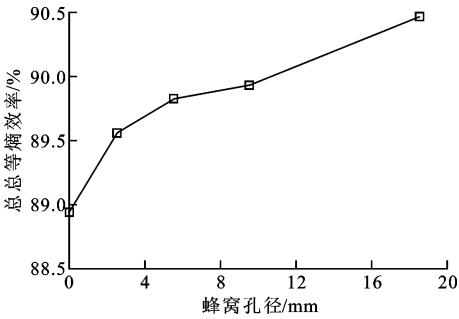


图 16 总总等熵效率随蜂窝孔径的变化

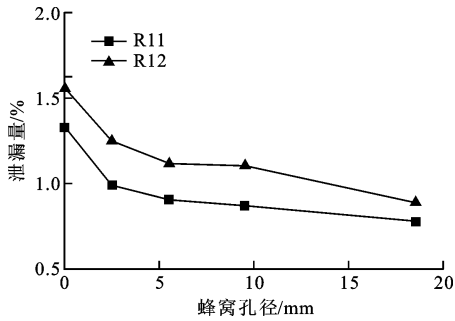


图 17 叶顶泄漏量随蜂窝孔径的变化

为了分析不同孔径条件下蜂窝密封内的流场结构对透平级效率和泄漏量的影响,图 18 和图 19 分别给出 4 种孔径条件下 R11 叶顶蜂窝密封内的流线和速度云图。从图 18、19 中可以看出:当孔径较小($D_2=2.5\text{ mm}$)时,每个蜂窝孔内出现上下两对旋向相反的小旋涡,气流在蜂窝孔内的速度较低,蜂窝孔对气流的耗散作用不显著。随着孔径增加,每个蜂窝孔内旋涡发展为一个尺度较大的旋涡,气流在蜂窝孔区域的速度增大,蜂窝孔对气流的耗散作用增强。同时,最后一个蜂窝孔出口间隙射流强度减弱,且影响区域减小,蜂窝密封出口(图 19 中 A 处)气流速度逐渐减小,使得叶顶泄漏量减小,密封泄漏流对叶栅主流的扰动减小,透平级的总总等熵

效率提高。

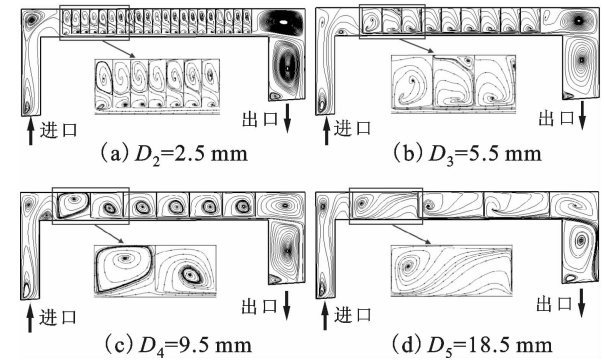


图 18 4 种孔径下 R11 叶顶蜂窝密封内的流线图

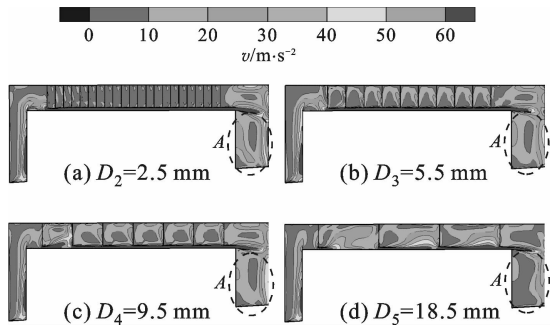


图 19 4 种孔径下 R11 叶顶蜂窝密封内的速度云图

图 20 和图 21 分别给出 4 种孔径下 R12 叶顶蜂窝密封子午面上的流线和速度云图。R12 叶顶蜂窝密封内的流场结构与 R11 类似,随着孔径增大,同样使得气流在蜂窝孔内的耗散作用增强,蜂窝密封出口速度减小(图 21 中 B 处),有效地减小了动叶顶蜂窝密封的泄漏量,导致密封泄漏流对叶栅主流的扰动减小,使得透平级的总总等熵效率提高。由此可见,对于透平级内蜂窝叶顶密封,蜂窝孔内的耗散作用、出口流场结构和速度是影响泄漏量、透平级效率的主要因素。

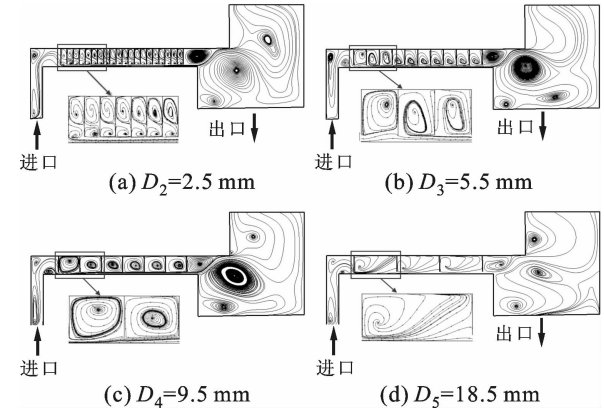


图 20 4 种孔径下 R12 叶顶蜂窝密封内的流线图

图 22 给出了 5 种孔径条件下动叶 R11 出口气

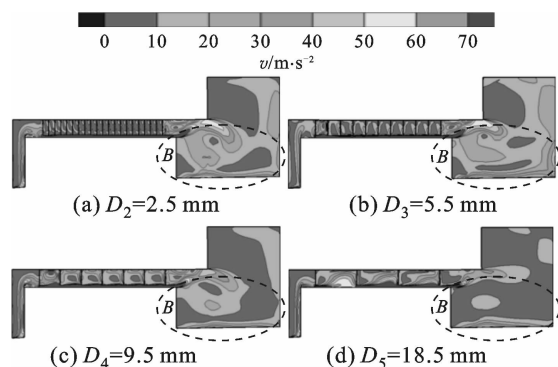


图 21 4 种孔径下 R12 叶顶蜂窝密封内的速度云图

流角沿叶高的分布。当孔径从 $D_1=0$ 增大到 $D_2=2.5$ mm 时,泄漏流对 R11 出口气流角的影响程度最大;当孔径继续增大时,孔径对 R11 出口气流角的影响较弱。

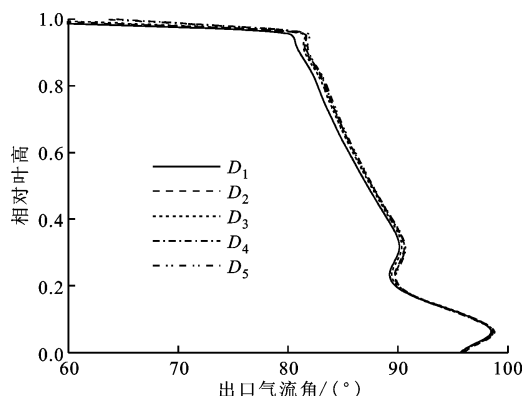


图 22 5 种孔径下动叶 R11 出口气流角沿叶高的分布

3 结 论

本文采用数值方法研究了 5 种间隙、5 种孔深和 5 种孔径条件下蜂窝密封的几何尺寸参数对透平级气动性能的影响,得到以下结论。

(1)对于本文所研究的蜂窝叶顶密封结构,随着蜂窝密封间隙的增大,叶顶蜂窝密封内的泄漏量近似线性增长,透平级总总等熵效率下降,蜂窝密封间隙的改变对主流流场的影响显著。

(2)对于本文所研究的蜂窝叶顶密封结构,随着蜂窝密封孔深的增大,总总等熵效率先增大然后趋于定值,泄漏量则随孔深的增大先减小然后趋于定值。对于本文研究的计算模型,当蜂窝孔深大于 4 mm 时,继续增大孔深对透平级气动性能影响十分微弱。

(3)对于本文所研究的蜂窝叶顶密封结构,随着蜂窝密封孔径的增大,气流在蜂窝孔内的耗散作用减弱,密封出口速度减小,导致叶顶泄漏量逐渐减

小,总总等熵效率逐渐增大。蜂窝孔径对透平级气动性能的影响程度主要取决于蜂窝密封的耗散作用、出口流场的结构和速度。

参考文献:

- [1] 张延峰,王绍民. 蜂窝式密封及汽轮机相关节能技术的研究与应用 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2007: 13-14.
- [2] JOHNSTON J P. Performance and reliability improvements for heavy-duty gas turbines [C] // Proceedings of the 32 International Gas Turbine Conference and Exhibition. New York, USA: ASME, 1987: V005 T15A001.
- [3] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [4] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery vibration and rotordynamics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2010: 285-287.
- [5] WILLENBORG K, SCHRAMM V, KIM S. Influence of a honeycomb facing on the heat transfer in a stepped labyrinth seal [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 133-139.
- [6] PAMLILLO R, VASHIS T K, CLOUD D, et al. Rotating seal rig experiments: test results and analysis modeling [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006. New York, USA: ASME, 2006: 1551-1559.
- [7] 晏鑫,李军,宋立明,等. 蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 823-827.
- [8] YAN Xin, LI Jun, SONG Li Ming, et al. Study on flow and total temperature increase of honeycomb labyrinth seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 823-827.
- [9] YANG R, YANG J D, QI M X, et al. Numerical investigation of leakage and power loss for different seal types in turbine stage environment [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. New York, USA: ASME, 2010: 1081-1090.
- [10] GAO Jie, ZHENG Qun, WANG Zheng. Effect of honeycomb seals on loss characteristics in shroud cavities of an axial turbine [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(1): 69-77.
- [11] MOORE J, RANSMAYR A. Flow in a turbine cascade: part I-losses and leading-edge effects [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 400-407.

(编辑 武红江 苗凌)