

波浪形非均匀间隙封严结构影响涡轮性能的数值模拟

张晶辉, 马宏伟

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 利用数值模拟的方法研究了波浪形非均匀间隙封严结构和均匀轴向间隙封严结构下轮缘封严气流对涡轮性能的影响。研究表明:燃气入侵与出流结构受到静盘、动盘及主流切向速度的影响,以低于动盘转速同向旋转,并改变了转子的进气条件,增强了压力面马蹄涡强度,因此对转子出口流场造成很大影响。封严气流与上游导叶尾迹的相互作用引起转子通道内熵增,造成涡轮效率的下降。与均匀轴向间隙封严结构相比,波浪形非均匀间隙封严结构使大的入侵与出流结构破碎为小的结构,对涡轮性能的负面影响减小,涡轮效率提高了 0.9%。结果证明了波浪形非均匀间隙封严结构在具有较好的封严效果的同时提高了涡轮性能。

关 键 词: 封严气流; 主流; 非定常; 涡轮; 轮缘

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical simulation of effects of contoured slot seal configuration on turbine performance

ZHANG Jing-hui, MA Hong-wei

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Effects of rim seal flow through uniform slot seal and contoured slot seal configurations on the turbine performance were investigated numerically. The results show that the gas ingress and egress structures are affected by stator disc, rotor disc and the tangential velocity in mainstream, and the rotating speed is less than that of rotor disc with the same direction. As a result, the flow patterns of rotor are changed, which strengthened the pressure side horseshoe vortex, thereby resulting in large changes of flow field of rotor exit. The interaction of seal flow and upstream vane weak induces the entropy rise in the rotor passages, leading to decrease of the turbine efficiency. Compared with uniform slot seal configuration, the contoured slot seal configuration collapses the big ingress and egress structures into smaller ones, and then has less negative effects on the turbine performance. The turbine efficiency is improved by 0.9%. The results prove that the contoured slot seal configuration has better turbine performance as well as better seal effectiveness.

Key words: seal flow; mainstream flow; unsteady; turbine; rim

收稿日期: 2013-11-11

基金项目: 国家自然科学基金(51161130525); 北京航空航天大学基本科研业务费-博士研究生创新基金(YWF-13-A01-17)

作者简介: 张晶辉(1986—),男,河南洛阳人,博士生,主要从事叶轮机械内复杂流动研究。

主流高温燃气会通过涡轮转静部件之间的间隙入侵到涡轮盘腔内,进而严重威胁到涡轮盘的安全工作.一般通过在涡轮盘腔中通入压气机出口的冷气来对涡轮盘进行热保护和冷却,阻止主流高温燃气的入侵,同时对涡轮叶片进行冷却.大的封严气流流量具有较好的封严效果,但同时也会对涡轮气动性能的负面影响也较大^[1].

McLean 等人^[2-3]发现封严气流不同出流方式对转子通道端壁边界层发展的影响不同,因而改变了二次流结构,降低涡轮级性能. Hunter 等人^[4]研究了没有冷气时级间封严结构对转子通道内流动结构的影响. Ong 等人^[5]发现增大径向封严结构,径向间隙大小会增大对主流流动的影响,同时发现大部分封严气流被卷吸进下游转子通道端壁的二次流内. Erickson 等人^[6]比较了动盘轮缘两种唇形封严结构的封严气流对主流温度场的影响. Schuler 等人^[7-8]在低压涡轮叶栅试验中发现封严结构的几何形式及封严气流流量的大小对二次流的强度及损失有很大影响. Jenny 等人^[9]研究了封严气流对转子通道涡的非定常影响,发现封严气流与主流的速度差异增强了转子通道内的黏性耗散损失,同时转子通过增大封严气流的周向速度而对封严气流做功,并在随后的端壁损失区域中耗散掉. Popović 等人^[10-11]在涡轮叶栅试验中发现搭接型封严结构较大的搭接宽度可以提高涡轮效率,而几乎不对主流损失产生负面影响. Knost 等人^[12]和 Michael 等人^[13]研究了波浪形非均匀间隙封严结构下封严气流对涡轮叶片及端壁的冷却效果,但没有研究封严气流对主流流动的影响. 国内周杨等人^[14]研究了轮毂封严气流对高压涡轮二次流的影响.

通过综合考虑封严气流的封严效果及对主流的负面影响,设计了波浪形非均匀间隙封严结构:在燃气入侵较为严重的导叶尾缘区域封严间隙小以提高封严效果,在转子通道中间封严气流出流区域的封严间隙较大以减小封严气流对主流的负面影响.波浪形非均匀间隙封严结构与均匀轴向间隙封严结构相比具有较高的涡轮效率^[15]. 本文研究这两种封严结构下封严气流对主流的影响.

1 计算方法

1.1 研究对象

本文研究对象为 Aachen 大学蒸汽燃气涡轮研究所 1.5 级涡轮盘腔试验台^[16](图 1). 两排静

子各有 16 个叶片,转子有 32 个叶片. 两种封严结构如图 2 所示(图中 φ 为周向角度, t 为两叶片之间的夹角),两种封严结构下盘腔间距比($G = s/R$)都为 0.0926,动盘轮缘的封严唇长度一样,差异主要在静盘轮缘的封严唇,均匀轴向间隙封严结构(USS)的封严间隙比($G_c = s_c/R$)为 0.0296,波浪形非均匀间隙封严结构(CSS)的最大封严间隙比为 0.0481,最小封严间隙比为 0.0074.

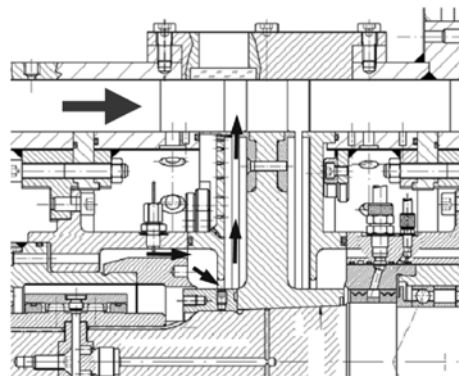
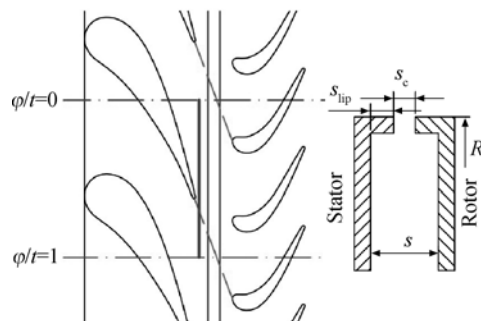
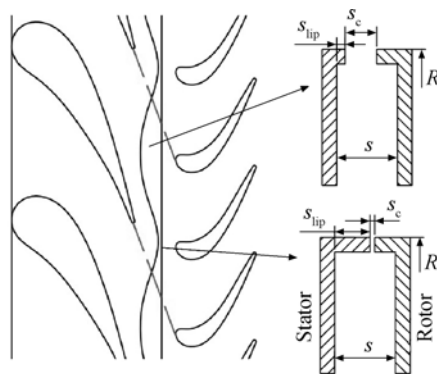


图 1 涡轮盘腔试验台截面^[16]

Fig. 1 Cross section of test rig of turbine cavity^[16]



(a) 均匀轴向间隙封严结构



(b) 波浪形非均匀间隙封严结构

图 2 两种封严结构

Fig. 2 Two seal configurations

1.2 模型、网格及边界条件

计算域如图3所示,进口位于导叶上游1.5倍弦长处,出口位于动叶下游1.5倍弦长处,转静交界面位于两种封严结构下游,不考虑叶顶间隙对流场的影响.为了反映封严气流对主流的影响,同时计算了无盘腔及封严气流情况下的流场.

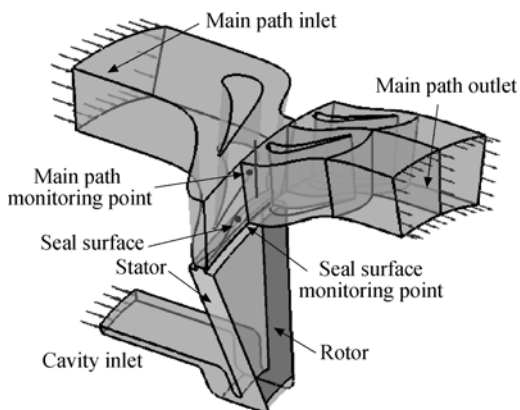


图3 计算域

Fig. 3 Computational domain

数值模拟采用ANSYS-CFX 12.0软件求解三维非定常黏性雷诺平均的Navier-Stokes(N-S)方程,使用shear stress transport (SST) $k-\omega$ 湍流模型,为了更好地显示封严气流与主流的掺混,工质设置为多组分气体:主流和封严气流,均为理想气体.

采用ICEM软件进行网格划分,由于封严面处较大的速度梯度及掺混,网格设置为匹配网格以减小数值误差,同时主流及盘腔的周期面也为匹配网格,如图4所示,网格数为247万,周向角度间距最大为 0.34° ,主流壁面 y^+ 小于5,盘腔壁面 y^+ 小于2.采用冻结转子转静交界面进行了网格无关性验证,所比较的加密网格数为345万.

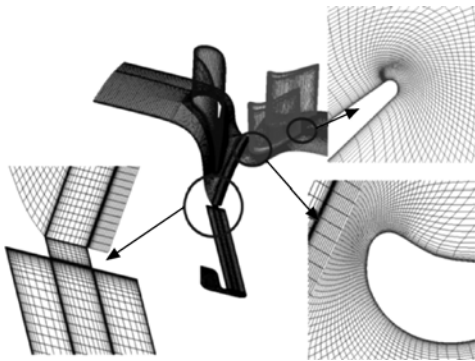


图4 网格细节

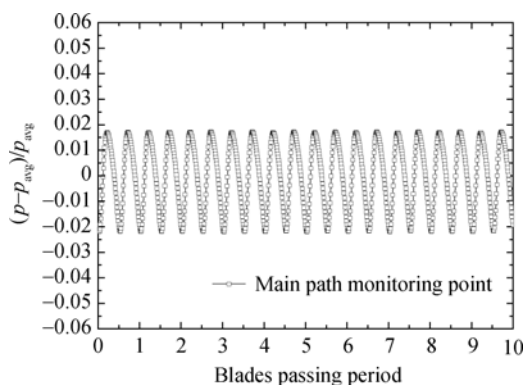
Fig. 4 Detail of mesh

本文只研究了涡轮设计工况下^[17]不同封严气流流量对涡轮性能的影响.主流轴向雷诺数 $Re_{ax}=1.18 \times 10^6$ ($Re_{ax} = \rho_{02} V_{02,ax} R / \mu_{02}$,其中 ρ_{02} 为导叶下游流体的密度, $V_{02,ax}$ 为导叶下游截面的轴向速度, μ_{02} 为封严气流的动力黏度),转子转速 ω 为9000 r/min.主流进口给定总压 p_{01m}^* 、总温 T_{01m}^* ,封严气流质量分数 ω 为0%;出口给定平均静压,涡轮盘腔进口给定总温 T_s^* ,封严气流流量系数 C_w 为15000,20000,25000 ($C_w = \dot{m}_s / (\rho_{02} R)$, $\dot{m}_s$ 为封严气流流量)、 ω 为100%,所有壁面为无滑移绝热壁面.转子扫过一个通道分100个时间步.

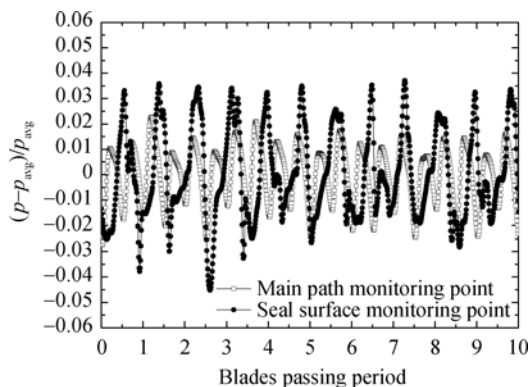
2 计算结果及分析

2.1 计算结果验证

通过监控导叶下游及封严面上监控点(图3所示)的静压保证非定常计算收敛,计算收敛后监控点静压波动曲线如图5所示(选取最后10个转子扫过周期, p 为静压, p_{avg} 为静压的平均值).可以看出当无盘腔及封严气流时,结果具有很好的周期性,而当有封严气流时,封严气流使得主流转静干涉的周期性变差,同时封严间隙处的周期性和转子通道中间周期性不一致.



(a) 无盘腔及封严气流



(b) 均匀轴向间隙封严结构($C_w=20000$)

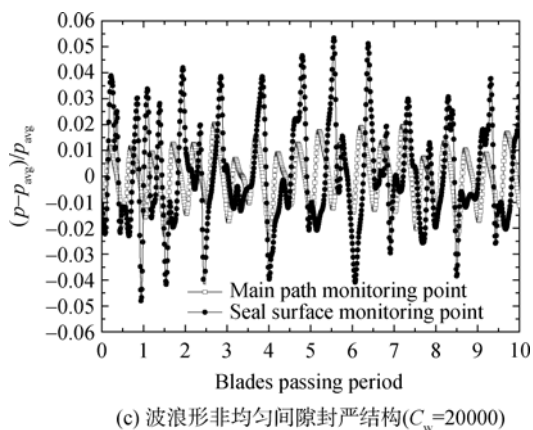


图5 收敛后监控点静压波动

Fig. 5 Static pressure fluctuation at monitoring points after convergence

图6为均匀轴向间隙封严结构导叶下游机匣壁面上的静压沿周向分布($p_{\min}$ 为最小静压, V_{02} 为导叶下游截面的速度), 所处位置如图2(a)所示. 从图上可以看出所选网格数量满足网格无关性要求, 非定常时均结果与试验结果吻合较好, 定常结果与试验结果差距较大.

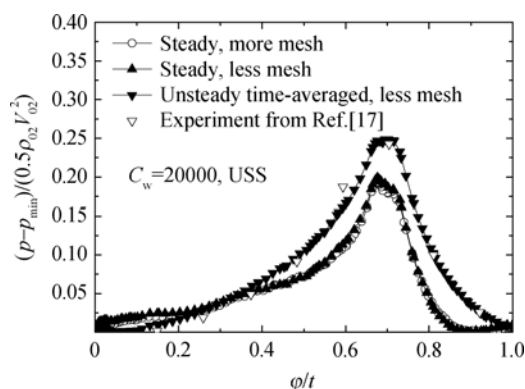
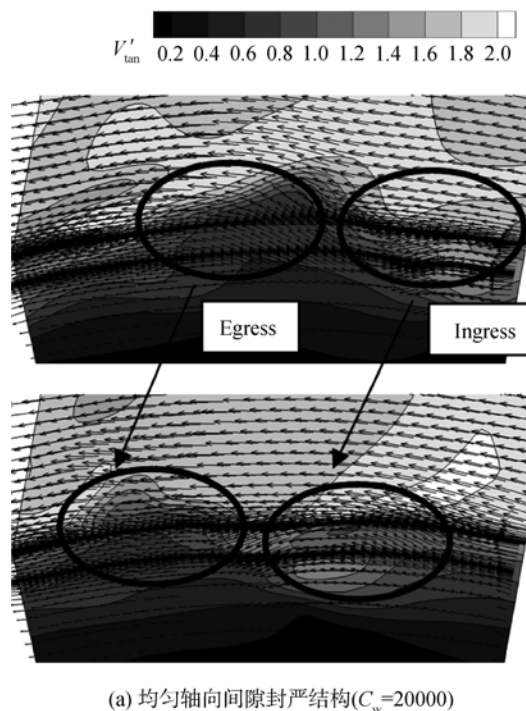
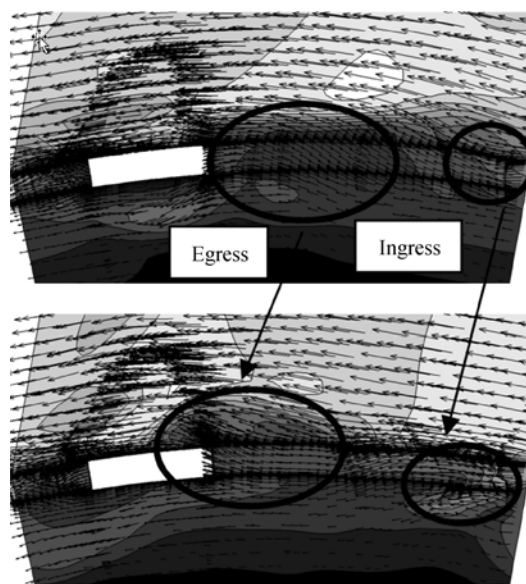


图6 导叶下游机匣壁面静压分布

Fig. 6 Static pressure distribution of wall downstream of vane hub

2.2 封严气流对转子进口条件的影响

封严气流进入主流的流动结构会影响转子进口条件, 图7所示为静子坐标系下封严间隙中间截面两个时刻的量纲一切向速度及矢量分布, 量纲一切向速度 $V'_{\tan}$ 大于1表示切向速度高于动盘轮缘速度, 小于1表示小于动盘轮缘速度. 可以发现部分燃气入侵区域的切向速度大于动盘轮缘速度, 这是由于导叶的设计使得导叶下游的切向速度高于动盘轮缘速度, 所以部分燃气入侵区域的切向速度会大于动盘轮缘速度, 同时也会受到转静盘的影响而逐渐减小. 封严气流出流区域的切

(a) 均匀轴向间隙封严结构($C_w=20000$)(b) 波浪形非均匀间隙封严结构($C_w=20000$)图7 封严间隙中间截面量纲一切向速度及矢量分布
Fig. 7 Non-dimensional tangential velocity and vector distribution in middle section of seal clearance

向速度是由动盘的旋转引起的, 其处于动静盘之间, 因此切向速度小于动盘轮缘速度. 燃气入侵及出流结构整体的转速由静盘、动盘旋转和导叶下游切向速度共同作用, 从流动图像的时间序列发现其转速主要受到转静盘的影响而滞后于动盘转速. 封严气流与主流相互作用区域的高半径处切向速度大, 低半径处(叶根)切向速度小, 由此会产生顺时针涡量, 这与动叶前缘压力面马蹄涡的旋

转方向相同.与均匀轴向间隙封严结构相比,波浪形非均匀间隙封严结构下转子通道中间较大的封严间隙引起出流面积较大,同时旋转的出流结构遇到间隙较小位置时受到阻碍被破碎为较小的出流结构(图7(b)),这些较小的出流结构一方面对燃气入侵形成阻力,另一方面也减小了对封严处主流的影响.

图8显示了转子进口封严气流质量分数(实线)的时均分布及非定常波动(虚线)沿径向的分布(h 为径向高度, H 为叶高),其中非定常波动采用质量分数的方均根 w_{rms} 表示.

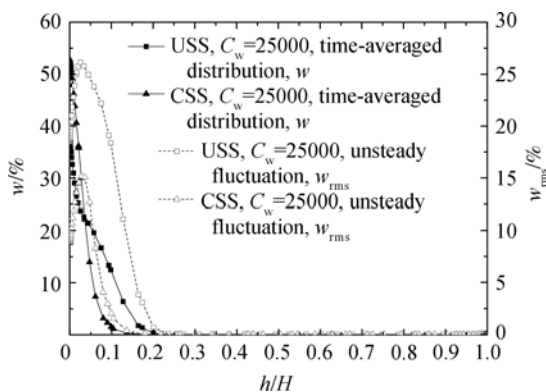


图8 转子进口封严气流质量分数的时均分布及非定常波动

Fig. 8 Time-averaged distribution and unsteady fluctuation of seal flow mass fraction at rotor inlet

某变量 X 的方均根计算公式如下:

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [X(t) - \bar{X}]^2} \quad (1)$$

其中 X 为变量, $\bar{X}$ 为时均结果, N 为样本数量.

可以看出均匀轴向间隙封严结构下封严气流在转子前最大可以到达 20% 径向位置,而波浪形非均匀间隙封严结构下封严气流最大可以到达 14% 径向位置,这是由于燃气入侵及出流结构的尺度变小,封严气流到达主流的径向位置也变小了,同时封严气流质量分数的波动大大减小.

图9及图10为相同位置径向速度 V_r 及切向速度 V_{tan} 的非定常波动.与图8对比发现封严气流对转子进口流场的影响深度要远大于封严气流所能达到的径向位置.与无盘腔及封严气流情况相比,封严气流在刚进入主流位置(span 为 0%)附近造成较大的非定常波动,同时把无盘腔及封严气流时转静干涉引起的非定常波动峰值向高半径处推移(图9圆圈所示).切向速度的最大波动

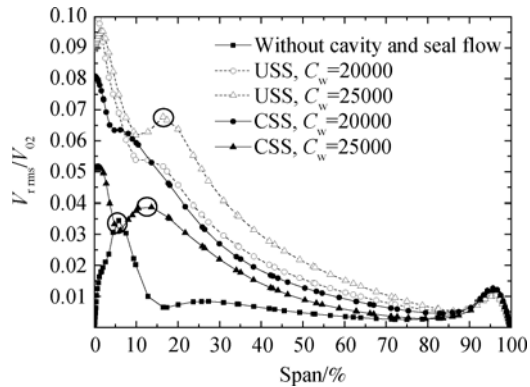


图9 转子进口径向速度的非定常波动

Fig. 9 Unsteady fluctuation of radial velocity at rotor inlet

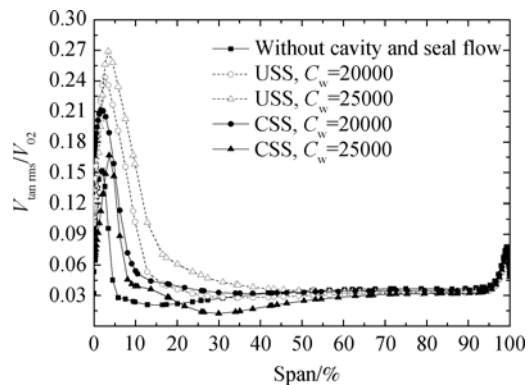


图10 转子进口切向速度的非定常波动

Fig. 10 Unsteady fluctuation of tangential velocity at rotor inlet

(0.27)比径向速度的最大波动(0.095)要大,说明封严气流主要增强了转子进口进气角度的非定常变化.波浪形非均匀间隙封严结构的非定常性要弱于均匀轴向间隙封严结构.均匀轴向间隙封严结构下,随着封严气流流量的增大,径向速度和切向速度的非定常波动都增强.而对波浪形非均匀间隙封严结构,随着封严气流流量的增大,径向速度和切向速度的非定常波动有所减小,说明波浪形非均匀间隙封严结构在大封严气流流量时可以把入侵及出流结构破碎得更小,对主流的负面影响也更小.

图11为转子进口30%叶高的时均相对进气角度沿周向的变化(SS为吸力面,PS为压力面).可以看到封严气流的存在增大了转子叶片压力面进口的进气角度,而对吸力面进口的进气角度影响较小,也即封严气流减小了涡轮叶片的攻角.封严气流流量越大,攻角越小.攻角的减小会降低涡轮叶片的负荷,进而减小涡轮输出功率.转子进口条件的改变会影响转子通道内的流场结构.

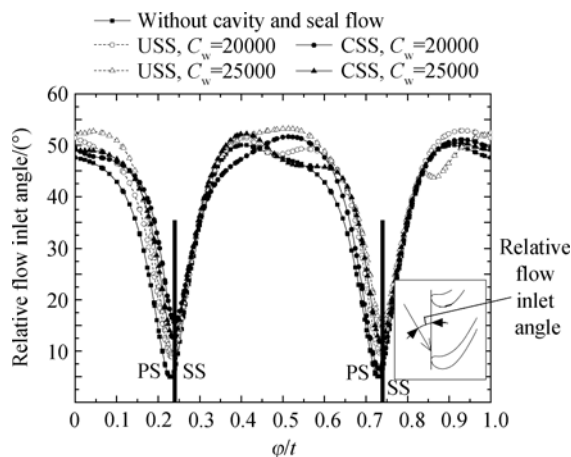


图11 转子进口30%叶高的时均相对进气角度

Fig. 11 Time-averaged relative flow inlet angle at 30% span of rotor

2.3 封严气流对转子通道内流动结构的影响

封严气流对主流的影响主要是通过入侵与出流结构影响转子通道内的二次流. 图12为两个转子通道内不同轴向截面(0% C_{ax} , 40% C_{ax} , 100% C_{ax} , C_{ax} 为轴向弦长)的非定常轴向涡量比较(TE为尾缘, T为周期), 显示封严气流对转子通道内流动结构的非定常影响. 实线和虚线箭头

所示为两个转子通道内的旋涡发展情况.

理想均匀来流情况下气流遇到动叶前缘时停滞并向叶根及前缘两侧卷起, 形成方向相反的马蹄涡压力面和吸力面分支, 如前所述封严气流的存在使动叶前来流高半径位置切向速度大于叶根切向速度, 沿径向的切向速度差异引起具有与马蹄涡压力面分支方向相同的涡量, 因此增强了压力面马蹄涡分支. 这支马蹄涡随后演变为转子通道涡^[18]. 吸力面马蹄涡分支很弱且基本不受封严气流的影响.

与均匀轴向间隙封严结构相比, 波浪形非均匀间隙封严结构打破了大的入侵与出流结构, 形成较小的入侵与出流结构, 封严气流出流结构尺度的减小, 引起压力面马蹄涡强度减弱, 同时马蹄涡核心的径向位置也向低半径位置移动. 进而说明波浪形非均匀间隙封严结构有效地降低了转子通道涡强度, 因此减小了封严气流对主流负面影响.

图13所示为动叶表面极限流线, 极限流线可以表征转子通道内的二次涡结构. 通过比较均匀轴向间隙封严结构与无盘腔及封严气流情况也可以发现, 封严气流增强了吸力面附近的二次涡强度, 出现了明显的分离线, 同时把转子通道涡向叶

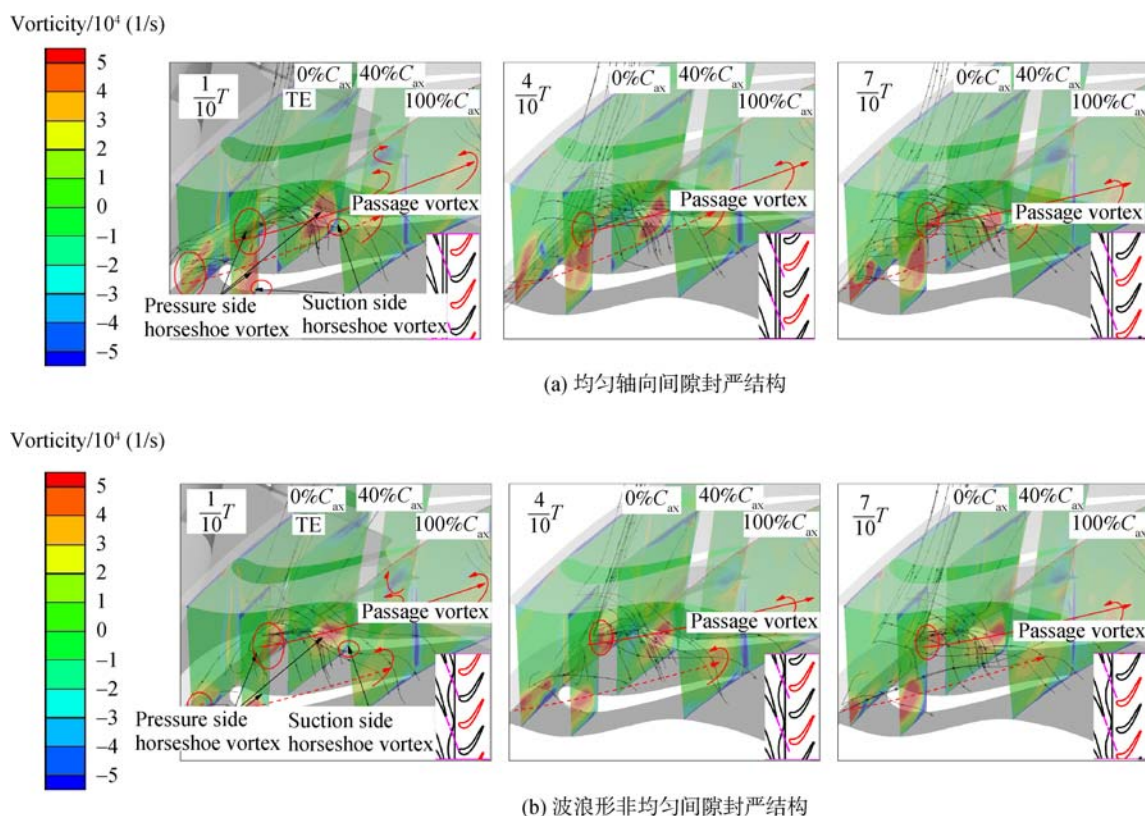
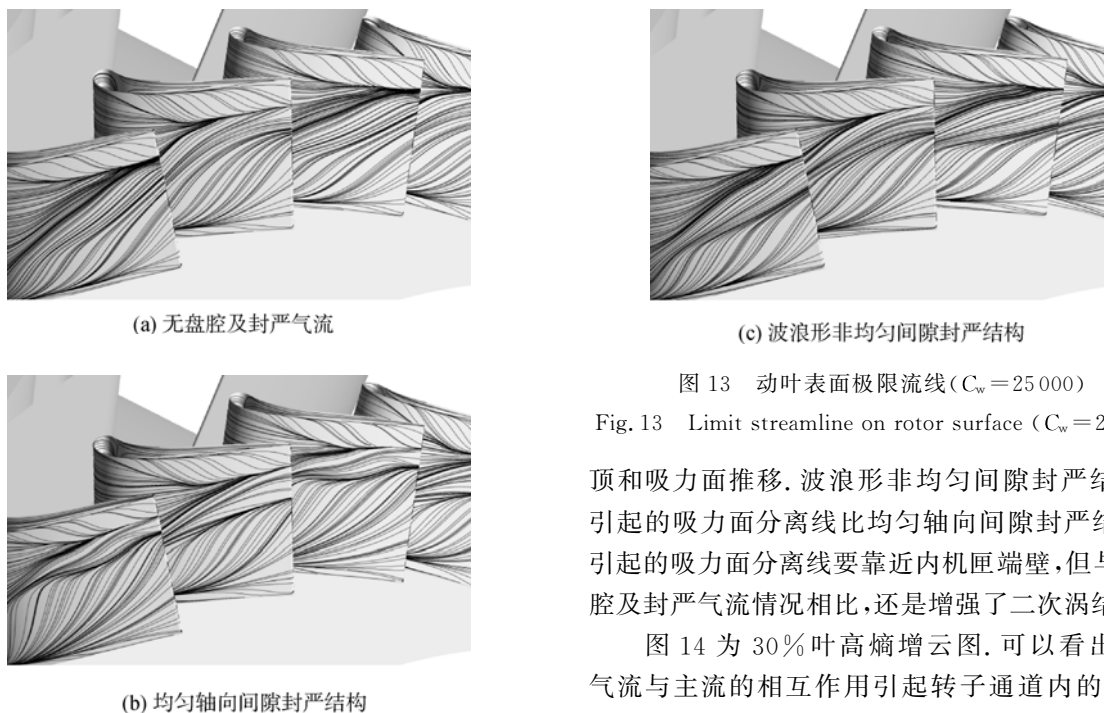
图12 转子通道内非定常轴向涡量的比较($C_w=25000$)

Fig. 12 Comparison of unsteady axial vorticity in rotor passages ($C_w=25000$)

图13 动叶表面极限流线 ($C_w=25\,000$)Fig. 13 Limit streamline on rotor surface ($C_w=25\,000$)

顶和吸力面推移. 波浪形非均匀间隙封严结构所引起的吸力面分离线比均匀轴向间隙封严结构所引起的吸力面分离线要靠近内机匣端壁, 但与无盘腔及封严气流情况相比, 还是增强了二次涡结构.

图14为30%叶高熵增云图. 可以看出封严气流与主流的相互作用引起转子通道内的熵增.

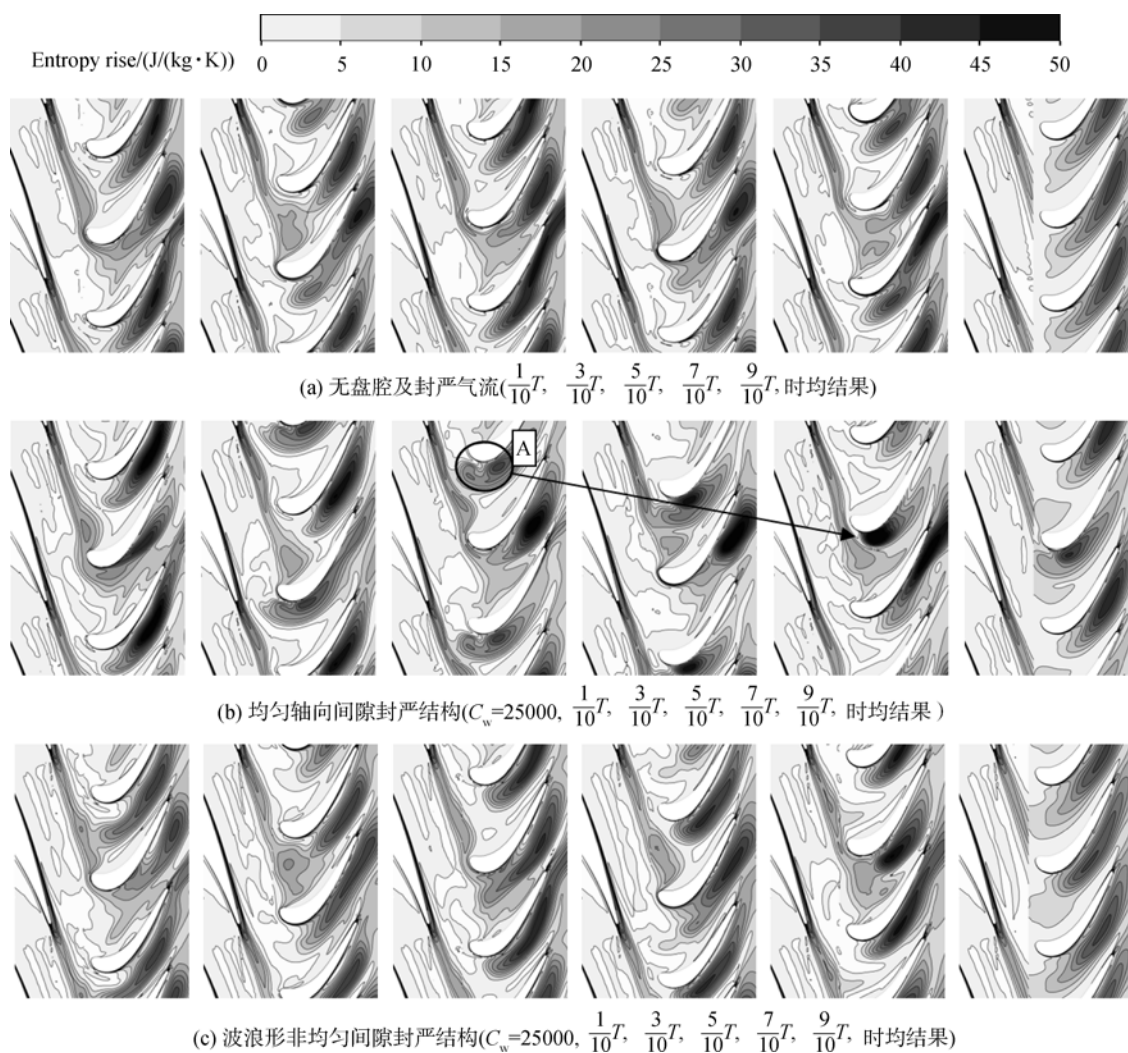


图14 30%叶高熵增分布云图

Fig. 14 Entropy rise contour at 30% span

对均匀轴向间隙封严结构而言,熵增主要发生在吸力面马蹄涡区域,并呈现出很强的非定常效果,区域A为封严出流结构,导叶尾迹增强了压力面马蹄涡强度,并冲击在相邻叶片的吸力面.由于燃气入侵及封严气流出流结构的旋转方向与转子相同,但转速落后于转子转速^[15,19],造成两个转子通道内的非定常现象不一致,引起熵增时均结果有较大差异.

波浪形非均匀间隙封严结构引起的熵增要小于均匀轴向间隙封严结构引起的熵增,熵增也是主要发生在马蹄涡区域,这种情况下两个转子通道内熵增云图的时均结果基本一致,没有表现出差异性,这种结果得益于燃气入侵及封严气流出流结构变小,抑制了两个转子通道进口条件的较大差异.

2.4 封严气流对动叶表面等熵马赫数的影响

图15为10%叶高和50%叶高动叶表面等熵马赫数分布.其中等熵马赫数定义为

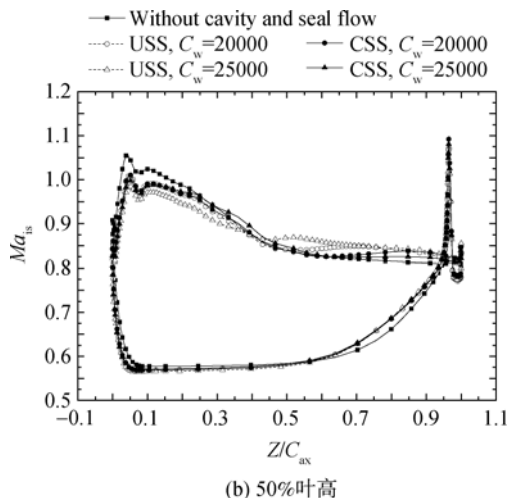
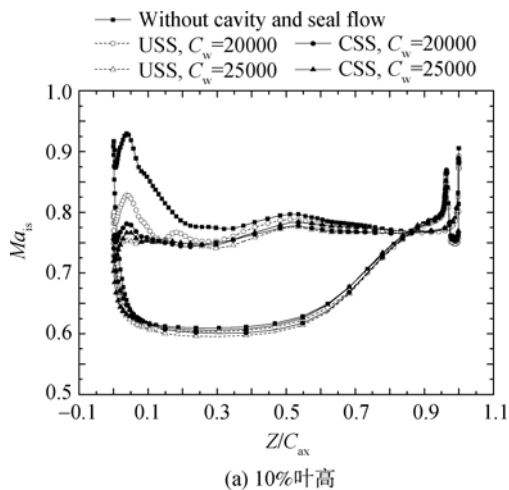


图15 动叶表面等熵马赫数分布

Fig. 15 Isentropic Mach number distribution of rotor surface

$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{01m}^*}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (2)$$

其中 γ 为比热比(比定压热容与比定容热容之比).

可以看出在10%叶高位置封严气流减小了叶片前部吸力面和压力面的等熵马赫数,其中吸力面的等熵马赫数降低更多,叶片尾缘几乎不受封严气流的影响.随着封严气流流量的增大,等熵马赫数降低也越多,也即封严气流减小了涡轮叶片的负荷.

对比50%叶高和10%叶高的等熵马赫数分布可以看出,高半径处叶片负荷更大,输出涡轮功也更多,同时封严气流对涡轮叶片负荷的影响也减弱.50%叶高压力面等熵马赫数的改变小于10%叶高压力面等熵马赫数的改变.50%叶高处封严气流不仅影响叶片前部分的负荷,也影响叶片后部分的负荷,这种变化主要是由于在此叶高位置,转子通道涡强度的改变影响到了动叶负荷的改变.在45%弦长以前,波浪形非均匀间隙封严结构下涡轮叶片的负荷要大于均匀轴向间隙封严结构下涡轮叶片的负荷.

2.5 封严气流对转子出口条件的影响

转子出口熵增云图如图16所示,从熵增云图和轴向涡量云图(图12)比较可以看出,熵增主要是由转子通道涡和角涡引起的.通过比较均匀轴向间隙封严结构与无盘腔及封严气流的熵增分布,可以看出封严气流的存在极大地增强了转子出口的熵分布,把熵增核心区域向高半径处推移,并且由于两个转子通道进口条件的强非定常性及差异性,转子出口熵增云图表现出较大的差异,其中一个转子通道涡已经到达叶顶附近.波浪形非均匀间隙封严结构的出口熵增较均匀轴向间隙封严结构下要小很多,而且两个转子通道的熵增云图差异很小,说明波浪形非均匀间隙封严结构抑制了转子通道内二次涡结构的非定常性.

图17为转子出口周向平均的熵增和绝对出气角的时均结果沿径向分布,可以看出封严气流减小了转子出口低半径处的熵增,增大了高半径处的熵增.波浪形非均匀间隙封严结构在高半径处具有较低的熵增,特别是大封严气流流量时熵增更小.

转子出口绝对出气角对下游涡轮级的设计有很大的影响,从图中可以看出封严气流极大地改变了转子出口绝对出气角,最大改变量可以达到20°,在低半径处增大了绝对出气角,在高半径处

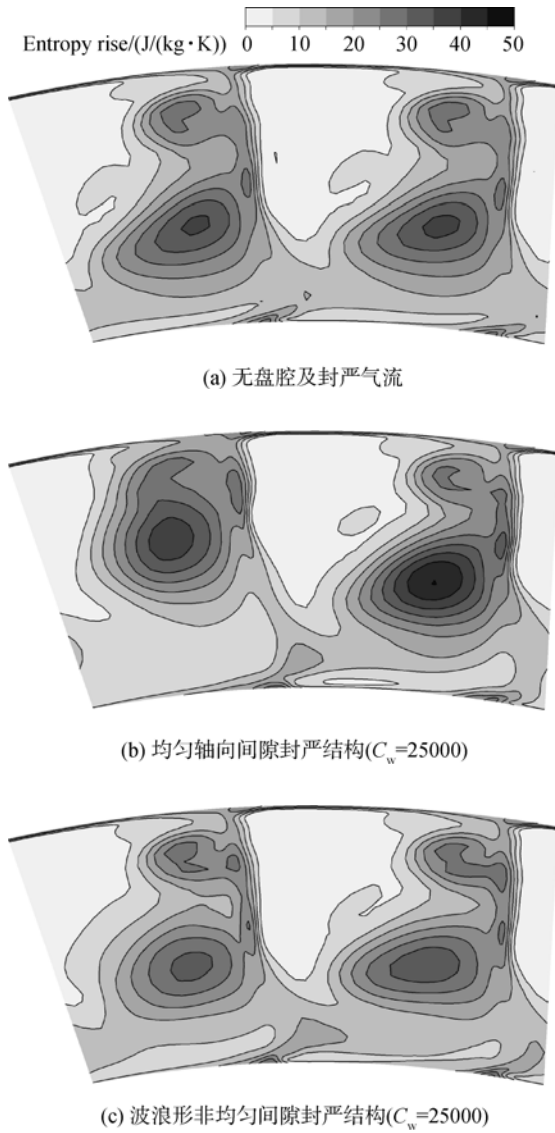


图 16 转子出口熵增云图

Fig. 16 Entropy rise contour at rotor outlet

减小了绝对出气角. 波波形非均匀间隙封严结构的绝对出气角与无盘腔及封严气流情况下的绝对出气角较为接近, 说明波波形非均匀间隙封严结构对转子通道内的流动结构影响较小, 但这也和涡轮叶片的造型有很大关系.

表 1 所示为封严气流对涡轮效率的影响, 为了计入封严气流的做功能力, 涡轮效率定义如下:

$$\eta = \frac{T_q \omega}{\dot{m}_m c_p T_{01m}^* \left[1 - \left(\frac{\overline{p_{03}^*}}{p_{01m}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \dot{m}_s c_p T_s^* \left[1 - \left(\frac{\overline{p_{03}^*}}{p_s^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (3)$$

其中 T_q 为涡轮动叶扭矩, $\dot{m}_m$ 为主流流量, $\overline{p_{03}^*}$ 为转子出口面积平均的总压, c_p 为比定压热容, p_s^* 为封严气流总压.

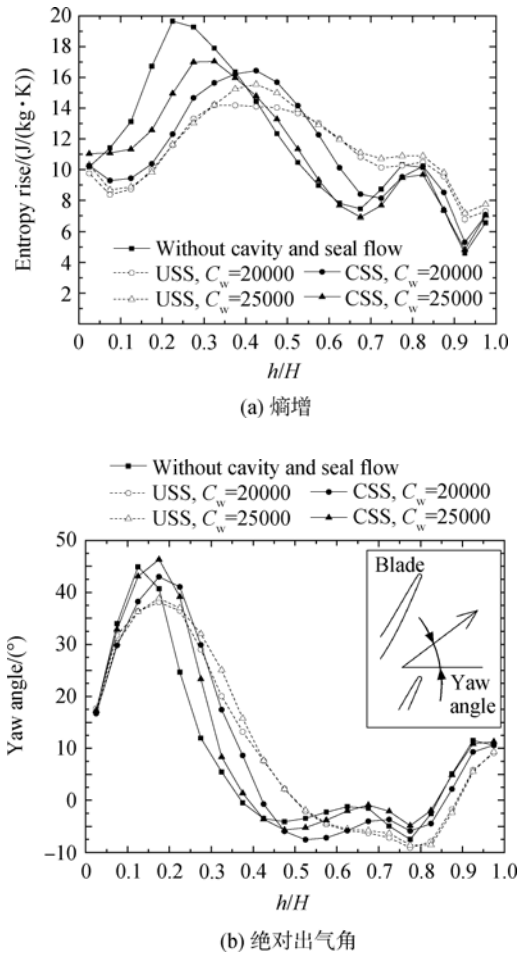


图 17 转子出口气流参数沿径向分布

Fig. 17 Radial distribution of flow parameters at rotor outlet

可以看出, 考虑封严气流对主流的影响时, 涡轮效率计算结果最高下降 2.1%. 在封严气流流量系数 $C_w=25000$ 时, 波波形非均匀间隙封严结构与均匀轴向间隙封严结构相比, 涡轮效率提高了 0.9%, 但比不考虑封严气流时的涡轮效率要小.

表 1 封严气流对涡轮效率的影响

Table 1 Effect of seal flow on turbine efficiency

结构	涡轮效率/%		
	$C_w=15000$	$C_w=20000$	$C_w=25000$
无盘腔及封严气流		86.5	
均匀轴向间隙封严结构	85.7	84.8	84.4
波波形非均匀间隙封严结构	85.8	84.7	85.3

3 结 论

本文通过数值模拟方法研究了涡轮盘腔封严

气流对主流的影响, 封严结构为两种: 均匀轴向间隙封严结构和波浪形非均匀间隙封严结构(导叶尾迹燃气主要入侵区域间隙小, 转子通道中间封严气流出流区域间隙大), 主要结论如下:

燃气入侵及封严气流出流结构整体以低于动盘转速同向旋转, 部分燃气入侵气体的切向速度高于动盘轮缘速度, 而出流结构切向速度小于动盘轮缘速度, 其自身涡量也与压力面马蹄涡相同, 由此增大了压力面马蹄涡强度, 并随后演化为转子通道涡。均匀轴向间隙封严结构封严面处旋转的入侵与出流结构的转速滞后于转子的转速, 造成两个转子通道内的流动结构有很大差异, 而波浪形非均匀间隙封严结构使得这种入侵与出流结构破碎为较小的结构, 减小了对主流的非定常影响, 因此转子通道涡较弱。

均匀轴向间隙封严结构下, 导叶尾迹与封严气流出流结构和压力面马蹄涡相互作用, 引起转子通道内较大的熵增。而波浪形非均匀间隙封严结构引起的熵增较小。

封严气流增大了转子进口气流的非定常性, 并减小了气流攻角, 造成动叶负荷的下降。但波浪形非均匀间隙封严结构对减小转子进口气流速度的非定常波动有很大影响。

转子通道内二次流结构的改变引起了转子出口绝对出气角较大的改变, 因此在下游涡轮级的设计中必须考虑封严气流对主流的影响。封严气流引起涡轮效率的下降, 但波浪形非均匀间隙封严结构对涡轮性能的负面影响更小。在进行涡轮封严结构的设计时, 不仅要考虑到封严结构的封严效果, 同时也要考虑封严气流对主流带来的影响, 两者要统筹兼顾。

参考文献:

- [1] Cherry D, Wadia A, Beacock R, et al. Analytical investigation of a low pressure turbine with and without flow-path endwall gaps, seals and clearance features[R]. ASME Paper GT2005-68492, 2005.
- [2] McLean C, Camci C, Glezer B. Mainstream aerodynamic effects due to wheel-space coolant injection in a high-pressure turbine stage: Part I aerodynamic measurements in the stationary frame[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 687-696.
- [3] McLean C, Camci C, Glezer B. Mainstream aerodynamic effects due to wheel-space coolant injection in a high-pressure turbine stage: Part II aerodynamic measurements in the rotational frame[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 697-703.
- [4] Hunter S, Manwaring S. Endwall cavity flow effects on gaspath aerodynamics in an axial flow turbine: Part I experimental and numerical investigation[R]. ASME Paper GT2000-651, 2000.
- [5] Ong J H P, Miller R J, Uchida S. The effect of coolant injection on the endwall flow of a high pressure turbine[R]. ASME Paper GT2006-91060, 2006.
- [6] Erickson R D, Simon T W, Zhang L, et al. Experimental investigation of disc cavity leakage flow and hub endwall contouring in a linear rotor cascade[R]. ASME Paper GT2011-46700, 2011.
- [7] Schuler P, Kurz W, Dullenkopf K, et al. The influence of different rim seal geometries on hot-gas ingestion and total pressure loss in a low-pressure turbine[R]. ASME Paper GT2010-22205, 2010.
- [8] Schuler P, Dullenkopf K, Bauer H J. Investigation of the influence of different rim seal geometries in a low pressure turbine[R]. ASME Paper GT2011-45682, 2011.
- [9] Jenny P, Abhari R S, Rose M G, et al. Unsteady rotor hub passage vortex behavior in the presence of purge flow in an axial low pressure turbine[R]. ASME Paper GT2012-69256, 2012.
- [10] Popović I, Hodson H P. The effects of a parametric variation of the rim seal geometry on the interaction between hub leakage and mainstream flows in hp turbines[R]. ASME Paper GT2012-68025, 2012.
- [11] Popović I, Hodson H P. Improving turbine stage efficiency and sealing effectiveness through modifications of the rim seal geometry[R]. ASME Paper GT2012-68026, 2012.
- [12] Knost D G, Thole K A, Duggleby A. Evaluating a three-dimensional slot design for the combustor-turbine interface[R]. ASME Paper GT2009-60168, 2009.
- [13] Michael W, Axel D, Peter A G. Reducing the demand of coolant at the sidewall of a high pressure turbine cascade by means of slot width modulation[R]. ASME Paper GT2012-68325, 2012.
- [14] 周杨, 牛为民, 邹正平, 等. 轮毂封严气体对高压涡轮二次流动的影响[J]. 推进技术, 2006, 27(6): 515-520.
ZHOU Yang, NIU Weimin, ZOU Zhengping, et al. Effects of coolant injection from rim seals on secondary flow in a high-pressure turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(6): 515-520. (in Chinese)
- [15] ZHANG Jinghui, MA Hongwei. Numerical investigation of improving turbine sealing effectiveness through slot width modification of the rim seal[R]. ASME Paper GT2013-95570, 2013.
- [16] Bohn D E, Decker A, Ma H, et al. Influence of sealing air mass flow on the velocity distribution in and inside the rim seal of the upstream cavity of a 1.5-stage turbine[R]. ASME Paper GT2003-38459, 2003.
- [17] Bohn D E, Decker A, Ohlendorf N, et al. Influence of an axial and radial rim seal geometry on hot gas ingestion into the upstream cavity of a 1.5-stage turbine[R]. ASME Paper GT2006-90453, 2006.
- [18] Sharma O P, Butler T L. Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 229-236.
- [19] Ralf J, Thomas Z, Klas L, et al. Numerical simulation of the unsteady flow field in an axial gas turbine rim seal configuration[R]. ASME Paper GT2004-53829, 2004.