

涡轮叶尖间隙流动的数值模拟

许开富, 乔渭阳, 罗华玲

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 采用基于雷诺平均 $N-S$ 方程的三维 CFD 计算程序, 并结合 Spalart-Allmaras 一方程或 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型加壁面函数的方法, 对涡轮平面叶栅和涡轮级转子的叶尖间隙流场进行了数值计算, 详细研究了不同叶尖间隙高度、不同叶尖间隙形式和叶尖间隙有冷气入射时其对涡轮叶尖间隙流场和性能的影响。计算结果表明: 叶尖间隙对从大约 70% 叶高到叶尖位置的叶片损失具有明显的影响; 在同样间隙大小情况下, 余高间隙叶片等熵效率比平间隙叶片等熵效率约提高了一个百分点; 而叶尖间隙有冷气入射时涡轮的等熵效率要比无冷气入射时的等熵效率约提高两个百分点。

关 键 词: 涡轮; 涡轮性能; 间隙流动; 泄漏涡; 流场计算

中图分类号: TK474; O242 文献标识码: A

引 言

叶尖间隙泄漏流动是叶轮机转子流动中最普遍和最具影响的流动过程之一, 由于多种原因, 伴随着旋涡运动的叶尖泄漏流动对叶轮机的性能产生不利的影响, 其中包括: 泄漏流动以及产生的旋涡对通道流动造成的堵塞、下游流动非定常性(在相对坐标系内)、复杂的叶片热传递及产生的二次流造成的气动热力损失等。

文献[1]中指出, 涡轮中三分之一以上的损失由叶尖间隙泄漏流引起, 而降低损失、提高效率一直是涡轮部件必须解决的重要问题。因此研究涡轮叶尖间隙流动结构、涡轮叶尖间隙流动损失机理以及控制减小间隙泄漏流动损失等一直是涡轮叶尖间隙研究的主要课题^[2~4]。

近年来, 随着 CFD 技术的迅速发展, 通过流场数值模拟对涡轮叶尖间隙泄漏流的研究越来越得到重视^[5~7]。本研究采用数值模拟方法对包括间隙在内的涡轮三维粘性流场进行了详细的计算分析, 旨在深入理解轴流式涡轮近机匣区域的泄漏流、泄漏涡以及相应的二次流的物理机制, 理解产生这种二

次流的物理机理以及它们之间的互相依赖和互相干涉关系, 并分析叶尖间隙流对涡轮气动性能影响的规律。

1 研究对象和计算方法

1.1 研究对象

针对涡轮平面叶栅叶尖间隙流场和涡轮级转子叶片叶尖间隙流场, 应用数值模拟方法计算分析了不同间隙大小和不同间隙形式下的涡轮流场结构以及涡轮流动损失。其中, 涡轮级转子叶片叶尖间隙形式包括余高间隙、间隙有冷气入射等形式。表 1 给出了所计算叶片的几何参数, 包括叶片的弦长、叶高、栅距和转折角等。其中, 叶型 I 和叶型 II 是两种不同形式的平面直叶片, 而叶型 III 则是某型涡轴发动机高压涡轮转子叶片。叶型 I 是某型涡轮风扇发动机高压涡轮转子平均半径处叶栅, 它是一种中等负荷具有后加载压力分布形式的叶型, 而叶型 II 是一种典型的高负荷后加载叶型。对这两种平面直叶片, 分别计算了 3 种间隙大小下的三维流场和叶片性能。叶型 III 的工况 1~工况 5 是平间隙形式下 5 种不同间隙大小的情况, 工况 6 是在间隙机匣处有喷气的情况, 工况 7 表示的是在叶片尖部有喷气情况, 工况 8 表示的是叶尖间隙为余高间隙的形式, 工况 1~工况 8 计算均采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 工况 9、工况 10 和工况 11 分别对应于平间隙、叶尖喷气和余高间隙情况下采用标准 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型的情况。

1.2 数值计算方法和计算网格

叶尖间隙的流动结构很复杂, 它不仅包括复杂的间隙泄漏流动, 而且还包括二次流、漩涡等复杂流动。为了能通过数值模拟的方法来捕捉这些复杂的流动结构, 应用数值计算雷诺平均 $N-S$ 方程的方法实现对涡轮叶片叶尖间隙流动的数值模拟。在三

表 1 叶片的几何参数

叶型	工况	间隙大小	间隙形式	叶片形式	叶型的几何参数			
					弦长/mm	叶高/mm	栅距/mm	转折角/(°)
I	1	0.0%叶高	平间隙	平面叶栅	19.070 9	43	13.9367	79.49
	2	1.0%叶高	平间隙	平面叶栅	19.070 9	43	13.936 7	79.49
	3	2.0%叶高	平间隙	平面叶栅	19.070 9	43	13.936 7	79.49
II	1	0.0%叶高	平间隙	平面叶栅	114	257	91.200 0	95.0
	2	1.0%叶高	平间隙	平面叶栅	114	257	91.200 0	95.0
	3	2.0%叶高	平间隙	平面叶栅	114	257	91.200 0	95.0
III	1	0.0%叶高	平间隙	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	2	1.0%叶高	平间隙	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	3	2.0%叶高	平间隙 A	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	4	4.0%叶高	平间隙	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	5	6.0%叶高	平间隙	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	6	2.0%叶高	间隙喷气	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	7	2.0%叶高	叶尖喷气 A	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	8	2.0%叶高	余高间隙 A	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	9	2.0%叶高	平间隙 B	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	10	2.0%叶高	叶尖喷气 B	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35
	11	2.0%叶高	余高间隙 B	旋转叶片	20.813 0	24	15.892 8	77.35

维计算程序中, 数值离散格式采用有限体积法, 空间离散采用二阶精度的 Roe 迎风格式, 时间离散采用隐式的一阶精度的向前差分格式, 湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型或 $k-\epsilon$ 双方程模型。另外, 考虑到叶片近壁区流体流动的复杂性和提高数值计算的计算效率, 采用壁面函数的方法对其三维流动进行描述。

在数值计算所采用的计算网格中, 主流区和叶尖间隙区域分别采用二维 H 型网格和三角网格沿径向积叠而成, 计算网格沿轴向取 120 个节点, 周向取 60 个节点, 径向取 80 个节点, 其中小间隙条件下叶尖间隙区域占 20 个节点, 叶尖间隙节点数随着叶尖间隙高度变化而变化, 但保持叶尖间隙区域节点的物理尺度相等。

在数值计算中, 每个叶片通道进出口计算域的选取原则为: 进口边界到叶根前缘的距离为一倍叶根处轴向弦长, 尾缘到出口边界距离为两倍叶根处轴向弦长。另外, 在数值计算中主要采用了以下这 5 种边界条件: 压力进口、压力出口、质量流量进口(射流边界)、周期性和绝热粘性壁面边界条件。

为了研究涡轮叶尖间隙流动及其对涡轮叶片性

能的影响, 采用上述数值计算方法, 对每种涡轮叶片分别计算了无间隙和不同间隙值情况下涡轮叶片的流场与性能, 涡轮叶片的性能采用压力损失系数或能量损失系数进行描述, 对涡轮转子的性能还应用涡轮效率进行了分析。为了比较不同湍流模型计算结果的差异, 对 3 种间隙形式的涡轮转子流场分别采用标准 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型和 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型进行了计算。

2 计算结果及分析

2.1 叶片性能分析

图 1 分别给出了叶型 I、叶型 II 在不同叶尖间隙情况下压力损失系数沿径向分布的变化情况。图中的纵坐标表示叶片径向的相对位置, 横坐标表示叶片压力损失系数, 其定义为:

$$\omega = (p_{11} - p_{12}) / \left(\frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \right) \quad (1)$$

式中: 下标 1 表示叶片进口, 下标 2 表示叶片出口。

由图 1 可以明显看出, 叶栅的压力损失系数沿着径向的分布规律是两头大、中间小, 这符合实际涡轮叶片的流动分布情况。因为流体是有粘性的, 在

叶片两端由于受到壁面附面层的影响,会造成较大的能量损失。

如图 1(a)所示,从大约 70%叶高到全叶高,没有叶尖间隙时压力损失系数均比有叶尖间隙时要小,并且随着叶尖间隙的增大,压力损失系数随着增大。这主要是由于随着叶尖间隙的存在,在叶尖处会出现泄漏涡等间隙流动现象,并且随着叶尖间隙的增大,泄漏涡会进一步加大,这些都会促使流动损失加大。但是分析图 1(b)会发现,对于叶型 II 高负荷叶片(气流转折角为 95°),大叶尖间隙会引起整个叶片高度的损失增大。

式中: $\Delta h_{2\xi}$ —转子损失的焓降, Δh_{2ad} —转子的等熵焓降。

由图 2(a)中可以看出,从大约 70%叶高到全叶高,随着叶尖间隙的增大,转子的能量损失系数随着增大。无论叶尖间隙的大小如何变化,转子叶片根部的能量损失系数均比无叶尖间隙时要小。从图 2(b)中可以看出,在同样的间隙大小情况下,由于余高间隙形式和冷气入射,明显地减小了 70%叶高以

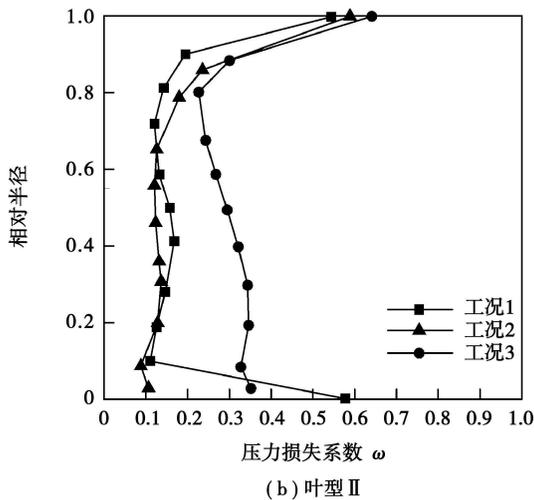
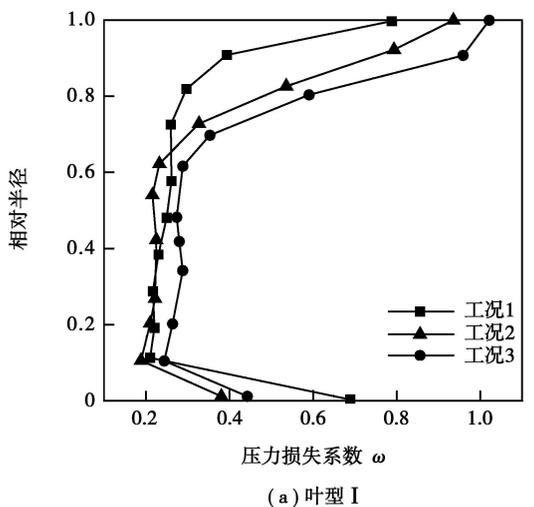
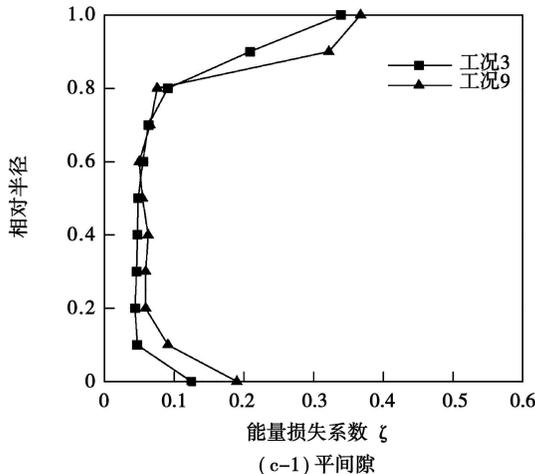
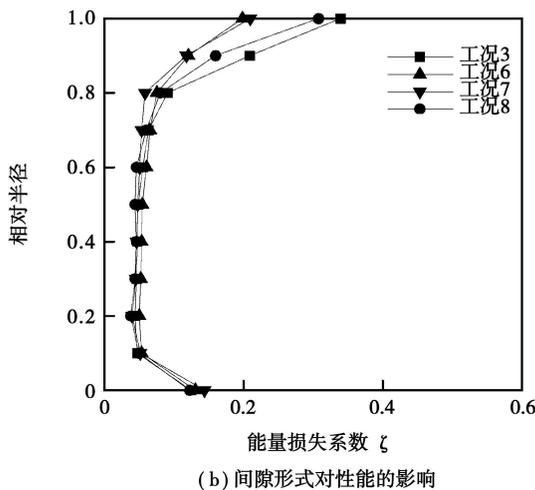
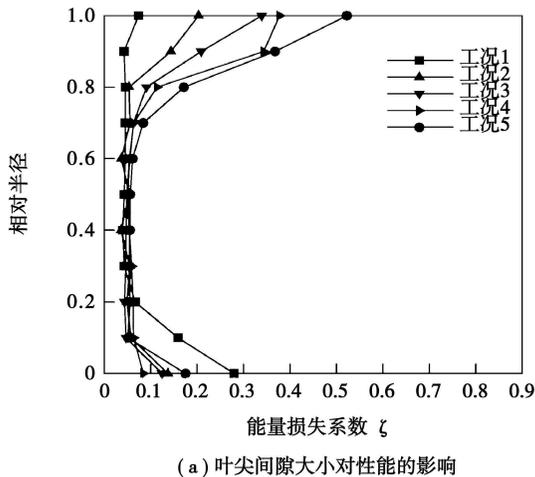


图 1 压力损失系数沿着径向的分布

图 2(a)~(c)分别给出了转子叶片 III 在不同叶尖间隙大小和不同间隙形式下,采用不同的湍流模型计算得到的叶片能量损失系数沿着径向的分布。图中的纵坐标表示叶片径向的相对位置,横坐标表示叶片能量损失系数,定义为:

$$\xi = \Delta h_{2\xi} / \Delta h_{2ad} \quad (2)$$



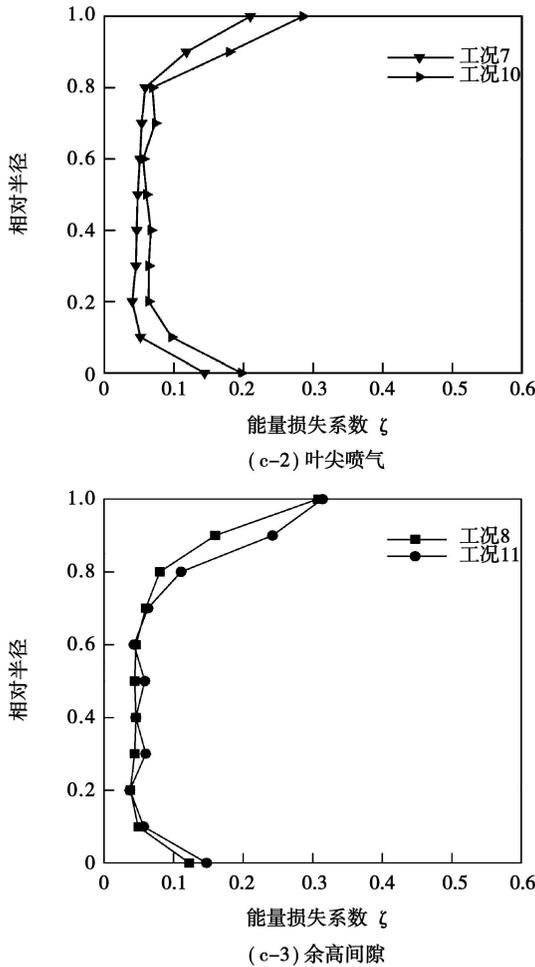


图 2 不同湍流模型对性能的影响

上位置的流动损失, 而叶片其它叶高位置损失变化不大。从图 2(c-1)~(c-3)中可以看出, 无论采用 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型还是采用 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型, 数值计算得到各种间隙形式下的涡轮损失分布都很接近。

图 3 表示转子叶片 III 等熵效率随叶尖间隙大小的变化趋势, 图中的纵坐标表示转子的等熵效率, 横坐标表示叶尖间隙相对大小。随着叶尖间隙的增大, 转子等熵效率是降低的, 当间隙从零增加到 6% 展向尺度, 涡轮转子效率从 89% 下降到 79.5%, 下降了大约 10 个百分点, 由此可见, 间隙对涡轮转子性能影响非常显著。图中同时表示出了余高间隙、间隙喷气等情况下涡轮转子的等熵效率, 可以看出在同样间隙大小情况下, 余高间隙比平间隙的涡轮等熵效率约提高了一个百分点; 叶尖有冷气入射时的等熵效率要比无冷气入射时的等熵效率约增加两个百分点, 并且从叶片顶部进行冷气入射时的效率比从机匣顶部进行冷气入射时要高。由此可见, 可以通过冷气入射或叶尖间隙采用余高间隙的办法来

降低涡轮转子叶片间隙损失。

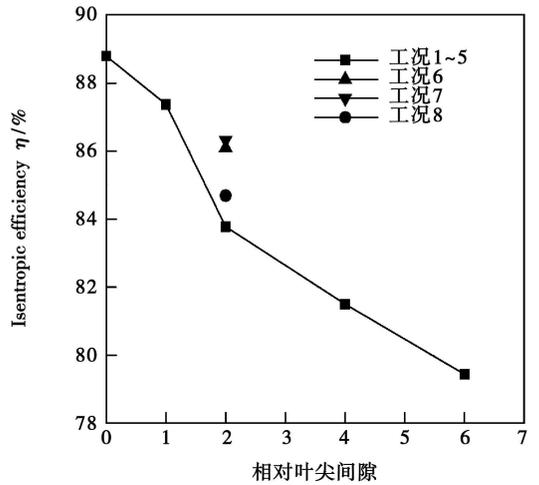


图 3 叶型 III 的效率随着叶尖间隙大小的变化

2.2 流场细节分析

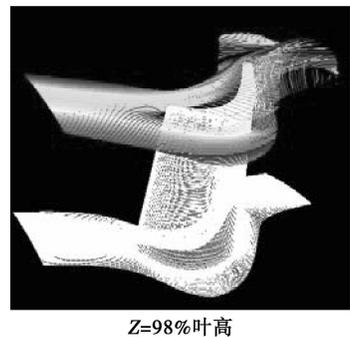
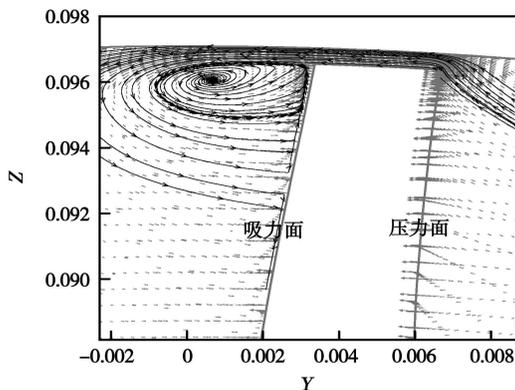
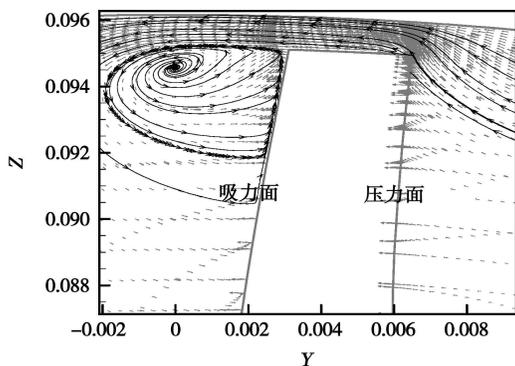


图 4 流线图

图 4 给出了从进口 98% 叶高的位置释放颗粒所得到的涡轮转子叶片 III 间隙流动中的颗粒运动轨迹图, 图中颗粒的运动轨迹清晰地描述了流体通过叶尖间隙过程中流动泄漏的全过程。图 5 则给出了在不同叶尖间隙的情况下叶型 III 转子叶片同一轴向位置时的速度矢量图, 其中图 5(a) 表示 2% 间隙情况, 图 5(b) 表示 4% 间隙情况。由图 5(a) 和图 5(b) 可以明显看出, 在靠近叶片吸力面叶尖间隙附近出现了一个泄流涡, 这个泄流涡主要是由于叶片压力面与吸力面之间的压差和叶尖间隙这两个因素造成。它产生的机理如下: 由于压力面和吸力面之间固有的压差, 它会迫使流体通过叶尖间隙从压力面向吸力面流动, 这样就会形成一股高速的泄流流, 与周围的流体发生激烈的摩擦, 从而就会产生泄流涡, 图 4 和图 5 都证明了这一观点。对比分析图 5(a) 和图 5(b), 可以发现, 叶尖间隙为 2% 叶高时的泄流涡比叶尖间隙为 4% 叶高时的泄流涡更靠近吸力面。

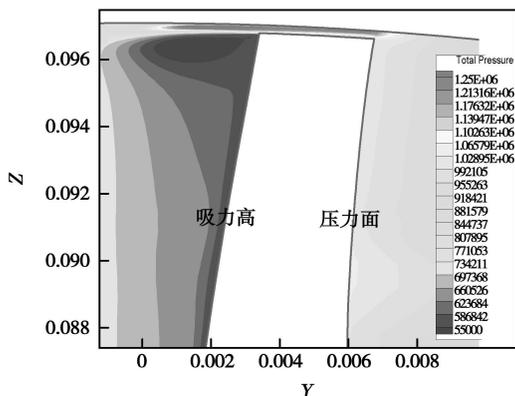


(a) 2%叶高, 90%轴向弦长

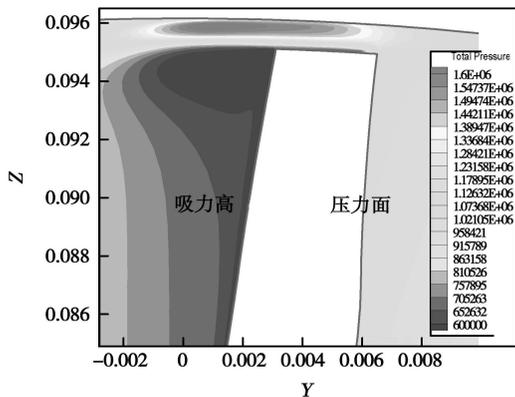


(b) 4%叶高, 90%轴向弦长

图 5 速度矢量图



(a) 2%叶高, 90%轴向弦长



(b) 4%叶高, 90%轴向弦长

图 6 总压分布图

图 6 给出在两种叶尖间隙情况下, 转子叶片 III 在轴向位置为 90% 轴向弦长时流场中的总压分布云图。由图 6 可以看出, 叶片压力面和吸力面之间有明显的压力差, 这种压力差促使了间隙流动的产生, 在叶片吸力面叶尖区的低压区域正是叶尖泄漏涡的位置, 随着叶尖间隙的增大, 在吸力面所形成的泄漏涡是增大的。

3 结 论

(1) 在进行涡轮叶顶间隙流场数值模拟时, 无论是采用 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型, 还是采用 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型, 对计算结果的规律影响不大。

(2) 叶尖间隙对从大约 70% 叶高到叶尖位置的叶片损失具有明显的影响, 有叶尖间隙时的压力损失系数或能量损失系数比没有叶尖间隙时的压力损失系数或能量损失系数大, 而且随着间隙的增大, 损失明显增大。

(3) 随着叶尖间隙的增大, 转子叶片的等熵效率显著降低, 针对本研究涡轮转子, 当间隙从零增加到 6% 展向尺度, 涡轮转子效率从 89% 下降到 79.5%, 下降了大约 10 个百分点。采用余高间隙或间隙喷气可以有效地降低叶尖泄漏损失, 计算表明, 同样间隙大小情况下, 余高间隙叶片等熵效率比平间隙叶片等熵效率约提高了一个百分点; 而叶尖间隙有冷气入射时涡轮的等熵效率要比无冷气入射时的等熵效率约提高两个百分点。

(4) 数值计算结果说明, 由于间隙流的存在, 在叶片的吸力面附近形成一个泄漏涡, 而且该泄漏涡随着叶尖间隙增大而增大。此外, 叶尖间隙小时所产生的泄漏涡比叶尖间隙大时所产生的泄漏涡更靠近叶片的吸力面。

参考文献:

- [1] BOLETIS E, SIEVERDING C H. The development of axial turbine leakage loss for two Profiled tip geometry using linear cascade data [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114, 198-203.
- [2] TALLMAN J, LAJSGNUBA RAIBABA R. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines with emphasis on flow physics; Part I- Effect of Tip Clearance Height [J]. ASME Paper, 2001, 123(4): 314-323.
- [3] XIZO XINWEN. Investigation of tip clearance flow physics in axial flow turbine rotors [D]. Pennsylvania; Pennsylvania State University, 2001.
- [4] MEKHER K J. Controls considerations for turbine Active Clearance Control [R]. NACA CP-2004-212936; 2004
- [5] BLAIR M F. An Experimental study of heat-transfer in a large scale turbine rotor passage [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(1): 1-13
- [6] YAMAMOTO A. Interaction mechanisms between tip leakage flow and passage vortex in a linear turbine Rotor Cascade [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109: 329-339
- [7] SJOJANDER S A, Sieverding C. H. Secondary and tip-clearance flows in axial turbines // Overview of tip-clearance effects in axial turbines. VKI lecture series [C]. Belgium; the Von Karman Institute for Fluid Dynamics 1997: 1-30

(编辑 伟)

However, when simulating the flow field by using RANS, the choice of turbulence models can conspicuously influence the prediction of the turbine performance. The comparison of RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST models as well as the coupling and transition SST model indicates that different turbulent flow models may result in a maximum difference of 1% when predicting the turbine efficiency, and an even larger difference when predicting the separation condition of the blade surface boundary layers. In addition, the use of the coupling and transition SST model can ensure the most evident prediction effectiveness.

Key words: HP turbine, numerical simulation, turbulence intensity, inlet temperature distribution, turbulence model

涡轮叶尖间隙流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of Turbine Blade Tip Leakage Flows** [刊, 汉] / XU Kai-fu, QIAO Wei-yang, LUO Hua-ling (College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 432 ~ 436

By using the three-dimensional CFD (Computational Fluid Dynamics) calculation program based on Reynolds-averaged N-S equation and coupled with the method of a turbulent flow model based on Spalart-Allmaras single equation or $k-\epsilon$ dual equations plus wall surface functions, a numerical calculation study has been performed of the blade tip leakage flow field of a turbine plane cascade and rotor. The influence of different blade tip clearance heights and forms as well as the blade tip clearance with an incidence of cold air on the turbine blade tip clearance flow field and performance was studied in detail. The calculation results show that the blade tip clearance has a conspicuous influence on the blade loss at locations from about 70% blade height to blade tip. Under the condition of an identical blade tip clearance, the isentropic efficiency of an excess height clearance blade is approximately one percentage point higher than that of an equal height clearance blade while the isentropic efficiency of a turbine having a blade tip clearance with an incidence of cold air is about two percentage points higher than that of a turbine without an incidence of cold air. **Key words:** turbine, turbine performance, clearance flow, leakage vortex, flow field calculation

碰摩转子系统在轴向推力作用下的分岔研究 = **Bifurcation Study of a Rotor System With Rotor-to-stator Rubbing Under the Action of an Axial Thrust** [刊, 汉] / AN Xue-li, ZHOU Jian-zhong, LI Chao-shun, et al (College of Hydropower and Digital Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 437 ~ 441

Derived and established was a non-linear kinetic equation for collision and rubbing rotors under the action of an axial thrust. With the mass eccentricity and rotor rotation speed ratio serving as control parameters respectively, a numerical analysis was performed of the nonlinear characteristics of the transversal and axial vibration bifurcation of the collision and rubbing rotor. It has been found during the simulation analysis that there exist Cycle 1 and 2 motion as well as a complex quasi-cycle motion etc. in the transversal vibration bifurcation chart of the rotor. In the meanwhile, it can be seen from the axial vibration bifurcation chart of the rotor that the system moves, assuming a form of a quasi-cyclic route. With an increase of the mass eccentricity, the system may abruptly change to a chaotic motion and continue to sustain such a motion. The analytic results may well provide a necessary theoretical basis for the collision and rubbing fault analysis of a practical rotor system. **Key words:** rotor system, collision and rubbing, axial thrust, mass eccentricity, bifurcation, chaos

工业园区独立能源系统方案分析与应用 = **Schematic Analysis and Application of an Independent Energy Source System for Industrial Parks** [刊, 汉] / YANG Min-lin, YANG Xiao-xi (Research Center of Distributed Energy Sources, Dongguan University of Science and Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808), SUI Jun, LIN Ru-mou (Research Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 442 ~ 446

General schemes and design principles for an independent energy source system were analyzed, and its evaluation criteria presented. A simulation and analysis was performed of the energy source system in question. The simulation results show