

变几何涡轮可调叶栅过渡态特性研究

李彦静¹, 杜玉锋², 宋义康¹, 高 杰¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 哈尔滨广瀚燃气轮机有限公司, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:变几何涡轮使发动机在变工况下的性能得到提升,为了更透彻地了解变几何涡轮导叶转动过程中参数的变化情况,通过数值模拟及试验方法探究可调叶栅过渡态特性。将变几何涡轮导叶进行调节,导叶调大范围为 $0^{\circ} \sim 6^{\circ}$,导叶调小范围为 $0^{\circ} \sim -5^{\circ}$,观察过渡态参数变化规律。试验研究表明:导叶在调大及调小过程中,导叶出口质量流量、绝对气流角和绝对马赫数随转角接近线性变化,导叶出口总压损失系数和熵增接近抛物线变化;导叶从 0° 向 -5° 转动过程绝对出口马赫数减小了2.2%,总压损失系数增加了37.3%;导叶从 0° 向 6° 转动过程中,导叶出口马赫数增加了1.5%,导叶出口总压损失系数减小了15.8%;在导叶转角和二次流改变的影响下,吸力侧和压力侧来流在导叶尾缘后掺混改变,沿叶高分布的出口绝对气流角不同程度地偏离几何出口角;导叶转角调大,上部通道涡沿叶高上移,泄漏涡和通道涡相互削弱,总压损失系数减小。

关 键 词:变几何涡轮;扇形叶栅;过渡态性能;气动损失

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.10.017

[引用本文格式]李彦静,杜玉锋,宋义康,等.变几何涡轮可调叶栅过渡态特性研究[J].热能动力工程,2021,36(10):126-135. LI Yan-jing, DU Yu-feng, SONG Yi-kang, et al. Research on transition state characteristics of variable geometry turbine adjustable cascade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(10):126-135.

Research on Transition State Characteristics of Variable Geometry Turbine Adjustable Cascade

LI Yan-jing¹, DU Yu-feng², SONG Yi-kang¹, GAO Jie¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code:150001;
2. Harbin Guanghan Gas Turbine Co. Ltd., Harbin, China, Post Code:150078;)

Abstract: Variable geometry turbines improve the performance of the engines under variable operating conditions. In order to understand the changes of parameters during the rotation of the variable geometry turbine guide vane more thoroughly, explores the transition state characteristics of the adjustable blade cascade through numerical simulation and experimental method. The guide vane adjustment range is -5° to 6° , and observe the transition state parameter changes. Experimental research shows that during the process of adjusting, the change law of the guide vane, the mass flow rate, absolute airflow angle and absolute Mach number of the guide vane are linearly changed with the angle of rotation, and the total pressure loss coefficient and entropy increase of the guide vane are close to parabolic changes. The absolute exit Mach number line of the guide vane from 0° to -5° is reduced by 2.2%, and the total pressure loss coefficient is increased by 37.3%. During the turning of the guide vane from 0 degrees to 6 degrees, the Mach number of the guide vane outlet increased by 1.5%, and the total pressure loss coefficient at the guide

收稿日期:2021-04-20; 修订日期:2021-07-01

基金项目:国家自然科学基金(51779051);黑龙江省自然科学基金优秀青年项目(YQ2020E024);国家科技重大专项(J2019-II-0009-0029)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51779051); Project supported by the Excellent Youth Project of Heilongjiang Natural Science Foundation(YQ2020E024); National Science and Technology Major Project(J2019-II-0009-0029)

作者简介:李彦静(1998-),女,吉林吉林人,哈尔滨工程大学硕士研究生。

通讯作者:高 杰(1985-),男,河南镇平人,哈尔滨工程大学教授。

vane outlet decreased by 15.8%. Under the influence of the changes of guide vane angle and secondary flow, the suction side and pressure side incoming flow will mix and change after the trailing edge of the guide vane, and the outlet absolute airflow angle distributed along the height of the blade deviates from the geometric outlet angle to varying degrees. The turning angle of the guide vane is increased, the upper channel vortex moves up along the blade height, the leakage vortex and the channel vortex weaken each other, and the total pressure loss coefficient decreases.

Key words: variable geometry turbine, annular sector cascade, transition state characteristics, aerodynamic loss

引言

变几何动力涡轮技术可以有效控制涡轮流量变化,进而调节和优化发动机各部件之间的匹配关系,是有效提高燃气轮机加减速特性和低工况性能的技术手段之一^[1]。早在上世纪六十年代后期,西方发达国家就已经开展了对变几何涡轮的研究,经过研究学者不懈努力,导叶可调的变几何涡轮技术方案得以采用^[2]。变几何涡轮可以调节几何参数,将导叶安装角通过旋转轴旋转,使其喉部面积改变,改变涡轮的流通能力^[3]。变几何涡轮可调导叶调大或调小时,涡轮各气动参数被显著影响,当导叶关小时可调导叶级反动度大幅减小,叶根处反动度甚至会为负值,极易影响涡轮性能,使导叶级动叶处于正攻角,引起吸力面分离流动,导叶开大导致相应的负攻角,造成压力面分离流动^[4-5]。除此之外,为实现导叶转动,需要在导叶上安装旋转轴,这必定会使导叶上下端存在间隙^[6],泄漏流动会给涡轮带来很大一部分的损失^[7]。Moffitt 等人^[8]指出具有可调导叶的涡轮,在设计工况下其效率值往往比固定几何涡轮低 2% 左右。

变几何技术的研究具有非常现实的意义和重要的应用前景^[9]。在变几何涡轮转动过程中,涡轮性能参数发生变化,参数变化过程称为变几何涡轮导叶转动过渡态。国内有关变几何涡轮技术的研究多针对导叶不同安装角下的端壁损失展开,缺乏导叶转动过程中的整体参数变化分析,针对变几何涡轮导叶转动的瞬态分析相对较少。

通过试验与数值模拟方法研究变几何涡轮特性参数随转角变化规律,而后进行基于级的变几何涡轮导叶转动过渡态研究,采用 UG 软件设计扇形叶

栅试验部件并加工制造,采用三维运动仿真试验研究摇臂和传动环的间隙配合方式对导叶转动的影响,而后采用可调扇形叶栅试验和应用动网格技术的数值仿真方法研究变几何涡轮导叶转动过渡态特性。

1 过渡态特性的试验方法

试验在哈尔滨工程大学的 1.5 级涡轮试验室进行,扇形叶栅风洞试验器如图 1 所示。其由高压鼓风机提供气源,气体冷却后,依次通过扩压段、稳压段和收敛段,最终进入实验测量设备。原型叶片取自某型船用第 1 级动力涡轮导叶,叶片的转动由外部设计的固定转速电机以及两级减速器驱动,电机由正反转控制器控制。由动态压力传感器测量叶片前缘、叶片尾缘和流道的压力变化,实现叶片转动过程中的压力实时测量。试验件包括过渡段、扇形稳压段、轮缘轮毂以及导叶固定装置、导叶驱动装置等。

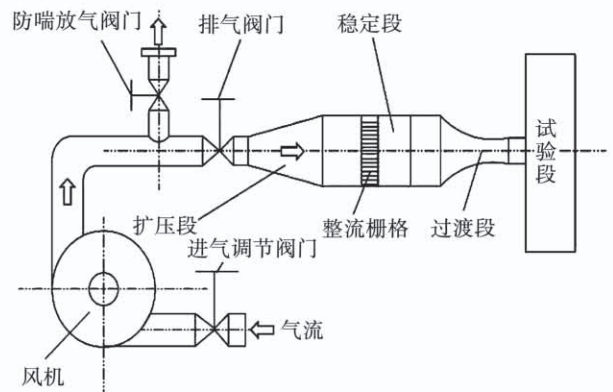


图 1 扇形叶栅风洞试验器

Fig. 1 Fan-shaped cascade wind tunnel tester

在扇形叶栅与方变扇的扇形中间通道对进口总压、总温和壁面静压进行测量。采用总压探针测量

总压,采用带有固定探针的温度传感器直接深入到流道中间部分测量进口温度。中间通道取上壁面静压进行测量,通过气动管传递给静态压力传感器。出口静压默认为大气压力,通过大气压力传感器进行测量,将测量数据作为数值模拟的边界条件。试验采用 DASYLab 软件进行变几何涡轮导叶转动过渡态试验数据采集,针对动态压力数据进行时域分析。试验误差来源主要包括试验系统误差以及试验测试误差。试验系统误差来自数据采集卡、动态压力传感器(测量精度 $\leq 0.1\%$ FS BFSL)、静态压力传感器(测量精度 $\leq 0.25\%$ FS)以及温度传感器(准确度为 0.2% F.S)精度。试验测试误差主要来自出口马赫数较高时探针振动对测量产生影响^[10]。为确保实验数据的可信度,试验均重复一次,以减小误差。

2 数值计算方法

2.1 几何模型

对某型燃机的动力涡轮第1级静叶进行变几何改型,如图2所示。转轴下部与支撑结构采用球面端壁设计,可以保证转动过程中导叶与支撑机构接触,降低导叶压力侧到吸力侧的横向压力梯度引起的泄漏损失。转轴位置导叶沿径向延伸后与转轴衔接,以降低转轴对流场的干扰,采用阶梯轴连接转轴上部与轮缘,以降低径向气体泄漏。

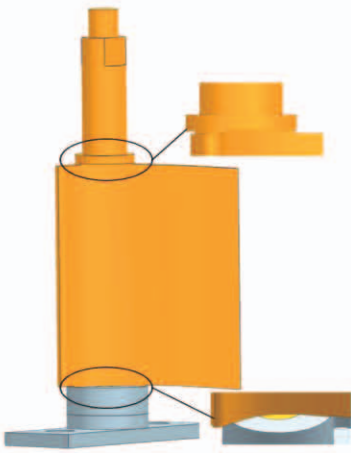


图2 扇形叶栅试验用导叶几何模型

Fig.2 Guide vane geometry model for fan-shaped cascade test

计算模型的边界条件设置为进口总压、总温,出口静压,工质为理想气体,参考压力为 101.325 kPa ,表1给出具体边界条件。非定常计算中,轮缘轮毂和叶片表面采用绝热无滑移的边界条件,混合网格交界面模式为静态交界面(Static),导叶与动叶交界面模式为周期性重复(Periodic Repeats),求解方案选用压力耦合方程组的半隐式算法(SIMPLE),计算残差设置为 1×10^{-6} ,工质为理想气体。表2给出变几何涡轮的整体参数。

表1 导叶几何参数

Tab.1 Geometric parameters of vanes

参数	数值
弦长/mm	48.32
叶根栅距/mm	29.98
叶顶栅距/mm	37.73
安装角/(°)	53.28
几何进口角/(°)	0(轴向进气)
几何出口角/(°)	72.42(轴向夹角)

表2 变几何涡轮的整体参数

Tab.2 Overall parameters of variable geometry turbine

参数	数值
折合流量 $\dot{G}/\text{kg} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot (\text{s} \cdot \text{kPa})^{-1}$	0.941
折合转速 $\dot{n}/\text{r} \cdot (\text{min} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}})^{-1}$	648.88
总效率/%	93.62

2.2 控制方程与湍流模型

对流场数据的获取可以归结为对 Navier-Stokes 方程(简称 N-S 方程)的求解。N-S 方程主要由连续方程、动量守恒方程和能量守恒方程通过雷诺输运方程推导得出。

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = \rho \vec{f} - \nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho E + p)) = \rho \vec{f} \cdot \vec{u} + \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) - \nabla \cdot \vec{q} \quad (3)$$

式中: p —静压; $\bar{\tau}$ —粘性应力张量; \vec{f} —作用在单位质量流体上的体积力; \vec{q} —热流矢量。

SST 模型结合了 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 的优势,可以精确地捕捉边界层的精细流动^[11-15],因此计算选用 SST 湍流模型。

SST 模型的湍流动力粘度系数为:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S \cdot F_2)} \quad (4)$$

且

$$\nu_t = \mu_t / \rho \quad (5)$$

式中: F_2 —混合函数; S —应变率估算值,其中:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{0.99\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (6)$$

此模型中 $k-\omega$ 的两个输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] +$$

$$2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + a_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (8)$$

2.3 网格划分及验证

进出口采用六面体网格,在降低网格数量节省计算资源的同时能够更为精准地捕捉进口来流;导叶流道部分采用四面体网格划分,全局尺寸设置为 2 mm,轮缘轮毂及叶片表面近壁面网格采用三棱柱网格,第一层网格高度为 0.001 mm,增长比率 1.2,加密 10 层,同时导叶表面最大网格尺寸设置为 0.5 mm,叶片前缘和尾缘最大网格尺寸设置为 0.2 mm。图 3 为基于级的变几何涡轮网格示意图,全局网格尺寸最大调整为 1.2 mm,动叶部分采用 Numeca 软件 (Autogrid5) 划分。采用 FLUENT 进行计算,选取 SST 湍流模型,轮缘轮毂和叶片表面 Y^+ 值小于 1。

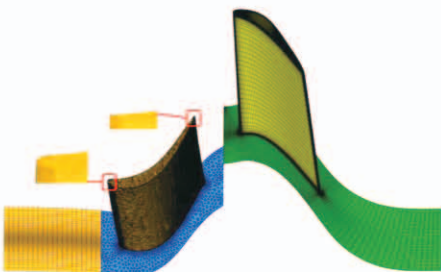
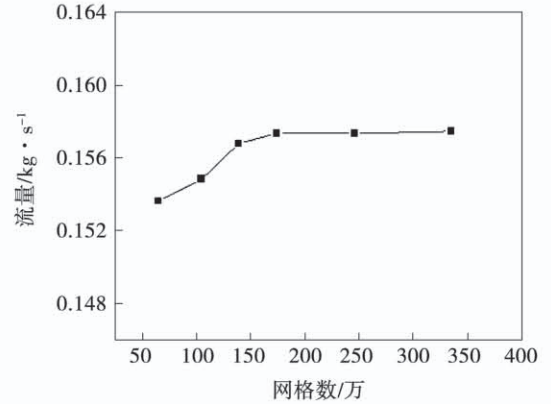


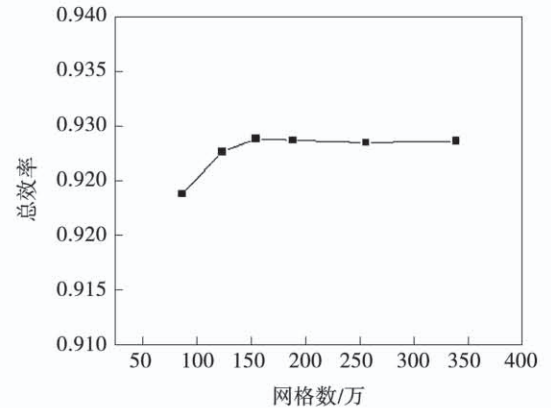
图 3 混合网格划分

Fig. 3 Hybrid meshing

图 4 为网格敏感性验证结果。在网格数超过 170 万后,导叶单通道流量波动变化已经非常小,效率也近似不变,此时网格计算精度已经较高;考虑导叶加轴后,端部泄漏损失加剧,流场较复杂,为观察涡轮细节处流动,且考虑到计算资源和时间成本,选择计算网格数为 200 万。



(a) 流量随网格数变化



(b) 效率随网格数变化

图 4 网格敏感性验证

Fig. 4 Grid sensitivity verification

2.4 数据处理

静压系数定义为:

$$C_{p,s} = \frac{p}{p_{in,tol}} \quad (9)$$

总压损失系数定义为:

$$C_{p,t} = \frac{p_{in,tol} - p_{tol}}{\frac{1}{2} \rho_{in} U_{in}^2} \quad (10)$$

式中: p_{tol} —当地总压; $p_{in,tol}$ —导叶质量平均的进口总压; p —当地静压; ρ_{in} —导叶质量平均的进口密度; U_{in} —进口质量平均速度。

气流角的定义式为:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_t}{V_m}\right) \quad (11)$$

式中: V_t —速度在切向上的分量; V_m —速度在轴向上的分量。

其中, V_r, V_t, V_m 的定义为:

$$V_r = \frac{xV_x + yV_y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \quad (12)$$

$$V_t = \frac{xV_y - yV_x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \quad (13)$$

$$V_m = \sqrt{V_r^2 + V_z^2} \quad (14)$$

式中: x, y, z —笛卡尔坐标系中的位置; V_x, V_y, V_z —笛卡尔坐标系中速度在 3 个坐标轴上的分量, 当 V_x, V_y, V_z 为绝对速度分量时, 所求气流角为绝对气流角, 当 V_x, V_y, V_z 为相对速度分量时, 所求气流角为相对气流角。

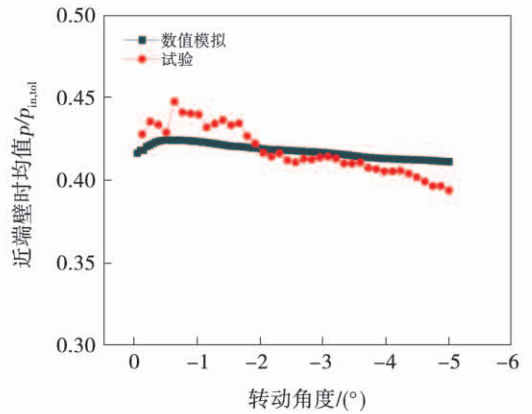
总效率定义式为:

$$\eta = (T_{in}^* - T_{out}^*) / T_{in}^* \left[1 - \left(\frac{P_{out,isen}^*}{P_{in}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{-1} \quad (15)$$

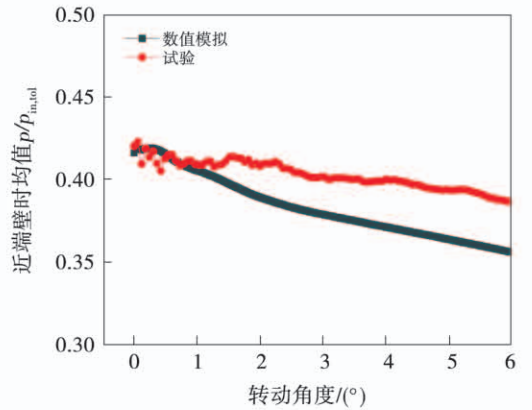
式中: T_{out}^* —出口总温; T_{in}^* —进口总温; $P_{out,isen}^*$ —出口总压; P_{in}^* —进口总压; k —常数 1.4。

3 结果与分析

为验证数值模拟的可靠性, 采用导叶从 0° 转动到 -5° 和 6° 的近端壁时均值变化进行对比, 而后分析导叶转动时的瞬态流场信息。图 5 为各转角下近端壁时均值变化趋势对比。导叶转角调小时, 数值仿真和试验的结果误差较小。导叶转角调大时, 时均值在 1.5° 之前的误差较小, 接近尾缘时误差较大。随着转角增大, 数值方法与叶栅试验近端壁压力时均值随转角变化出现差异, 主要原因是转轴的影响, 数值方法中采用全间隙导叶, 未考虑转轴对测量点压力随转角变化的影响。其次, 扇形叶栅试验中, 两侧导叶前缘与挡板存在间隙, 当导叶开度调大过程中漏气量增大时, 测量点压力降低不明显。总体上, 在数值模拟与试验的误差可接受的情况下, 流场内参数和损失变化可以反映导叶转动过渡态特性。



(a) 负角转动近端壁压力时均值



(b) 正角度转动近端壁压力时均值

图 5 近端壁压力时均值试验与数值结果对比

Fig. 5 Comparison of the time-average value of the near-end wall pressure between the experiment and the numerical results

3.1 导叶出口气动参数随转动角度变化

图 6 为导叶出口质量流量随转动角度的变化。图 7 为导叶出口绝对气流角度。总体上, 出口质量流量随导叶开大而增大, 随导叶关小而减小。导叶出口质量流量与转角转动幅度接近线性相关。在变化过程中存在较小波动, $0^\circ \sim -2^\circ$ 时波动更加明显。当导叶转动角度为 -5° 时流量减小到 0° 时的 71.44%。导叶开大过程中的质量流量变化趋势接近线性变化, 涡轮流通能力增大, $0^\circ \sim 2^\circ$ 时波动更加明显。出口质量流量在转动角度为 6° 时增大为 0° 时的 136.45%。

导叶转动后叶片几何出口角发生变化, 出口气流角也随之变化。变几何涡轮的导叶出口气流角变化可以在一定程度上反映出动叶冲角变化, 动叶在大的正冲角下工作吸力面出现分离, 在大的负冲角下工作压力面出现分离。

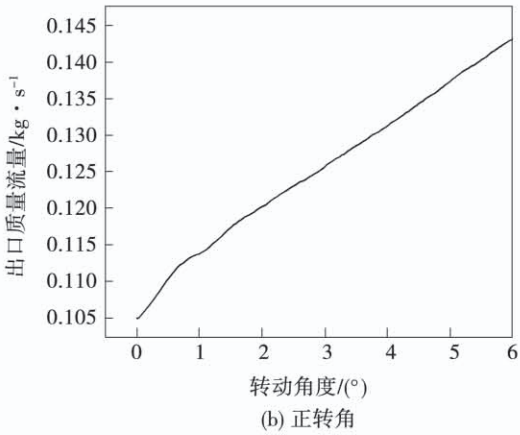
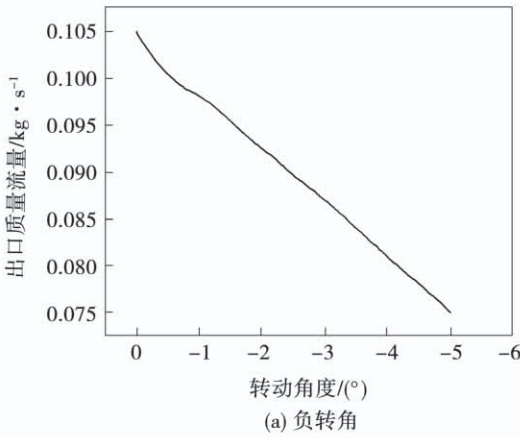


图 6 导叶出口质量流量随转动角度的变化规律
Fig. 6 Change law of guide vane outlet mass flow with rotation angle

出口气流角随导叶关小而增大,随导叶开大而减小。导叶关小过程中,出口气流角接近线性增大,导叶从 0°变化到 -5°后,出口气流角增加了 4.1°;导叶从 0°变化到 6°过程中,出口气流角接近线性减小,导叶转角开大前后,出口气流角减小了 5.8°。综上所述,在导叶转动过程中,出口气流角接近线性变化,且变化较平稳、无突变。

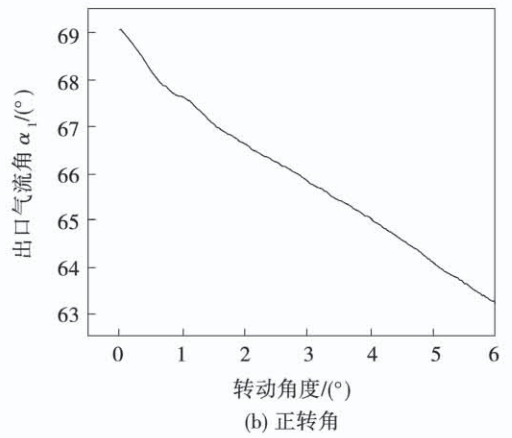
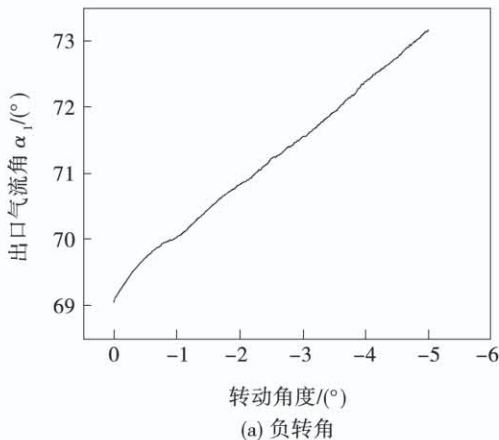


图 7 导叶出口绝对气流角随转动角度的变化规律
Fig. 7 Change law of the absolute airflow angle of the guide vane outlet with the rotation angle

在速度三角形中,圆周速度已知,导叶的出口气流角即动叶进口绝对气流角。当圆周速度保持不变时,由导叶出口绝对气流角和马赫数的变化趋势可以推断出动叶进口相对气流角的变化趋势。

图 8 为导叶出口马赫数随转动角度变化规律。

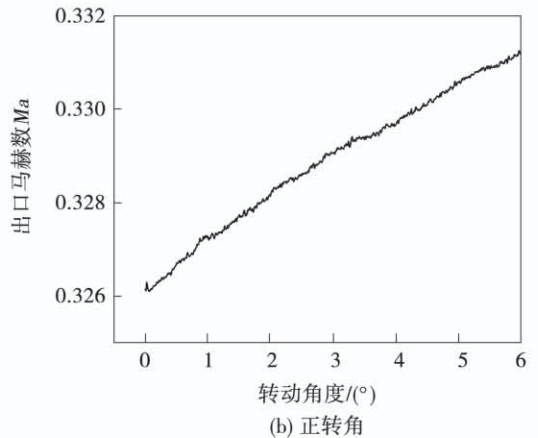
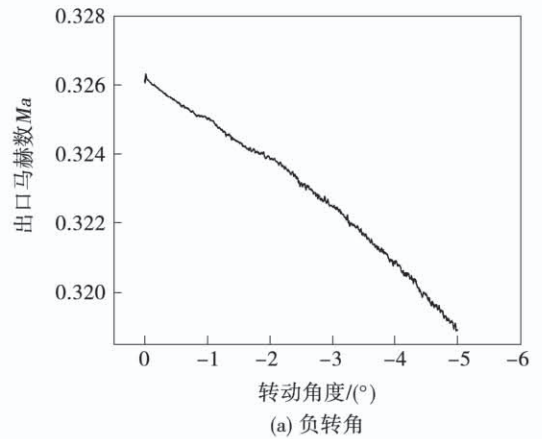


图 8 导叶出口马赫数随转动角度的变化规律
Fig. 8 Change law of guide vane outlet Mach number with rotation angle

导叶转角调小过程中,马赫数接近线性减小,当导叶从 -2° 向 -5° 转动过程中,马赫数曲线出现明显的波动,且波动幅值在导叶转角调小过程中有所增加。导叶转角调大过程中,马赫数接近线性增大,并且伴随较大幅度波动。综上,出口马赫数随着导叶转角调小而减小,随着导叶转角调大而增加,在小角度内马赫数在变化主要表现为非线性变化。

图9为导叶转动到相应角度的瞬态流场下流道80%位置处导叶出口气流角沿叶高分布。观察气流角变化趋势可知,导叶转角调小,沿叶高分布的气流角增大,导叶转动角度调大,沿叶高分布的气流角减小。

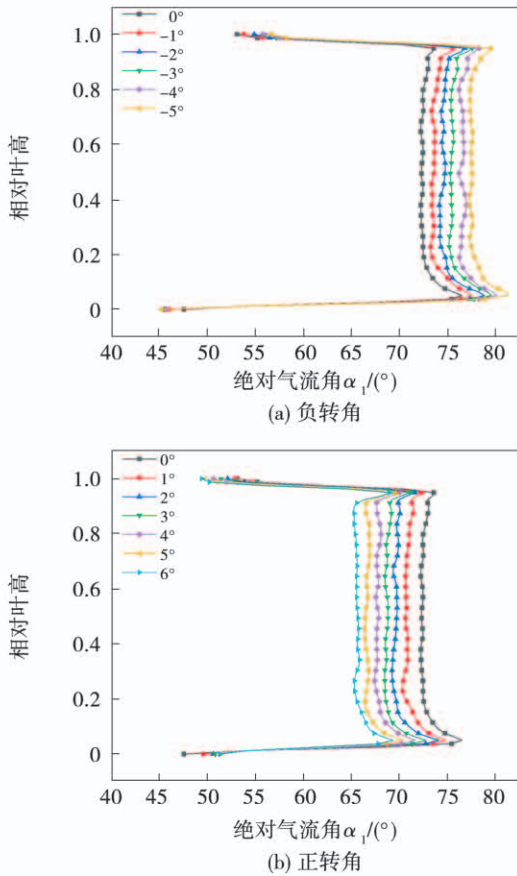


图9 导叶出口气流角沿叶高分布

Fig. 9 Outlet airflow angle of the guide vane distributed along the height of the blade

不同转角下,10%叶高以下和90%叶高以上,受通道涡的影响出口气流角均增大,且下部通道涡作用更为强烈。临近上下端壁处在导叶压力侧和吸力侧横向压差力的作用下产生泄漏涡,泄漏涡与通道涡旋转方向相反,可以降低上部通道涡的强度。

但是流经间隙的气流欠偏转,致使近端壁出口气流角减小。导叶尾缘后,来自吸力侧和压力侧的气流经过发展后相互掺混,使得出口气流角不稳定,观察10%~90%的出口气流角分布可知,不同转角下出口气流角沿叶高分布存在波动,即受导叶转动和二次流变化的影响导叶出口气流角偏离几何出口角。导叶转角调大气流角减小,在10%叶高以下和90%叶高以上由于通道涡的作用,出口气流角增大。在临近上下端壁处,由于泄漏涡的存在气流欠偏转,出口气流角迅速减小,同时10%~90%叶高受二次流和叶片转动的影响气流角出现周向波动。与导叶负转角转动不同。正转角下导叶转动 1° 过程中气流角变化幅度增加。同时,导叶转动到 5° 以后,上部通道涡对气流的影响超过下部通道涡。

3.2 导叶出口损失随转动角度的变化

图10给出导叶出口熵增随转角变化的规律,导叶从 0° 向 -5° 转动过程中熵增增加了31.8%,从 0° 向 6° 转动过程中熵减小了13.2%。

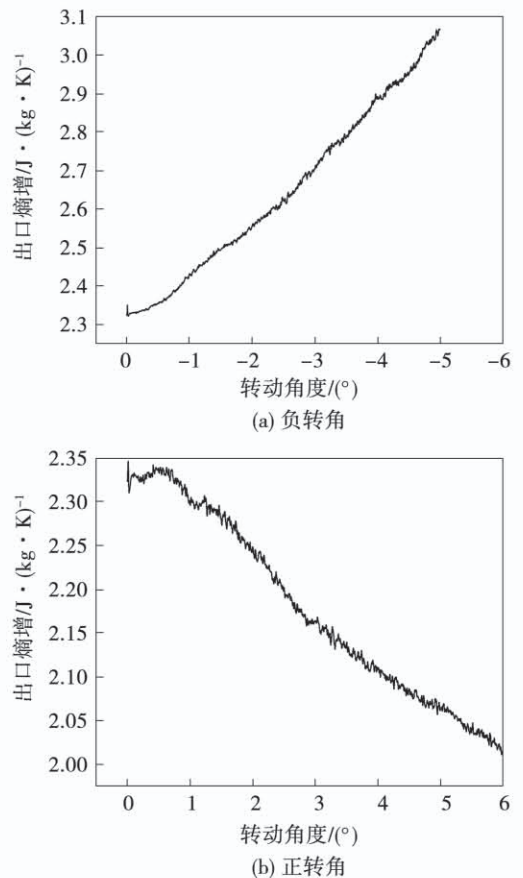


图10 导叶出口熵增随转动角度的变化规律

Fig. 10 Change law of entropy increase of the guide vane outlet with the rotation angle

图 10(a) 给出负转角下的导叶出口熵增, 出口熵增随导叶转角调小接近抛物线变化增加, 且从 -2.5° 开始出口熵增波动幅度增大; 在导叶转角为 -2.6° 和 -4.2° 的瞬态流场下, 熵增出现瞬间增大的趋势。图 10(b) 给出正转角下的导叶出口熵增。总体上看, 熵增随转角增加先平稳变化而后降低, 0.5° 和 1° 后熵增先增大后减小, 转角 3° 以后改为较为平缓地降低。与图 10(a) 相比导叶转角调大过程中的熵增波动幅值增加, 小角度内熵增出现快速上升和回落。综上, 导叶转动过程中, 熵增随着导叶转角的变化呈现出波动式上升和回落, 整体上看整个过程接近抛物线变化趋势, 但从局部上看熵增变化是无规则地上升和回落, 且导叶转角调大对出口熵增幅值变化影响更大。

图 11 为导叶吸力侧涡量熵增云图。分析叶片表面熵增变化趋势可知, 通道涡引起叶片表面局部区域出现高熵增。原始叶型属于前部加载叶型, 上通道涡使导叶沿轴向中部产生高熵增区, 熵增区域随着通道涡向后扩展, 沿叶高向叶片中部发展; 下通道涡导致叶片表面出现高损失区域, 且下通道涡引起熵增大于叶顶上通道涡引起的熵增。

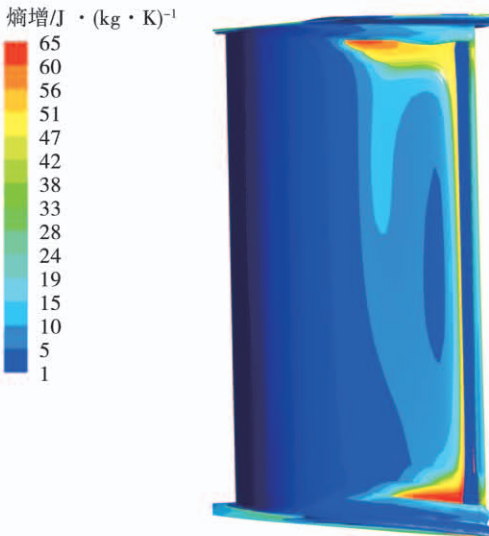


图 11 导叶吸力面涡量熵增云图

Fig. 11 Vorticity entropy distribution on suction side of guide vane

变几何涡轮导叶转动过程中, 叶型损失、二次流损失和尾迹损失随转角变化必然发生改变。图 12 给出导叶出口总压损失系数随转动角度的变化, 导

叶从 0° 向 -5° 转动过程中总压损失增加了 37.3%, 从 0° 向 6° 转动过程中总压损失减小了 15.8%。

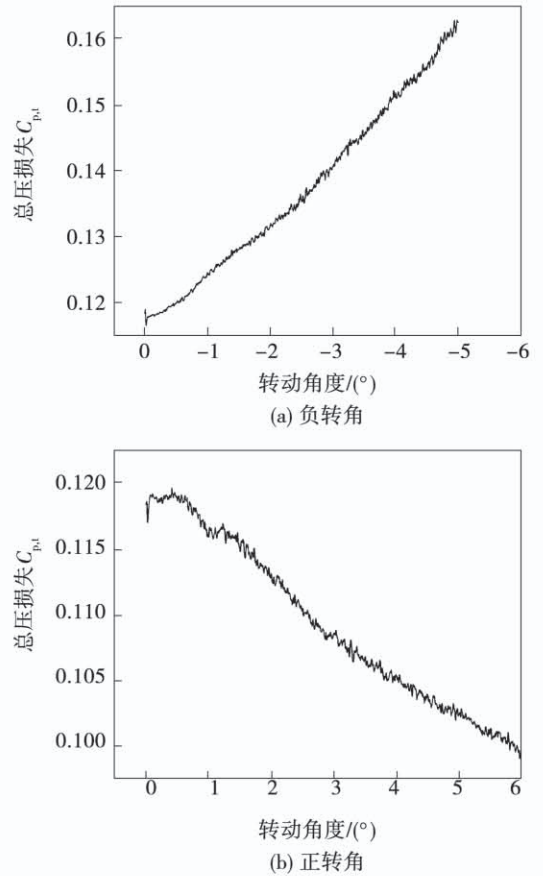


图 12 导叶出口总压损失系数 $C_{p,t}$ 随转动角度的变化规律

Fig. 12 Change law of the total pressure loss coefficient $C_{p,t}$ at the outlet of the guide vane with the rotation angle

图 12(a) 给出导叶转角调小过程中总压损失的变化趋势。总压损失在角度减小至 -2.5° 之前变化较为平稳, 而后幅值变化剧烈。考虑小角度内总压损失变化, 随转角增加, 总压损失从一个值增大到另一个值, 中间穿插着非线性增大和减小。图 12(b) 给出导叶转角调大过程中总压损失变化趋势, 总压损失随着转动角度的增大而减小, 在减小过程中经历两次平稳变化后降低。观察小角度内总压损失的变化趋势可知, 总压损失曲线在减小过程中穿插着剧增与骤减。相对于导叶转角调小, 导叶转角调大总压损失幅值变化更为剧烈, 但是导叶出口总压损失整体呈现减小趋势。

图 13(a) 给出导叶转动到各个负角度的总压损失沿叶高分布。分析可知: 总压损失随着转动角度的增加而增大, 叶片高度从 10% 到 85%, 总压损失

沿叶高逐渐减小,在叶片主体部分总压损失并不严重,而叶高的 10% 以下及 85% 以上总压损失急剧增加,叶片上部受到泄漏涡和通道涡相互作用的影响,总压损失先减小后增加;下部通道涡和泄漏涡相互抑制,总压损失转折变化趋势较弱。图 13(b) 给出导叶转角调大时总压损失沿叶高分布。分析可知:与导叶转角调小相近,从 10% 到 82% 叶高,总压损失随着高度的增加而减小,在不同转角下下部损失差值较大而上部损失差值较小;导叶转角调大时上部通道涡对总压损失影响表现在,总压损失位置沿叶高向上移动,同时在泄漏涡的削弱下总压损失减小;相对于导叶转角调小,下部通道涡和泄漏涡对总压损失影响减小。

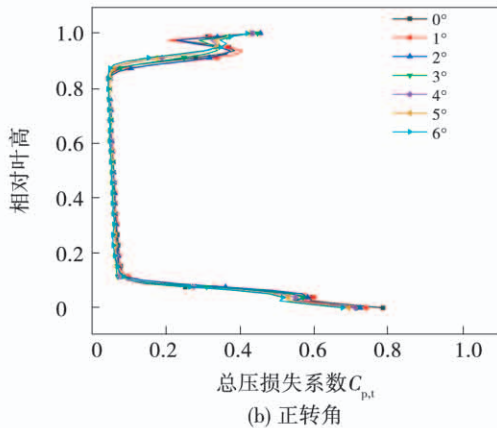
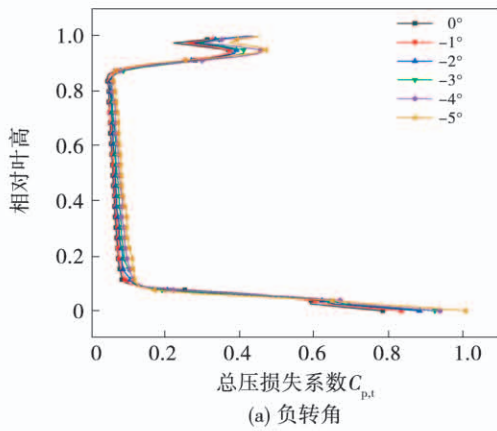


图 13 导叶出口总压损失沿叶高分布

Fig. 13 The total pressure loss at the outlet of the guide vane is distributed along the blade height

导叶吸力侧喉部位置气流膨胀加速产生低压区,图 14 和图 15 给出基于动网格技术转动过程中导叶 50% 叶高截面静压分布瞬态云图。导叶转角调小过程中,低压区沿着轴向位置后移范围扩大;导

叶转角调大过程中,吸力侧低压区范围逐渐减小,同时压力侧高压区域被截断。导叶转角调小过程中,导叶和动叶均处于正冲角下,但两者产生的原因却截然不同。导叶进口来流方向为轴向进气,导叶负角度转动致使其产生正冲角。而动叶正冲角产生原因主要是动叶进口绝对气流角大小和方向发生变化,在圆周速度不变的情况下,相对进口气流角偏离设计位点。

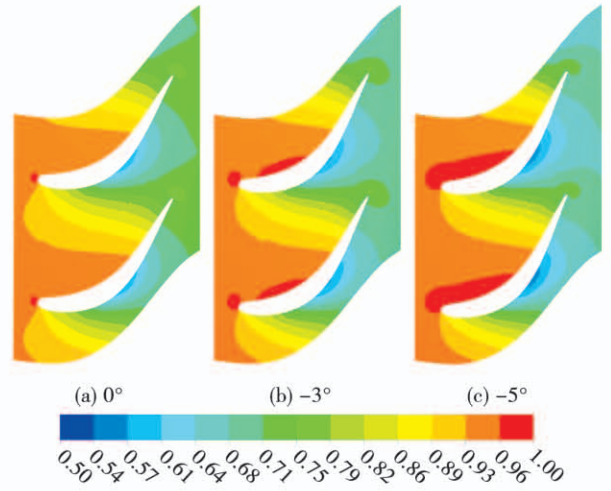


图 14 负转角下 50% 叶高截面静压系数分布

Fig. 14 Distribution of 50% blade height static pressure coefficient under negative rotation angle

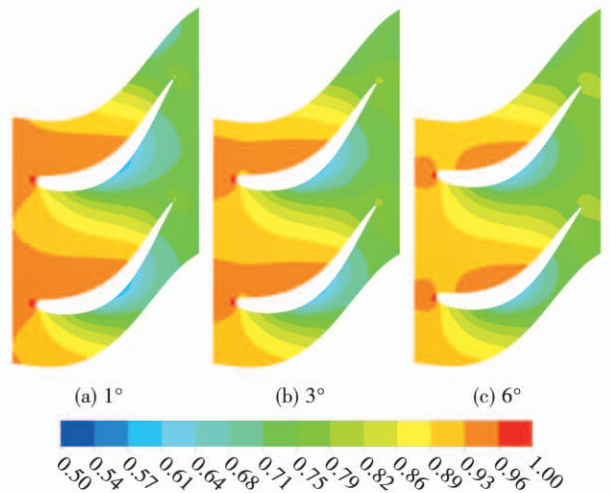


图 15 正转角下 50% 叶高截面静压系数分布

Fig. 15 Distribution of 50% blade height static pressure coefficient under positive rotation angle

观察图 14 可知,导叶负转角增大过程中,叶片前缘驻点高压区与压力侧高压区相连接,导叶吸力侧低压区沿着轴向位置后移、范围增大且压力梯度

增大。而导叶转角增大过程中,导叶吸力侧前缘梯度变化减缓,吸力侧低压区静压值升高范围减小,在 6° 时能够明显观察到低压区基本消失。导叶前缘驻点高压区随转动角度增加向吸力侧移动,压力侧高压区被剪切成两个部分,同时尾迹区域扩大。

4 结 论

为了更加全面了解变几何涡轮角度变化过程中各项参数的变化情况,首先采用三维运动仿真分析了可调导叶扇形叶栅过渡态试验中摇臂与连杆的间隙配合方式对导叶转动的影响,而后开展了可调扇形叶栅试验,对试验中导叶转动 $0^\circ \sim -5^\circ$ 和 $0^\circ \sim 6^\circ$ 分别进行了瞬态数据采集,与数值计算进行对比,具体研究结果如下:

(1) 导叶开大及关小过程中,导叶出口质量流量、绝对气流角和绝对马赫数随转角接近线性变化,导叶关小前后,流量减小了 28.56%,出口气流角增加 5.1° ,绝对出口马赫数减小了 2.2%,导叶开大前后,导叶流量增加 36.45%,出口气流角减小 5.8° ,出口马赫数以线性变化增加了 1.5%。

(2) 导叶出口总压损失系数和熵增接近抛物线变化。其中,导叶开大前后,总压损失系数抛物线变化增加了 37.3%,熵增减小 13.2%。导叶关小前后,导叶出口总压损失系数以抛物线变化减小了 15.8%,熵增增加了 31.8%。

(3) 在导叶转角和二次流改变的影响下,吸力侧和压力侧来流在导叶尾缘后掺混改变,沿叶高分布的出口绝对气流角不同程度地偏离几何出口角。此外,导叶转角调大,上部通道涡沿叶高上移,泄漏涡和通道涡相互削弱,总压损失系数减小。

参考文献:

[1] 高杰,郑群,赵旭东,等.大子午扩张变几何动力涡轮流场及损失特性分析[J].机械工程学报,2017,53(10):193-200.
GAO Jie, ZHENG Qun, ZHAO Xu-dong, et al. Analysis of flow field and loss characteristics of high endwall angle variable-geometry power turbine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(10): 193-200.

[2] 胡松岩.变几何涡轮及其设计特点[J].航空发动机,1996(3):21-26.
HU Song-yan. Variable geometry turbine design characteristics [J]. Aeroengine, 1996(3): 21-26.

[3] 刘志.导叶间隙对变几何高压涡轮气动性能的影响[J].通用机械,2017(9):54-56,69.

LIU Zhi. Influence of vane clearance on aerodynamic performance of variable geometry high pressure turbine[J]. General Machinery, 2017(9):54-56,69.

[4] 冯永明.舰船燃气轮机变几何动力涡轮气动特性的数值研究[D].哈尔滨工程大学,2004.
FENG Yong-ming. Numerical Investigation on the Aerodynamic Characteristics of a Variable-Geometry Power Turbine for Marine Gas Turbine[D]. Harbin Engineering University, 2004.

[5] 冯永明,黄全军,刘顺隆,等.舰船燃气轮机变几何动力涡轮通流特性的数值研究[J].燃气轮机技术,2005,18(2):37-43.
FENG Yong-ming, HUANG Quan-jun, LIU Shun-long, et al. Numerical investigation on the throughflow characteristics of a variable-geometry power turbine for marine gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2005, 18(2): 37-43.

[6] ZHENG QUN, DONG, PING FU, WEILIANG, et al. Experimental and numerical investigations of tip clearance flow and loss in a variable geometry turbine cascade[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A. Journal of power and energy, 2018, 232(2):157-169.

[7] RONALD S. BUNKER. Axial Turbine Blade Tips: Function Design and Durability[J]. Journal of Propulsion & Power, 2006, 22(2): 271-285.

[8] MOFFITT T P, SCHUM H J, WHITNEY W J. Performance of a single-stage turbine as affected by variable stator area[C]//AIAA 5th Propulsion Joint Specialist Conference, AIAA Paper NO. 69-525, United States. New York: 1969.

[9] 高杰,郑群,岳国强,等.燃气轮机变几何涡轮气动技术研究进展[J].中国科学:技术科学,2018,48(11):1141-1150.
GAO Jie, ZHENG Qun, YUE Guo-qiang, et al. Advances in variable geometry turbine aerodynamic technology for gas turbines[J]. SCIENTIA SINICA Technologica, 2018, 48(11): 1141-1150.

[10] 孟福生,高杰,郑群,等.大子午扩张涡轮扇形叶栅变工况性能实验研究[J].推进技术,2019,40(5):986-995.
MENG Fu-sheng, GAO Jie, ZHENG Qun, et al. Experimental study on large meridional expansion annular sector cascades with variable working conditions[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(5): 986-995.

[11] SPALART P, ALLMARAS R. A One-equation turbulence model for aerodynamic flows[C]//30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, Reno, NV. AIAA-92-0439, 1992.

[12] BALDWIN B S, BARTH T J. A one-equation turbulence transport model for high Reynolds number wall-bounded flows[M]. The National Aeronautics and Space Administration, Ames Research Center, 1990.

[13] Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows[C]//AIAA 24th Fluid Dynamics Conference, AIAA Paper NO. 93-2906, United States. Orlando, Florida. 1993.

[14] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994(32):1598-1605.

[15] BACKLOG N, LIOR N. Impingement Heat Transfer: Correlations and numerical modeling modeling[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(5):544-552.