

微尺度离心叶轮间隙泄漏流动堵塞模型

孙芊蔚¹, 宋西镇¹, 李秋实^{1,2}

(1. 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;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 通过理论分析结合数值模拟, 开展了针对微尺度离心叶轮间隙泄漏流动堵塞模型的研究. 结合微尺度旋转机械低雷诺数和高马赫数的工作条件, 建立了考虑可压缩性和黏性损失的间隙泄漏流动堵塞模型. 通过数值模拟分析了微尺度间隙泄漏流动特征及黏性在其中的作用, 判定黏性作用对间隙泄漏流动的驱动作用不可忽略, 黏性作用与压差作用对间隙泄漏流动的驱动作用效果相当. 同时, 黏性作用还会导致间隙泄漏流动的初始堵塞增大. 采用某微尺度离心叶轮对间隙泄漏流动堵塞模型进行了验证, 从数值计算结果中提取气动堵塞结果并与模型预测结果进行对比, 表明改进的间隙泄漏流动堵塞模型能更准确地对间隙泄漏流动堵塞进行评估, 在微尺度条件下具备更好的适用性.

关 键 词: 微尺度; 低雷诺数; 间隙泄漏流动; 驱动机制; 间隙泄漏流动堵塞

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Model of tip clearance leakage flow blockage in micro-scale centrifugal impellers

SUN Qian-wei¹, SONG Xi-zhen¹, LI Qiu-shi^{1,2}

(1. 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;

2. Co-Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The model of tip clearance leakage flow blockage in micro-scale centrifugal impellers was studied through theoretical analysis in combination with numerical simulations. Based on both low Reynolds number and high Mach number working condition of micro-scale rotating machinery, a model of tip clearance leakage flow blockage was established considering the compressibility and viscous loss. The features of micro-scale tip clearance leakage flow were analyzed and the viscous effect was explained with the help of numerical simulations. It is concluded that viscous effect is important in driving the tip clearance leakage flow, in agreement with differential pressure meanwhile resulting the increase of initial blockage of tip clearance flow. The verification of tip clearance leakage flow blockage model was carried out on a micro-scale centrifugal impeller. Tip clearance leakage flow blockage result extracted from numerical result was compared with model prediction results, and the result of improved tip clearance leakage flow blockage model shows more accurate evaluation and more suitable in micro-scale condition.

收稿日期: 2014-05-05

基金项目: 国家自然科学基金(51176005)

作者简介: 孙芊蔚(1985—), 女, 北京人, 博士生, 主要从事微尺度叶轮机械气动热力学研究.

通讯作者: 李秋实(1970—), 男, 重庆人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

Key words: micro-scale; low Reynolds number; tip clearance leakage flow; driving mechanism; tip clearance leakage flow blockage

叶尖间隙(下文简称间隙)泄漏流动会对叶轮机械的性能产生很大的影响,因此长期以来,间隙泄漏流动机理一直是叶轮机械领域的一个研究热点^[1].在以毫米量级为代表的微尺度旋转机械中,叶片高度相较于常规尺度将会大幅减小.受限于微尺度加工和装配等客观因素,间隙所占叶高的比例显著增加,导致间隙泄漏流动的增强.与此同时,低雷诺数的工作条件使得黏性作用不容忽视,并且会进一步加剧间隙泄漏流动的损失.

Epstein 等^[2-3]作为微型燃气轮机研究的发起人,在对微型燃气轮机设计的总结中指出,黏性损失对叶轮效率下降的影响仅占总气动损失的1/3,而间隙泄漏流动会同三维效应和激波损失则占据了更大的比重.同时,微型燃气轮机对间隙大小有着很高的敏感度.尽管将间隙控制得尽可能小可以减弱间隙泄漏流动强度及其损失,但会带来黏性阻力的增大.

Johnston 等^[4]对其设计制造的一台微型径流高速压气机(直径为 12 mm,设计转速为 8×10^5 r/min)进行了数值和实验研究.通过在不同的间隙下的实验和数值模拟,定量分析了间隙大小对他们所设计的微型径流高速压气机性能的影响,即随着间隙的增大,轮缘功、压比和效率都将下降.

Sirakov 等^[5]选用麻省理工学院(MIT)的一个微型叶轮设计方案作为几何基准,通过变化边界条件的方法来剥离不同物理机理的作用,从而分析对微型叶轮性能影响最主要的损失机制,最终得出结论:间隙泄漏流动和传热带来的损失是最主要的两部分.

Van den Braembussche 等^[6]在自行设计的二维微型压气机上开展了间隙对性能影响的预测研究.其结果表明间隙会导致压气机压比和效率的下降,进而拓宽了压气机的堵塞和失速边界.

FU Lei 等^[7]采用数值模拟方法考察了不同的间隙对毫米量级微型涡轮性能的影响.研究发现随着间隙的增大,在流量保持不变的情况下微型涡轮的输出功会大幅下降.

沈煜欣^[8]的研究指出间隙泄漏流动的影响范围遍及全叶高,同时会对二次流形式产生影响.

此外,国内外的研究人员还对小型旋转机械中间隙泄漏流动的影响进行了系列的研究工

作^[9-18].

上述研究结果均不同程度地表明间隙泄漏流动损失是微尺度旋转机械的主要损失源之一,但已有研究的重点还主要集中在间隙对旋转机械性能影响的宏观评估.本文的研究目的则是通过理论分析结合数值模拟研究,对微尺度下间隙泄漏流动的驱动机制和模型进行探索.通过对微尺度下间隙泄漏流动驱动机制的分析,建立完善微尺度间隙泄漏流动堵塞评估方法.

1 微尺度间隙泄漏流动堵塞模型

针对间隙泄漏流动在叶片通道中的发展过程,Khalid 等^[19]建立了基于准一维、定常、无黏和不可压流动假设的流动模型用于评估间隙泄漏流动引起的堵塞.本文建立的适用于微尺度条件的间隙泄漏流动模型仍基于这一模型,将微尺度离心叶轮叶片通道内间隙泄漏流动的发展过程简化为一维情况下一个初始速度亏损在逆压梯度下的发展(参见图 1),但考虑到微尺度离心叶轮具有高马赫数的流动特征,不能忽略可压缩性的影响,因而有连续方程如式(1)所示,其中 ρ_1 , u_1 和 A_1 分别为初始截面亏损区域的密度、速度和面积; ρ_2 , u_2 和 A_2 分别为微尺度离心叶轮出口截面亏损区域的密度、速度和面积.

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (1)$$

对于微尺度下的低雷诺数工作条件,黏性对微尺度间隙泄漏流动的作用不可忽略,因而在模型中引入对黏性损失的修正,在伯努利方程中考虑黏性作用引起的总压损失项 Δp_t ,见式(2),其中 p_1 和 p_2 分别为初始截面亏损区域和微尺度离心叶轮出口截面亏损区域的静压.

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 u_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 u_2^2 + \Delta p_t \quad (2)$$

堵塞可以被视为是类似于边界层的位移厚度(δ^*),如图 2 所示,因而间隙泄漏流动在微尺度离心叶轮出口产生的堵塞面积 A_{b2} 可以表示为式(3)所示形式,其中 U_2 为微尺度离心叶轮出口截面主流速度.

$$A_{b2} \equiv \left[1 - \frac{u_2}{U_2} \right] A_2 \quad (3)$$

将式(1)代入式(3)可以得到

$$A_{b2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{u_1}{u_2} - \frac{U_1}{U_2} \right) A_1 \quad (4)$$

定义静压升系数 C_{ps} 、叶尖总压损失系数 C_{pt} 和黏性损失系数 L_{pt} 如式(5)~式(7), 其中 Δp_s 为静压升, U_1 为初始截面主流速度, $p_{t,d}$ 和 $p_{t,fs}$ 分别为初始截面亏损区域和主流区域的总压, $\bar{u}_1$ 为初始截面亏损区域的无量纲速度, Δp_t 为总压降

$$C_{ps} = \frac{\Delta p_s}{\frac{1}{2} \rho_1 U_1^2} \quad (5)$$

$$C_{pt} = \frac{p_{t,d} - p_{t,fs}}{\frac{1}{2} \rho_1 U_1^2} = \left(\frac{u_1}{U_1} \right)^2 - 1 = \bar{u}_1^2 - 1 \quad (6)$$

$$L_{pt} = \frac{\Delta p_t}{\frac{1}{2} \rho_1 U_1^2} \quad (7)$$

将式(5)~式(7)代入式(2)有

$$\frac{U_1}{u_2} = \left\{ \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \right] [1 - (C_{ps} - C_{pt}) - L_{pt}] \right\}^{-1/2} \quad (8)$$

进而式(4)可以进一步改写为

$$\begin{aligned} \frac{A_{b2}}{A_1} &= \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{u_1}{u_2} - \frac{U_1}{U_2} \right) = \\ \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{u_1}{U_1} \left(\frac{U_1}{u_2} - \frac{U_1}{U_2} \right) &= \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2} (1 + C_{pt})} \cdot \\ \{ [1 - (C_{ps} - C_{pt}) - L_{pt}]^{-1/2} - & \\ (1 - C_{ps} - L_{pt})^{-1/2} \} & \quad (9) \end{aligned}$$

由此最终得到间隙泄漏流动堵塞的计算公式, 其中 C_d 为间隙泄漏流流量系数, h 为间隙高度, c 为叶片弦长.

$$\begin{aligned} A_{b2} &= \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2} (1 + C_{pt})} \cdot \\ \{ [1 - (C_{ps} - C_{pt}) - L_{pt}]^{-1/2} - & \\ (1 - C_{ps} - L_{pt})^{-1/2} \} \cdot A_1 & \quad (10) \\ A_1 &= C_d \cdot h \cdot c \quad (11) \end{aligned}$$

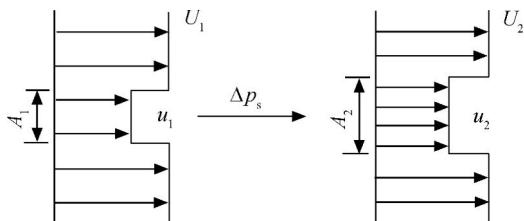


图1 间隙泄漏流动在叶片通道内发展的简化模型

Fig. 1 Simplified model of tip clearance leakage flow passing through blade passage

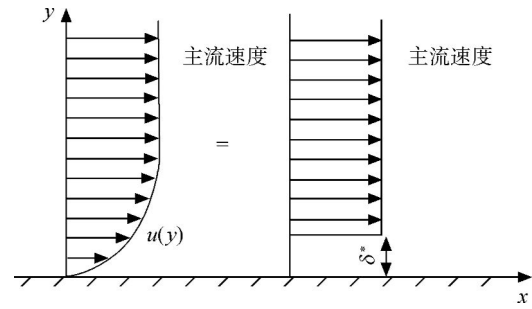


图2 堵塞原理的示意图^[19]

Fig. 2 Schematic of blockage principle^[19]

2 模型的数值验证

2.1 研究对象介绍

本文研究对象为一微尺度离心叶轮(下文简称叶轮)的基准设计方案. 该叶轮采用二维直叶片结构, 全周有12个叶片, 叶轮直径为6.8 mm, 沿径向等叶片高度为0.6 mm, 采用不带冠设计, 间隙高度为0.02 mm, 为叶片高度的1/30(3.3%), 叶片进口角为60.4°, 叶片出口后弯角为45°. 叶轮设计转速为 1.2×10^6 r/min, 轮缘切线速度约为427 m/s, 具体参数详见表1所示.

表1 微尺度离心叶轮设计参数

Table 1 Design parameters of micro-scale centrifugal impeller

参数	数值
叶片数	12
叶轮直径/mm	6.8
叶片进出口轮径比	1.55
叶片高度/mm	0.6
间隙高度/mm	0.02
叶片进口角/(°)	60.4
叶片出口后弯角/(°)	45
转速/ 10^6 (r/min)	1.2
轮缘切线速度/(m/s)	427

2.2 数值方法

本文中的数值模拟使用 ANSYS CFX 软件, 采用有限体积法求解基于雷诺平均的三维定常 Navier-Stokes(N-S)方程. 湍流模型采用考虑了低雷诺数、可压缩性和剪切流传播, 同时有为近壁区域设计的混合功能的 shear stress transport (SST)模型. 考虑到叶轮进口处的流动可能较为

接近层流,故将进口湍流强度设置为 1%。

本文首先对数值方法进行了校验.数值校验以 MIT 微型压气机某基准设计方案(图 3)为几何模型,对无叶片扩压器的方案开展了数值模拟,并与实验结果进行了对比,其中实验结果来源于 MIT 对该微型压气机的放大实验,放大实验保证了雷诺数和马赫数相似放大倍数为 75 倍.图 4 给出了 CFD 与实验压比特性的对比,对比结果显示本文所用的数值方法可以较为准确地模拟叶轮的性能。

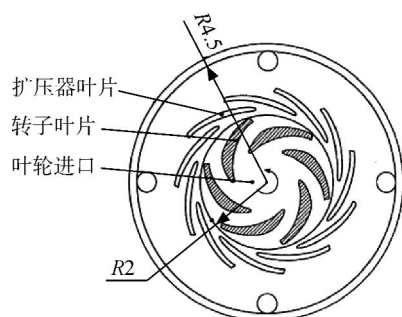


图 3 数值校验选用叶轮示意图(单位:mm)

Fig. 3 Schematic of impeller for numerical validation (unit:mm)

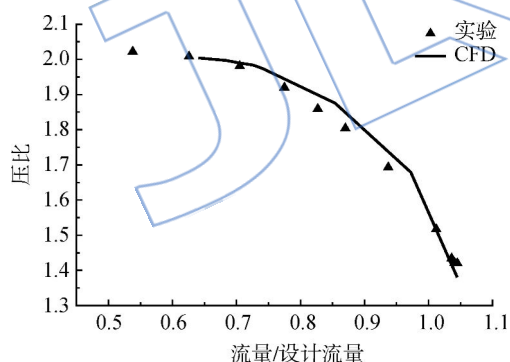
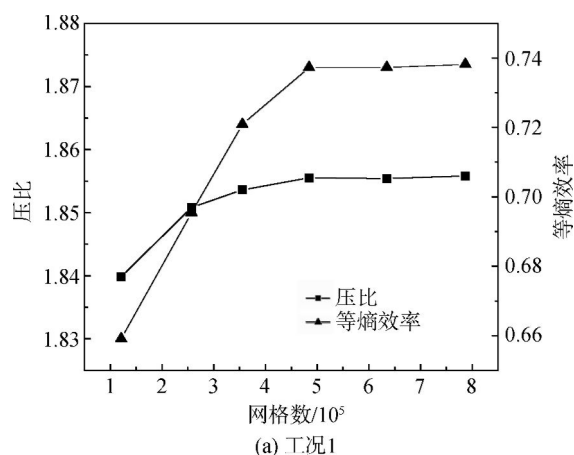


图 4 压比特性对比

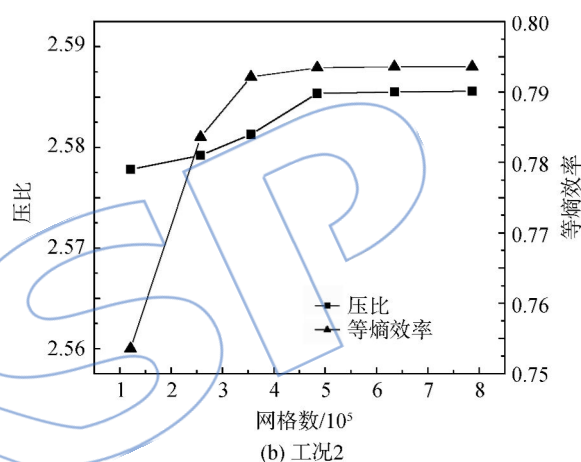
Fig. 4 Comparison of pressure ratio characteristic

本文计算用网格由 Numeca IGG/Autogrid 网格生成器生成.叶轮叶片通道采用 HOH 型拓扑结构,间隙采用蝶形网格,整体单通道计算域共 9 个网格块.在两个不同的工作点对基准设计方案进行了数值模拟,网格对求解结果的影响如图 5 所示.从图中可以看出,当网格数大于 4.5×10^5 时,叶轮的压比、等熵效率特性基本保持不变。

基于网格无关性验证的结果,将最终的计算网格数目确定为 484509,其中沿流向 149 个网格点,周向 37 个网格点,展向 57 个网格点(间隙内网格数为 17),网格如图 6 和图 7 所示。



(a) 工况 1



(b) 工况 2

图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Verification of mesh independence

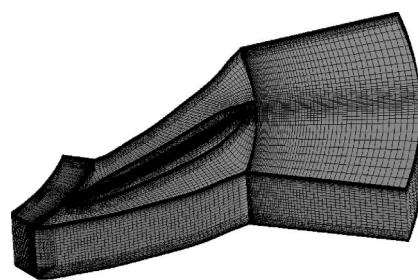


图 6 计算域三维网格示意图

Fig. 6 Schematic of three-dimensional mesh for calculation domain

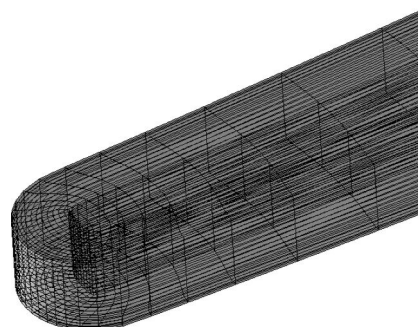


图 7 间隙蝶形网格示意图

Fig. 7 Schematic of butterfly mesh for tip clearance region

对于本文研究的叶轮,进口边界条件给定总温为 288.15 K,总压为 101 325 Pa 和垂直于进口边界的速度方向,出口边界条件给定平均静压得到相应的工况点,固壁边界条件为绝热条件。

2.3 黏性作用的数值研究

对于微尺度旋转机械,尤其是毫米量级的微型燃气轮机,压缩系统的工作雷诺数仅为 $10^3 \sim 10^4$ 量级,远小于常规尺度旋转机械的工作雷诺数。在这种条件下,机匣壁面对气流的黏性拖拽作用将可能更加显著,成为微尺度流动区别于常规尺度流动的特征之一。

本文首先通过数值模拟方法研究了黏性作用对间隙泄漏流动的影响。在数值模拟中给定自由滑移壁面边界条件(即壁面切应力为零)与叶轮实际工作条件(无滑移边界条件)进行了在相同流量下的对比,结果如图 8 所示。

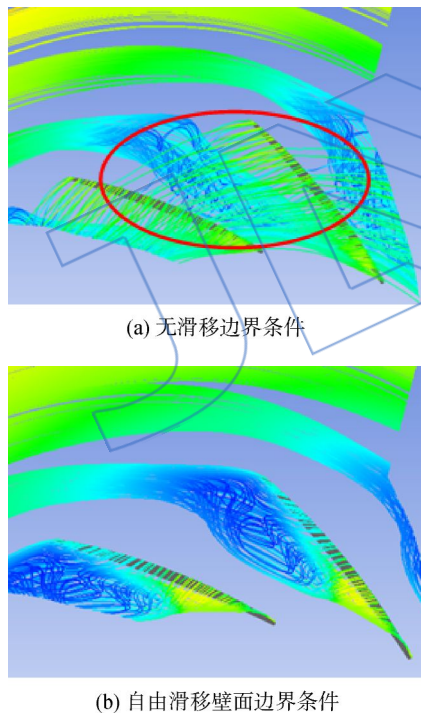


图 8 间隙泄漏流流线图

Fig. 8 Streamlines of tip clearance leakage flow

对比图 8(a)、图 8(b)可知黏性作用对间隙泄漏流动的影响主要体现在两个方面:一方面,机匣壁面黏性作用对间隙泄漏流动的拖拽作用使得一部分流体会直接流入相邻叶片间隙。这是在低雷诺数工作条件下的一个特有现象。另一方面,机匣壁面黏性作用会改变间隙泄漏流动的角度和泄漏涡轨迹,如图 9 所示。图中红色的箭头标识出了泄漏涡的运动轨迹。在没有机匣的黏性拖拽作用下,

间隙泄漏流动从前缘流出,贴着叶片吸力面卷成泄漏涡并随着与主流的掺混流向叶轮出口(图 9(b))。而在实际工作条件下,由于机匣对间隙泄漏流动的黏性拖拽作用,一部分间隙泄漏流直接流经相邻叶片间隙,另一部分从前缘以更大的角度流出,在叶片通道中泄漏涡的轨迹向相邻叶片的压力面迁移(图 9(a))。

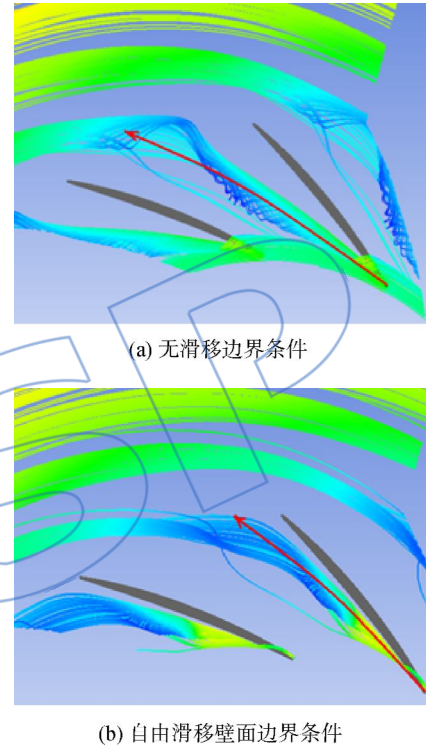


图 9 前缘起始的间隙泄漏流流线图

Fig. 9 Streamlines of tip clearance leakage flow initiated from leading edge

基于微尺度流动的这一特性,本文建立了间隙泄漏流动驱动机制的分析模型,以评判影响间隙泄漏流动的主导物理机制。

对于常规尺度的压气机,尤其是跨声速压气机,一般认为间隙泄漏流动是由惯性力主导的,也就是由叶片吸力面与压力面的压差所驱动的。如果只考虑压差的作用,则间隙内的气流可以用 Poiseuille 流动进行描述,间隙内的气流速度 V_p 可以按式(12)进行估算,其中 L 为叶片厚度, Δp 为压力面与吸力面间的压差, μ 为黏度。

$$V_p = \frac{1}{12} \frac{h^2}{\mu} \frac{\Delta p}{L} \quad (12)$$

然而在微尺度下,黏性作用相对显著。若假设间隙泄漏流动是由黏性力主导的,间隙内的流动可以用 Couette 流动进行描述,间隙内的气流速度 V 可以按式(13)进行估算。在只考虑黏性作用

的前提下,认为 $dp/dx=0$,则间隙内的流动速度 V_{vis} 最终可以通过式(14)计算得到,其中 V_{tip} 为叶尖速度, ω 为转子转动角速度, R 为转动半径.

$$V = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + c_1 y + c_2 \quad (13)$$

式中 x 为沿流动方向位置, y 为垂直流动方向的位置, c_1, c_2 为系数.

$$V_{vis} = \frac{V_{tip}}{2} = \frac{\omega R}{2} \quad (14)$$

进而这两种驱动机制的相对重要性则可以通过两个速度的比值来评估.

$$\frac{V_p}{V_{vis}} = \frac{1}{12} \frac{h^2}{\mu} \frac{\Delta p}{L} \frac{2}{\omega R} \quad (15)$$

对于叶轮,叶片的压差是与叶片负荷以及通道中的科氏力相关的,如式(16)~式(18)所示,其中 b 为圆周方向或通道周向宽度, ωr 为相对速度, r 为半径.

$$\frac{\partial p}{\partial b} = -2\rho\omega\omega_r \quad (16)$$

$$\omega_r \sim \omega r \quad (17)$$

$$\Delta p \approx 2\rho\omega^2 bR \quad (18)$$

将式(18)代入式(15),并进一步简化可以得到式(19),其中 Re_{tip} 是由叶尖速度和间隙高度计算得到的间隙雷诺数, t 为叶轮稠度.

$$\frac{V_{vis}}{V_p} = \frac{3\mu}{\rho\omega R h} \frac{R}{b} \frac{L}{h} = \frac{3t}{Re_{tip}} \frac{L}{h} \quad (19)$$

由此,可采用式(8)对间隙泄漏流动的驱动机制进行评估:当间隙雷诺数较高时, $V_{vis}/V_p \gg 1$,间隙泄漏流动将由惯性力(压差)驱动,此时黏性作用的影响可以忽略不计;而随着间隙雷诺数的减小,黏性作用的影响逐渐增强,压差作用则开始逐渐减弱.

对于本文研究所选用的基准设计叶轮,其间隙雷诺数 $Re_{tip} \approx 300$. 根据本文间隙泄漏流动驱动机制的模型可知,对基准设计叶轮方案的间隙泄漏流动有 $V_{vis}/V_p \ll 1$,这一结果意味着黏性作用与压差作用相当. 因此判定对于叶轮,黏性作用对间隙泄漏流动的影响不可忽略;叶轮间隙泄漏流动的驱动机制是压差和黏性共同作用的结果.

图 10 给出了叶片通道内无量纲熵增分布. 无量纲熵增 $\bar{s}$ 的计算方法参见式(20),其中 T_0 为叶轮进口总温, s_{local} 为当地熵值, s_{avr_inlet} 为叶轮进口熵值, U_{in} 为叶轮进口的圆周速度.

$$\bar{s} = T_0 (s_{local} - s_{avr_inlet}) / \left(\frac{1}{2} U_{in}^2 \right) \quad (20)$$

从图 10 中可以看出,剧烈的熵增主要发生在叶片通道中后部的叶尖区域,这主要是由泄漏涡

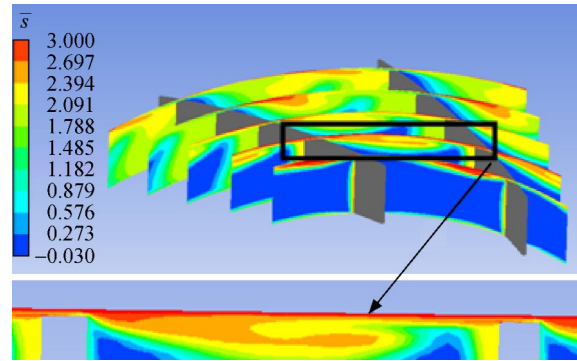


图 10 叶片通道内无量纲熵增分布

Fig. 10 Distribution of non-dimensional entropy increment in blade passage

的耗散所导致的. 值得注意的是,在靠近机匣处还有一个高熵增的薄层存在,这就是由机匣的黏性拖拽作用所产生的,该现象说明了黏性作用对间隙泄漏流动的影响是显著的.

Storer 和 Cumpsty^[20] 将 Rains^[21] 定义的基于射流假设条件下的收缩率 (contraction ratio) 进一步演化为间隙泄漏流流量系数 C_d (discharge coefficient), 即实际的间隙泄漏流流量与理想间隙泄漏流流量之比. C_d 反映了间隙泄漏流在起始过程中的流动特征,其物理意义在于衡量间隙泄漏流动所引起的初始堵塞的大小. 从前面分析可知黏性作用对间隙泄漏流动的起始过程有着显著影响,而间隙泄漏流动的初始堵塞是评估间隙泄漏流动所导致总堵塞的重要输入参数,因此进一步考察了黏性作用对间隙泄漏流动初始堵塞 (即 C_d) 的影响. 由图 11 可知,由于壁面的黏性作用, C_d 出现明显下降,意味着间隙泄漏流动的初始堵塞因黏性作用而增长.

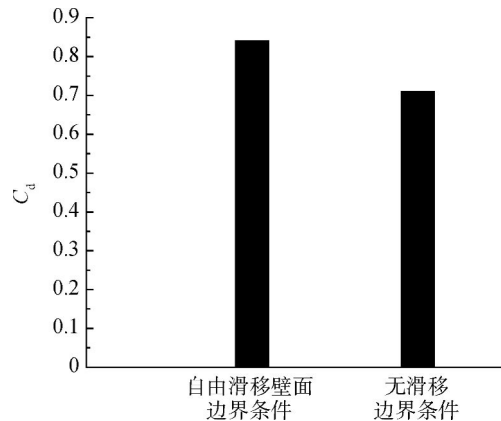


图 11 黏性作用对 C_d 的影响

Fig. 11 Viscous effect on C_d

2.4 间隙泄漏流动堵塞模型的验证

通过本文的研究对象对微尺度间隙泄漏流动

堵塞模型进行了验证.从三维 CFD 结果中提取堵塞信息的方法是一种基于对流场中密流梯度的分析所发展的堵塞评估方法.这种方法将任一截面(A)上的堵塞定义为

$$A_b = \iint \left(1 - \frac{\rho_t v_t}{\rho_e v_e} \right) dA \quad (21)$$

其中 ρ_t 和 v_t 分别为该截面内的当地密度和当地径向速度, ρ_e 和 v_e 分别为判定所得亏损区域边界处的密度和径向速度.在绝大多数要区分速度亏损区域和主流区域的流动中,都存在速度亏损区域速度梯度远大于主流区域速度梯度的现象.本文对于亏损区域边界主要根据各截面上沿流向和周向密流梯度的大小进行判别,选取不出现在主流区域的最小的密流梯度值作为临界值,从而确定亏损区域的边界.

模型验证的数据处理方法如下:将进口主流区域选定为从机匣开始的 5 倍间隙高度区域; C_{pt} 和 C_{ps} 根据式(22)和式(23)计算得到,其中 $\overline{p_{t,ed}^m}$ 为叶轮出口截面亏损区域基于流量平均的总压, $\overline{p_{t,im}^m}$ 为叶轮、叶尖进口主流区域基于流量平均的总压, $\overline{p_{ed}^a}$ 为叶轮出口亏损区域基于面积平均的静压, $\overline{p_{tc}^a}$ 为吸力面间隙处基于面积平均的静压, Q_{im} 为叶轮进口主流区域的动压头.

$$C_{pt} = \frac{\overline{p_{t,ed}^m} - \overline{p_{t,im}^m}}{Q_{im}} \quad (22)$$

$$C_{ps} = \frac{\overline{p_{ed}^a} - \overline{p_{tc}^a}}{Q_{im}} \quad (23)$$

采用以上数据处理方法对不同工况下间隙泄漏流动在叶轮出口形成的堵塞进行了评估,其中对本文研究对象有 $C_d \approx 0.65$, $L_{pt} \approx 0.18$.将 CFD 计算结果与 Khalid 模型和本文改进模型进行了对比,如图 12 所示.可以看出本文在考虑了可压

缩性和黏性损失影响后的间隙泄漏流动堵塞模型相比于 Khalid 模型能更好地与数值结果吻合,进而说明该模型比 Khalid 模型在微尺度条件下具有更好的适用性.

3 结 论

本文根据微尺度下旋转机械低雷诺数和高马赫数的工作特点,结合理论分析与数值模拟,推导了适用于微尺度间隙泄漏流动堵塞模型并在某叶轮上进行了验证,主要结论如下:

1) 数值模拟表明黏性作用会导致部分间隙泄漏流直接迁移至相邻叶片间隙.对于叶片通道中的另一部分间隙泄漏流,在黏性作用下,从前缘流出的角度会增大.同时,泄漏涡轨迹会向相邻叶片压力面迁移.

2) 在微尺度条件下,间隙泄漏流动的驱动机制不再是由惯性力主导,而是由惯性力(压差)和黏性力共同作用的结果.这一驱动机制的变化也导致了在微尺度条件下间隙泄漏流流量系数 C_d 大幅减小,即间隙泄漏流动的初始堵塞因黏性作用而增长.

3) 本文推导的考虑了叶轮低雷诺数、高马赫数工作特点的间隙泄漏流动堵塞模型引入可压缩性和黏性损失的影响.数值验证结果表明该模型相较于 Khalid 模型在微尺度条件下具有更好的适用性.

参考文献:

- [1] 杨策,马朝臣,王延生,等.透平机械叶尖间隙流场研究的进展[J].力学进展,2001,31(1):70-83.
YANG Ce, MA Chaochen, WANG Yansheng, et al. A review of studies on turbomachinery tip gap leakage flow [J]. Advances in Mechanics, 2001, 31(1): 70-83. (in Chinese)
- [2] Epstein A H, Jacobson S A, Protz J M, et al. Shirt button-sized gas turbines: the engineering challenges of micro high speed rotating machinery [R]. Hawaii: 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 2000.
- [3] Epstein A H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines [R]. ASME Paper 2003-GT-38866, 2003.
- [4] Johnston J P, Kang S, Arima T, et al. Performance of a micro-scale radial-flow compressor impeller made of silicon nitride [R]. Tokyo: International Gas Turbine Congress, 2003.
- [5] Sirakov B, Gong Y, Epstein A, et al. Design and characterization of micro-compressor impellers [R]. ASME Paper 2004-GT-53332, 2004.
- [6] Van den Braembussche R A, Islek A A, Alsalihi Z. Aero-

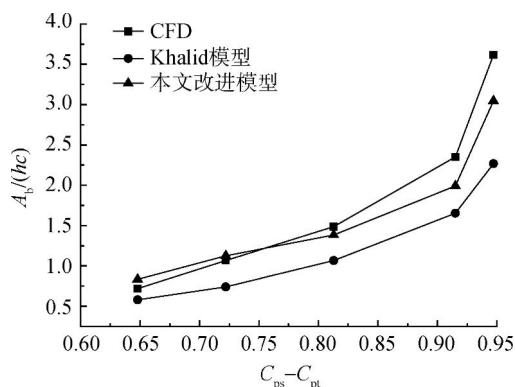


图 12 堵塞模型的验证

Fig. 12 Verification of blockage models

- thermal optimization of micro-gasturbine compressor including heat transfer[R]. Tokyo: International Gas Turbine Congress, 2003.
- [7] FU Lei, SHI Yan, DENG Qinghua, et al. Aerodynamic design and numerical investigation on overall performance of a microradial turbine with millimeter-scale[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(3): 32301.1-32301.9.
- [8] 沈煜欣. 微型燃气轮机的气动设计方法与内部流动研究[D]. 北京: 中国科学院, 2009.
- SHEN Yuxin. Investigation on aerodynamic design method and internal flow of micro gas turbine[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2009. (in Chinese)
- [9] 殷明霞, 冀国锋, 桂幸民. 叶尖间隙流动对某微小型离心压气机性能的影响[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(3): 565-570.
- YIN Mingxia, JI Guofeng, GUI Xingmin. Influence of tip clearance flow on performance of one micro centrifugal compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(3): 565-570. (in Chinese)
- [10] 于海滨, 邓阳, 夏晨, 等. 叶尖间隙泄漏对厘米级高亚声微型轴流涡轮性能的影响[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(11): 2517-2525.
- YU Haibin, DENG Yang, XIA Chen, et al. Effect of tip clearance leakage on performance of centimeter-level high subsonic micro axial flow turbine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(11): 2517-2525. (in Chinese)
- [11] Syed N D, MA Chaochen, YANG Ce. The influence of tip clearance on centrifugal compressor stage of a turbocharger[R]. Elounda, Greece; 4th World Science and Engineering Academy and Society International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, 2006.
- [12] Syed N D, MA Chaochen, YANG Ce, et al. Comparison of two methods to increase the tip clearance and its effect on performance of a turbocharger centrifugal compressor stage[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 20(4): 60-65.
- [13] 刘正先, 陈丽英. 亚声速半开式离心叶轮叶顶间隙的流动特征[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(4): 937-945.
- LIU Zhengxian, CHEN Liying. Nature of tip clearance flow in subsonic unshroud impeller of centrifugal compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(4): 937-945. (in Chinese)
- [14] 郭官达, 张扬军, 徐建中, 等. 叶尖间隙分布对内燃机增压压气机性能影响[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(3): 549-556.
- GUO Gongda, ZHANG Yangjun, XU Jianzhong, et al. Research on the effect of centrifugal compressor blade tip clearance distribution on combustion engine turbocharger performance[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(3): 549-556. (in Chinese)
- [15] Watanabe N, Teramoto S, Nagashima T. Numerical analysis of 2.5 dimensional geometry turbine performance[R]. Tokyo: International Gas Turbine Congress, 2003.
- [16] 石宝龙, 岂兴明, 矫津毅, 等. 二次流与叶顶间隙损失的数值研究[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(5): 1096-1100.
- SHI Baolong, QI Xingming, JIAO Jinyi, et al. Numerical analysis of the secondary flow and tip clearance leakage loss[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(5): 1096-1100. (in Chinese)
- [17] 霍磊, 刘火星. 低雷诺数下离心压气机性能及流动影响的数值研究[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(4): 911-920.
- HUO Lei, LIU Huoxing. Numerical analysis of centrifugal compressor performance and flow at low Reynolds number[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(4): 911-920. (in Chinese)
- [18] 高星, 刘宝杰. 高比转速斜流叶轮流场分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(5): 889-894.
- GAO Xing, LIU Baojie. Analysis of flow in a high specific speed mixed flow compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(5): 889-894. (in Chinese)
- [19] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 499-509.
- [20] Storer J A, Cumpsty N A. Tip leakage flow in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 252-259.
- [21] Rains D A. Tip leakage flows in axial flow compressors and pumps[D]. Pasadena, US: California Institute of Technology, 1954.