

离心压气机叶顶泄漏涡轨迹数值模拟 及失速预测

张超炜^{1,2}, 董学智^{1,2}, 刘锡阳^{1,2}, 高庆^{1,2}, 谭春青^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘 要: 以级压比为 4.1 的 Krain 叶轮为研究对象, 数值研究流量、转速和叶顶间隙对叶顶泄漏涡 (TLV) 轨迹和主流/叶顶泄漏流交界面 (ITLMF) 位置的影响。数值结果表明: 流量减小、转速升高和叶顶间隙减小, 使叶顶泄漏涡轨迹远离吸力面、主流/叶顶泄漏流交界面向上游移动。将主流与叶顶泄漏流的相互作用简化为一股自由来流与一股逆向壁面射流的相互作用, 并对叶顶泄漏流速度进行模化。利用主流/叶顶泄漏流动量平衡原则确定交界面位置, 采用 Zhao 模型预测叶顶泄漏涡轨迹, 并建立叶顶泄漏流的有效起始位置与叶顶间隙的关系, 从而建立亚声速离心压气机失速预测模型。结果表明, 模型预测值与 CFD 预测值符合较好, 方均根误差低于 2.42%。

关 键 词: 离心压气机; 叶顶间隙; 叶顶泄漏涡轨迹; 主流/叶顶泄漏流交界面; 失速预测

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical simulation of tip leakage vortex trajectory and stall prediction for centrifugal impeller

ZHANG Chaowei^{1,2}, DONG Xuezhi^{1,2}, LIU Xiyang^{1,2},

GAO Qing^{1,2}, TAN Chunqing^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Engineering and Science,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The Krain impeller with total pressure ratio of 4.1 was taken as the research object. The effects of mass flow rate, rotational speed and tip clearance on the tip leakage vortex (TLV) trajectory and the interface between the tip leakage flow and the main flow (ITLMF) were numerically investigated. Results showed that the decrease of mass flow rate, the increase of the rotational speed and the decrease of the tip clearance made the TLV trajectory move away from the suction surface and the ITLMF move upstream. By simplifying the main flow and tip leakage flow interaction as the free-stream and counter-flow wall jet interaction, a subsonic centrifugal impeller stall-onset prediction model was developed. In this model, the momentum balance analysis was applied to identify the position of main flow/

收稿日期: 2019-01-04

基金项目: 国家重点研发计划 (2018YFB0905101)

作者简介: 张超炜 (1992—), 男, 博士生, 主要从事高压比离心压气机设计研究。

通讯作者: 董学智 (1981—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事叶轮机机械气动热力学研究。E-mail: dongxuezhi@iet.cn

引用格式: 张超炜, 董学智, 刘锡阳, 等. 离心压气机叶顶泄漏涡轨迹数值模拟及失速预测[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7): 1586-1597. ZHANG Chaowei, DONG Xuezhi, LIU Xiyang, et al. Numerical simulation of tip leakage vortex trajectory and stall prediction for centrifugal impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7): 1586-1597.

tip leakage flow interface. The tip leakage flow velocity was modeled. Zhao's model was used to predict the TLV trajectory. The relationship between the virtual origin of tip clearance jet and the tip clearance was determined. Results showed that the stall point predicted by current model agreed well with CFD, with the root mean square error was below 2.42%.

Key words: centrifugal impeller; tip clearance; tip leakage vortex trajectory; interface between main flow and tip leakage flow; stall prediction

离心压气机叶顶间隙泄漏在造成叶轮压比和效率下降的同时^[1-2],也是压气机失速主要的诱导因素之一。大量研究表明,压气机叶顶泄漏流动特性可以作为压气机失速的重要判据。在离心压气机设计过程中,为预测并提高叶轮失速裕度,研究叶顶泄漏流特性及其与失速的关系尤为重要。

近年来,许多学者对压气机叶顶泄漏流进行了实验和数值研究,并提出了一些有价值的失速预测模型。Seshadri 等^[3]认为叶顶泄漏涡主要由 3 部分组成,其中从叶片吸力面出发,以直线轨迹与出口尾迹混合的泄漏涡与压气机失速关系较大。对于亚声速离心压气机,随着流量的减少,泄漏涡轨迹逐渐远离吸力面。在失速点,主流/泄漏流到达相邻叶片前缘^[4]。对于跨声速离心压气机,由于激波的存在,流动较为复杂,泄漏涡、激波和边界层相互作用^[5]。为定量描述泄漏涡轨迹,Chen 等^[6]提出轴流压气机泄漏涡轨迹线性模型 $y^* = kt^*$,且认为 k 为常数。Zhao 等^[4]发现 Chen 模型无法准确预测离心压气机泄漏涡轨迹,在 Chen 模型的基础上,采用叶尖参数预测亚声速离心压气机泄漏涡轨迹,发现 k 与流量几乎无关,与叶顶间隙与叶片厚度的比值呈分段线性关系。

Tamaki 等^[7]和 Vagani 等^[8]通过实验和数值计算发现,出口压力升高和正攻角过大是引发离心压气机失速的主要因素。Vo 等^[9]针对轴流压气机进行数值模拟,认为叶顶泄漏流处于以下两种情况下时,压气机处于失速状态:一是主流/叶顶泄漏流交界面到达相邻叶片前缘;二是叶顶泄漏流在叶片尾缘产生回流。大量实验和数值研究表明,在失速状态下,轴流压气机叶顶泄漏流在前缘溢出^[10-14],叶顶泄漏流在前缘溢出也可作为离心压气机失速的判据^[15-16]。因此,本文以主流/叶顶泄漏流交界面到达相邻叶片前缘作为离心压气机失速的判据。

Cameron 等^[17]将主流与叶顶泄漏流的相互作用简化为一股自由均匀来流与一股均匀逆向射流的相互作用,根据两者动量平衡,建立亚声速轴

流压气机失速预测模型。以前缘为坐标原点,当主流/叶顶泄漏流交界面轴向位置 x_{zs} 为零时,即交界面到达相邻叶片前缘时,压气机发生失速。

$$x_{zs} = x_0 - Kc \left(\frac{U_{jz}}{U_{0z}} \right)^2 \tag{1}$$

其中 K 为经验系数; x_0 表示叶顶泄漏流的有效起始轴向位置; c 表示叶顶间隙大小; U_{jz} 表示叶顶泄漏流轴向速度分量; U_{0z} 表示进口主流轴向速度分量。

由于存在经验系数 K 和 x_0 ,Cameron 模型无法准确预测其他压气机的失速点。Ye 等^[18]在 Cameron 模型基础上,考虑激波对主流/叶顶泄漏流交界面的偏转,结合 Chen 等^[6]的泄漏涡轨迹预测模型,建立跨声速轴流压气机失速预测模型。但是对于亚声速离心压气机,Ye 模型存在如下缺点:①Chen 模型无法准确预测叶顶泄漏涡轨迹;②Ye 模型中,叶顶泄漏流速度由数值计算得到,并未对泄漏流速度进行模化;③叶顶泄漏流的有效起始位置有待进一步确定。

本文将数值研究流量、转速和叶顶间隙对叶顶泄漏涡轨迹和主流/泄漏流交界面位置的影响。在 Ye 等的轴流压气机失速预测模型的基础上,利用主流/叶顶泄漏流动量平衡原则确定交界面位置,并对叶顶泄漏流速度进行模化,利用 Zhao 模型^[4]预测泄漏涡轨迹,并分析讨论叶顶泄漏流的有效起始位置(D_{OA})与叶顶间隙的关系,从而建立亚声速离心压气机失速预测模型。

1 研究对象及数值计算方法

1.1 研究对象

本文研究对象为级压比为 4.1 的 Krain 叶轮,为描述方便,简称为 Krain 4 叶轮。Krain 4 叶轮是少数具有公开几何和实验数据的亚声速叶轮^[19-22],其设计参数如表 1 所示。其中,LE 表示前缘,TE 表示尾缘。物理模型包括进口段、叶轮及无叶扩压器,其中无叶扩压器直径是叶轮出口直径的 1.4 倍,如图 1 所示。

表 1 Krain 4 叶轮设计参数
Table 1 Design parameters of Krain 4 impeller

设计参数	数值
流量/(kg/s)	4.0
级总压比	4.1
转速/(r/min)	22 363
出口直径/mm	400
出口叶片角(切向) $\beta_{2b}/(^{\circ})$	60
出口叶片数 Z_2	24
叶顶间隙/mm	0.5(LE),0.3(TE)
进口叶尖相对马赫数	0.92

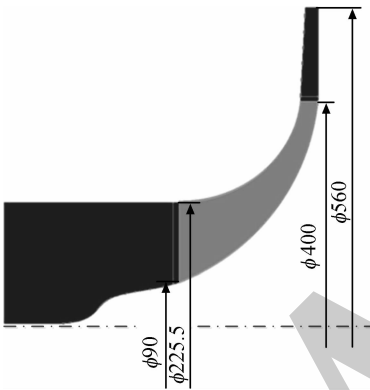


图 1 Krain 4 叶轮模型(单位:mm)

Fig.1 Krain 4 impeller model (unit:mm)

1.2 网格划分

计算域网格生成器采用 Fine/Autogrid 5 模块如图 2 所示,采用 Default 型网格拓扑结构,计算域分为进口域、流道域和出口域,网格节点总数约为 116 万,叶顶间隙节点数为 17,满足网格无关性要求。在壁面附近进行网格加密,壁面第 1 层网格厚度为 $2\mu\text{m}$,保证 y^+ 值小于 2,满足湍流模型要求。

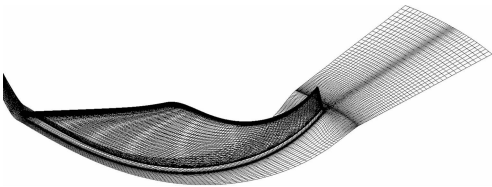


图 2 Krain 4 计算域网格

Fig.2 Computational domain grid of Krain 4 impeller

1.3 计算模型及计算条件设置

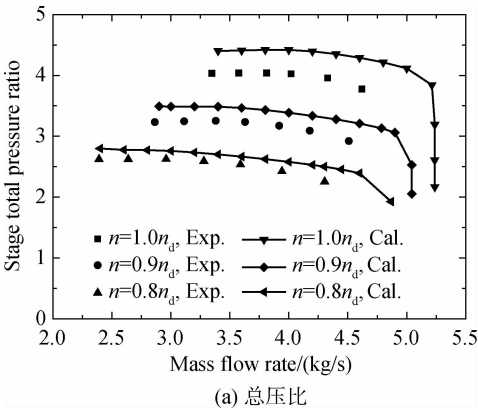
Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型相对于两方

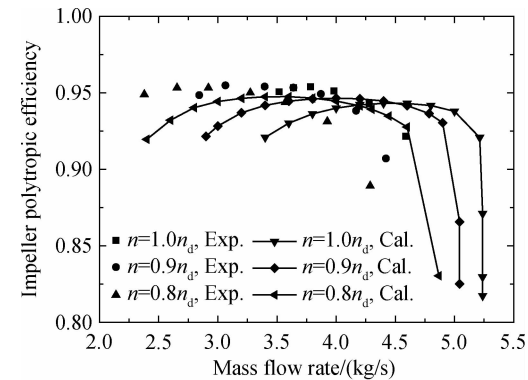
程模型计算量小、稳定性好,而且对于分离流动具有一定的预测能力^[23],在叶轮机机械计算中应用较为广泛^[24]。因此,本文采用 S-A 湍流模型对雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程进行封闭。

采用 Fine/Turbo 求解器对 Krain 4 叶轮在转速 n 为 $1.0n_d$ 、 $0.9n_d$ 、 $0.8n_d$ 下(n_d 为设计转速),叶顶间隙 c 为 0.2、0.3、0.4、0.5、0.6 mm 下,进行 CFD 计算。工质为实际空气,入口总温为 288.15 K,入口总压为 101 325 Pa,并采用绝热无滑移固壁边界条件。以出口静压作为出口边界条件,逐步提高出口静压,采用稳态计算方法模拟叶轮流场。当流量变化较大时,采用出口流量作为出口边界条件,直到获得最后一个稳定点,作为失速起始点。

1.4 计算方法验证

为验证计算方法的准确性,利用上述计算方法,在转速 n 为 $1.0n_d$ 、 $0.9n_d$ 、 $0.8n_d$ 下,对带无叶扩压器的 Krain 4 叶轮进行 CFD 计算。如图 3 所示,将级总压比和叶轮多变效率 CFD 计算值与实验值对比,发现级总压比 CFD 计算值高于实验值。相对实验值而言,叶轮多变效率 CFD 计算值在小流量区域偏低,在大流量区域偏高。尽管实验结果与 CFD 结果存在一定差别,但两者具有一致的变化规律且非常接近。在设计点($n=1.0n_d$, 流量 $\dot{m}=4.0\text{ kg/s}$),40% M_{max} 截面和 60% M_{max} 截面的子午速度分布如图 4 和图 5 所示,发现两截面子午速度 C_m/U_2 分布的计算值与实验值较为符合。其中, M_{max} 表示叶尖子午流线长度, U 表示叶尖线速度, C_m 表示子午速度, U_2 表示叶轮出口叶尖线速度, h 表示沿叶高方向位置, b 表示叶高,PS 表示叶片压力面,SS 表示叶片吸力面。叶轮周向平均机匣静压分布 CFD 计算值与实验值如图 6 所示,采用进口总压 p_0 对机匣周向平均静压 p 进行无量纲化,采用叶尖子午流线长度 M_{max} 对





(b) 叶轮多变效率

图 3 Krain 4 叶轮 CFD 计算值和实验值性能参数比较
Fig. 3 Comparison between the CFD calculation and experiment performance of Krain 4 impeller

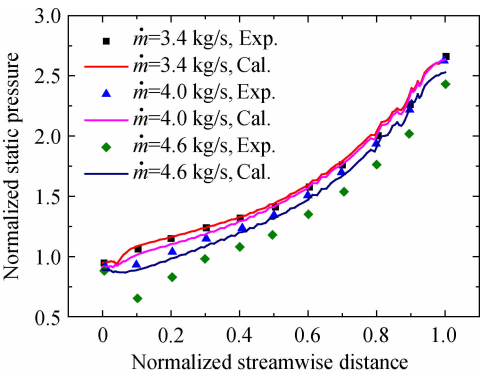


图 6 机匣周向平均静压分布 CFD 计算值和实验值对比
Fig. 6 Comparison between the CFD calculation and measured circumferentially averaged shroud static pressure of Krain 4 impeller

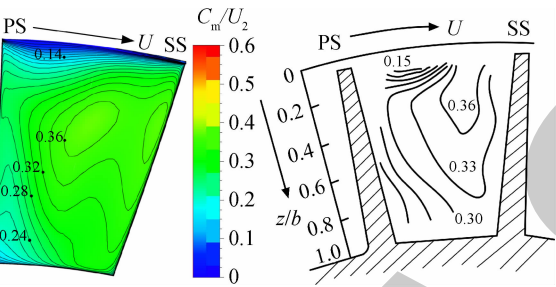


图 4 子午速度分布计算值和实验值对比(40% M_{max} 截面)
Fig. 4 Comparison between the calculation and experiment meridional velocity of Krain 4 impeller (40% M_{max} section)

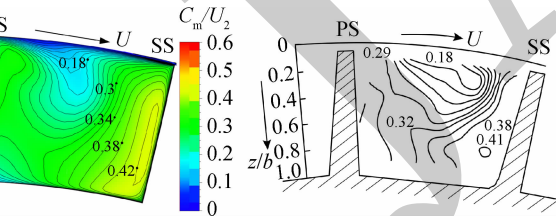


图 5 子午速度分布计算值和实验值对比(60% M_{max} 截面)
Fig. 5 Comparison between the calculation and experiment meridional velocity of Krain 4 impeller (60% M_{max} section)

子午流向位置 M 进行无量纲化。在设计点 ($m = 4.0 \text{ kg/s}$) 和失速点 ($m = 3.4 \text{ kg/s}$), CFD 计算值和实验值具有一致的变化规律且非常接近。在阻塞点附近 ($m = 4.6 \text{ kg/s}$), CFD 计算值和实验值存在一定差别。对于前缘附近的压降, CFD 计算值较实验值小, 但两者具有一致的变化规律。由于本文研究重点不在阻塞点附近, 阻塞点附近的 CFD 计算误差可以接受。以上验证计算表明本文计算方法具有一定的合理性和准确性。

2 叶顶泄漏流数值分析

由于叶顶存在间隙, 在两侧压差的作用下, 产生压力面向吸力面的泄漏流动。泄漏流在叶顶区域迅速膨胀, 形成高熵低能流体, 与低熵高能的主流相互作用, 形成泄漏涡和主流/叶顶泄漏流交界面。如图 7 所示, 红线是静熵梯度最大处的连线, 表示主流/叶顶泄漏流交界面, TLF 表示叶顶泄漏流; 黑线是熵值最大处的连线, 表示叶顶泄漏涡轨迹^[18], TLV 表示叶顶泄漏涡。当叶轮处于失速点时, 主流/叶顶泄漏流交界面到达前缘, 即叶顶泄漏流在前缘溢出。随着泄漏流向下游移动, 泄漏涡半径逐渐增大。

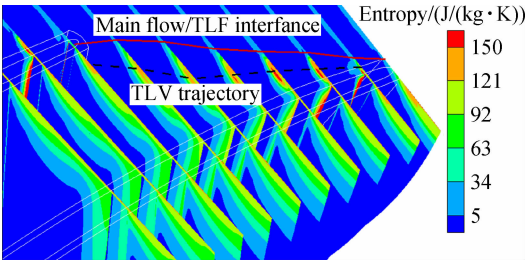


图 7 失速点 ($\dot{m} = 3.4 \text{ kg/s}$) 进口叶顶静熵分布
Fig. 7 Static entropy distribution at the blade tip near stall condition ($\dot{m} = 3.4 \text{ kg/s}$)

当流动工况和叶轮结构发生改变时, 必然影响叶顶泄漏流。本文将研究流量、转速和叶顶间隙对叶顶泄漏流的影响, 包括叶顶泄漏涡和主流/叶顶泄漏流交界面。

2.1 流量对叶顶泄漏流的影响

如图 7 所示, 叶顶泄漏涡轨迹及主流/叶顶泄漏流交界面为三维结构, 为使得泄漏涡轨迹和交

界面更加直观且便于衡量,本文将在二维平面上对两者进行讨论。

叶顶泄漏涡可用叶顶区域低压凹槽的连线表示^[4],几乎呈一条直线,如图 8 所示。在失速点,叶顶泄漏涡从叶顶前缘向下游传播。随着流量增加,叶顶泄漏涡逐渐向吸力面偏移,且泄漏涡起始点逐渐向下游移动。主流/叶顶泄漏流交界面 ITLMF 即为叶顶区域静熵梯度最大处^[4],如图 9 所示。随着流量减小,叶顶泄漏流逐渐向叶片上游移动。在失速点,泄漏流到达前缘并溢出。

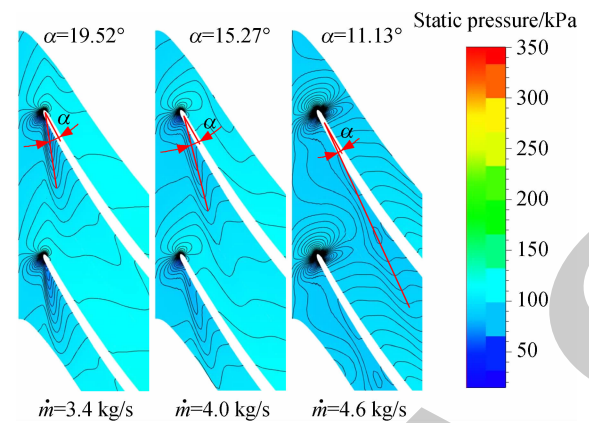


图 8 98% 叶高静压分布及泄漏涡轨迹随流量变化情况
Fig. 8 Variation of 98% span static pressure distribution and TLV trajectory with mass flow

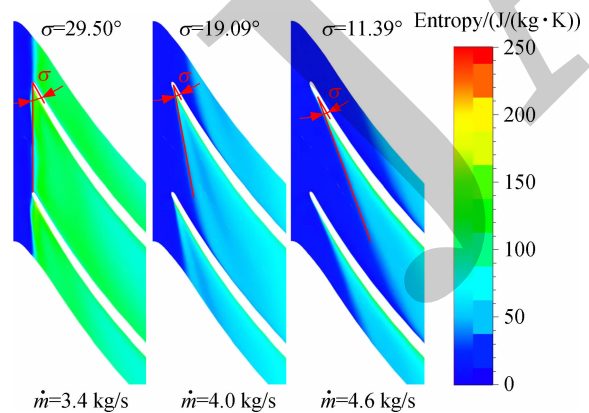


图 9 98% 叶高静熵分布及主流/叶顶泄漏流交界面位置随流量变化情况
Fig. 9 Variation of 98% span static entropy distribution and ITLMF with mass flow

叶顶泄漏流的位置主要取决于泄漏流动量和主流动量的相对大小,而泄漏流动量可由叶轮进口叶尖静压载荷表征。随着流量增加,一是流动攻角由正攻角变为零攻角甚至为负攻角,进口叶尖载荷逐渐减小(如图 10 所示);二是流量增加使

得进口主流动量增加,两者共同促进泄漏涡向吸力面偏移及主流/叶顶泄漏流交界面向下游移动。在阻塞点附近,流动为负攻角,出现进口叶尖压力面静压小于吸力面,因此泄漏涡起始点逐渐向下游移动。

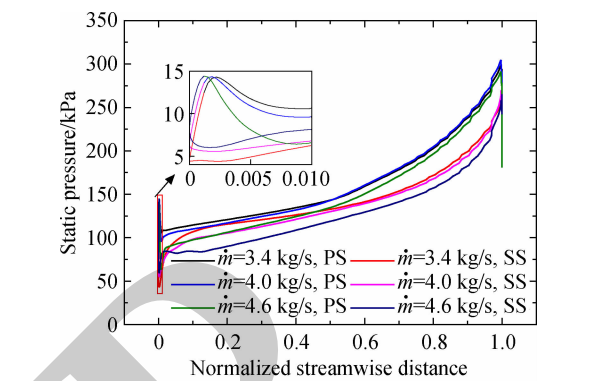


图 10 不同流量下叶尖静压载荷沿流向分布
Fig. 10 Static pressure distribution along streamwise direction at the blade tip with mass flow variation

本文利用叶顶泄漏涡轨迹与叶片中弧线的夹角 α 来衡量叶顶泄漏涡轨迹,利用主流/叶顶泄漏流交界面与叶片中弧线的夹角 σ 衡量交界面的位置。由图 11 可知,随着流量增加, α 逐渐减小,在小流量区域变化较快,在大流量区域逐渐趋于平缓;随着流量增加, σ 几乎呈线性减小,且 σ 始终大于 α 。主要原因有以下两点:一是主流/叶顶泄漏流交界面位于泄漏涡外侧;二是随着泄漏涡向下游传播,泄漏涡半径增大。

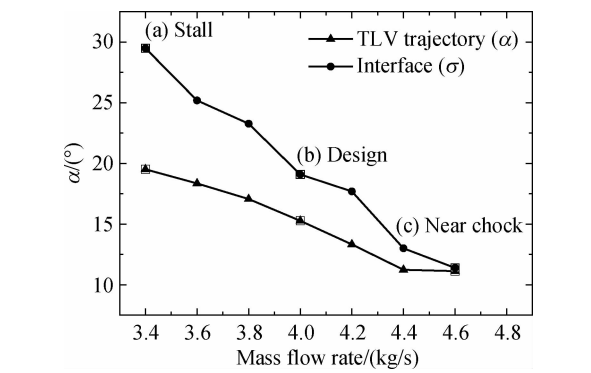


图 11 叶顶泄漏涡轨迹和主流/叶顶泄漏流交界面随流量的变化情况
Fig. 11 Variation of TLV trajectory and ITLMF with mass flow rate

2.2 转速对叶顶泄漏流的影响

为比较不同转速下相似工作点的流动差异,本文采用相同进口流量系数 ϕ_1 表示相似工作点。

$$\phi_1 = C_{1x}/U_2 \tag{2}$$

其中 C_{1x} 表示气流进口轴向速度分量。

进口流量系数为 0.227 的情况下,随着转速降低,一是进口叶尖载荷减小,从而导致泄漏流强度减弱,如图 12 所示;二是主流强度同时减小。随着转速降低,叶顶泄漏流强度相对主流强度减小得更快。两者相互作用,综合表现为泄漏涡轨迹向吸力面偏移,主流/泄漏流交界面向下游移动,如图 13 和图 14 所示。

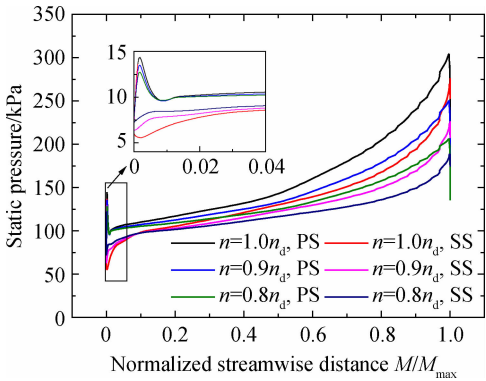


图 12 不同转速下叶尖静压载荷沿流向分布
Fig. 12 Static pressure distribution along streamwise direction at the blade tip with rotational speed variation

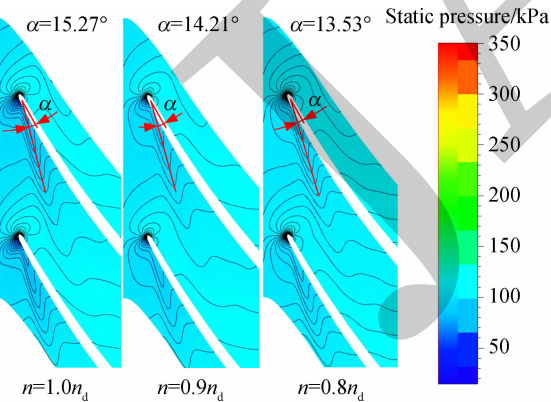


图 13 98%叶高静压分布及泄漏涡轨迹随转速的变化情况
Fig. 13 Variation of 98% span static pressure distribution and TLV trajectory with rotational speed

2.3 叶顶间隙大小对叶顶泄漏流的影响

2.3.1 设计点

在设计流量下,随着叶顶间隙增大,叶尖逐渐失载,如图 15 所示。作为叶顶泄漏流的驱动力,叶顶两侧压差的减小使得泄漏流强度下降。具体表现为叶顶泄漏涡逐渐向吸力面偏移,且泄漏涡起始点逐渐向下游移动,主流/叶顶泄漏流交界面

逐渐向下游移动,如图 16 和图 17 所示。

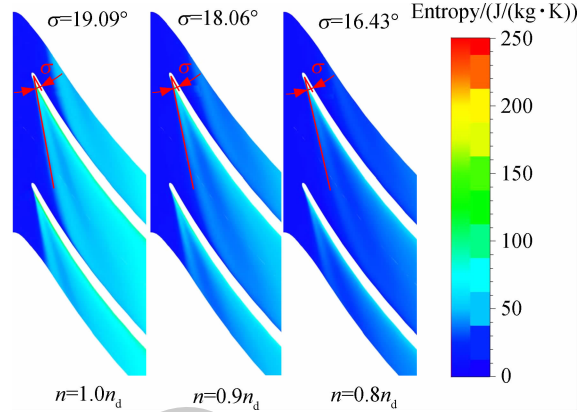


图 14 98%叶高静熵分布及主流/叶顶泄漏流交界面位置随转速的变化情况
Fig. 14 Variation of 98% span static entropy distribution and ITLMF with rotational speed

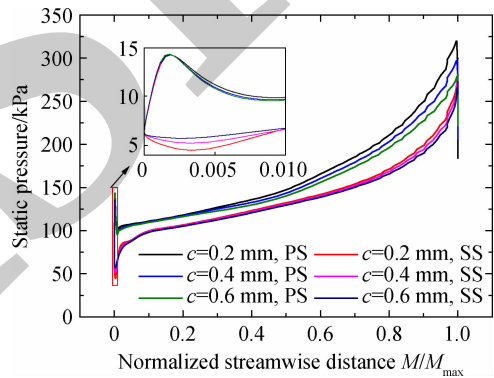


图 15 不同叶顶间隙下叶尖静压载荷沿流向分布
Fig. 15 Static pressure distribution along streamwise direction at the blade tip with tip clearance size

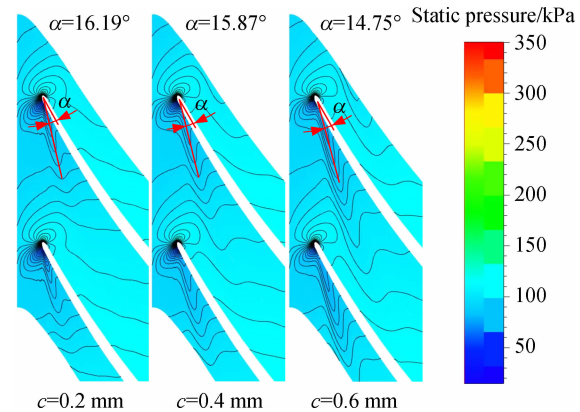


图 16 98%叶高静压分布及泄漏涡轨迹随叶顶间隙大小
Fig. 16 Variation of 98% span static pressure distribution and TLV trajectory with tip clearance size

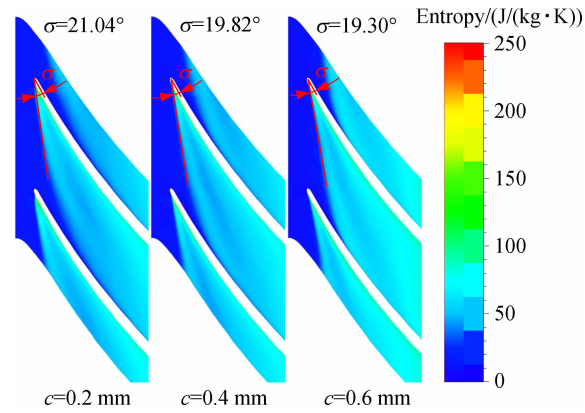


图 17 98%叶高静熵分布及主流/叶顶泄漏流交界面位置随叶顶间隙大小

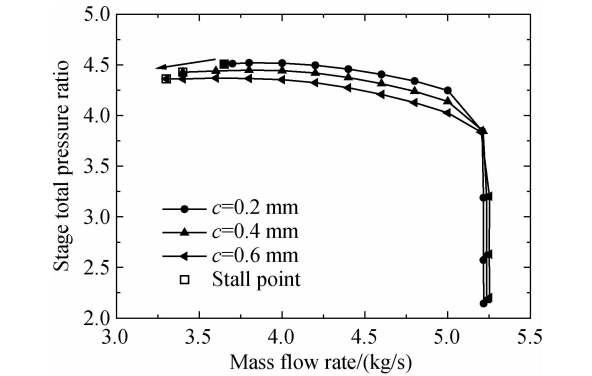
Fig. 17 Variation of 98% span static entropy distribution and ITLMF with tip clearance size

2.3.2 失速点附近

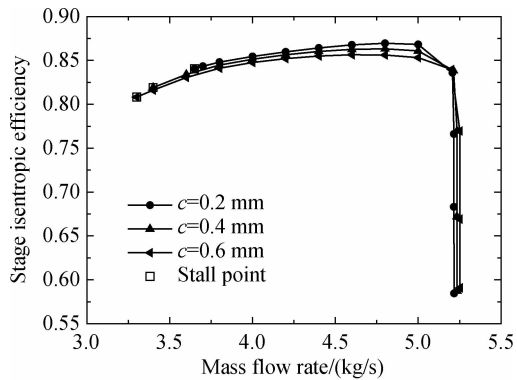
随着叶顶间隙增大,失速点向小流量方向移动,推迟泄漏流在前缘溢出。由文中第 2.1 节分析可知,流量越小,叶轮正攻角越大,吸力面流动分离加剧,从而进口叶尖载荷增大,叶顶间隙泄漏流增强。因此,随着叶顶间隙增大,在失速点叶顶泄漏流轨迹逐渐远离吸力面,如表 2 所示。然而,叶顶间隙增大对离心压气机性能是不利的。如图 18 所示,在流量一定的情况下,随着叶顶间隙增大,离心压气机级压比和级等熵效率都呈现一定程度的下降,尤其是在大流量区域。

表 2 不同叶顶间隙下失速点叶顶泄漏流轨迹
Table 2 TLV trajectory near stall condition with tip clearance size variation

叶顶间隙/mm	失速点流量/(kg/s)	$\alpha/(^{\circ})$
0.2	3.65	19.06
0.4	3.4	20.05
0.6	3.3	21.91



(a) 级总压比



(b) 级等熵效率

图 18 不同叶顶间隙下压气机级性能

Fig. 18 Stage performance of compressor with tip clearance size variation

3 失速起始点预测模型

本文研究对象为离心压气机,故研究的二维平面为叶顶 $T-M$ 平面,如图 19 所示。其中, T 表示周向,线 OC 表示叶顶泄漏流核到交界面沿子午方向的距离, L_0 表示叶顶泄漏流核到交界面沿子午方向的距离, L_v 表示叶顶泄漏流核到吸力面沿子午方向的距离, ω 表示叶轮旋转角速度, δ 表示交界面与子午方向 M 的夹角, β_{lt} 表示进口叶尖叶片角。根据主流和叶顶泄漏流动量平衡原则,建立离心压气机失速预测模型。在失速预测模型中,由 Zhao 模型可预测泄漏流核到交界面沿子午方向的距离 L_0 ,从而可得交界面与子午方向 M 的夹角 δ ,如式(3)所示。当 δ 为 90° (交界面到达

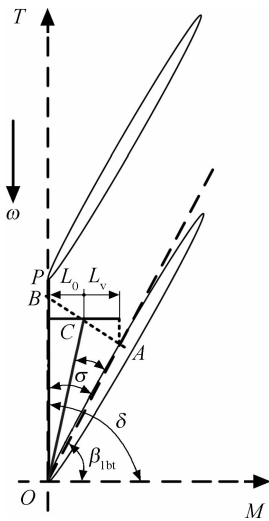


图 19 失速起始点模型示意图

Fig. 19 Sketch of stall-onset model

前缘)时,则叶轮处于失速状态。

$$\tan(\delta + \beta_{1bt} - 90) = \frac{\frac{L_0}{\cos \beta_{1bt}} + D_{OA} \tan \alpha}{D_{OA}} \quad (3)$$

其中 D_{OA} 表示叶顶泄漏流有效起始位置 A 与叶片前缘 O 点的流向距离,本文暂取 A 点为进口到喉部的中间位置。

3.1 α 预测

通过二维非稳态分析,并求解不可压缩欧拉方程,Chen 等^[6]提出轴流压气机叶顶泄漏涡轨迹预测模型。Zhao 等^[4]发现 Chen 模型无法准确预测离心压气机泄漏涡轨迹,在 Chen 的基础上,采用叶尖参数预测离心压气机泄漏涡轨迹。如图 20 所示,叶顶泄漏涡轨迹 TLV 接近一条直线。 S 表示泄漏涡核沿流向位置, y 表示泄漏涡核沿叶片中弧线法向位置。

$$y^* = kt^* \quad (4)$$

其中 y^* 表示无量纲泄漏涡核位置; t^* 表示无量纲时间。

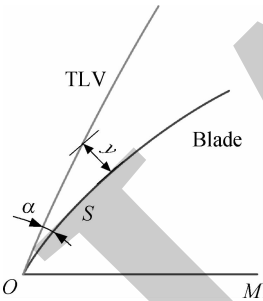


图 20 叶顶泄漏涡轨迹示意图
Fig. 20 Sketch of TLV trajectory

为便于直观描述叶顶泄漏涡轨迹,本文采用泄漏涡轨迹与叶片中弧线的夹角 α 衡量泄漏涡轨迹^[4]。

$$\tan \alpha = \frac{y}{S} = \frac{k}{\bar{V}_s^*} \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)_{tip}} \quad (5)$$

其中 $\bar{V}_s^*$ 表示叶轮进口叶顶间隙区域的平均流线速度; Δp 表示沿流向的叶片平均静压载荷; ρ 表示沿流向平均密度;下标 tip 表示叶尖参数。

3.2 L_0 预测

Ye 等^[18]将主流与叶顶间隙泄漏流的相互作用简化为一股自由来流与一股逆向壁面射流的相互作用,如图 21 所示。图 21 为图 19 的二维流面 AB 沿子午方向的投影,自由来流相当于机匣附近的来流,而逆向壁面射流相当于叶顶泄漏流。

半径 R_v 的圆形区域表示叶顶泄漏涡核,粗线 ITLMF 表示主流/叶顶泄漏流交界面。逆向射流向叶顶泄漏涡核流动,并与自由来流产生相互作用,在交界面处发生流动分离。其中, U_0 表示机匣附近来流垂直于主流/叶顶泄漏流交界面的速度分量; U_j 表示叶顶泄漏流垂直于交界面的速度分量; U_v 表示泄漏涡核边界速度; R_v 表示泄漏涡核半径; x_{oj} 表示叶顶泄漏涡核边界到交界面的距离。

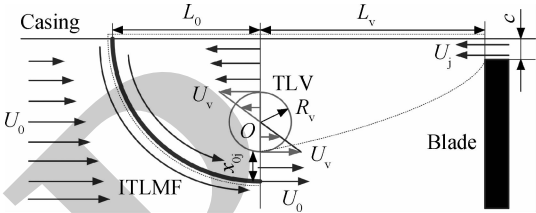


图 21 自由来流和逆向射流相互作用示意图^[18]
Fig. 21 Sketch of free-stream and counter-flow wall jet interaction^[18]

基于以下两点假设:①假设控制体(虚线部分)出口流动速度为线性变化。②由于主流与泄漏流相互作用,主流垂直于交界面的速度分量 U_0 与泄漏涡核边界速度 U_v 较为接近,故假设两者近似相等。根据主流和叶顶泄漏流动量平衡原则,即主流和泄漏流垂直于交界面的动量分量相等,主流/叶顶泄漏流交界面与泄漏涡沿子午方向的距离 L_0 为^[18]

$$L_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{\bar{U}_j}{\bar{U}_0} \left(\frac{\bar{U}_j}{\bar{U}_0} + 1 \right) c \quad (6)$$

其中 $\bar{U}_0$ 为沿叶高从机匣到距机匣为 L_0 区域内, U_0 沿展向的积分平均值,如式(7)所示; $\bar{U}_j$ 为进口到喉部区域内, U_j 沿流向的积分平均值。

$$\bar{U}_0 = \frac{1}{L_0} \int_{r_{1t}+c-L_0}^{r_{1t}+c} U_0(r) dr \quad (7)$$

其中 r_{1t} 表示叶轮进口轮缘半径; r 表示半径。
 U_j 主要取决于叶顶压力面和吸力面两侧的压差。由于叶顶间隙损失主要发生在泄漏流与主流的掺混过程中,故气流从压力面泄漏到吸力面的过程近似为等熵加速流动^[17]。在叶顶间隙出口处,泄漏流流动方向与机匣面几乎平行,流体压力能全部转化为其沿叶片中弧线法向的动能^[25]。因此,叶顶间隙进出口的泄漏流流向速度相同,如图 22 所示。对间隙中间截面位置(截面)建立不可压缩伯努利方程,可得叶顶泄漏流速度如式(8)~式(10)所示。其中,热力学参数均为间隙中

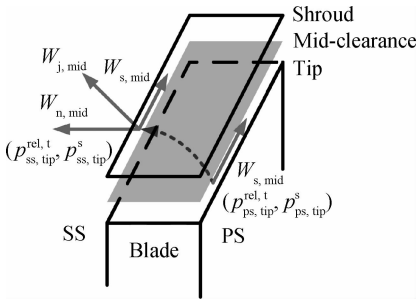


图 22 叶顶理想泄漏流示意图

Fig. 22 Sketch of ideal tip leakage flow

间截面位置的参数, $p_{ps, mid}^{rel, t}$ 表示当地压力面相对总压, $p_{ss, mid}^{rel, t}$ 表示当地压力面相对总压, $p_{ps, mid}^s$ 表示当地压力面静压, $p_{ss, mid}^s$ 表示当地吸力面静压, $W_{j, mid}$ 表示当地泄漏流相对速度, $W_{s, mid}$ 表示当地泄漏流相对速度沿流向的速度分量, $W_{n, mid}$ 当地泄漏流相对速度沿叶片中弧线法向的速度分量。

当地泄漏流相对速度沿流向的速度分量为

$$W_{s, mid} = \sqrt{\frac{2(p_{ps, mid}^{rel, t} - p_{ps, mid}^s)}{\rho_{mid}}} \quad (8)$$

当地泄漏流相对速度沿叶片中弧线法向的速度分量为

$$W_{n, mid} = \sqrt{\frac{2(p_{ps, mid}^s - p_{ss, mid}^s)}{\rho_{mid}}} \quad (9)$$

当地泄漏流相对速度沿主流/泄漏流交界面法向的速度分量为

$$U_{j, mid} = W_{n, mid} \cos[\beta_{bt} - (90^\circ - \delta)] - W_{s, mid} \sin[\beta_{bt} - (90^\circ - \delta)] \quad (10)$$

其中 ρ_{mid} 表示当地密度; δ 表示主流/叶顶泄漏流交界面与子午方向 M 的夹角, $\delta = \sigma + 90^\circ - \beta_{bt}$; β_{bt} 表示叶尖叶片角。

由于黏性效应, 机匣和叶尖端壁附近存在边界层, 泄漏流速度沿展向分布不均, 须对其进行展向平均。本文采用间隙出口收缩系数 C_d 修正 $U_{j, mid}$, 从而得到泄漏流速度 $U_{j, mid}$ 沿展向的平均值 $\overline{U_j}$, 如式(11)所示。随着流量增大, C_d 始终处于 0.9 附近, 故 C_d 取 0.9。

$$\overline{U_j} = C_d U_{j, mid} \quad (11)$$

对 $\overline{U_j}$ 沿流向进行积分平均, 得到泄漏流平均速度沿主流/泄漏流交界面法向的速度分量为

$$\overline{U_j} = \frac{Z_1}{2\pi r_{1t} \cos \beta_{1t}} \int_0^{2\pi r_{1t} \cos \beta_{1t}} \overline{U_j}(x) dx \quad (12)$$

其中 x 表示泄漏流沿流向位置; Z_1 表示进口叶片数。

4 结果分析与讨论

气动参数对模型预测结果有较大影响, 若气

动参数的计算误差较大, 模型中的系数将无法准确获得, 从而导致预测结果不准。为避免上述现象, 模型验证中的气动参数采用数值结果^[4, 18]。

4.1 叶顶泄漏涡轨迹预测结果

Zhao 模型对叶顶泄漏涡轨迹的预测结果如图 23 所示, 在小流量区域与 CFD 预测值较为吻合, 在失速点误差为 0.70%; 在大流量区域偏差较大, 最大误差为 26.19%。这主要是由于随着流量增大, 泄漏涡起始位置逐渐向下游移动, 当地相对流动角与进口相对流动角相差较大, 叶轮进口平均流线速度已无法正确反映当地实际流线速度。

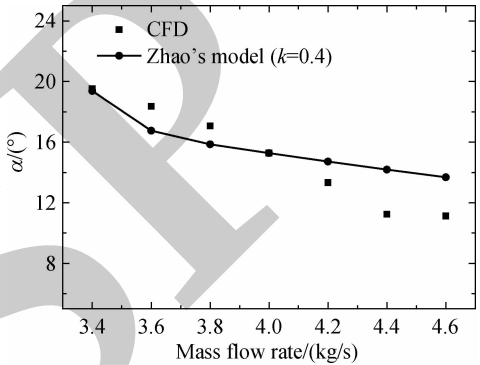


图 23 不同流量下, 泄漏涡轨迹 Zhao 模型预测值与 CFD 预测值对比

Fig. 23 Comparison between the CFD and Zhao's model predicting TLV trajectory with mass flow variation

4.2 主流/叶顶泄漏流交界面预测结果

不同流量下, 当前失速预测模型对主流/叶顶泄漏流交界面与子午方向 M 夹角 δ 的预测结果如图 24 所示。在小流量区域较为吻合, 而在大流

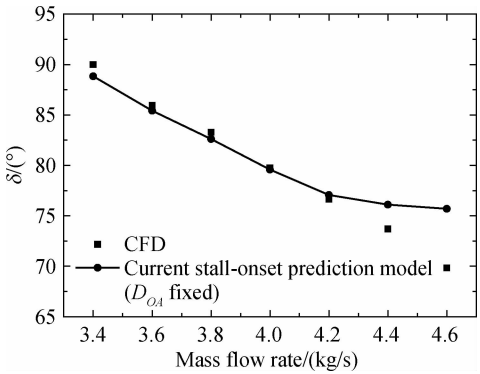


图 24 不同流量下, 主流/叶顶间隙流交界面位置当前模型预测值与 CFD 预测值对比

Fig. 24 Comparison between the CFD and current model predicting ITLMF with mass flow variation

量区域偏差较大。由于随着流量增大,泄漏涡起始位置逐渐向下游移动,泄漏涡模型预测误差导致主流/叶顶泄漏流交界面位置预测不准。

不同叶顶间隙下,在失速点,主流/叶顶泄漏流交界面与子午方向 M 夹角 δ 的预测结果如图 25 所示,采用最大叶片厚度 $t_{\max}$ 对叶顶间隙大小 c 进行无量纲化,发现当前失速预测模型预测结果与 CFD 预测值偏差较大,方均根误差为 6.21%。这主要是由于在不同叶顶间隙下,泄漏流速度沿流向分布不同,因此需要对 D_{OA} 进行修正。

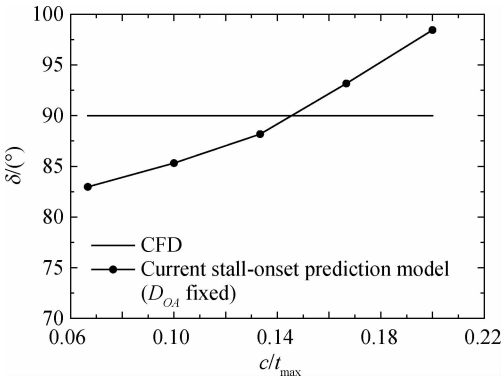


图 25 不同叶顶间隙下,失速点主流/叶顶间隙流交界面位置当前模型(D_{OA} 固定)预测值与 CFD 预测值对比

Fig. 25 Comparison between the CFD and the current model (with fixed D_{OA}) predicting ITLMF position at the stall condition with tip clearance size variation

采用叶尖流线长度 $S_{\max}$ 对 D_{OA} 进行无量纲化。CFD 结果表明,无量纲 D_{OA} 的自然对数与无量纲叶顶间隙大小几乎呈线性关系,如图 26 所示,其拟合函数如式(13)所示。当 D_{OA} 修正后,采

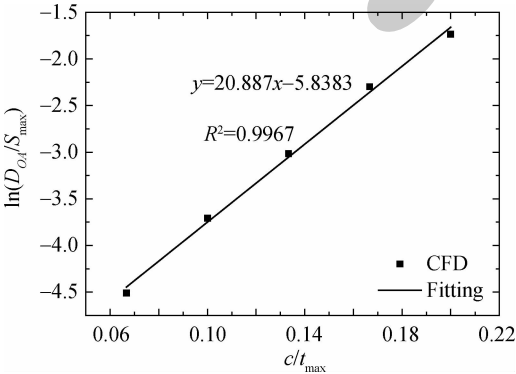


图 26 无量纲 D_{OA} 的自然对数随无量纲叶顶间隙大小的变化情况

Fig. 26 Variation of logarithm of non-dimensional D_{OA} with the non-dimensional tip clearance size

用当前失速预测模型对不同叶顶间隙下,失速点的主流/叶顶泄漏流交界面位置进行预测,发现模型预测值与 CFD 预测值偏差明显减小,方均根误差为 0.38%,如图 27 所示。

$$\ln\left(\frac{D_{OA}}{S_{\max}}\right)=20.887\left(\frac{c}{t_{\max}}\right)-5.8383 \quad (13)$$

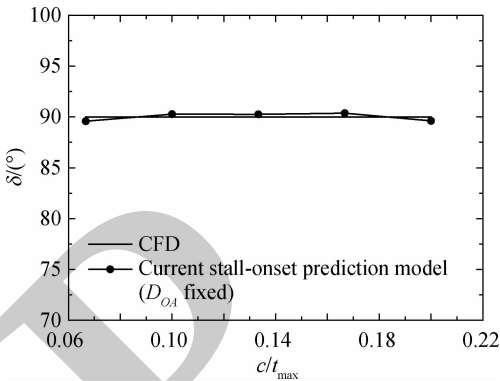


图 27 不同叶顶间隙下,主流/叶顶间隙流失速点交界面位置当前模型(D_{OA} 修正后)预测值与 CFD 预测值对比

Fig. 27 Comparison between the CFD and the current model (with corrected D_{OA}) predicting ITLMF position at the stall condition with tip clearance size variation

4.3 失速预测模型验证

为验证模型的准确性,将当前失速预测模型应用于 Radiver 叶轮。Radiver 叶轮^[26-27]是少数具有公开几何和实验数据的叶轮,其设计参数如表 3 所示。物理模型包括进口段、叶轮及无叶扩压器。Radiver 叶轮数值计算方法与 Krain 4 叶轮一致,网格无关性和数值计算方法均已验证。

表 3 Radiver 叶轮设计参数	
Table 3 Design parameters of Radiver impeller	
设计参数	数值
流量/(kg/s)	2.5
级总压比	4.07
转速/(r/min)	35 200
出口直径/mm	270
出口叶片角(切向) $\beta_{2b}/(^{\circ})$	38
出口叶片数 Z_2	15
叶顶间隙/mm	0.7(LE),0.48(TE)
进口叶尖相对马赫数	0.95
无叶扩压器出口直径/mm	670

采用 Fine/Turbo 求解器对 Radiver 叶轮在转速 n 为 $1.0n_d$ 、 $0.9n_d$ 、 $0.8n_d$ 下,叶顶间隙 c 为 0.4 、 0.5 、 0.6 、 0.7 、 0.8 mm 下,进行 CFD 稳态计算。

在不同叶顶间隙下,当前失速预测模型对 Radiver 叶轮失速点的预测结果如图 28 所示,失速点采用进口流量系数 ϕ_1 表示。与 CFD 结果相比,虽然在叶顶间隙较小和叶顶间隙较大区域,模型预测误差偏大,但是其整体趋势与 CFD 结果较为符合,方均根误差低于 2.42% 。因此,该失速预测模型具有一定的准确性。

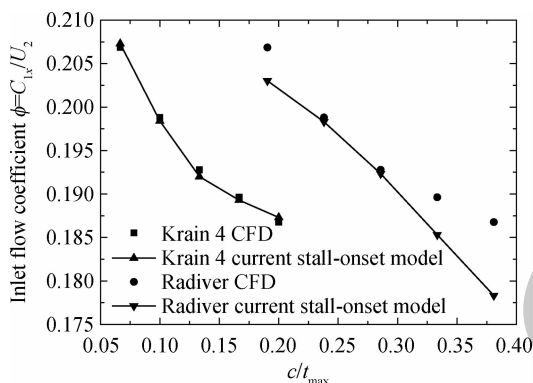


图 28 不同叶顶间隙下,叶轮失速点模型预测值与 CFD 预测值对比

Fig. 28 Comparison between the CFD and current stall-onset prediction model predicting stall-onset point with tip clearance size variation

5 结 论

本文数值研究流量、转速和叶顶间隙大小对离心压气机泄漏涡轨迹和主流/叶顶泄漏流交界面的影响。在 Ye 等的轴流压气机失速预测模型的基础上,利用主流/叶顶泄漏流动量平衡原则确定交界面位置,并对叶顶泄漏流速度进行模化,利用 Zhao 模型预测叶顶泄漏涡轨迹,并分析讨论叶顶泄漏流的有效起始位置(D_{0A})与叶顶间隙的关系,从而建立亚声速离心压气机失速预测模型。结论如下:

1) 流量减小、转速升高和叶顶间隙减小,促使叶顶泄漏涡轨迹远离吸力面,主流/叶顶泄漏流交界面向上游移动。转速减小和叶顶间隙增大可推迟泄漏流在前缘溢出;

2) Zhao 模型预测叶顶泄漏涡轨迹,在小流量区域与 CFD 预测值较为吻合,在失速点误差为 0.70% ;在大流量区域偏差较大,最大误差为 26.19% 。

3) 无量纲 D_{0A} 的自然对数与无量纲叶顶间隙呈线性关系。

4) 本文提出的失速预测模型适用于亚声速离心压气机,方均根误差低于 2.42% 。

参考文献:

- [1] HONG S S, ABHARI R S. Effect of tip clearance on impeller discharge flow and vaneless diffuser performance of a centrifugal compressor[J]. Journal of Power and Energy, 2012, 226(8): 963-974.
- [2] JAATINEN-VÄRRI A, TURUNEN-SAARESTI T. Influence of different design parameters to the centrifugal compressor tip clearance loss[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011017. 1-011017. 6.
- [3] SESHADRI P, SHAHPAR S, PARKS G T. Robust compressor blades for desensitizing operational tip clearance variations[R]. ASME Paper GT2014-26624, 2014.
- [4] ZHAO H, WANG Z, YE S, et al. Numerical investigations on tip leakage flow characteristics and vortex trajectory prediction model in centrifugal compressor[J]. Journal of Power and Energy, 2016, 230(8): 757-772.
- [5] ZHAO H J, WANG Z H, GUANG X I. Unsteady flow structures in the tip region for a centrifugal compressor impeller before rotating stall[J]. Science China: Technological Sciences, 2017, 60(6): 924-934.
- [6] CHEN G T, GREITZER E M, TAN C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 260-269.
- [7] TAMAKI H, NAKAO H, AIZAWA T. Experimental study on surge inception in a centrifugal compressor[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, 2(4): 409-417.
- [8] VAGANI M, ENGEDA A, CAVE M J. Prediction of impeller rotating stall onset using numerical simulations of a centrifugal compressor: Part 1 detection of rotating stall using fixed-flow transient simulations[J]. Journal of Power and Energy, 2013, 227(4): 403-414.
- [9] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011023. 1-011023. 9.
- [10] BENNINGTON M A, CAMERON J D, MORRIS S C, et al. Investigation of tip-flow based stall criteria using rotor casing visualization [R]. ASME Paper GT2008-51319, 2008.
- [11] CHEN J P, HATHAWAY M D, HERRICK G P. Prestall behavior of a transonic axial compressor stage via time-accurate numerical simulation[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(4): 041014. 1-041014. 12.
- [12] LIN F, ZHANG J, CHEN J, et al. Flow structure of short-length-scale disturbance in an axial-flow compressor[J]. Journal of Propulsion and Power, 2015, 24(6): 1301-1308.
- [13] SAATHOFF H, STARK U. Tip clearance flow induced

endwall boundary layer separation in a single-stage axial-flow low-speed compressor[R]. ASME Paper 2000-GT-0501,2000.

[14] 刘东健,李军,李建伟,等. 转子叶顶间隙泄漏流轨迹前移的动力学机制[J]. 航空动力学报,2014,29(7):1680-1687.

LIU Dongjian,LI Jun,LI Jianwei,et al. Dynamics mechanism of tip leakage flow trajectory movement in rotor[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(7):1680-1687. (in Chinese)

[15] JU W,XU S,WANG X,et al. Numerical study on the influence of tip clearance on rotating stall in an unshrouded centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2017-64452,2017.

[16] SCHLEER M W. Flow structure and stability of a turbo-charger centrifugal compressor[D]. Zurich, Switzerland; Eidgenössische Technische Hochschule Zürich,2006.

[17] CAMERON J D,BENNINGTON M A,ROSS M H,et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery,2013,135(5):051005. 1-051005. 11.

[18] YE S,ZHAO Q,XIANG X,et al. Modeling for tip clearance effects on stall-onset condition in transonic axial compressors[R]. ASME Paper GT2016-57081,2016.

[19] HAH C,KRAIN H. Secondary flows and vortex motion in a high-efficiency backswept impeller at design and off-design conditions[J]. Journal of Turbomachinery,1990,112(1):7-13.

[20] KRAIN H. A CAD method for centrifugal compressor impellers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(2):482-488.

[21] KRAIN H. Swirling impeller flow[J]. Journal of Turbomachinery,1988,110(1):122-128.

[22] KRAIN H,HOFFMANN W. Verification of an impeller design by laser measurements and 3D-viscous flow calculations[R]. ASME Paper 89-GT-159,1989.

[23] DU J,LIN F,CHEN J,et al. Flow structures in the tip region for a transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery,2013,135(3):031012. 1-031012. 11.

[24] 马威,王丹华,陆利蓬. 提高 Spalart-Allmaras 湍流模型对分离模拟能力的研究[J]. 航空动力学报,2008,23(8):1474-1479.

MA Wei,WANG Danhua,LU Lipeng. Investigation on improving the capability of predicting separation of Spalart-Allmaras turbulence model[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(8):1474-1479. (in Chinese)

[25] STORER J A,CUMPSTY N A. Tip leakage flow in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery,1991,113(2):252-259.

[26] ZIEGLER K U,GALLUS H E,NIEHUIS R. A study on impeller-diffuser interaction:Part I influence on the performance[J]. Journal of Turbomachinery,2003,125(1):173-182.

[27] ZIEGLER K U,GALLUS H E,NIEHUIS R. A study on impeller-diffuser interaction:Part II detailed flow analysis[J]. Journal of Turbomachinery,2003,125(1):183-192.

(编辑:王碧琚)