

径向间隙对离心压气机性能影响的数值研究

戴子昊,葛宁

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:通过自主开发的 CFD 求解器 NUAATurbo,对带有楔形扩压器的离心压气机进行定常和非定常数值研究,通过改变叶轮和扩压器间的径向间隙,研究其对离心压气机性能的影响。研究发现:较小的径向间隙能够抑制扩压器压力面的分离,高载荷压力面的卸载提升了扩压器叶片通道的扩压能力。

关键词:离心压气机;转静相互作用;径向间隙;非定常计算

中图分类号:TH452 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2022)01-0053-03

Numerical Study on Effect of Radial Clearance on Performance of Centrifugal Compressor

DAI Zihao, GE Ning

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Steady and unsteady numerical investigation has been conducted on the centrifugal compressor with wedge diffuser by an independent CFD solver named NUAATurbo. By changing the radial clearance between impeller and diffuser, its influence over the performance of centrifugal compressor is studied. It is found that smaller radial clearance can suppress separation on the pressure side of diffuser, and the unloading of high load pressure side improves the diffusing capacity of diffuser vane channel.

Keywords: centrifugal compressor; rotor-stator interaction; radial clearance; unsteady calculation

0 引言

离心叶轮内高度畸变的流场结构极其复杂,由于受到离心力、哥氏力和子午流道曲率急剧弯曲的影响,其内部的流场分布非常不均匀,表现出强烈的非定常性^[1]。叶轮和扩压器间相互作用对流动的影响主要分为两个方面:高度畸变的叶轮出口气流来不及完全掺混均匀,对扩压器流场造成强烈的非定常影响;扩压器叶片对上流流场造成非定常压力扰动。分析叶轮-扩压器相互作用的影响,对于提高离心压气机性能具有重大意义,也一直是研究领域的热点问题。国内外许多研究者在该方面进行了大量实验与计算研究,留下了宝贵的经验。

ARNDT N 等^[2]对叶轮和扩压器间的相互作用进行了实验测量,发现随着径向间隙增大,扩压器内流动的非定常性减弱。JUSTEN F 等^[3]对变几何叶片扩压器内的非定常流动现象进行了实验研究,发现在扩压器半无叶区的叶片吸力面,受到上游叶轮流动的影响更为严重。魏宝锋等^[4]通过数值模拟研究了分流叶片产生的非定常压力脉动对扩压器进口产生的影响。倪钰鑫等^[5]则研究了径向间隙的确定准则。但过去的研究多侧重于整体性能参数方面,缺乏对影响机理更直观的展示和分析。

本文所研究的离心压气机在德国 Aachen 大学喷气推进和叶轮机械研究院进行了实验测量和研究,用于与数值模拟结果对比的实验数据由 ZIEGLER K U 等^[6-7]提供。该压气机的离心叶轮由 MTU 航空公司提供,带有 15 片后掠叶片,扩压器由 23 片楔形叶片组成。扩压器的安装角

和径向间隙允许独立调节,如图 1 所示,分别由叶片吸力面安装角 α_{4SS} 和半径比 r_4/r_2 表示。

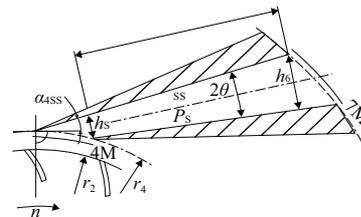


图 1 扩压器几何参数与测量位置

压气机的主要性能参数和几何参数如表 1 所示,改变叶片吸力面安装角 α_{4SS} 和半径比 r_4/r_2 ,扩压器叶片的其他重要几何参数也将随之改变,但扩压器叶片通道的扩张角 2θ 在不同几何形状下,始终保持不变。

表 1 压气机设计参数

设计参数	数值
设计转速 $n_0/(r/min)$	35 200
最大质量流量 $\dot{m}/(kg/s)$	2.50
叶轮叶片数 Z_1	15
叶轮出口轮缘半径 r_2/mm	135
叶轮出口后掠角 $\beta_2/(^\circ)$	38
扩压器叶片数 Z_D	23
扩压器通道扩张角 $2\theta/(^\circ)$	9.037

1 总体性能计算

1.1 网格划分和边界条件

进行定常计算时,只对单个叶片通道建立结构化网格。叶轮区域为4HO网格,扩压器区域为HI网格。从轮毂到机匣有73层网格节点,其中间隙处有17层网格节点,第一层网格离壁距离为 1.5×10^{-6} m,保证了平均 y^+ 值 <2 ,允许在SST湍流模型中使用。

在计算中使用了SST湍流模型,设置总温总压、出口设置为静压,叶轮转速为80%的设计转速,即28 160 r/min;扩压器设置为静子,叶轮和扩压器间设置掺混面,在周向上进行面积加权平均。

1.2 总体性能验证

数值分析分别在扩压器安装角 $\alpha_{4SS} = 12.5^\circ$ 和 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 下进行,在 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 时,测量的径向间隙分别为14%、10%和4%;在 $\alpha_{4SS} = 12.5^\circ$ 时,测量的径向间隙分别为14%、10%和6%,分别对应较大、中等和较小3种不同的径向间隙。

图2和图3展示了80%转速下数值计算与实验测量结果的对比,图中实线代表实验结果,虚线代表数值计算结果。红线代表较大径向间隙(14%),绿线代表中等径向间隙(10%),蓝线代表较小径向间隙。图中数值计算结果与实验结果吻合得很好,但计算得到的堵塞流量相比于实验结果偏大(本刊为黑白印刷,相关疑问可咨询作者)。

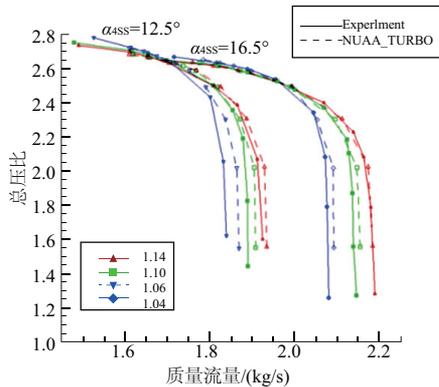


图2 80%转速总压比特性曲线

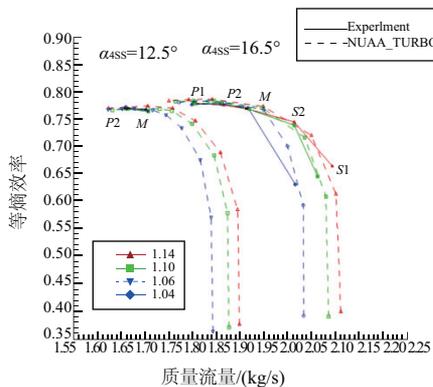


图3 80%转速等熵效率特性曲线

通过对比不同扩压器几何形状下特性曲线,可以发现径向间隙较小时,堵塞质量流量较低。首先,减小径向间隙会导致扩压器喉道面积变小;其次,减小径向间隙相当于缩短了扩压器无叶区的长度,从而减弱了无叶区扩张通道中的减速作用和掺混作用,扩压器叶片通道进口前的马赫数升高,更偏向径向的流动,加剧了喉道的堵塞效应。不同径向间隙下等熵效率在工作点 $P1$ 和 $P2$ 附近几乎相等,分布在误差不超过0.5%的窄带内。在径向间隙较小时,离心压气机的总压比较大,并且随着质量流量的减小,较大径向间隙和较小径向间隙间总压比的差距逐渐增大,在喘振极限时达到最大值。

2 扩压器叶片通道定常分析

2.1 扩压器叶片通道性能分析

本文引入了总压损失系数 ω 和静压恢复系数 C_p ,用以评价扩压器叶片通道(测量面4M-测量面7M,如图1所示)的扩压能力,其定义如下:

$$\text{总压损失系数: } \omega = \frac{P_4^* - P_7^*}{P_4^* - P_4}$$

$$\text{静压恢复系数: } C_p = \frac{P_7 - P_4}{P_4^* - P_4}$$

式中:下标数字代表对应测量面质量流量加权平均参数;上标“*”代表总参数。更小的总压损失系数和更大的静压恢复系数意味着更好的扩压能力。

图4和图5展示了80%转速下总压损失系数和静压恢复系数特性曲线。随着质量流量的减小,总压损失系数逐渐减小而静压恢复系数逐渐增大。在工作点 $P1$ 和 $P2$ 附近,不同径向间隙下扩压器的总压损失系数几乎相等。在径向间隙较小时,静压恢复系数较高,当安装角 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 时,在喘振极限处高2%左右。这反映出径向间隙较小时扩压器叶片通道拥有更好的扩压能力。

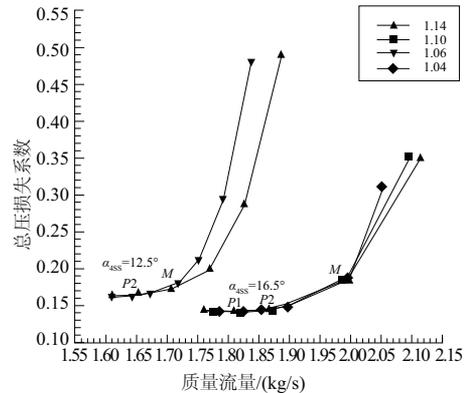


图4 80%转速总压损失系数特性曲线

2.2 扩压器叶片通道出口流场分析

为了进一步研究减小径向间隙导致扩压器叶片通道扩压器能力提升的原因,本文对不同扩压器几何形状下,工作点 $P1$ 和 $P2$ 处测量面7M的总压分布规律进行了分

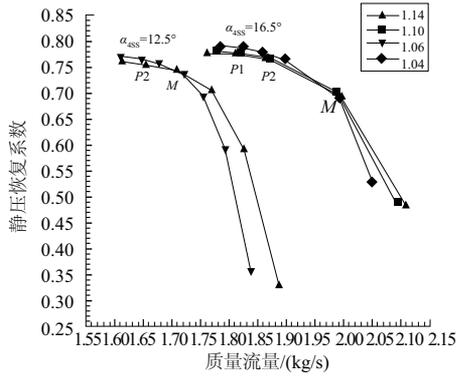


图5 80%转速静压恢复系数特性曲线

析。由于掺混作用,在测量面 7M 位置静压分布较为均匀,图中总压分布可以近似反映流量分布。

如图 6(a)和图 6(b)所示,在 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 时的总压分布表明,径向间隙较小时,扩压器出口处总压最大值更大,并且分布区域更广,反映出叶片通道更强的扩压能力。在较大和中等径向间隙时,总压最大值区域位于流道中心,而在较小径向间隙时,总压最大值区域更靠近压力面和扩压器前壁。总压最大值位置反映了主流位置,随着径向间隙的减小,主流位置逐渐向压力面偏移。这是因为减小径向间隙导致扩压器压力面叶片载荷降低,叶片通道内压力梯度的变化导致主流位置向压力面偏移,抑制了压力面可能发生的分离。总而言之,高载荷叶片扩压器压力面的卸载导致扩压器叶片通道扩压能力的提升。

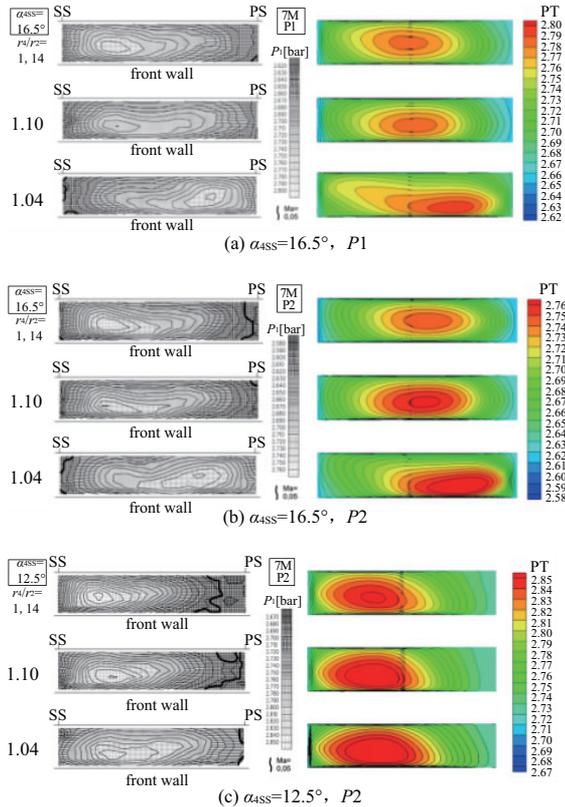


图6 测量面 7M 总压分布

如图 6(c)所示,安装角 $\alpha_{4SS} = 12.5^\circ$ 时的总压分布与

安装角 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 时相比,总压最大值区域更加靠近吸力面,并且随着径向间隙的减小,最大值位置变化并不明显。这解释了安装角较小时静压恢复系数偏小,并且减小径向间隙,工作点 P2 静压恢复系数的提升也较弱。

3 叶轮扩压器相互作用非定常分析

为了进一步研究扩压器压力面卸载的原因,本文在扩压器安装角 $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$ 下对 14%和 4%径向间隙时离心压气机流场进行了非定常计算。图 8 对比了扩压器进口测量面 4M 的非定常攻角,攻角的定义如图 7 所示。

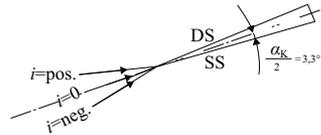


图7 扩压器叶片攻角定义

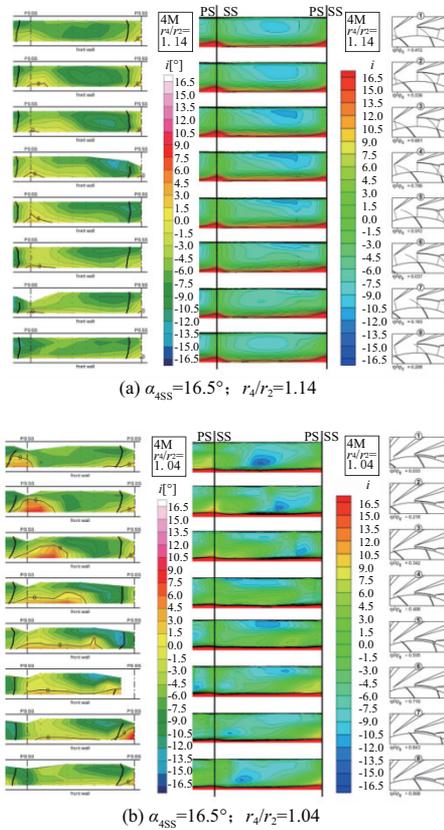


图8 测量面 4M 非定常攻角对比

14%径向间隙时测量面 4M 的非定常攻角,相比于 4%径向间隙时,由于径向位置距离叶轮出口更远,在周向上的掺混过程明显更有效。在径向间隙较大时,负攻角区域主要位于压力面和流道中心,而正攻角区域主要位于吸力面和扩压器前壁。这个现象可以通过扩压器叶片的分流作用来说明,扩压器叶片将进口来流分为两部分,流向压力面的流体绝对气流角增大,而流向吸力面的流体绝对气流角降低。进口流动绝对气流角的变化导致了压力面

(下转第 80 页)