

文章编号:1000-8055(2009)10-2333-05

轮毂修型对压气机静子角区堵塞的影响

杨 春, 李秋实, 袁 巍, 周 盛

(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重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对压气机静子角区分离产生堵塞的现象,开展了静子轮毂修型的研究.通过对实例静子不同方案的数值模拟,验证了轮毂修型可以有效的抑制角区分离,从而降低轮毂区域的堵塞.其中,对实例静子根部分离点处进行的轴向轮毂修型,可以使静子叶栅出口的堵塞量降低 20.4%,静子 10%叶高处总压恢复系数从原来的 0.89 提高到 0.948.

关 键 词: 压气机; 轮毂; 分离; 堵塞

中图分类号: V231

文献标识码: A

Effect of hub-shape contouring on the corner blockage of compressor stator cascade

YANG Chun, LI Qiu-shi, YUAN Wei, ZHOU Sheng

(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: After analyzing the mechanism of the end wall blockage from stator corner flow separation in compressor, the hub-shape contouring was presented in this paper. The RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) numerical calculations of real cases of compressor stator show that modifying hub-shape can depress efficiently the corner flow separation so as to decrease end wall blockage. Subsequently, the corner blockage of the outlet of stator cascade was decreased by 20.4% and the total pressure recovery coefficient of 10% blade height was increased from 0.89 to 0.948 by the concave profile near the separation point of stator end wall.

Key words: compressor; hub; flow separation; blockage

在压气机中由于气流的扩压流动,分离经常发生,且难以完全避免. Joslyn 和 Dring 在某两级压气机的实验中,发现静子轮毂区域的流动分离造成角区失速,导致压气机性能的恶化^[1]. 静子轮毂端区成了影响轴流压气机性能的一个主要流动区域,在静子吸力面与端壁交界的角区产生分离,会造成端壁区域的流动堵塞,这不仅限制了静子的扩压能力,还带来很大的总压损失,降低了整级效率.

针对角区分离的问题,早在 1965 年, Peacock

就成功的利用附面层抽吸抑制了叶片负荷较低情况下的轮毂角区分离^[2]. 随着跨声压气机负荷的不断提高,角区分离也会越来越严重. 为了在提高压气机负荷的同时获得较高的效率,就需要发展抑制角区分离的方法. 目前的研究主要集中在利用抽吸气^[3-4]、射流^[5-6]等手段来抑制角区分离;而在叶片三维修型方面,主要通过叶片复合弯掠来实现对角区分离的抑制^[7-8],然而 Barankiewicz 和 Hathaway 在 GE 的 E3 四级压气机上进行实验时发现,即使采用了弯掠技术来降低端

收稿日期:2008-10-27; 修订日期:2008-11-20

基金项目:国家自然科学基金(10577002)

作者简介:杨春(1979-),男,辽宁辽阳人,博士生,主要从事叶轮机气动设计研究.

壁损失,仍然可能出现轮毂角区分离^[9].因此,本文尝试用轮毂修型来达到抑制某跨声压气机静子中轮毂角区分离的现象,从而实现降低角区堵塞的目的.

1 轮毂修型方法

1.1 角区流动分析

角区分离的诱因来源于轮毂边界层低能流体向吸力面上的堆积,以及吸力面上边界层低能流体往轮毂方向的堆积.从不同方向来的低能流体在角区内掺混在一起,这个过程中角区流体的动能进一步减少,当角区堆积的低能流体无法抵抗通道中的逆压梯度时,就发生轮毂角区分离,从而产生流道内的堵塞.因此,降低轮毂角区存在的逆压梯度和抑制低能流体在角区的堆积,是抑制轮毂角区分离及堵塞的有效途径.针对上述两个方面:①可以通过轮毂形状的曲率变化,调整轮毂当地的压力梯度,从而抑制角区低能流体的分离.如图 1 所示,新的轮毂型线变化,在前段凸曲率可以增加当地轴向的逆压力梯度,而后段凸曲率可以减少轴向的逆压力梯度;②可以通过轮毂的凹曲率变化,增大轮毂当地流通面积,减少角区低能流体的堵塞.

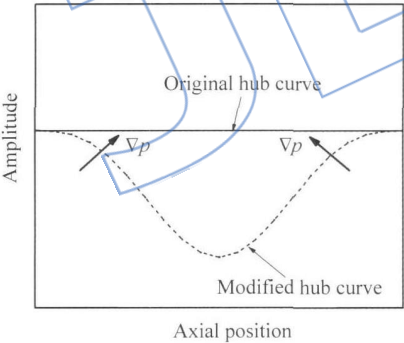


图 1 轮毂曲线变化对当地压力梯度影响示意图

Fig.1 Schematic diagram of the local pressure gradient by the impact of hub curvature

1.2 轮毂修型的数学描述

根据以上的分析,本文的轮毂修型方式是在轴向对轮毂进行凹、凸曲率的修整,从而控制轮毂角区的逆压力梯度及流通面积.如图 2 所示,虚线为修整后的轮毂型线.

为使新的轮毂型线产生凹、凸变化,因此采用正弦函数的形式对新的轮毂型线进行数学描述,方程如下:

$$\Delta R(Z) = A \sin^3 \left\{ \frac{\pi}{2} \times \frac{Z_{te} - Z}{Z_{te} - Z_m} \right\} \quad Z \leq Z_m \quad (1)$$
$$\Delta R(Z) = A \sin^3 \left\{ \frac{\pi}{2} \times \frac{Z_{te} - Z}{Z_{te} - Z_m} \right\} \quad Z > Z_m \quad (2)$$

式中 A 为幅值; Z_{te} 为修型起点; Z_{te} 为修型终点; Z_m 为修型最大幅值位置点.

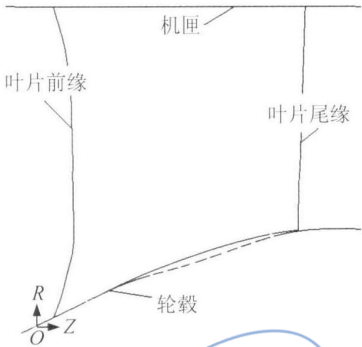


图 2 轮毂修型示意图

Fig.2 Schematic diagram of hub contouring

2 计算分析

2.1 研究对象

用于数值研究的原型跨声压气机级设计点性能参数如表 1 所示.

表 1 跨声压气机设计点性能参数
Table 1 Design performance parameters

性能指标	参数
质量流量/ (kg/ s)	25. 0
设计总压比	2. 30
级绝热效率/ %	87. 2
转子设计转速/ (r/ min)	21500
转子叶尖切线速度/ (m/ s)	495. 32
转子进口轮毂比	0. 42
静子出口轮毂比	0. 74

首先对原型跨声压气机级进行了数值计算,并且与试验的性能相对比(如图 3),由图中可知,低转速时压比计算得较为一致,随着转速的提高计算压比高于实验值,而效率在低转速时计算偏高.总体来说,计算特性可以基本反映该风扇的总体特征.

本计算的工况点选为 100 %设计转速近堵塞工况.着重选取该点进行对比分析基于以下理由:通过数值模拟,一方面发现在压气机整级的近堵塞工况下,静子吸力面角区出现明显的气流分离,

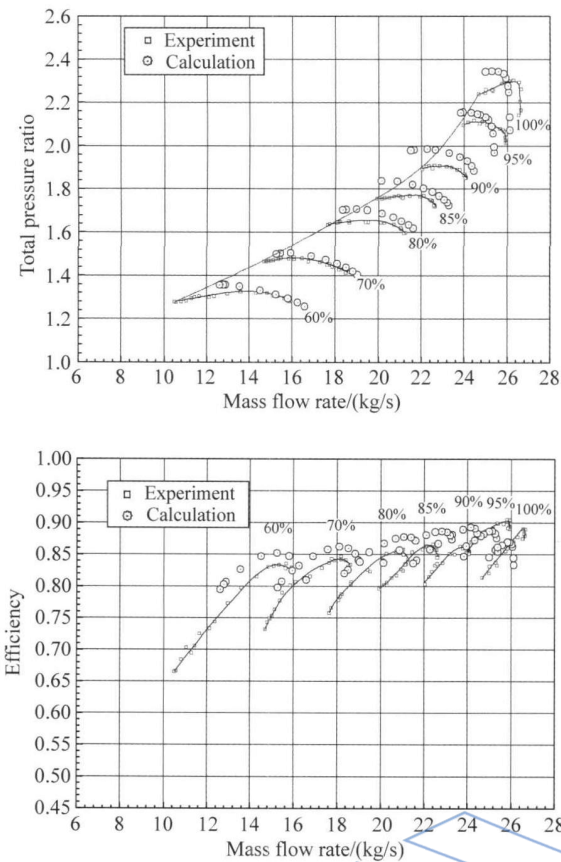


图 3 数值计算与试验所得总性能对比图

Fig. 3 Comparisons of the total performance between the simulation results and the experiment measurements

并造成堵塞(如图 4). 另一方面,发现在堵塞工况下静子轮毂的变化对整级流量影响较小,这样就保证了恒定的静子进口条件. 因此,选取近堵塞工况下静子吸力面角区分离为研究对象,可以单纯的验证静子轮毂修型对其产生的影响.

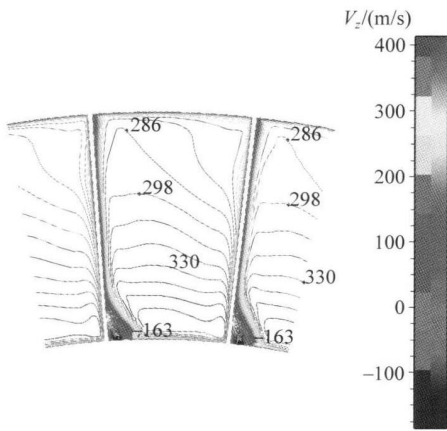


图 4 静子叶栅出口轴向速度分布图

Fig. 4 Axial speed distribution at the outlet of stator cascade

2.2 数值计算方法

求解方法:本文对各方案进行了三维定常数值模拟,数值模拟使用 NUMECA 公司设计的商用软件 FINE/ TURBO. 求解选用守恒型 RANS 控制方程,湍流模型采用了 Spalart-Allmaras (S-A) 模型,空间离散格式为 Jameson 中心差分格式,时间离散方法采用 Jameson 多步 Runge-Kutta 法,并采用隐式残差平均和多重网格等加速方法.

计算网格的划分:计算域包括转子和静子部分. 网格采用分区多块结构,计算网格如图 5 所示,总网格节点数目为 795 378. 对于叶根区域进行了网格加密,主要考虑到捕捉根部流场细节的需要,同时由于采用了 S-A 湍流模型,依据湍流模型的需要,控制 y^+ 约为 5.

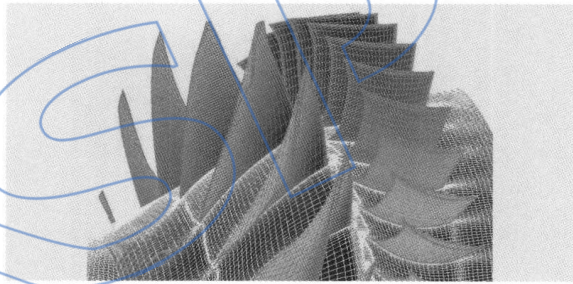


图 5 计算网格示意图

Fig. 5 Schematic diagram of computational mesh

2.3 轮毂修型方案的选取

根据以上分析,在近堵塞工况下轮毂修型采用了两种方案:方案 A, z_m 处在叶片最大厚度的轴向位置,即在轴向弦长的 61%;方案 B, z_m 处在静子叶根分离点附近,即在轴向弦长的 78%. 两种方案的幅值都选择为叶根弦长的 2.5%.

2.4 轮毂修型分析

由方案 A 和方案 B 对静子轮毂进行修型,并完成了数值模拟. 对数值结果进行对比分析,可以发现两种方案都抑制了角区分离,并且减小了静子根部区域的堵塞,分析其原因是由于轮毂的修型增加了叶片根部的流通能力,改善了端区的压力梯度,减弱了角区低能流体的堆积. 但是,通过图 6 可以发现方案 B 优于方案 A. 分析其原因,方案 A 中在叶片最大厚度位置处并不是堵塞最严重的地方,而方案 B 中在静子根部分离点处角区堵塞开始增加,此处的轮毂造型,可以更有效的增加叶根的通流能力.

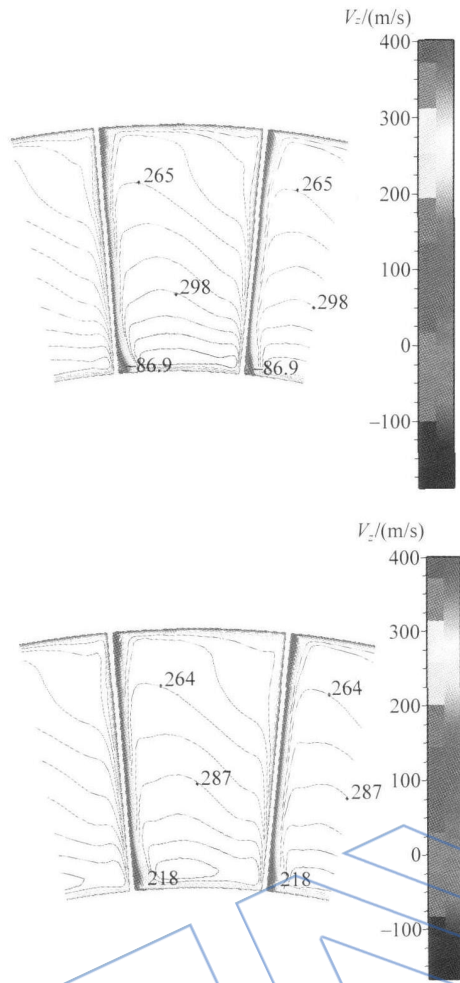


图 6 方案 A 与方案 B 叶栅出口轴向速度分布
Fig. 6 Axial speed distributions of case A and case B at the outlet of stator cascade

2.5 与原型的对比分析

为了分析轮毂造型对角区堵塞产生的影响,选取方案 A 和方案 B 的最佳方案进行说明.从以上的比较可知,方案 B 为优化方案,因此选取 B 方案与原型进行比较.

从角区壁面极限流线图 7 的变化可以看出,方案 B 改善了角区流动,基本消除了角区分离,但是并没有使该区域低能流体的周向迁移消除,仍然存在流体向吸力面的堆积.

此堆积的低能流体没有发生分离的原因,是由于流向压力梯度发生改变,可以通过图 8 看出,由于在分离点处轮毂的凹曲率修型以及在叶栅出口处凸曲率变化,使在叶根通流面积增大的同时吸力面分离点处的逆压力梯度变得更加平缓,堆积的低能流体在发生分离之前就被主流带出了叶栅通道,从而推迟了分离的发生.

以上的分析只是从定性的角度说明了轮毂修

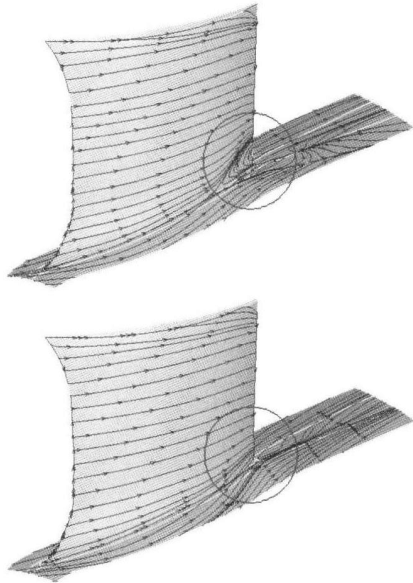


图 7 原型与方案 B 角区壁面极限流线图
Fig. 7 Comparisons of limiting streamline on the wall between the original case and the case B

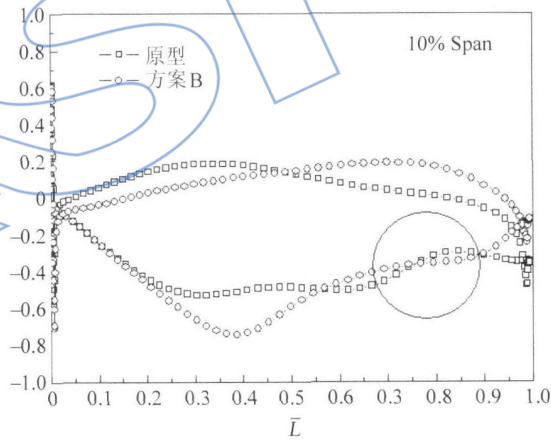


图 8 静子 10% 叶高表面压力系数分布图
Fig. 8 Surface pressure coefficient distribution at the 10% blade height

型对角区堵塞的影响,下面对其进行定量分析.

为了考虑角区分离对堵塞产生的影响,本文计算了静子出口通道的堵塞情况.堵塞区面积的计算方法如下:

$$A_b = \iint \left(1 - \frac{\rho_{ux}}{\rho_e U_e} \right) \cdot dA \tag{3}$$

式中 A_b 代表堵塞区面积, ρU_e 代表主流区的密流,堵塞区面积 A_b 边界的确定可以根据 Khalid S. A. 定义的密流梯度 $\nabla(\rho_{ux})$ 来确定^[10].

根据以上的定义,本文得到了原型方案和方案 B 在静子出口截面叶栅通道的堵塞区面积,对两种方案的所得值进行比较,方案 B 的堵塞面积

明显减小,堵塞量降低了 20.4%。

此外,从图 9 的总压恢复系数和损失系数图可以看出,由于轮毂造型抑制了角区分离,从而减少了根部的掺混损失,方案 B 中叶根区域损失明显低于原型,在静子 10%叶高处总压恢复系数从原来的 0.89 提高到 0.948,轮毂修型对叶根区域的影响范围可达近 30%叶高。

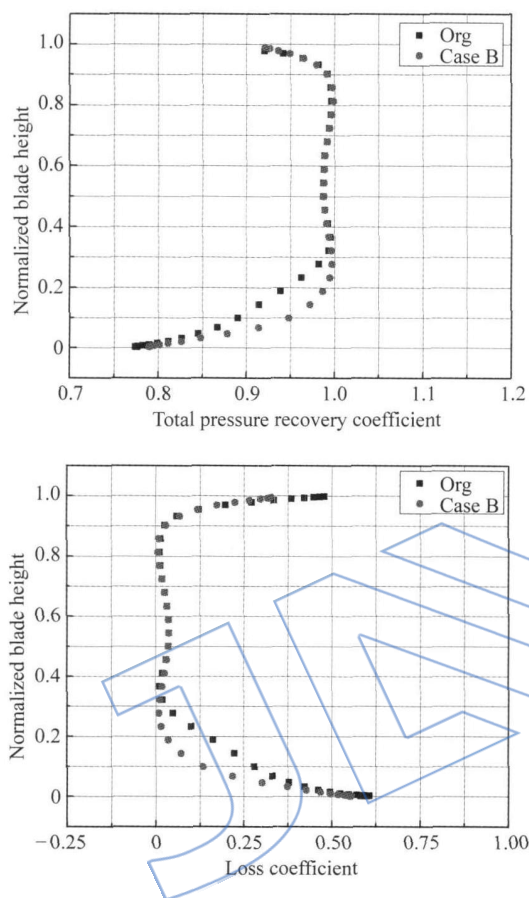


图 9 计算所得总压恢复系数和损失系数图

Fig.9 Radial distribution of the total pressure recovery coefficient and the loss coefficient

3 结 论

通过数值模拟的方法开展了轮毂修型对于某跨声风扇静子流场影响的研究,重点考察了轮毂修型对于角区分离产生堵塞的影响,得到以下结论:

1) 通过对角区分离流动机理的分析,得出了轮毂修型的数学描述.利用轮毂型线凹、凸曲率的变化可以控制通道内压力梯度的变化,同时增加叶根区域的流通能力,从而抑制了角区分离;

2) 通过数值模拟可知,在分离点处的轮毂修型能更加有效的抑制角区分离,增加静子根部的流通能力,减小角区堵塞;

3) 通过数值模拟可知,比较方案 B 与原型,轮毂修型后静子通道出口的堵塞量降低了 20.4%,叶根区域的损失明显降低,其影响范围达近 30%叶高,在静子 10%叶高处总压恢复系数从原来的 0.89 提高到 0.948。

参考文献:

- [1] Joslyn H D, Dring R P. Axial compressor stator aerodynamics[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(4): 485-493.
- [2] Peacock R E. Boundary-layer suction to eliminate corner separation in cascades of airfoils[R]. Cambridge University, No. 3663, October, 1965.
- [3] Merchant A, Kerrebrock J L, Adamczyk J J. Experimental investigation of a high pressure ratio aspirated fan stage[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 43-51.
- [4] Schuler B J, Kerrebrock J L, Merchant A. Experimental investigation of a transonic aspirated compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2): 340-348.
- [5] Compton D A, Johnston J P. Streamwise vortex production by pitched and skewed jets in a turbulent boundary layer[J]. AIAA Journal, 1992, 30(3): 640-647.
- [6] Smith B L, Glezer A. Vectoring and small-scale motions effected in free shear flows using synthetic jet actuators[R]. AIAA Paper 97-0213, 1997.
- [7] Gümmer V, Wenger U, Kau H P. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 40-48.
- [8] 陈浮,赵桂杰,宋彦萍.叶片弯、掠对压气机端壁流动的影响[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 211-215.
CHEN Fu, ZHAO Guijie, SONG Yanping. Influences of swept and curved blade on the flow near compressor cascade endwall[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(2): 211-215. (in Chinese)
- [9] Barankiewicz W S, Hathaway M D. Impact of variable-geometry stator hub leakage in a low speed axial compressor[R]. ASME Paper 98-GT-194, 1998.
- [10] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A. Endwall blockage in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 499-509.