

文章编号:1000-8055(2013)11-2495-08

某带分流叶片的亚声速离心压气机叶轮 CFD 结果确认及分析

李培元, 顾春伟

(清华大学 热能工程系 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084)

摘 要: 为了研究数值模拟结果的准确性, 使用计算流体动力学(CFD)软件 Numeca, 采用 Spalart-Allmaras(S-A)模型和 shear stress transport(SST)模型对某压比为 1.5 的亚声速离心压气机叶轮的性能进行了计算, 并将 4 个不同截面上的速度分布等计算结果和实验数据进行了对比. 结果表明: S-A 模型和 SST 模型的计算结果几乎完全相同, 误差小于 1%; 整体性能的模拟计算结果和实验值吻合较好, 在设计工况点, 误差在 2% 以内, 在非设计工况点, 误差也小于 6%; 不同截面上速度分布的计算结果和实验值相差较大, 在轮毂附近, 最大误差在 20% 左右, 在轮缘附近, 部分截面最大误差高于 100%, 不能真实反映轮缘附近的流动情况.

关 键 词: 数值模拟; 离心压气机叶轮; 湍流模型; 速度分布; 低能区

中图分类号: V235; TH452

文献标志码: A

CFD result validation and analysis of a subsonic centrifugal compressor impeller with splitter blades

LI Pei-yuan, GU Chun-wei

(Key laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education,
Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: A subsonic centrifugal compressor impeller with splitter blades of 1.5 pressure ratio was analyzed by CFD software of Numeca using Spalart-Allmaras (S-A) and shear stress transport (SST) models to study the accuracy of numerical simulation results. The measured results of the impeller and verifications of CFD at four sections were presented with respect to the velocity distribution, etc. Results show that the simulation results of S-A and SST models are almost the same, with the difference less than 1%; In general, the numerical simulation agrees well with the experiment, the difference is less than 2% at design point and 6% in off-design condition. The difference of numerical simulation and experiment results of velocity distribution is large in different cross sections. There are relatively big differences about 20% near hub and more than 100% near shroud, which can not truly reflect the flow condition near the shroud.

Key words: numerical simulation; centrifugal compressor impeller; turbulence model; velocity distribution; low energy region

离心压气机由于具有体积小、压比高、流量范围大的特点, 在冶金、石油化工及动力工业等行业

得到了广泛地应用. 近年来, 随着小型燃机和直升机发动机等的快速发展, 人们对离心压气机的尺

收稿日期: 2012-10-29

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131105.1002.012.html>

基金项目: 国家自然科学基金重点基金(51136003)

作者简介: 李培元(1986—), 男, 宁夏银川人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

寸、推质比等参数有了更高的要求,而研究离心压气机内部复杂的流动情况对提高离心压气机的性能起着至关重要的作用。

离心压气机中的复杂流动现象主要是由于离心力和科里奥利力的共同作用而产生的,国内外许多学者都对此进行了实验和数值研究。早在 1960 年,Dean 和 Senoo^[1]便对离心压气机叶轮出口的射流-尾迹现象进行了研究。此后 Eckardt^[2-4]通过实验测量,证明了射流-尾迹现象的存在。Krain 等^[5-7]通过一系列实验和计算对压比为 6.1 的叶轮的性能和内部流动情况进行了研究。Hiro-taka 等^[8-9]对压比为 11 的离心压气机进行了实验及数值研究,指出虽然数值计算结果在叶轮后部轮缘附近存在一个低速区,但是实验测量中并没有发现其存在。

数值模拟作为研究叶轮机械的重要手段,其精度一直是人们关心的热点问题。根据前人的研究经验^[10-12],湍流模型是产生计算偏差的主要原因。为了找出更适合离心压气机的湍流模型,众多学者对此进行了研究。Mangani 等^[13]采用 3 种不同的湍流模型对 Krain 叶轮进行了计算,并与实验数据进行了对比。结果表明 3 种湍流模型的计算结果基本相同,但在堵塞工况和高压比条件下都和实验值存在较大差异。Bourgeois 等^[14]采用 4 种不同的湍流模型,对某航空发动机的离心压气机进行了计算,结果表明 SST 模型和 SSG-RSM(Speziale, Sarkar, Gatski Reynolds stress model)的总体表现更好。

本文针对某压比为 1.5 的亚声速离心压气机叶轮,采用现今常用的 S-A 模型和 SST 模型进行了数值研究,并将计算所得压比、速度分布等和实验结果进行了比较,对数值模拟的准确性进行了确认。并通过对数值模拟结果的分析,找出了产生偏差的主要原因。

1 研究对象及方法

本文研究的离心压气机叶轮结构如图 1 所示。叶轮的设计参数如下:大、小叶片各 6 片;入口轮毂直径为 114 mm;入口轮缘直径为 294 mm;叶轮出口直径为 446 mm;叶顶间隙为 1 mm;设计压比为 1.5。实验的详细信息可参看文献^[15]。

采用 CFD 软件 Numeca 对所研究叶轮进行定常求解计算,湍流模型选择 S-A 模型和 SST 模型。进口边界条件如下:给定总压为 101300 Pa,总温为 288 K,轴向进气;出口边界条件为给定背



图 1 离心压气机叶轮结构

Fig. 1 Structure of centrifugal compressor impeller

压。叶轮转速为 11 000 r/min,壁面绝热无滑移。采用单通道进行流场计算,周期性边界条件。

2 网格无关性验证

为了避免网格对计算结果的影响,首先进行网格无关性验证。本文共设计了粗、中、细 3 套网格,网格数分别为 62 万、108 万、172 万。针对每套网格,分别采用 S-A 模型和 SST 模型对大流量及小流量两个工况点进行对比计算,结果如表 1 和表 2 所示。从表中我们可以看出在两种计算条件

表 1 S-A 模型网格无关性验证

Table 1 Mesh independency investigation for S-A model

网格数/万	流量系数	压比	效率
62	0.490	1.403	0.887
	0.301	1.512	0.833
108	0.490	1.407	0.898
	0.301	1.513	0.846
172	0.491	1.407	0.901
	0.301	1.513	0.847

表 2 SST 模型网格无关性验证

Table 2 Mesh independency investigation for SST model

网格数/万	流量系数	压比	效率
62	0.491	1.403	0.887
	0.299	1.512	0.833
108	0.491	1.407	0.898
	0.299	1.513	0.846
172	0.491	1.407	0.901
	0.299	1.513	0.847

下,粗网格计算的效率值都偏低,而中网格和细网格的计算结果基本相同.因此可认为采用中网格计算即可满足精度要求.

3 数值计算结果验证

3.1 特性曲线对比

图 2 给出了离心压气机特性曲线的实验数据和数值模拟计算结果的对比.在实验中,分别对流量系数为 0.25(喘振线附近),0.30(最高压比点),0.36(最高效率点),0.42(大流量点)的 4 个工况点进行了测量.从图中可以看出:SST 模型计算的压比和效率都略高于 S-A 模型,但两个模型的计算结果都与实验数据吻合较好;在最高效率点和最高压比点数值模拟误差较小,而在喘振线附近和大流量点数值模拟误差较大;实验结果中流量系数 $\varphi=0.36$ 为最高效率点,而计算结果中 $\varphi=0.42$ 为最高效率点.这些偏差可能是由于在非设计工况点,离心压气机内部流动情况复杂,数值计算结果对损失计算偏低造成的.

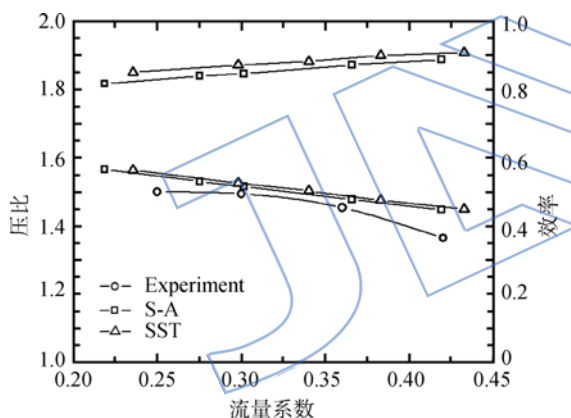


图 2 离心压气机特性曲线

Fig. 2 Performance curves of centrifugal compressor

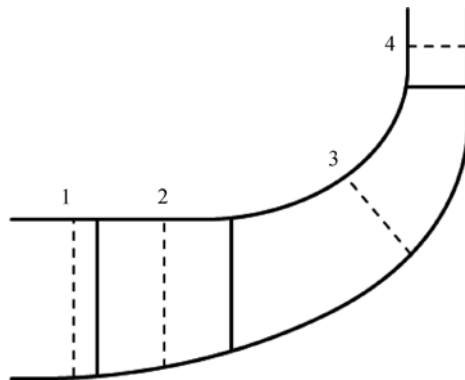
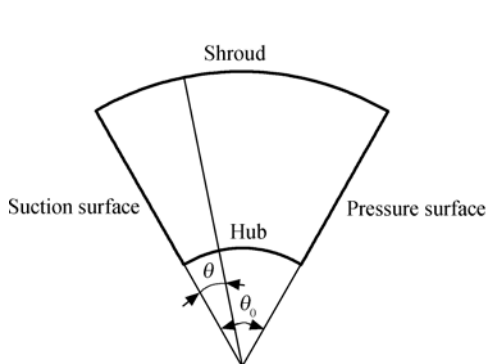


图 3 实验测量截面示意图

Fig. 3 Sketch of experimental test sections

3.2 速度分布比较

对流量系数为 0.30 的工况点,实验中详细测量了图 3 所示 4 个截面上的流动情况.下面将通过对比每个截面上速度分布的实验测量结果和数值计算结果,来验证数值模拟对内部流场计算的准确性.

图 4 给出了截面 1~4 不同叶高方向上的速度分布情况(截面 1 为绝对速度 V ,截面 2~4 为相对速度 W).图中左侧为吸力面,右侧为压力面.下面分截面一一进行比较.截面 1 位于进口前 10mm 处.从实验数据中可以看出在 20%叶高和 50%叶高,绝对速度大小相近,吸力面侧速度略高于压力面侧.两种模型的计算结果和实验值相差不大,变化趋势和实验结果几乎相同.在 80%叶高,实验测量的绝对速度在吸力面侧明显降低,从压力面到吸力面绝对速度的大小几乎保持不变,而数值计算的结果比实验值高 30%左右,并且在流道中部出现了明显的峰值.

截面 2 位于主叶片前缘和分流叶片前缘的中间.在 20%叶高,从压力面侧到吸力面侧,实验测量的相对速度逐渐升高,但在吸力面附近存在一个很小的低速区.数值计算的结果在压力面侧几乎和实验结果完全吻合,而在吸力面侧出现了峰值,略高于实验值,S-A 模型的计算结果略好于 SST 模型.在 50%叶高,相对速度的变化趋势和 20%叶高相似,但吸力面侧低速区的范围有所扩大.数值计算的结果在压力面侧和实验值吻合良好,在吸力面侧也成功捕捉到了低速区的存在,SST 模型的计算结果和实验吻合的更好,而 S-A 模型计算的低速区速度过低.在 80%叶高,数值计算所得吸力面侧的低速区范围急剧扩大,占据了一半以上的流道.而实验结果并没有显示出低速区的存在.

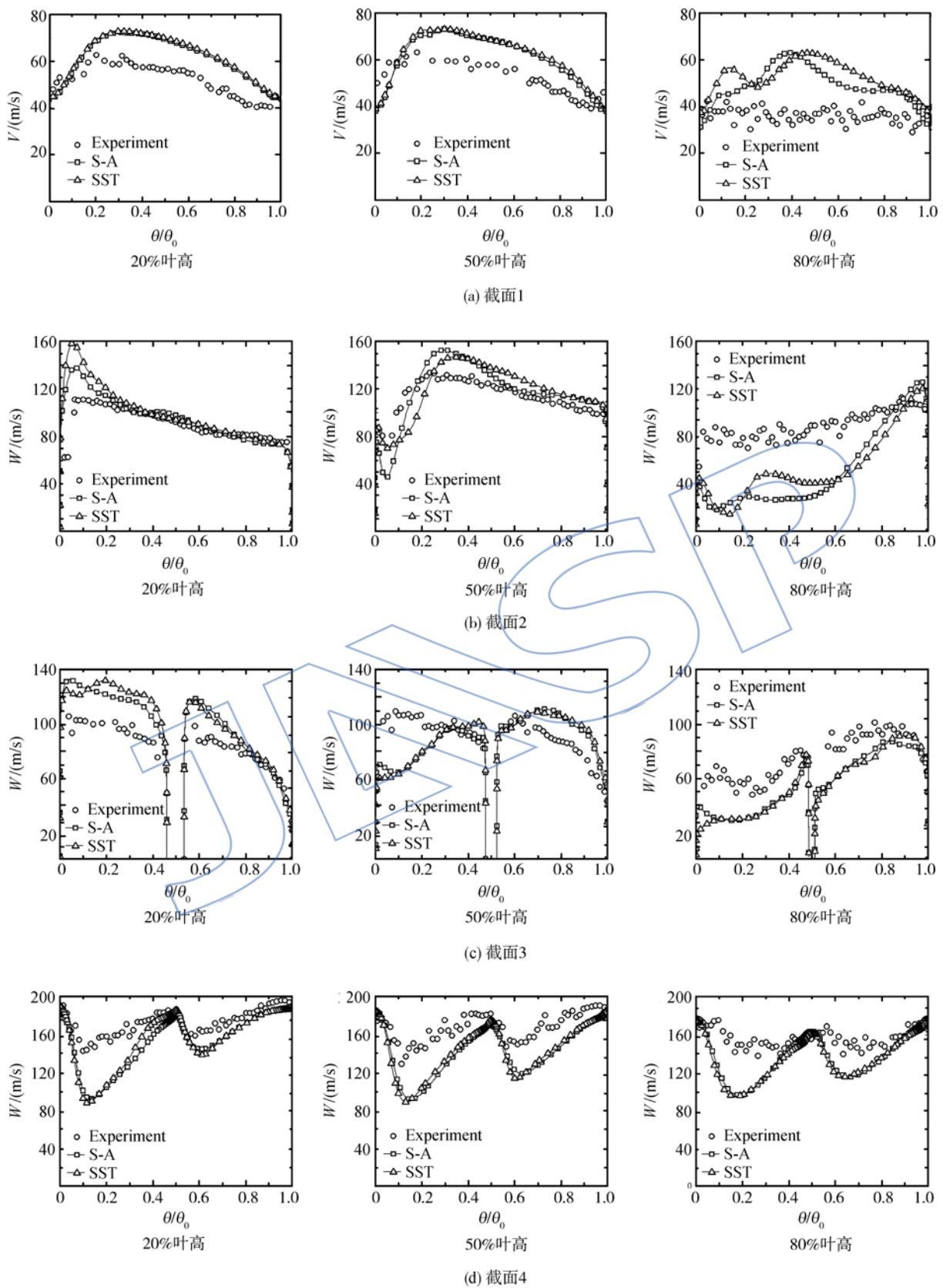


图4 不同截面上速度分布

Fig. 4 Velocity distribution of different sections

截面 3 位于分流叶片前缘和尾缘的中间. 在 20% 叶高, 主叶片吸力面和分流叶片压力面所组成流道(后文简称吸力面流道)内的相对速度略大于主叶片压力面和分流叶片吸力面所组成流道(后文简称压力面流道)内的相对速度. 数值计算结果的趋势和与实验结果相同, 但速度大小略高于实际值. 在 50% 叶高, 两个流道内的相对速度变化不大, 数值计算结果在主叶片吸力面附近存在一个低速区, 与实验有所差别. 在 80% 叶高, 吸力面流道内的速度小于压力面流道. 数值计算结果趋势与实验相同, 但速度略小于实际值.

截面 4 位于叶轮出口 20 mm 处, 从实验结果可以看出, 相对速度分布较为均匀, 已看不出离心压气机叶轮出口处典型的射流-尾迹结构. 这说明在 20 mm 的距离内掺混过程已基本完成. 两种模型的计算结果几乎完全相同, 压力面流道出口的计算结果和实际值吻合较好, 吸力面流道出口的计算结果则和实际值存在一定的差异.

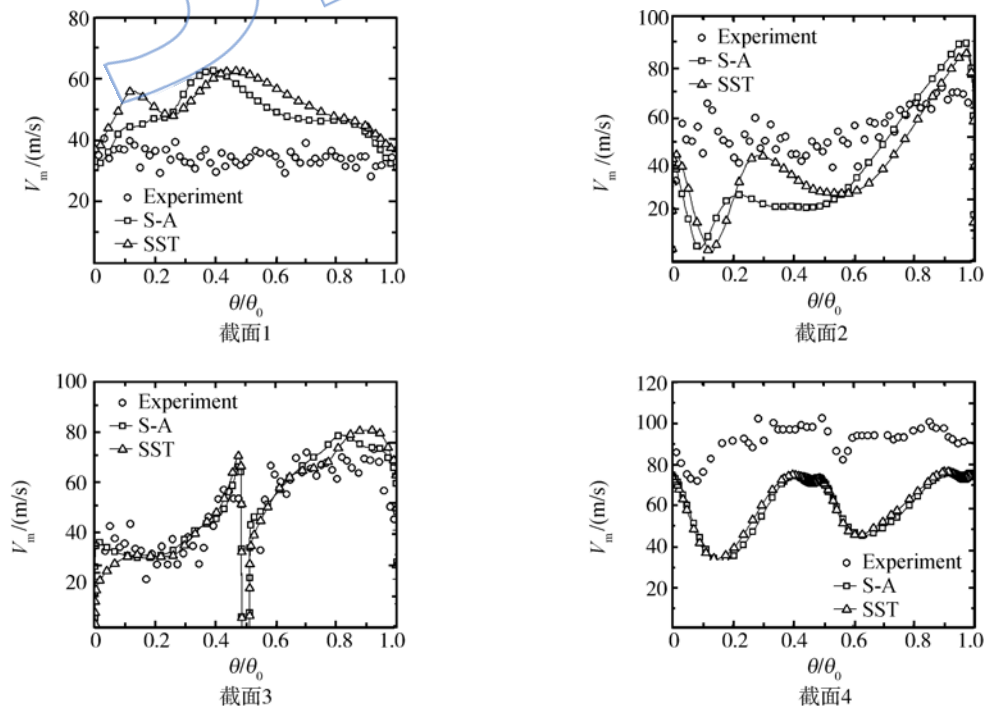
从上面的对比中可以看到, 在 20% 叶高和 50% 叶高, 数值计算结果和实验结果吻合较好; 在 80% 叶高附近, 数值计算结果和实验结果存在较大差异. 为了进一步研究此现象, 图 5 给出了截面 1~4, 80% 叶高方向上子午速度及切向速度的数值计算结果和实验结果的对比. 首先看截面 1, 子午速度在压力面及吸力面附近和实验结果符合较好, 在流道中部与实验结果差异较大. 由于截面 1

位于叶轮前, 所以切向速度较小, 在压力面侧数值计算结果和实验结果接近, 但在吸力面侧却和实验结果相反. 截面 2 和截面 3 的情况类似, 即子午速度和实验值几乎一致, 而切向速度比实验结果高 20% 左右. 在截面 4, 实验测量的子午速度和切向速度在整个流道内比较稳定, 变化幅度很小. 而数值计算结果的波动较大, 与实验结果有较大差距.

从上面的对比分析中可以看出, 在不同截面上, S-A 模型和 SST 模型的计算结果几乎完全相同. 在靠近轮毂附近的区域内, 数值计算结果和实验结果吻合良好; 在靠近轮缘附近的区域, 数值计算结果和实验结果存在着一定的差异. 总的来讲, 用 Numeca 数值计算结果来研究叶轮内部流场的流动情况具有相当程度的可信性.

3.3 内部流场分析

通过前文和实验数据的对比, 发现在部分区域数值计算结果和实验结果存在较大的差异. 下面通过对内部流场的分析来探究一下其中的原因. 图 6 给出了流量系数为 0.30 工况点的子午面流线图. 此工况点离喘振线较近, 所以内部流动情况已有所恶化. 受到顶部间隙泄漏流和流道内低能流体堆积的影响, 在叶片前缘的轮缘附近形成了一个较大的分离涡. SST 模型计算出的分离涡比 S-A 模型略大, 位置也更靠前, 穿过了截面 1. 这也导致截面 1 轮缘附近相对速度波动大于 S-A 模型. 分离涡过大也可能导致了 SST 模型计算的



(a) 子午速度分布

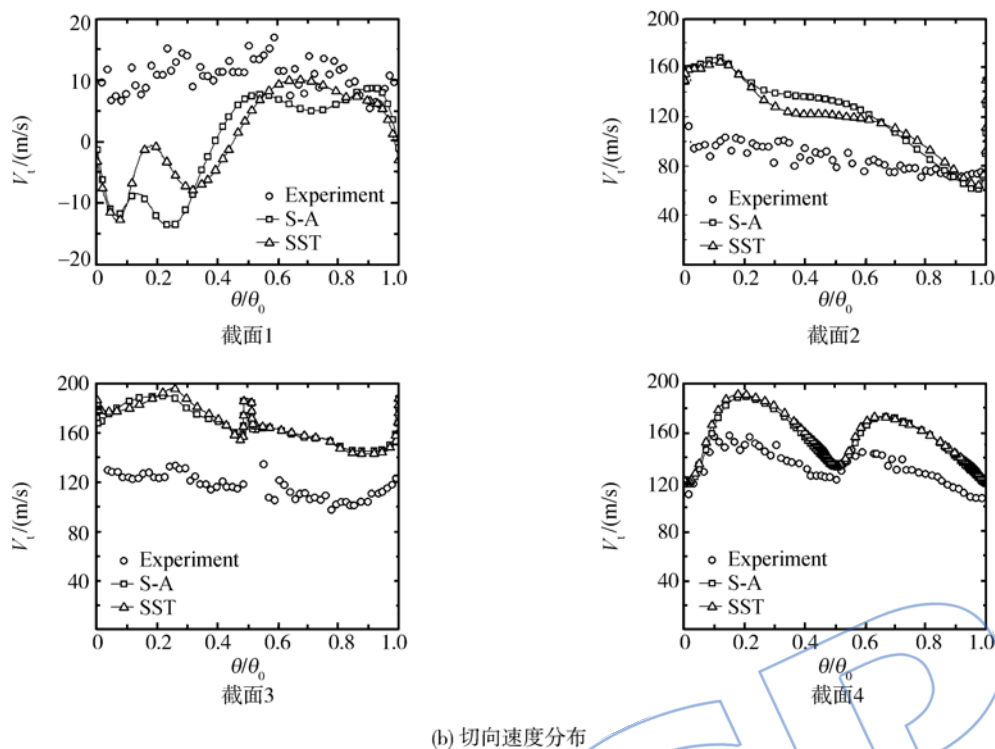


图5 不同截面上80%叶高子午速度和切向速度分布

Fig. 5 Meridian and tangential velocity distributions of different sections at 80% span

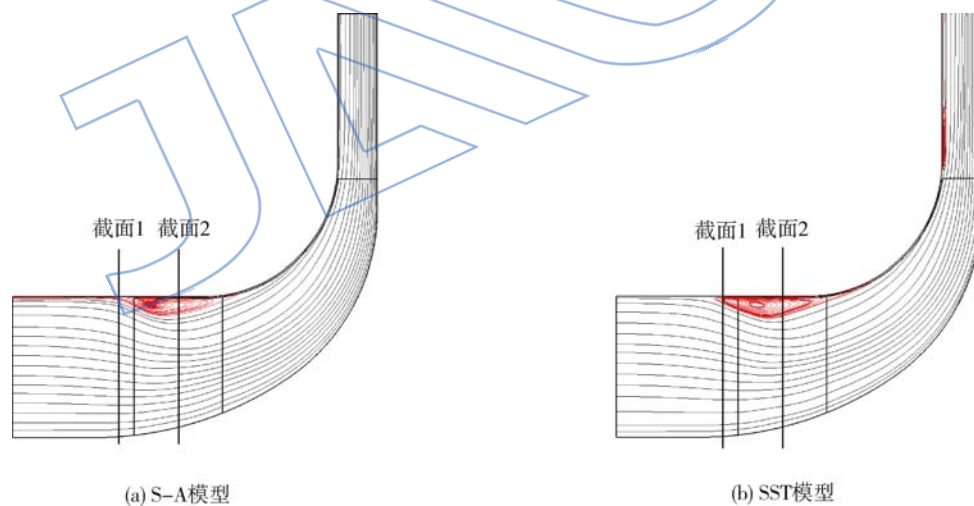


图6 子午面流线图

Fig. 6 Streamlines of meridian surface

喘振位置比S-A模型靠前(图2),这与文献[16]的观点是相一致的。

图7给出了80%叶高上的相对马赫数分布。可以看到从截面2开始,流道内50%以上的面积被低速区所占据。在分流叶片后,大部分低速气体进入了吸力面流道。因而实验所测量的压力面流道内的相对速度要大于吸力面流道。轮缘附近低速区过强估计是导致数值模拟结果(图4)低于实

验结果的主要原因,这与文献[8-9]中的观点是相符合的。

图8给出了叶轮出口径向速度和周向速度的分布情况。从图中可以清楚地看到射流-尾迹现象。射流在压力面附近形成,有最大的径向速度和较小的周向速度;尾迹在吸力面附近形成,有最大周向速度和较小的径向速度。这与经典的射流-尾迹理论是相一致的。从图中还可以发现,在吸力面

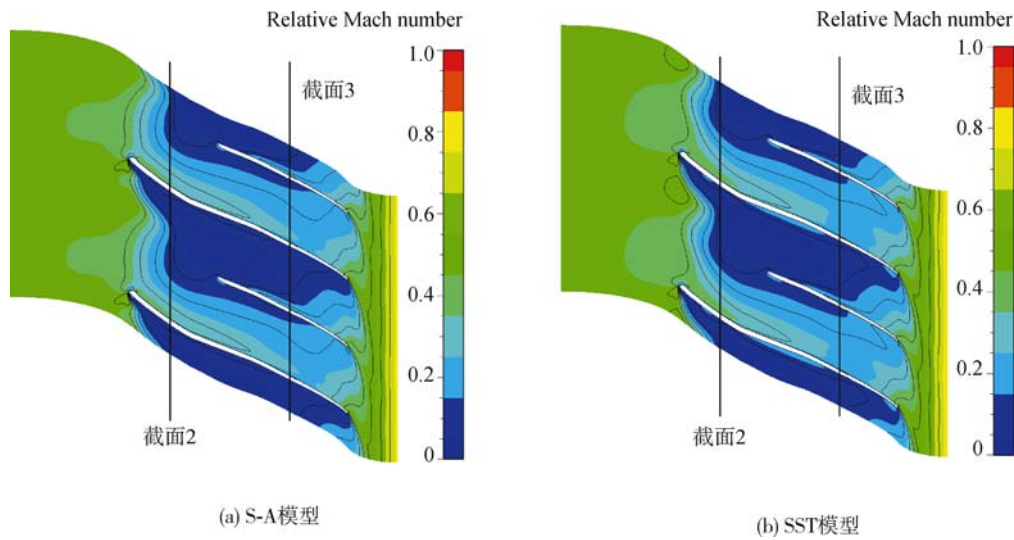


图 7 80%叶高相对马赫数分布

Fig. 7 Relative Mach number contours at 80% span

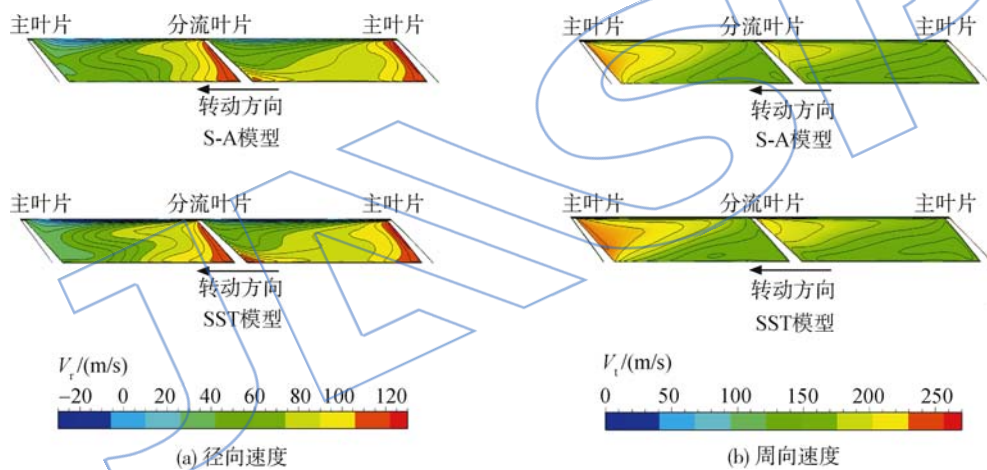


图 8 出口径向速度和周向速度云图

Fig. 8 Radial and circumferential velocity contours at outlet

流道轮缘附近存在一个很小的回流区,并且吸力面流道内的径向速度也小于压力面流道.这是由于分流叶片前的低能流体大部分进入了吸力面流道所造成的.对射流-尾迹现象过强的评估可能是导致截面 4 数值计算结果和实验结果产生差别的主要原因.

4 结 论

通过对某压比为 1.5 的离心压气机叶轮实验结果和数值计算结果的对比分析,可以得到以下结论:

1) 对低压比离心压气机叶轮而言,SST 模型计算的压比和效率略高于 S-A 模型;对叶轮内子

午速度和切向速度的计算,两种模型的结果几乎完全相同.

2) 在设计工况点附近,Numeca 计算的压比和实验值吻合较好,在非设计工况点,两者差异较大.

3) 在轮毂附近,数值计算的相对速度等的分布和实验值较为接近,而在轮缘附近则存在较大差异.

4) 对轮缘附近的低能流体以及叶轮出口处射流-尾迹现象的过强估计可能是导致计算偏差的主要原因.

5) CFD 计算结果和实验结果仍存在着一定的差异,湍流模型等还需进一步的研究.

参考文献:

- [1] Dean R C, Senoo Y. Rotating wakes invaneless diffusers [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(3): 563-574.
- [2] Eckardt D. Instantaneous measurements in jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller[J]. Journal of Engineering for Power, 1975, 97(3): 337-346.
- [3] Eckardt D. Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal-compressor impeller[J]. Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(3): 390-402.
- [4] Eckardt D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers: Part 1 flow measurements using a laser velocimeter[R]. New York: Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, 1979.
- [5] Krain H, Hoffmann B, Par H. Aerodynamics of a centrifugal compressor impeller with transonic inlet conditions [R]. ASME Paper 95-GT-79, 1995.
- [6] Krain H, Karpinski G, Beversdorff M. Flow analysis in a transonic centrifugal compressor rotor using 3-component laser velocimetry[R]. ASME Paper 2001-GT-0315, 2001.
- [7] Krain H, Richter F, Teide V. Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller [R]. ASME Paper GT2002-30394, 2002.
- [8] Hirotaka H, Kiyoshi H, Kunio S, et al. Detailed flow study of Mach number 1.6 high transonic flow with a shock wave in a pressure ratio 11 centrifugal compressor impeller [R]. ASME Paper GT 2004-53435, 2004.
- [9] Hirotaka H, Susumu M, Masayuki S, et al. Detailed flow study of Mach number 1.6 high transonic flow in a pressure ratio 11 centrifugal compressor impeller: Part 2 effect of inducer shroud bleed and development of a low energy region along the shroud[R]. ASME Paper GT2007-27694, 2007.
- [10] Shabbir A, Zhu J, Celestina M. Assessment of three turbulence models in a compressor rotor[R]. ASME Paper 96-GT-198, 1996.
- [11] Roberts D A, Steed R. Comparison of steady-state centrifugal stage CFD analysis to experimental rig data [R]. Pittsburgh, US: ANSYS User's Conference, 2004.
- [12] Denton J D, Dawes W N. Computational fluid dynamics for turbomachinery design [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 213(2): 107-124.
- [13] Mangani L, Mauri S. Assessment of various turbulence models in a high pressure ratio centrifugal compressor with an object oriented CFD code[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 061033. 1-061033. 10.
- [14] Bourgeois J, Martinuzzi R, Savory E. Assessment of turbulence model predictions for an aero-engine centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 133(1): 011025. 1-011025. 15.
- [15] GU Chunwei. The investigation of unsteady flow character in centrifugal compressor[D]. Tokyo: Tokyo University, 1999.
- [16] Yamada K, Tamagawa Y, Fukushima H. Comparative study on tip clearance flow fields in two types of transonic centrifugal compressor impeller with splitter blades[R]. ASME Paper GT2010-23345, 2010.