

文章编号:1000-8055(2009)11-2551-07

用 SPIV 测量结果分析叶轮机内流动损失的方法初探

刘宝杰, 于贤君, 蒋浩康

(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科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于大涡模拟和 PIV (particle image velocimetry) 测量的相似性, 利用 SPIV (stereoscopic PIV) 测量结果, 可以使用亚格子应力模型求解流场中的湍流耗散率. 对比不同亚格子应力模型求出的结果, 混合模型求出的结果较为准确, 但需要合理选择模型中的系数 C_{sm} 和 C_{Am} . 利用该方法分析低速大尺寸压气机试验台转子近叶尖区域的 SPIV 测量结果, 发现在设计状态流场中的损失主要源于叶尖泄漏涡, 而在近失速状态则主要源于叶尖泄漏涡和角区旋涡.

关 键 词: 熵; 流动损失; PIV/ SPIV (粒子图像测速仪/ 体视粒子图像测速仪); 压气机
中图分类号: V231. 3 **文献标识码:** A

Method for analyzing flow losses in turbomachinery by using the measured results of stereoscopic particle image velocimetry

LIU Bao-jie, YU Xian-jun, JIANG Hao-kang

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

Abstract: A method to calculate the entropy production rate based on the measured velocity flow fields was established based on the similar processes between stereoscopic particle image velocimetry (SPIV) measurement and large eddy simulation (LES). Comparing the turbulence dissipation rate estimated by several typical subgrid-scale (SGS) stress models, it can be found that the result calculated by the mixing model is most reasonable; however, the coefficients C_{sm} and C_{Am} should be well determined. Using the mixing model the entropy production rate of the complex flow fields near the rotor tip region measured by SPIV were analyzed. The results show that at the design condition the losses are mainly caused by the tip leakage vortex, while at the near-stall condition both the tip leakage vortex and the corner vortex can bring large flow losses.

Key words: entropy; flow losses; PIV/ SPIV (particle image velocimetry/ stereoscopic PIV); compressor

叶轮机内部的复杂二次流动往往会带来流动损失和堵塞,造成压气机效率和做功能力的下降,因此,要评价某个二次流动结构的重要性,关键是

要弄清楚其是否会带来大的流动损失和流动堵塞。流动的损失也就是流体失去了做有用功的能力,对于绝热过程,一个封闭系统中损失的严格的

收稿日期:2008-10-27; 修订日期:2009-01-06

基金项目:国家自然科学基金(No. 50476001); 国家重点基础研究发展计划(2007CB210103);
北京航空航天大学博士研究生创新基金

作者简介:刘宝杰(1971-),男,黑龙江齐齐哈尔人,教授,博导,主要从事叶轮机气动力学研究。

定义是熵增。在低速叶轮机中,由于马赫数较低,温度的影响基本上可以忽略,流动可以看成是绝热过程,因此流动损失可以用总压损失来近似表示。而在高速叶轮机中,马赫数较高,温度的影响不能够忽略,这种时候往往用能量(焓)损失来近似表示流动损失。

SPIV(体视粒子图像测速仪)技术是一种光学测速技术,这种技术因为可以实现非接触测量,并且可以测量流场中一个平面内的瞬态流动结构,相对于基于单点的气动探针、热线和 LDV (laser Doppler velocimetry) 等测试技术,这种技术可以得到复杂流场的更多流动结构信息及其非定常特性,因此近年来被广泛地用于叶轮机内部的复杂流动研究^[1-2]。但是,由于 SPIV 无法得到压力信息,也很难得到较高精度的湍流统计场信息,通常情况下无法得到流场中的损失分布情况。因此,用 SPIV 测量得到的结果无法评价各种二次流动结构对叶轮机工作特性的影响

PIV (particle image velocimetry) 的测量结果是在网格节点上表示的,网格节点由查问域的大小决定,每个节点上的速度测量结果就是查问域内所有粒子的运动速度的平均值。因此,PIV 求解速度场的过程类似于大涡模拟求解流场的过程,即求解过程中滤去了小于查问域窗口尺度的流动信息,但是保留了大涡信息。对于较高雷诺数的流动,通常情况下 PIV 测量得到的空间分辨率都处于湍动能耗散区和生成区之间的区域。正是由于这些原因,近年来国外一些学者试图使用大涡模拟中的亚格子尺度应力(subgrid-scale (SGS) stress)模型来求解 PIV 测量得到的流场中的湍流耗散率,从而可以深入分析流场中的流动损失分布情^[3-5]。Sinha 等人甚至利用这种方法定性分析了一个离心压气机扩压器中的湍流耗散率分布情况,但发现要得到高精度的定量分析结果,还需要对 SGS 模型的使用做进一步的研究^[6]。

本文基于 SPIV 测量得到的压气机试验台转子通道内部的系综平均速度场,对比用不同 SGS 模型求解出的复杂流场中的湍流耗散率的分布情况,探索用 SPIV 测量结果来求解叶轮机内部复杂流动熵生成率分布的方法,为使用 PIV/SPIV 测量结果来分析、模化研究叶轮机内部复杂流场、声场和热力场做初步的探索性研究。

1 熵的求解方法

根据热力学第二定律可以推导出下面的熵 s

的输运方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho s) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i s) = \frac{\kappa}{T} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\tau_{ij}}{T} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (1)$$

式中的 ρ 是密度, u_i 表示 i 方向速度分量, κ 是导热系数, T 是温度, τ 表示剪切应力。根据上式可以得到单位体积流体的熵生成率为

$$\dot{R} = \frac{\kappa}{T^2} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\tau_{ij}}{T} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2)$$

采用雷诺平均的方法可以得到时均湍流流动中单位体积流体的熵生成率为

$$\overline{\dot{R}} = \frac{\kappa}{T^2} \left[\left(\overline{\frac{\partial T}{\partial x_i}} \right)^2 + \overline{\left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right)^2} \right] + \frac{1}{T} \left[\overline{\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} + \overline{\tau_{ij}} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

对于低马赫数的情况,温度的脉动和温度的梯度都很小,式(3)可以简化为

$$\overline{\dot{R}} = \frac{\tau_{ij}}{T} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{1}{T} \left[\overline{\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \right] \quad (4)$$

上式中右边的第一项是时均项,完全可以根据流场中的速度梯度分布求出,第二项是湍流相关项,可以用大涡模拟中的 SGS 模型来确定,即

$$\overline{\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} = \tilde{\epsilon} = \epsilon_{\text{SGS}} = -2 \left[\tilde{\tau}_{ij} \bar{S}_{ij} \right] \quad (5)$$

上式中的 $\tilde{\tau}_{ij}$ 表示亚格子应力, $\bar{S}_{ij}$ 是平均应变率张量,即

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

可以看出,求解 ϵ_{SGS} 的关键就是求解亚格子应力 $\tilde{\tau}_{ij}$ 。

求解亚格子应力的模型非常多,包括涡黏模型、尺度相似模型、混合模型、动力涡黏模型、非线性模型、谱空间涡黏模型和结构函数模型等,Sheng 等人和详细分析了多种常用的亚格子应力的模型,发现适用于 PIV 数据分析的模型只有 Smagorinsky 模型和非线性(梯度)模型两种模型^[4]。Smagorinsky 模型的表达式是

$$\tilde{\tau}_{ij} = -C_s \Delta^2 |\bar{S}| \bar{S}_{ij} \quad (7)$$

式中 C_s 是 Smagorinsky 系数(取 0.17), Δ 是查问域窗口宽度(在本文中用网格节点间距做为等价的表示), $|\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{mn} \bar{S}_{mn}}$ 。非线性(梯度)模型的表达式是

$$\tilde{\tau}_{ij} = \frac{1}{12} \Delta^2 \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} \right) \quad (8)$$

由于 Smagorinsky 模型往往会造成过耗散,

而非线性(梯度)模型往往会出现能量反射问题(耗散率为负值),所以这两种模型单独应用的结果都不太理想.因此人们提出了一种将上述两种模型组合起来的模型——混合模型,这种模型克服了 Smagorinsky 模型的过耗散和非线性(梯度)模型的能量反射问题. Liu 等人应用混合模型求解了实验测量结果中的湍流耗散,发现可以取得较好的结果^[3,7].

非线性(梯度)模型和 Smagorinsky 模型的混合模型的求解公式通常可以写为

$$\tau_{ij} = C_{Am} C_{nl} \Delta^2 \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} \right) - C_{Sm}^2 \Delta^2 \sqrt{2 \bar{S}_{mn} \bar{S}_{mn}} \bar{S}_{ij} \quad (9)$$

式中 C_{Sm} 是混合模型中的 Smagorinsky 常数, C_{nl} 是非线性(梯度)模型中的常数,通常取为 1/12, C_{Am} 也是一个常数,用来调整非线性(梯度)模型在混合模型中的权重.

根据上面的公式,要在 SPIV 数据中求出熵生成率需要将微分转换为差分,以 Smagorinsky 为例,根据公式(5)和公式(7)可以得到

$$\bar{\varepsilon} = 2 C_s^2 \Delta^2 \sqrt{2 \bar{S}_{mn} \bar{S}_{mn}} \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij} \quad (10)$$

因为

$$\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (11)$$

令

$$A = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \quad (12)$$

然后根据式(4)、式(5)和式(10)可以得到

$$\bar{P} = \frac{1}{T} \left[\mu A + \left(C_s^2 \Delta^2 A^2 \right) \right] \quad (13)$$

基于 SPIV 的测量结果中无法直接得到垂直于测量平面方向的速度梯度,即 $\frac{\partial u}{\partial z}$, $\frac{\partial v}{\partial z}$ 和 $\frac{\partial w}{\partial z}$. 考虑到通常情况下,压气机内部流场中的流向速度梯度远小于其它方向的速度梯度,忽略这三项对结果的影响应当不大,但是由于流向速度 w 的幅值远大于二次流速度 u 和 v ,所以 $\frac{\partial w}{\partial z}$ 也可能很大. 根据连续方程,对于不可压流应当有 $\frac{\partial w}{\partial z} =$

$-\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)$, 因此 $\frac{\partial w}{\partial z}$ 可用 $-\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)$ 代替.

将式(12)中的微分用中心差分表示,并且忽略 $\frac{\partial u}{\partial z}$ 和 $\frac{\partial v}{\partial z}$ 项可以得到

$$A = \frac{1}{4d^2} \left[2 \left(u_{i+1,j} - u_{i-1,j} \right)^2 + 2 \left(v_{i,j+1} - v_{i,j-1} \right)^2 + \left(u_{i,j+1} - u_{i,j-1} + v_{i+1,j} - v_{i-1,j} \right)^2 + \left(w_{i,j+1} - w_{i,j-1} \right)^2 + \left(w_{i+1,j} - w_{i-1,j} \right)^2 \right] \quad (14)$$

上式中的下标 i 和 j 分别表示 SPIV 测量结果中的 x 和 y 方向的网格节点, d 表示网格结点间距. 根据式(13)和式(14)就可以从 SPIV 测量结果中求出熵生成率.

2 SPIV 测量方案和数据处理方法

实验是在北京航空航天大学低速大尺寸压气机实验台上进行的. 实验台是典型的单级布局,包括进口导叶、动叶和静叶. 气流通道外径 1 m, 轮毂比为 0.6, 叶型均为 C4 低速叶型,等环量设计. 转子叶尖间隙约为 1 mm (0.5% 叶高). 设计转速为 1 200 r/min, 基于动叶叶尖弦长的雷诺数为 7.5×10^5 . 其它相关参数见表 1.

表 1 低速大尺寸轴流压气机实验台主要设计参数
Table 1 Design parameters of the compressor test facility

参数	数值
设计流量/(kg/s)	22.4
组成	导叶 + 转子 + 静子
叶片数	36 + 17 + 20
叶片弯角/(°)	17.4 + 26.5 + 49.1
叶片安装角/(°)	10.4 + 33.4 + 12.3
叶片弦长/mm	100 + 200 + 180

实验测量采用了美国 TSI 公司的 SPIV 系统. 激光器是双腔 Nd:YAG 激光器, 能量 150 mJ/Pulse, 频率 15 Hz; CCD(charge coupled device)相机采用 PIVCAM 13-8, 1 280 pixel × 1 024 pixel, 12 bit; 测量控制采用 Insight 5.

实验测量方案如图 1 所示, 测量截面近似垂直于转子叶尖弦向, 测量截面之间的间隔为 10% 叶尖弦长. 为了保证测量结果的空间分辨率, 测量平面只能覆盖大约半个叶片通道, 因此测量过程中吸力面一侧和压力面一侧的流场分开测量, 测量截面的布置如图 1 所示.

测量过程中分别测量了设计(流量系数 0.58, 静压升系数为 0.49)和近失速(流量系数 0.39, 静压升系数 0.52)两个状态的流场. 每个状态下在每个测量平面位置处总共采集了 100 个数据样本. 在数据处理过程中采用了多重网格的方法, 先后采用

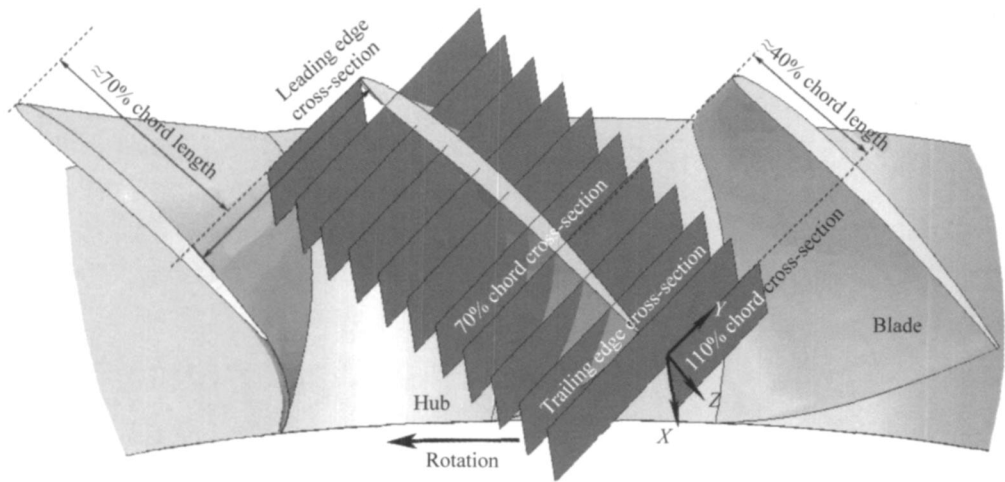


图 1 SPIV 实验转子通道内测量截面布置方案
Fig. 1 Layout of SPIV measurement cross sections

的查问域窗口大小为 32×32 像素和 16×16 像素. 经分析,瞬态场的速度测量精度在 $3\% \sim 7\%$ 之间(主流区 $3\% \sim 4.5\%$, 60% 叶高以下区域 5% , 近叶尖区域 7%), 而系综平均的速度场的测量精度在 $2\% \sim 6\%$ 之间(主流区 2% , 60% 叶高以下区域 3% , 近叶尖区域 6%). 详细的测量方案、数据处理方法和测量结果参见文献[1,8-9].

3 实验结果分析

图 2 给出了近失速状态下近吸力面 60% 测量截面位置处的湍流度分布情况, 由于在该测量截面中可以同时看到清晰的转子叶尖泄漏涡和角区旋涡, 下面将利用这个测量截面处的实验数据求解湍流耗散率, 对比分析不同 SGS 模型计算压气机中复杂流场湍流耗散率的能力并评价其可行性.

3.1 用 SGS 模型计算流场的湍流耗散率

图 3 给出了用 Smagorinsky 模型求出的近失速状态下近吸力面 60% 测量截面的湍流耗散率的分布, 从图中可以看出, 图 3 中的高湍流耗散区域与图 2 中的高湍流度区域相对应, 但并不是完全的比例关系. 在泄漏涡区域, 由于湍流脉动大, 同时速度梯度也很大, 因此这里的湍流耗散最为严重.

图 4 中给出了用非线性(梯度)模型求出的湍流耗散率分布, 从图中可以看出, 用非线性(梯度)模型求出的湍流耗散率分布相对于用 Smagorinsky 模型求出的结果要弱很多, 并且在一些区域出现了负值(用虚线等值线表示的区域). 这种现

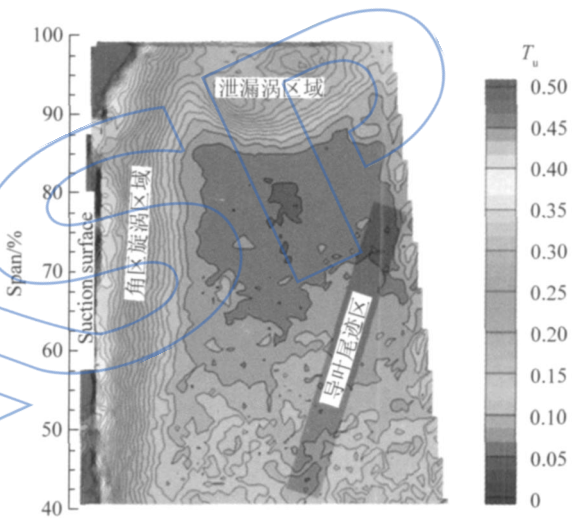


图 2 近失速状态下近吸力面 60% 测量截面湍流度分布
Fig. 2 Distribution of the turbulence intensity at the 60% measurement cross section near the suction surface at the near-stall condition

象说明小涡中的能量没有耗散掉反而又反向注入了平均流动中, 这种现象在大涡模拟中被称之为动能的反射 (backscatter) 现象, 这种现象是否合理还需要论证. 从图中可以看出, 能量反射区域主要存在于泄漏涡和角区旋涡的上半部, 在这些区域都存在较强的从吸力面指向通道中部的二次流动, 即叶片通道中流动欠转的区域, 这样的速度场应当是导致非线性(梯度)模型计算出能量反射现象的主要原因. 考虑到这些区域也存在很强的湍流脉动(见图 2), 应当也存在较强的湍流耗散, 因此能量反射现象在这里不太合理.

考虑到 Smagorinsky 模型的过耗散特性和非线性(梯度)模型的欠耗散特性, 图 3 中给出的结

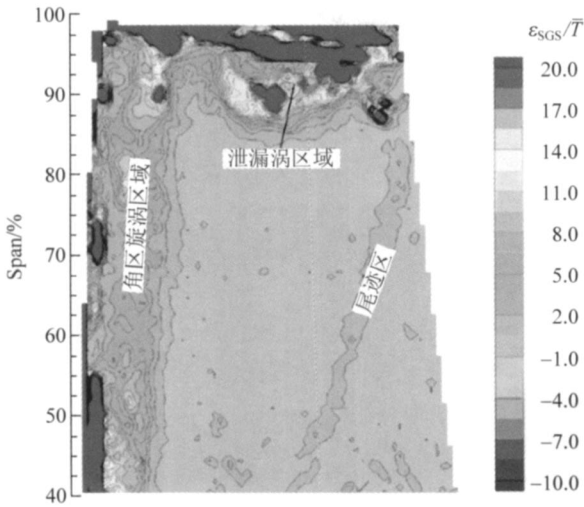


图 3 用 Smagorinsky 模型计算得到的湍流耗散率
Fig. 3 Turbulence dissipation rate calculated by using the Smagorinsky SGS model

果应当比实际的湍流耗散要强,而图 4 中的结果要弱一些(尤其是在存在能量反射的区域).

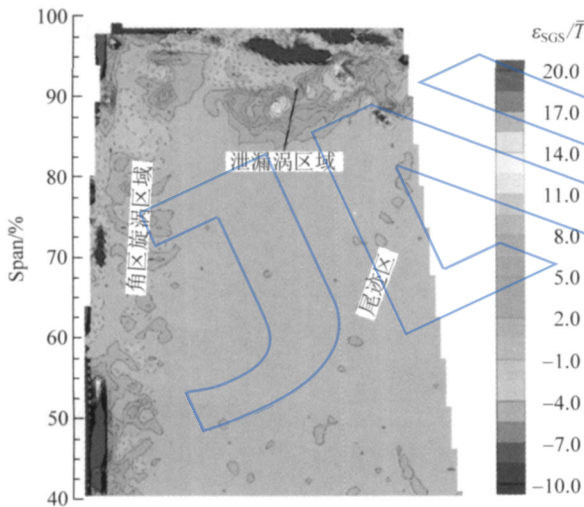


图 4 用非线性(梯度)模型计算得到的湍流耗散率
Fig. 4 Turbulence dissipation rate calculated by using the nonlinear (gradient) SGS model

混合模型克服了前面两个模型的缺点,下面来分析用混合模型计算湍流耗散率的结果.在利用式(9)计算湍流耗散率前首先要确定模型中的系数 C_{Sm} 和 C_{Am} ,通常情况下这两个系数需要根据实验测量结果动态地确定,但是由于本文的实验数据有限,无法做相关的计算,因此只能参考其它学者的取值来确定这两个参数.

Meneveau 和 Katz 基于圆管射流实验数据发现当 $C_{Sm} = 0.08$, $C_{Am} = 0.9$ 时用混合模型求出的湍流耗散率和实验结果非常接近^[10].而 Liu 等人

分析隔栅在水槽中形成的周期性湍流实验数据发现当 $C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$ 时得到的结果最优^[7].下面将分别用这两组系数来计算图 2 中所示的流场中的湍流耗散率.

图 5 和图 6 分别给出了取 $C_{Sm} = 0.08$, $C_{Am} = 0.9$ 时和取 $C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$ 时用混合模型计算出的湍流耗散率分布.可以看出,图 5 中所示的结果虽然较图 4 中的结果有了很大改善,但是在泄漏涡和角区旋涡中仍然存在一些能量反射区域,这说明采用该系数的时候非线性梯度模型占的比重过大.图 6 中能量反射区域完全消除,此外,湍流耗散率的幅值较图 3 中所示的结果要弱一些,湍流耗散的分布也较为合理.

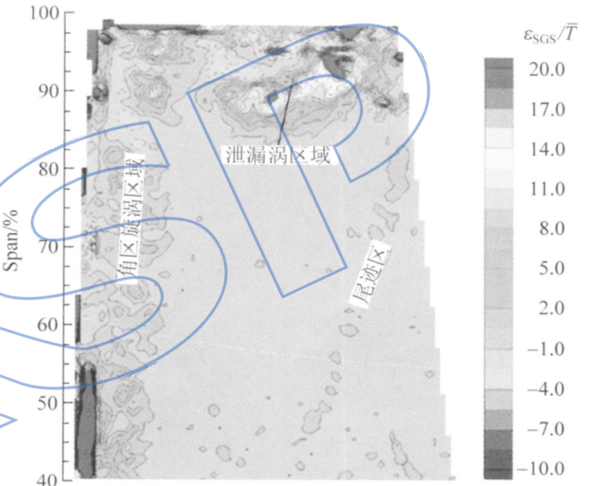


图 5 用混合模型($C_{Sm} = 0.08$, $C_{Am} = 0.9$)计算得到的湍流耗散率
Fig. 5 Turbulence dissipation rate calculated by using the mixing SGS model ($C_{Sm} = 0.08$, $C_{Am} = 0.9$)

根据上面的结果不难看出,由于 Liu 等人所研究的隔栅在水槽中形成的周期性湍流的特性较之 Meneveau 和 Katz 研究的圆管射流更接近压气机内部的湍流流动特性,因此得到的 C_{Sm} 和 C_{Am} 的取值也较为合理.因此,要得到更加合理且准确的湍流耗散率分布结果,需要进一步优化 C_{Sm} 和 C_{Am} 的取值.

虽然利用混合模型($C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$)还无法定量地确定压气机内部流场中的湍流耗散率分布,但是可以用来定性地分析流场中复杂流动结构对流动损失的影响.

图 7 中给出了平均流黏性耗散和总的熵生成率结果,计算所用 SGS 模型为混合模型($C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$).从图中可以看出,平均流黏性

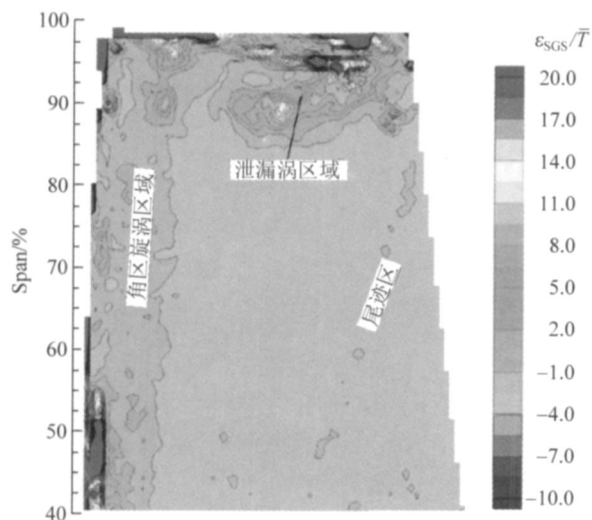


图6 根据混合模型($C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$)得到的湍流耗散率

Fig. 6 Turbulence dissipation rate calculated by using the mixing SGS model ($C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$)

摩擦产生的损失主要集中在泄漏涡区域,这主要是因为泄漏涡是强集中涡,存在很强的流动剪切,即速度梯度。但是,可以看出,平均流黏性摩擦对总的熵生成率的贡献很小,其贡献大约还不到10%,也就是说,这里的流动损失主要为湍流耗散损失,主要由湍流掺混造成。这一点也可以从图7的下图与图6的对比中看出,总的熵生成率分布与湍流耗散率的分布几乎完全相同,只是在部分区域幅值有微小的增加。

3.2 设计状态实验结果分析

图8给出了设计状态下近吸力面100%测量截面处的熵生成率分布情况。从图中可以看出,高损失生成区域主要集中在泄漏涡和端壁附面层区域,而近叶表区域和导叶尾迹区对熵生成的贡献非常小。在泄漏涡发展到近转子出口处,由于端壁附面层仍然比较薄,泄漏涡与端壁附面层的相互作用甚至还没有与主流的相互作用强烈,因此在泄漏涡与主流的相互作用区域出现了熵生成率的极大值。

3.3 近失速状态实验结果分析

图7中给出了近失速状态近吸力面60%测量截面的熵生成率分布结果,该分布具有典型性,因此这里不再给出其它测量截面的结果。从图7中的下图可以看出高损失生成区域主要集中在泄漏涡区域、角区旋涡区域以及叶表和环壁附面层区域,其中泄漏涡和角区旋涡区域是损失的最主要来源位置。在泄漏涡还未强烈失稳时(在近失速状态,60%~80%测量截面之间)泄漏涡发生了

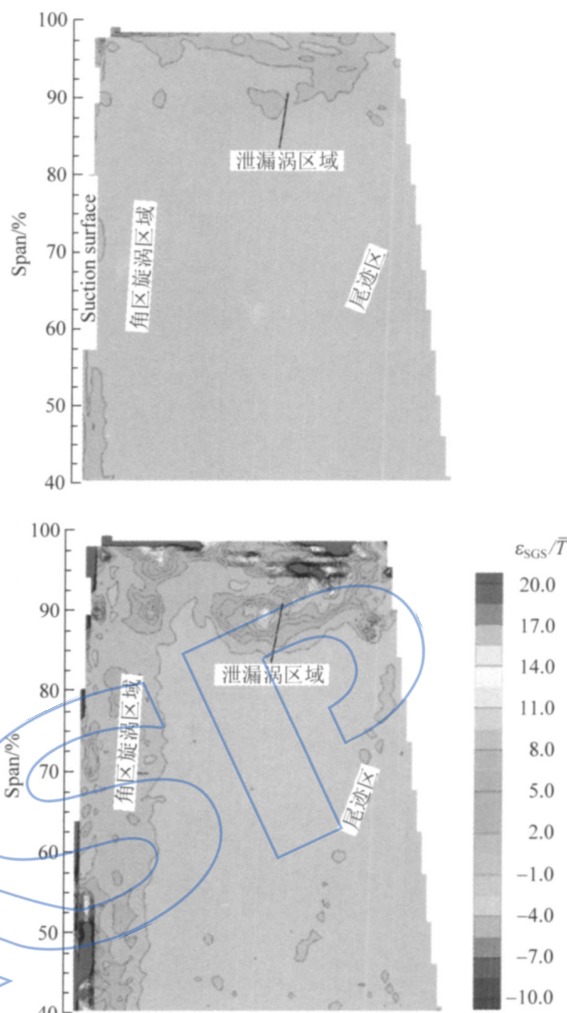


图7 平均流黏性耗散(上图)和总的熵生成率(下图)

Fig. 7 Comparison of the mean-flow viscous dissipation rate (above) and the total entropy production rate (down)

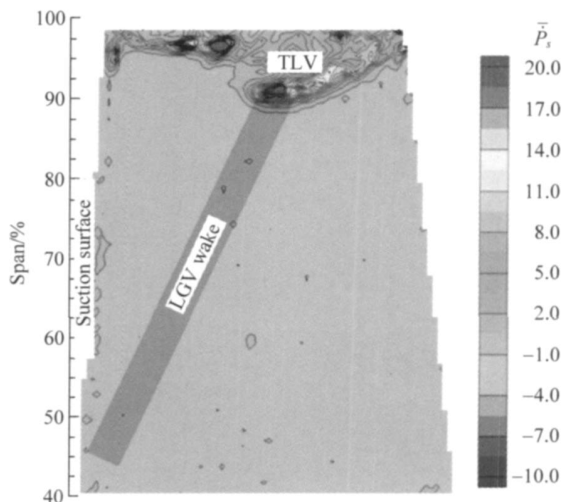


图8 设计状态近吸力面100%测量截面处的熵生成率

Fig. 8 Distribution of the entropy production rate at the 100% measurement cross section near the suction surface at the design condition

非定常破碎^[1, 11]), 由于其与端壁附面层的相互作用非常强烈, 在这个相互作用区域出现了熵生成率的极大值. 角区旋涡造成的损失主要源于吸力面的位置, 虽然熵生成率的幅值不是很高, 但是占据的面积很大, 因此对转子内流动损失的贡献很显著. 此外, 在图 7 可以比较清晰地看出导叶尾迹对熵生成率的影响, 近吸力面 60 % 测量截面距离导叶尾缘大约有 1.5 倍导叶弦长, 可见此时导叶尾迹还没有与主流完全掺混.

4 结 论

本文首先探讨了一种根据实验测量得到的速度场求解复杂流场中的湍流耗散率的方法, 该方法借鉴了大涡模拟过程和 PIV 测量过程的相似性, 用大涡模拟中的亚格子应力模型和 SPIV 测量得到的速度场来求解流场中的湍流耗散率分布. 文中考察了几种常用的 SGS 模型, 发现用混合模型可以较好地预测出流场中的湍流耗散率分布, 但是首先需要得到合适的系数 C_{Sm} 和 C_{Am} , 当取 $C_{Sm}^2 = 0.07$, $C_{Am} = 0.3$ 时计算得到的湍流耗散率分布较为合理, 可以用来对压气机内部复杂流场的损失分布做定性分析. 通过对北航低速大尺寸压气机实验台转子近叶尖区域的流场做深入分析, 得到如下结论:

1) 在设计状态, 转子内近叶尖区域流动损失的主要来源是叶尖泄漏涡, 在靠近转子出口, 叶尖泄漏涡造成的损失主要通过其与主流的相互作用产生;

2) 在近失速状态, 转子内近叶尖区域流动损失的主要来源是叶尖泄漏涡和角区旋涡; 叶尖泄漏涡造成的损失主要通过其与端壁附面层和主流的相互作用产生, 并且主要集中在泄漏涡发生破碎前; 角区旋涡造成的损失主要来自于叶表吸力面附面层, 虽然角区旋涡处的熵生成率总体上小于泄漏涡处的熵生成率, 但是由于其占据的面积大, 造成的总损失较大.

参考文献:

- [1] LIU Baojie, YU Xianjun, YUAN Huijing, et al. Application of spiv in turbomachinery[J]. Exp. Fluids, 2006, 40(4): 621-642.
- [2] Wernet M P. Development of digital particle image velocimetry for use in turbomachinery[J]. Exp. Fluids, 2000, 28: 97-115.
- [3] Liu S, Meneveau C, Katz J. On the properties of similarity subgrid-scale models as deduced from measurements in a turbulence jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1994, 275: 83-119.
- [4] Sheng J, Meng H, Fox R O. A large eddy PIV method for turbulence dissipation rate estimation[J]. Chemical Engineering Science, 2000, 55(20): 4423-4434.
- [5] Adeyinka O B, Naterer G F. Measured turbulent entropy production with large eddy particle image velocimetry[J]. Exp. Fluids, 2007, 42(6): 881-891.
- [6] Sinha M, Katz J, Meneveau C. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser Vanes: II — Addressing passage-averaged and large-eddy simulation modeling issues in turbomachinery flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 2000, 122(1): 108-116.
- [7] Liu S, Katz J, Meneveau C. Evolution and modelling of subgrid scales during rapid straining of turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1999, 387: 281-320.
- [8] 于宏军, 刘宝杰, 刘火星, 等. 设计状态下压气机转子叶尖泄漏涡流动研究[J]. 航空学报, 2004, 25(1): 1-8.
YU Hongjun, LIU Baojie, LIU Huoxing, et al. Investigation of tip leakage vortex in compressor at design condition[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(1): 1-8. (in Chinese)
- [9] 于宏军, 刘宝杰, 刘火星, 等. 近失速状态下压气机转子叶尖旋涡流动研究[J]. 航空学报, 2004, 25(1): 9-15.
YU Hongjun, LIU Baojie, LIU Huoxing, et al. Investigation of tip vortex in compressor at near stall condition[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(1): 9-15. (in Chinese)
- [10] Meneveau C, Katz J. Dynamic testing of subgrid models in large eddy simulation based on the germano identity[J]. Phy. Fluids, 1999, 11(2): 245-247.
- [11] YU Xianjun, LIU Baojie, JIANG Haokang. Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor[J]. AIAA Journal, 2007, 45(4): 870-878.