

DOI: 10.7652/xjtuxb201711006

壁面粗糙度对轴流压气机气动性能的影响

蔡柳溪¹, 高松¹, 肖俊峰¹, 李园园¹, 于飞龙¹, 段静瑶¹, 王顺森²

(1. 西安热工研究院有限公司, 710054, 西安; 2. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 以某典型压气机级为研究对象, 利用三维数值模拟方法系统、定量地研究了壁面粗糙度变化对轴流压气机气动性能的影响, 揭示了壁面粗糙导致压气机性能退化的内在机制。结果表明: 壁面粗糙度增大会降低压气机总压比和等熵效率, 且粗糙度越大, 性能衰退越快; 当壁面粗糙度超过 90 μm 时, 压气机的总压比和等熵效率分别下降 2.58% 和 7.15%; 近壁区气流的黏性耗散, 分离区气流掺混、堵塞的增强, 以及激波损失是导致压气机性能退化的主要原因; 壁面粗糙度增大将使压气机特性线向流量减小的方向移动, 近失速点的特性参数减小得更快, 压气机的稳定工况范围有所增大, 但通流能力大幅降低; 当壁面粗糙度超过 150 μm 时, 失速工况提前发生, 压气机稳定工作范围迅速减小 6.21%。

关键词: 轴流压气机; 壁面粗糙度; 性能退化; 特性线

中图分类号: TK472 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)11-0036-07

Effect of Wall Roughness on Aerodynamic Performance of Axial Compressors

CAI Liuxi¹, GAO Song¹, XIAO Junfeng¹, LI Yuanyuan¹, YU Feilong¹,
DUAN Jingyao¹, WANG Shunsen²

(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd., Xi'an 710054, China;

2. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A typical compressor stage was taken as the research object and the effect of wall roughness variation on the aerodynamic performance of axial compressor was investigated quantitatively with a three dimensional numerical simulation. The underlying mechanism of compressor performance degradation caused by wall roughness was revealed. The results show that the increasing wall roughness reduces total pressure ratio and the isentropic efficiency of compressors, and the greater the roughness, the faster the performance degradation. When the wall roughness exceeds 90 μm , the total pressure ratio and isentropic efficiency of compressors decrease by 2.58% and 7.15% respectively. The viscous dissipation of airflow in near wall region, enhancement of the mixing and blockage of airflow in the separation zone and loss of the shock wave are the main reasons of worsened compressor performance. In addition, with the increasing wall roughness, compressor characteristic curves move toward mass flow decreasing direction, and characteristic parameters near stall point decrease faster. The steady working range of compressors is thus widened, but flow capacity is greatly lowered. When wall roughness

收稿日期: 2017-03-31。 作者简介: 蔡柳溪(1985—),男,博士,工程师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51606152)。

网络出版时间: 2017-09-06

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170906.1518.006.html>

exceeds $150\ \mu\text{m}$, stall condition occurs in advance, and compressor steady working range is rapidly reduced by 6.21%.

Keywords: gas turbine; axial compressors; wall roughness; performance degradation; characteristic curves

在燃气轮机 3 大子系统中,压气机效率是决定燃气轮机装置总体效率的关键因素之一。尽管有进气过滤系统的保护,压气机在运行中仍不可避免地受到污垢沉积、腐蚀和磨损,从而引起各项性能指标逐渐衰退,直接导致燃气轮机整机性能下降、燃料消耗增加、稳定工况范围减小、运转和维护成本增加^[1-3]。对于功率比为 1.54~1.33 的燃气轮机装置,压气机效率每变化 1%,装置总体效率将变化 1.8%~3%^[4]。

研究发现,压气机 70%~85% 的性能退化是由积垢造成的,积垢造成的输出功率损失在 2%~20% 之间^[3]。微粒、尘埃等在压气机叶栅通道表面黏附和堆积将首先导致通道壁面的粗糙度增大,并在一定程度上改变叶栅几何形状,减小通道的有效流通面积,降低压气机的气动效率和通流能力,进而影响燃气轮机整机性能。

在数值研究方面,Gbadebo 等研究发现,由不同位置处粗糙度的增加引起三维流动分离的程度各不相同,三维流动分离是导致流动堵塞的重要因素之一^[2]。Morini 等发现,污垢沉积主要影响压气机流量,表面粗糙度增加对堵点区域处效率影响不大^[5]。王松等对某 1.5 级轴流压气机模拟时发现,效率和压比在高转速下衰退更快,衰退区间主要集中在 20%~70% 叶高部分^[4]。石慧等指出,增加表面粗糙度将导致总压比和等熵效率降低,流量下降,但稳定工况范围向小流量方向移动^[6-7]。

在实验研究方面,Seung 等发现,当雷诺数大于 5×10^5 时,压气机性能对吸力面壁面粗糙更敏感^[8]。Syverud 等发现,动叶粗糙度增加程度大约是静叶的 1/2,叶片压力面的污垢沉积程度比吸力面和端壁都大^[9]。高磊等发现,叶片前缘和吸力面粗糙度对损失变化的影响最大^[10]。王作彪发现,吸力面局部表面粗糙度的增加使得角区分离范围减小,且随着粗糙位置向尾缘移动,角区分离范围逐渐减小^[11]。

分析上述文献不难发现,目前大多数研究均是在 2~3 种粗糙度下对压气机性能变化进行定性描述,而系统地揭示壁面粗糙度对压气机性能退化影响程度的定量研究还较少。本文采用三维数值模拟

的方法对典型压气机级从叶片表面近光滑状态到粗糙状态下的气动性能变化进行了定量研究,以揭示壁面粗糙度对压气机性能退化的影响机制。

1 几何模型及数值方法

1.1 几何模型

NASA Stage35 压气机是按照典型航空发动机高压压气机气动参数设计的,有丰富的实验和数值模拟数据可在公开发表的文献中获取,因此本文选取 NASA Stage35 轴流压气机来研究叶栅壁面粗糙度对压气机气动性能的影响。该压气机的设计转速为 17 188.7 r/min,其中动、静叶片数分别为 36、46,动、静叶的展弦比分别为 1.19、1.26。动叶的叶顶速度为 455 m/s,叶顶间隙为动叶叶高的 0.2%,根部间隙为静叶叶高的 0.5%。设计流量为 20.8 kg/s,设计总压比为 1.82,设计总温比为 1.225。NASA Stage35 压气机的设计数据和气动参数实验数据见文献[12]。

1.2 数值方法

本文使用 NUMECA FINE/TURBO 商用求解器对三维雷诺平均 N-S 方程组进行求解,选用 Spalart-Allmaras 湍流模型对雷诺应力和湍流通量进行处理以使方程组封闭,采用 Extended Wall Function 壁面函数对近壁区进行处理。数值方法采用时间追赶的有限体积法,空间离散采用二阶中心差分法,时间离散应用显式四阶龙格-库塔法,并采用了多重网格加速收敛技术,同时假定流动介质类型为理想气体。

采用分块结构化网格对压气机叶栅通道进行离散,动、静叶分别采用 HI 和 O4H 拓扑结构化网格,进、出口区域和叶顶间隙采用 H 型网格,并在动叶径向间隙布置了 17 个节点。检查网格质量表明,最小正交角度大于 26° ,最大纵横比和膨胀比分别小于 300 和 3。通过边界层加密技术使得无量纲参数 y^+ 在所有工况下小于 10。图 1 展示了叶栅通道网格。

为了确定合适的网格密度,本文对 NASA Stage35 叶栅通道进行了 3 种网格划分,网格数分别为 100 万、200 万和 300 万。在设计转速下选取

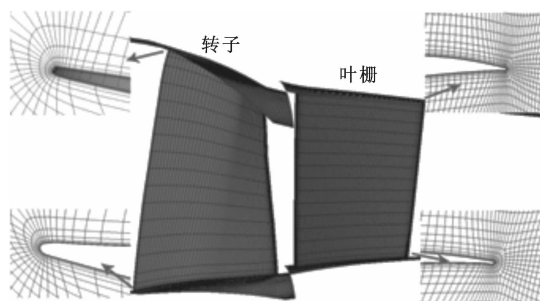


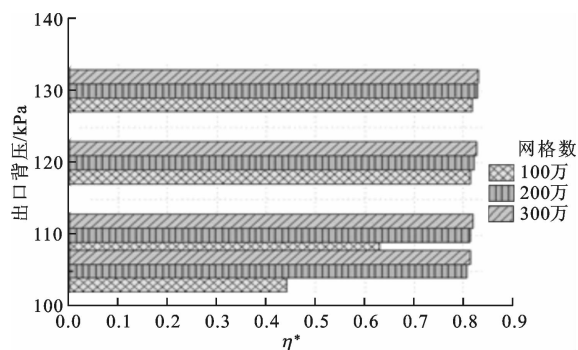
图1 叶栅通道网格展示

出口背压分别为 100、110、120、130 kPa 工况点进行流场计算。图 2 展示了不同网格密度下总压比和等熵效率的计算结果。总压比 π 和等熵效率 η^* 分别定义如下

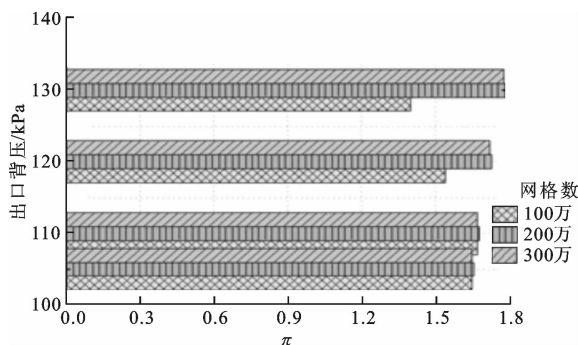
$$\pi = \frac{p_2^*}{p_1^*} \quad (1)$$

$$\eta^* = \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] / \left(\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1 \right) \quad (2)$$

式中: p_1^* 、 p_2^* 分别为压气机进、出口总压; T_1^* 、 T_2^* 分别为压气机进、出口总温; k 为比热容比, 对理想气体而言, $k=1.4$ 。



(a) 等熵效率



(b) 总压比

图2 不同网络密度下总压比和等熵效率的计算结果

从图 2 可以看到, 当网格数从 100 万增加到 200 万时, 各工况点下压气机的等熵效率和总压比最大增加了 45% 和 22%, 而当网格数从 200 万增加到 300 万时, 各工况点下压气机的等熵效率和总压

比变化范围在 0.8% 和 0.5% 以内。因此, 可以认为, 当网格数超过 200 万时, 计算结果与模型网格数量无关。本文所有计算工况下叶栅通道的网格数均为 200 万。

1.3 边界条件

压气机进口轴向进气, 进口总温和总压分别为 288.2 K、101.325 kPa, 出口给定平均静压。在某一转速下, 逐渐增加背压使之向近失速点推进, 并取前一工况的计算结果作为当前计算的初场, 数值失速前的最后一个收敛解对应着近失速工况。降低出口背压直至压气机的流量不再发生变化, 此时的工况作为堵塞点工况。

计算中设定轮毂和动叶按额定转速旋转, 机匣和静叶部分静止。动、静叶交界面选用周向守恒型连接面, 以保证质量、动量和能量严格守恒。轮毂、机匣、叶片等固壁给定绝热无滑移边界条件, 动、静叶的周向边界采用周期性边界条件。本文中的所有计算工况均在 100% 额定转速下进行。

为了模拟压气机叶栅通道的实际粗糙状况, 需要在各固体壁面设置粗糙度。NUMECA 中粗糙度模型是基于对壁面函数的修正。对于粗糙壁面, 近壁面的对数率速度型线仍然存在, 只是相比水力光滑条件更靠近壁面, 即不考虑黏性底层。按照 NUMECA FINE/Turbo 软件说明, 考虑粗糙度影响的壁面函数如下^[13]

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y - d_0}{k_0} + B \quad (3)$$

$$k_0 = k_s/30 \quad (4)$$

式中: u 为已知距离壁面 y 处的流体切向速度; u_τ 为壁面摩擦速度; κ 为冯卡门常数, $\kappa=0.41$; B 为依赖于壁面粗糙度的常数; k_0 为等效壁面粗糙度; k_s 为壁面粗糙凹凸的平均高度 (与壁面轮廓算术平均偏差 Ra 相对应); d_0 为零位移平面高度, 当粗糙度较小时, $d_0=0$, 对于大粗糙度壁面, 表示把壁面移到距离真实壁面 d_0 的位置。本文计算的平均壁面粗糙度均在 150 μm 以内, 因此按 $d_0=0$ 设置。

对于粗糙壁面, 常数 B 按图 3 确定。图 3 中 $k_s^+ = k_s y^+ / y$, y^+ 为距离壁面的相对距离。值得注意的是, 当设置粗糙壁面时, 第 1 层网格中心至壁面的距离应大于 $k_0 + d_0$, 即第 1 层网格应处于完全湍流层。因此, 对于不同壁面粗糙度计算工况, 应进行不同网格壁面处理, 相应的常数 B 的选取也不同。

1.4 数值方法校核

为了保证数值模拟方法的可靠性, 本文将按上

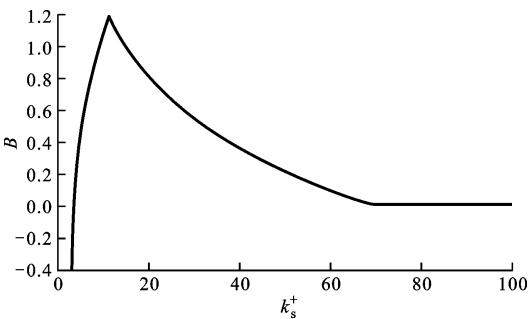


图 3 常数 B 与 k_s^+ 的关系曲线^[13]

述设置获得的数值模拟结果与文献[12]提供的实验测试结果进行了对比,如图 4 所示。可以看到,无论是总压比还是等熵效率,使用当前计算设置得到的模拟结果与实验结果最大误差均在 3% 以内。可见,本文使用的数值模拟方法是可靠的。

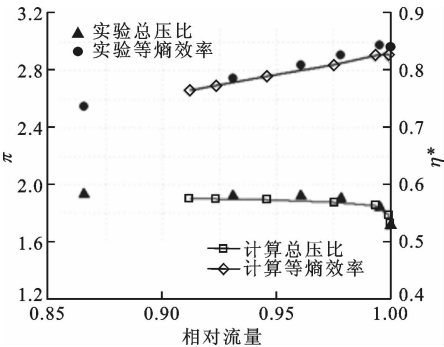


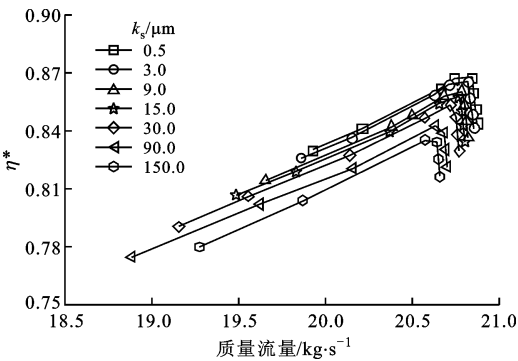
图 4 总压比及等熵效率的数值计算与实验结果对比

2 计算结果及分析

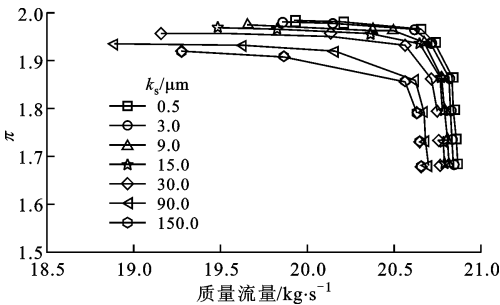
2.1 压气机的总体性能分析

据文献[14],重型燃气轮机压气机新叶栅基材表面的平均粗糙度约为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$,涂层表面粗糙度约为 $0.8\text{ }\mu\text{m}$ 。在研究壁面粗糙度对压气机性能影响时,国内学者多选取 50 、 $100\text{ }\mu\text{m}$ 作为典型粗糙度量值^[6-7,15],个别学者甚至将粗糙度范围扩大至 $300\text{ }\mu\text{m}$ ^[16]。国外学者在研究类似问题时,将叶栅壁面粗糙度基本设定在 $30\text{ }\mu\text{m}$ 以内^[5,8,14,17]。为了揭示壁面粗糙度对压气机性能退化的影响机制,本文在上述研究的基础上选择了 0.5 、 3 、 9 、 15 、 30 、 90 、 $150\text{ }\mu\text{m}$ 共 7 种表面粗糙度状况进行系统研究。

图 5 展示了不同壁面粗糙度下压气机的性能变化。可以看到:在未经沉积、磨损的新叶栅状态下,压气机的峰值效率约为 87% ,对应总压比为 1.869 ,流量为 20.85 kg/s ;随着出口背压的增大,等熵效率和流量逐渐降低,至近失速点等熵效率降为 83.4% ,总压比为 1.966 ,流量为 19.96 kg/s 。



(a) 等熵效率



(b) 总压比

图 5 不同粗糙度下压气机的性能变化

随着壁面粗糙度的增大,特性线形状基本不变,但整体向流量减小的方向移动,失速工况点的流量减小得更快,同时压气机总压比和等熵效率逐渐降低。粗糙度越大,压气机性能衰退得越快。为了定量揭示壁面粗糙度对压气机性能的影响,本文以初始粗糙度为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 时叶栅的性能参数为基准,将其他不同粗糙度下压气机在堵塞点、峰值效率点及失速点的效率和压比的相对变化量汇总于表 1,并且采用喘振裕度表示压气机稳定工作范围。喘振裕度定义如下

$$S_m = \left(\frac{\pi_s/m_s}{\pi_d/m_d} - 1 \right) \times 100\% \tag{5}$$

式中: S_m 为压气机喘振裕度系数; π_s 和 m_s 分别为压气机喘振边界点上的压比和流量; π_d 和 m_d 分别为设计点上的压比和流量。

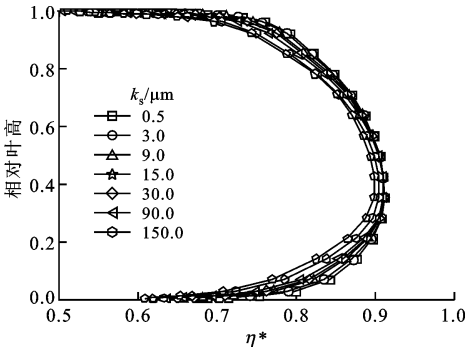
从表 1 可以看出:受污垢沉积或颗粒磨损的影响,压气机叶栅通道近似光滑壁面开始出现初始凹凸(壁面粗糙度为 $3\text{ }\mu\text{m}$)时,压气机压比和效率的衰退量分别在 0.1% 和 0.52% 范围内,喘振裕度增大了 1.58% ,压气机总体性能变化不大;随着运行时间的延长,压气机叶栅通道表面越来越粗糙,当壁面粗糙度为 $90\text{ }\mu\text{m}$ 时,压气机的压比和效率最大衰退 2.58% 和 7.15% ,压气机喘振裕度增大了 17.6% 。

此时如果未采取措施致使压气机流道壁面粗糙度继续增大(壁面粗糙度为 150 μm),压气机的压比和效率将分别下降 3.39%和 6.43%,压气机稳定工作范围骤减 6.21%。

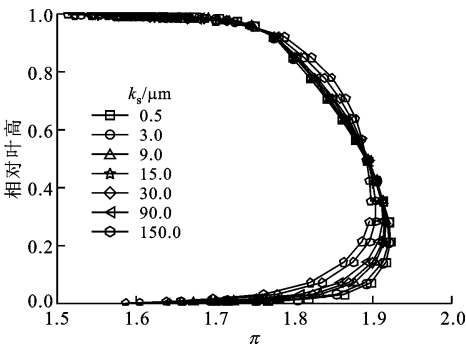
表 1 典型工况下压气机的性能变化

$k_s/$ μm	近堵塞点		峰值效率点		近失速点		$S_m/$ %
	$\eta^*/\%$	$\pi/\%$	$\eta^*/\%$	$\pi/\%$	$\eta^*/\%$	$\pi/\%$	
3	-0.31	-0.06	-0.28	-0.05	-0.52	-0.1	1.58
9	-0.9	-0.12	-0.83	-0.11	-1.92	-0.51	5.48
15	-1.22	-0.18	-1.13	-0.16	-2.94	-0.76	9.83
30	-1.72	-0.24	-1.65	-0.27	-5.03	-1.38	17.51
90	-2.76	-0.36	-2.9	-0.43	-7.15	-2.58	17.60
150	-3.38	-0.42	-3.88	-0.54	-6.43	-3.39	-6.21

为了进一步分析壁面粗糙度对压气机特性参数沿叶高分布的影响,图 6 给出了设计转速下在峰值效率工况点的静叶出口总压比和等熵效率沿叶高的分布。从图中可以看到:受端壁损失的影响,叶栅通道主流区的总压比和等熵效率要明显大于上、下端壁附近的参数值;下半叶高的总压比大于上半叶高,下半叶高等熵效率与上半叶高的差异不大;随着壁面粗糙度的增加,总压比在下半叶高逐渐减小,在上半叶高略有增大,等熵效率则在整个叶高范围内持



(a) 等熵效率



(b) 总压比

图 6 不同粗糙度下压气机的特性参数沿叶高的变化

续减小。

2.2 压气机流场分析

图 7 展示了峰值效率工况点动叶吸力面极限流线随壁面粗糙度的演化。对比发现,不同粗糙度下,动叶吸力面均发生了流动分离现象。随着壁面粗糙度的增加,近壁区流体流动黏性增强,动叶吸力面分离线流向位置逐渐向前缘移动,分离区范围和尺度不断增大。在分离线之前,流动均匀且流线平行于端壁;在分离线之后,流线从下端壁扭向上端壁,形成了从叶根到叶顶的径向二次流结构。此外,随着壁面粗糙度的增加,分离区径向二次流的强度不断增大,特别是当壁面粗糙度超过 30 μm 时,下端壁流体的径向位移明显增加。近壁区气流的黏性耗散,分离区气流的掺混、堵塞,导致整个叶高范围内流动损失急剧增大,压气机性能由此显著退化。

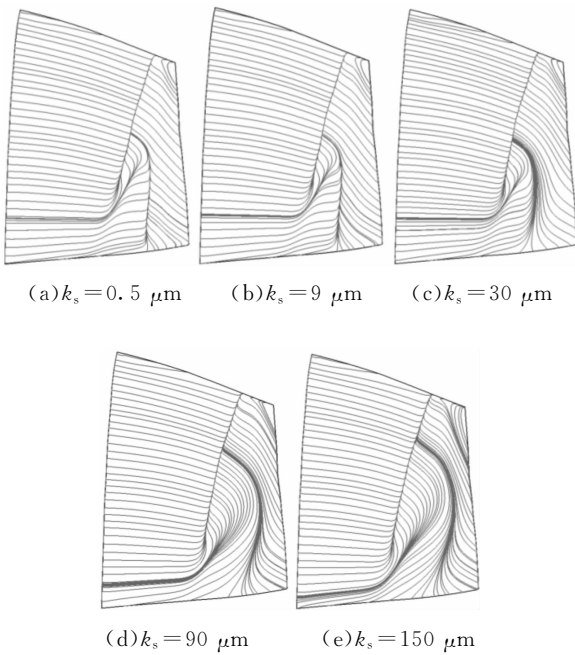


图 7 峰值效率工况点动叶吸力面极限流线示意

图 8 展示了设计转速下峰值效率工况在 20% 叶高处相对马赫数随壁面粗糙度的演化。可以看到,当压气机叶栅通道壁面由近光滑状态逐渐变得粗糙时,叶栅通道内的激波强度逐渐增大,同时动叶吸力面侧激波的位置逐渐向前缘移动,导致由激波和附面层干扰共同作用下的流动分离提前发生,动叶和静叶尾迹范围增大,损失增加,尾迹区相对马赫数逐渐降低。此外,随着壁面粗糙度的增大,叶片表面附面层逐渐加厚,堵塞作用增强,因此激波后的动叶通道主流区流体相对马赫数随壁面粗糙度的增加而增大。

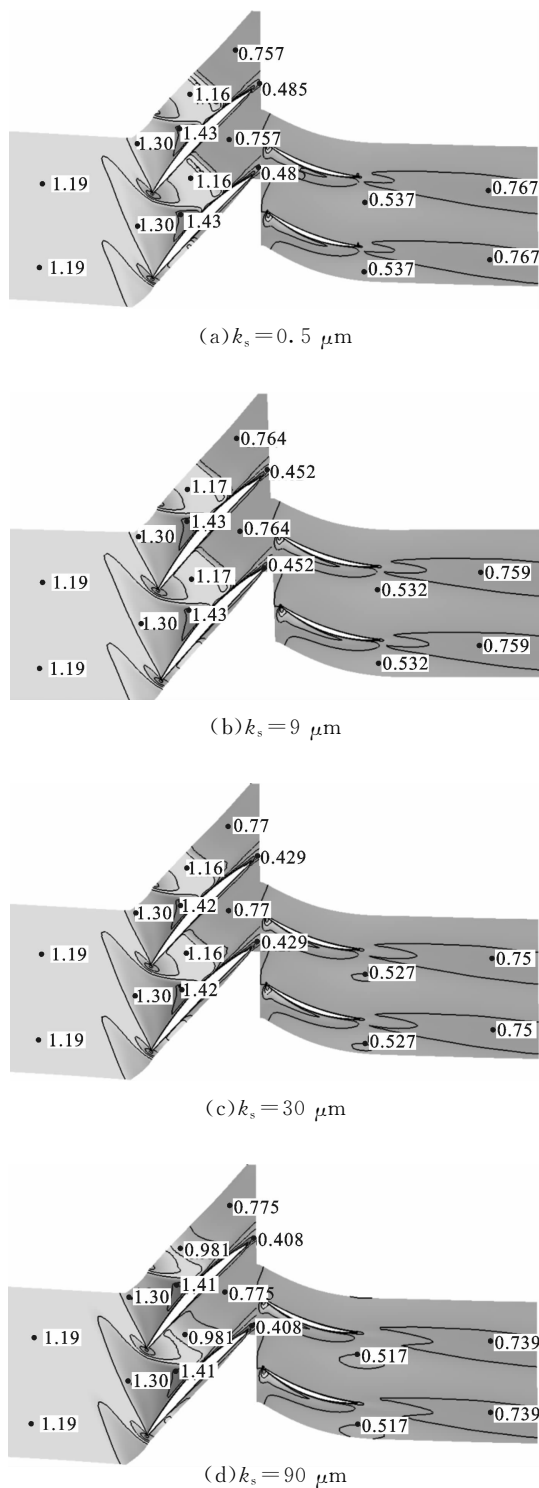


图 8 峰值效率工况在 20% 叶高处相对马赫数的分布

3 结 论

本文利用三维数值模拟方法对典型压气机级的气动特性随壁面粗糙度的变化进行了系统、定量地研究,主要结论如下。

(1) 壁面粗糙度增加会降低压气机总压比和等熵效率,且粗糙度越大,性能衰退越快。当壁面粗糙

度小于 $3\text{ }\mu\text{m}$ 时,压气机总压比和等熵效率的衰退量分别在 0.1% 和 0.52% 范围内;当壁面粗糙度超过 $90\text{ }\mu\text{m}$ 时,压气机的总压比和等熵效率分别下降 2.58% 和 7.15% 。

(2) 壁面粗糙度的增加会使压气机特性线整体向流量减小的方向移动,近失速点的特性参数减小得更快,压气机稳定工况范围有所增大,但通流能力大幅降低。当壁面粗糙度超过 $150\text{ }\mu\text{m}$ 时,失速工况提前发生,压气机稳定工作范围迅速减小 6.21% 。

(3) 壁面粗糙度的增加会使动叶通道内的激波位置向前缘移动,动叶吸力面分离区范围和尺度逐渐增大,分离区径向二次流的强度迅速增大。近壁区气流的摩擦,分离区气流的掺混、堵塞,以及激波损失是导致压气机性能退化的主要原因。

通过本文研究可知,在压气机运行过程中,应依据压气机性能参数的衰退量和稳定工况范围变化适时采取措施,对压气机叶栅通道进行清洗或其他修复工作,以保持压气机稳定、高效地工作。

参考文献:

- [1] MORINI M, PINELLI M, SPINA P R, et al. Computational fluid dynamics simulation of fouling on axial compressor stages [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(7): 72401.
- [2] GBADEBO S A, HYNES T P, CUMPSTY N A. Influence of surface roughness on three-dimensional separation in axial compressors [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 455.
- [3] DIAKUNCHAK I S. Performance deterioration in industrial gas turbines [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 114(1): 161-168.
- [4] 王松, 王国辉, 韩青, 等. 叶片积垢对压气机性能的衰退影响 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2014, 35(12): 1-6.
WANG Song, WANG Guohui, HAN Qing, et al. Compressor performance deterioration caused by blade fouling [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2014, 35(12): 1-6.
- [5] MORINI M, PINELLI M, SPINA P R, et al. Numerical analysis of the effect of non-uniform surface roughness on compressor stage performance [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(7): 72402.
- [6] 石慧, 陈绍文, 张辰, 等. 基于动叶污垢沉积的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1061-1067.

- SHI Hui, CHEN Shaowen, ZHANG Chen, et al. Numerical simulation of fouling deposition in compressor rotor [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(5): 1061-1067.
- [7] 陈绍文, 张辰, 石慧, 等. 轴流压气机级内污垢沉积影响的数值研究 [J]. *推进技术*, 2012, 33(3): 377-383.
- CHEN Shaowen, ZHANG Chen, SHI Hui, et al. Numerical study on the impact of fouling on axial compressor stages [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2012, 33(3): 377-383.
- [8] BACK S C, HOBSON G V, SONG S J, et al. Effects of Reynolds number and surface roughness magnitude and location on compressor cascade performance [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(5): 51013.
- [9] SYVERUD E, BREKKE O, BAKKEN L E. Axial compressor deterioration caused by saltwater ingestion [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(1): 119-126.
- [10] 高磊. 表面粗糙度对压气机叶栅性能影响的实验研究 [D]. 北京: 中国科学院研究生院工程热物理研究所, 2015: 65-67.
- [11] 王作彪. 表面粗糙度对压气机叶栅流动特性的影响 [J]. *节能技术*, 2015, 33(4): 345-348.
- WANG Zuobiao. Effects of surface roughness on flow character of compressor cascade [J]. *Energy Conservation Technology*, 2015, 33(4): 345-348.
- [12] REID L, MOORE R D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor: 878-33108 [R]. Cleveland, Ohio, USA: National Aeronautics and Space Administration, 1978.
- [13] NUMECA. User manual of FINE/Turbo v8; mathematical model [M]. San Francisco, CA, USA: NUMECA International, 2007: 42-44.
- [14] SILINGARDI A, ASTRUA P, PIOLA S, et al. A method for a reliable prediction of heavy duty gas turbines performance degradation due to compressor aging employing field test data [EB/OL]. [2017-01-12]. <http://pennwell.sds06.websds.net/2013/vienna/pge/papers/T6S6O2-paper.pdf>.
- [15] 张龙新, 陈绍文, 孙士珺, 等. 污垢沉积对某轴流压气机中间两级性能影响的数值研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2012, 32(35): 130-136.
- ZHANG Longxin, CHEN Shaowen, SUN Shiqun, et al. Numerical study on the impact of fouling on an axial compressor middle stages [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2012, 32(35): 130-136.
- [16] 韩菲, 杜礼明, 李文娇, 等. 级环境下叶片表面粗糙度对压气机气动性能的影响 [J]. *大连交通大学学报*, 2015, 36(2): 47-51.
- HAN Fei, DU Liming, LI Wenjiao, et al. Effect of wall roughness on aerodynamic performance of compressors under stage environment [J]. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2015, 36(2): 47-51.
- [17] SYVERUD E, BAKKEN L E. The impact of surface roughness on axial compressor performance deterioration [C]// *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*. New York, USA: ASME, 2006: 1-11.

[本刊相关文献链接]

- 费昕阳, 王新军, 陆海空. 平板冲击发散冷却流动与换热特性的数值模拟. 2017, 51(7): 57-61. [doi:10.7652/xjtuxb201707009]
- 刘碧媛, 冯健美, 夏宗飞, 等. 回流式两级分离轴流旋风分离器性能实验研究. 2017, 51(7): 84-89. [doi:10.7652/xjtuxb201707013]
- 付曦, 张俊红, 寇海军, 等. 复杂载荷下轴流压气机叶片疲劳损伤数值研究. 2017, 51(5): 149-155. [doi:10.7652/xjtuxb201705021]
- 董玮, 楚武利, 张皓光, 等. 垫升轴流风扇的静叶优化设计及内部流动机理数值研究. 2017, 51(5): 156-164. [doi:10.7652/xjtuxb201705022]
- 高庆, 廖高良, 张永海, 等. 透平级气动及运行参数对轮缘密封封严性能影响的数值研究. 2017, 51(7): 62-72. [doi:10.7652/xjtuxb201707010]
- 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统. 2016, 50(1): 22-27. [doi:10.7652/xjtuxb201601004]
- 周子杰, 王新军, 费昕阳. 燃机透平静叶尾缘柱肋通道内的汽雾/空气冷却流动与换热特性数值研究. 2016, 50(11): 21-27. [doi:10.7652/xjtuxb201611004]
- 刘昕, 袁奇, 欧文豪. 燃气轮机周向拉杆转子拉杆应力分析和改进设计. 2016, 50(10): 104-110. [doi:10.7652/xjtuxb201610016]
- 夏凯, 孙岩桦, 洪德江, 等. 轴向拉紧的圆弧端齿轴段扭转特性研究. 2016, 50(5): 51-56. [doi:10.7652/xjtuxb201605008]
- 史晓军, 税琳棋, 高建民, 等. 蒸汽冷却带肋矩形通道传热和压降实验关联式. 2013, 47(11): 1-6. [doi:10.7652/xjtuxb201311001]

(编辑 苗凌)