

非轴对称安装角对压气机转子叶片性能的影响

庄皓琬, 滕金芳, 马宇晨, 朱铭敏, 羌晓青
(上海交通大学 航空航天学院, 上海 200240)

摘 要: 为了给高压压气机叶片全工况的工程设计和加工制造提供借鉴,进行了多案例的单通道和8通道定常及非定常数值模拟,探究了设计点和非设计点工况下安装角非轴对称布局对压气机性能的影响。研究表明:非轴对称安装角方案在设计点工况下性能参数相较于均匀安装角降低,且在近堵点时流量的分散度更大。非轴对称安装角使得叶片表面压力系数波动较大,导致转子效率下降明显。在均匀安装角偏差小但标准差大的非轴对称安装角典型方案中,由于其通道中存在较原型偏离大的安装角叶片,从而使得大流量点工况下48%~82%叶高流动分离,降低了出口气流角和效率。在近失速点,该典型方案在轮毂处角区分离较原型明显增强,在10%叶高处扩散因子较原型高负荷设计高出了0.72%,导致了失速裕度减小。

关 键 词: 轴流压气机; 转子叶片; 非轴对称; 安装角; 气动性能

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Impacts of non-axisymmetric stagger angle on performance of compressor rotor blade

ZHUANG Haowan, TENG Jinfang, MA Yuchen,
ZHU Mingmin, QIANG Xiaoqing
(School of Aeronautics and Astronautics,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to provide a reference for engineering design and manufacture of high pressure compressor blades at all operating conditions, steady and unsteady numerical simulations on multiple single-passage and eight-passage cases were conducted, and the impacts of non-axisymmetric stagger angle distribution on compressor performance were investigated at the design and off-design operating points. The results showed that the performance parameters of non-axisymmetric stagger angle cases were all lower than those of the uniform stagger angle cases, and the scatter range of the mass flow rate was wider at the near choking point. Non-axisymmetric stagger angle distribution made the pressure coefficients on the blade surface vary more greatly, which led to obvious decrease of the rotor efficiency. In the typical case with a small average deviation and a large standard deviation of the non-axisymmetric stagger angle distribution, because a blade among the passages greatly deviated from the stagger angle of the original blade, flow separation occurred within the range of 48%—82% blade span at the large flow rate condition, which

收稿日期: 2020-11-17

基金项目: 国家科技重大专项(2017-II-0004-0017); 空天科学技术教育部工程研究中心成果转化与产业化基金

作者简介: 庄皓琬(1996—),女,硕士生,研究方向为航空宇航推进理论与工程。

通信作者: 滕金芳(1968—),女,研究员,硕士,研究方向为航空宇航推进技术。E-mail: tjf@sjtu.edu.cn

引用格式: 庄皓琬,滕金芳,马宇晨,等. 非轴对称安装角对压气机转子叶片性能的影响[J]. 航空动力学报, 2021, 36(9): 1999-2011.

ZHUANG Haowan, TENG Jinfang, MA Yuchen, et al. Impacts of non-axisymmetric stagger angle on performance of compressor rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(9): 1999-2011.

decreased the outlet flow angle and efficiency. At the near stall point, compared with the original case, the corner separation at the hub of the typical case increased obviously. The diffusion factor at 10% blade span was 0.72% higher than the original high-loading design, which led to a decrease in the stall margin.

Key words: axial compressor; rotor blade; non-axisymmetric; stagger angle; aerodynamic performance

轴流压气机叶片在实际的加工制造过程中存在加工公差,这样就不可避免地对压气机的气动性能产生影响。而高压压气机中、后级的叶片由于尺寸小和多级匹配效应等原因,尤其需关注其叶片几何公差变化导致的压气机从低负荷堵点到高负荷近失速点的整条特性线的性能和流场改变。Reitz等^[1]通过试验设计和数值模拟研究得出对高压压气机转子气动性能影响最大的3个叶片几何误差参数是安装角、最大叶型弯度和其位置,转子叶片安装角降低会增加做功量和压力系数。Lange等^[2-3]对高压压气机的研究发现,安装角的加工超差对压气机做功量和折合流量的影响显著;相较于设计点和堵点工况,近失速点工况下的流量和效率表现出了更大的分散度。Schmidt等^[4]进行的敏感性分析同样表明了安装角偏差影响高压压气机气动性能的重要性。郑似玉等^[5-6]对高压压气机后面级转子叶片3个典型制造截面的扭转角超差研究表明:70%叶高截面的扭转角超差对压气机效率和总压比的影响最为显著。曹传军等^[7]研究第8级高压压气机转子叶片扭转角偏差得出其对性能的影响来自于前缘偏转对进口喉道面积与尾缘偏转对叶片出口气流角的改变,扭转角偏差 0.35° ,最大流量减小了0.67%,扭转角偏差对峰值效率点的影响微弱。

除了上述关于高压压气机叶片安装角误差的研究外,高丽敏等^[8]还对可控扩散叶型的平面叶栅计算得出加工产生 0.5° 的扭转角误差会恶化叶栅性能高达46.56%。Teng等^[9]指出5级低压压气机各转子叶片安装角变化 $\pm 0.5^\circ$ 对压气机的效率峰值和压升几乎没有影响,但却改变了堵塞流量,分析认为是激波位置改变所致。Li等^[10]考虑几何不确定性对跨声速压气机进行几何优化,研究表明大幅度改变靠近叶尖间隙区域的叶型安装角使之与气流方向对齐,可使得叶片在具有几何不确定性情况下获得更高效率。在上述不同文献的研究中,安装角对压气机气动性能的影响并不相同,这主要是因为所选研究对象的设计特点和

工况不同所致,所以针对压气机气动设计特点来开展各种工况的量化研究可以为不同的工程设计提供参考。

在上述文献的研究中,数值模拟分析所采用的是单通道计算,也就是假设了整周叶片几何的一致性。但实际情况是整周叶片几何并不均匀,不同安装角加工公差的压气机叶片在安装时必然会出现周向的非轴对称布局,这种非轴对称布局对高压压气机气动性能同样会产生较大影响。Lange等^[11]采用8通道以及郑似玉等^[12-13]采用32通道对高压压气机转子叶片设计点工况的数值模拟研究表明:随着通道数增加,压气机气动性能变化曲线逐渐趋于平稳,且性能变化的标准差减小;单通道模拟的气动性能过于理想,通道数越多,得到的结果将更为接近实际情况。多通道中不同安装角的排列顺序不同时,转叶的气动性能也将会有不同程度的变化^[12-13]。Lejon等^[14]针对某一跨声速轴流压气机转子叶片的加工公差进行了整周的数值模拟,指出在整周环境中存在的某一严重超差叶片对两边各自相邻的两个通道有显著的影响,并希望在将来开展对近失速点工况影响的研究。Dow等^[15]则指出基于压气机叶型公差优化设计应该将多通道不均匀分布的影响考虑进已有的优化流程中。由此可见以多通道数值模拟方法开展非轴对称安装角在周向环境中对高压压气机性能的影响,虽然增加了计算量,但结果也更具有工程实际意义。

鉴于多通道的计算量,目前非轴对称叶片分布对压气机非设计点气动性能影响的研究还很少,尤其是近堵点工况。对近失速点工况的研究则集中于压气机失速先兆的研究, Pullan等^[16]通过对54通道二维平面叶栅中的4片叶片安装角变化 1° 来触发突尖波失速先兆在确定的位置发生。因此,本文选取高压压气机后面级的1级转子叶片,聚集于安装角非轴对称布局导致的压气机在近失速点和近堵点工况下较设计点性能和流场的改变及原因,通过单通道和8通道的定常以及非定常数值模拟研究,为高压压气机叶片全工况的

工程设计和加工制造提供借鉴。

1 几何模型和样本选取

1.1 几何模型

选取高压压气机后面级的某一级转子叶片作为研究对象,转子叶片平均半径截面的弦长为 25 mm,展弦比和稠度分别为 1.71 和 1.23。设计点压比和效率分别为 1.24 和 93.4%。叶片安装角定义如图 1 所示,其中 γ 为叶片安装角, $\Delta\gamma$ 为叶片安装角变化量, C 为截面叶型的弦长;原型叶片型面以实线表示,带安装角误差的叶片型面以虚线示。

1.2 样本选取

基于高斯分布规律^[15]随机生成 160 个带安装角误差的叶片,并随机排列获得 20 个 8 通道非轴对称安装角方案。根据误差分布规律,所选的高斯分布期望和标准差分别为 0° 和 0.67° 。为了适应目前常用的压气机精锻叶片加工工艺,适当放大《叶片叶型的标注、公差与叶身表面粗糙度》标准^[17]中扭转角最低公差,选用 $\pm 1.5^\circ$ 作为本文研究的安装角公差范围,即对于安装角变化量超

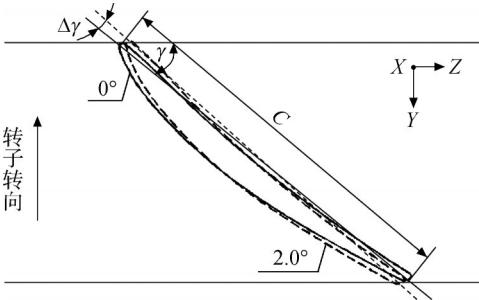


图 1 叶片安装角示意图

Fig.1 Diagrams of blade stagger angle

出 $\pm 1.5^\circ$ 范围的叶片认定为超差叶片,需重新随机生成符合误差要求的新叶片进行替换。文献 [13] 对 $\pm 1^\circ$ 、 $\pm 1.5^\circ$ 和 $\pm 3^\circ$ 三种不同安装角公差范围影响压气机性能进行了研究,结论是定性规律基本一致,只是更大的公差范围会使得性能参数的变化范围更大。据此,本文最终随机生成所得叶片安装角误差分布如图 2 所示。带安装角误差的叶片模型由原型叶片绕其积叠线整体旋转相应角度而得。各非轴对称安装角方案的安装角平均变化量 $\overline{\Delta\gamma}$ 及安装角变化量标准差 $\sigma_{\Delta\gamma}$ 如表 1 所示。

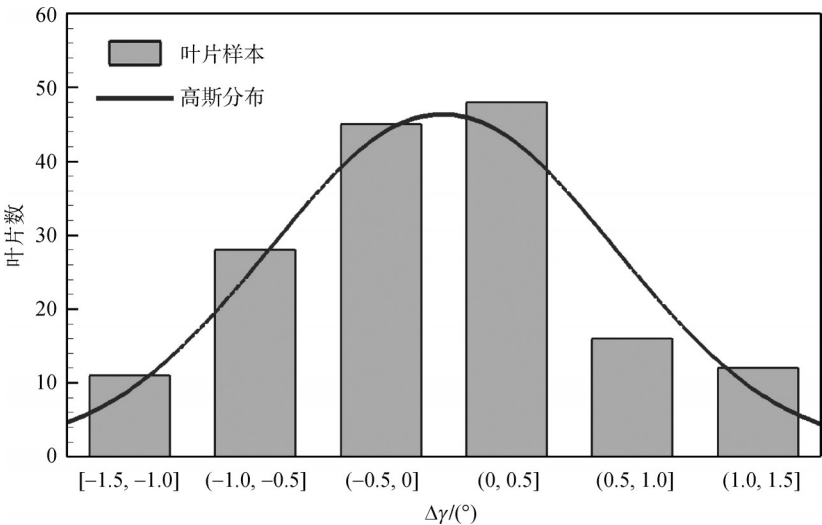


图 2 高斯分布和样本叶片安装角分布

Fig.2 Gaussian distribution and stagger angle distribution of the sample blades

表 1 非轴对称安装角方案安装角变化量均值及标准差

Table 1 Mean value and standard deviation of stagger angle variation in non-axisymmetric cases

编号	$\overline{\Delta\gamma}$	$\sigma_{\Delta\gamma}$	编号	$\overline{\Delta\gamma}$	$\sigma_{\Delta\gamma}$	编号	$\overline{\Delta\gamma}$	$\sigma_{\Delta\gamma}$	编号	$\overline{\Delta\gamma}$	$\sigma_{\Delta\gamma}$
1	-0.3	0.4	6	0.1	0.9	11	-0.2	0.4	16	-0.1	0.9
2	0.5	0.7	7	-0.2	0.7	12	0.2	0.6	17	-0.2	0.6
3	0	0.9	8	0.2	0.8	13	0.1	0.7	18	0	0.8
4	0.1	0.4	9	-0.1	0.3	14	0	0.8	19	0	0.8
5	0.1	0.6	10	-0.3	0.6	15	-0.1	0.6	20	-0.1	0.7

2 数值模拟方法和网格方案

数值模拟方案分为3个阶段:设计点筛选、特性线定常模拟、近失速点非定常模拟。

在设计点筛选阶段,采用定常模拟方法对随机生成的20个8通道非轴对称安装角方案进行设计背压下的性能模拟,初步了解其性能分布范围和规律。根据在设计点筛选阶段得到的非轴对称安装角对设计点性能的影响结果,选取了8通道均匀安装角变化正向最大、负向最大和较接近原型的3个方案进行了特性线定常模拟,在从近堵点到近失速点的全特性线范围内进行性能和流场分析。最后,为进一步探索非轴对称安装角在近失速点的流场特性,对其中一个方案的小流量点进行了非定常数值模拟,探究其性能和流场的变化原因。

三维数值模拟采用NUMECA软件进行。其中,数值求解采用FINE/Turbo模块,计算结果分析采用CFView后处理模块进行。所有模拟均采用工程上最常用的Spalart-Allmaras湍流模型,空间离散及时间推进分别采用中心差分格式及4阶龙格库塔法。非定常计算的时间步长以转子通过频率的60倍确定,即转子每旋转通过1个通道,时间步向前推进60步。

非轴对称安装角模型生成和网格建立等前处理采用AutoGrid5模块,网格采用O4H拓扑结构,近壁面网格厚度设置为 $5\text{ }\mu\text{m}$,以保证 y^+ 值小于10,适应所选湍流模型。由于研究对象相同,所以网格方案的验证参见文献[6]。

采用261万和556万两种网格方案,对原型和其他两个样本进行设计点工况数值模拟,同一模型的流量、总压比和效率相对误差绝对值分别小于0.7%、0.1%和0.5%。因此,在设计点筛选阶段,采用261万网格方案进行快速计算,比较不同样本间的差异,从而筛选得到需进行深入流场分析的典型方案,然后再采用556万精细网格进行全特性线定常模拟和近失速点非定常模拟。精细网格方案的网格示意图及其壁面 y^+ 值分布如图3所示。此外,流动计算发散的判定是根据流场的综合残差小于 10^{-6} 而确定。

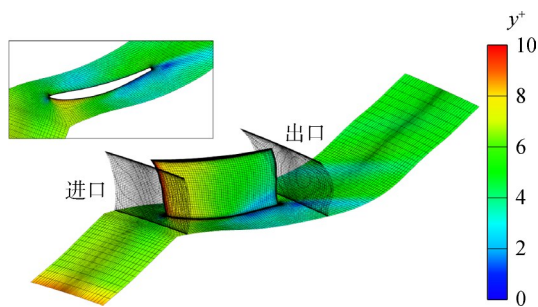


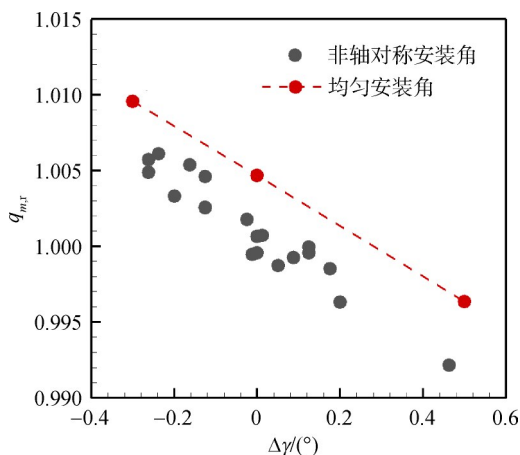
图3 网格方案及壁面 y^+ 分布

Fig.3 Grid scheme and y^+ distribution on solid walls

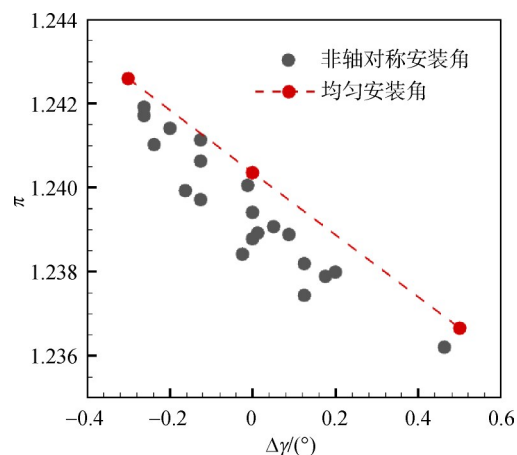
3 计算结果与分析

3.1 非轴对称安装角对设计点工况性能参数影响

对20个8通道非轴对称安装角方案进行设计背压下的定常性能模拟,建立转子流量 q_m 、总压比 π 及效率 η 与叶片均匀安装角间的关系,对比结果如图4所示,其中下标r表示变量为相对值。文中的流量都统一采用相对流量,即用原型设计点流量进行归一化处理。由图可知,均匀安装角转子在设计背压下,其相对流量、总压比及效率均与



(a) 安装角变化量-相对流量关系



(b) 安装角变化量-总压比关系

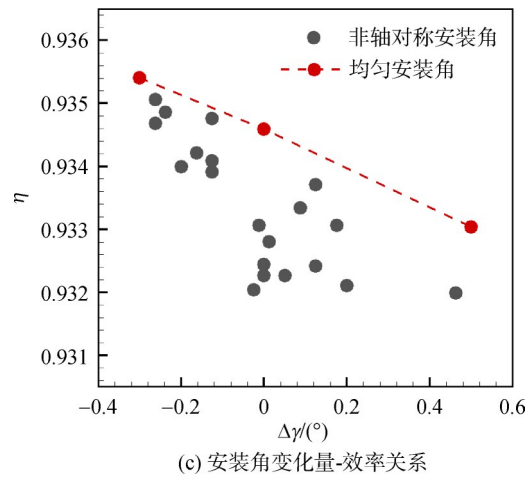


图4 转子性能参数与安装角的关系

Fig.4 Relation between rotor performance parameters and stagger angles

叶片安装角变化量呈近似负线性关系;而8通道非轴对称安装角方案在设计背压下,各气动参数均分布在均匀安装角算例性能连线之下,即非轴对称安装角方案的转子流量、总压比及效率均较8通道均匀安装角转子性能有所降低。

3.2 非轴对称安装角对性能特性线的影响

根据文中第3.1节均匀安装角大小及各8通道非轴对称安装角模型的气动性能,筛选出了3个典型方案进行精细网格方案下的特性线模拟。3个典型方案各叶片的安装角变化量见表2,其中 $\Delta\gamma$ 的下标 $i(i=1,2,\cdots,8)$ 为叶片编号。

方案1中均匀安装角变化量为 -0.3° ,为所有模型中安装角负向变化最大者;方案2中均匀安装角变化量为 $+0.5^\circ$,为所有模型中安装角正向变化最大者;方案3中均匀安装角变化量为 0° ,其均匀安装角无偏离方案中性能最低者。各方案中叶片安装角变化量标准差由下式计算:

$$\sigma_{\Delta\gamma} = \sqrt{\frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 (\Delta\gamma_i - \overline{\Delta\gamma})^2} \tag{1}$$

3个典型方案的安装角变化量标准差关系为:方案1<方案2<方案3。其中,方案1中各叶片安装角变化量均不超出 $\pm 1^\circ$ 范围,方案2和方案3中各叶片安装角变化量均不超出 $\pm 1.5^\circ$ 范围。

原型及上述3个方案的流量-压比及流量-效率特性线如图5所示。除非轴对称安装角方案外,图5还给出了原型、 $+0.5^\circ$ 和 -0.3° 均匀安装角

表2 典型方案中叶片的安装角变化

Table 2 Stagger angle variation of the blades in typical cases

方案	$\Delta\gamma_1/(^\circ)$	$\Delta\gamma_2/(^\circ)$	$\Delta\gamma_3/(^\circ)$	$\Delta\gamma_4/(^\circ)$	$\Delta\gamma_5/(^\circ)$	$\Delta\gamma_6/(^\circ)$	$\Delta\gamma_7/(^\circ)$	$\Delta\gamma_8/(^\circ)$	$\overline{\Delta\gamma}/(^\circ)$	$\sigma_{\Delta\gamma}/(^\circ)$
1	0	-0.5	-0.1	-0.1	-1.0	-0.3	-0.4	+0.3	-0.3	0.39
2	-0.6	+1.0	+0.5	+0.5	-0.1	+0.1	+1.4	+0.9	+0.5	0.65
3	-1.2	+1.4	+0.1	+0.9	-1.0	-0.3	-0.4	+0.3	0	0.89
4	0	-0.6	0	0	-1.5	0	0	0	-0.3	0.54

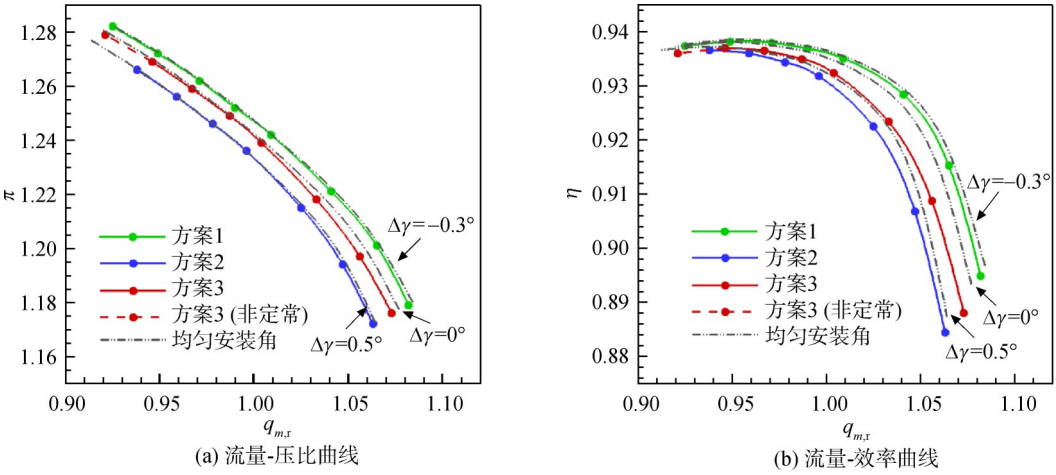


图5 3个典型非轴对称安装角方案的特性线

Fig.5 Characteristic curves of three typical non-axisymmetric stagger angle cases

8通道模拟特性线。其中,方案2和方案3在近失速点的定常数值模拟已发散,为后续探究近失速点的流场特性,对方案3进行了近失速点的非定常模拟。

图5表明,均匀安装角偏差可使得转子特性线产生上下移动,而非轴对称安装角分布方案特性线则略低于与该方案 $\overline{\Delta\gamma}$ 对应的均匀安装角分布的性能特性线。因此,非轴对称安装角分布方案对性能特性线的影响可分为两方面,分别为由 $\overline{\Delta\gamma}$ 表征的安装角整体偏差对性能特性线的影响和由 $\sigma_{\Delta\gamma}$ 表征的安装角非均匀性对性能特性线的

影响。为对上述两方面影响展开定量分析,表3和表4分别给出了在近失速点(相对背压 $p_r=1.04$)、设计点(相对背压 $p_r=1.00$)、大流量点(相对背压 $p_r=0.98$)和近堵点(相对背压 $p_r=0.94$)下,均匀安装角分布方案较原型以及3个非轴对称安装角分布方案较均匀安装角方案的流量、总压比和效率的相对变化量。

根据表3和表4可以得出,非轴对称安装角方案在近失速点、大流量点和近堵点相较于原型在该工作点的流量相对变化范围分别为 $-0.16\%\sim 0.21\%$ 、 $-1.32\%\sim 0.45\%$ 和 $-1.50\%\sim 0.55\%$,非均匀安装角分布对大流量点和近堵点的流量影响

表3 8通道均匀安装角方案转子性能较原型的变化

Table 3 Differences of rotor performance between eight passage cases with uniform stagger angle distribution and the original case

对比方案	p_{br}	$\Delta q_{m,r}/\%$	$\Delta \pi_r/\%$	$\Delta \eta_r/\%$
8通道-0.3°vs. 原型	1.04	0.43	0.061	0.06
	1.00	0.63	0.102	0.06
	0.98	0.68	0.124	0.10
	0.94	0.73	0.172	0.29
8通道+0.5°vs. 原型	1.04	-0.42	-0.391	-0.05
	1.00	-0.78	-0.409	-0.19
	0.98	-0.86	-0.427	-0.34
	0.94	-1.09	-0.484	-0.83

表4 非轴对称安装角方案转子性能较8通道均匀安装角方案的变化

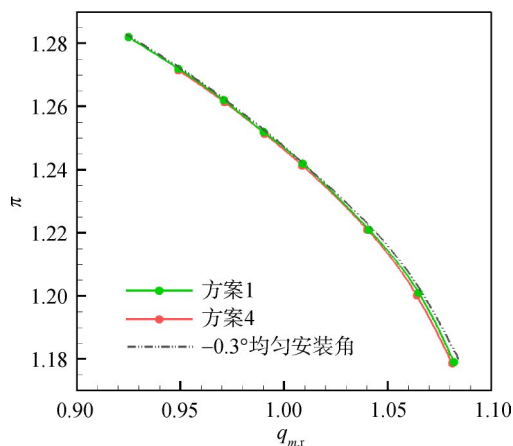
Table 4 Differences of rotor performance between non-axisymmetric stagger angle cases and eight passage cases with uniform stagger angle distribution

对比方案	p_{br}	$\Delta q_{m,r}/\%$	$\Delta \pi_r/\%$	$\Delta \eta_r/\%$
方案1 vs. 8通道-0.3°	1.04	-0.21	0.006	-0.04
	1.00	-0.15	0.004	-0.03
	0.98	-0.23	0.003	-0.13
	0.94	-0.18	0	-0.12
方案2 vs. 8通道+0.5°	1.04(发散)			
	1.00	-0.15	0.015	-0.13
	0.98	-0.24	0.017	-0.30
	0.94	-0.18	0.012	-0.18
方案3 vs. 8通道原型	1.04(非定常)	-0.16	-0.005	-0.16
	1.00	-0.15	0.008	-0.23
	0.98	-0.46	0.011	-0.58
	0.94	-0.41	0.004	-0.49

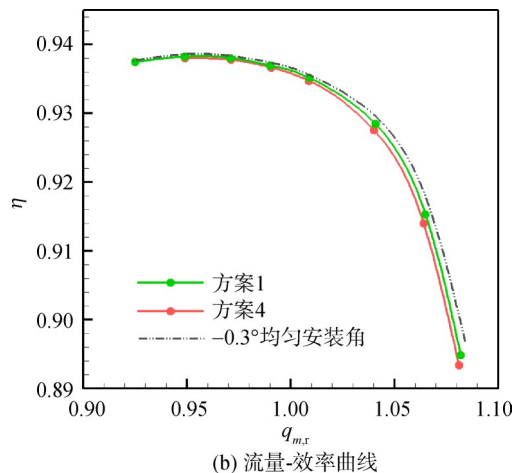
更大。表4中总压比相对变化量大小均小于表3中对应数值的10%,证明安装角分布的整体偏差对总压比的影响占据主导,远高于叶片安装角周向非均匀性造成的影响;而表4中效率相对变化量大小与表3中相应数值大小的数量级相当,证明安装角周向非均匀性会使转子效率下降。且由表4可知,转子效率恶化程度关系为:方案1<方案2<方案3,与非轴对称方案叶片安装角变化量标准差大小关系相对应,证明安装角周向分布越不均匀,转子效率恶化越明显。其中,由于方案1满足各叶片安装角变化量均不超出 $\pm 1^\circ$,变化范围较小,因而其效率较均匀安装角方案的恶化程度最低,各流量下效率恶化均小于0.15%。此外,不同于均匀安装角变化时流量越大效率降低越明显的规律,非轴对称安装角方案在大流量点(即98%设计背压)时,相较于对应均匀安装角转子的效率恶化最为明显,而非近堵点(94%设计背压)工况。

为进一步验证安装角非均匀性对转子总压比及效率的影响,在选取的3个典型方案的基础上构造了方案4(见表2),使其满足 $\overline{\Delta\gamma}$ 与方案1相同,同时在保证所有叶片安装角变化量小于等于零的前提下,使得方案 $\sigma_{\Delta\gamma}$ 取到最大。得到方案4的转子特性线如图6所示。

由于该方案叶片安装角分布较极端,小流量下计算无法收敛。由图6可知,方案4与方案1相比,流量-压比线几乎重合,而流量-效率曲线在方案1下方,相同背压下较方案1效率最多下降0.16%。通过构造方案4验证了上文结论,即压比主要受到 $\overline{\Delta\gamma}$ 表征的安装角整体偏差的影响,而效率受到标准差影响,标准差越大,安装角分布周向非均匀性越强,转子性能恶化程度越高。



(a) 流量-压比曲线



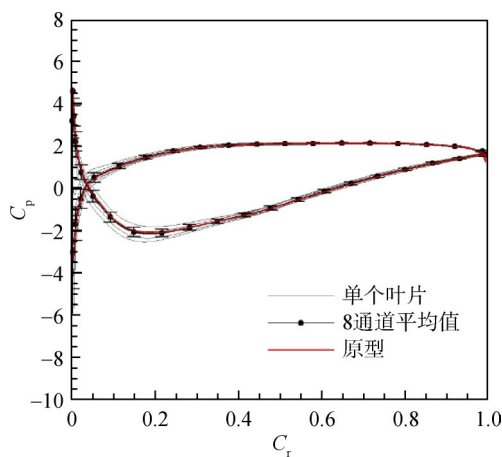
(b) 流量-效率曲线

图6 方案4与方案1及均匀安装角转子特性线对比
Fig.6 Comparison between the rotor characteristic curves of Case4, Case1 and the case with uniform stagger angle

3.3 非轴对称安装角对叶片表面载荷的影响

为进一步探究安装角非轴对称分布对于转子叶片气动性能产生影响的原因,首先给出3个典型方案8个不同安装角叶片在设计点工况下50%叶高表面压力系数 C_p 的分布,如图7所示,图中横轴 C_r 为叶片归一化弦长。

由图7可知,非轴对称安装角分布方案的平均叶片表面压力系数分布与原型分布基本重合。但在叶片前缘至30%弦长范围内的压力面压力系数分布,不同安装角叶片区别明显,且随3个方案的安装角变化量标准差的增大而增大,其中方案1压力面压力系数分布的标准差在前30%弦长内的平均值为0.18,远小于方案2和方案3的0.34和0.44,表明安装角分布的均匀性对叶片表面压力系数分布均匀性产生了直接影响。由于叶片表面压力系数表征了叶片的表面载荷,则各叶片表



(a) 方案1

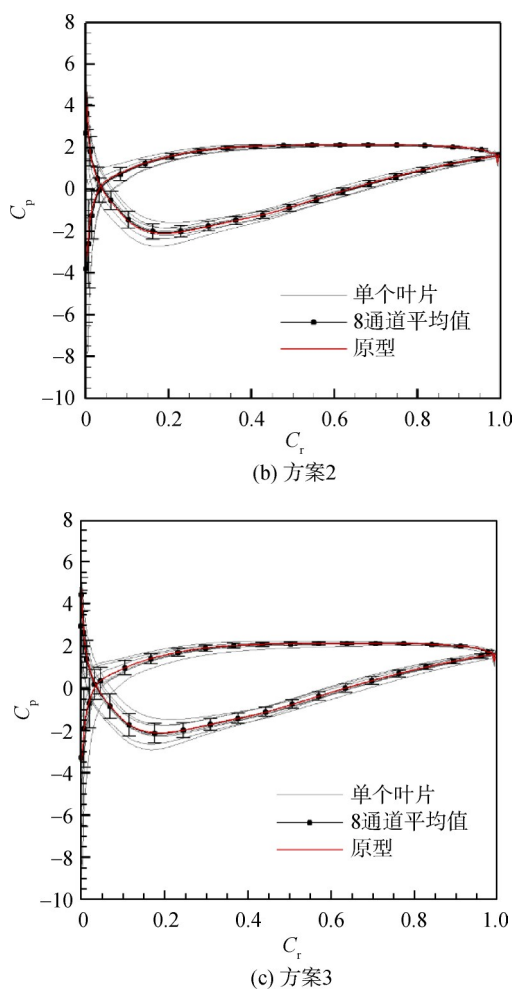


图7 设计点工况50%叶高表面压力系数分布
Fig.7 Pressure coefficient distribution at 50% blade span at the design condition

压力系数的不均匀分布证明了非轴对称安装角使得各叶片表面载荷不均,造成通道间压力梯度发生改变,叶片受力不再相同。

图8给出了转子出口截面处的气流角(α)分

布。由图8可见,通道间的压力梯度变化使得转子出口截面气流角分布不均匀,进而导致了相邻通道内的流动无法互相匹配。这种影响直接导致了转子气动性能上的恶化,这也就解释了文中第3.2节表2中方案3性能较均匀安装角的转子性能差别较大的原因。

为进一步探究大流量点(即0.98设计背压)下方案3效率下降较大的原因,图9给出了方案3的8个不同安装角叶片在20%、50%和80%叶高处的表面压力系数分布。

由图9可见,方案3在20%、50%和80%不同叶高处叶片前缘至前40%弦长范围内,不同叶片的吸力面压力分布范围均较宽,其中,叶片2的压力面压力系数(图9箭头所示灰色实线)在15%弦长处较其他叶片至少降低了92%,提示该叶片由于进气负攻角而存在严重的流动分离。

3.4 非轴对称安装角对大流量点流场的影响

进一步探究大流量点(0.98设计背压)下方案3非轴对称安装角对细节流场的影响,图10给出了出口截面和80%叶高截面比熵 s 的分布,其中图10(b)中进一步给出了叶片2处相对马赫数 Ma_r 分布和流线分布。由图可见,叶片2在48%~82%叶高范围由于进气负攻角出现了明显的压力面侧流动分离,分离范围如图10(b)中流线图所示。这证明叶片2先于其他叶片进入近堵状态,且这种单个叶片先进入堵塞的现象对8通道转子的整体气动性能有十分明显的影响。

图11给出了大流量点(0.98设计背压)下,方案3经过周向平均后计算得到的出口气流角和效率沿叶高方向的分布及其与原型转子性能的差别。

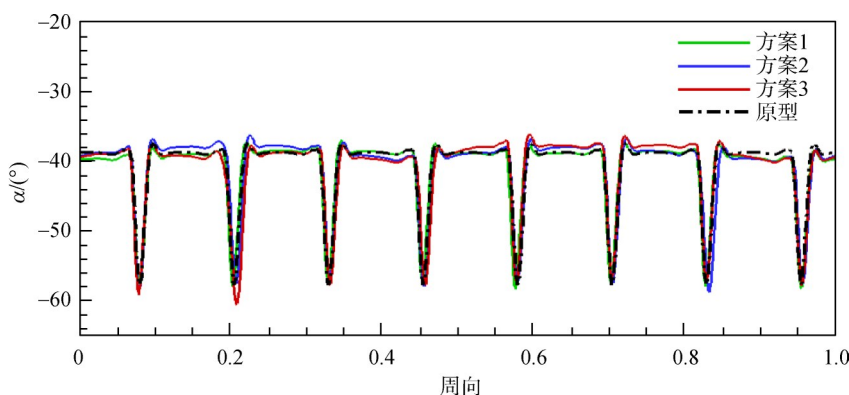


图8 转子出口气流角周向分布
Fig.8 Circumferential distribution of flow angle at the rotor outlet

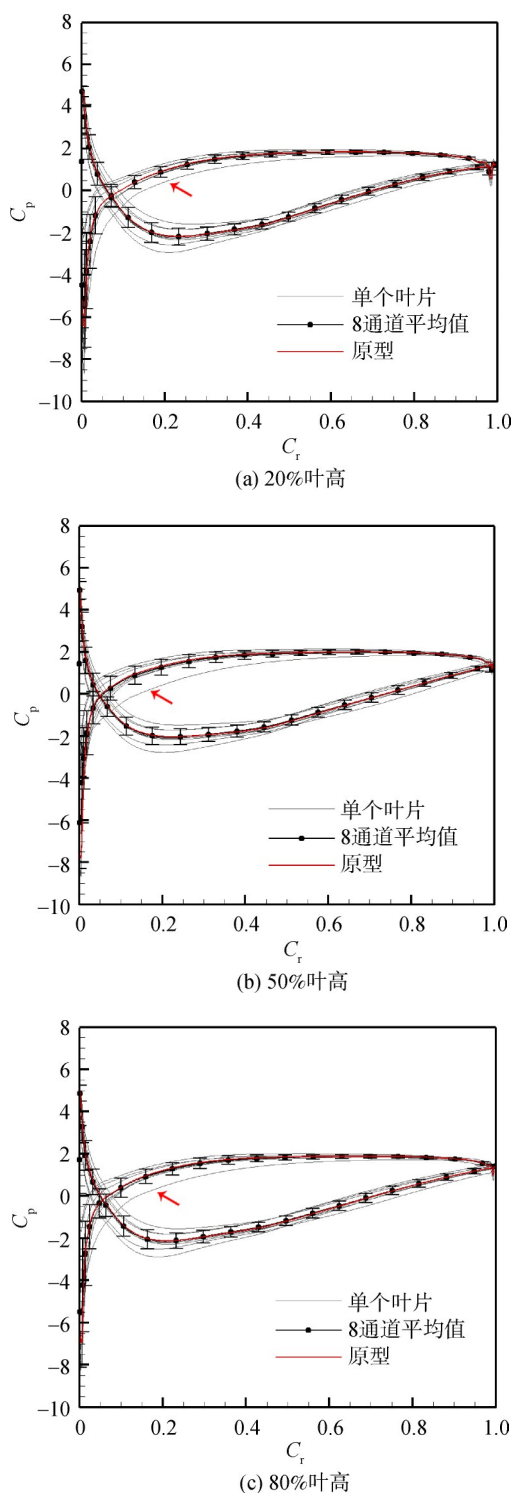


图9 方案3大流量点叶片表面压力系数分布
Fig.9 Pressure coefficient distribution on blade surface
at large flow rate condition of Case3

由图11可见,方案3在48%~82%叶高处较原型的出口气流角和效率下降最为显著,下降最大值均在71%叶高处达到。其中,出口气流角最多较原型减小 0.33° ,效率最高下降1.23%。该性能下降最显著的叶高范围与图10中叶片2出现

叶盆分离的径向位置基本重合,也与图9中叶片表面压力系数分布对应,可见单个叶片率先进入堵塞状态对多通道叶片的平均性能存在较为明显的影响。

3.5 非轴对称安装角对近失速点流场的影响

为探究非轴对称安装角分布在近失速工况下对8通道转子流场的具体影响,在近失速点(即1.04设计背压)下对方案3进行了非定常数值模拟,并以主流平均流量为基准对各叶片叶尖泄漏流量 $q_{m,1}$ 进行无量纲化,结果如图12所示。为比较非轴对称安装角方案下各叶片叶尖泄漏流量与安装角变化间的关系,各叶片的安装角改变量在图12中以柱状图的形式给出。

由图12可知,在非轴对称安装角分布下,各叶片间隙处的泄漏流量为非均匀分布,波动范围为原型均匀泄漏流量的 $-10.8\%\sim 6.4\%$ 。各叶片叶尖泄漏流量主要由叶片安装角的大小决定。叶片安装角越小,攻角越大,则其叶尖处载荷越大,就使得叶尖泄漏流量与安装角较大的叶片相比更大。方案3中,叶片6安装角为 -0.3° ,叶尖泄漏流量基本与原型和方案3的平均泄漏流量一致;除叶片3外,以此为分界点,大于该安装角时,泄漏流量低于平均值,反之则泄漏流量高于平均值。除该叶片本身的安装角大小外,各叶片叶尖泄漏流量还受与转子转动相逆方向的相邻叶片安装角分布的影响。图13为叶片叶尖间隙内50%叶高位置截面,图中来自叶片1或叶片4、叶片2或叶片5、叶片3或叶片6的泄漏流流线分别以黑色、蓝色和红色表示。叶片3较叶片6具有更大的正向安装角变化,但其上游叶片1与叶片2相比叶尖载荷更大、泄漏流更强,使得叶片2的泄漏流受到挤压向叶片前缘移动,而叶片1的泄漏流前缘部分继续通过叶片3叶尖间隙,组成了叶片3叶尖泄漏流的一部分。而在叶片6上游,叶片4的叶尖泄漏流量小于叶片5,则受到叶片5叶尖泄漏流挤压向叶片后缘移动,这使得叶片4的叶尖泄漏流几乎不通过叶片6。上述现象导致了叶片3虽然攻角较小,但其叶尖泄漏流量仍明显大于叶片6。

采用Joslyn等^[18]提出的堵塞因子衡量8通道周向平均后的流场中流动的均匀程度,其中 K 定义为轴向速度的面积周向平均值与流量周向平均值之比,即

$$K = \overline{v_z^8} / \overline{v_z^m} \quad (2)$$

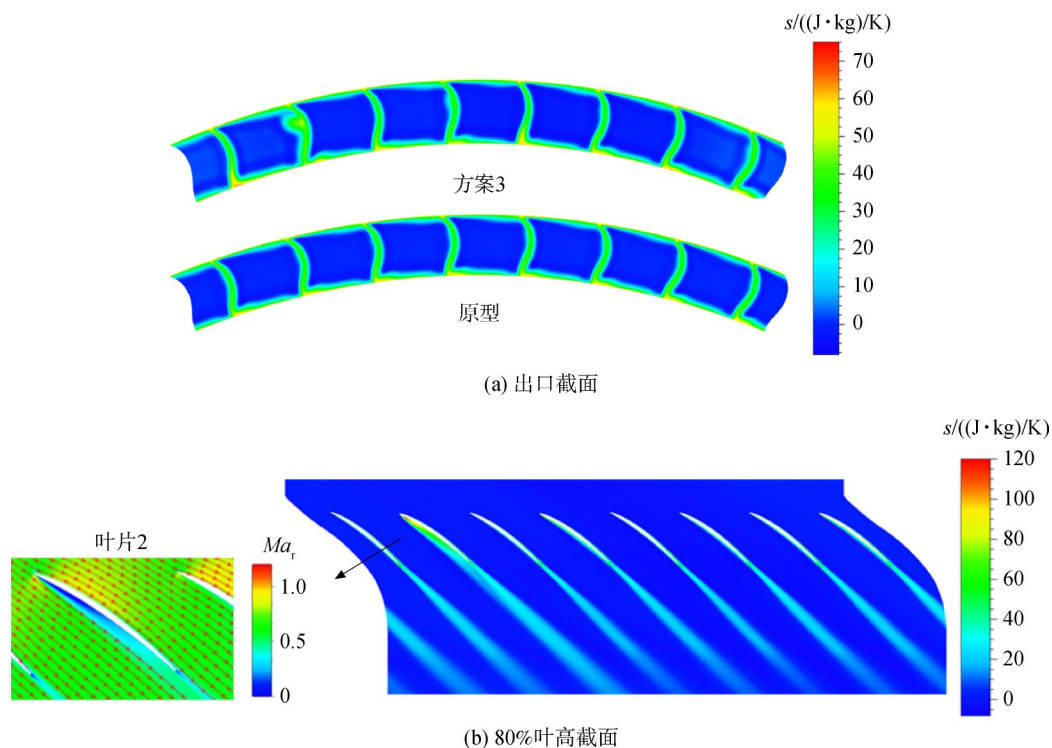


图 10 方案 3 在大流量点出口截面和 80% 叶高截面的比熵分布

Fig.10 Specific entropy distribution at outlet section and 80% blade span section at large flow rate condition of Case3

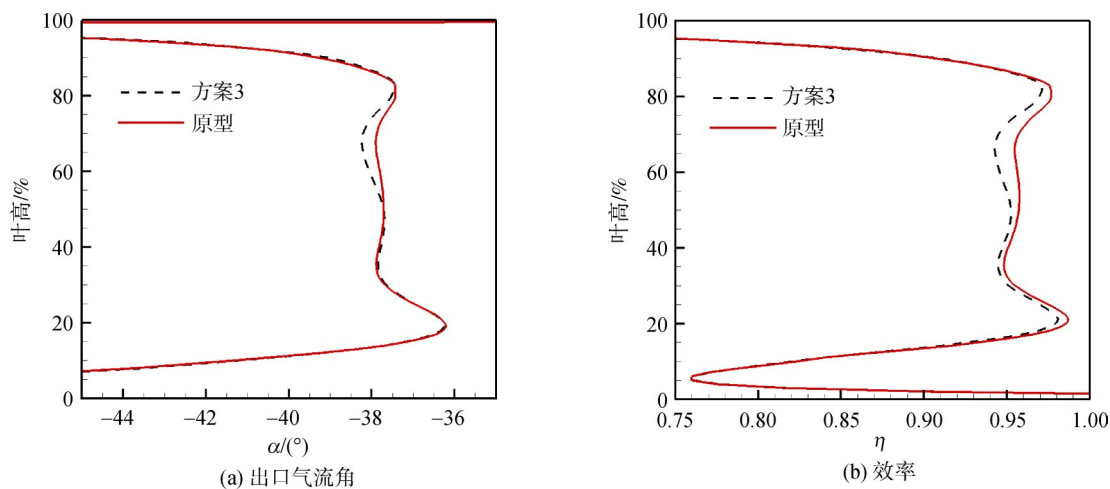


图 11 方案 3 在大流量点出口气流角和效率径向分布

Fig.11 Radial distribution of outlet flow angle and efficiency at large flow rate condition of Case3

式中 $\overline{v_z^a}$ 为轴向速度的面积周向平均值, $\overline{v_z^o}$ 为轴向速度的流量周向平均值。由于越接近理想均匀的流动, K 越接近于 1, 故以参数 $1-K$ 作为堵塞因子。

图 14 给出了原型和方案 3 分别在设计点及近失速点 (1.04 相对背压) 下堵塞因子在近两端各 20% 叶高范围内的叶高方向和轴向二维分布。

由图 14 可见, 近失速点附近, 原型及方案 3 周向平均流场在叶尖间隙及叶片出口近轮毂处

的堵塞因子较设计点均有显著增大, 说明在小流量下, 该转子叶片叶尖泄漏流及轮毂处角区分离都有增强, 其中轮毂角区分离的扩大范围更为明显。方案 3 设计点较原型的叶尖近间隙处的高堵塞因子区域范围轻微加大, 而轮毂处基本一致。方案 3 近失速点在轮毂叶片出口处的高堵塞因子区域范围则较原型明显扩大, 其起始位置由原型的 50% 相对轴向位置前移至 40% 相对轴向位置, 且在 10% 相对叶高处堵塞因子明显增

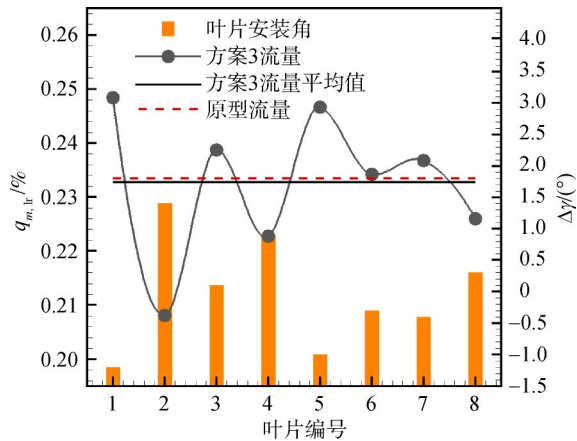
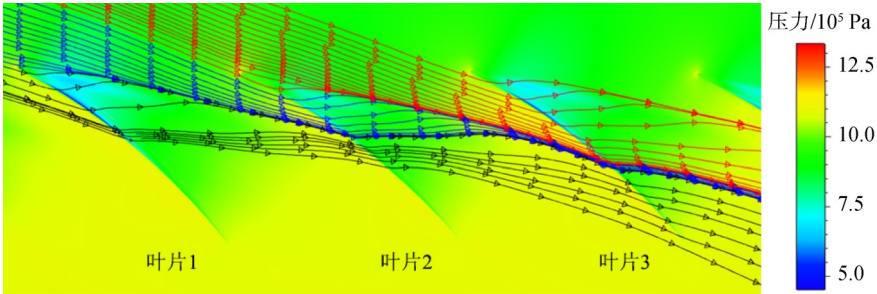


图 12 方案 3 与原型在近失速工况下叶尖泄漏流量分布的对比

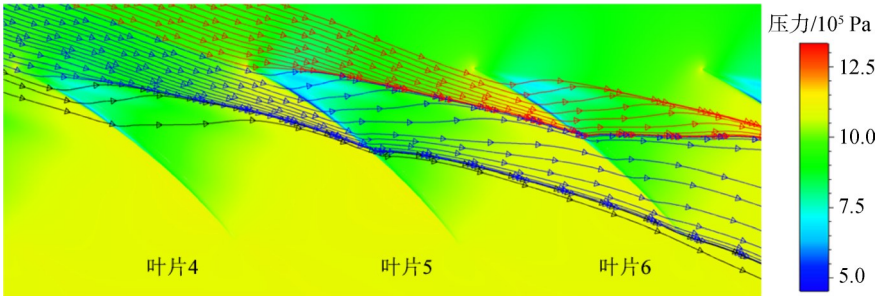
Fig.12 Comparison on distribution of tip leakage flow rate between Case3 and the original case at near stall condition

大,在叶尖处的堵塞因子相对变化则较小。由此可见,方案 3 非轴对称安装角分布使得转子流场在近失速工况下产生了范围更大的轮毂角区分离,恶化了流动。

鉴于该原型转子叶片在 20% 叶高以下的近轮毂区域采用了高负荷设计,其扩散因子在叶根处接近 0.65,故在近失速点工况产生了由轮毂角区分离起主导作用的叶片失速(blade stall)。而方案 3 由于非轴对称安装角分布的标准差较大,由计算得知在 10% 叶高处方案 3 周向平均的扩散因子较原型高出了 0.72%,这就导致其失速裕度较原型更为降低,在小流量时率先出现了数值发散。



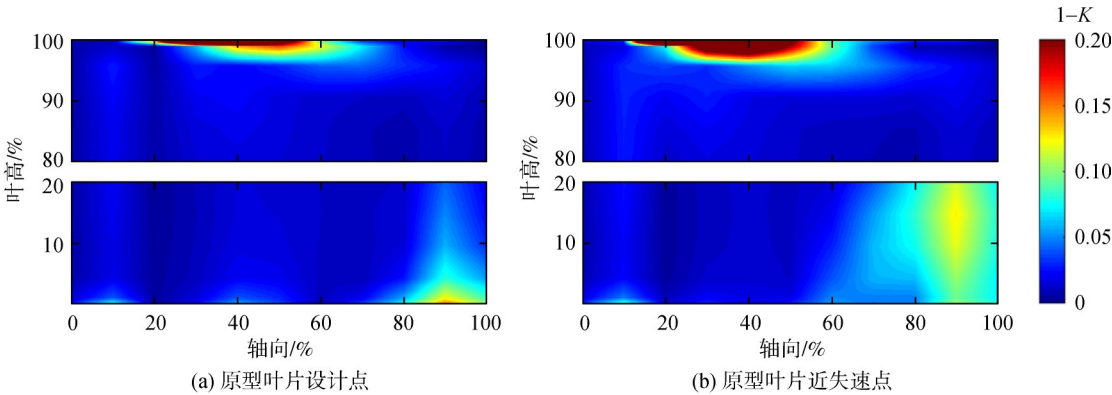
(a) 叶片1~叶片3



(b) 叶片4~叶片6

图 13 叶尖间隙 50% 径向截面流线图

Fig.13 Streamline on 50% radial section of blade tip gaps



(a) 原型叶片设计点

(b) 原型叶片近失速点

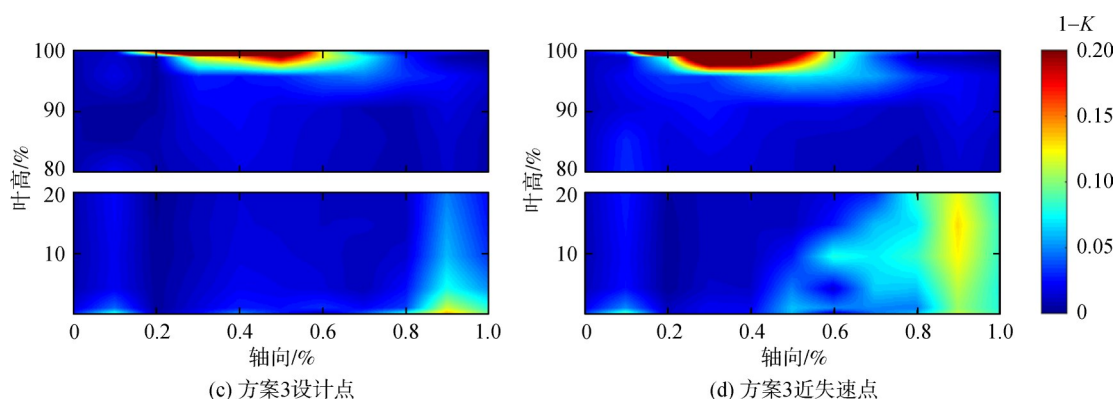


图14 堵塞因子近两端的径向和轴向分布

Fig.14 Radial and axial distributions of the block factor near the two ends

4 结 论

针对高压压气机后面级的一级转子叶片开展安装角非轴对称分布对性能影响的研究。通过多案例的单通道和8通道定常以及非定常数值模拟,探究了安装角非轴对称布局导致压气机在近失速点、大流量点以及近堵点工况下较设计点气动性能和流场的改变及原因。具体结论如下:

1) 随机选取20个非轴对称安装角方案叶片的8通道设计点定常模拟表明,非轴对称安装角方案在设计点的流量、总压比及效率均低于该8通道均匀安装角的单通道转子性能。

2) 在上述20个样本中选出3个典型方案进行的特性线模拟表明,非轴对称安装角方案在近失速点、大流量点和近堵点相较于原型在该工作点的流量相对变化范围分别为 -0.16% ~ 0.21% 、 -1.32% ~ 0.45% 和 -1.50% ~ 0.55% ,安装角变化对近堵点的流量影响更大。叶片安装角的周向非均匀性对转子总压比影响相对较小,但其使得转子效率产生明显下降,安装角标准差越大,效率恶化越明显。非轴对称安装角方案在流量小于近堵点的大流量点时相较于对应均匀安装角转子的效率恶化最为明显。非轴对称安装角分布的不均匀导致了叶片表面压力系数的波动,这也是压气机转子气动性能变差的原因。

3) 标准差最大的非轴对称安装角典型方案3在大流量点工况下,其通道中的叶片2由于具有较原型大 1.4° 的最大安装角偏差而出现了大的进气负攻角,从而导致明显的压力面侧流动分离,先于其他叶片进入近堵状态,造成了 48% ~ 82% 叶高处的周向平均出口气流角和效率产生明显下降,其中气流角最多较原型减小 0.33° ,效率最高下降 1.23% ,表明单个叶片率先进入堵塞状态对

多通道叶片的平均性能存在明显影响。

4) 对方案3在近失速点工况的非定常计算表明,非轴对称安装角分布的各叶片间隙处均泄漏流量波动范围为原型均匀泄漏流量的 -10.8% ~ 6.4% 。泄漏流量随叶片自身安装角的增大而减小,但同时该叶片与转子转动相逆方向的相邻叶片安装角分布不同也会对造成其叶尖泄漏流量的变化。叶片近两端各 20% 叶高范围内的堵塞因子径向和轴向分布表明,方案3轮毂角区分离较原型有明显增强,而在叶尖处的堵塞因子变化较小;由于方案3在 10% 叶高处周向平均扩散因子较原型高负荷设计又高出了 0.72% ,从而导致其失速裕度较原型减小,率先出现了近失速点的数值发散。

参考文献:

- [1] REITZ G, SCHLANGE S, FRIEDRICHS J. Design of experiments and numerical simulation of deteriorated high pressure compressor airfoils[R]. ASME Paper GT2016-56024, 2016.
- [2] LANGE A, VOIGT M, VOGELER K, et al. Impact of manufacturing variability on multistage high-pressure compressor performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11):112601.1-112601.8.
- [3] LANGE A, VOIGT M, VOGELER K, et al. Probabilistic CFD simulation of a high-pressure compressor stage taking manufacturing variability into account[R]. ASME Paper GT2010-22484, 2010.
- [4] SCHMIDT R, VOIGT M, VOGELER K, et al. Comparison of two methods for sensitivity analysis of compressor blades [R]. ASME Paper GT2016-57378, 2016.
- [5] 郑似玉, 滕金芳, 羌晓青. 压气机叶片扭转度加工超差分析与研究[J]. 节能技术, 2017, 35(2):99-102.
ZHENG Siyu, TENG Jinfang, QIANG Xiaoping. Numerical research of twisted variability on axial compressor performance[J]. Energy Conservation Technology, 2017, 35(2):99-

- 102.(in Chinese)
- [6] 郑似玉,滕金芳,羌晓青.叶片加工超差对高压压气机性能影响和敏感性分析[J].机械工程学报,2018,54(2):216-224. ZHENG Siyu, TENG Jinfang, QIANG Xiaoqing. Sensitivity analysis of manufacturing variability on high-pressure compressor performance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(2):216-224.(in Chinese)
- [7] 曹传军,李斌,翟志龙,等.轮廓度与扭转角偏差对压气机气动性能的影响[J].科学技术与工程,2019,19(11):292-298. CAO Chuanjun, LI Bin, ZHAI Zhilong, et al. Influence of blade profile and twist angle difference on compressor aerodynamic performance[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(11):292-298.(in Chinese)
- [8] 高丽敏,蔡宇桐,曾瑞慧,等.叶片加工误差对压气机叶栅气动性能的影响[J].推进技术,2017,38(3):525-531. GAO Limin, CAI Yutong, ZENG Ruihui, et al. Effects of blade machining error on compressor cascade aerodynamic performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(3):525-531.(in Chinese)
- [9] TENG X, CHU W L, ZHANG H G, et al. The influence of geometry deformation on a multistage compressor[R]. ASME Paper GT2018-75935, 2018.
- [10] LI Z H, LIU Y M, AGARWAL R K. Robust optimization design of single-stage transonic axial compressor considering the manufacturing uncertainties[R]. ASME Paper GT2018-75415, 2018.
- [11] LANGE A, VOIGT M, VOGELER K, et al. Impact of manufacturing variability and nonaxisymmetry on high-pressure compressor stage performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(3):032504.1-032504.8.
- [12] ZHENG S Y, TENG J F, WU Y, et al. Impact of nonuniform stagger angle distribution on high-pressure compressor rotor performance[R]. ASME Paper GT2018-76067, 2018.
- [13] 郑似玉.压气机叶片加工公差对气动性能的影响[D].上海:上海交通大学,2019. ZHENG Siyu. Impact of manufacturing tolerance of compressor blade on aerodynamic performance[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2019.(in Chinese)
- [14] LEJON M, ANDERSSON N, ELLBRANT L, et al. The impact of manufacturing variations on performance of a transonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2018-76340, 2018.
- [15] DOW E A, WANG Q. The implications of tolerance optimization on compressor blade design[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(10):101008.1-101008.7.
- [16] PULLAN G, YOUNG A M, DAY I J, et al. Origins and structure of spike-type rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5):051007.1-051007.11.
- [17] 中国航空工业总公司.叶片叶型的标注、公差与叶身表面粗糙度:HB 5647-1998[S].北京:中国航空工业总公司,1999:25-28.
- [18] JOSLYN H D, DRING R P. Axial compressor stator aerodynamics[J]. Journal of Engine for Gas Turbine and Power, 1985, 107(2):485-493.

(编辑:陈越)