

扩压叶栅角区-吸力面造型设计及 流动控制机理

李相君, 董杰忠, 崔义强, 鲁 庆, 尤付浩
(大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 通过数值模拟,分别针对扩压叶栅的设计工况与角区失速工况进行叶身/端壁融合与吸力面优化造型设计,分析其流场结构与性能的变化,并探究两种优化造型对压气机性能改善的机理。优化结果表明:在设计工况下,优化造型吸力面凹陷,使得吸力面附面层厚度变薄,最大端壁融合位置靠近尾缘,角区低能流体在压力梯度的作用下转移并减少,分离结构得到明显控制,损失降低;在角区失速工况下,优化造型吸力面凸起,最大端壁融合位置靠近前缘,使得前缘分离结构显著减弱,当流体在进入吸力面前缘时提前附着,前缘分离区减小甚至消失,损失降低。根据两种造型流场结构特点与控制机理,可构造出在多工况下具有显著作用的叶身-端壁融合造型。

关 键 词: 压气机; 角区分离; 叶身/端壁融合; 三维造型; 优化造型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Flow control mechanism of diffuser cascade corner-suction surface profiling design

LI Xiangjun, DONG Jiezhong, CUI Yiqiang, LU Qing, YOU Fuhao

(Naval Architecture and Ocean Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: Through numerical simulation, the optimal profiling under the design point and near stall point were compared, allowing for analyzing the flow field structure and compressor performance changes and exploring the mechanism of the two kinds of optimized profiling to improve the compressor performance. The optimization results showed that the suction surface of the optimal profiling under the design point was sunken, which reduced obviously the thickness of the boundary layer on the suction surface; and blend blade and end wall was close to the trailing edge, which reduced the low energy fluid in the corner zone and produced transfer under the impact of the pressure gradient. For the optimal profiling under the near stall point, the blend blade and end wall was close to the leading edge and the suction surface was convex, which promoted the fluid adhesion in advance when fluid entered the leading edge, and the leading edge separation area decreased sharply or even disappeared. The optimal profiling adapted to all working conditions can be constructed based on the two

收稿日期: 2020-08-25

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(51906027); 辽宁省博士科研启动基金计划(2019-BS-027); 中央高校基本科研业务费专项资金资助(3132020112)

作者简介: 李相君(1989—),男,讲师、硕士生导师,博士,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

通信作者: 董杰忠(1996—),男,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: djz19960324@163.com

引用格式: 李相君,董杰忠,崔义强,等. 扩压叶栅角区-吸力面造型设计及流动控制机理[J]. 航空动力学报, 2020, 35(12): 2642-2653. LI Xiangjun, DONG Jiezhong, CUI Yiqiang, et al. Flow control mechanism of diffuser cascade corner-suction surface profiling design[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2642-2653.

profiling controlling mechanisms and structure features, yielding extremely positive effect on many working conditions.

Key words: compressor; corner separation; blend blade and end wall; three-dimensional profiling; optimization profiling

随着航空发动机的发展,轴流压气机内单级逆压梯度不断增强,吸力面边界层厚度由于逆压梯度作用逐渐增厚,在吸力面与轮毂或机匣交界处,低能流体与叶片吸力面边界层相互作用,形成三维角区分离。角区分离的形成与发展严重遏制了轴流压气机效率与失速裕度等性能的提升^[1-5]。

为了改善轴流压气机性能,控制角区分离的发展,国内外专家学者提出并运用二面角原理对角区低能流体进行改善,主要包括两种控制叶身与端壁夹角的方式。其中,第一种方式是直接改变叶片与端壁的垂直关系,使端壁与吸压力面成钝角或锐角,而不改变叶片或端壁厚度;第二种方式是在叶身与端壁交汇处,通过填补过渡曲面来连接叶片与端壁,在部分叶高处叶片厚度或端壁厚度发生变化^[6-8]。

上述第一种方式即为二面角原理的发展与运用,其研究可追溯至 20 世纪 60 年代,Smith 等^[9]在对涡轮的研究中,首次通过改变叶片垂直于端壁的状态来探究其对涡轮性能的影响。Breugelmans 等^[10]认为在吸力面与端壁之间形成锐角时发展成较大的角区失速,形成钝角时,二次流被抑制。Sasaki 等^[11]认为改变二面角角度对叶片流道既有有利的影响也有不利的影响。季路成等^[12]根据等效二维附面层模型,认为尽量增大叶表吸力面与端壁相交角,可以抑制角区分离。Gümmer 等^[13]认为二面角在轮毂和机匣的表面流体流动中增加径向叶片力,这种效应已经在通流模型中得到体现。

随着方式一的发展,二面角原理逐渐完善并广泛应用,季路成等^[14]在二面角理论的基础上,提出了一种叶身/端壁融合的设计概念,即上述第二种方式,通过数值实验研究发现叶身/端壁融合消除了角区分离。李嘉宾等^[15-16]认为在最大混合宽度的轴向位置产生压力梯度,这种压力梯度增强了由二次流组成的端壁区低能流体动能,提高了其承受逆压梯度的能力,有效地延缓、减小甚至消除角区分离。Reutter 等^[17]通过优化叶身/端壁融合,发现优化后造型改变了旋涡与二次流的发展,角区分离被有效控制。

尽管国内外专家学者已对叶身/端壁融合技

术在压气机性能改善的机理上有了深入的研究,但是,针对不同工况下最优叶身/端壁融合宽度的位置及其流动控制机理还没有统一的讨论。基于上述分析,为了探寻满足压气机高效率,高失速裕度等性能要求,有必要对其展开深入研究。

本文以一高负荷低速压气机叶栅为研究对象,结合数值优化技术,探索了叶栅端壁融合造型的气动特性。相比于已有研究,本研究的重点在于探究叶栅端壁融合结构的多工况适用性;此外,为了更加全面地控制三维分离,本研究优化设计中并不将造型位置局限在角区,而是额外拓展至吸力面叶型表面,试图结合多位置附面层控制,探讨叶身/端壁融合技术对压气机吸力面三维分离的全面控制方案。

为达到这一研究目的,本文计划依次展开以下几个方面的工作:通过优化获得设计点工况优化造型与角区失速点工况优化造型,探究两种优化造型对流体流动的控制机理并研究如何改善其工况适用性,为构造具有良好工况适用性的造型方案奠定基础。

1 研究对象与造型优化方法

1.1 原型叶栅几何参数

本文采用一高负荷低速压气机叶栅作为研究对象,该叶栅设计气流转折角为 52°,且为轴向出气的去预旋设计,叶栅稠度超过 2.0,因此符合高压压气机后排叶片的特征。表 1 给出了叶栅几何参数与气动参数,图 1 为叶栅几何示意图。

1.2 造型设计

在本文的研究中仅关注填补叶身/端壁融合过渡曲面的造型方案。如图 2 为叶身/端壁融合造型示意图,其中 $Z_{0-plane}$ 为轮毂平面, $X_{0-plane}$ 与之正交且垂直于轴向弦长的平面,LE 为叶栅前缘,TE 为叶栅尾缘,SS 为叶栅吸力面。叶身/端壁融合过渡曲面造型在轮毂截面上,吸压力面轮廓线 P_0 、 S_0 分别由三角函数 k_{01} 、 k_{02} 控制。由于此高负荷叶栅内进口附面层厚度为 12.5% 叶高,致使端壁附面层与叶栅吸力面附面层在此范围内内交汇相互作用,因而考虑在 12% 叶高内增加过渡曲

表 1 原型叶栅几何参数与气动参数
Table 1 Geometry parameters and aerodynamic parameters of the original cascade

参数	数值
叶高 h/mm	200
弦长 C/mm	114.3
轴向弦长 C_x/mm	107
叶距 s/mm	53.4
进口几何角 $\beta_{1k}/(^{\circ})$	52
出口几何角 $\beta_{2k}/(^{\circ})$	12
安装角 $\gamma/(^{\circ})$	20.5
设计攻角 $i/(^{\circ})$	-1
扩散因子	0.5

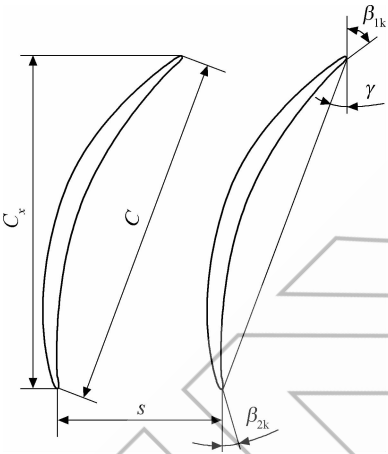


图 1 叶栅几何参数示意图
Fig. 1 Parameters definition of the cascade diagram

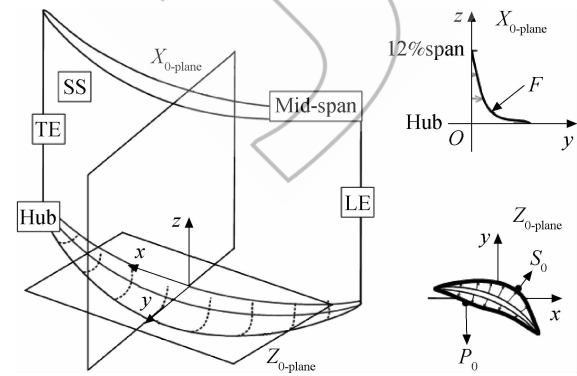


图 2 叶身/端壁融合造型示意图
Fig. 2 Sketch of blend blade and end wall profiling diagram

面^[18],过渡曲面造型沿叶展方向的轮廓是由多项式 F 控制,其由轮毂到 12%叶高按照三次多项式衰减。通过改变变量 A 、 k_i 、 a 、 n_i 使得过渡曲面造

型相对于原型叶栅沿周向变化范围为 $-3\text{ mm} \sim 8\text{ mm}$ 。

分离通常发生在叶栅的吸力面侧,且吸力面附面层会随着逆压梯度的增大逐渐变厚,致使三维分离结构发生。为了改变吸力面附面层流动结构,现结合叶身吸力面三维造型。考虑到原型叶栅在设计工况下,吸力面出现了两个分离区,其中在 35%~53%轴向弦长处为第一分离区;在 60%~100%轴向弦长为第二分离区。这两个分离区形成的因素不同,因而进行分别控制,以求达到最优造型效果。

$$F = a_1 z^3 + a_2 z^2 + a_3 z + 1 \tag{1}$$

$$S_0: k_{01} = a \sum_{i=1}^3 c_i \sin(b_i z_0 + n_i) + d_i \tag{2}$$

$$P_0: k_{02} = A \sum_{i=1}^3 C_i \sin(B_i z_0 + k_i) + D_i \tag{3}$$

图 3 为叶栅吸力面造型示意图,由上所述,对这两个分离区分别使用曲线组 $S_{i,1}$ 、 $S_{i,2}$ ($i=1, 2, \dots, 7$) 进行造型。综合前期研究的结论,第一分离区与第二分离区形成于 16%~40%叶高范围内^[18],因此曲线组 $S_{i,1}$ 、 $S_{i,2}$ 也建立在 16%~40%叶高内,分别由 $y_{i,1}$ 、 $y_{i,2}$ ($i=1, 2, \dots, 7$) 函数控制,其中 $e_{i,j}$ 、 $f_{i,j}$ 、 $g_{i,j}$ 、 $s_{i,j}$ ($i=1, 2, \dots, 7$; $j=1, 2$) 为变量。通过改变变量 $e_{i,j}$ 、 $f_{i,j}$ 、 $g_{i,j}$ 、 $s_{i,j}$ 使得造型相对于原型叶栅沿周向变化范围为 $-3\text{ mm} \sim +8\text{ mm}$ 。

$$S_{i,2}: y_{i,2} = e_{i,2} [\sin(C_2 f_{i,2} + g_{i,2}) + s_{i,2}] + C_3 \tag{4}$$

$$S_{i,1}: y_{i,1} = e_{i,1} [\sin(C_2 f_{i,1} + g_{i,1}) + s_{i,1}] + C_3 \tag{5}$$

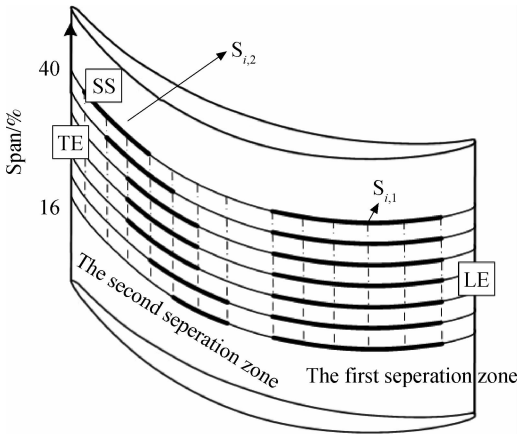


图 3 吸力面造型示意图
Fig. 3 Sketch of suction surface profiling diagram

1.3 优化方法

如图 4 为优化过程:由上节所给出的造型设

计方案,将压气机叶栅参数化;进行数值模拟试验设置从而构造数据库(虚线框内流程 1 所示);并在随后构建关于目标函数与造型参数的人工神经网络代理模型,并使用遗传算法进行优化,求解最优造型(图中流程 2 所示)。

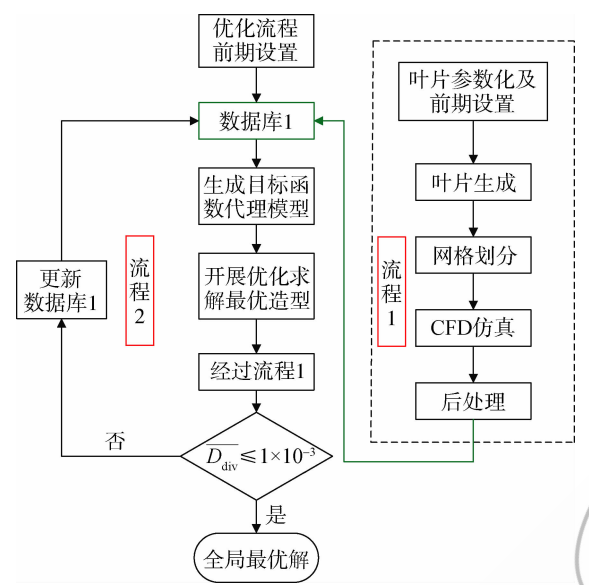


图 4 优化设计流程

Fig. 4 Processing of the optimization design

通常来讲,为加速优化进程的收敛速度,数据库样本数量应至少为变量的 2~3 倍,但如此则会延长数据库的计算时间,本文为兼顾总体进程的耗时需要,将数据库样本数量设定为变量的 5 倍,本文共有变量 64 个,即采用 260 个样本的初始数据库。优化计算中以全局总压损失系数作为目标函数,压气机造型参数与目标函数的对应关系由代理模型关联,采用遗传算法寻找总压损失系数最小值。记优化造型总压损失系数为 C_{pi} ($i=261,262,\dots$)。整个优化循环至少迭代 20 步,在最新的 20 组造型方案中,当后 10 组与前 10 组的总压损失系数平均值之差 $\overline{D_{div}} \leq 1 \times 10^{-3}$ 认为优化收敛,其中, $\overline{D_{div}}$ 定义为

$$\overline{D_{div}} = \frac{1}{10} \left(\sum_{j=i-9}^{j=i} C_{pj} - \sum_{j=i-19}^{j=i-10} C_{pj} \right) \quad (6)$$

当优化结果未达到收敛要求时,将最新造型参数写入数据库 1 中,进入下一个优化循环;当达到收敛要求时便终止优化过程,输出全局最优解。

对来流攻角为 -1° 和 $+7^\circ$ 的工况分别进行以上优化过程,可得到两种不同的优化造型,其命名方式为 $-1OM$ 、 $+7OM$ (optimization model),原型命名为 Ori。其中攻角 -1° 为设计工况、 $+7^\circ$ 则

已经发生角区失速(参见文献[18])。

2 数值模拟方法与校验

本文通过数值方法研究不同工况下优化造型对压气机性能的影响机理,数值模拟工具选用 ANASYS CFX 软件,网格由 NUMECA Auto-Grid 5 生成,湍流模型选择 $k-\epsilon$ 模型,给定进口速度分布与静温,出口给定静压,附面层厚度为 12.5% 叶高(具体设置可参见文献[18])。

为了确保选定合适的网格数量,对网格进行无关性验证,共生成网格总数为 40 万、75 万与 105 万共三套网格。如图 5 所示为 75 万网格示意图,为保证能捕捉边界层流动特性,对近壁面网格进行加密,使 y^+ 小于 2。

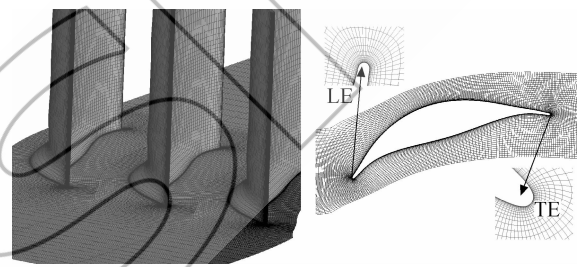


图 5 网格示意图

Fig. 5 Diagram of sketch of mesh

图 6 为不同网格数量下在尾缘下游 40% 轴向弦长截面处总压损失系数沿叶展方向的分布,其中总压损失定义为

$$C_{p0} = (p_0^* - p^*) / p_v \quad (7)$$

其中 C_{p0} 为总压损失系数, p_0^* 与 p_v 代表 50% 叶

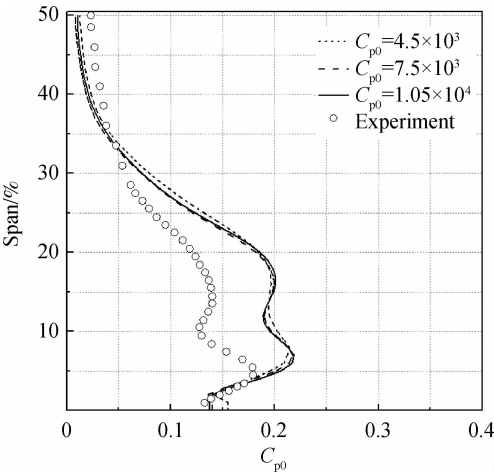


图 6 总压损失系数在尾缘下游 40% C_x 处沿叶展方向分布

Fig. 6 Total pressure loss coefficient distribution along span on 40% C_x at the TE

高位置来流的绝对总压与动压, p^* 为观测位置的当地总压。图中表明, 虽数值结果与实验存在定量偏差, 但其分布趋势与实验相同; 在数值方法设置相同的条件下 75 万网格与 105 万网格的总压损失系数沿叶展分布曲线并无显著差别, 因此在损失预测方面, 75 万网格已经达到了网格无关性的要求。

为进一步检验数值计算精度, 特别是对二次流运动的预测情况, 图 7 对设计工况下实验与数值所得压气机吸力面流动结构进行对比, 由图可见, 图中 S_3 、 S_4 、 S_5 为分离线, R_2 、 R_3 为再附线, N_{s3} 、 N_{s4} 为节点, N_{n3} 为鞍节点, 在吸力面上存在两个分离区, 第一个分离区起始位置为 S_3 到 R_2 结束, 第二个分离区为靠近尾缘的角区分离结构。对比可知, 尽管数值仿真对第一分离区内的细节

结构及 S_4 位置难以准确预测, 但其能够基本准确地计算出第一、二分离区内的二次流动趋势。因此, 结合损失与二次流计算结果, 可以认为: 当前以 75 万网格进行的数值计算的预测精度能够满足当前研究需要。

3 优化结果及其结构分析

在叶身/端壁融合造型设计中, 叶栅吸力面端壁交接处和压力面端壁交接处均增加过渡曲面。经过优化过程可得到优化造型-10M 与+70M。如图 8 所示, 分别为两种优化造型和原型叶栅在轮毂处的几何对比。其中 a 、 b 分别为吸、压力面最大融合宽度, L_1 、 L_2 分别为吸、压力面最大宽度距前缘的位置。结合表 2 给定的参数, 可知-10M 造型在吸力面侧最大融合宽度的位置 L_1 大于+70M 造型; +70M 造型在压力面侧最大融合宽度的位置 L_2 大于-10M 造型。

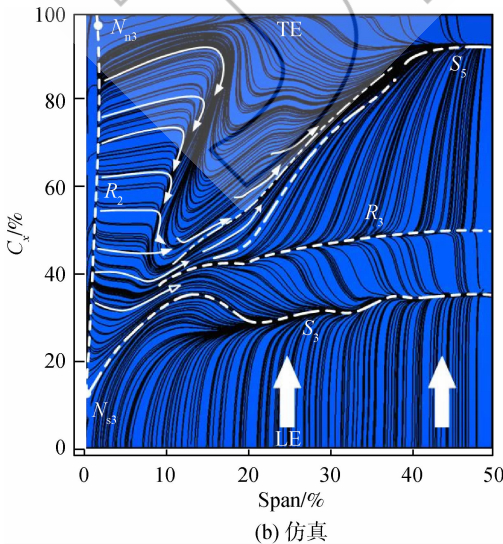
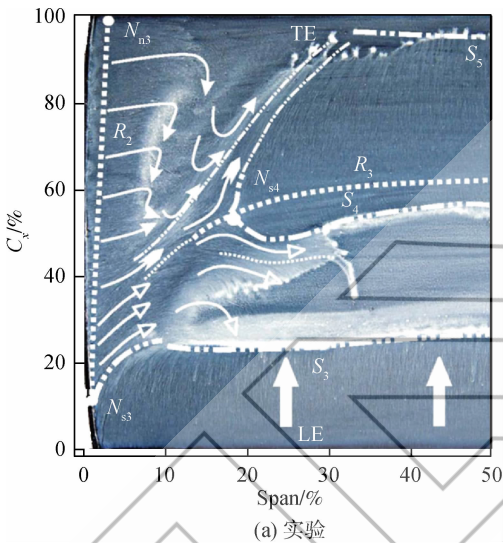


图 7 吸力面流动结构对比

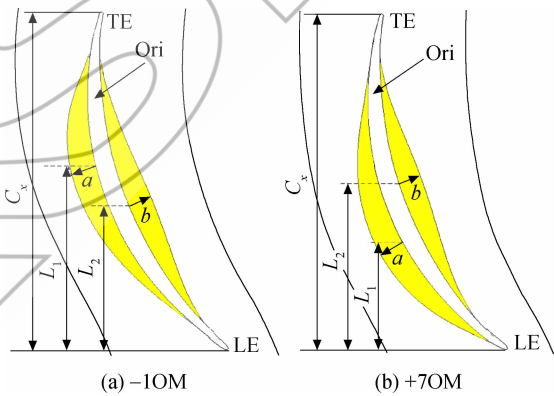


图 8 两种优化造型结果在轮毂截面处几何对比图
Fig. 8 Comparison of two optimal profiling at the hub section

表 2 优化后叶栅在轮毂截面处的几何参数
Table 2 Geometry parameters of the optimized cascade at the hub section

优化造型	$(L_1/C_x)/\%$	$(a/C_x)/\%$	$(L_2/C_x)/\%$	$(b/C_x)/\%$
-10M	54.7	7.12	43	7.0
+70M	31.9	7.1	50	7.0

如图 9 所示为两种优化造型吸力面凹凸结构的分布。云图所示为造型后的吸力面在通道周向的起伏占叶距百分比数值, 用符号 δ 表示, 正值代表吸力面突出, 负值代表吸力面凹陷。在-10M 优化造型中, 叶栅吸力面 0~50% 轴向弦长存在多个凹陷结构, 50%~100% 轴向弦长上也存在凹陷结构; 在+70M 优化造型中, 叶栅吸力面 0~

Fig. 7 Comparison of flow structure on suction surface

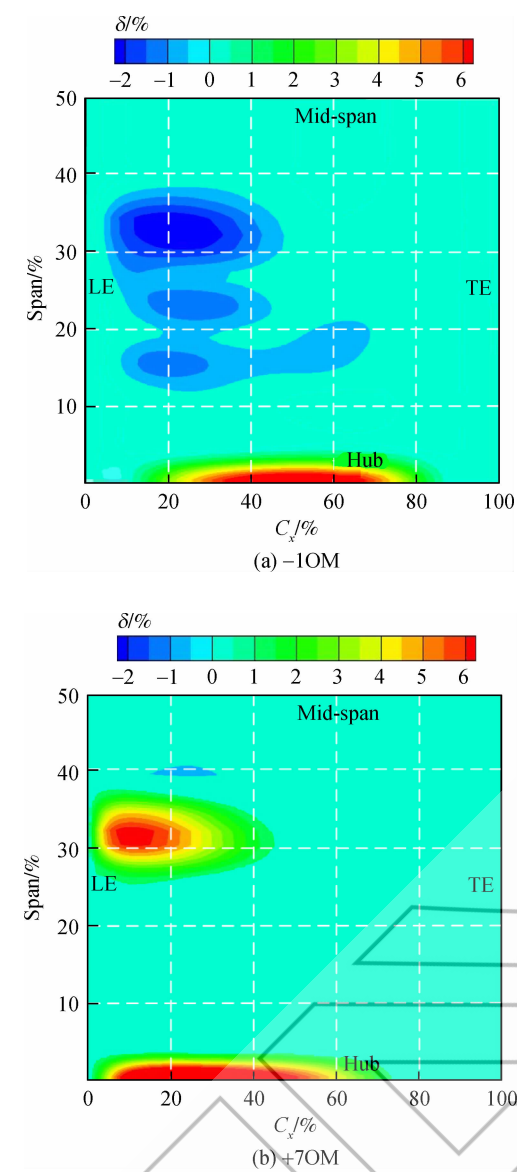


图9 优化造型结果沿周向高度云图
Fig. 9 Pitch-wise height contours of optimized profiling

50%轴向弦长存在大凸起结构,50%~100%轴向弦长上无明显变化。上述造型结果的差异表明这两种造型在-1°与+7°攻角下提升压气机性能的机理不同。

4 优化结果分析

4.1 设计点工况

表 3 为两种造型在设计点工况、失速点工况下总压损失分布,由表可知,在设计工况下-1OM造型总压损失降低了 0.41%;+7OM 造型总压损失增加了 0.22%;为了进一步锁定分析重点,特意去除-1OM 造型中压力面叶身/端壁融合结构,命名为-1OM_PS 造型,根据表 3,其与-1OM造型的总压损失结果类似,损失比原型显

著减小,但比-1OM 造型略有增加,这说明压力面叶身/端壁融合结构虽可减少损失,但效果十分有限,因此对造型效果的机理进行分析时应主要关注吸力面角区及叶身表面的流动机理变化。

表 3 不同造型在尾缘下游 40% C_x 处总压损失百分比
Table 3 Percentage of total pressure loss at downstream of trailing edge of 40% C_x of different profilings

优化造型	总压损失百分比/%	
	设计工况	失速工况
Ori	8.08	17.0
-1OM	7.67	15.0
+7OM	8.30	13.8
-1OM_PS	7.72	15.1

图 10 为两种优化造型与原型的总压损失云图对比,该云图取自尾缘下游 40%轴向弦长位置,总压损失系数由式(2)定义。由图可知,当来流为-1°攻角时,-1OM 造型高损失区比原型略有增大,在靠近叶中的尾迹区增加比较明显,但在 10%~20%叶高之间的核心区显著弱化;+7OM 造型相比原型的总压损失显著增加,损失区及其核心区面积均有所增大。表明-1OM 造型与+7OM造型对流体控制的机理存在差异,应与造型结构有关。

图 11 给出了两种优化造型与原型在吸力面的极限流线图,在原型叶栅中,吸力面上存在两个分离区,位于轴向弦长 35%处为第一条分离线,也表征了第一个分离区的起始,在 53%处的再附线为第一个分离区的结束。该分离区实际上是扩压叶栅的附面层转捩区。

在-1OM 造型中,由于吸力面凹陷结构,致使第一条分离线瓦解并后移,且在吸力面形成了旋点,这些涡旋结构将吸力面附面层内的低能流体与主流掺混,提升了附面层内低能流体动能,缩小了第一分离区,总压损失减小;对于+7OM 造型,在吸力面上该分离线于 25%~43%叶高处也受到了一定的破坏,但是该分离线于 25%~43%叶高处相比原型提前,致使第一分离区增大。

第一分离区增大的原因需要进一步分析,图 12 为原型、-1OM 造型与+7OM 造型吸力面静压梯度云图,图中另以矢量箭头指示出当地压力梯度方向,按照压力梯度定义,静压应当沿箭头方向增大,图中静压梯度用 ∇p 表示。由图可知,-1OM造型相比原型叶栅在 50%轴向弦长处压

力梯度明显减弱,促使吸力面上附面层厚度变薄。在+7OM 造型中,50%轴向弦长处 的压力梯度明显升高,这也导致了其吸力面附面层增厚,分离增强。

除此之外,-1OM 造型在 10%叶高以下压力梯度方向经过多次改变,并且高压力梯度区由 A 区转移到叶根部位的 A1 区(30%~75%轴向弦长),A1 区压力梯度的方向朝向叶根,这给角区低能流体提供了朝向叶顶的驱动力,促进角区低

能流体与主流的掺混,提升了角区低能流体动能;+7OM 造型在叶根处高压力梯度区由 A 区转向了 A2 区,但此时 A2 区位于 15%~60%轴向弦长处,比-1OM 造型中的高压力梯度区 A1 (30%~75%轴向弦长)位置更靠近前缘,从图 11(a)原型的极限流线图可知低能流体在角区的堆积主要位于叶根 50%~100%轴向弦长处,因此+7OM 造型在一定程度上对低能流体的作用较小。

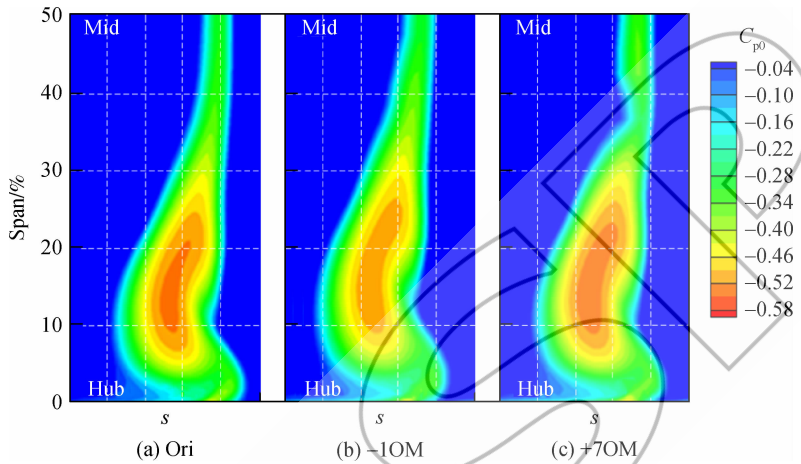


图 10 -1°攻角下各造型在尾缘下游 40% C_x 截面处总压损失云图

Fig. 10 Total pressure loss contours on different profilings on 40% C_x at the TE at -1° incidence

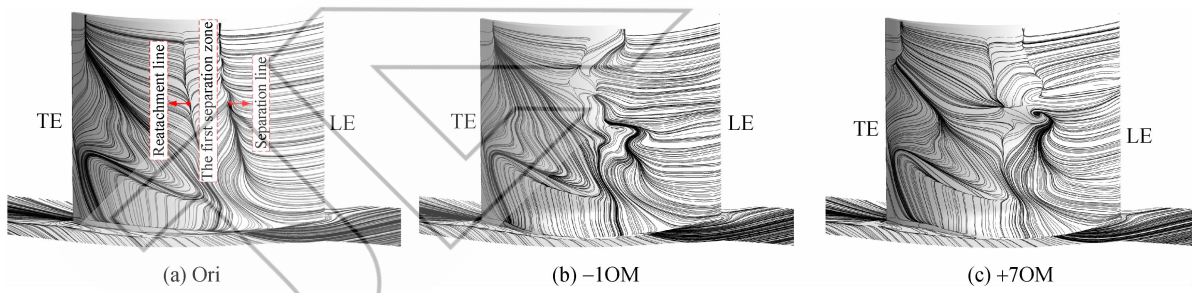
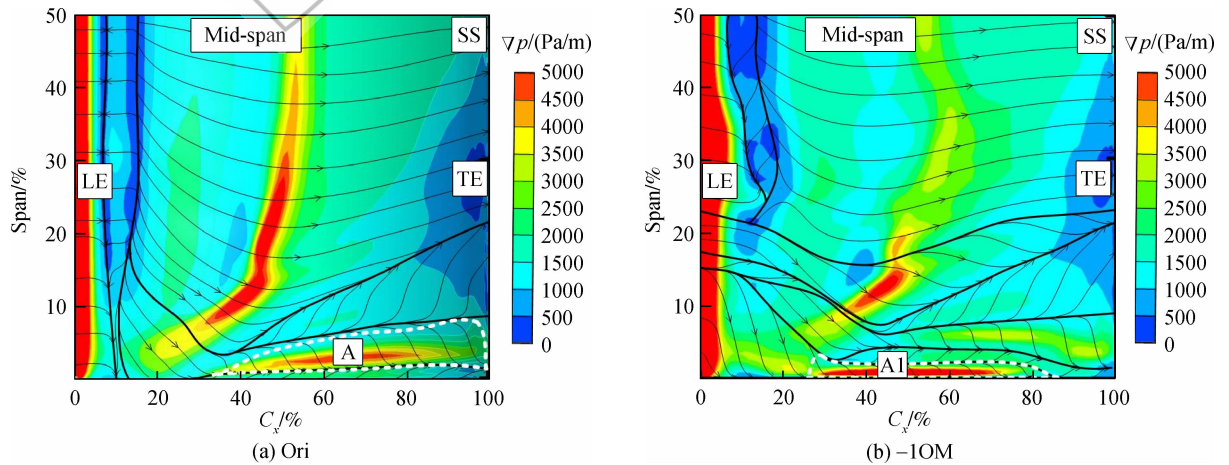


图 11 -1°攻角下各造型在吸力面处极限流线图

Fig. 11 Limiting streamlines on suction surface in different profilings at -1° incidence



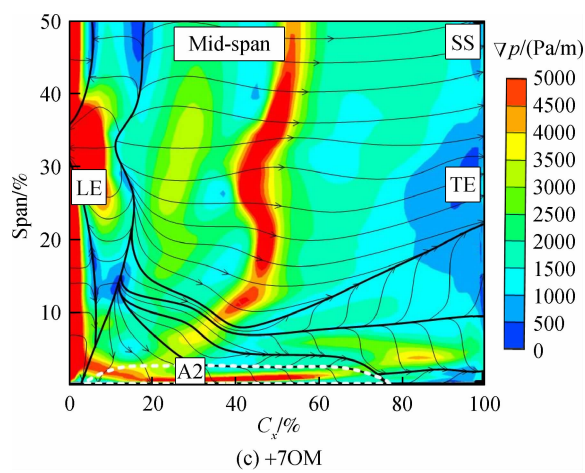


图 12 -1° 攻角下各造型在吸力面静压梯度云图
Fig. 12 Static pressure gradient contours on suction surface in different profilings at -1° incidence

图 13 为原型、 -1OM 造型与 $+7\text{OM}$ 造型在轮毂与 32% 叶高截面处叶片表面的静压系数分布对比图,其中静压系数定义为

$$\epsilon = (p - p_{\text{in}}) / p_v^* \quad (8)$$

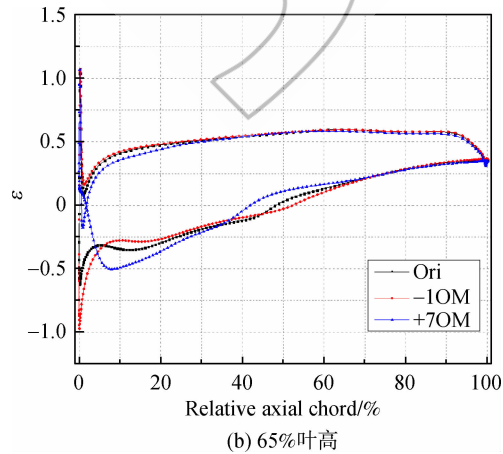
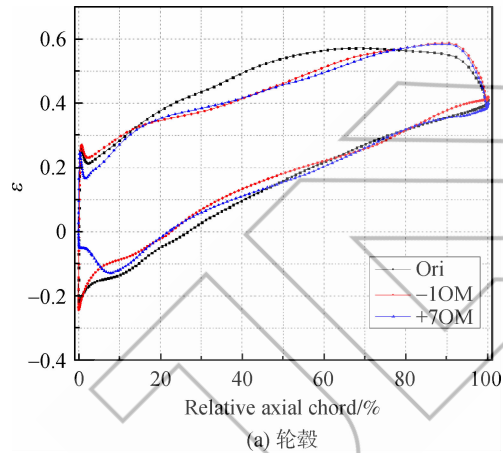


图 13 各造型在不同叶展处叶片表面静压分布
Fig. 13 Static pressure distribution of blade surface of different profilings at different blade spans

其中 ϵ 为静压系数, p 为观测位置的静压, p_{in} 、 p_v^* 代表 50% 叶高位置来流静压与动压。由图可知,在轮毂截面处, -1OM 造型在 $15\% \sim 85\%$ 轴向弦长处压力面静压均有不同程度的下降,而吸力面前 60% 轴向弦长静压有升高趋势。吸力面与压力面静压差减小,这促使沿周向迁移的二次流动能减弱,在角区的低能流体聚集减少; $+7\text{OM}$ 造型与 -1OM 造型在吸压力面静压变化总趋势类似。 32% 叶高截面处 ($+7\text{OM}$ 造型凸起最明显区域), $+7\text{OM}$ 造型前缘压力面静压小于吸力面静压,这表明 -1° 攻角来流时,在此处有绕流现象,压气机性能下降。

4.2 角区失速工况

由上述表 4 可知,在角区失速工况下 -1OM 造型总压损失降低了 2.0% ; $+7\text{OM}$ 造型总压损失降低了 3.2% ; 图 14 为两种优化模型与原型总压损失系数云图对比,结合表 4 分析可知: 当来流为 $+7^\circ$ 攻角时, -1OM 造型相比原型的高损失区减少并且核心区均明显弱化; $+7\text{OM}$ 造型相比原型的总损失区变化不显著,但其核心区显著弱化。表明在 $+7^\circ$ 攻角下, -1OM 造型与 $+7\text{OM}$ 造型都有控制流场的作用,但 $+7\text{OM}$ 造型比 -1OM 造型对流场改善作用更加显著。

图 15 为两种优化造型与原型极限流线图对比,在原型叶栅中,由于大攻角的作用,在前缘形成分离区,靠近前缘处可见明显的再附线,表征前缘分离区的结束。 -1OM 造型中,前缘再附线推迟,分离区增大;然而在 $+7\text{OM}$ 造型下,该再附线在 $60\% \sim 80\%$ 轴向弦长与 $0\% \sim 20\%$ 轴向弦长处再附线明显提前,甚至消失,这表明前缘突起结构可以缓解甚至消除大攻角带来的前缘分离结构。

图 16 为两种优化造型与原型叶栅吸力面静压梯度云图对比,图中静压梯度用 ∇p 表示。由图可知,在靠近叶根部位,其静压梯度变化与设计工况下的变化类似,均使得高静压梯度区域下移并增强,有效控制了低能流体在角区的堆积。

图 17 为优化前后轮毂与 32% 叶高截面叶片表面静压分布图。由图可知,在轮毂截面处,两种优化造型比原型前缘静压差都有不同程度的提升;在 32% 叶高上, $+7\text{OM}$ 造型吸力面靠近前缘部分,相比原型静压先升高,后下降,表明此处静压重新分布。

4.3 兼顾全工况性能的优化造型设计

通过上述 -1OM 、 $+7\text{OM}$ 与原型叶栅的对

比分析，-1OM 造型有利于提高设计点工况下压气机性能，对于角区失速工况其性能提升并不显著；同样，+7OM 造型更有利于提高角区失速工况下压气机性能，在设计点工况其性能反而下降，这表明-1OM 造型与+7OM 造型并不具有良好的工况适用性。由-1OM 造型与+7OM 造型对流场改善机理，通过控制吸力面上凹凸结构与最大宽度位置的变化，可以获得具有良好工况

适用性的优化造型。

为此，综上所述，做如下的结构设计：通过改变控制参数，去除吸力面上凹凸结构，取吸力面最大端壁融合的位置 $L_1=40\%$ 轴向弦长，取压力面最大端壁融合的位置 $L_2=50\%$ 轴向弦长，吸力面侧与压力面侧端壁融合厚度 $a=b=7.0\%$ 轴向弦长，得到造型 OM，其构造如图 18 所示。

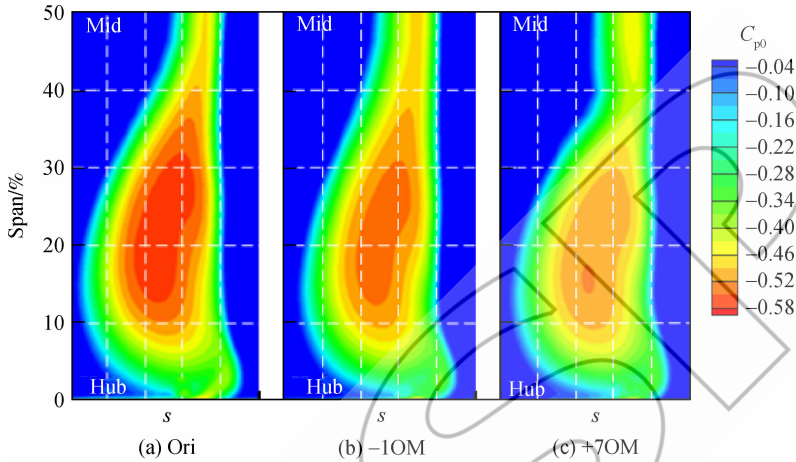


图 14 +7°攻角下各造型在尾缘下游 40% C_x 处总压损失云图

Fig. 14 Total pressure loss contours on different profilings on 40% C_x at the TE at +7° incidence angle

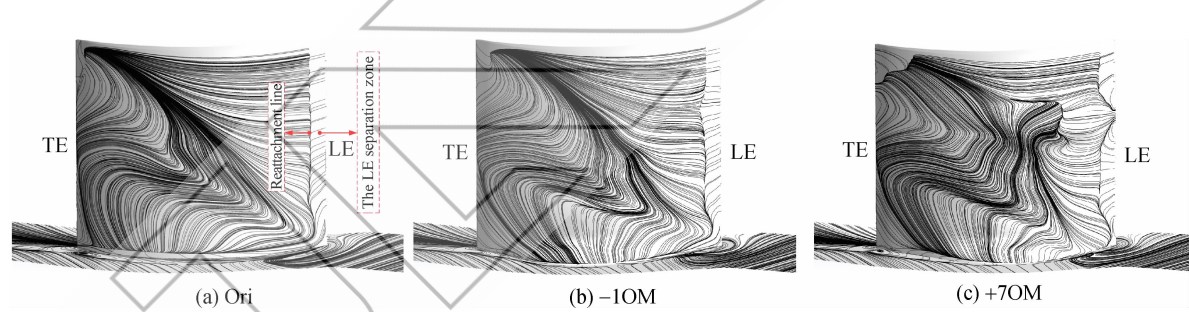
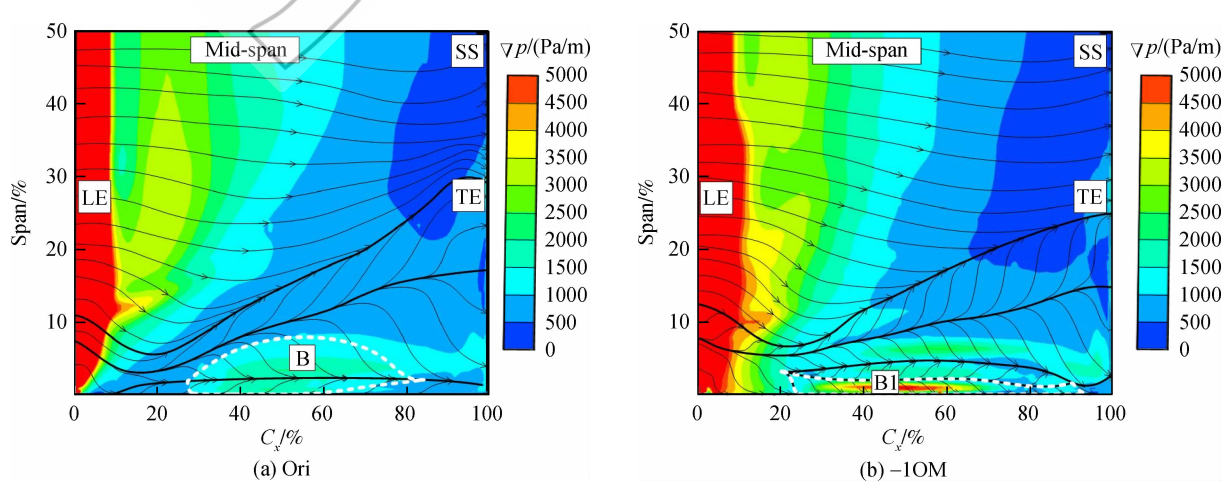


图 15 +7°攻角下各造型在吸力面处极限流线图

Fig. 15 Limiting streamlines on suction surface in different profilings at +7° incidence angle



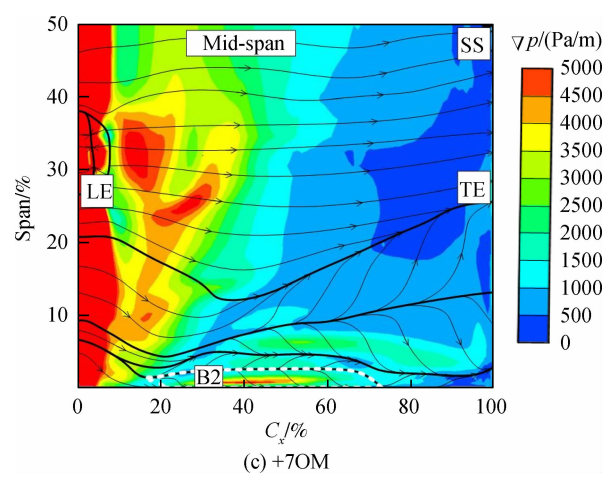


图 16 +7°攻角下各造型在吸力面静压梯度云图
Fig. 16 Static pressure gradient contours on suction surface in different profiling at +7° incidence angle

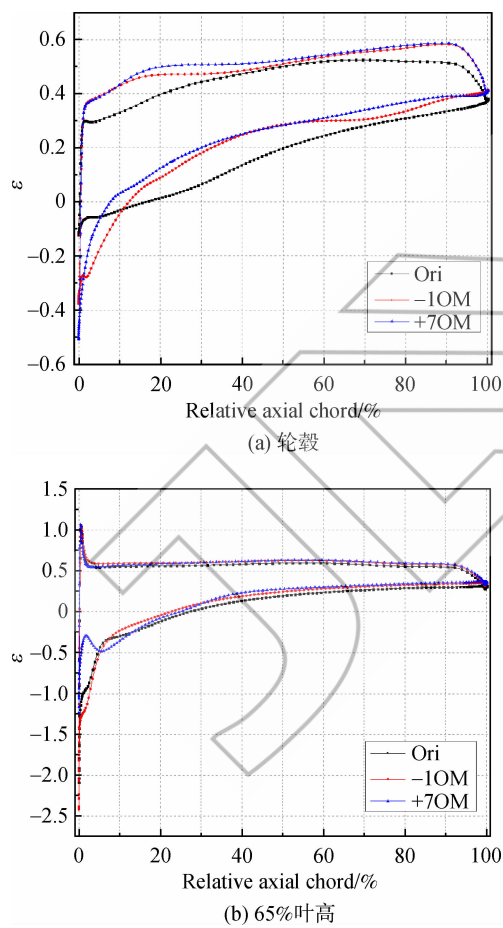


图 17 各造型在不同叶展处叶片表面静压分布
Fig. 17 Static pressure distribution of blade surface of different profilings at different blade spans

表 4 为 OM 造型在设计点工况与失速工况下总压损失的百分比。由表可知,在设计工况下 OM 造型总压损失降低了 0.21 %;在失速工况下造型总压损失降低了 2.7 %。

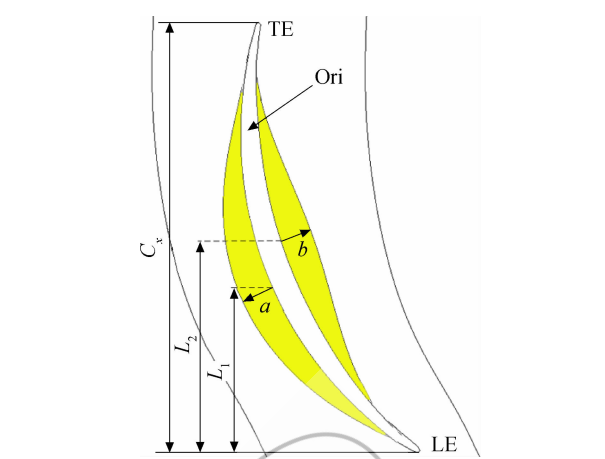
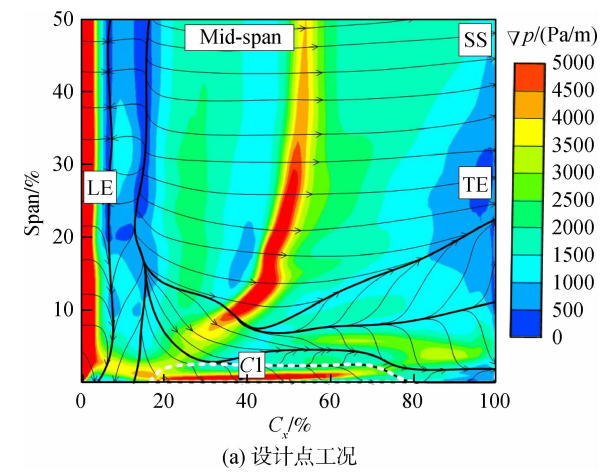


图 18 OM 造型在轮毂截面处几何图
Fig. 18 Geometry diagram of OM profiling at the hub section

表 4 OM 造型在尾缘下游 40% C_x 处总压损失百分比
Table 4 OM profiling percentage of total pressure loss at downstream of trailing edge of 40% C_x

造型	总压损失百分比/%	
	设计工况	失速工况
Ori	8.08	17.0
OM	7.87	14.3

图 19 为 OM 造型在设计点工况和近失速点工况吸力面静压梯度云图,结合图 12(a)与图 16(a)相对比:因吸力面上无有造型,所以吸力面上云图变化不显著,而在叶根处高静压梯度区域由 A 区转到 C1 区(15%~68%轴向弦长),由 B 区转到 C2 区(25%~65%轴向弦长),其中 C1 区位置介于 A1 与 B1 之间,在一定程度上对角区低能流体的作用也介于两者之间。C2 有类似的变化,其高静压梯度区域也介于 A2 与 B2 区域之间。这在一定程度上比+7OM 造型在角区对低



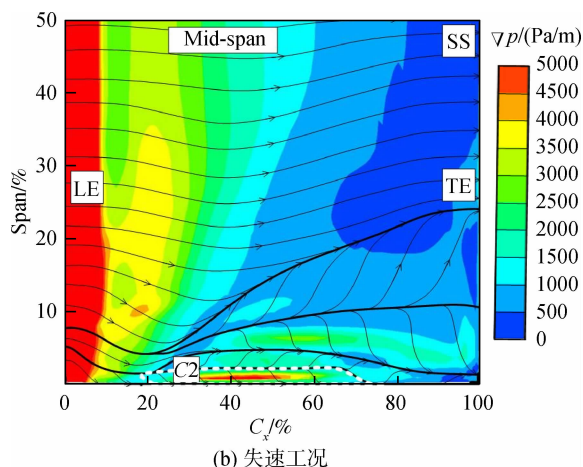


图 19 OM 造型在不同工况下吸力面静压云图

Fig. 19 Static pressure gradient contours on OM profiling at different conditions

能流体的作用增强,又比-10M 造型在前缘处对大攻角来流起到更好的缓冲作用。结合图 18 关于 OM 造型的几何特点,可知将压力面端壁融合位置选取适当,可以使得造型在多工况下损失均有大幅减小。

5 结 论

本文结合叶身/端壁融合技术与叶身三维造型技术,采用优化算法获得两种工况下的优化造型-10M 与+70M,研究了其对压气机气动性能与流场结构的影响机理,并着重探讨了影响优化造型多工况适用性的原因,主要结论如下:

1) 设计工况下,原型叶栅前缘分离不显著且角区分离发生在后半叶弦时,最大叶栅/端壁融合位置应靠近尾缘,该结构对角区的作用明显,通过改变角区的压力梯度分布,促使角区内低能流体堆积减少并向叶中转移;同时吸力面凹陷减小了其附面层厚度并提升其附面层内流体动能,推迟了第一分离区的出现。

2) 角区失速工况下,原型叶栅前缘分离显著且角区分离扩展至前缘附近时,最大叶栅/端壁融合位置应靠近前缘且吸力面前缘凸起,此时叶栅/端壁融合结构与吸力面凸起会共同促使前缘静压重新分布,前缘分离流体得以提前附着,极大地缓解前缘分离。

3) 根据设计点工况与失速点工况的优化造型,归纳其结构特点与流体控制机理,通过折衷设计两种优化造型方案,可获得具有良好工况适用性的优化造型,使其在多工况下均能明显控制叶栅分离并有效减小损失。

参考文献:

- [1] LIU Baojie, AN Guangfeng, YU Xianjun, et al. Experimental investigation of the effect of rotor tip gaps on 3D separating flows inside the stator of a highly loaded compressor stage[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 75:96-107.
- [2] FEI Teng, JI Lucheng, YI Weilin, et al. Investigation of the dihedral angle effect on the boundary layer development using special-shaped expansion pipes[R]. *ASME Paper* 2018-GT-76383, 2018.
- [3] TAYLOR J V, MILLER R J. Competing 3D mechanisms in compressor flows[R]. *ASME Paper* 2015-GT-43322, 2015.
- [4] LEI V M, SPAKOVSKY Z S, GREITZER E M. A criterion for axial compressor hub-corner stall[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(3):1-10.
- [5] 李相君, 楚武利, 张皓光. 高负荷轴流压气机叶栅二次流动与损失关联性探讨[J]. *推进技术*, 2014, 35(7):914-925. LI Xiangjun, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Investigation on relation between secondary flow and loss on a high loaded axial-flow compressor cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(7):914-925. (in Chinese)
- [6] DEBRUGE L L. The aerodynamic significance of fillet geometry in turbocompressor blade rows[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(4):984-993.
- [7] BAGSHAW D A, INGRAM G L, GREGORY-SMITH D G. The design of three-dimensional turbine blades combined with profiled endwalls[J]. *Power and Energy*, 2008, 222:93-102.
- [8] 彭学敏, 季路成, 伊卫林, 等. 高负荷压气机叶栅的叶身/端壁融合研究[J]. *工程热物理学报*, 2014, 35(2):242-246. PENG Xuemin, JI Lucheng, YI Weilin, et al. Study on blended blade and endwall technique applied to high-load compressor cascades[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, 35(2):242-246. (in Chinese)
- [9] SMITH L H, YEH H. Sweep and dihedral effect in axial-flow turbomachinery[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1963, 85(3):401-414.
- [10] BREUGELMANS F A H, CARELS Y, DEMUTH M. Influence of dihedral on the secondary flow in a two-dimensional compressor cascade[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(3):578-584.
- [11] SASAKI T, BREUGELMANS F. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3):454-463.
- [12] 季路成, 程荣辉, 邵卫卫, 等. 最大负荷设计之: 角区分离预测与控制[J]. *工程热物理学报*, 2007, 28(2):219-222. JI Lucheng, CHENG Ronghui, SHAO Weiwei, et al. Prediction and control of corner separation for in maximizing blade loading[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2007, 28(2):219-222. (in Chinese)
- [13] GÜMMER V, WENGER U, KAU H P. Using sweep and

dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2001,123(1):40-48.

[14] 季路成,伊卫林,田勇,等. 一种叶轮机叶片与端壁融合设计方法;CN201010623606. 2[P]. 2011-06-15.

[15] LI Jiabin,JI Lucheng,YI Weilin. The use of blended blade and end wall in compressor cascade[R]. ASME Paper 2018-GT-76048,2018.

[16] LI Jiabin,JI Lucheng,YI Weilin. Experimental and numerical investigation on the aerodynamic performance of a compressor cascade using blended blade and end wall[R]. ASME Paper 2017-GT-63879,2017.

[17] REUTTER O,POTTMANN S. H,HERGT A,et al. End-wall contouring and fillet design for reducing losses and homogenizing the outflow of a compressor cascade. [R]. ASME Paper 2014-GT-25277,2014.

[18] 李相君. 高负荷轴流压气机端区流动机制及被动控制[D]. 西安:西北工业大学,2018.

LI Xiangjun. The mechanism and passive control of end-wall flow in high-load axial flow compressors[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University,2018. (in Chinese)

(编辑:张 雪)