

DOI:10.16356/j.1005-2615.2025.04.007

## 离心压气机紧凑型扩压器改型设计及优化

徐一帆, 李传鹏, 冯 杰, 屠宝锋

(南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016)

**摘要:** 针对某离心压气机紧凑型通道扩压器, 提出一种一体式叶片扩压器设计和优化方法。将轮毂曲线由常规扩压器的“直线-圆弧-直线”的形式, 变为由 Beizer 曲线构造的“鼓包”形状, 从而在保持较小的扩压器径向直径的条件下, 减小轮毂转弯段的曲率, 抑制轮毂处气流分离。同时增大前缘半径以增加转静子之间径向间距, 将该扩压器叶片分为前、中、后 3 段进行优化参数探索, 最终选取 4 类参数对扩压器进行优化。通过数值模拟对比得: 优化后, 离心压气机设计点压比增加 1.84%, 设计点效率提升 2.5%, 喘振裕度增加 8.13%。

**关键词:** 离心压气机; 紧凑型扩压器; 扩压器改型设计; 效率优化; 优化设计

中图分类号: V23

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2025)04-0649-09

## Re-design and Optimization for a Compact Diffuser in Centrifugal Compressors

XU Yifan, LI Chuanpeng, FENG Jie, TU Baofeng

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** An integrated blade diffuser design and optimization method is developed for a compact channel diffuser of centrifugal compressors. The hub curve, originally in the form of a “straight-arc-straight” configuration as seen in conventional diffusers, is transformed into a “bulged” shape constructed one using Bezier curves. This modification reduces the curvature of the hub’s turning section, suppressing flow separation at the hub while maintaining a small radial diameter for the diffuser. Additionally, the leading-edge radius is increased to expand the radial clearance between the rotor and stator. The diffuser blades are divided into the front, the middle, and the rear sections for optimization parameter exploration. Four sets of parameters are selected for optimization. Numerical simulations reveal that after optimization, the centrifugal compressor’s pressure ratio at the design points increased by 1.84%, the efficiency is improved by 2.5%, and the surge margin is increased by 8.13%.

**Key words:** centrifugal compressor; compact diffuser; diffuser re-design; efficiency optimization; optimization design

离心式压气机因结构简单、加工成本低、单级压比高等特点, 成为微小型航空发动机的理想选择, 其扩压器一般由径向扩压器、转弯段与轴向扩压器构成<sup>[1]</sup>。通常, 离心叶轮出口气流为跨声速, 需要径向扩压器将高速气流尽快减速, 使气流动能

高效地转化为压力势能。因此, 需要有足够长的叶片通道。但这导致压气机直径较大, 气流在曲率较大的转弯段迅速转向并掺混, 易在靠近机匣处形成回流涡, 使得转弯段损失较大, 而叶片弯曲程度较大且长度较短的轴向扩压器也容易引起气流分

收稿日期: 2024-10-22; 修订日期: 2025-05-09

通信作者: 屠宝锋, 男, 副教授, E-mail: tubaofeng@nuaa.edu.cn。

**引用格式:** 徐一帆, 李传鹏, 冯杰, 等. 离心压气机紧凑型扩压器改型设计及优化[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2025, 57(4): 649-657. XU Yifan, LI Chuanpeng, FENG Jie, et al. Re-design and optimization for a compact diffuser in centrifugal compressors[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics (Natural Science Edition), 2025, 57(4): 649-657.

离<sup>[2]</sup>,造成扩压器损失。

近年,离心叶轮性能提升已接近极限。因此,提升扩压器部件性能、减小整体尺寸越发重要,也是现阶段国内外学者关注的重点。很多学者研发了一体式扩压器构型,如通道式扩压器(或管式扩压器)和一体式的叶片扩压器(或保型通道式扩压器)。王博等<sup>[3]</sup>对离心压气机管式扩压器的三维几何造型进行参数化设计,研究管式扩压器优化方法,提出了类椭圆进口的管式扩压器,并解释其提高压气机性能的机理。文献[4-6]提出的保型通道式扩压器方案,使用一体式的叶片替代常规分段扩压器叶片,通过计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)计算及实验证明,保型通道式扩压器的压力系数、总压恢复系数和静压比均高于常规扩压器。Burger<sup>[7]</sup>提出了一种与保形通道式扩压器类似的一体式叶片扩压器,改型了一种常规叶片扩压器,通过降低子午面转向的曲率,并对叶片进行优化,提高了离心压气机的压比和扩压器的总压恢复系数,虽然扩压器气流出口角增大较多,但经过整机实验验证,某微型发动机通过更换该扩压器增加了推力。

本文对某型离心压气机的紧凑型通道式扩压器进行改型设计并优化,改型为更容易进行参数优化的叶片式扩压器。并总结优化参数选取方法,通过优化设计方法提高该离心压气机效率。

## 1 扩压器改型设计方法

如图 1 所示,对于微小型涡喷发动机,扩压器出口半径  $R_4$  决定了整机直径,从而决定发动机迎风面积。跟常规离心压气机(图 1(a))相比,紧凑型离心压气机(图 1(b))采用通道式扩压器,即径向段与轴向段融为一体,径向长度极短。其中,  $R_{1s}$  为机匣进口半径,  $R_{1h}$  为轮毂进口半径。  $R_2$  与  $R_4$  的比值比常规更小,说明其扩压器更容易降低发动机迎风面积,同时降低结构重量。气流在减速增压的同时由径向转向轴向,扩压器空间利用率较高,但是由于转向半径较小,造成较大的气流分离损失。

根据众多学者的研究<sup>[8-10]</sup>,离心压气机叶轮出口与扩压器叶片前缘的径向间距对压气机性能有较大影响。较小的径向间距可以提高压气机效率和压比,但是由于转静子之间气流干涉作用较强,转静叶片在周期性气动力作用下可能会产生振动疲劳甚至断裂,影响发动机寿命。引入叶轮与扩压器的相对径向间距,即叶轮和扩压器径向间距与叶轮出口半径的比值

$$\xi = \frac{R_3 - R_2}{R_2} \quad (1)$$

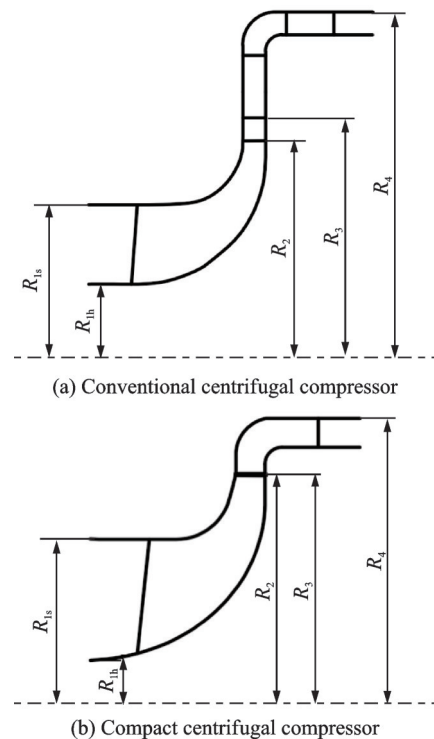


图 1 子午面特征半径

Fig.1 Meridional characteristic radius

经过调研,大部分常规构型离心压气机(图 1(a)) $\xi$ 为 0.03~0.16<sup>[11]</sup>。而紧凑型离心压气机(图 1(b)) $\xi$ 较低。这将导致其寿命较短,且通常损坏情况为扩压器叶片裂纹引起。

本研究以某款成熟的紧凑型涡喷发动机为对象,重点优化其一体式通道构型的扩压器。由于该扩压器占用直径较小且为单一零件,遂成为该款发动机的主要卖点之一,其进口与出口类似矩形,可能是为了便于刀具加工。它的轮毂与压力面、吸力面相融合<sup>[12-13]</sup>,通道的走向由叶轮出口方向直接过渡至轴向,在转向的同时进行扩张,转向曲率较大,气流极易分离。若直接在该构型基础上优化,涉及优化参数较多且约束较大。例如:若将通道曲率半径作为优化参数,易因相邻通道之间的干涉问题导致壁面零厚度或负厚度。

因此,优化扩压器采用的设计步骤与常规扩压器叶片相同,只是将径向段与轴向段相融合。首先通过 Bezier 曲线构造子午面流道形状,选取合适的叶片进出口角,通过 Bezier 曲线控制叶根与叶尖两个截面的中弧线以控制叶片走势,再定义叶根与叶尖两个截面的厚度分布构造出叶型,最后通过直纹面法构造叶片。

叶片扩压器将径向叶片与轴向叶片相融合,可以构造出一种类似于通道式的流道。与原扩压器相比,同样增加了空间利用率,但更利于选取优化参数,其参数变化范围的约束性也较小,这将大大

减小优化的难度和工作量。

出于增大扩压器相对径向间距 $\xi$ 以增加扩压器寿命的考虑,优化扩压器前缘相对原扩压器向后移动, $\xi$ 上调至 0.04。这将导致无叶区更长,叶片的减速增压效果降低。同时参考原扩压器通道面积变化规律,采用常规扩压器的子午面构型(图 2),会使得扩压器通道前段面积变化率较大。通过计算发现这会导致气流在轮毂面提前发生分离,导致流道堵塞、性能下降。图 2 中采用“鼓包”型设计的优化轮毂曲线,使得叶区径向减速段长度增加、通道转弯段面积变化率下降、轮毂曲率降低,且计算获得的压气机性能提升明显。

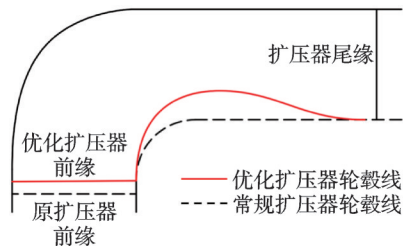


图 2 优化扩压器子午面流道设计  
Fig.2 Optimized meridional passage

2 扩压器计算与优化方法

2.1 计算方法

采用 ANSYS Turbogrid 划分结构化网格。离心压机叶轮为常规叶片形式,根据经验选取叶轮部分网格量为 40 万左右,网格结构如图 3 所示。而原型扩压器为非常规构型,为保证优化前后压气机性能的可对比性以及优化时网格划分的自动性,优化前后扩压器均采用 ANSYS Mesh 划分非结构化网格。最终选取扩压器部分为 68 万左右,网格结构如图 4 所示。

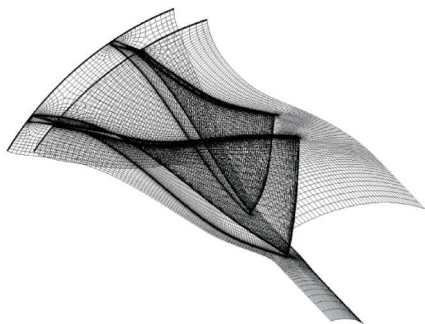


图 3 离心叶轮网格结构  
Fig.3 Impeller mesh

数值计算采用商用软件 ANSYS-CFX,及  $k-\epsilon$  湍流模型。进口给定总温 288.15 K、总压 101 325 Pa。出口给定静压条件。优化前后均采用相同的离心叶轮网格,叶轮转速采用设计转速,

叶轮和扩压器间的交界面传递方法采用混合面法,计算获得进出口流量误差小于 0.5%。

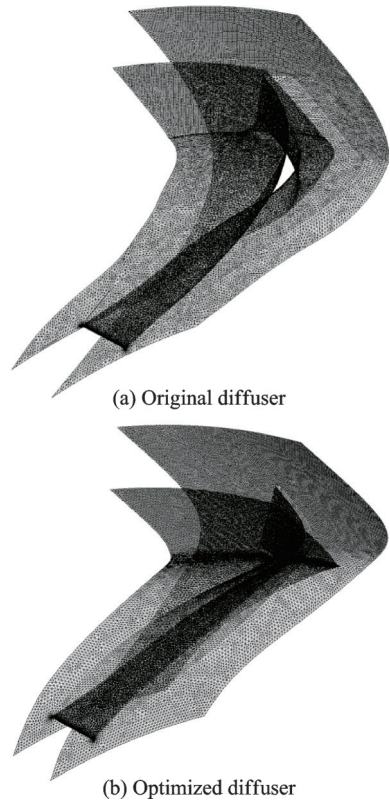


图 4 扩压器网格结构  
Fig.4 Diffuser mesh

2.2 参数化造型

扩压器流道曲线和叶片中弧线均由 Bezier 曲线构造。其中机匣曲线不参与优化,与原扩压器机匣形状保持一致;轮毂曲线由含中间 3 个控制点的 Bezier 曲线控制,如图 5 所示,3 个控制点的坐标即为扩压器子午面流道优化参数。

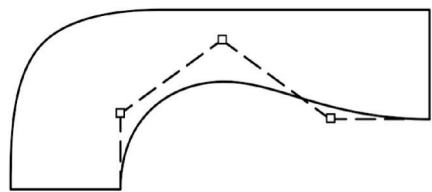


图 5 轮毂曲线控制点  
Fig.5 Control points of hub curve

扩压器叶片由叶根与叶尖两个截面的叶型作直纹面获得,叶型由中弧线分别向压力面与吸力面对称分布厚度获得。叶片厚度分布固定且满足结构和强度要求。因此,控制两个截面的中弧线即可控制叶片形状。中弧线由含前后 2 点与中间 3 个控制点的 Bezier 曲线构成。图 6 展示了叶根与叶尖两个截面的中弧线,其中横坐标  $\tau$  为该点的周向位置,  $m$  为无量纲化的子午面弧长坐标,可直接反映该截面经过展平后的叶片弯曲度。前缘点与后



缘点决定叶片前后缘周向位置;前缘点与第 1 个中间控制点决定叶片进口角;后缘点与第 3 个中间控制点决定叶片出口角,中间点决定叶片弯曲程度。叶根与叶尖两个截面的中弧线控制点坐标均可作为参数,通过直纹面法生成扩压器叶片。构造初始扩压器并命名为 DP0,如图 7 所示。

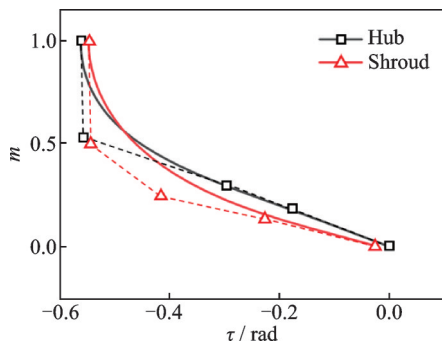


图 6 中弧线及其控制点

Fig.6 Control points of mean line

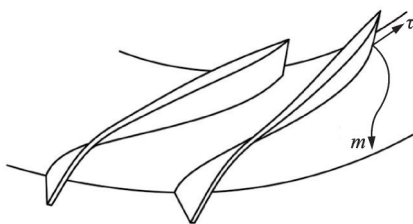


图 7 叶片生成

Fig.7 Blade generation

### 2.3 优化参数选择

相较于常规的压气机叶片设计,优化扩压器设计更需要考虑叶片构型对相邻叶片所构成的通道的影响。且由于扩压器设计参数较多且各参数相互耦合,为减少优化成本,需要将优化参数解耦并探索其对扩压器性能影响的程度。如图 8 所示,将扩压器流道分为 3 段:通过叶片前缘作平面 1 与相邻叶片吸力面垂直,平面 1 之前的流道区域,称为前段;在离叶片后缘约 30% 叶片弦长处作平面 2,

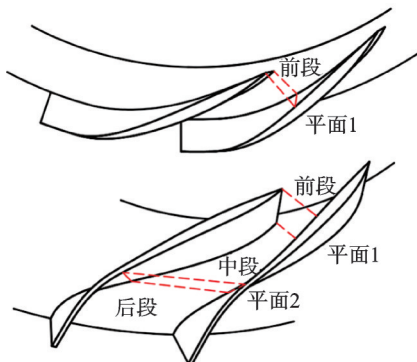


图 8 扩压器流道分段示意图

Fig.8 Diffuser passage segmentation

平面 1 与平面 2 之间的流道区域称为中段;平面 2 之后的流道区域称为后段。

经过尝试发现,对性能影响较大的参数主要分为 4 类:(1)子午面轮毂曲线弯曲程度及轮毂面最大直径;(2)前段通道形状(包括叶片前缘前掠程度及前段叶片中弧线变化规律);(3)中段通道形状(中段叶片中弧线变化规律);(4)后段通道形状(后段叶片中弧线变化规律及叶片出口角)。以下为针对初始扩压器 DP0,仅改变单类参数对扩压器性能影响的分析。

(1) 气流在由径向转为轴向的过程中,由于自身惯性作用,会有向机匣堆积的趋势,导致轮毂面对气流的约束力较小;而轮毂线的曲率影响其约束力,较大的曲率将更容易造成轮毂处的分离。保持叶片构造参数不变,采用不同的轮毂曲线对扩压器进行设计,如图 9 所示,1、2、3 分别代表 3 种特征较为明显的轮毂曲线。轮毂线 1 曲率最小,轮毂线 3 曲率最大。定义轮毂半径最大点与机匣的距离为子午面喉部高度  $h$ ,三者高度分别为出口高度  $H$  的 0.63、0.73、0.84。通过设计点计算获得图 10 所示

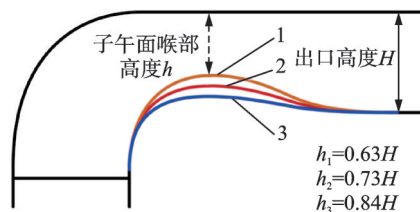


图 9 不同曲率的轮毂线

Fig.9 Hub curves with different curvatures

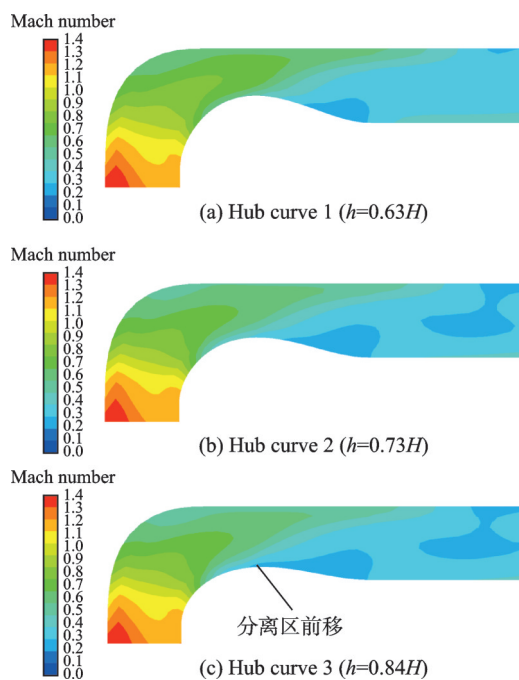


图 10 不同轮毂线子午面设计点平均马赫数云图

Fig.10 Meridional average Mach number contour maps at design points for different hub lines

子午面平均马赫数云图。可以发现,轮毂曲率越大,靠近轮毂的低速区越靠前。说明其分离点越靠前。曲率最大的轮毂线3设计点效率、压比均不如其他两者。轮毂线1计算获得的出口速度较大,因为尾部的面积变化率较大,气流减速不充分。综上,子午面喉部高度 $h$ 或存在一最佳值,使轮毂处气流分离得到抑制,且气流在后段可以得到充分减速。

(2) 由于离心叶轮转速较高,叶轮出口绝对马赫数较大,该扩压器进口最高马赫数约为1.3,扩压器叶片前缘处必定会产生激波。因此,采用合适的叶片进口角、前段叶片中弧线变化率、前缘形状至关重要。图11展示了不同的叶片进口角和前段中弧线变化率。图12为其特性线计算结果,其中压

比、流量、等熵效率均由原型设计点进行量纲为一化处理。DP0为初始设计;DP1在DP0基础上叶片进口角减小了 $3^\circ$ ;DP2在DP0基础上,叶片进口角增加了 $3^\circ$ 。改变前段叶片中弧线弯曲度以保证后部分叶片走势相同,其中图11为对比仅展示前段叶片中弧线。从特性线计算结果看,前段叶片变化对扩压器整体性能影响较大。随着叶片进口角的增大,特性线向左上方偏移,且喘振裕度逐渐提高。DP2特性线趋势较好,但流量较小。对比3种设计点进口气流角,DP2叶片进口角与气流角重合度较高,DP0迎角为 $3^\circ$ 左右,DP1迎角为 $5^\circ$ 左右,迎角越高,其流量越大,但喘振裕度越小。

图13展示了前缘叶尖相对叶根采用不同的周向角度差(保持相同前缘点半径)所构造的叶片,三者皆使用相同中弧线分布。为简化表达,描述三者前缘形状为叶尖前掠、前缘垂直、叶尖后掠。图14为前缘半径柱面、0.9叶高截面处的马赫数云图。最大马赫数位于叶尖前缘吸力面和主流区靠近机匣处。可以看出,随着叶尖从前掠向后掠变化时,叶尖前缘吸力面马赫数增加,从整体上看马赫数明显增加,激波强度更强,且叶尖前掠相比叶尖后掠设计点效率增加0.2%,说明采用叶尖前掠可一定程度上减弱进口处激波,获得较小收益。推测其原因与飞机机翼的后掠类似,倾斜的叶片前缘可以将来流分为前缘切向分量和法向分量,而扩压器进口马赫数随着叶高方向逐渐增大,前倾的前缘相比于后倾的前缘切向分量更大,从而可以降低激波强度,减少气流损失<sup>[14-15]</sup>。

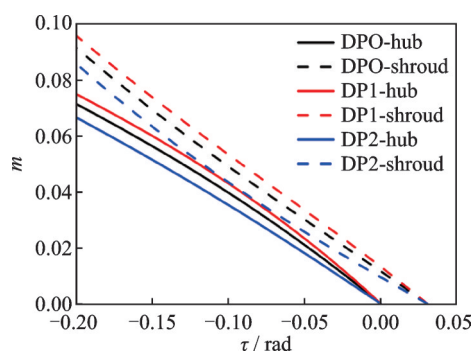
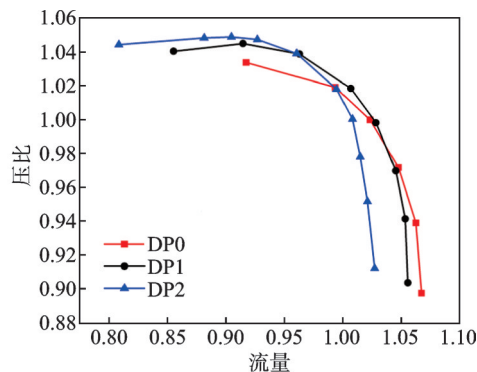
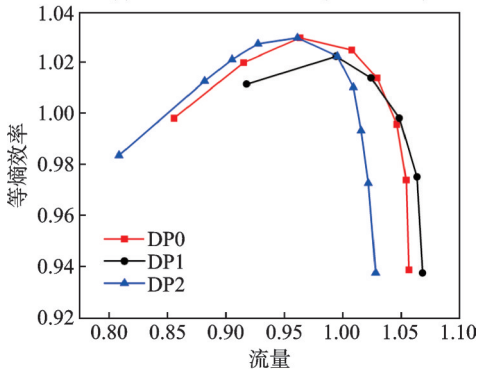


图11 不同前段叶片中弧线分布

Fig.11 Different front-section mean lines



(a) Pressure ratio curves (normalized)



(b) Isentropic efficiency curves (normalized)

图12 不同前段叶片中弧线分布特性线

Fig.12 Non-dimensionalized performance curves of different front-section mean lines

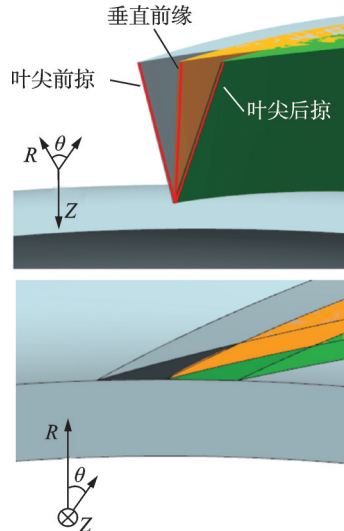


图13 3种前缘叶尖叶根周向角度差(前缘点半径一致)

Fig.13 Three kinds of blades with different leading-edge circumferential angle differences and the same leading-edge point radius

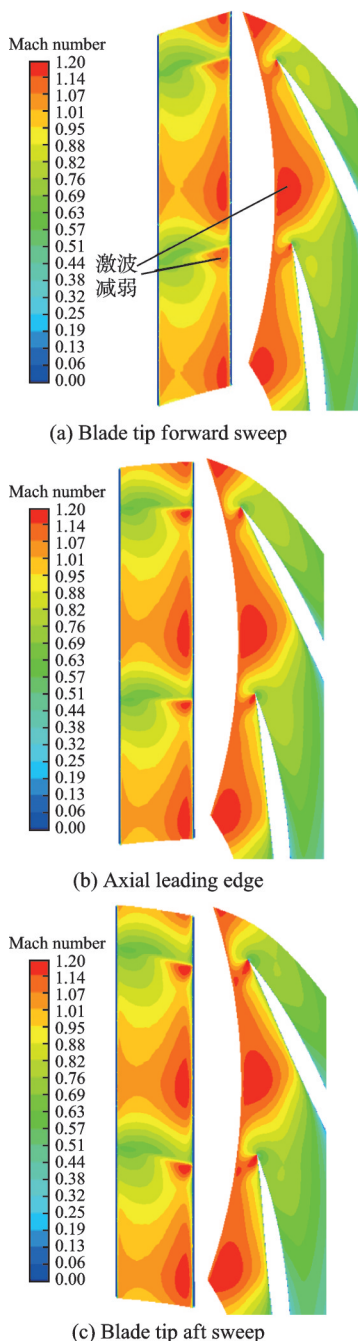


图 14 前缘半径柱面、0.9 叶高截面处的设计点马赫数云图  
Fig.14 Mach number contour maps at the design point on the leading-edge radius cylindrical surface and 0.9 blade height

(3) 叶片中段构造对扩压器性能也产生极其关键的影响。由于气流刚通过激波减速,其速度依然较大,且中段转弯半径较大,合适的通道扩张度对其极为重要。图 15 展示了采用不同中段叶片中弧线分布所构造的叶片及其设计点流线图。其中 DP3 在 DP0 基础上增大中段通道扩张度,表现为叶片更短且弯曲度更大,DP4 在 DP0 基础上减小中段通道扩张,表现为叶片更长且弯曲度更小。特性线计算结果表明 DP3 与 DP0 设计点性能相似,但喘振裕度较小;DP4 喘振裕度较大,但是流量明

显下降。综合图 15 流线图分析,DP3 喘振裕度下降的原因可能为通道扩张度较大,在高逆压力梯度下相比于 DP0 其叶片吸力面更容易发生分离。如图 15(a,b) 所示,DP3 叶尖吸力面处流线出现波动,脱离叶片表面向后形成涡流。DP0 有轻微波动但并未向下游发展为涡流,图 15(c) 中 DP4 吸力面分离控制较好,但是由于通道扩张度较小,喉部从前缘压力面延后至中段通道内,减小了扩压器的喉部面积,导致扩压器整体流量下降。并且气流经过激波后速度依然较高,不利于后期及时减速。从出口的马赫数分布可以看出主流区更集中,说明出口气流掺混度较差。

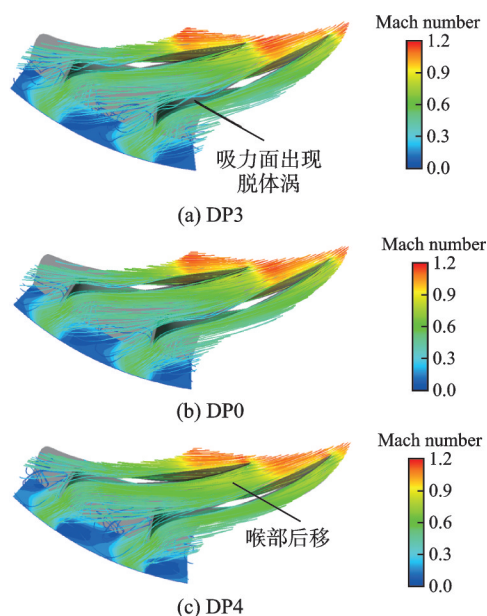


图 15 不同中段通道扩张度叶片设计点流线图  
Fig.15 Streamlines at the design point for blades with different mid-section passage expansion rates

(4) 相比于前 3 类参数,叶片出口角度和后段叶片中弧线分布对扩压器整体性能参数影响相对较小,但是对气流出口角和出口马赫数影响较大。这关系到发动机下游部件(如燃烧室)的性能,所以优化目标与原扩压器保持一致,且出口马赫数应尽量相同。通过对不同后段通道形状的研究,探索出如下规律:较小的出口角度和较缓的叶片弯曲度可以降低出口角度和出口马赫数。

## 2.4 优化方法

选取上述 4 类参数分别对应的 Bezier 曲线控制点坐标,参数范围为初始值上下的 5%~10%。采用拉丁超立方(Latin hypercube sampling, LHS)实验设计方法(Design of experiments, DOE)以保证抽样结果全面性和均匀性。对各参数采样组合,分别进行建模并通过数值计算获得结果。计算时先计算低出口静压工况。再由其计算结果作为初



始流场,增大出口静压至设计点再进行计算,获得压气机设计点参数。以设计点效率达到最高作为优化目标,将流量、压比作为限制(流量与原型相近,压比增加 1.8%),建立目标函数为

$$F=c_1\eta+c_2\left(1-\frac{|\dot{m}-\dot{m}_{obj}|}{\dot{m}_{obj}}\right)+c_3\left(1-\frac{|\pi-\pi_{obj}|}{\pi_{obj}}\right)$$

(2)

式中: $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 为设计点效率、流量、压比的权重系数(初始值都为 1,通过多次计算后根据经验修改为 4、2、1); $\eta$ 为设计点效率; $\dot{m}$ 为设计点流量; $\dot{m}_{obj}$ 为目标流量; $\pi$ 为设计点压比; $\pi_{obj}$ 为目标压比。使用径向基函数(Radial basis function, RBF)方法建立各参数与目标函数间的代理模型并进行寻优<sup>[16-18]</sup>,得到最优解,再通过对优化结果进行特性线计算,验证其优化效果。

3 扩压器优化结果

图 16 给出了优化前后扩压器几何对比(单通道),其中  $R_2$ 、 $R_4$  保持不变,  $\xi$  由原始的 0.01 上调至 0.04。图 17 给出了优化扩压器前后的压气机特性线。表 1 对比了优化前后的压气机各性能参数,其中数据由原型设计点参数进行无量纲化处理。相对于原型压气机,采用优化扩压器的压气机特性线整体向右上方移动,设计点流量增加 0.69%,设计点压比增加 1.84%,设计点效率提升约 2.5%,喘振裕度增加 8.13%。设计点效率提升较高。喘振裕度虽然没有作为优化目标,但依然成为了该扩压器的优化收益,可见采用优化扩压器对压气机性能提升效果显著。

图 18 对比了优化前后扩压器的流线图。可以看出,优化后的进口段激波前马赫数降低,且最高马赫数主要集中在叶尖处,不同于原型的全叶高进口马赫数都超过 1.1。这说明优化扩压器激波强度较低,激波损失较低。扩压器气流分离点都为吸力面的叶根处,也是壁面曲率最大处,但优化扩压器

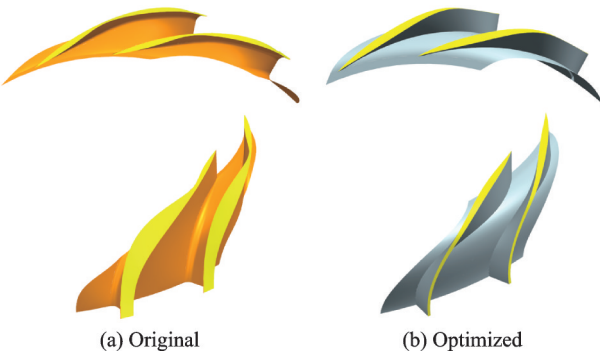


图 16 优化前后扩压器几何对比  
Fig.16 Diffuser before and after optimization

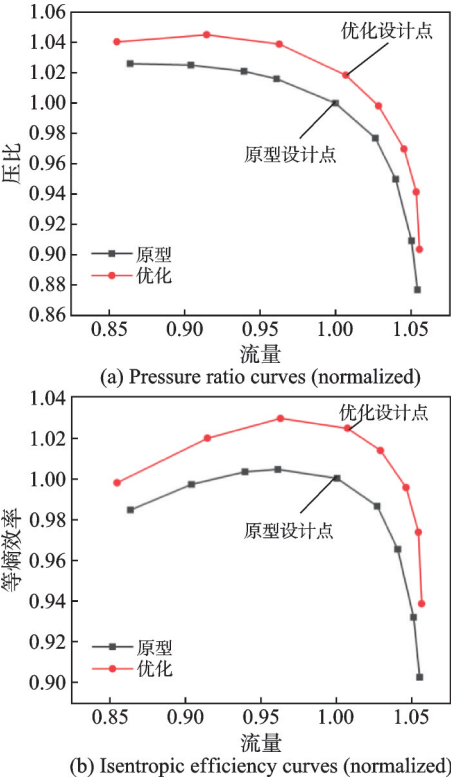


图 17 优化前后压气机特性线对比  
Fig.17 Non-dimensionalized performance curves before and after optimization

表 1 优化前后压气机量纲为一化性能参数对比  
Table 1 Non-dimensionalized performance parameters before and after optimization

| 模型 | 设计点<br>流量/% | 设计点<br>压比/% | 设计点<br>效率/% | 喘振裕度  | 扩压器总压<br>恢复系数 |
|----|-------------|-------------|-------------|-------|---------------|
| 原型 | —           | —           | —           | 0.188 | 0.901         |
| 优化 | 100.7       | 101.8       | 102.5       | 0.203 | 0.909         |

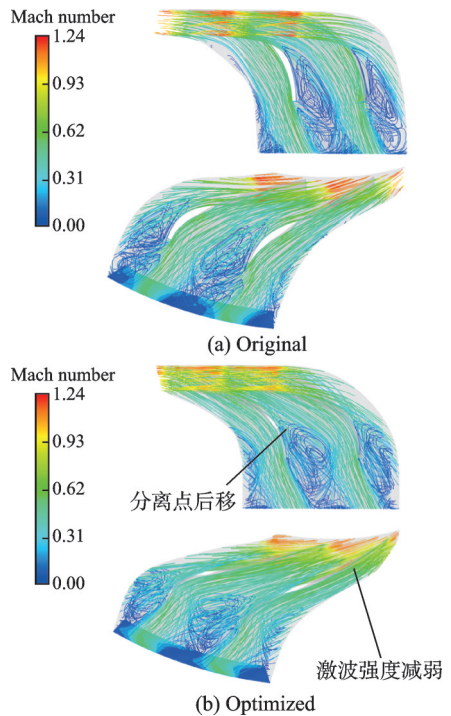


图 18 优化前后扩压器流线图对比  
Fig.18 Streamlines of the diffuser before and after optimization

分离发生点相比原型更靠后。这说明优化扩压器对流动控制更好。优化前后扩压器气出口角度相似(优化前  $27.4^\circ$ , 优化后  $26.6^\circ$ ), 优化前后出口平均马赫数分别为 0.40 和 0.38, 且出口处马赫数分布相似(图 18)。

## 4 结 论

针对某型离心压气机一体式通道扩压器, 在保持较小的扩压器径向尺寸、增加相对径向间距  $\xi$  的条件下, 提出一种一体式叶片扩压器设计和优化方法。采用特殊的轮毂线造型, 将扩压器分为前、中、后 3 段, 对其主要设计参数进行规律性探索, 并总结以下优化方向:

(1) 在该型扩压器径向段较小的情况下, 将轮毂曲线优直线-圆弧-直线的形式, 变为由 Beizer 曲线构造的“鼓包”形状, 可减小轮毂转弯段的曲率, 或存在一最佳的子午面喉部高度  $h$ , 使轮毂处气流分离得到抑制, 且气流在后段可以得到充分减速。

(2) 前段叶片构造对压气机整体的流量影响较大, 叶片前缘需采用合适的迎角, 迎角过小导致流量较低, 迎角过大会造成压气机稳定裕度不足; 前缘采用叶尖前掠的形式可以降低进口激波强度, 减少激波造成的损失。

(3) 中段叶片构成的通道扩张度存在一最佳值, 扩张度直观的表现形式为叶片中段的弯曲程度和叶片的长度, 较小的扩张度会影响喉部面积, 造成喉部向下游移动, 从而减少扩压器流量, 较大的扩张度容易造成扩压器叶片吸力面提前分离并向下游发展成为涡流, 降低压气机的稳定裕度。

(4) 后段叶片分布由下游部件的需求决定, 其构造对扩压器整体性能影响较小, 但对出口气流角和出口马赫数影响较大, 较小的出口气流角和较缓的叶片弯曲度可以降低出口气流角和出口马赫数。

选取上述设计 4 类参数对扩压器进行优化, 通过数值计算, 最终将该离心压气机设计点压比增加 1.84%, 设计点效率提升 2.5%, 喘振裕度增加 8.13%。相比于原型的一体式通道扩压器, 采用优化的一体式叶片扩压器可以在保证结构紧凑的同时拥有更高的效率和喘振裕度。

## 参考文献:

[1] 崔伟伟, 杜建一, 徐建中. 离心压气机的叶片扩压器设计及流场分析[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(2): 259-262.  
CUI Weiwei, DU Jianyi, XU Jianzhong. Design and flow field analysis on vaned diffuser in centrifugal com-

pressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(2): 259-262.  
[2] 雷凡, 据亚平, 张楚华. 轴向及径向扩压器对小型高速离心风机气动性能的影响研究[J]. 风机技术, 2019, 61(4): 14-18.  
LEI Fan, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Aerodynamic design and analysis of a compact high-speed centrifugal fan for home appliances[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2019, 61(4): 14-18.  
[3] 王博, 严明. 离心压气机管式扩压器设计与计算分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(6): 1303-1311.  
WANG Bo, YAN Ming. Design and numerical simulation of pipe diffuser in centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(6): 1303-1311.  
[4] 陈杰. 跨声速微型斜流压气机设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.  
CHEN Jie. Study on design method of transonic micro diagonal compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.  
[5] 宣建光, 康剑雄, 陈杰, 等. 保形通道式扩压器在微型涡喷发动机中的应用[J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(6): 710-716.  
XUAN Jianguang, KANG Jianxiong, CHEN Jie, et al. Application of consecutive passage diffuser in micro-turbojet engine[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010, 42(6): 710-716.  
[6] 宛何. 紧凑高效扩压器设计技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.  
WAN He. Research on design technology of compact and efficient diffuser[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016.  
[7] BURGER C. Design procedure of a compact cross-over diffuser for micro gas turbine application[D]. Stellenbosch, South Africa: Stellenbosch University, 2016.  
[8] 柳阳威, 刘宝杰. 离心叶轮和扩压器相互作用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12): 2695-2702.  
LIU Yangwei, LIU Baojie. Numerical investigation of impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(12): 2695-2702.  
[9] 戴子昊, 葛宁. 径向间隙对离心压气机性能影响的数值研究[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(1): 53-55, 80.  
DAI Zihao, GE Ning. Numerical study on effect of radial clearance on performance of centrifugal compressor[J]. Machine Building & Automation, 2022, 51(1): 53-55, 80.  
[10] ZIEGLER K U, GALLUS H E, NIEHUIS R. A



- study on impeller-diffuser interaction: Part I: Influence on the performance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1): 173-182.
- [11] CASEY M, ROBINSON C. Radial flow turbocompressors[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2021.
- [12] HAN G, YANG C W, WU S X, et al. The investigation of mechanisms on pipe diffuser leading edge vortex generation and development in centrifugal compressor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 219: 119606.
- [13] 韩戈, 龚建波, 郭磊, 等. 一种叶片与机匣和轮毂相融合的离心压气机扩压器结构: CN108386389A [P]. 2018-08-10.
- [14] 李子良, 韩戈, 朱俊强, 等. 掠型设计调控跨声速离心压气机内部流动机理[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(4): 826-835.
- LI Ziliang, HAN Ge, ZHU Junqiang, et al. Mechanism of swept controlling internal flow of transonic centrifugal compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(4): 826-835.
- [15] 王振. 叶轮后缘掠与扩压器前缘掠对离心压气机性能影响[D]. 大连: 大连交通大学, 2023.
- WANG Zhen. Influence of impeller trailing edge sweep and diffuser leading edge sweep on centrifugal compressor performance[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2023.
- [16] WU Y F, LI Q K, YUAN H, et al. Performance improvement of a high loading centrifugal compressor with vaned diffuser by hub contour optimization[J]. *Aerospace*, 2024, 11(4): 246.
- [17] EKRADI K, MADADI A. Performance improvement of a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blade by three-dimensional optimization[J]. *Energy*, 2020, 201: 117582.
- [18] 张人会, 俞帅年, 郑直, 等. 基于NSGA-II算法及RBF代理模型的两级液环压缩机叶片型线耦合优化分析[J/OL]. *西华大学学报(自然科学版)*: 1-10 (2024-06-21). <http://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?filename=SCGX20240619001&dbname=CJFD&dbcode=CJFQ>.
- ZHANG Renhui, YU Shuainian, ZHENG Zhi, et al. Coupling optimization analysis of blade profile of two-stage liquid ring compressor based on NSGA-II algorithm and RBF proxy model[J/OL]. *China Industrial Economics*: 1-10 (2024-06-21). <http://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?filename=SCGX20240619001&dbname=CJFD&dbcode=CJFQ>.

(编辑:张蓓)