

级环境下离心压气机扩压器叶片气动优化设计

张朝磊, 邓清华, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 在级环境下采用人工神经网络和遗传算法在对设计工况下的离心压气机扩压器叶片型线进行了优化, 并采用数值方法对优化前、后离心压气机级的气动性能进行了对比分析. 结果表明: 在设计工况下, 优化后的叶片扩压器静压恢复系数提高了 11.7%, 总压损失系数减少了 21.12%, 离心压气机级绝热等熵效率提高 1.64%, 达到了 86.01%; 非设计工况下离心压气机的气动性能也有显著改善; 优化后离心压气机级在设计转速下喘振裕度有所提高, 阻塞裕度略有降低.

关键词: 离心压气机; 叶片扩压器; 气动优化; 人工神经网络; 遗传算法

中图分类号: TK474.8 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)11-0032-05

Aerodynamic Optimization Design of Vaned Diffuser for Centrifugal Compressor under Stage Environment

ZHANG Chaolei, DENG Qinghua, FENG Zhenping

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

Abstract: The vaned diffuser profile designed preliminarily has been optimized using artificial neural network and genetic algorithm under stage environment to improve the aerodynamic performance at the design operation condition. The aerodynamic performance of the stage composed of the vaned diffuser optimized and the original impeller at the design and off-design operation conditions is predicted using the numerical method. The results show that the static pressure recovery coefficient of the vaned diffuser and the isentropic efficiency of the stage was increased by 11.7% and 1.64%, respectively. The total pressure loss coefficient of the vaned diffuser was decreased by 21.12%, and the isentropic efficiency of the stage was 86.1% at the design operation condition. Moreover, the aerodynamic performances of the stage at the off-design operation conditions was improved significantly. In addition, the surge margin of the stage was increased, and the choke margin was decreased slightly.

Keywords: centrifugal compressor; vaned diffuser; aerodynamic optimization; artificial neural network; genetic algorithm

离心压气机叶片扩压器内的流动是复杂的三维黏性流动. 研究表明, 离心压气机中扩压器的流动损失约占离心压气机级损失的 30%, 同时扩压器的气动性能对离心压气机的效率、压比和稳定运行工况范围有着重要影响^[1-3]. 因此, 优化离心压气机叶片扩压器, 对提高离心压气机的气动性能具有重要意义.

叶片扩压器内部的流动损失, 除了来自叶片扩压器本身的损失之外, 主要来自于离心叶轮出口高度不均匀的流场在扩压器内部的掺混, 以及叶轮与叶片扩压器之间的非定常相互作用^[4-6]. 为保证优化后的叶片扩压器与叶轮之间的相互匹配, 在优化过程中需要考虑叶轮与叶片扩压器之间的相互影响. 因此, 先前的研究人员在优化叶片扩压器的过程中

均包括了叶轮,然而为了简化网格生成、减少计算网格数量、缩短优化时间,在优化过程中往往忽略叶轮顶部间隙.实际上,叶轮顶部间隙造成叶轮出口速度分布不均匀是叶轮与叶片扩压器之间的相互影响.因此,为了考虑叶轮顶部间隙对叶轮内部和叶轮出口流场的影响,以及叶轮与叶片扩压器之间的相互匹配,得到与叶轮相匹配的叶片扩压器,在优化过程中应该考虑叶轮顶部间隙.近些年来,国内外学者对叶片扩压器的优化设计进行了大量研究^[7-10].各种近似模型方法,如响应面方法、Kriging 模型方法、人工神经网络方法等等,由于其模型建立简便,可取代优化设计过程中的高精度数值计算,从而显著降低设计成本,因此得到了研究者们的关注^[7,11-14].

本文采用人工神经网络和遗传算法,在考虑叶轮顶部间隙的条件下对某离心压气机扩压器的叶片型线在设计工况下进行了优化设计.优化在级环境下进行,即计算区域包括叶轮与叶片扩压器两部分,在优化过程中,叶轮的几何参数保持不变.优化后采用数值方法对比分析了优化前、后离心压气机总体和叶片扩压器的气动性能,结果表明,设计工况和非设计工况的气动性能均有较大改善.

1 数值分析与优化方法

1.1 数值分析方法

优化设计采用 FINE™/Design3D 商用软件包进行,三维黏性流动数值分析采用 FINE™/Turbo 商用软件包进行.控制方程为三维 Reynolds 时均 Navier-Stokes 方程,紊流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程紊流模型.控制方程采用中心差分格式离散,采用四阶龙格-库塔时间推进法求解,并结合当时时间步长、隐式残差光滑技术和多重网格法加速收敛.

优化的压气机子午流道如图 1a 所示,其中叶轮为开式叶轮,采用了长、短叶片结构形式,长、短叶片数为 13、13,短叶片前缘起始位置位于长叶片子午长度的 22.5%处,叶轮顶部间隙从进口到出口保持为 0.2 mm.叶轮转速为 32 000 r/min.叶片扩压器的叶片为直叶片,叶片数为 23.叶轮和叶片扩压器详细的基本几何尺寸见表 1.优化过程中数值计算区域包括叶轮和叶片扩压器两部分,其中进口位于叶轮长叶片前缘前轴向 90 mm 处,而出口位于叶片扩压器叶片尾缘下游径向 70 mm 处.叶轮和叶片扩压器计算网格采用 AutoGrid5 默认网格拓扑结构,优化过程中网格节点总数为 474 995,网格示意图见

图 1b.

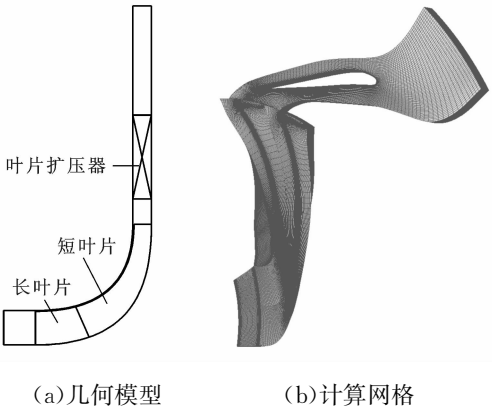


图 1 叶轮和叶片扩压器的几何模型与计算网格

表 1 叶轮与叶片扩压器的基本尺寸

参数	数值
叶轮进口盖侧直径/mm	237
叶轮进口盘侧直径/mm	196
叶轮出口直径/mm	340
叶轮出口宽度/mm	8.5
叶轮长、短叶片数	13、13
叶轮顶部间隙/mm	0.2
叶轮转速/ $r \cdot \min^{-1}$	32 000
叶片扩压器进口直径/mm	370
叶片扩压器出口直径/mm	470
叶片扩压器叶片高度/mm	8.5
叶片扩压器叶片数	23

优化在设计工况下进行,边界条件如下:进口给定总压 354.64 kPa、总温 432.435 K,进口气流方向根据进口预旋给定;出口给定质量流量 5.3 kg/s.固体壁面采用绝热、无滑移边界条件.

1.2 参数化及优化方法

1.2.1 参数化方法 扩压器叶型参数化采用 AutoBlade 软件包进行,参数化方法采用叶型中弧线+半厚度方式,半厚度分布采用了非对称分布形式,即吸力面和压力面半厚度分别给定.叶型中弧线、压力面和吸力面半厚度分布均采用 8 个控制点的 Bezier 曲线形式.为了更好地适应初始几何型线和控制叶型变化,控制点的分布采用非均布形式,在叶型前缘与后缘适当加密,前缘控制点延伸因子为 1.35,后缘控制点延伸因子为 1.25,控制点具体分布见图 2.为了保证扩压器叶片保持直叶片形式,优化过程中取一个基本截面,另外为了满足网格生成需要,添加 2 个参数化截面,优化过程中,参数化截面上的几何型线与基本截面上的是一致的.

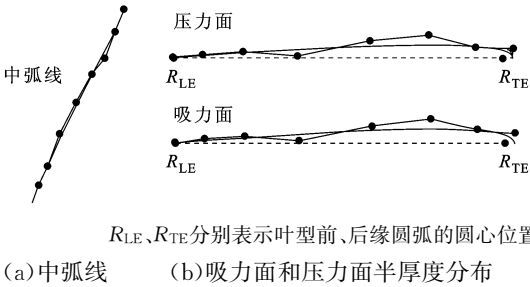


图 2 叶型参数化方法

为了保证叶片强度和减少自由变量数目,数据库样本生成和优化过程中固定盘、盖型线以及压力面和吸力面半厚度分布,取中弧线的 8 个控制点的角度坐标为自由变量. 由于中弧线控制点的横坐标在优化过程中保持不变,最终自由变量总数为 8 个.

1.2.2 设计目标及优化方法 优化目标为保持设计质量流量不变的条件下,级绝热等熵效率最高,同时保证级总总压比不降. 具体目标函数通过罚函数构造如下

$$p = \sum_{i=1}^3 p_i = W_1 \left(\frac{Q_{m,imp} - Q_m}{Q_{m,ref}} \right)^2 + W_2 \left(\frac{\pi_{t,imp} - \pi_t}{\pi_{t,ref}} \right)^2 + W_3 (1 - \eta_{is})^2$$

式中: W_1 、 W_2 和 W_3 分别为质量流量、总总压比和级等熵效率的加权因子; $Q_{m,ref}$ 和 $Q_{m,imp}$ 分别为参考和设定质量流量,优化过程中给定设计流量; π_t 为叶片扩压器出口与叶轮进口总压之比, $\pi_{t,ref}$ 和 $\pi_{t,imp}$ 分别为参考总压压比和设定总压压比.

数据库样本生成和优化分别使用 Design3D 中的数据库生成及优化设计模块进行,通过给定控制参数变化范围和样本数以及优化过程中的初始种群大小、优化代数和总体优化迭代次数进行优化. 本文优化过程中用于训练人工神经网络的样本数为 40,优化过程中初始种群大小为 50,优化代数数为 100,总体优化迭代次数为 50. 经过 40 步迭代后,优化已经收敛.

2 结果及讨论

2.1 优化前、后叶片扩压器型线对比

优化前、后扩压器叶片型线的对比如图 3 所示. 与优化前叶型相比,优化后扩压器叶片弦长变短,沿径向出口气流角减小. 优化前、后叶片扩压器的喉部面积分别为 150.8 mm² 和 141.0 mm²,优化后比优化前减少 6.5%. 通常带叶片扩压器的离心压气机的阻塞流量取决于叶片扩压器的喉部面积、阻塞系

数和通流速度. 优化后的离心压气机级的阻塞流量由于受叶片扩压器喉部面积减小的影响,阻塞流量将降低.

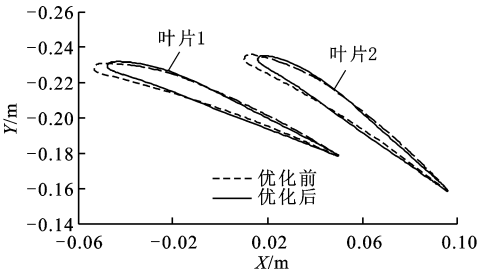


图 3 优化前、后扩压器叶片几何型线对比

2.2 气动性能对比

为了校核优化结果,利用优化前和优化后的叶片扩压器,结合原有叶轮在设计转速下进行了多个工况的数值分析. 数值计算过程中具体计算区域、紊流模型、边界条件与优化过程的设置相同. 叶轮与叶片扩压器网格拓扑形式与优化过程中相同,而在数值试验校核中对网格进行了加密,整级网格节点总数增加为 1 584 279.

在设计工况下,优化前、后叶片扩压器单元件和级总体气动性能对比如表 2 所示. 与优化前相比,优化后的级绝热等熵效率 η_{is} 、总总压比 π_p 、叶片扩压器静压恢复系数分别提高了 1.64%、2.1% 和 11.7%,叶片扩压器总压损失系数减少 21.12%,其中叶片扩压器静压恢复系数和总压损失系数定义式分别如下

$$C_{RC} = \frac{p_4 - p_3}{p_{t3} - p_3} \tag{1}$$

$$C_{LC} = \frac{p_{t3} - p_{t4}}{p_{t3} - p_3} \tag{2}$$

式中: p_{t3} 和 p_{t4} 分别是叶片扩压器进口、出口总压; p_3 和 p_4 分别是叶片扩压器进口、出口静压.

图 4 给出了设计转速下优化前、后离心压气机的总体气动性能对比. 与优化前相比,优化后设计工况和非设计工况的级等熵效率和总总压比均有较大提高. 优化后的级小流量特性有所改善,喘振裕度提

表 2 设计工况下优化前、后性能对比

参数	优化前	优化后	增减量	相对变化/%
C_{RC}	0.662 3	0.739 6	0.077	11.7
C_{LC}	0.19	0.15	-0.04	-21.12
η_{is}	0.843 7	0.860 1	0.016 4	1.64
π_p	3.422	3.494	0.072	2.1

注: C_{RC} 为叶片扩压器的静压恢复系数; C_{LC} 为总压损失系数.

高. 由于优化后叶片扩压器喉部面积减小, 优化后预测的阻塞流量为 5.93 kg/s , 与优化前的阻塞流量 6.01 kg/s 相比, 阻塞流量比优化前减小 1.3% , 优化后级气动性能曲线向左偏移.

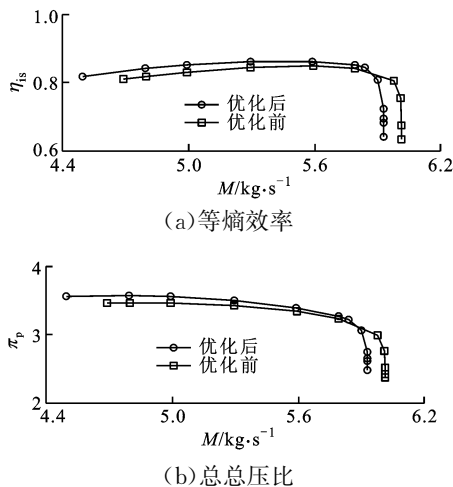


图 4 优化前、后级气动性能对比

2.3 叶片扩压器气动性能对比

图 5 给出了设计转速下优化前、后叶片扩压器静压恢复系数 C_{RC} 和总压损失系数 C_{LC} 的对比. 由图 5 可见, 在设计转速下, 优化前、后的叶片扩压器的气动性能变化趋势与级总体气动性能变化趋势基本一致. 优化后叶片扩压器在各工况下的静压恢复系数比优化前均有明显改善, 总压损失系数有所降低. 一致的变化趋势表明, 优化后离心压机气动性能的提高主要来自于叶片扩压器气动性能的改善. 受叶片扩压器喉部面积减小的影响, 优化后叶片扩压器气动性能曲线向左偏移.

叶片扩压器气动性能的改善主要来自于叶片表面负荷分布和叶片扩压器进口气流角度分布的改善, 以及叶片通道内气流速度的降低. 图 6 给出了优化前、后的叶片表面压力分布和叶片扩压器进口气流角度沿叶展方向的分布. 由图 6 可见, 优化后叶片最大负荷增加, 最大负荷位置略微后移, 而叶片扩压器进口绝对气流角减小, 沿展向气流更加均匀, 这些因素均利于提高叶片扩压器的气动性能. 图 7 给出了优化前、后近盖侧截面上的气流马赫数分布, 优化后气流在经过叶片扩压器前部区域扩压之后, 气流速度下降更多, 但叶片扩压器中、后部叶片通道内气流马赫数均低于优化前. 虽然优化后叶片扩压器弦长变短, 但叶片扩压器扩压能力反而有所增加, 静压恢复系数提高. 这是因为叶片扩压器起扩压作用的部分主要集中在叶片扩压器前部, 叶片扩压器的后

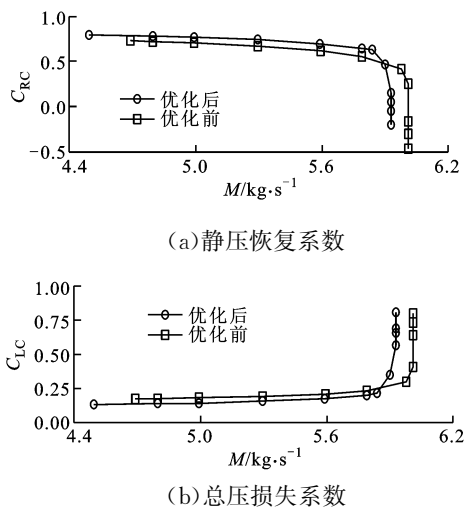
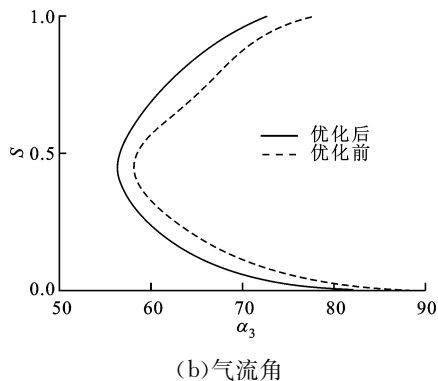
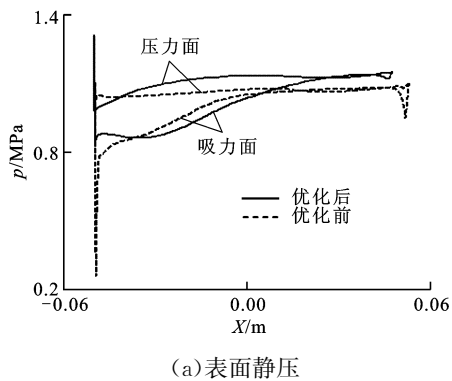


图 5 优化前、后叶片扩压器性能对比

部主要起引导气流的作用. 同时, 由于叶片扩压器弦长缩短和叶片扩压器出口角度减小导致气流在叶片扩压器内流程缩短, 流动摩擦损失减小, 叶片扩压器总压损失降低.

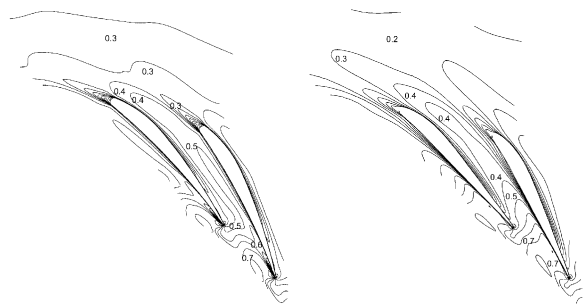


S 是量纲为一的叶展; α_3 为叶片扩压器的进口气流角

图 6 叶片扩压器中截面表面静压和进口气流角对比

3 结 论

(1) 为了考虑叶轮与叶片扩压器之间的相互作用, 叶片扩压器优化时应该考虑叶轮顶部间隙的



(a) 优化前

(b) 优化后

图7 优化前、后盖侧附近马赫数分布对比

影响。

(2) 优化后设计工况下叶片扩压器静压恢复系数提高了 11.7%，总压损失系数减少了 21.12%，级等绝热熵效率提高 1.64%，达到了 86.01%，总总压比提高 2.1%。

(3) 优化后非设计工况下离心压气机气动性能也有较大提高，叶片扩压器喉部面积减小，级总体性能曲线和叶片扩压器性能曲线向左偏移，级喘振裕度提高，阻塞裕度略有降低。

参考文献:

- [1] FERRARA G, FERRARI L, BALDASSARRE L, et al. Experimental investigation and characterization of the rotating stall in a high pressure centrifugal compressor: part I [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2002. New York, USA: ASME, 2002: 613-620.
- [2] FERRARA G, FERRARI L, BALDASSARRE L, et al. Experimental investigation and characterization of the rotating stall in a high pressure centrifugal compressor: part II [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2002. New York, USA: ASME, 2002: 621-628.
- [3] CELLAI A, FERRARA G, FERRARI L, et al. Experimental investigation and characterization of the rotating stall in a high pressure centrifugal compressor: part III [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2003. New York, USA: ASME, 2003: 711-719.
- [4] ZIEGLER K U, GALLUS H E, NIEHUIS R. A study on impeller-diffuser interaction: influence on the performance [J]. ASME J of Turbomachinery, 2003, 125(1): 183-192.
- [5] ZIEGLER K U, GALLUS H E, NIEHUIS R. A study on impeller-diffuser interaction: detailed flow analysis [J]. ASME J of Turbomachinery, 2003, 125(1): 173-182.
- [6] BONCINELLI P, ARNONE A. Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors: Numerical analy-

sis of Radiver test case [J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(6): 1304-1312.

- [7] 王志恒, 席光. 离心压气机叶片扩压器气动优化设计 [J]. 工程热物理学报, 2007, 28(3): 391-394.
WANG Zhiheng, XI Guang. Aerodynamic optimization design of vaned diffuser for centrifugal compressors [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(3): 391-394.
- [8] IBARAKI S, MATSUO T, YOKOYAMA T. Investigation of unsteady flow field in vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor [J]. ASME J of Turbomachinery, 2007, 129(4): 686-693.
- [9] ZANGENEH M, VOGT D, RODUNER C. Improved a vaned diffuser for a given centrifugal impeller by 3D inverse design [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2002. New York, USA: ASME, 2002: 1111-1122.
- [10] ORTH U, EBBING H, KRAIN H, et al. Improved compressor exit diffuser for an industrial gas turbine [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2001. New York, USA: ASME, 2001: 19-26.
- [11] 席光, 王志恒, 王尚锦. 叶轮机械气动优化设计中的近似模型方法及其应用 [J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(2): 125-135.
XI Guang, WANG Zhiheng, WANG Shangjin. Aerodynamic optimization design of turbomachinery with approximation model method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41(2): 125-135.
- [12] 舒信伟, 谷传钢, 杨波, 等. 基于小生境遗传算法和 RANS 方程的平面叶栅气动优化设计 [J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 48-53.
SHU Xinwei, GU Chuangang, YANG Bo, et al. Aerodynamic optimization for cascade blade based on niche gas and RANS equation [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 48-53.
- [13] 王晓峰, 席光, 王尚锦. 离心压缩机叶轮的响应面优化设计 I: 设计方法 [J]. 工程热物理学报, 2004, 25(3): 408-410.
WANG Xiaofeng, XI Guang, WANG Shangjin. Response surface methodology for centrifugal compressor impeller optimization design: design method [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(3): 408-410.
- [14] YIU K F C, ZANGENEH M. Three-dimensional automatic optimization method for turbomachinery blade design [J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 12(6): 1174-1181.

(编辑 王焕雪)