

# 基于混合搜寻法的车用涡轮增压器多目标优化

郝真真, 倪计民, 石秀勇, 李冬冬

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 选取压气机等熵效率、叶轮最大应力和最大形变为优化目标, 基于 ANSYS Workbench 建立了涡轮增压器压气机流-热-固多物理场耦合仿真模型, 利用试验设计方法中的正交矩阵法和  $2^k$  ( $k$  表示试验有  $k$  个因子) 法混合搜寻出压气机关键设计参数, 运用径向基函数及非支配排序遗传算法解决全局寻优问题, 最终获取叶轮结构设计最优方案。计算结果表明: 叶轮最大形变优化效果最显著, 降低 28.09%, 最大应力减小 16.34%, 压气机等熵效率提高 2.83%。

**关键词:** 车用涡轮增压器; 叶轮结构优化; 混合搜寻法; 等熵效率; 最大应力; 最大形变

**中图分类号:** TK427

**文献标志码:** A

## Multi-Objective Integrated Optimization of Vehicle Turbocharger Impeller Based on Hybrid Search Method

HAO Zhenzhen, NI Jimin, SHI Xiuyong, LI Dongdong

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Different from optimization study of the single performance of turbocharger impeller, this paper takes the compressor isentropic efficiency, the impeller maximum stress, and the impeller maximum deformation as the optimization objective. Based on ANSYS Workbench, the turbocharger compressor flow-thermal-solid multi-physics coupling simulation model was established. Using the orthogonal matrix method and the  $2^k$  method, the key design parameters of the compressor were studied. The radial basis function and non-dominated sorting genetic algorithm II were applied to solve the global optimization problem. Finally, the optimal scheme of impeller structure design were obtained. The results show that the most significant decrease is the impeller maximum deformation of 28.09%, the impeller maximum stress is decreased by 16.34%, and the compressor isentropic efficiency is increased by 2.83%.

**Key words:** vehicle turbocharger; the structure optimization of impeller; hybrid Search method; isentropic efficiency; maximum stress; maximum deformation

配备废气涡轮增压器的发动机, 相同输出功率下可以减小发动机缸径、缩小发动机体积、减轻发动机重量和改善排放。国内外学者对压气机叶轮进行了诸多的力学分析和结构参数研究。李兵等<sup>[1]</sup>在分析叶片受力可靠度时提出模糊应力-随机强度干涉模型, 并利用模糊回归方程计算得到叶片的模糊可靠度。刘树杰等<sup>[2]</sup>仿真分析叶轮应力集中区域和最大应力点有效值, 通过与数值计算曲线和试验值对比, 得出评价叶轮可靠度的应力-转速曲线。丁彦闯等<sup>[3]</sup>在不改变叶片形状、保证压气机气动性能的前提下, 对叶片的振动特性和静强度进行了综合优化设计。杜建一等<sup>[4]</sup>对比分析离心式压气机叶轮在有、无叶顶间隙时的气动性能, 比较分析了压比、流量及等熵效率的差别。杨策等<sup>[5]</sup>对比叶片吸力面与压力面上的熵分布, 得出叶轮出口正弯和出口反弯时, 等熵效率基本相同。Kim 等<sup>[6]</sup>采用多学科杂交算法优化叶轮设计, 研究设计转速和非设计转速下的等熵效率与总压变化。Jin-Hyuk 等<sup>[7]</sup>选取叶形的 30 个设计控制点和 4 个叶轮本体参数, 以叶轮总压和流动系数为优化目标展开仿真研究, 优化后流动性能在设计工况点得到改善, 且总压在非设计工况点也得到提升。杜子学等<sup>[8]</sup>采用流体动力学和有限元方法证实了流固耦合对叶片的结构强度和模态振型影响较小, 且通过频率分析, 找出了叶片的共振频率, 从而为叶片的优化提供依据。冯伟<sup>[9]</sup>利用 ANSYS Workbench 对压气机进行了流固耦合仿真, 分析了流固耦合下叶轮叶片应力应变分布, 得到压气机长短叶片的应力应变云图, 计算比较了气动力和离心

收稿日期: 2017-07-30

基金项目: 上海市自然科学基金(16ZR1438500)

第一作者: 郝真真(1984—), 女, 博士生, 主要研究方向为发动机节能与排放控制技术。E-mail: haozhenzhen86@163.com

通讯作者: 倪计民(1963—), 男, 教授, 工学博士, 主要研究方向为发动机节能与排放控制技术。E-mail: njmwyjx@hotmail.com

力对叶片应力应变的影响,结果表明,应力最大发生在叶片前缘根部,3种不同载荷下的应力最大值为 40.276、178.79、167.52 MPa,三者的最大值都小于材料的许用应力 300 MPa. 骆清国等<sup>[10]</sup>采用流固耦合分析方法,建立了叶轮单个通道的三维流场模型,得到某转速下压气机叶轮内部流场的应力分布,对比分析了离心力与气动力对叶片应力应变和振动特性的影响,研究表明,流固耦合下离心力对叶片的应力影响小,对叶片振动频率的影响更加明显.

国内外学者对叶轮结构参数的研究多采取单参数或双参数的模式,未能考虑参数间相互作用对压气机性能的影响;此外,大多数学者只是单独对压气机等熵效率、叶轮最大应力、叶轮最大形变进行了研究,并未将三者综合考虑.但由于提高叶轮结构强度的同时,势必改变叶轮流道特征,进而影响气体流动和等熵效率,故本文选定压气机等熵效率、叶轮最大应力和叶轮最大形变量作为目标函数,对增压器叶轮进行多目标综合优化计算.

针对叶轮最大形变和最大应力发生的部位,结合压气机气动性能的优化参数,本文选定了压气机叶轮的 11 个控制参数作为初始化设计变量.这 11 个结构参数分别为:锁紧螺母预紧力、轴径、叶根圆半径、叶片根部厚度、叶片顶部厚度、后弯角、出口宽度、叶轮出口直径、背盘 A 值、背盘 B 值、背盘 C 值.如果对这 11 个设计变量全部进行优化计算,结构设计参数不经筛选全部纳入研究会遇到两个难题:①参数较多会导致样本数量剧增,给试验资源造成压力;②即使采用大量样本,但参数显著性水平不明确必将导致优化效果不佳.因此,本文采用 DoE (design of experiment)方法中的正交矩阵法和  $2^k$  ( $k$  表示试验有  $k$  个因子)法对压气机叶轮结构参数进行混合搜寻,剔除对目标参数(等熵效率、最大应力和最大形变量)影响较弱的设计变量,仅选择影响最显著的关键设计变量进行优化计算.最后,利用基于径向基函数模型和非支配排序遗传算法对参数进行优化设计.

## 1 仿真模型的建立与试验验证

### 1.1 强度分析理论

本文采用四面体元素用作网格元素,介绍三节点三角形元件的应力分析和变形分析.三节点单元如图 1 所示,节点的位置坐标为  $(x_i, y_i)$ ,  $i=1, 2, 3$ . 节点沿  $x$  和  $y$  方向上的位移分别为  $u_i, v_i$ ,  $i=1, 2, 3$ .

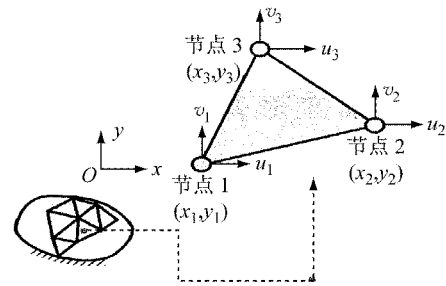


图 1 节点三角形单元

Fig. 1 Six-node triangle element

假设  $\mathbf{q}_e$  为节点位移矩阵,  $\mathbf{F}_e$  为节点力矩阵, 那么

$$\mathbf{q}_e = [u_1 \quad v_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad u_3 \quad v_3]^T \quad (1)$$

$$\mathbf{F}_e = [F_{x_1} \quad F_{y_1} \quad F_{x_2} \quad F_{y_2} \quad F_{x_3} \quad F_{y_3}]^T \quad (2)$$

#### 1.1.1 单元的位移

从单元的节点位移可以看出,  $x$  方向的位移场  $u(x, y)$  将由该方向上的 3 个节点位移  $u_1, u_2, u_3$  来确定,  $y$  方向的位移场  $v(x, y)$  将由该方向上的 3 个节点位移  $v_1, v_2, v_3$  来确定. 因此, 分别设定单元中各个方向的位移模式为

$$\begin{cases} u(x, y) = \alpha_0 + \alpha_1 x + \alpha_2 y \\ v(x, y) = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 y \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$  以及  $\beta_0, \beta_1, \beta_2$  均为待定系数.

该单元的节点条件为

$$\begin{cases} u(x_i, y_i) = u_i, \\ v(x_i, y_i) = v_i, \end{cases} \quad i = 1, 2, 3 \quad (4)$$

将位移方程式(3)代入节点求解条件式(4)中, 求解出未知系数为

$$\alpha_0 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} u_1 & x_1 & y_1 \\ u_2 & x_2 & y_2 \\ u_3 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} = \frac{1}{2A} (a_1 u_1 + a_2 u_2 + a_3 u_3) \quad (5)$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} 1 & u_1 & y_1 \\ 1 & u_2 & y_2 \\ 1 & u_3 & y_3 \end{vmatrix} = \frac{1}{2A} (b_1 u_1 + b_2 u_2 + b_3 u_3) \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & u_1 \\ 1 & x_2 & u_2 \\ 1 & x_3 & u_3 \end{vmatrix} = \frac{1}{2A} (c_1 u_1 + c_2 u_2 + c_3 u_3) \quad (7)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{2A} (a_1 v_1 + a_2 v_2 + a_3 v_3) \quad (8)$$

$$\beta_1 = \frac{1}{2A} (b_1 v_1 + b_2 v_2 + b_3 v_3) \quad (9)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{2A} (c_1 v_1 + c_2 v_2 + c_3 v_3) \quad (10)$$

式中:

$$A = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} = \frac{1}{2}(a_1 + a_2 + a_3) = \frac{1}{2}(b_1c_2 - b_2c_1) \quad (11)$$

$$\begin{cases} a_1 = \begin{vmatrix} x_2 & y_2 \\ x_3 & y_3 \end{vmatrix} = x_2y_3 - x_3y_2 \\ b_1 = -\begin{vmatrix} 1 & y_2 \\ 1 & y_3 \end{vmatrix} = y_2 - y_3 \\ c_1 = \begin{vmatrix} 1 & x_2 \\ 1 & x_3 \end{vmatrix} = -x_2 + x_3 \end{cases} \quad (12)$$

(1 → 2 → 3)

式中:1→2→3表示下标轮换,以表示其他系数的计算公式.在得到待定系数的表达式后,重写位移函数式(3),并以节点位移的形式来表示,有

$$u(x, y) = N_1(x, y)u_1 + N_2(x, y)u_2 + N_3(x, y)u_3 \quad (13)$$

$$v(x, y) = N_1(x, y)v_1 + N_2(x, y)v_2 + N_3(x, y)v_3 \quad (14)$$

将式(13)和式(14)以矩阵形式表示,有

$$\mathbf{u}(x, y) = \begin{bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \mathbf{N}(x, y) \cdot \mathbf{q}_e \quad (15)$$

式中: $\mathbf{N}(x, y)$ 为形状函数矩阵,即

$$\mathbf{N}(x, y) = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

而

$$N_i = \frac{1}{2A}(a_i + b_ix + c_iy), \quad i = 1, 2, 3 \quad (17)$$

### 1.1.2 单元的应变场

将弹性力学中平面问题的几何方程转换成矩阵形式,有

$$\boldsymbol{\varepsilon}(x, y) = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{bmatrix} = \boldsymbol{\partial} \mathbf{u} \quad (18)$$

式中: $\boldsymbol{\partial}$ 为几何方程的算子矩阵,即

$$\boldsymbol{\partial} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (19)$$

将式(15)代入式(18)中,有

$$\boldsymbol{\varepsilon}(x, y) = \boldsymbol{\partial} \mathbf{N}(x, y) \cdot \mathbf{q}_e = \mathbf{B}(x, y) \cdot \mathbf{q}_e \quad (20)$$

式中: $\mathbf{B}(x, y)$ 为几何函数矩阵,具体为

$$\mathbf{B}(x, y) = \boldsymbol{\partial} \cdot \mathbf{N} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \quad (21)$$

将式(17)代入式(21),有

$$\mathbf{B}(x, y) = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_3 \\ c_1 & b_1 & c_2 & b_2 & c_3 & b_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 & B_3 \end{bmatrix} \quad (22)$$

式中:

$$\mathbf{B}_i = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_i & 0 \\ 0 & c_i \\ c_i & b_i \end{bmatrix}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (23)$$

### 1.1.3 单元的应力场

$$\boldsymbol{\sigma}(x, y, z) = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} =$$

$$\frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \mathbf{D} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \quad (24)$$

式中: $\mathbf{D}$ 为弹性矩阵,即

$$\mathbf{D} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (25)$$

式(25)中, $\frac{E}{1-\mu^2}$ 、 $\frac{\mu}{1-\mu}$ 替换 $E$ 、 $\mu$ 后将转换成平面应

力问题的解析式. 将式(20)代入式(24)中,有

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{q}_e = \mathbf{S} \cdot \mathbf{q}_e \quad (26)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{D} \cdot \mathbf{B} \quad (27)$$

## 1.2 流-热-固耦合理论分析

压气机叶轮中的流道空气流动与叶轮形变问题是流-热-固耦合问题的重要部分. 在叶片弹性结构上的流场产生空气动力  $F$  和热应力, 空气和热应力使叶片产生振动变形  $d$ , 这改变了流场分布, 产生了新的力, 使得反馈的形式形成闭环, 如果振幅随时间增加, 则称为颤振.

叶轮结构守恒方程可通过牛顿第二定律导出

$$\rho_s \mathbf{d}_s = \nabla \boldsymbol{\sigma}_s + \mathbf{f}_s \quad (28)$$

式中:  $\rho_s$  是固体密度;  $\mathbf{d}_s$  是固体域当地加速度矢量;  $\nabla$  是梯度;  $\boldsymbol{\sigma}_s$  是柯西应力张量;  $\mathbf{f}_s$  是体积力矢量.

流固耦合下的能量传递需要通过能量方程加以约束, 而流体域焓  $h_{tot}$  是求解能量方程的关键, 求解流体域焓的方程式为:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho_f v h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(v\tau) + \rho f_t + S_E \quad (29)$$

式中:  $\lambda$  表示导热系数;  $v$  表示流体速度;  $\tau$  表示固体应力;  $\rho_f$  是流体密度;  $f_t$  是流体形变;  $S_E$  表示能量源项;  $T$  是温度. 能量方程中增加叶轮结构部分由温差引起的热变形为

$$f_T = \alpha_T \cdot \nabla T \quad (30)$$

式中:  $f_T$  是热变形;  $\alpha_T$  是与温度相关的热膨胀系数.

上述所有控制方程式是流-热-固耦合分析的基础. 由于方程形式的不统一会带来不必要的计算量, 为减少计算量, 将所有控制方程转换成一般形式. 然后, 在给定控制方程初始条件的基础上进行仿真计算求解. 目前, 有两种方法解决流-热-固耦合方程的计算问题: 直接耦合方法和分离方法. 分离方法对计算机内存量要求不高, 适用于工程领域仿真计算的复杂模型, 目前流-热-固耦合计算最常用的是分离法. 因此本文采用分离法进行计算.

## 1.3 仿真模型的建立和试验验证

本文以某款涡轮增压器离心压气机为研究对象, 与涡轮增压器匹配的是一款自主品牌 1.5 L 增压汽油机, 压缩比 9.5, 最大功率 115 kW, 最大扭矩 215 N·m, 最大扭矩时涡轮增压器转速介于 110~170 kr·min<sup>-1</sup>. 该离心压气机的具体参数如表 1 所示.

为了验证该仿真模型的准确性, 对该款车用涡轮增压器离心式压气机进行了压气机性能试验. 试

表 1 压气机参数值

压气机参数	原机试验结果	压气机参数	原机试验结果
设计压比	2.1	叶根厚度/mm	0.6
设计流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.1	叶顶厚度/mm	0.45
设计转速/(kr·min <sup>-1</sup> )	160	叶轮出口宽度/mm	3.2
最高转速/(kr·min <sup>-1</sup> )	180	叶轮出口直径/mm	51
流量范围/(g·s <sup>-1</sup> )	15~156	叶根圆半径/mm	0.2
叶轮轴径/mm	6	叶片后弯角/(°)	34.7
叶顶间隙/mm	0.3	叶轮背盘 B 值/mm	12
叶轮背盘 A 值/mm	1.5	叶轮背盘 C 值/mm	0.75

验选取压气机不同的折合转速进行试验, 与仿真值的对比结果如图 2 所示. 图 2 表明, 仿真模型最大误差在 6% 以内.

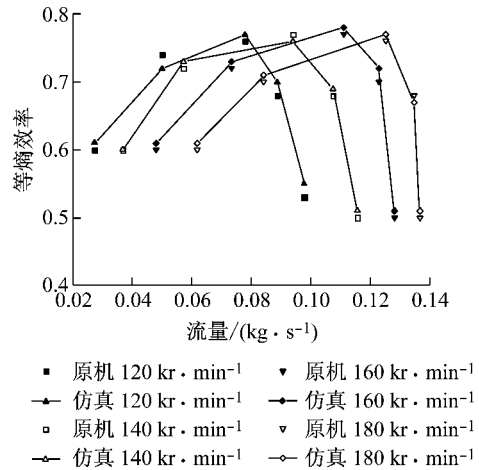


图 2 压气机流量-等熵效率曲线

Fig. 2 Traffic-isentropic efficiency of compressor

## 2 正交矩阵法和 2<sup>k</sup> 法混合搜寻设计变量

本文采用试验设计方法 DoE 中的正交矩阵法和 2<sup>k</sup> 法设计试验方案, 对压气机叶轮初始结构参数进行析因分析, 探索各结构参数对压气机等熵效率、叶轮最大应力以及叶轮最大形变量的影响, 进而筛选出关键设计参数.

### 2.1 正交矩阵法析因分析

根据仿真计算及叶轮制造工艺的要求, 选取较为合理的设计方案, 将仿真计算方案导入流-热-固耦合平台中进行求解计算, 获得各试验方案下的压气机等熵效率、叶轮最大应力和叶轮最大形变. 最后采用 T 检验方法对试验结果进行显著性分析, 显著性系数越小, 参数对目标影响越大, 显著性系数小于 0.05 时, 表示设计参数对优化目标影响显著 (置信度 95%). 表 2~4 分别为正交矩阵析因分析试验方案、

各试验方案下的优化目标的试验值和试验结果显著性分析。

从表 4 可以看出,叶片根部厚度与最大形变之间的显著性系数为 0.027(远小于 0.05),故两者具有相关性;叶轮出口直径与最大应力之间的显著性系数为 0.027,远小于 0.05,故两者具有相关性。而各参数与等熵效率之间的显著性系数最小值为

0.118(远大于 0.05),不具有相关性。说明采用正交矩阵法并未找到对等熵效率产生显著影响的参数。这主要是因为多目标析因分析容易造成分析模型中数据间相关性交叉,从而降低了对等熵效率的显著性影响。故必须在研究正交矩阵试验的基础上,进一步采用  $2^k$  法析因分析来避免此类问题。

表 2 正交矩阵法试验方案

Tab. 2 Experimental scheme of orthogonal matrix method

方案编号	预紧力/N	轴径/mm	叶根圆半径/mm	后弯角/(°)	叶片根部厚度/mm	叶片顶部厚度/mm	出口宽度/mm	叶轮出口直径/mm	背盘 A 值/mm	背盘 B 值/mm	背盘 C 值/mm
方案 1	8 338	5	0.1	30	0.6	0.3	3	48	1	10	0.5
方案 2	8 338	5	0.1	30	0.6	0.6	5	55	3	15	1.0
方案 3	8 338	5	0.4	40	1.0	0.3	3	48	3	15	1.0
方案 4	8 338	8	0.1	40	1.0	0.3	5	55	1	10	1.0
方案 5	8 338	8	0.4	30	1.0	0.6	3	55	1	15	0.5
方案 6	8 338	8	0.4	40	0.6	0.6	5	48	3	10	0.5
方案 7	9 193	5	0.4	40	0.6	0.3	5	55	1	15	0.5
方案 8	9 193	5	0.4	30	1.0	0.6	5	48	1	10	1.0
方案 9	9 193	5	0.1	40	1.0	0.6	3	55	3	10	0.5
方案 10	9 193	8	0.4	30	0.6	0.3	3	55	3	10	1.0
方案 11	9 193	8	0.1	40	0.6	0.6	3	48	1	15	1.0
方案 12	9 193	8	0.1	30	1.0	0.3	5	48	3	15	0.5

表 3 正交矩阵法试验结果

Tab. 3 Experimental results of orthogonal matrix method

方案编号	等熵效率	最大应力/MPa	最大形变/mm
方案 1	0.74	498.56	0.114 7
方案 2	0.76	477.95	0.198 5
方案 3	0.76	632.02	0.086 9
方案 4	0.72	634.89	0.113 1
方案 5	0.72	446.08	0.118 3
方案 6	0.73	564.21	0.259 3
方案 7	0.71	510.31	0.162 3
方案 8	0.76	368.88	0.110 6
方案 9	0.77	521.18	0.117 7
方案 10	0.75	559.11	0.100 9
方案 11	0.76	508.03	0.103 2
方案 12	0.76	600.25	0.133 4

## 2.2 $2^k$ 法析因分析

将压气机叶轮的 11 个初始结构参数按照叶轮受力最大位置和形变最大位置分成 4 组:叶轮轴与轴孔组、叶根圆角和叶片厚度组、叶轮出口组、叶轮背盘组。分别记为 A 组、B 组、C 组、D 组,表 5 即为试验方案。

根据  $2^k$  析因法取各因素最高、最低水平,进行  $2^2$  共计 4 次仿真试验,根据各组仿真试验获得各叶轮结构方案下的压气机等熵效率、叶轮最大应力和叶轮最大形变,如表 6~12 所示。

(1) A 组(叶轮轴与轴孔组)

表 6 表示 A 组  $2^k$  析因法试验结果,由表 6 可以

表 4 正交矩阵法试验结果显著性分析

Tab. 4 Significance analysis of orthogonal matrix method

优化目标	预紧力	轴径	过渡圆角半径	后弯角	叶片根部厚度	叶片顶部厚度	叶轮出口宽度	叶轮出口直径	背盘 A 值	背盘 B 值	背盘 C 值
等熵效率	0.387	0.247	0.397	0.188	0.576	0.247	0.559	0.353	0.371	0.225	0.118
最大应力	0.247	0.504	0.976	0.926	0.096	0.489	0.761	0.027	0.975	0.890	0.120
最大形变	0.834	0.350	0.736	0.989	0.027	0.767	0.123	0.196	0.698	0.309	0.383

看出,预紧力与轴径对压气机等熵效率没有影响。但轴径对最大应力值产生了较大影响,最大应力值为轴径 8 mm 时的 350.53 MPa,小于叶轮最大许用应力 423.08 MPa,保留了较大的安全裕度。因此,这 2 个参数对等熵效率、最大应力、最大形变 3 个目标函数没有太大影响。

表 5  $2^k$  法试验方案

Tab. 5 Experimental scheme of  $2^k$  method

试验方案名称	试验方案对象
A 组	叶轮轴与轴孔
B 组	叶根圆角、叶片厚度组
C 组	叶轮出口组
D 组	叶轮背盘组

表 6 A 组试验结果

Tab. 6 Experimental results of class A

方案编号	预紧力/ N	轴径/ mm	等熵 效率	最大应力/ MPa	最大形变/ mm
方案 1	8 338	5	0.77	326.88	0.070
方案 2	8 338	8	0.77	350.83	0.071
方案 3	9 193	5	0.77	326.88	0.070
方案 4	9 193	8	0.77	350.53	0.071

## (2) B 组(叶根圆角和叶片厚度组)

表 7 和表 8 分别是 B 组  $2^k$  析因法试验结果和试验结果的显著性分析. 由表 8 可得出, 叶片根部厚度主要影响最大应力, 两者间显著性系数为 0.001, 相关性达到 0.999; 而叶片顶部厚度则对等熵效率有显著影响, 两者间显著性系数为 0.004, 相关性达到了 0.996; 叶根过渡圆半径对 3 个优化目标均无影响. 因此, 本次试验搜寻到的影响等熵效率的关键结构参数为叶片顶部厚度, 影响最大应力的关键结构参数为叶片根部厚度, 并未搜寻到影响最大形变的关键结构参数.

表 7 B 组试验结果

Tab. 7 Experimental results of class B

方案编号	叶根过渡 圆角半 径/mm	叶片根 部厚度/ mm	叶片顶 部厚度/ mm	等熵 效率	最大 应力/ MPa	最大 形变/ mm
方案 1	0.1	0.6	0.3	0.73	339.29	0.075
方案 2	0.1	0.6	0.6	0.75	342.28	0.077
方案 3	0.1	1.0	0.3	0.74	329.17	0.064
方案 4	0.1	1.0	0.6	0.75	350.10	0.064
方案 5	0.4	0.6	0.3	0.73	428.42	0.071
方案 6	0.4	0.6	0.6	0.75	284.66	0.077
方案 7	0.4	1.0	0.3	0.74	290.27	0.064
方案 8	0.4	1.0	0.6	0.75	284.34	0.064

表 8 B 组试验结果显著性分析

Tab. 8 Significance analysis of class B

优化目标	叶根过渡圆角半径	叶片根部厚度	叶片顶部厚度
等熵效率	1.000	0.116	0.004
最大应力	0.492	0.001	0.205
最大形变	0.404	0.223	0.254

## (3) C 组(叶轮出口组)

表 9 和表 10 分别是 C 组  $2^k$  析因法试验结果和试验结果的显著性分析. 从表 10 中可以得出, 出口直径不仅影响最大形变, 而且对压气机等熵效率的影响也尤为明显, 叶轮出口直径与等熵效率间的显著性系数为 0.007, 两者间相关性高达 0.993. 此外, 出口宽度与最大应力和最大形变也有明显的相关性, 后弯角对 3 个优化目标的影响则较小, 显著性系数远小于 0.95. 因此, 本次仿真计算搜寻到的影响等熵效率的关键结构参数为叶轮出口直径, 影响最大应力的关键结构参数为叶轮出口宽度, 影响最大形

变的关键结构参数为叶轮出口直径和叶轮出口宽度.

表 9 C 组试验结果

Tab. 9 Experimental results of class C

方案编号	出口直 径/mm	出口宽 度/mm	后弯角/ (°)	等熵 效率	最大形 变/mm	最大应 力/MPa
方案 1	48	3	30	0.76	0.073	283.25
方案 2	48	3	40	0.80	0.076	303.20
方案 3	48	5	30	0.75	0.115	417.02
方案 4	48	5	40	0.74	0.114	422.46
方案 5	55	3	30	0.72	0.085	378.17
方案 6	55	3	40	0.71	0.087	385.61
方案 7	55	5	30	0.70	0.158	422.21
方案 8	55	5	40	0.68	0.169	424.79

表 10 C 组试验结果显著性分析

Tab. 10 Significance analysis of class C

优化目标	出口直径	出口宽度	后弯角
等熵效率	0.007	0.067	0.847
最大应力	0.098	0.017	0.701
最大形变	0.035	0.004	0.717

## (4) D 组(叶轮背盘组)

表 11 和表 12 分别是 D 组  $2^k$  析因法试验结果和试验结果的显著性分析. 由表 12 可得, 背盘 C 值与最大应力间的显著性参数为 0.006, 两者间的相关性为 0.994. 由于背盘 A 值、背盘 B 值及背盘 C 值的大小只与背盘轮廓形状有关, 并不直接影响叶轮流道的特征, 故叶轮流动性能并不会随着背盘参数值的改变而变化, 背盘参数值对等熵效率无任何影响. 本次仿真计算搜寻到的影响最大应力的关键结构参数为背盘 C 值.

表 11 D 组试验结果表

Tab. 11 Experimental results of class D

方案编号	背盘 A 值/mm	背盘 B 值/mm	背盘 C 值/mm	等熵 效率	最大形 变/mm	最大应 力/MPa
方案 1	1	10	0.5	0.77	0.065	377.19
方案 2	1	10	1.0	0.77	0.070	349.66
方案 3	1	15	0.5	0.77	0.063	384.51
方案 4	1	15	1.0	0.77	0.053	325.13
方案 5	3	10	0.5	0.77	0.064	376.94
方案 6	3	10	1.0	0.77	0.063	343.94
方案 7	3	15	0.5	0.77	0.063	368.95
方案 8	3	15	1.0	0.77	0.059	342.72

表 12 D 组试验结果显著性分析

Tab. 12 Significance analysis of class D

优化目标	背盘 A 值	背盘 B 值	背盘 C 值
等熵效率	1.000	1.000	1.000
最大应力	0.892	0.386	0.006
最大形变	0.884	0.136	0.481

## 2.3 DoE 混合搜寻结果

由正交矩阵析因分析可得出叶轮出口直径与最

大应力有明显相关性,叶片根部厚度与最大形变有明显相关性, $2^k$  法析因分析也印证了这两个相关性。

由  $2^k$  法析因分析可得:对等熵效率有显著影响的结构参数有叶片顶部厚度、叶轮出口直径;对最大应力有显著影响的结构参数有叶片根部厚度、叶轮出口宽度、背盘 C 值;对最大形变有显著影响的结构参数有叶轮出口直径和叶轮出口宽度. 表 13 为通过正交矩阵法和  $2^k$  法混合搜寻得到的相关性结果。

表 13 相关性结果

Tab. 13 Results of dependency

优化目标	叶片顶部厚度	叶片根部厚度	叶轮出口宽度	叶轮出口直径	背盘 C 值
等熵效率	相关	不相关	不相关	相关	不相关
最大应力	不相关	相关	相关	相关	不相关
最大形变	不相关	相关	相关	相关	相关

### 3 寻优计算及验证分析

通过建立的径向基函数模型,采用多目标遗传算法进行全局寻优,可得到 5 个结构参数综合影响下的压气机等熵效率、叶轮最大应力和叶轮最大形变最优值,从而实现当压气机等熵效率达到最大值时,叶轮最大应力和叶轮最大形变达到最小值. 本文采用非支配排序遗传算法中的分组方式规划帕雷托最优域,该算法具有计算速度快,稳定性强的优点。

#### 3.1 帕雷托(Pareto)解集

在 DoE 软件中选择非支配排序多目标遗传算法计算帕雷托解集(基于径向基函数模型)获得帕雷托解 71 组,部分帕雷托解如表 14 所示。

表 14 部分帕雷托解

Tab. 14 Pareto solutions

参数	帕雷托解	参数	帕雷托解
叶片顶部厚度/mm	3.07	背盘 C 值/mm	0.54
叶片根部厚度/mm	51.41	等熵效率	0.75
叶轮出口宽度/mm	0.96	最大应力/MPa	316.05
叶轮出口直径/mm	0.58	最大形变/mm	0.064

#### 3.2 权重分配

为从 71 组帕雷托解中选出最优解,特引入权重设置. 设置权重应充分考虑优化重点(最大应力和最大形变),权重分配如表 15 所示。

表 15 权重分配

Tab. 15 Weighed distribution

优化目标	基本权重	权重调整
等熵效率	1	0.50
最大形变	1	1.25
最大应力	1	1.25

#### 3.3 综合评价指标建立(选取最优帕雷托解)

根据权重分配构建涡轮增压器压气机叶轮优化结果综合评价指标,定义如下式:

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 \quad (31)$$

式中:  $Z$  为总值;  $Z_1$  为等熵效率;  $Z_2$  为最大应力;  $Z_3$  为最大形变。

各优化目标综合评价指标定义以  $Z$  等熵效率为例,如下式:

$$Z_1 = Z_4 (Z_5 / Z_6) \times 100 \quad (32)$$

式中:  $Z_4$  为压气机转速  $160 \text{ kr} \cdot \text{min}^{-1}$  下等熵效率调整后的权重;  $Z_5$  为此转速下等熵效率值;  $Z_6$  为所有帕雷托解集中等熵效率的最大值;  $(Z_5 / Z_6) \times 100$  用于消除量纲及绝对值对评价指标的影响. 其他同理递推。

优化目标要求等熵效率越大越好,最大应力和最大形变越小越好,根据这一原则可得出  $Z$  值越大,压气机性能越好. 将每一组帕雷托解代入式(28),即可得到  $Z$  对应值,以  $Z$  为依据进行评估,获得最优帕雷托解。

#### 3.4 优化结果验证与分析

##### 3.4.1 寻优计算结果

采用非支配排序遗传算法对径向基函数模型所建立的响应面进行全局寻优,在压气机等熵效率最大化,叶轮最大应力和最大形变最小化的前提下,得到叶轮出口宽度、叶轮出口直径、叶片根部厚度、叶片顶部厚度和背盘 C 值的全局最优解. 表 16 为关键结构参数初始解和全局最优解对比表。

表 16 关键结构参数初始解和全局最优解

Tab. 16 Initial solutions and global optimal solutions of key structure parameters

参数	初始值	最优值
叶轮出口宽度/mm	3.20	3.04
叶轮出口直径/mm	51.00	50.06
叶片根部厚度/mm	0.70	0.88
叶片顶部厚度/mm	0.45	0.33
背盘 C 值/mm	0.75	0.65
等熵效率	0.78	0.88
最大应力/MPa	368.37	302.65
最大形变/mm	0.089	0.068

##### 3.4.2 优化结果验证与分析

参照表 16 中的结构参数最优解修改压气机叶轮三维模型,并提取压气机流体域模型,将所得模型导入流-热-固耦合模型中进行仿真试验,得到压气机等熵效率、叶轮最大应力和最大形变的仿真试验结果,与原机试验值进行对比,如表 17 所示。

相比于原压气机的叶轮气动性能和强度数值,

优化后叶轮气动性能和强度均有所提升. 其中, 叶轮强度的提高, 主要体现在叶轮最大变形量(发生在叶轮尾缘)和叶轮最大应力(发生在叶片根部或叶轮背盘)的减小.

表 17 压气机综合性能优化值与初始值对比

Tab. 17 Comparison of compressor combination property between optimal values and initial values

优化目标	初始值	优化值	变化百分比/%
等熵效率	0.778	0.800	2.83
最大应力/MPa	368.37	308.16	-16.34
最大形变/mm	0.089	0.064	-28.09

### (1) 优化前后叶轮最大形变的变化

对比图 3 与图 4 可以看出, 优化后叶轮相较于优化前叶轮, 整体应力呈现下降趋势, 叶轮最大形变量沿叶轮周向和径向的周期性波动也有所增强. 这有助于提升叶轮动平衡性, 提高叶轮运转的稳定性, 降低叶轮与蜗壳刮擦产生的故障率. 这主要是因为叶根厚度增大和叶轮出口直径与出口宽度的减小, 使得叶轮整体尺寸减小的同时, 又增大了叶根厚度, 从而降低了高转速下离心力引起的形变量. 原机最大形变位于叶轮尾缘, 而优化后叶轮最大形变位置位于叶轮入口处叶片顶端, 这是由于图 3 与图 4 中所用标尺的不同和优化后叶顶厚度减小造成的.

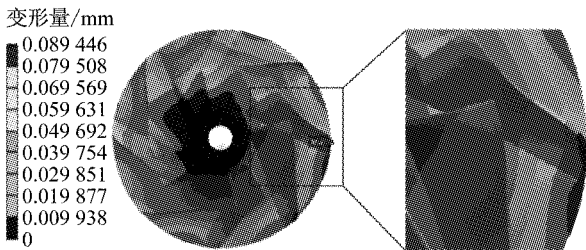


图 3 原机叶轮尾缘最大形变

Fig. 3 Maximum distortion in original impeller trailing edge

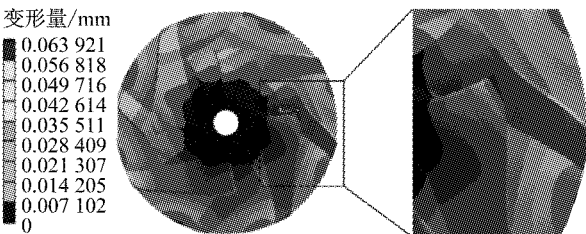


图 4 优化后叶轮尾缘最大形变

Fig. 4 Maximum distortion in impeller trailing edge after optimization

### (2) 优化前后叶片根部应力的变化

如图 5 和图 6 所示, 叶轮最大应力在优化前后均出现在叶片根部过渡圆角处, 主叶片和分流叶片

吸力面靠近根部位置的应力较其他部位偏大, 最大应力位于主叶片吸力面与轮毂过渡靠近叶轮出口处. 这是因为该部位较大的旋转半径和前倾后弯角导致产生较大的弯曲扭矩, 并且过渡圆角半径偏小也将导致应力集中, 从而使应力偏大.

从图 5 和图 6 叶片应力放大图中可以看出, 优化后叶片中部至叶片顶部应力较优化前有所增大. 这主要是由于叶顶厚度降低, 同时较大的旋转半径和前倾后弯角导致产生较大的弯曲扭矩也将会影响应力更加偏向叶片顶端.

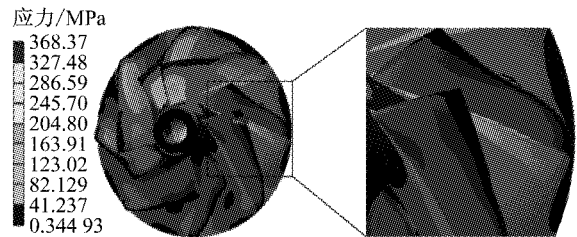


图 5 原机叶片根部最大应力

Fig. 5 Maximum stress in original blade roots

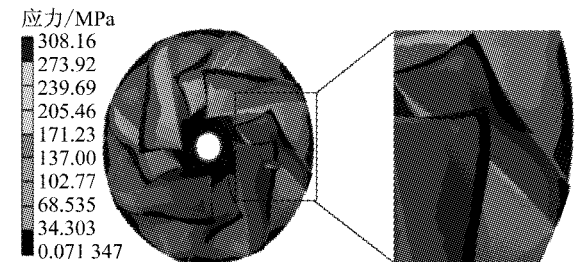


图 6 优化后叶片根部最大应力

Fig. 6 Maximum stress in blade root after optimization

### (3) 优化前后叶轮背盘应力的变化

如图 7 所示, 叶轮背盘的应力主要集中在轴孔与背盘的交界处, 沿叶轮径向分布, 越靠近轴孔中心, 应力越大. 这是由于采用范·梅塞斯应力表示叶轮内部剪切力的等效力时, 叶轮背盘质心偏向轴孔部位, 因而在叶轮高速旋转时产生的离心应力较其他位置大. 然而, 离心力产生的应力在与热应力和气动应力的相比较之下占有主导作用, 从而在流-热-固综合影响下, 叶轮背盘应力分布仍然由轴孔沿径向减小.

优化后叶轮背盘轮缘处沿周向应力分布更加均匀, 而且优化后叶轮背盘由轴孔沿径向的应力分布梯度更加均匀, 减小了轴径区域由于应力过度集中而产生的疲劳损坏, 同时应力分布会影响形变量, 均匀的应力分布使得叶轮背盘形变更加均匀, 降低了高速旋转叶轮动不平衡的危险.



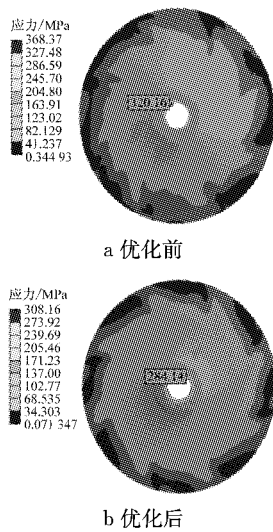


图7 优化前后叶轮背盘最大应力

Fig. 7 Maximum stress in impeller back plate after optimization

## 4 结论

(1) 优化后叶轮整体应力呈现下降趋势, 叶轮最大形变量沿叶轮周向和径向的周期性分布也有所增强。

(2) 优化后叶轮背盘整体应力分布均匀性增强, 而且由轴孔沿径向的应力分布阶梯更加均匀。

### 参考文献:

- [1] 李兵, 朱梅林, 徐凯, 等. 压气机叶片的静强度模糊可靠分析[J]. 车用发动机, 2000, 22(1): 9.  
LI Bing, ZHU Meilin, XU Kai, *et al.* Fuzzy reliability analysis of compressor blade for static strength[J]. Vehicle Engine, 2000, 22(1): 9.
- [2] LIU S, LIU C, HU Y, *et al.* Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 60(4): 383.
- [3] 丁彦闯, 兆文忠. 增压器压气机叶片结构/振动一体化优化设计[J]. 内燃机工程, 2009, 30(2): 78.  
DING Yanchuang, ZHAO Wenzhong. Integrated structure and vibration optimization design of turbocharger compressor blade [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(2): 78.
- [4] 杜建一, 汤华, 赵晓路, 等. 叶顶间隙对离心压气机性能影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 583.  
DU Jianyi, TANG Hua, ZHAO Xiaolu, *et al.* Study on centrifugal impeller with tip clearance [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 583.
- [5] 杨策, 胡辽平, 马朝臣, 等. 叶片弯曲程度对离心压气机性能的影响[J]. 北京理工大学学报, 2004, 24(12): 1062.  
YANG Ce, HU Liaoping, MA Chaochen, *et al.* Centrifugal compressor impeller performance—comparison of differently bowed blades [J]. Transaction of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(12): 1062.
- [6] KIM J H, CHOI J H, HUSAIN A, *et al.* Multi-objective optimization of a centrifugal compressor impeller through evolutionary algorithms[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2010, 224(5): 711.
- [7] KIM J H, CHOI J H, KIM K Y. Surrogate modeling for optimization of a centrifugal compressor impeller [J]. International Journal of Fluid Machinery & Systems, 2010, 3(1): 29.
- [8] 杜子学, 韩山河, 刘雅黔, 等. 压气机叶片流固耦合的强度振动研究[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(5): 789.  
DU Zixue, HAN Shanhe, LIU Yaqian, *et al.* Fluid-solid interaction strength and vibration of compressor blade [J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2013, 33(5): 789.
- [9] 冯伟. 流固耦合效应下离心压气机叶片响应分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2015.  
FENG Wei. Blade response analysis of centrifugal compressor impeller based on fluid-solid interaction method[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2015.
- [10] 骆清国, 司东亚, 冯建涛, 等. 基于流固耦合方法的离心式压气机叶片强度与振动特性研究[J]. 车用发动机, 2012(2): 51.  
LUO Qingguo, SI Dongya, FENG Jiantao, *et al.* Strength and vibration characteristic analysis of centrifugal compressor impeller blade based on fluid-solid interaction method [J]. Vehicle Engine, 2012(2): 51.