排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2018 年 7 月 July 2018 | 第 36 卷 第 7 期 Vol. 36 No. 7
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0273

基于遗传算法的轴流泵优化设计

陶然[1,2]，肖若富[2*]，杨魏[2]
（1. 中国农业大学水利与土木工程学院，北京 100083；2. 中国农业大学北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心，北京 100083）


陶然

摘要：针对轴流泵进行水力性能设计和优化，在满足设计要求的基础上，实现泵机组水力性能的提升. 在优化过程中，控制叶片安放角为优化参数，采用遗传算法及二进制编码对轴流泵进行优化. 在遗传操作过程中，以水力效率为优化目标函数，借助计算流体动力学对目标函数进行求解. 根据验证结果可见，优化之后，轴流泵的水力性能得到提高并达到设计要求工况，其水力效率从 81.68% 提高到 86.19%，扬程从 3.73 m 提高到 4.56 m. 通过流动分析得出，优化之后，由于叶片吸力面与压力面之间的压力差增大，水泵扬程得以提升. 根据对水力损失的分析得出，由于泵内水力损失的减小，水泵的效率明显提高. 同时，最优效率点移动到设计工况，高效区明显扩大. 所采用的数学优化方法能够快速有效地对轴流泵进行优化设计，在原有设计方案的基础上，可有效地进行水力性能的提升.

关键词：轴流泵；水力优化；遗传算法；计算流体动力学
中图分类号：S277.9；TH312　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2018)07-0573-07

陶然，肖若富，杨魏. 基于遗传算法的轴流泵优化设计[J]. 排灌机械工程学报，2018，36(7)：573-579.

TAO Ran，XIAO Ruofu，YANG Wei. Optimization design for axial flow pump based on genetic algorithm[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2018，36(7)：573-579.(in Chinese)

Optimization design for axial flow pump based on genetic algorithm

TAO Ran[1,2]，*XIAO Ruofu*[2*]，*YANG Wei*[2]
(1. College of Water Resources and Civil Engineering，China Agricultural University，Beijing 100083，China；2. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System，China Agricultural University，Beijing 100083，China)

Abstract：Hydrodynamics design and optimization were conducted for an axial flow pump impeller. The optimization target was to improve the hydraulic performance of the axial flow pump by keeping the design requirements. During the optimization process，the blade angles were set as the optimization parameters. The genetic algorithm with binary coding was used as the optimization method. The hydraulic efficiency was defined as the optimization target function. The computational fluid dynamics (CFD) was used to solve the fitness function value. Verification results show that the hydrodynamic performances satisfy the requirements after optimization. The hydraulic efficiency is enhanced from 81.68% to 86.19%，the pump head also increases from 3.73 m to 4.56 m. Flow analysis shows that the head increases due to the higher-pressure difference between the suction and pressure sides of the impeller blades. Based on the hydraulic loss analysis，the efficiency increases because of the lower hydraulic losses in the pump. At the same time，the best efficiency point moves to the design condition with a

收稿日期：2016-11-07；**修回日期**：2016-12-29；**网络出版时间**：2018-05-21
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180521.1606.010.html
基金项目："十二五"国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01)；国家自然科学基金资助项目(51139007)
第一作者简介：陶然(1990—)，男，重庆巴南人，博士研究生(randytao@cau.edu.cn)，主要从事水力机械 CFD 分析与优化设计研究.
通信作者简介：肖若富(1976—)，男，浙江苍南人，教授(xrf@cau.edu.cn)，主要从事水力机械、泵站与水电站优化设计研究.

wider high-efficiency region. This mathematical optimization for axial flow pump is fast and effective to improve the hydraulic performances based on the initial design.

Key words: axial flow pump; hydrodynamic optimization; genetic algorithm; computational fluid dynamics

泵在工农业生产中扮演着重要的角色,其将电能转化为液体介质的能量,实现对介质的传输与调配. 轴流泵是水泵中主要的形式之一,尤其在低扬程大流量的情况下应用极为广泛. 提高轴流泵多工况下的水力效率,有助于减少能量损失,提高运行稳定性与安全性. 在轴流泵传统的设计方法中,设计方案依赖于经验系数的选取,由于设计过程往往针对最优效率工况,因此经验系数的取值难以兼顾多工况下的综合效率. 在轴流泵的实际运行中,需要针对多工况进行优化设计,这无疑增加了设计工作量与设计周期. 因此,基于可靠的优化算法对设计方案进行快速优化设计,对于轴流泵的工程应用具有重要意义.

截至目前,已有大量的研究者针对轴流泵或轴流式水轮机进行水力性能优化. PENG 等[1-2]结合多目标优化策略与准三维反问题设计方法对轴流式水轮机进行优化,显著提高了机组的水力性能. 汤方平等[3]采用多学科设计优化方法对轴流泵叶片进行优化,使得机组的综合性能得到了提升. YAN 等[4]针对水力效率等目标,采用遗传算法结合响应面函数对轴流泵的导叶进行优化设计. LI[5]借助响应面方法,针对轴流泵的空化性能进行了优化设计. LIU[6]对轴流泵进行优化设计,兼顾对流动分离的控制,同时提高了机组的空化性能. ZHU 等[7]与 WU 等[8]则对轴流式血液泵进行了优化,并提高了泵的运行稳定性能. 除轴流式叶轮机械之外,结合适当的优化算法对离心泵叶轮、风电叶轮以及离心式压缩机等进行优化,也有许多成功的工程应用范例[9-12].

文中基于叶轮机械欧拉方程[13]对轴流泵进行初始设计,同时结合鲁棒性强、方法成熟的遗传算法,集成稳定快速的网格生成 CFD 商业软件,建立针对轴流泵水力效率的快速优化工具,为轴流泵在工农业生产过程中的快速设计提供参考.

1 优化设计方法

1.1 理论基础

轴流泵的叶轮方案需要按照传统设计方法,在图 1 所示圆柱坐标系 $R-\theta-Z$ 下进行初始水力设计,图中 C 和 W 分别为绝对速度与相对速度,β 与 β'分别为相对液流角和叶片安放角.

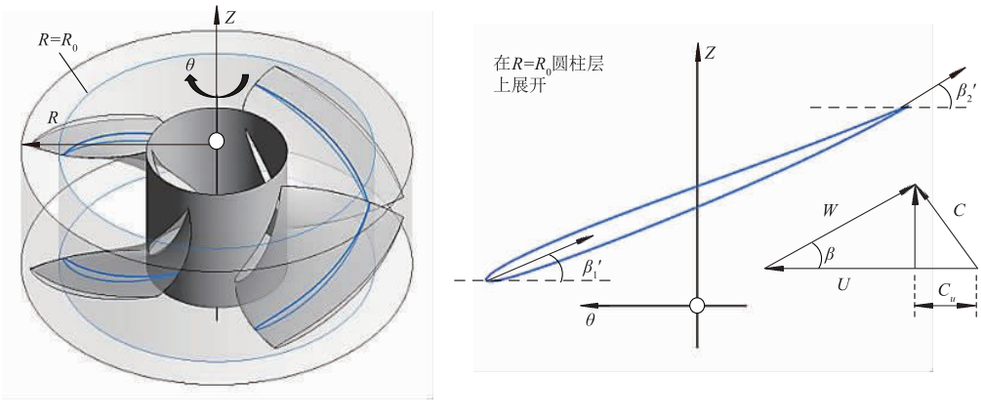


图 1 叶片圆柱层翼型单元的水力设计

Fig. 1 Hydrodynamics design of foil profile for axial pump blade

以圆柱层无关性假设为基础,将 $R=R_0$ 圆柱层在 $\theta-Z$ 平面上展开进行独立设计. 对于 $R=R_0$ 圆柱层的设计,则以水力机械欧拉方程为基础.

$$H_{th\infty}=\frac{U_2C_{u2}-U_1C_{u1}}{g}, \tag{1}$$

式中:$H_{th\infty}$ 为无限叶片数假设下的理论扬程;g 为重力加速度;U 为该圆柱层叶轮旋转线速度;C_u 为绝对速度的圆周分量;下标 1 和 2 分别代表叶片的进口和出口.

因此,叶轮的性能可以根据式(1)和图 1 所示的速度三角形大致预测,然后得到相对液流角,并对叶片安放角进行设计,以确定该圆柱层内的翼型单元

形状. 当所有圆柱层的形状确定之后,即可得到整个叶片的初始水力设计方案. 导叶的设计则基于叶轮的设计方案,首先,导叶叶片数与叶轮叶片数互质;然后,根据叶轮出口绝对速度与轴面速度之间的关系设计导叶进口安放角 α_1',而导叶出口安放角 α_2'设计约为 90°以满足液流沿轴向出流;最后,设计导叶高度与型线半径,以满足进出口之间型线的光滑过渡.

1.2　叶轮几何参数化

在初始设计完成之后,基于该设计方案对叶轮进行水力性能优化. 优化前,需要进行参数化以控制叶片安放角 β'的变化. 考虑到轴向几何尺寸受导叶安放位置的限制、叶轮径向的设计尺寸以及尽量减少优化过程的控制参数,应保持轴面形状不变. 在此基础上,以四阶 Bezier 曲线形式控制叶展方向 0 处(轮毂)、50%处(中间流面)和 100%处(轮缘)的翼型骨线上各点的叶片角 β',如图 2 所示. 根据叶片型线积分方程,叶片圆周方向包角 θ 可由叶片安放角 β' 积分决定,即

$$\mathrm{d}m = \sin\beta' \cdot \mathrm{d}s = \tan\beta' \cdot R\mathrm{d}\theta, \tag{2}$$

式中:$\mathrm{d}s$ 为骨线方向微元长度;$\mathrm{d}m$ 为轴面微元长度;$R\mathrm{d}\theta$ 为圆周方向微元长度.

如图 2 所示,控制点 P_1,P_2,P_3,P_4 分别设置在骨线相对长度 0,33.33%,66.67%,100% 的位置处. 因此,叶轮叶片可以参数化为 3×4 矩阵 $\boldsymbol{A}$,即

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} \beta_{11}^{\mathrm{B}} & \beta_{12}^{\mathrm{B}} & \beta_{13}^{\mathrm{B}} & \beta_{14}^{\mathrm{B}} \\ \beta_{21}^{\mathrm{B}} & \beta_{22}^{\mathrm{B}} & \beta_{23}^{\mathrm{B}} & \beta_{24}^{\mathrm{B}} \\ \beta_{31}^{\mathrm{B}} & \beta_{32}^{\mathrm{B}} & \beta_{33}^{\mathrm{B}} & \beta_{34}^{\mathrm{B}} \end{bmatrix}, \tag{3}$$

式中:β_{ij}^{B}为圆周位置 R_i 处控制点 P_j 上 Bezier 曲线的值.

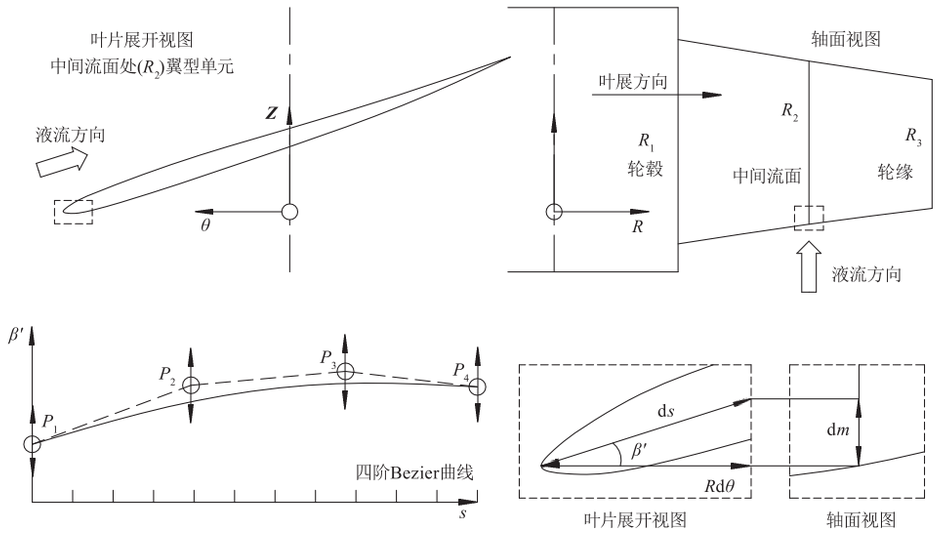


图 2　叶轮叶片参数化

Fig. 2　Parameterization of impeller blade

1.3　优化步骤

基于遗传算法进行优化,首先对优化对象进行编码. 参数矩阵的编码采用二进制,即

$$x_{\mathrm{dec}} = \frac{(\beta'_{ij} - a_{ij})(2^n - 1)}{(b_{ij} - a_{ij})}, \tag{4}$$

$$x_{\mathrm{dec}} \rightarrow x_{\mathrm{bin}}, \tag{5}$$

式中:x_{bin}为二进制编码值;x_{dec}为 x_{bin}对应的十进制数值;n 为二进制数 x_{bin}的位数;a_{ij}与 b_{ij}分别为叶片安放角 β'_{ij}取值范围的上界与下界.

优化目标函数取为多个工况下的水力效率权值,采用罚函数[14]加以控制,即

$$f(x) = -\sigma g(x) + \sum_i w_i \eta_{\mathrm{h}i}, \tag{6}$$

式中:i 为考虑工况的数量;$\eta_{\mathrm{h}i}$代表水力效率;w_i 为 $\eta_{\mathrm{h}i}$的权值;$-\sigma g(x)$为罚函数;σ 为放大系数;$g(x)$为约束条件下罚函数的惩罚标准.

在本研究中,设计工况下的扬程 H_{d} 为约束条件,因此定义 $g(x)$为

$$g(x) = \begin{cases} H_{\mathrm{d}} - H_{\mathrm{a}}, H_{\mathrm{d}} > H_{\mathrm{a}}, \\ 0, H_{\mathrm{b}} \leqslant H_{\mathrm{d}} \leqslant H_{\mathrm{a}}, \\ H_{\mathrm{b}} - H_{\mathrm{d}}, H_{\mathrm{d}} < H_{\mathrm{b}}, \end{cases} \tag{7}$$

式中:H_{a} 与 H_{b} 分别为扬程 H_{d} 的约束范围上界和下界.

对于目标函数的求解,考虑到问题的非线性,故采用 CFD 数值模拟的方式进行. 如图 3 所示,

CFD 模拟包含流域造型、网格离散、求解和结果输出. 基于 ANSYS Bladegen 与 Turbogrid,可以对轴流泵的叶轮和导叶进行造型与网格离散. 基于 ANSYS CFX,采用雷诺平均(RANS)模拟方法[15]和 SST $k-\omega$ 湍流模型[16]与叶轮内部的湍流流动进行求解. 通过求解得到目标函数之后,可通过遗传算法[17]的优化程序进行迭代形式的优化,获得最终收敛之后的优化结果.

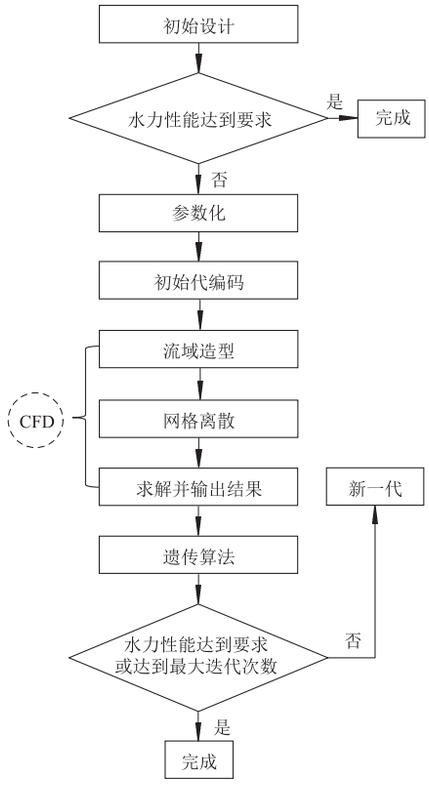


图 3 优化设计流程图

Fig. 3 Flowchart of design and optimization

2 设计实例

2.1 设计参数与初始方案

采用上述优化步骤,基于轴流泵设计程序,针对某一高比转数轴流泵叶轮进行优化设计. 轴流泵设计参数分别为转速 $n=1\ 450$ r/min,流量 $Q_d=360$ L/s,扬程 $H_d=4.50$ m,目标水力效率 $\eta_h=85.00\%$,必需汽蚀余量 $NPSHR=5$ m,比转数 $n_s=1\ 023$,轮毂直径 $D_h=109$ mm,轮缘直径 $D_s=302$ mm,叶轮叶片数 $Z_i=4$. 基于上述轴流泵设计参数,根据传统设计方法得到的初始设计方案为叶轮进口边轮毂处安放角为 37.6°,叶轮出口边轮毂处安放角为 67.4°,叶轮进口边轮缘处安放角为 16.8°,叶轮进口边轮缘处安放角为 18.3°,叶轮轮毂位置包角为 58.1°,叶轮轮缘位置包角为 55.3°. 此外,导叶叶片数 $Z_g=7$,导叶进口边轮毂处安放角为 56.6°,导叶出口边轮毂处安放角为 90.0°,导叶进口边轮缘处安放角为 71.9°,导叶进口边轮缘处安放角为 90.0°. 在初始设计之后,对该泵设计工况下的水力性能进行了数值模拟预测,计算得到其水力效率为 81.68%,扬程为 3.73 m. 可见,该泵水力性能未能满足设计要求,因此需要进一步优化提高.

2.2 优化参数设置

在优化中,首先按照式(3)将叶轮参数化,得到各控制点上 β_{ij}^{B} 角的 Bezier 曲线值为

$$\begin{bmatrix}\beta_{11}^{B} & \beta_{12}^{B} & \beta_{13}^{B} & \beta_{14}^{B}\\ \beta_{21}^{B} & \beta_{22}^{B} & \beta_{23}^{B} & \beta_{24}^{B}\\ \beta_{31}^{B} & \beta_{32}^{B} & \beta_{33}^{B} & \beta_{34}^{B}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}37.6 & 49.3 & 58.1 & 67.4\\ 22.1 & 23.6 & 25.6 & 26.9\\ 16.8 & 17.1 & 17.8 & 18.3\end{bmatrix}. \tag{8}$$

然后,根据式(4)与式(5),将参数矩阵中每一个元素以 7 位二进制数进行编码处理,各参数的变化上下界 a_{ij} 与 b_{ij} 均设定为 5°. 样本数量设为 5,在变化范围内,随机生成各样本的初始参数值. 对于目标函数 $f(x)$ 而言,分别考虑 3 个工况($0.9Q_d$,$1.0Q_d$ 与 $1.1Q_d$)的权值,权重则分别为 0.25,0.50 与 0.25. 对于罚函数而言,约束条件设置为设计扬程 $H_d=4.5$ m,放大因子 σ 设置为 2,约束范围上下界 H_a 与 H_b 分别为 4.7 m 和 4.3 m.

在 CFD 求解目标函数时,考虑到快速求解可以缩短整个优化周期,因此在保证准确的同时,将计算域尽可能简单处理,并采用稳态的计算方式. 图 4 为优化时的计算域,即周期性的单流道叶轮与导叶. 流域采用六面体结构化网格进行离散,并进行网格无关性检查,即逐步增加网格数量同时检查 CFD 模拟的扬程变化,保证其变化残差小于 1%,最终确定的网格方案为叶轮部分单流道网格节点数 42 694,导叶部分单流道网格节点数 24 528.

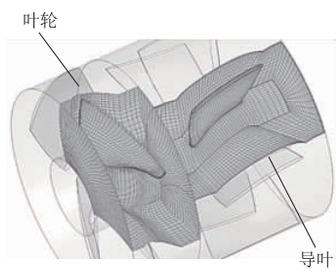


图 4 CFD 求解中所用流域和网格

Fig. 4 Fluid domain and mesh used in CFD simulations

计算域采用多参考系，叶轮为旋转参考系，导叶为静止参考系. 边界条件的设置中，叶轮进口设置为流量进口边界，流量值与工况相关. 导叶出口设置为压力出口边界，静压为 0，轮缘、轮毂和叶片等固壁面设置为无滑移壁面，叶轮与导叶之间设置交接面，单流道的两侧设置为旋转周期边界. 每次计算的最大迭代次数设置为 500. 在求解目标函数之后，对样本进行遗传操作. 遗传算法采用单点交叉和单点变异，交叉概率设置为 0.7，变异概率设置为 0.1. 优化过程的最大总迭代次数设置为 300.

2.3　优化结果

随着优化程序的运行，样本从一代遗传到下一代，每一代最差的样本遭到淘汰，最优的样本得到复制. 图 5 为优化过程中对目标函数的监测过程. 显然，随着优化的进行，样本的目标函数值逐渐上升，$N=146$ 代之后，水力效率上升至 85.09%，达到了设计要求，因此迭代结束.

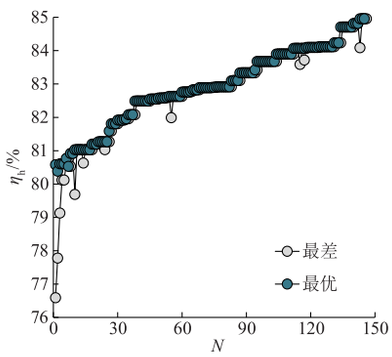
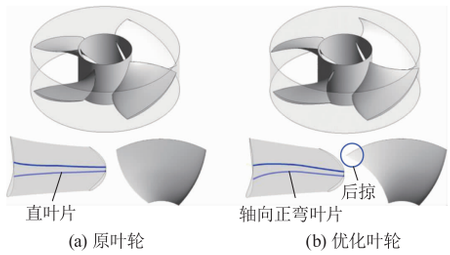


图 5　目标函数监测过程

Fig. 5　Monitored objective function values

优化后，叶轮的几何形状发生了明显变化，此为水力性能变化的根本原因. 优化后，叶片前缘轮毂处安放角为 36.7°，叶片后缘轮毂处安放角为 71.2°，叶片前缘轮缘处安放角为 12.6°，叶片后缘轮缘处安放角为 13.0°，叶片轮毂处包角为 51.5°，叶片轮缘处包角为 62.2°. 图 6 给出了优化前后叶轮三维形状的对比.



(a) 原叶轮　　(b) 优化叶轮

图 6　优化叶轮与原叶轮的叶片形状对比

Fig. 6　Comparison of original and optimized blade shapes

相比于原叶轮，优化之后的叶轮在轴向上呈现正弯，周向上则在叶片后缘处向后掠.

2.4　优化可行性分析

对于本研究的可行性而言，优化时间的消耗是最主要的因素，其直接关系到优化能否应用到实际工程设计中. 本研究的 CFD 求解中，共有 5 个叶轮模型个体，每个个体 3 个工况，即每一代一共 15 个单独的 CFD 求解进程. 进程之间可并行，最终汇集进行遗传操作. 本研究中，每一代的 CFD 求解及遗传算法操作耗时为 5 ~ 10 min，共 146 代的优化过程在 20 h 内就得以完成. 显然，本优化流程能够在较短的时间内完成工作，并达到优化目标，在工程中具有较强的可行性.

3　计算验证

3.1　计算设置

为了进一步验证优化的效果，采用更致密的网格方案，对轴流泵优化前后的模型进行全流道数值计算. 全流道计算域如图 7 所示，包括吸水室、叶轮、导叶与压水室. 计算域采用六面体结构网格进行离散，并检查网格无关性，即通过逐渐增大网格数量，检查网格对于计算精度的影响. 通过检查设计工况下的水力效率，使其收敛残差小于 1%，从而确定最终网格方案为全流道网格节点数 1 417 812. 计算采用稳态求解，采用雷诺平均法(RANS)与 SST $k-\omega$ 湍流模型. 计算仍使用多参考系，即叶轮为旋转参考系，转速为 1 450 r/min，其余为静止参考系. 边界条件的给定，将吸水室进口设定为流量进口，压水室出口设定为压力出口，所有固壁面设定为无滑移壁面，各部件之间设定交接面. 最大迭代次数设置为 1 000，收敛残差设为 1.0×10^{-5}.

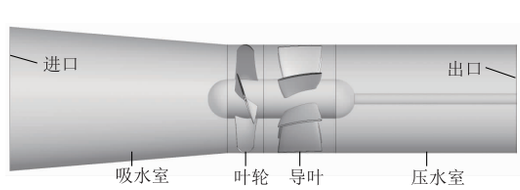


图 7　数值模拟验证中的全流道计算域

Fig. 7　Complete fluid domain used in design trial

3.2　验证结果对比

图 8 为轴流泵优化前后的水力性能对比，可以看出：优化前，最高效率点偏离设计工况；优化后，最高效率点移到设计工况，使得设计更为合理；在设计工况下，水力效率从 81.68% 提高到 86.19%，

扬程从3.73 m提高到4.56 m,均达到了设计的要求;优化后高效区明显扩大,这表明该轴流泵在多工况下的水力性能得到了提升.

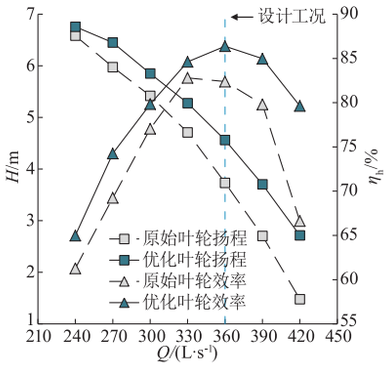


图8 优化前后轴流泵水力性能对比

Fig. 8 Comparison of original and optimized performances

由于轴流泵依靠升力做功,而升力体现在叶片吸力面与压力面的压力差,因此对优化前后叶片表面的压力分布进行分析. 图9为设计工况下叶片表面的压力系数C_p分布,图中分别显示了叶展方向上20%,50%和80%流面位置的值,横坐标θ为周向包角. 定义C_p为

$$C_p=\frac{2(p-p_\infty)}{\rho v_\infty^2}, \tag{9}$$

式中:ρ为流体介质密度;p为压力;p_∞为吸水室进口处所取的参考压力;v_∞为吸水室进口处的速度.

显然,在优化后叶片的压力差得到了提升,这表明流体将从叶轮获得更高的能量. 因此,优化后的轴流泵扬程得到提高,并达到了设计要求.

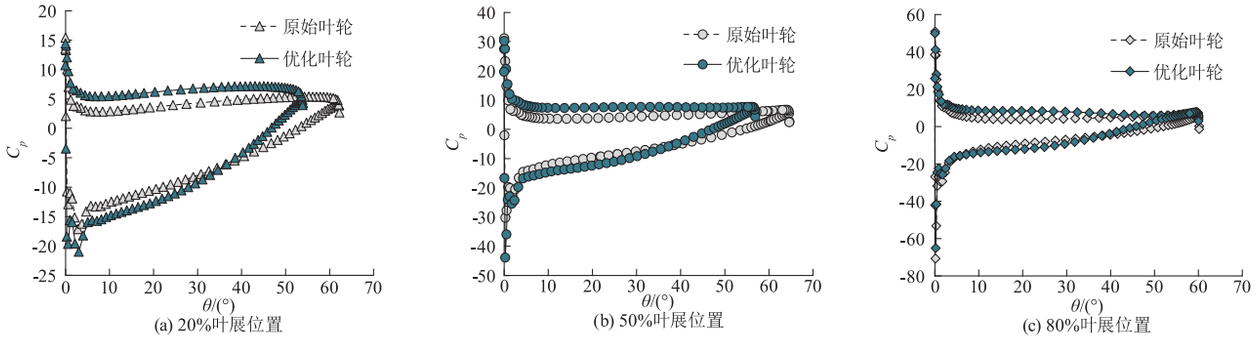


图9 设计工况下叶片表面压力系数C_p分布

Fig. 9 Pressure coefficient C_p on impeller blade surfaces under design condition

在扬程提高的同时,由于叶片形状的优化,使得水力效率得到了明显提高. 一方面,优化后的叶片在轴向形成正弯(即向上弯曲)[18],如图10所示,在流量为300 L/s的工况下,优化前后叶片吸力面的流线有明显变化,叶片正弯的特点使得其能够提供额外的向心力,有利于将轮缘处集聚的低能流体引回叶片中部,从而提高叶道的通过性能. 另一方面,叶片后缘在靠近轮缘处形成后掠,叶片有效做功的长度增大,更有利于液体获得能量.

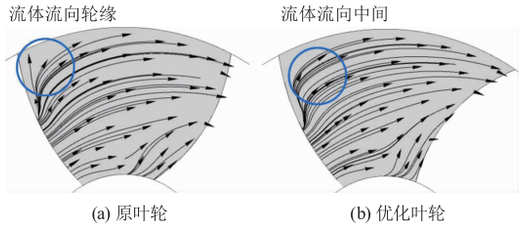


图10 流量为300 L/s时叶片吸力面的流线分布

Fig. 10 Streamlines on blade suction side at 300 L/s flow rate

除叶轮外,作为关键的过流部件,导叶内部的水力损失也是关注的重点. 图11为导叶内部的水力损失系数$C_{\Delta H}$,定义$C_{\Delta H}$为

$$C_{\Delta H}=H_{\mathrm{loss}}/H, \tag{10}$$

式中:H_{loss}为导叶内部的扬程损失;H为轴流泵的总扬程.

由图11可以看出,优化后导叶内部的水力损失比优化前明显减小,这表明优化使得叶轮与导叶的匹配变得更为合理,同样有助于轴流泵水力性能的提高.

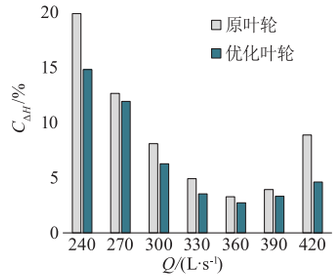


图11 导叶内部水力损失

Fig. 11 Hydraulic losses in vaned-diffuser

4　结　论

基于 CFD 与遗传算法,建立针对轴流泵的优化程序,计算并应用到实际,得到如下结论:

1) 对于轴流泵而言,其水力性能与叶片形状紧密相关. 因此,建立对叶片几何形状的优化程序,可以快速、有效地提升轴流泵的整体水力性能.

2) 应用 CFD 模拟,可以有效验证优化设计的结果. 通过 CFD 对轴流泵内部流动进行模拟仿真可知,合理的叶片形状可以使叶轮内部的流态更加平稳,并增强叶片对流体的做功能力,提升水泵的扬程. 通过优化,轴流泵的水力效率明显提高,最高效率点移到设计点,高效区扩大,叶轮与导叶能够更好地匹配,使其满足工程应用的需求.

参考文献(References)

[1] PENG G, CAO S, ISHIZUKA M, et al. Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner: part Ⅰ—an improved Q3D inverse method[J]. International journal for numerical methods in fluids, 2002, 39(6): 517 – 531.

[2] PENG G, CAO S, ISHIZUKA M, et al. Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner: part Ⅱ—multi-objective constrained optimization method[J]. International journal for numerical methods in fluids, 2002, 39(6): 533 – 548.

[3] 汤方平,石丽建,雷翠翠,等. 轴流泵叶片多学科设计优化[J]. 农业机械学报,2014,45(9):96 – 100.
TANG Fangping, SHI Lijian, LEI Cuicui, et al. Multi-disciplinary design optimization of axil-flow pump blades[J]. Transactions of the CSAM, 2014, 45(9): 96 – 100. (in Chinese)

[4] YAN P, CHEN T, WU D Z, et al. Multi-point optimization on the diffuser of an axial flow pump[C]//Proceedings of the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. [S. l.]: IOP Publishing, 2013, 52(2): 022011.

[5] LI W G. *NPSHR* optimization of axial-flow pumps[J]. Journal of fluids engineering, 2008, 130(7): 074504.

[6] LIU G L. Optimization of axial-flow pump cascade solidity subject to cavitation and separation-free constraints[J]. International journal of turbo and jet engines, 1995, 12: 231 – 236.

[7] ZHU L, ZHANG X, YAO Z. Shape optimization of the diffuser blade of an axial blood pump by computational fluid dynamics[J]. Artificial organs, 2010, 34(3): 185 – 192.

[8] WU H, GONG G, WANG Z, et al. Structural design and numerical simulation of the diffuser for maglev axial blood pump[J]. Journal of mechanics in medicine and biology, 2014, 14(3): 1450045.

[9] DERAKHSHAN S, POURMAHDAVI M, ABDOLAHNEJAD E, et al. Numerical shape optimization of a centrifugal pump impeller using artificial bee colony algorithm[J]. Computers & fluids, 2013, 81: 145 – 151.

[10] 肖若富,陶然,王维维,等. 混流泵叶轮反问题设计与水力性能优化[J]. 农业机械学报,2014,45(9):84 – 88.
XIAO Ruofu, TAO Ran, WANG Weiwei, et al. Inverse design and hydraulic optimization of mixed-flow pump impeller[J]. Transactions of the CSAM, 2014, 45(9): 84 – 88. (in Chinese)

[11] FUGLSANG P, MADSEN H A. Optimization method for wind turbine rotors[J]. Journal of wind engineering and industrial aerodynamics, 1999, 80(1): 191 – 206.

[12] KIM J H, CHOI J H, HUSAIN A, et al. Multi-objective optimization of a centrifugal compressor impeller through evolutionary algorithms[J]. Journal of power and energy, 2010, 224(5): 711 – 721.

[13] GÜLICH J F. Centrifugal pumps[M]. Berlin: Springer, 2008.

[14] SMITH A E, TATE D M. Genetic optimization using a penalty function[C]//Proceedings of the 5th International Conference on Genetic Algorithms. [S. l.]: Morgan Kaufmann Publishers Inc., 1993: 499 – 505.

[15] ANDERSON J D. Computational fluid dynamics[M]. New York: McGraw – Hill, 1995.

[16] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA journal, 1994, 32(8): 1598 – 1605.

[17] GOLDBERG D E. Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning[M]. Reading Menlo Park: Addison – wesley, 1989.

[18] TAO R, XIAO R, YANG W, et al. Investigation of the hydrodynamics of sweep blade in high-speed axial fuel pump impeller[J]. Advances in mechanical engineering, 2013, 174017.

(责任编辑　陈建华)