

基于遗传算法的低比转速高速泵优化设计

严俊峰, 陈 炜

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对低比转速高速离心泵在理论设计和实际应用中存在的三个主要问题, 即扬程流量特性曲线易出现正斜率上升段、汽蚀性能差和效率低的问题, 提出了利用自适应遗传算法求解低比转速高速离心泵优化模型的方法。数值试验表明, 自适应遗传算法在求解复杂最优化问题时具有广泛的适应性和良好的精度, 可将其应用于某低比转速高速离心泵的优化设计中。试验研究表明, 该泵取得了良好的性能指标, 达到了优化设计的目的。

关键词: 离心泵; 低比转速; 优化; 遗传算法

中图分类号: V434.212

文献标识码: A

文章编号: (2006)03-0001-07

Optimum design of low-specific-speed high-speed centrifugal pump based on genetic algorithm

Yan Junfeng, Chen Wei

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: To solve the three problems of low-specific-speed high-speed centrifugal pumps (LSPHSCP), namely, small-flow instability due to positive slope of head-capacity curve, unsatisfactory cavitation performance, and low efficiency, an adaptive genetic arithmetic is presented. The numerical results indicate that the adaptive genetic arithmetic has great adaptability and favorable precision. It can be directly used to solve the optimum model of a LSPHSCP. The experimental results indicate that the LSPHSCP achieves very satisfactory performance.

Key words: centrifugal pump; low-specific-speed; optimization; genetic arithmetic

收稿日期: 2005-11-04; 修回日期: 2005-11-25。

作者简介: 严俊峰 (1980—), 男, 硕士, 研究领域为涡轮泵技术。

1 引言

高速离心泵具有扬程高、结构紧凑、重量轻等优点,在中、大推力液体火箭发动机中得到了广泛应用,随着对液体火箭发动机性能要求的日益提高,高速离心泵越来越向高速、高压、高效化发展。

在液体火箭发动机中,多采用带诱导轮的离心泵机组,以提高其汽蚀性能。经过数十年的研制,高速离心泵设计已经有了比较丰富的经验。由于采用常规设计时,低比转速高速复合叶轮离心泵的参数选择主要取决于设计者的经验和水平,带有一定的经验性,因此有必要对低比转速高速复合叶轮离心泵开展优化设计分析。

优化水力设计一直是离心泵研究者最感兴趣的研究课题之一,是提高离心泵性能的主要措施。离心泵的流动优化问题,主要有损失极值法和准则筛选法两种。损失极值法的思路是建立泵内各种损失与泵的几何参数之间的关系,通过求解使泵内损失最小,从而使离心泵获得理想的性能指标。准则筛选法是在对叶轮内流机理分析的基础上,建立各种优化准则,寻求泵几何参数及相应流道形状的各种组合,并从中筛选出最佳方案。这种方法是针对损失极值法的不足提出的。鉴于泵的内部流动至今尚未完全掌握,其理论基础不完善,故此方法还有待改进^[1]。

低比转速高速复合叶轮离心泵的转速高,复合叶轮内部流道狭长,容易产生射流-尾流结构,而且高速复合叶轮离心泵的结构比不带前置诱导轮的一般离心泵要复杂得多,因此在目前要建立符合复合叶轮流动状况的流动模型还有一定的难度。损失极值法相对简单,也具有一定的合理性,这里采用损失极值法对泵进行优化设计分析。

2 性能预测模型

2.1 水力损失模型^[2]

泵的水力损失主要有诱导轮的水力损失、复合叶轮的水力损失和蜗壳的水力损失。诱导轮的水力损失较复杂,将在诱导轮的扬程模型中加以考虑。

复合叶轮的水力损失包括叶轮进口冲击损失 Δh_{shp} 、叶轮摩擦损失 Δh_{frp} 和叶轮扩散损失 Δh_{exp}

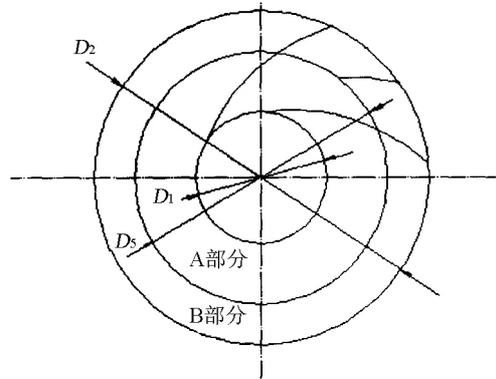


图1 复合叶轮

Fig.1 Complex impeller

对于如图1所示的复合叶轮,其液流冲击损失应是长叶片进口冲击损失与短叶片起始处的冲击损失之和,即

$$\Delta h_{shp} = k_1 \left[\frac{(V_{ulw} - V_{ul})^2}{2g} + \frac{(V_{usw} - V_{us})^2}{2g} \right]$$

叶轮摩擦损失 Δh_{frp} 可分为从 D_1 到 D_3 (A部分)的摩擦损失 Δh_{frap} 和从 D_3 到 D_2 (B部分)的摩擦损失 Δh_{frbp} 组成,即

$$\Delta h_{frp} = k_2 (\Delta H_{frap} + \Delta H_{frbp})$$

旋转叶轮流道的摩擦损失可用等效静止直圆管来计算,即

$$\Delta h_{frap} = \xi_{frap} \frac{l_{ap}}{D_{hap}} \frac{W_{ap}^2}{2g}$$

$$\Delta h_{frbp} = \xi_{frbp} \frac{l_{bp}}{D_{hbp}} \frac{W_{bp}^2}{2g}$$

上式中 ξ_{frap} 、 l_{ap} 、 D_{hap} 和 W_{ap} 分别为A部分的摩擦系数、水力长度、水力直径和平均相对速度。

叶轮的流道扩散引起了相对速度的滞止,从而产生叶轮扩散损失 Δh_{exp}

$$\Delta h_{exp} = \xi_{exp} \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

上式中 $\xi_{exp} = 0.3 \sim 0.6$ 。低比转速高速复合叶轮离心泵的特点是流量小、扬程高,叶轮流道里

的相对速度相对较小,因此扩散损失在总的水力损失中所占的比例较小,计算时可取 $\xi_{\text{exp}} = 0.4$ 。

若叶轮进口相对速度 W_1 小于出口相对速度 W_2 ,则取 Δh_{exp} 为零。

蜗壳的水力损失包括流道摩擦损失 Δh_{frd} 、扩散冲击损失 Δh_{exd} 和扩散管损失 Δh_{hd} 。

蜗壳流道摩擦损失 Δh_{frd} 可根据等效圆管的摩擦损失进行计算,即

$$\Delta h_{\text{frd}} = k_3 \xi_{\text{frd}} \frac{l_d}{D_{\text{hd}}} \frac{V_{\text{thd}}^2}{2g}$$

由于蜗壳流道呈螺旋形扩散状态,就使从叶轮流出的液流产生流道扩散冲击损失 Δh_{exd} 。

$$\Delta h_{\text{exd}} = \xi_{\text{exd}} \frac{V_{u_3}^2 - V_{\text{thd}}^2}{2g}$$

式中, $\xi_{\text{exd}} = 0.3 \sim 0.5$,引入与比转速 n_s 有关的修正系数 k_4 可得

$$\Delta h_{\text{exd}} = 0.1k_4 \frac{V_{u_3}^2 - V_{\text{thd}}^2}{g}$$

扩散管水力损失 Δh_{hd} 按等效圆锥管来计算。

$$\Delta h_{\text{hd}} = k_4 \xi_{\text{hd}} \frac{V_{\text{thd}}^2}{2g}$$

上式中的 k_i ($i=1,2,3,4$)是与比转速 n_s 有关的修正系数^[1]。总的水力损失为

$$\Sigma \Delta h = \Delta h_{\text{shp}} + \Delta h_{\text{frp}} + \Delta h_{\text{exp}} + \Delta h_{\text{frd}} + \Delta h_{\text{exd}} + \Delta h_{\text{hd}}$$

2.2 机械损失模型

复合叶轮离心泵的机械损失主要由叶轮圆盘摩擦损失及消耗在轴承、密封和传动上等的机械损失构成。

叶轮圆盘摩擦损失功率 ΔP_d 是由于旋转叶轮的前后盖板外侧与泵腔内水体存在相对运动而引起的机械损失,其基本表达式为

$$\Delta P_d = 2C_f \rho \omega^3 R_2^5$$

摩擦系数 C_f 与雷诺数有关。对于光滑轮盘,假设在间隙内的流体的平均转动角速度为叶轮角速度的一半,并考虑到 $Re > 10^5$ 时的一些试验数据,可得出^[3]

$$C_f = 0.039 Re^{-0.2} = 0.039 \left(r_2^2 \frac{\omega}{\nu} \right)^{-0.2}$$

对于一般的低比转速高速泵,轴承、密封和传动等机械损失功率 ΔP_{fr} 所占比例不大,一般为2%~7%,泵的比转速越低就越是这样。 ΔP_{fr} 可表示为

$$\Delta P_{\text{fr}} = \zeta \rho g Q H / 1000 \eta$$

2.3 效率模型

泵的效率可表示为有效功率 P_e 与输入功率 P 之比。输入功率 P 包括有效功率 P_e 、容积损失和水力损失所消耗的功率 P_h 、圆盘摩擦损失功率 ΔP_d 和轴承、密封及传动损失功率 ΔP_{fr} 。

由输入功率 P 的定义

$$P = \frac{1}{\eta_v} (P_e + P_h) + \Delta P_d + \Delta P_{\text{fr}}$$

可导出

$$\eta = \left(\frac{1}{\eta_v \eta_h} + \frac{\Delta P_d}{P_e} + \zeta \right)^{-1} \quad (1)$$

上式中 η_v 和 η_h 分别为容积效率^[5]和水力效率。

$$\eta_v = \left(1 + 0.68 n_s^{-2/3} \right)^{-1}$$

$$\eta_h = \frac{H}{H_{\text{thp}} + H_{\text{thi}}}$$

2.4 扬程模型

泵的扬程应为诱导轮的实际扬程与复合叶轮的实际扬程之和,而复合叶轮的实际扬程等于理论扬程减去总的水力损失,即

$$H = (H_{\text{thp}} - \Sigma \Delta h) + H_i$$

对于如图1所示的复合叶轮,其理论扬程 H_{thp} 由 H_a 和 H_b 两部分组成, H_a 由从 D_1 到 D_s 的叶片 Z_1 产生, H_b 由从 D_s 到 D_2 的叶片 Z_1 产生,即

$$H_{\text{thp}} = H_a + H_b = \mu_a H_a^\infty + \mu_b H_b^\infty$$

无限叶片数理论扬程 H_a^∞ 和 H_b^∞ 可根据 Euler 方程求得^[4],即

$$H_a^\infty = \frac{1}{g} (V_{u_2}^\infty U_2 - V_{u_1}^\infty U_1)$$

$$H_b^\infty = \frac{1}{g} (V_{u_2}^\infty U_2 - V_{u_s}^\infty U_s)$$

式中, μ_a 和 μ_b 分别为与 H_a^∞ 和 H_b^∞ 相对应的滑移系数^[2]。

$$\mu_a = \left[1 + \frac{1.1(1 + \sin \beta_s)}{Z_1} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_s} \right)^2} \right]^{-1}$$

$$\mu_b = \left[1 + \frac{1.1(1 + \sin \beta_2)}{Z_1} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_2}{D_s} \right)^2} \right]^{-1}$$

由于诱导轮本身是一种近似于轴流泵的叶轮, 故在此以轴流泵的扬程模型为基础来计算诱导轮的扬程^[5]。由图2可知任一流量 Q 下诱导轮的理论扬程 H_{thi} 及实际扬程 H_i 为

$$H_{thi} = \frac{H_{thi}^0}{Q'} (Q' - Q)$$

$$H_i = \frac{H_i^0}{Q'} (Q' - Q)$$

则诱导轮的水力损失 ΔH_i 为

$$\Delta H_i = H_{thi} - H_i$$

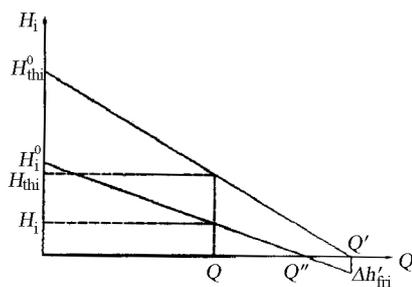


图2 诱导轮的扬程模型

Fig.2 Head model of the inducer

3 优化模型

3.1 目标函数

目标函数是判别方案优劣的标准。用优化设计方法设计泵大都是多目标优化设计。低比转速高速复合叶轮离心泵应该具有效率高、汽蚀性能

好和小流量下工作稳定性好等性能指标。这里以效率, 即式(1)为目标函数, 进行优化计算。

3.2 优化变量

优化变量决定和影响优化结果。如果优化变量太多, 就会增加优化的难度。相反如果变量太少, 会限制优化选择的自由度, 使优化结果不是最佳。因此应对影响优化结果的参数进行分析、比较, 从中选出对结果有显著影响的、独立的参数作为设计变量。

对泵而言, 考虑的优化变量包括诱导轮、复合叶轮及蜗壳等过流部件的几何参数, 具体而言包括诱导轮进口流量系数 ϕ 、诱导轮进口液流攻角 $\Delta\alpha_1$ 、诱导轮进出口轮毂比 Rd_{i1} 和 Rd_{i2} 、叶轮进出口直径 D_1 和 D_2 、叶轮进出口叶片宽度 b_1 和 b_2 、叶轮进出口叶片安装角 β_1 和 β_2 、叶轮长叶片数 Z_1 和总叶片数 Z_t 、叶轮短叶片起始处的直径 D_s 、叶轮叶片宽度 b_s 和安装角 β_s 、蜗壳基圆直径 D_3 , 隔舌起始角 θ 以及喉部面积 F , 即

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_{18}]^T$$

$$= \left[\phi, \Delta\alpha_1, Rd_{i1}, Rd_{i2}, D_1, D_2, b_1, b_2, b_s, \beta_1, \beta_2, Z_1, Z_t, D_s, \beta_s, D_3, \theta, F \right]^T$$

考虑一般情况, 对 X 作一简单的变换 f 得 Y

$$Y = fX = [y_1, y_2, \dots, y_{18}]^T$$

$$= \left[\phi, \Delta\alpha_1, Rd_{i1}, Rd_{i2}, kD_1, kD_2, kb_1, kb_2, kb_s, \beta_1, \beta_2, Z_1, kZ_t, kD_s, k\beta_s, kD_3, \theta, kF \right]^T$$

映射关系如表1所示。

表1 优化变量的映射关系

$D_1 = kD_1 \cdot D_i$	$D_2 = kD_2 \cdot D_{20}$
$b_1 = kb_1 \cdot b_{10}$	$b_2 = kb_2 \cdot b_{20}$
$b_s = kb_s \cdot b_{s0}$	$Z_t = kZ_t \cdot Z_1$
$D_s = kD_s \cdot \frac{D_1 + D_2}{2}$	$\beta_s = k\beta_s \cdot \beta_{s0}$
$D_3 = kD_3 \cdot D_2$	$F = kF \cdot F_0$

在表 1 中, 下角标含‘0’的参数值由经验公式给出, 如文献[4]所述。

3.3 约束条件

发动机对泵的汽蚀性能有很高的要求。同时, 低比转速高速离心泵在小流量工况下, 其扬程流量特性曲线易出现驼峰, 造成泵工作不稳定。因此应在优化模型中加入满足汽蚀性能和获得稳定的扬程流量特性曲线的约束条件。

在低比转速高速复合叶轮离心泵中, 要求泵机组的汽蚀比转速 C 应大于 1.36 倍的装置给定的汽蚀比转速 $C_a^{[2]}$ 。由于泵的汽蚀性能很大程度上由诱导轮决定, 故将诱导轮的汽蚀比转速作为泵机组的汽蚀比转速, 即

$$C_i/C_a \geq 1.36$$

泵机组的扬程 H 可以表示为流量的二次函数, 即 $H = P_2(Q)$, 从关死点的扬程 H 对流量 Q 的

导数 $\frac{dH}{dQ}$ 可以判断扬程流量特性曲线是否稳定。因此可引入如下的约束来保证低比转速高速复合叶轮离心泵获得稳定的扬程流量特性曲线^[2], 即

$$\left. \frac{dH_a}{dQ} \right|_{Q=0} \leq 0, \quad \left. \frac{dH_b}{dQ} \right|_{Q=0} \leq 0$$

此外, 还应考虑限制叶轮流道扩散程度、满足扬程要求、优化变量的取值范围和附加约束等^[2]。

4 遗传算法求解

由于遗传算法对所解的优化问题没有太多的数学要求, 在解的搜索中不需要了解问题的内在本质, 能够非常有效地进行概率意义下的全局搜索, 因而在优化设计中得到了广泛地应用。

$$\left. \begin{aligned} \min \quad & f_4 = 5.3578547x_3^2 + 0.8356891x_1x_5 + 37.293239x_1 - 40792.141 \\ \text{s.t.} \quad & g_{4_1}(X) = 85.334407 + 0.0056858x_2x_5 + 0.00026x_1x_4 - 0.0022053x_3x_5 \in [0, 92] \\ & g_{4_2}(X) = 80.51249 + 0.0071317x_2x_5 + 0.0029955x_1x_2 + 0.0021813x_3^2 \in [90, 110] \\ & g_{4_3}(X) = 9.300961 + 0.0047026x_3x_5 + 0.0012547x_1x_3 + 0.0019085x_3x_4 \in [20, 25] \\ & 78 \leq x_1 \leq 102, 33 \leq x_2 \leq 45, 27 \leq x_i \leq 45 \quad i = 3, 4, 5 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

利用遗传算法求解, 求解结果如表 2 所示。图 3 所示为极大值与平均值、方差随进化过程的演

4.1 遗传算法求解策略

这里采用自适应遗传算法求解上述优化问题。其中, 自适应幂律标定 ($f' = f^\beta$) 采用对数形式的参数改变策略, 如式(2)所示。自适应的交叉率和变异率如式(3)、(4)所示。其余计算过程及参数选择按常规方式进行, 如文献[6]所述。

$$\beta = \log_{p+\frac{f_{\max}}{f}} gen + 1 \quad (2)$$

$$P_c = \begin{cases} P_{c1} - \frac{(P_{c1} - P_{c2})(f - \bar{f})}{f_{\max} - \bar{f}}, & f \geq \bar{f} \\ P_{c1}, & f < \bar{f} \end{cases} \quad (3)$$

$$P_m = \begin{cases} P_{m1} - \frac{(P_{m1} - P_{m2})(f - \bar{f})}{f_{\max} - \bar{f}}, & f \geq \bar{f} \\ P_{m1}, & f < \bar{f} \end{cases} \quad (4)$$

在遗传算法进行的早期, 种群具有比较大的多样性, 导致 f_{\max} 与 \bar{f} 的比值较大, 同时遗传代数较小, β 相对较小。当遗传算法进行到收敛状态, f_{\max} 与 \bar{f} 的比值较小, 同时遗传代数较大, 则 β 相对较大。如果在算法早期出现“超级个体”, f_{\max} 与 \bar{f} 的比值就会很大, 造成式(2)中底数较大, 从而限制了标定的强度, 使遗传算法有足够的时间搜索更大的解空间。如果解空间比较平坦或问题本身具有欺骗性, 在算法进行的晚期, 很小的比值会导致很大的比例变换参数, 保证算法及时收敛。

从式(3)、(4)可以看出, 自适应的 P_c 和 P_m 能够提供相对于某个解的最佳 P_c 和 P_m , 保证了遗传算法的收敛性。

4.2 数值试验

目前, 尚不具备应用理论对遗传算法的性态进行分析的能力, 为此考虑如下的测试函数 $G_4^{[7]}$:

变图, 图 4 所示为第 1、100、500、1000 代种群中个体的分布图。从图 3、图 4 及表 2 中可以看出,

文中提出的自适应遗传算法在求解有约束非线性最优化问题时具有广泛的适应性和良好的精度,可用于求解复杂的有约束非线性最优化问题。

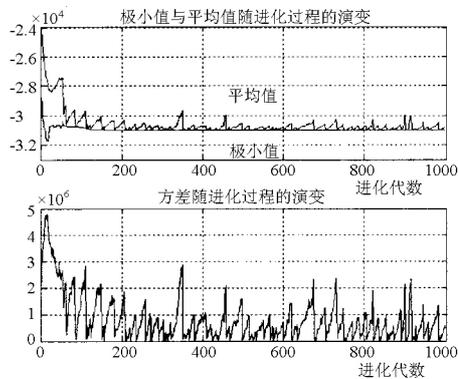


图3 测试函数进化过程及运行结果

Fig.3 The evolutionary process and results of test function

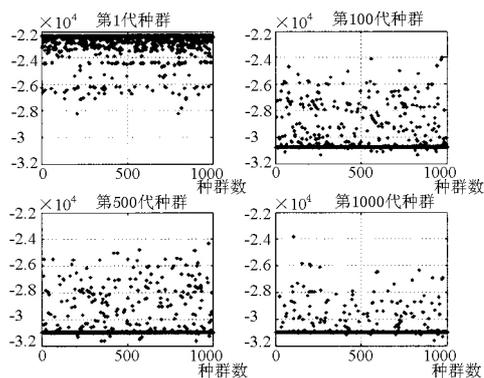


图4 测试函数搜索过程中个体分布图

Fig.4 Distribution of the individuals of test function

数值试验表明,自适应遗传算法在求解有约束非线性最优化问题时具有广泛的适应性和良好的精度,可直接应用于求解低比转速高速离心泵的优化模型及其它类型的有约束优化问题。

以某泵作为设计实例进行优化求解,图5为极小值与平均值、方差随进化过程的演变图。图6所示为第1、100、500、1000代种群中个体的分布图。从图5中可以看出,在解的进化过程中,群体中个体适应值的最大值和平均值呈现一种上升的趋势,而方差呈现一种下降的趋势。从图6中可看出,随着进化过程的进行,群体中适应值较低的一些个体被逐渐淘汰,而适应值较高的个体都集中在所求问题的最优点附近,可以得到最优解。

表2 数值实验的结果

Tab.2 The numerical results

项目	参考解	遗传算法的解
$f_4(X)$	-30665.5	-31019.3
x_1	78.0	78.0
x_2	33.0	33.0385
x_3	29.995	27.1406
x_4	45.0	45.0
x_5	36.776	44.7544

图7和图8所示分别为根据优化结果绘制的诱导轮和复合叶轮实体模型(去掉前盖板)。

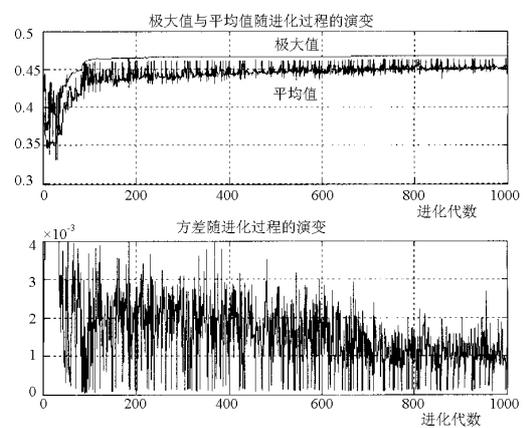


图5 优化模型进化过程及运行结果

Fig.5 The evolutionary process and results of optimum model

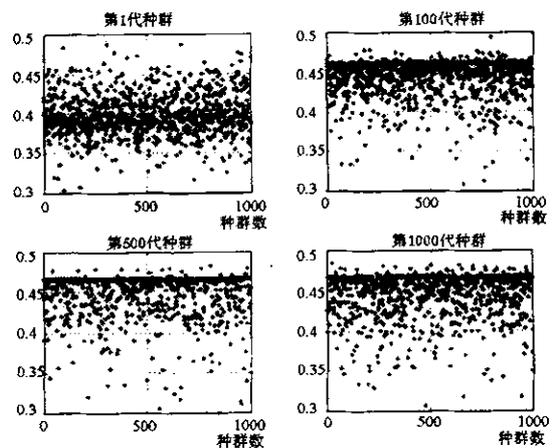


图6 优化模型搜索过程中个体分布图

Fig.6 Distribution of the individuals of optimum model

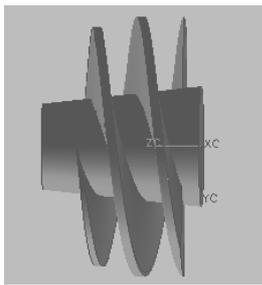


图7 诱导轮
Fig.7 Inducer

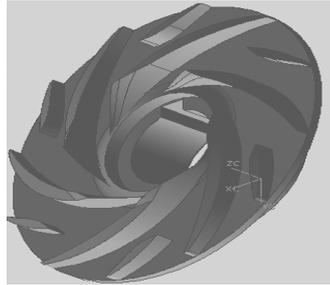


图8 复合叶轮(去掉前盖板)
Fig.8 Complex impeller

5 试验验证

图 9和图 10分别为泵的扬程和效率与流量的关系曲线。

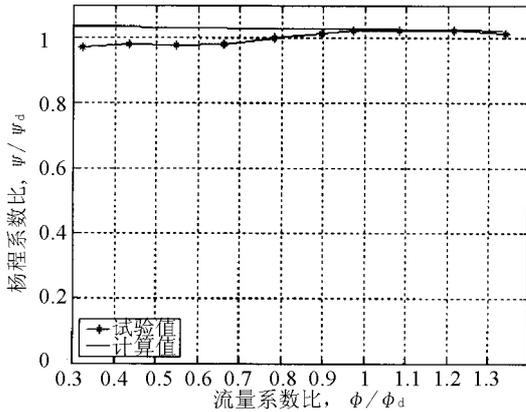


图9 扬程-流量特性的比较

Fig.9 Comparison between experimental and theoretical heads of the pump

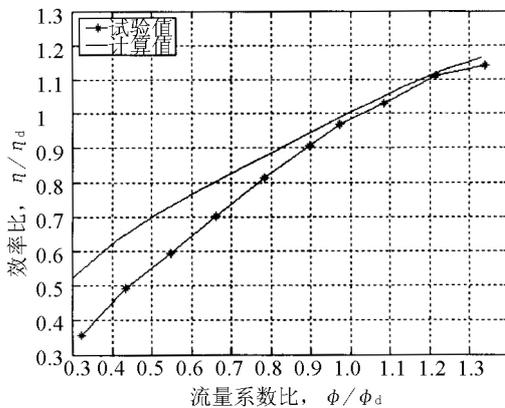


图10 效率-流量特性的比较

Fig.10 Comparison between experimental and theoretical efficiencies of the pump

从图 9中可以看出,在工作流量范围内,泵的扬程流量特性曲线保持为一条近似水平的直线,即扬程流量特性曲线是稳定的,没有出现驼峰现象。

若采用常规设计,某泵的效率约为 32.54%。采用优化设计后泵的效率增加了 8.5 个百分点。考虑到试验用泵具有特殊的结构,若能简化密封、轴承及驱动型式等,该泵的效率可望达到 46%~48%。结合目前低比转速高速离心泵的研究现状可知,某泵取得了良好的性能指标,达到了优化的目的。

6 结论

针对低比转速高速离心泵在理论设计和实际应用中的三个主要问题,建立了低比转速高速离心泵的优化模型。利用自适应遗传算法对优化模型进行求解。试验结果表明,经优化设计后的某泵取得了良好的性能指标,这为今后低比转速高速离心泵的研制提供了参考。

参考文献:

- [1] 陈洪海,袁寿其.低比速离心泵优化设计法[J].流体机械,2001,49(8).
- [2] 朱祖超.超低比转速高速复合叶轮离心泵的设计方法[D].浙江:浙江大学,2000.
- [3] 奥夫相尼科夫,博罗夫斯基.液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M].任汉芬,夏德新译.北京:航天工业总公司第十一研究所(京),1999.
- [4] 查森.叶片泵原理及水力设计[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [5] 航空发动机设计手册总编委会.航空发动机设计手册(第15册):控制及燃油系统[M].北京:航空工业出版社,2001.
- [6] 周明,孙树栋.遗传算法原理及应用[M].北京:国防工业出版社,1999.
- [7] 潘正君,康立山,陈毓屏.演化计算[M].北京:清华大学出版社,广西:广西科学技术出版社,1998.

(编辑:陈红霞)