

高比转数离心式潜水排污泵设计与试验*

朱荣生¹ 曹 梁¹ 龙 云¹ 朱冬欣² 付 强¹ 王振伟¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 211106)

摘要: 针对 350QW 1500-16-90 型排污泵, 运用 CFD 软件 ANSYS CFX 对采用不等扬程水力设计方法 2 种方案和传统等扬程水力设计方法 1 种方案在不同工况下泵内部流动进行模拟分析, 做出性能预测, 并选取最优方案进行试验。研究表明: 采用不等扬程水力设计方法可以减小叶轮工作面低压区和回流, 从而使泵有均匀的叶片出口静压及流速分布; 利用 CFD 技术所获得的扬程、效率的预测曲线和试验所得到的性能曲线变化规律一致, 无马鞍区, 无过载现象发生, 满足设计要求, 表明数值模拟较准确, 对高比转数排污泵设计有一定指导意义; 随着流量的增加, 扬程曲线斜率绝对值增加, 泵的最高效率点出现在 1 699.93 m³/h 时, 最高效率为 80.256%, 最高效率点向大流量偏移, 大流量区域效率曲线平缓, 0.9Q~1.3Q 为高效率区, 符合排污泵在大流量工况下运行的工作特性。

关键词: 排污泵 高比转数 设计方法 数值模拟 试验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0047-06

Design and Experiment of High Specific Speed
Centrifugal Submersible Sewage Pump

Zhu Rongsheng¹ Cao Liang¹ Long Yun¹ Zhu Dongxin² Fu Qiang¹ Wang Zhenwei¹

(1. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, China)

Abstract: To improve the performance of high specific speed centrifugal non-clogging submersible sewage pump, the 350QW 1500-16-90 sewage pump was designed by using unequal head hydraulic design method and traditional equal head hydraulic design method. Three different optimization plans were proposed and CFD software ANSYS CFX was applied to analyze the interior flow field of each plan under different conditions, the performance was predicted and the best plan was selected to test by internal flow characteristics and performance curves. It was demonstrated that using unequal head hydraulic design method can reduce the area of low pressure of impeller working face and backflow, central runner had the lowest relative velocity so that blade outlet of the pump had a uniform static pressure and velocity distribution. The predicted curve obtained by CFD technology and performance curves obtained by experiment of head and efficiency had the consistent variation. There was no saddle zone and overload phenomenon, which indicated that it satisfied the design requirements and the numerical simulation was accurate and it had guiding significance for the high specific speed sewage pump design. The absolute value of head curve slope increased with the increase of flow, the maximum efficiency point was occurred at 1 699.93 m³/h and maximum efficiency was 80.256%. Maximum efficiency point shifted to the large flow, where the efficiency curves changed gently, 0.9Q~1.3Q was high efficiency area which was conformed to be the operating characteristics of the sewage pump running at high flow conditions, it was helpful to improve the current situation of high energy consumption at sewage treatment for using unequal head hydraulic design method.

Key words: Sewage pump High specific speed Design method Numerical simulation Experiment

收稿日期: 2014-04-22 修回日期: 2014-06-05

* 国家自然科学基金资助项目(51379091)、江苏省自然科学基金资助项目(BK20130516)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(PDPA)

作者简介: 朱荣生, 研究员, 主要从事流体机械水力性能及结构研究, E-mail: jsgqby@sina.com

引言

随着工业和城市化的进一步发展,我国水污染防治面临的形势日益严峻,对水污染防治用设备也提出了新的更高要求。应用广泛的潜水排污泵、进一步完善和发展高效潜污泵的设计理论与方法,可直面提高泵效率的现实挑战^[1-2]。

施卫东等^[4-9]对小流量、低比转数潜水排污泵的设计方法、几何参数优化、数值模拟和试验进行了大量的研究,并提出了有效的设计方法。传统的水力设计法预先假设叶轮内部所有流线理论扬程为同一值,而高比转数离心泵叶轮进出口直径比大,滑移系数的误差随着比转数的增大而增大^[10-11],工作面前盖板短容易导致叶轮前端做功不充分,会造成出口边流动紊乱,降低泵效率。为获得较高效率的离心式无堵塞潜水排污泵,本文以 350QW 1500-16-90 型高比转数离心式潜水排污泵的设计为例,基于不等扬程水力设计方法^[12],优化泵的内部流场,旨在获得较高的效率,使泵在大流量下具有较宽的高效区,并使该泵具有无过载特性,符合排污泵的工作环境。

1 高比转数潜水排污泵的开发和水力设计

1.1 水力设计方法

为使泵具有均匀的叶片出口总压、静压及流速分布,采用不等扬程水力设计方法提高泵效率。不等扬程水力设计方法是指提供一种基于无限叶片数理论扬程进行设计,从而实现有限叶片理论扬程相等目的的水力设计方法。

本文叶片出口处采用无穷叶片数理论扬程的直线形分布,中流线扬程为前后盖板扬程的平均值,考虑前、后盖板等流线实际流动的滑移系数不同,前、后盖板滑移系数为

$$\begin{cases} \mu_a = \frac{\psi_a}{1 - \varphi_{2a} \cot(\beta_{2a} - \delta_a)} \\ \mu_b = \frac{\psi_b}{1 - \varphi_{2b} \cot(\beta_{2b} - \delta_b)} \end{cases}$$

其中

$$\begin{cases} \psi_a = 1 - \sqrt{\frac{\sin\beta_{2a}}{Z^{0.7}}} - \varphi_{2a} \cot(\beta_{2a} - \delta_a) \\ \psi_b = 1 - \sqrt{\frac{\sin\beta_{2b}}{Z^{0.7}}} - \varphi_{2b} \cot(\beta_{2b} - \delta_b) \\ \begin{cases} \varphi_{2a} = v_{m2a}/u_{2a} \\ \varphi_{2b} = v_{m2b}/u_{2b} \end{cases} \end{cases}$$
$$\delta_a = \begin{cases} 1.473\phi_a^{2.16} & (\phi_a > 0) \\ 0 & (\phi_a \leq 0) \end{cases}$$

$$\delta_b = \begin{cases} 1.473\phi_b^{2.16} & (\phi_b > 0) \\ 0 & (\phi_b \leq 0) \end{cases}$$
$$\begin{cases} \phi_a = \frac{2\pi R_2}{Z L_{Ra}} \frac{b_2}{b_1} \sin\beta_{2a} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \\ \phi_b = \frac{2\pi R_2}{Z L_{Rb}} \frac{b_2}{b_1} \sin\beta_{2b} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \end{cases}$$

式中

$\beta_{2a}、\beta_{2b}$ ——前、后盖板的出口安放角

$\varphi_{2a}、\varphi_{2b}$ ——前、后盖板的轴面分速度系数

$v_{m2a}、v_{m2b}$ ——前、后盖板出口绝对速度的轴面分量

$u_{2a}、u_{2b}$ ——前、后盖板的出口圆周速度

$\psi_a、\psi_b$ ——前、后盖板的扬程系数

Z ——叶片数

$\delta_a、\delta_b$ ——前、后盖板的计算系数

$\phi_a、\phi_b$ ——前、后盖板的几何参数

R_1 ——叶轮叶片进口半径

R_2 ——叶轮外圆半径

$L_{Ra}、L_{Rb}$ ——前、后盖板的叶片弦长

$b_1、b_2$ ——叶轮进、出口宽度

由无限叶片理论扬程计算公式,分别计算叶片出口前、后盖板的无限叶片理论扬程 $H_{ta\infty}、H_{tb\infty}$,即

$$\begin{cases} H_{ta\infty} = \frac{1}{g}(u_{2a}v_{u2a} - u_{1a}v_{u1a}) \\ H_{tb\infty} = \frac{1}{g}(u_{2b}v_{u2b} - u_{1b}v_{u1b}) \end{cases}$$

式中

$v_{u2a}、v_{u2b}$ ——前、后盖板出口绝对速度的圆周分量

$u_{1a}、u_{1b}$ ——前、后盖板的进口圆周速度

$v_{u1a}、v_{u1b}$ ——前、后盖板进口绝对速度的圆周分量

再分别确定叶片出口前、后盖板的有限叶片理论扬程 $H_{ta}、H_{tb}$,即

$$\begin{cases} H_{ta} = \mu_a H_{ta\infty} \\ H_{tb} = \mu_b H_{tb\infty} \end{cases}$$

对叶轮的几何参数行进调整,找到一组最合适的设计变量,在允许的范围内,使前、后盖板的有限叶片理论扬程 $H_{ta}、H_{tb}$ 满足 $H_{ta} = H_{tb}$,从而使其不同流线的有限叶片数理论扬程 H_i 相等,以达到有限叶片数理论扬程相等的目的。

1.2 设计参数与优化设计方案

1.2.1 排污泵参数

高比转数离心式潜水排污泵型号为 350QW 1500-16-90,设计性能参数为:流量 $Q = 1\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H = 16\text{ m}$ 、转速 $n = 990\text{ r/min}$ 、电动机功率 $P = 90\text{ kW}$ 、比转数 $n_s = 292$ 、进口直径 $D = 350\text{ mm}$ 、通过颗粒的粒径 120 mm 。

1.2.2 叶轮设计

采用 3 叶片数,同时采用较大包角,方案 1 叶轮水力模型如图 1 所示。

传统的水力设计方法假设叶片出口处的扬程 H_t 为同一数值,叶片的出口安放角保持不变,但由于叶轮中每条流线有差异,不同流线的静矩、曲率半径的不同会使有限叶片数理论扬程修正系数也发生变化,从而导致叶片出口处的扬程 H_t 不等,造成出口边流动紊乱,降低泵效率。为对比传统等扬程水力设计方法和不等扬程水力设计方法的内部流场和性能的优缺点,采用 3 种方案进行对比研究:方案 1 为

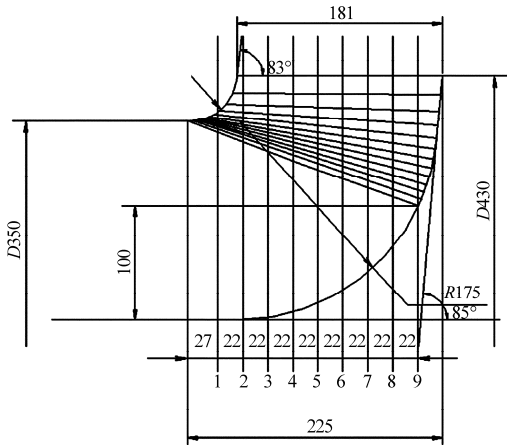


图 1 样机叶轮水力图

Fig. 1 Hydraulic schematic of prototype impeller

2 数值计算

2.1 几何造型、网格和边界条件设置

依据设计参数分别对叶轮进行水力设计,并在 Pro/E 软件中建立三维模型,数值计算使用商业软件 ANSYS CFX^[13-14],采用 ICEM 进行四面体非结构化网格划分,如图 2 所示。当网格数大于 1.5×10^6 时,效率的变动范围为 $\pm 0.5\%$,因此网格数大于 1.5×10^6 时较为合适。方案 2 进口、叶轮、蜗壳的网格数分别为 178 019、660 285、980 725,方案 1、方案 2、方案 3 的网格总数分别为 1 769 856、1 819 029、1 831 861。

湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型,边界条件选用速度进口和压力出口,壁面采用无滑移固壁边界条件,近壁区采用 scalable 壁面函数,收敛精度为 10^{-5} 。

2.2 计算结果分析

图 3 为方案 2 中不同工况下中截面的静压分布云图。由图可看出:压力从进口到出口随着半径的增大而递增,在叶片出口处达到最大值,同一半径处,工作面的静压值高于背面的静压值,最低压力点在叶片进口的背面。随着流量的增大,叶片进口背面局部低

传统等扬程设计方法设计,3 条流线的出口安放角均为 26° ;方案 2 和方案 3 为不等扬程水力设计方法设计,前盖板安放角与等扬程设计时相等,改变后盖板出口安放角,本文优化过程中的约束条件为 $15^\circ < \beta_{2b} < 40^\circ$,调整几何参数,通过上述不等扬程水力设计方法使不同流线的有限叶片数理论扬程相等,经过大量优化选择,增大或者大幅度减小后盖板出口安放角会导致该比转数的离心泵出口流场紊乱,方案 1、方案 2、方案 3 后盖板出口安放角与等扬程设计出口安放角比值分别为 1、0.923、0.846,得到方案 2 和方案 3 的后盖板出口安放角分别为 24° 、 22° 。

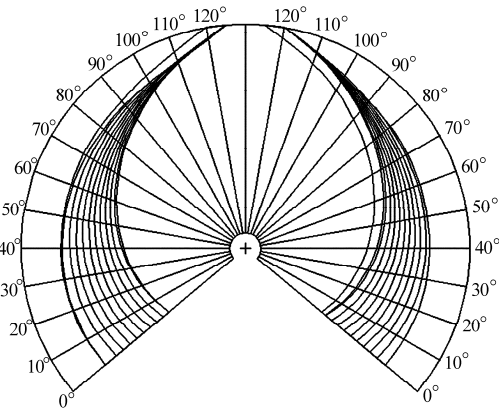


图 2 样机叶轮与网格划分

Fig. 2 Prototype impeller and mesh

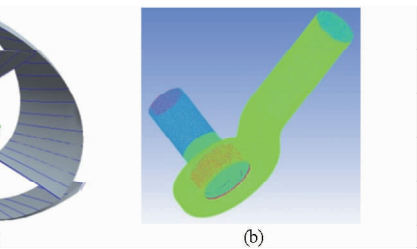


图 2 样机叶轮与网格划分

Fig. 2 Prototype impeller and mesh

(a) 叶片 (b) 网格划分

压区减小,这是由于进口处冲击损失减小,说明此泵偏大工况运行效果更好。图 4 为 3 种方案叶片表面压力分布云图。由图可知:叶片压力梯度变化明显,主要是由于叶片包角较大使叶片对流体做功充分,从而使流体逐步获得能量;方案 3 由于后盖板出口角过小,导致叶片出口压力分布不均匀且后半段叶片对流体做功不充分;方案 2 较方案 1 出口处压差减小,流道压力分布更均匀合理,这主要是由于出口角度降低,对叶片前、后盖板流线优化的缘故。

图 5 为 3 组不同方案在设计点流量 Q 的相对速度矢量分布图,由图可知:叶片工作面的相对速度小于背面的相对速度,随着叶片工作面上相对速度不断增大,在工作面上会产生稳定和封闭的低速区

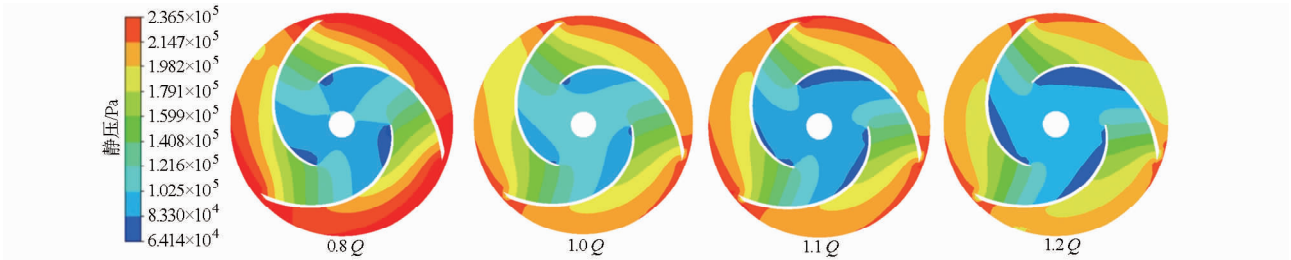


图3 方案2不同工况下中截面静压分布图

Fig.3 Static pressure distribution under different flow rates of second plan

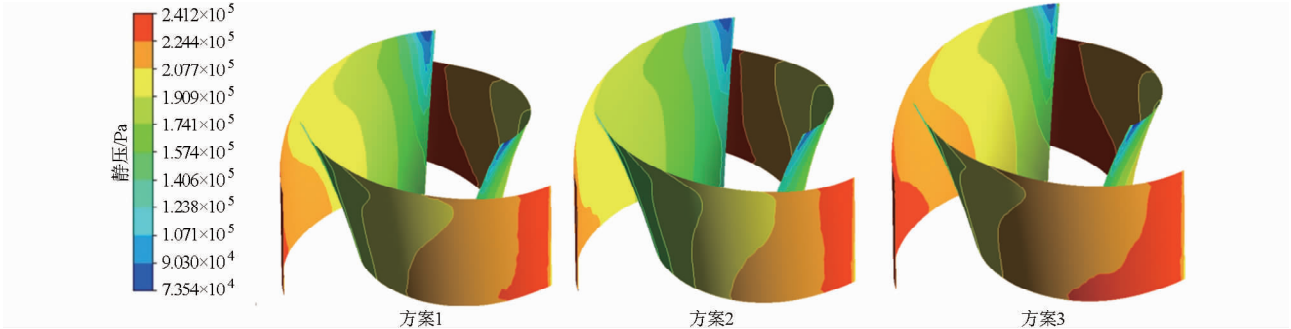


图4 3种方案叶轮工作面压力分布云图

Fig.4 Impeller surface static pressure distribution of three plans

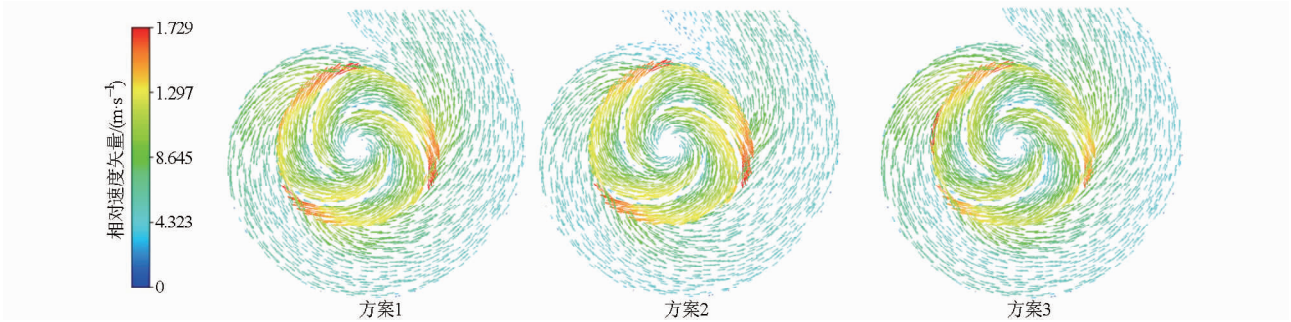


图5 3种方案中截面相对速度矢量分布图

Fig.5 Relative velocity vector distribution of three plans

域^[15],可能发生回流产生旋涡,低速区域会减小叶轮的过流断面面积,使叶片背面的局部流速增大,降低了叶轮的抗汽蚀性能。方案2低速区域范围最小,效率也会有所提高。离心叶片在出口附近的吸力面容易产生分离,而该叶轮相对速度在叶片进口处增加,在叶轮流道前半段扩压从而速度降低,流道中点处相对速度最低,在叶轮流道后半段流速增加,分离点移向叶轮出口,使叶轮后半段流道减少扩压,从而能够减少叶轮内部的流动损失。

2.3 排污泵外特性预测

在图6中,方案1采用等扬程水力设计,方案2和方案3采用不等扬程设计。 H_1 、 H_2 、 H_3 分别为方案1、方案2、方案3扬程预测值; η_1 、 η_2 、 η_3 分别为方案1、方案2、方案3效率预测值; P_1 、 P_2 、 P_3 分别为方案1、方案2、方案3功率预测值。方案1、方案2、方案3设计工况点扬程预测值分别为17.9、17.3、17.1 m,均高于额定扬程;方案2设计中设计工况点功

率预测值为79.2 kW,小于方案1和方案3;方案1、方案2、方案3在设计工况点效率分别为89.19%、88.14%、84.91%,3组方案的效率预测值均高于GB/T 24674—2009规定的流量 $Q=1\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 时效率为68%。

方案1扬程高于方案2和方案3;方案2在额定

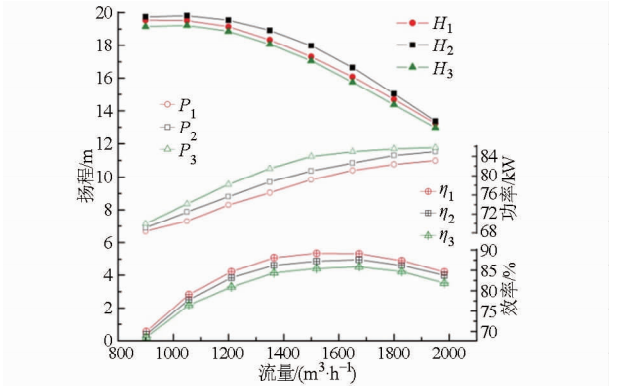


图6 外特性预测曲线

Fig.6 Predicted performance curves

流量点附近功率增加速度最小,而方案 1 和方案 3 曲线出现小幅度凸区,降低了泵效率;方案 2 的效率最大,与方案 1 效率差距不大,方案 3 中效率相对较低,与数值模拟内部流动分析结果一致。通过综合比较可知,方案 2 性能最优。

3 组方案的外特性曲线变化趋势具有相同规律,方案 2 中泵在大流量下:流量 $Q = 1\,650\text{ m}^3/\text{h}$ 时效率为 89.07%,流量 $Q = 1\,800\text{ m}^3/\text{h}$ 时效率为 87.41%,流量 $Q = 1\,950\text{ m}^3/\text{h}$ 时效率为 84.58%,该污水泵在大流量下具有较宽的高效区,与排污泵在大流量工况下运行的实际情况相符,符合设计要求。

3 试验

3.1 试验装置

350QW 1500-16-90 型排污泵的性能试验在江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心进行,采用方案 2 的样机,试验所用水泵开式试验台达到 1 级精度要求,配有潜水电泵自动测试系统,试验台搭建如图 7 所示,高比转数离心式潜水排污泵实物和叶轮实物如图 8 所示。

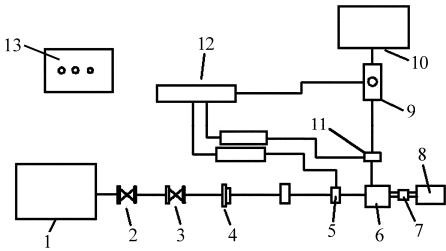


图 7 试验装置结构图

Fig.7 Experiment device

1. 水池 2. 流量调节阀 3. 进口截止阀 4. 伸缩节 5. 进口测压管 6. 试验泵 7. 扭矩仪 8. 电动机 9. 电磁流量计 10. 水池 11. 出口测压管 12. 泵类产品参数测试仪 13. 操作台

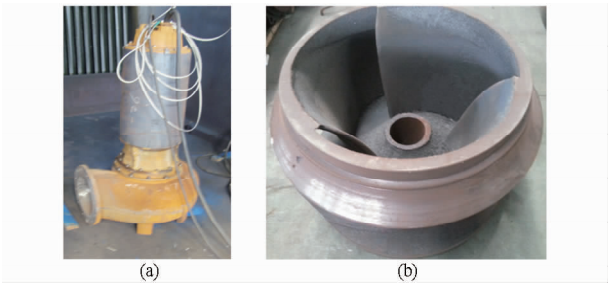


图 8 高比转数潜水排污泵实物图

Fig.8 Prototype real photos

(a) 样机实物 (b) 叶轮实物

3.2 结果与分析

采用方案 2 进行试验,试验数据如表 1 所示,对外特性性能试验和模拟预测结果进行对比,如图 9 所示。

表 1 样机试验数据

Tab.1 Prototype experimental data

流量 $Q/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	扬程 H/m	轴功率 P/kW	效率 $\eta/\%$
0	21.64	65.813 95	0
212.76	20.47	66.299 14	17.677
479.07	19.31	75.405 69	33.363
617.33	19.33	74.250 58	43.428
837.44	18.43	75.599 78	55.220
1 120.02	17.53	77.410 61	68.640
1 310.07	16.90	78.002 81	76.824
1 491.94	15.80	80.156 99	79.662
1 699.93	14.03	80.473 90	80.256
1 930.38	11.85	79.952 94	77.484
2 066.93	10.10	78.922 17	71.577
2 148.86	8.94	77.454 93	67.122
2 213.34	8.22	76.659 21	64.185

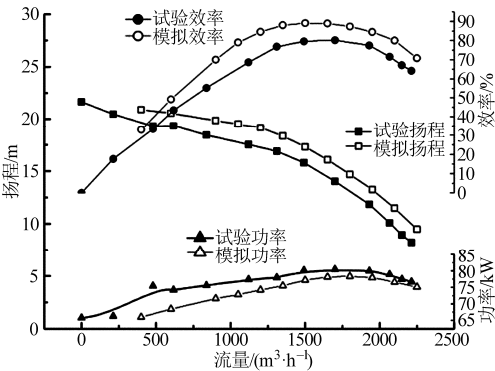


图 9 试验性能与预测性能对比

Fig.9 Comparison of performance between experiment and prediction

流量-扬程曲线的预测曲线与试验曲线趋势相同,均逐渐下降,且无马鞍区存在,扬程预测值与试验值最大相对误差为 9.49%,数值计算结果大于试验结果的原因是计算中未考虑轴承和机械的密封摩擦引起的损失,同时忽略了容积损失。试验结果扬程为 $H = 15.80\text{ m}$,对比可见数值计算可以较准确地预测排污泵的扬程。扬程随着流量的增加下降较快,流量由 $1\,310\text{ m}^3/\text{h}$ 到 $1\,700\text{ m}^3/\text{h}$ 变化时,扬程由 16.90 m 下降到 14.03 m ,在设计流量点 $Q = 1\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 附近扬程下降速度相对减小。

试验得到额定流量点效率为 79.75%,流量-效率曲线预测值与试验值曲线趋势基本相同,相对误差为 10.19%,在小流量下相对误差减小。最高效率点向大流量偏移,试验结果表明在 $1\,699.93\text{ m}^3/\text{h}$ 工况下达到最大效率 80.256%,超过国家标准规定效率 12 个百分点。该排污泵在 $0.9Q \sim 1.3Q$ 具有较高效率,在 $1.2Q$ 、 $1.3Q$ 效率分别为 79.16%、76.92%。

由流量-功率曲线可知,在大流量下数值计算预测值与试验值接近,但在小流量下相对误差较大。

试验得到的功率曲线与预测曲线具有相同的趋势,先增大后减小,在最高效率点附近达到最大功率 80.473 9 kW,小于额定功率 90 kW,具有无过载特性,说明本高比转数潜水排污泵达到了设计要求,设计方法合理可行。

4 结论

(1)高比转数离心泵采用不等扬程水力设计方法可以减小叶轮工作面低压区,从而使泵有较好的

叶片出口静压及流速分布。

(2)利用 CFD 技术对水泵不同模型进行分析,扬程、效率的预测曲线和试验曲线具有相同的趋势,无马鞍区,无过载现象发生,试验最大泵效率为 80.256%,满足设计要求,表明数值模拟较准确。

(3)对排污泵进行优化,设计工况附近扬程下降速度相对减小,最大效率点向大流量点偏移,大流量下效率曲线平缓,在 0.9Q~1.3Q 有较高效率,符合排污泵在大流量工况下运行的工作特性。

参 考 文 献

- 1 施卫东,桑一萌,王准,等. 高效无堵塞泵的研究开发与发展展望[J]. 排灌机械工程学报,2006,24(6):48-52.
Shi Weidong, Sang Yimeng, Wang Zhun, et al. Development and prospect of nonclogging pump with high-efficiency[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(6):48-52. (in Chinese)
- 2 朱荣生,林鹏,王振伟,等. QW 型高效节能潜污泵的多工况水力设计方法和双密封室结构设计[J]. 农村水利水电,2012(5):113-116.
Zhu Rongsheng, Lin Peng, Wang Zhenwei, et al. The multi-operating condition hydraulic design method and double sealed chamber structure design of QW type high efficiency and energy saving submersible sewage pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 2012(5):113-116. (in Chinese)
- 3 施卫东,蒋婷,曹卫东,等. 高扬程无过载潜水排污泵的优化设计与试验[J]. 农业工程学报,2011,27(5):151-155.
Shi Weidong, Jiang Ting, Cao Weidong, et al. Optimal design and experiment on a high-head non-overload submersible sewage pump[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(5):151-155. (in Chinese)
- 4 陈斌,张华,施卫东,等. 低比转数潜水排污泵的内部流场 PIV 试验研究[J]. 农业机械学报,2012,43(5):74-78.
Chen Bin, Zhang Hua, Shi Weidong, et al. Numerical calculation experiment of non-overload low specific speed sewage pump with super-thick blades[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5):74-78. (in Chinese)
- 5 丛小青,袁寿其,袁丹青,等. 无过载排污泵水力设计方法[J]. 排灌机械工程学报,2003,21(4):5-7.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing, et al. Design method of the non-overload sewage pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2003, 21(4):5-7. (in Chinese)
- 6 刘厚林,袁寿其,施卫东,等. 双流道泵性能预测的研究[J]. 农业工程学报,2003,19(4):133-135.
Liu Houlin, Yuan Shouqi, Shi Weidong, et al. Performance prediction of double-channel pumps [J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(4):133-135. (in Chinese)
- 7 张德胜,施卫东,陈斌,等. 低比转速离心泵内部流场分析及试验[J]. 农业工程学报,2010,26(11):108-112.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(11):108-112. (in Chinese)
- 8 张华,陈斌,施卫东. 低比转数排污泵数值计算与实验[J]. 农业机械学报,2013,44(11):78-81.
Zhang Hua, Chen Bin, Shi Weidong. Numerical simulation and experimental research on low specific speed sewage pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11):78-81. (in Chinese)
- 9 羌卫中,陈斌,张克危. 一种高扬程排污泵的 CFD 设计[J]. 流体机械,2002,30(1):21-25.
Qiang Weizhong, Chen Bin, Zhang Kewei. CFD design of a high level drainage pump[J]. Fluid Machinery, 2002, 30(1):21-25. (in Chinese)
- 10 David Thiepxuan Cao. Design of a centrifugal pump for liquid fuel pumping application[D]. East Lansing, MI: Michigan State University, 2002.
- 11 Kergourlay G, Younsi M, Bakir F, et al. Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 2007: Article ID85024.
- 12 朱荣生. 离心泵叶轮不等扬程水力设计方法研究[D]. 镇江:江苏大学,2011.
Zhu Rongsheng. Unequal head hydraulic design theory research for impeller of centrifugal pump [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese)
- 13 Young-Do Choi, Junichi Kurokawa, Jun Matsui. Performance and internal flow characteristics of a very low specific speed centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(2):341-349.
- 14 Guleren K M, Pinarbasi A. Numerical simulation of the stalled flow within a vaned centrifugal pump[J]. Proc. IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218(4):425-436.
- 15 张伟,余运超,陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(1):38-42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1):38-42. (in Chinese)
- 16 高雄发,施卫东,张德胜,等. 基于 CFD 正交试验的旋流泵优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2014,45(5):101-106.
Gao Xiongfa, Shi Weidong, Zhang Desheng, et al. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5):101-106. (in Chinese)
- 17 裴吉,王文杰,袁寿其,等. 低比转数离心泵内部非定常流动特性数值预测[J]. 农业机械学报,2014,45(1):79-83,88.
Pei Ji, Wang Wenjie, Yuan Shouqi, et al. Numerical prediction of inner flow unsteadiness in a low-specific speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1):79-83,88. (in Chinese)