

连续方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1, 2, 3)$$

动量方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\gamma_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (i, j = 1, 2, 3)$$

k 方程

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\gamma_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \gamma_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \epsilon \quad (i, j = 1, 2, 3)$$

ε 方程

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\gamma_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (j = 1, 2, 3)$$

$$\gamma_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

式中： x_i, x_j ——笛卡尔坐标分量； u_i, u_j ——速度分量； ρ ——水的密度； t ——时间坐标； g_i ——重力加速度； k, ϵ ——紊动能及耗散率； γ_t ——有效黏性系数； P —— k 方程中的剪应力产生项； p ——动水压强； $C_\mu, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ ——常数^[5]。

1.2 网格剖分

由于叶轮叶片表面和导叶叶片表面为不规则的空间曲面结构,采用非结构网格进行区域剖分:计算体内部采用四面体网格,近壁处采用三角形网格.其中流动最为复杂的叶轮区和导叶区网格较为细密,可获得较为精细的流动结构.叶轮和叶片表面、导叶体和导叶表面的非结构网格分布如图 2 所示.

1.3 边界条件及计算方法

泵进口截面处的边界条件设为压力进口条件,压力大小据扬程条件确定.进口处的紊动能取为进口处平均动能的 0.5%,进口处的紊动能耗散率根据紊动能和进口特征长度计算,即 $\epsilon = C_\mu k^{3/2} / l$. 泵出口也为压力条件,速度大小据质量守恒条件确定.

由于计算区域包括泵段和进出水流道,计算区域大,结构复杂,空间曲面多,既有旋转流场,也有非旋转流场,所以计算过程中将整个计算体分为动坐标区和静坐标区,动坐标区和静坐标区之间的相互干涉用滑动耦合(Sliding)方法进行处理.

控制方程离散采用非结构化同位网格上的有限体积技术,代数方程组的求解采用共轭递进法,计算时步长按同时满足扩散稳定性条件及对流稳定性条件确定.处理压力与速度耦合关系的算法,直接影响到计算工作量及收敛速度,本文采用具有较好收敛速度的 SIMPLEC 算法.

2 计算工况

利用数值模拟技术对叶片安放角分别为 0°, + 2°, - 2° 共 3 种情况、泵站正向(排涝工况)、反向(引水工况)运行时的 29 个工况进行了分析计算.各安放角所对应的计算工况数见表 2.

3 计算成果及分析

3.1 流速场成果及分析

从表 2 所列 29 个计算工况的计算结果可知,泵站流速场具有以下特点:(a)进、出水流道的绝大部分区域内,压力分布及流速分布状态较好,压力等值线、轴面速度等值线分布均匀.但在型线急变区域会出现小范围的低压旋涡区.例如进水流道水平剖面的收缩角度较大,该处速度等值线较密,即速度变化较为剧烈(图 3). (b)排涝工况时,导叶出口附近流态较为复杂,局部存在旋涡区(图 4(a)).旋涡中心位于

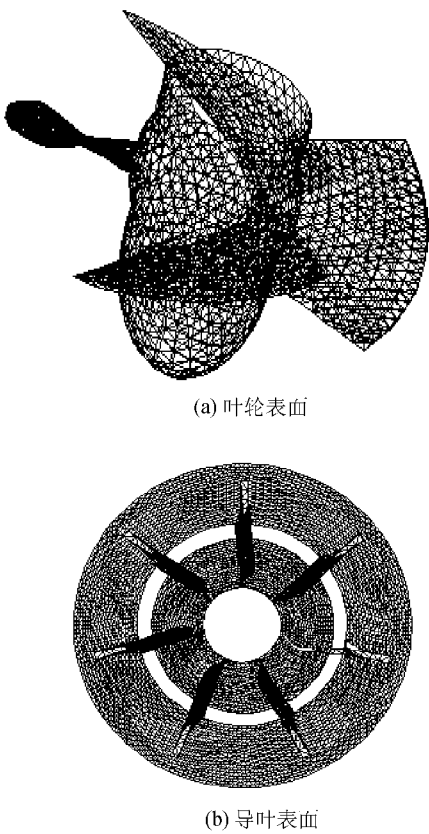


图 2 非结构化网格
Fig.2 Structureless grids

表 2 计算工况数		
Table 2 Cases for study		
安放角/(°)	计算工况数	
	排涝	调水
0	8	5
+ 2	3	5
- 2	3	5

导叶出口附近,向前扩展延伸到导叶间的流道内,向后延伸到灯泡体流道,阻塞排挤主流,对流动影响较大. (c)调水工况下,出口扩散区有环形回流存在(图 4(b)).这一旋涡区也覆盖了较大范围.



图 3 纵剖面及水平剖面轴面速度等值线
Fig.3 Contour of flow velocity in vertical and horizontal plane

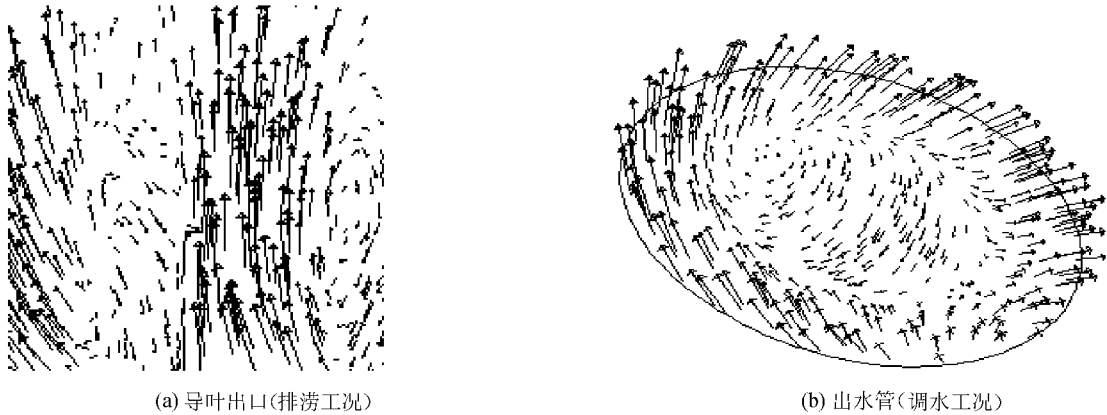


图 4 速度矢量图
Fig.4 Velocity vector

3.2 装置性能分析

排涝工况下,计算了不同叶片安放角共 14 个工况点的水泵装置扬程、流量、效率、水力损失、轴功率的性能参数,计算结果见图 5(a). 其计算扬程范围为 0.544 ~ 3.516 m,流量范围为 3.654 ~ 5.667 m³/s. 调水工况下,计算了 3 个叶片安放角共 15 个工况点的水泵装置扬程、流量、效率、水力损失、轴功率的性能参数,计算结果见图 5(b). 其计算扬程范围为 0.551 ~ 2.652 m,流量范围为 3.249 ~ 5.037 m³/s. 计算工况点已覆盖了泵站正常运行对应的扬程范围.

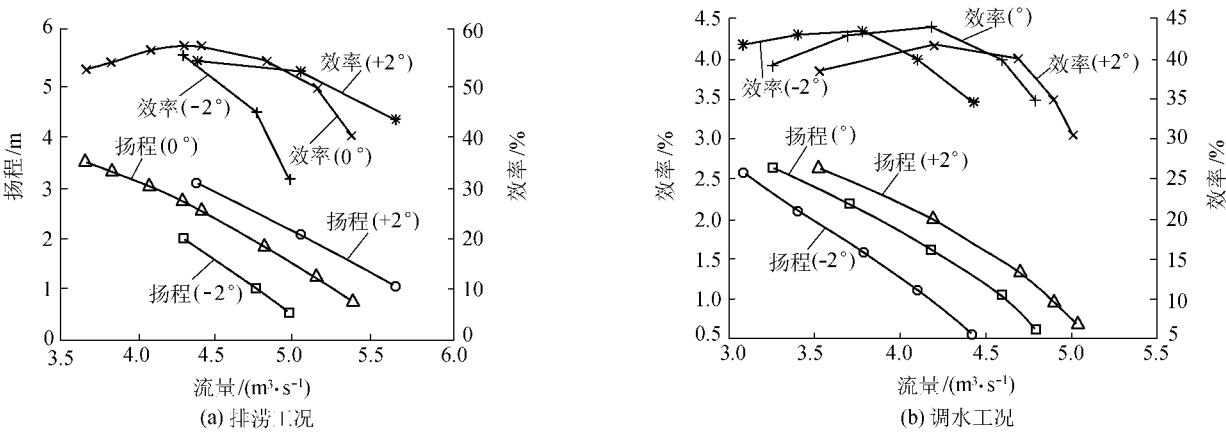


图 5 泵站性能曲线(0°, +2°, -2°)

Fig.5 Characteristic curve for the pumping station (angles for blade installation being 0°, 2° and -2°)

3.3 汽蚀分析

由叶片背面压力及其等值线可知,叶轮中心线淹没水深为 3 m 时,叶片表面最低压力值随着扬程升高而减小,当扬程不变时, +2°安放角对应的最低压力最小, 0°次之, -2°最大. 与排涝工况相比,调水工况的最低压力值相对较低. 计算结果表明 对于排涝工况,在 0°叶片安放角、扬程大于 3.5 m 时可能会产生初生气泡; 在 +2°叶片安置角、扬程大于 3.0 m 时可能会产生初生气泡. 而在调水工况下,当扬程大于 2.5 m 时,可能会产生初生气泡.

3.4 流道损失分析

数值模拟技术可给出全流道各点水流流速及压力值.分析水泵装置各部分水头损失可知:在排涝工况下,导叶段水力损失较大,在 0° 叶片安放角时,该段水力损失占全流道水力损失的90.4%;而在调水工况下,出口段(锥形管段)水力损失显著,在 0° 叶片安放角时,该段水力损失占全流道水力损失的86.3%.

以上部位水力损失较高的原因主要有2个^[6]:一是流道断面或型线变化处,过渡不够光滑平顺,型线有突变现象;二是某些扩散或收缩段角度过大,致使泵内水流不能全断面扩散,形成局部空腔,出现回流,这将显著增大局部水力损失,降低泵装置的效率.

为了提高装置效率,对青龙桥河泵站导叶部位扩散段及正向运行进水流道收缩段型线进行局部修正,即导叶体的长度加长255 mm,进水流道(排涝工况)收缩角适当减小(在原有角度基础上,出口段扩散角减小 5° ,进口段收缩角减小 12°).通过修正,则在叶片安放角为 0° 、排涝工况扬程为2.563 m时,流量为 $4.467\text{ m}^3/\text{s}$,轴功率为184.70 kW,效率为60.77%;叶片安放角为 0° 、调水工况扬程为1.626 m时,流量为 $4.208\text{ m}^3/\text{s}$,轴功率为134.00 kW,效率为50.06%.正反向效率相差10%左右^[7].由此可知,扩散及收缩角度的减小,显著地改善了该部位的流场形态,使水力损失减小,效率得到提高.

4 结 论

a. 采用流体动力学计算原理,实现了青龙桥河泵站全流道流场的数值仿真,计算结果可以给出计算区域内逐点水头、压力及复杂结构部位的三维流动细节,表明本文所采用的数值计算方法及技术路线是合理可行的.

b. 通过对计算域内速度、压力及其等值线的精细分析,得到了泵站装置性能曲线、汽蚀特性、流道水力损失分布,这对泵站型线及结构设计有重要的参考价值.

参考文献:

- [1] 董泽辉. 我国大型低扬程水泵的最新研究[J]. 水利水电工程设计, 2000, (3): 33—34.
- [2] 魏东,殷新建,杨圣华. 潜流泵开发研制概况[J]. 水泵技术, 2002, (3): 12—15.
- [3] 张德虎,戴正,廖锐,等. 贯流泵装置特性模型试验与节能[J]. 能源研究与利用, 2003, (3): 22—24.
- [4] 王玲花. 叶栅稠密度对双向贯流泵性能影响的分析[J]. 水电能源科学, 2003, (4): 69—71.
- [5] 金忠青. N-S方程数值解及紊流模型[M]. 南京: 河海大学出版社, 1989. 50—54.
- [6] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京: 科学技术文献出版社, 2002. 67—71.
- [7] 王玲花,刘大恺,陈德新. 双向贯流泵导叶设计与原动机布置的研究[J]. 河海大学学报(自然科学版), 2002, 30(1): 106—108.

Numerical simulation of characteristics of tubular pumping devices

JIANG Xiao-xin¹, LI Long², WANG Ling-ling², HU De-yi³

(1. Water Affairs Bureau of Suzhou City, Suzhou 215011, China;

2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai Univ., Nanjing 210098, China;

3. Shanghai Survey & Design Research Institute, Shanghai 200434, China)

Abstract: By use of the numerical simulation technique, some parameters for tubular pumping devices in different operation conditions were calculated and analyzed for the Qinglongqiao pumping station, such as the performance curve, cavitation characteristics, hydraulic loss distribution, and so on. The result shows that the two-equation turbulence model, based on the finite volume method, is feasible and effective for numerical simulation of flow field in tubular pumping devices. The numerical simulation technique for the optimization of the performance curve of pumping stations can help improve the efficiency of pumping devices greatly.

Key words: tubular pump; efficiency of pumping device; numerical simulation