

基于 LES 的泵站前池表面涡及液下涡流瞬态特性分析

潘强¹ 施卫东^{1,2} 赵瑞杰¹ 张德胜¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 南通大学机械工程学院, 南通 226019)

摘要: 泵站前池或泵站进水池是泵进口前的过流部件, 在不同工况的流动中存在多种旋涡, 可分为自由表面涡和液下涡, 这些高度不稳定的旋涡是影响水泵装置运行效率及稳定性的重要因素。为了研究泵站进水池的内部涡流, 采用大涡模拟 (LES) 及流体体积函数 (VOF) 方法对泵站进水池中的三维非稳态流动进行了非定常数值计算, 并进行了系统的验证。基于数值计算结果, 统计了旋涡的时均特性, 讨论了 RANS 方法和 LES 方法对涡流预测的区别; 采用 λ_2 等值面将旋涡结构可视化, 观测到自由表面涡及附底涡周围环绕的二次涡结构; 分析了不同时刻表面涡及附底涡的形态和瞬态特性, 通过涡量方程得到了对流项及拉升、弯曲项对主涡涡量变化的影响。结果表明: 二次涡与主涡的相互作用在一定程度上增强了主涡动量的向外耗散, 并通过自旋引起主涡轴向拉升或者弯曲。

关键词: 泵站进水池; 自由表面涡; 液下涡; 大涡模拟; 流体体积函数; 瞬态特性

中图分类号: TV671 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)05-0186-09

Transient Characteristics Analysis of Free-surface and Submerged Vortices in Pump Sump Based on LES

PAN Qiang¹ SHI Weidong^{1,2} ZHAO Ruijie¹ ZHANG Desheng¹

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

2. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China)

Abstract: The hydraulic performance of water intake system is strongly influenced by the geometry of the pump intake and the approaching flow conditions. Undesirable vortices and the suction of air will be induced if a poor design of the system is made. An open pump intake was referred so that both the free-surface and sub-surface vortices could be taken into account under the influence of the geometry and neighboring flows. Large eddy simulation (LES) was employed to simulate the flow and the associated vortices in the pump intake and the fluctuation of free surface was resolved by means of volume of fluid model (VOF). The verification and validation of the simulated results were systematically performed. On the one hand, the mesh size near the wall was checked with y^+ and the LES index of quality (LES_IQ) was calculated which demonstrated the percentage of directly resolved turbulent kinetic energy in LES by using two sets of meshes with different grid quantities. On the other hand, the numerical results were compared with the well-known published experiments with respect to the transient flow feature and time-averaged vorticity profile, where the disparities were also analyzed. Compared with most Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) based simulations, LES showed a better prediction for all kinds of vortices on location, shape, size of vortex core, velocity, as well as the turbulence kinetic energy inside vortex core. Based on the numerical results, time-averaged behavior of three typical vortices showed better similarities with reality that there was always a core region surrounding the axis where the azimuthal velocity stopped increasing and decreased to zero as radius went to zero. Besides, iso-surface of λ_2 was adopted to visualize the vortices at different times, showing the main vortex and spirally rounding vortical structures. Transient behaviors of free surface and submerged vortices were analyzed, and the effects of advection and stretching/tilting termed on the vorticity variation were discussed via vorticity transport equation.

Key words: pump sump; free-surface vortex; submerged vortex; large eddy simulation; volume of fluid model; transient behavior

收稿日期: 2017-09-14 修回日期: 2017-11-30

基金项目: 国家留学基金委联合培养项目(201608320265)、江苏省普通高校研究生科研创新计划项目(KYZZ16_0334)、国家自然科学基金基金项目(51579118, 51509110)和江苏高校优势学科建设工程项目

作者简介: 潘强(1991—), 男, 博士生, 主要从事流体机械与工程研究, E-mail: 282184617@qq.com

通信作者: 施卫东(1964—), 男, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械理论与工程技术研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

0 引言

泵站前池或泵站进水池是供水泵或吸水管直接吸水的水工建筑物, 搭配大流量轴流泵常用于防洪抗旱、工农业用水以及大型电厂或核电站的冷却系统。实验表明, 在泵站进水池内部不同工况的流动中存在多种旋涡, 根据诱发位置可分为自由表面涡和液下涡, 这些高度不稳定的旋涡会影响水泵吸入口的流态, 不仅会造成叶轮载荷的不均匀分布, 影响运行效率, 甚至引起水泵汽蚀, 产生噪声及震动, 严重时导致水泵不能正常运行^[1-2]。而流态良好的进水池可以保证机组的运行效率和泵站的稳定性。

为研究吸水池的内部流场, 对吸水池进行性能评估或优化设计, 常按照原型缩放后进行模型实验。LI等^[3]采用二维PIV (Particle image velocimetry) 测量了开式进水池的流态, 结果表明, 进水管周围流场受来流流速及进水管淹没深度的影响很大; MANSAA等^[4]用PIV测量了装有“T”型消旋器的闭式进水池流场, 得到了良好的流态; SUERICH-GULICK等^[5-6]通过实验研究了自由表面涡在水电站进水池内的形成机理, 提出了一个半经验模型去预测涡特性。这些结果与理论的Burger涡模型十分相似, 但模型实验经过缩放后虽然保证了 Fr 数相似, 却无法同时满足 Re 数相似, 在预测湍流及湍流粘度上存在误差。同时, 涡结构与周围流场的相互作用很难通过实验来获得, 而CFD (Computational fluid dynamics) 提供了更高分辨率的流场信息。CONSTANTINESCU等^[7-9]、RAJENDRAN等^[10]先后采用标准 $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和SST模型对泵站进水池的内部流动进行了数值模拟, 提出了数值计算的可行性, 但在瞬态流场及湍流的捕捉上存在误差; OKAMURA等^[11]对比了不同数值计算软件、网格数、湍流模型的计算结果并与实验值对比; CHUANG等^[12]用流体体积函数 (Volume of fluid, VOF) 处理自由表面, 模拟进水池的流动, 并与ADV (Acoustic doppler velocimetry) 的实验结果对比; LUCINO等^[13]采用FLOW-3D模拟出表面涡、壁面涡和附底涡, 并在表面涡观测到了液面凹陷; AKIHIKO等^[14]采用 λ_2 准则的等值面将水电站进水池中的涡结构可视化; 王福军^[15]对比了不同湍流模型在旋转流数值计算中的适用性问题; 宋希杰等^[16]分析了水流压力脉动的时域特性、频域特性及进水池底部喇叭管下方的压力分布, 揭示了水流压力脉动规律及压力分布与漩涡之间的关系。以上研究结果表明, 雷诺时均模型可以得到较为准确的时均流场信息, 如速度、涡量与实验值的吻合度较高, 但在瞬态参数的预测上与实验值有很大出入。

相比于RANS (Reynolds-averaged Navier - Stokes equations) 方法, 大涡模拟 (Large eddy simulation, LES) 可以提供更为准确、精细的瞬态流场信息^[8-9, 14, 17], 但在泵站进水池的数值研究中仍缺乏LES系统的验证及分析。

本文采用LES及VOF方法研究泵站进水池内附底涡的时空特性, 对数值计算结果进行系统验证, 包括近壁面网格及体网格尺寸、涡流区SGS (Sub-grid scale) 模型求解湍动能比例以及实验结果对比, 并分析数值计算与实验结果差异产生的原因。基于LES的非定常计算结果, 采用 λ_2 准则观测自由表面涡及附底涡形态, 讨论旋涡的时均特性和瞬态特性。

1 数值方法

1.1 几何模型

本文采用的泵站进水池物理模型是RAJENDRAN等^[10]进行PIV实验的模型, 如图1所示。进水池长1.22 m, 宽0.3 m, 高0.46 m, 图中吸水管内径 d 为0.075 m, 喇叭口直径 D 为0.115 m, 对称布置在与后壁距离为 $1.4d$ 的位置, 泵管内流量 $0.004 \text{ m}^3/\text{s}$, 管内流速 U_p 为0.9 m/s, 水位高度 $4.5d$, 进水池横截面平均流速 U_m 为0.03 m/s。管内 Re 数75 000左右, 进水池内 Re 数10 000左右, Fr 数和 Wb 数分别为1.1和840。

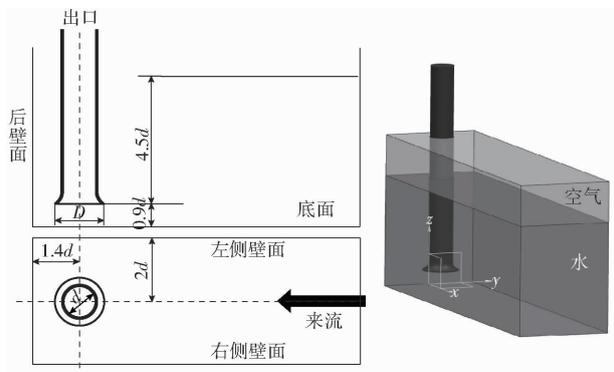


图1 进水池三维示意图

Fig. 1 3-D schematic of pump sump

1.2 控制方程

在整个计算域生成六面体结构化网格, 不可压缩流体介质的质量和动量守恒方程在ANSYS CFX中求解, LES中的滤波尺度与局部网格尺度一致, 比滤波尺度小的涡对流场的影响通过亚格子模型求解, 滤波后的控制方程为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + g_i \quad (2)$$

式中 \bar{u}_i ——滤波后 x_i 方向的速度分量, m/s
 \bar{u}_j ——滤波后 x_j 方向的速度分量, m/s
 t ——时间, s \bar{p} ——滤波后静压, Pa
 ρ ——密度, kg/m³
 ν ——运动粘度, m²/s
 g_i ——重力加速度, m/s²
 τ_{ij} ——亚格子尺度应力, m²/s²

根据 Boussinesq 假定 τ_{ij} 表达式为

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} - 2\nu_{sgs} \bar{S}_{ij} \quad (3)$$

其中 $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ (4)

$$\nu_{sgs} = (C_w \Delta)^2 \frac{(S_{ij}^e S_{ij}^e)^{3/2}}{(S_{ij}^e S_{ij}^e)^{5/2} + (S_{ij}^e S_{ij}^e)^{5/4}} \quad (5)$$

$$S_{ij}^e = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

式中 τ_{kk} ——同向的亚格子应力, m²/s²
 δ_{ij} ——克罗内克函数
 ν_{sgs} ——亚格子湍流粘度, m²/s
 \bar{S}_{ij} ——应变率张量, s⁻¹
 Δ ——网格尺度, m
 C_w ——WALE 常数, 取 0.5
 \bar{u}_k ——滤波后 x_k 方向的速度分量, m/s

采用 WALE 模型求解亚格子应力, 该模型克服了 Smagorinsky 模型耗散过大的问题, 可以合理地重现层流及湍流过渡。

1.3 自由表面处理

VOF 模型是一种在欧拉网格下的表面追踪方法, 可以有效地模拟出具有明显界面的两相流动^[12]。通过在水-空气交界面求解含有某一相体积分数的控制方程来追踪运动界面, 公式为

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial u \varphi}{\partial x} + \frac{\partial v \varphi}{\partial y} + \frac{\partial w \varphi}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

式中 x, y, z ——坐标轴方向

u, v, w ——速度分量, m/s

φ 为各相体积分数, 当 φ 为 1 时则网格中充满该相流体, 当 φ 为 0 时则网格中充满另一相流体, 当 φ 在 0~1 之间时则含有界面, 如此通过 φ 函数实现对运动界面的追踪。

1.4 边界条件及设置

泵站进水池中的流态受进口边界条件影响很大^[2,12], 采用速度进口并保持速度分布与实验值一致^[10]。虽然模拟与实验难以保证进口处的湍流度一致, 但进水池入口与泵管之间的距离足够湍流的充分发展。为了保证水位恒定, 采用流量出口并保证进出口流量差为零。进水池内的初始压力分布通

过 CFX 软件中的表达式语言 CEL 设置。此外, 壁面设置为无滑移且光滑, 空气域的顶面设置为 opening, 允许空气流出或流入边界。瞬态控制方程的离散采用有限体积法, 对流项采用中心差分, 瞬态项采用二阶隐式后插法。非定常计算以稳态结果为初始值, 时间间隔为 0.002s, 可以捕捉更为精细的流场信息。

1.5 网格分辨率

对于 LES 方法而言, 网格尺度对计算精度的影响很大, 粗糙的网格会导致大部分湍动能通过亚格子模型求解而不是直接求解, 精细的网格则需要大量的计算资源。本文所用计算域网格单元数为 6.2×10^6 , 对近壁面区网格进行了加密, 使 y^+ 值(近壁面第 1 层网格的无量纲厚度)在 1~3 之间, 并以 1.1 的增长率逐渐增加。CELIK 等^[18] 采用相同物理模型、不同网格数的两套模型来计算 LES 方法中所用网格尺度的分辨率指数, 得到两套网格中直接求解的湍动能占比, 细网格和粗网格中直接求解的湍动能占比公式为

$$L_f = \frac{1}{1 + \frac{k_c^{res}}{\alpha^p - 1}} \times 100\% \quad (8)$$

$$L_c = \frac{1}{1 + \frac{\left(\frac{k_f^{res}}{k_c^{res}} - 1 \right) \alpha^p}{\alpha^p - 1}} \times 100\% \quad (9)$$

式中 k_f^{res} ——细网格中直接求解的湍动能, m²/s²
 k_c^{res} ——粗网格中直接求解的湍动能, m²/s²
 p ——数值格式精度, 取 2
 α ——网格尺度比

采用一套数量为 1.2×10^7 的网格用以验证直接求解的湍动能占比, 如表 1 所示, 两套网格都直接求解了大部分湍动能。

表 1 涡流区 10 个取样点上求解的湍动能占比

Tab.1 Proportion of resolved turbulence kinetic energy at 10 points in representative regions

取样点	x/mm	y/mm	z/mm	$L_f/\%$	$L_c/\%$
P1	49.4	68.6	30.7	84.9	73.1
P2	164	101	33.4	84.1	71.7
P3	93	18.5	34	90.4	82.8
P4	140	-30.2	43.1	84.0	71.6
P5	145	64.8	306	89.6	81.5
P6	144	14.4	309	87.4	77.6
P7	204	-142	429	93.5	88.5
P8	840	4.2	336	91.7	85.2
P9	862	-54.5	193	88.4	79.3
P10	822	149	196	87.7	78.1

2 实验对比验证

数值计算结果与 RAJENDRAN 等^[10] 的实验数据进行了对比,包括自由表面涡及液下涡的位置、形状和强度。实验数据包括瞬态及时均流场信息,时均值通过在 16 s 内平均 32 幅 PIV 图像得到,而非定常数值计算的时间步长为 0.002 s,足够进行实验对比及流场信息的捕捉。由于自由表面涡和侧壁涡对称分布在泵管两侧,具有相似性,因此只选择其中一个作为对比。图 2(图中 ω_x 、 ω_y 、 ω_z 表示涡量沿 x 、 y 、 z 方向的分量)为后壁涡、左侧壁涡和自由表面涡瞬

态流线图及时均涡量图的对比,可以发现,所有涡的瞬态流线与实验值十分吻合,包括涡的位置及形状。在时均涡量图中,模拟出的涡核数与实验值一致,如后壁涡和左侧壁涡的模拟结果与实验结果中都可看到 3 个涡核。然而,在涡量时均图中,涡核位置与实验值也存在出入,分析原因如下:首先,实验和数值计算难以保证进口条件完全相同,尤其是进口湍流速度无法统一,在 RAJENDRAN 的实验中可以发现,流场极度不稳定;其次,16 s 内的 32 幅 PIV 图像只能得到相对的时均信息,在数值计算中也是如此,时间间隔越大得到的时均信息才越准确。总体来看,

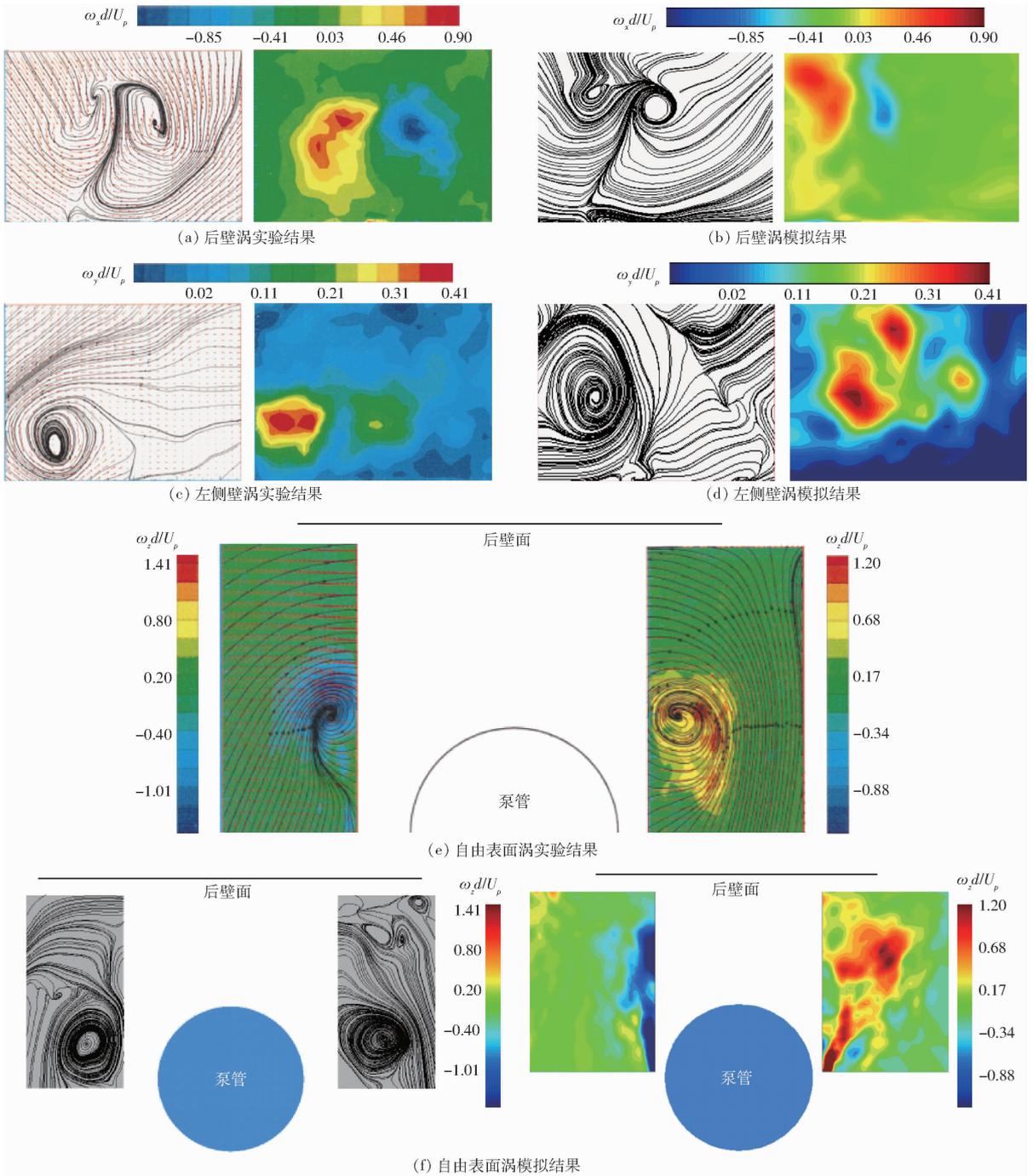


图 2 模拟结果与实验对比

Fig. 2 Comparisons of LES and experiment results for three kinds of vortices

本文采用 LES 及 VOF 方法模拟进水池中的流动,与实验值结果吻合良好,与 RANS 方法相比,在涡尺度、位置、形状、涡量及涡核内湍动能预测方面优势明显^[9,17]。

3 结果与讨论

3.1 涡流时均特性

采用 LES 方法模拟出旋涡结构,将压力最低点定义为涡心,得到平均切向速度 V_θ 沿半径方向的分布,并将 V_θ 的极值处半径定义为涡核半径,即旋涡特征半径,公式为

$$V_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi R} \quad (10)$$

式中 R ——以涡心为圆心的任意半径, m

Γ ——在半径为 R 的圆内的速度环量, m^2/s

由于前水池内液流的高度不稳定性,为得到 3 种旋涡的时均切向速度及环量分布,在距离自由表面或壁面 10 mm 的平面上,对 16 s 内的 32 个瞬态结果取平均值,该时均方法与实验中所用方法一致^[10]。如图 3 和图 4 所示,3 种涡的切向速度分布均展现出与理论涡模型一致的分布特点。其中,自由表面涡特征半径及环量较大,而附底涡在涡核内的速度梯度较大,其切向速度沿半径方向快速增加至极值,表现出较小的旋涡半径。这是由于附底涡在喇叭口的正下方,较强的抽吸力导致旋涡轴向速度拉伸,形成更加凝聚的涡结构。侧壁涡距离喇叭口较远,抽吸力较弱,表现出十分平缓的速度分布。由于粘性耗散,切向速度在涡核外逐渐降低,速度环量趋向平稳。基于 RANS 方法的数值计算会假设湍流的各项同性,从而过度地预测涡在半径方向上的耗散,往往得到较大的涡核半径及较小的旋涡强度^[8],相比于 RANS 方法,LES 方法得到的旋涡结构更加符合真实流动。

3.2 自由表面涡瞬态特性

由于自由表面涡对称分布在泵管两侧,因此选择其中之一的左侧壁涡,讨论其在 3 个时刻、0.2 s 间隔下的瞬态特性。常见的旋涡结构定义方法有 Q 准则、 λ_2 方法和 Δ 方法等,本文采用 λ_2 等值面来对

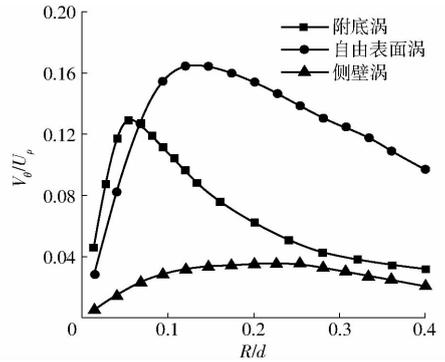


图 3 平均切向速度分布曲线

Fig. 3 Distribution of tangential velocity for three vortices

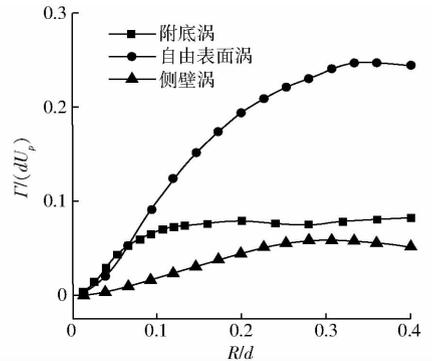


图 4 速度环量分布曲线

Fig. 4 Distribution of circulation for three vortices

旋涡结构进行可视化处理,公式为

$$\lambda_2 = -\frac{1}{2} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (11)$$

式中 λ_2 ——速度梯度张量的二阶不变量

通过设定 λ_2 的阈值,可将自由表面涡与周围湍流区分开。如图 5d(图中 T_1 、 T_2 、 T_3 表示时间间隔为 0.2 s 的 3 个时刻)所示为自由表面涡渐弱过程, λ_2 等值面的阈值为 $200 s^{-2}$,可以清晰看到泵管边的自由表面涡(结构 B),自由液面为结构 A,可见液面凹陷位置与涡位置保持一致,自由表面涡主涡周边环绕的二次涡为结构 C,来源于泵管壁面的流动分离。随着液流下沉,结构 C 呈螺旋状环绕在主涡周边并与主涡相互作用,在图 5b 和图 5c 中可以看到主涡发生了弯曲变形,原因可归结于液面的波动或二次涡自旋的影响。此外,由于前水池内部流动的高度不稳定性,在图 5 中可以看到存在很多杂乱无章的涡流。

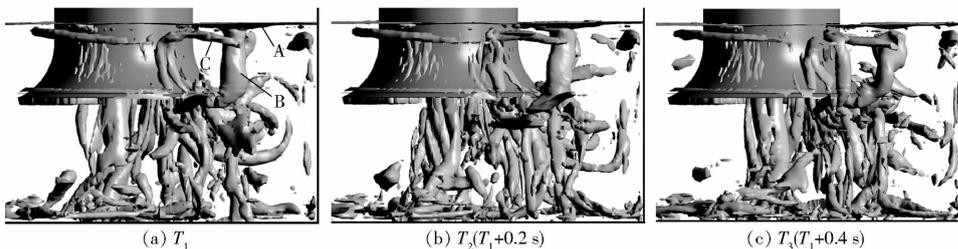


图 5 自由表面涡 λ_2 等值面

Fig. 5 Iso-surface of λ_2 for free-surface vortex

在自由液面下 10 mm 处,将笛卡尔坐标下的涡量换算为圆柱坐标,观察二维视角下,主涡与周围二次涡的演变,圆柱坐标的圆心为不同时刻下自由表面的涡心。图 6 所示为 z 轴方向的涡分量 ω_z ,图 7 为沿圆周方向的涡分量 ω_θ ,黑色十字表示涡心位置,其长度表示涡核大小。图 6 中可以看到, ω_z 变化不大,而涡核半径逐渐增大,说明旋涡强度在逐渐减弱,旋涡切向速度变得更为平坦,与图 5 一致。图 7

展示了主涡附近环绕着的二次涡,在三维视角下呈螺旋状逐渐靠近主涡并与之相互作用,一方面,二次涡的自旋会引起主涡震荡,造成主涡弯曲^[19],另一方面,这种相互作用会增加主涡和二次涡的动量耗散,图 5 中可以看到,二次涡很难随主涡下沉向喇叭口运动。由于自由表面的波动往往使涡流难以汇聚,这种二次涡环绕现象在附底涡中更为明显。

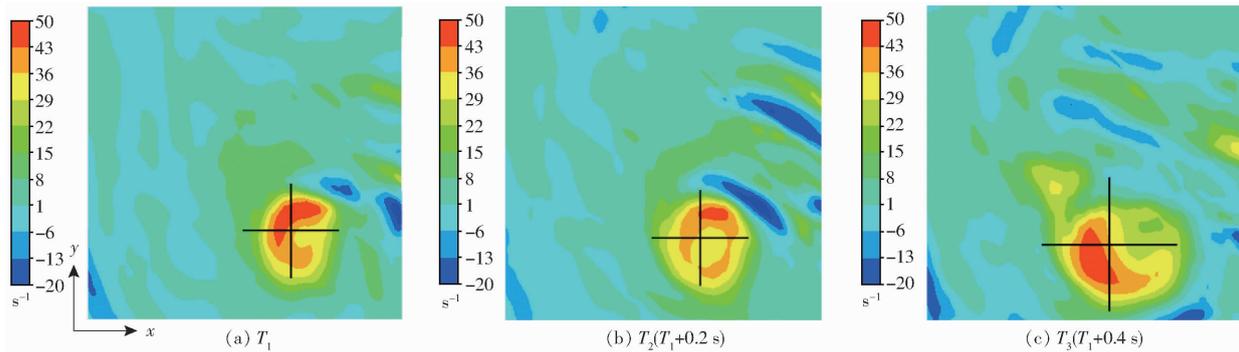


图 6 3 个时刻自由表面涡 ω_z 云图

Fig. 6 ω_z contours of free-surface vortex at three times

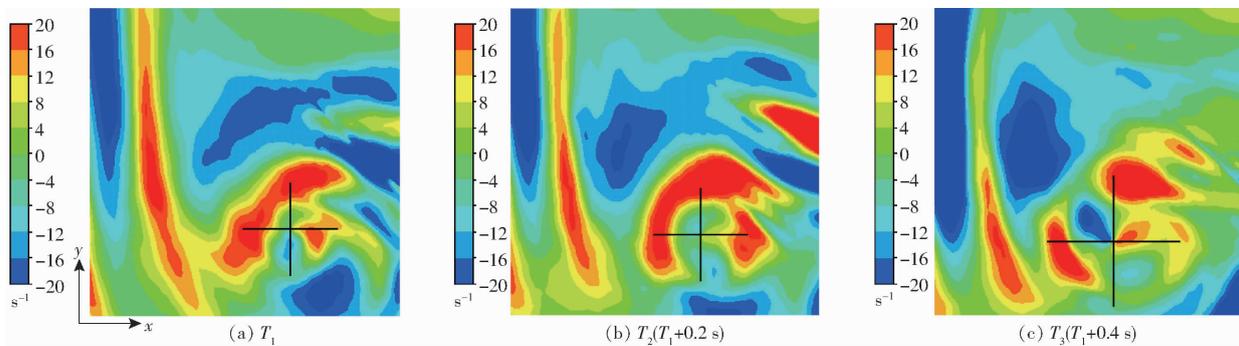


图 7 3 个时刻自由表面涡 ω_θ 云图

Fig. 7 ω_θ contours of free-surface vortex at three times

为进一步认识主涡及二次涡的演变,本文通过涡量方程中的对流项及弯曲、拉升项来分析涡量变化^[20-21],公式为

$$\frac{\partial \boldsymbol{\omega}}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \boldsymbol{\omega} =$$

$$-\nabla \frac{1}{\rho} \nabla p + (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla) \mathbf{V} - \boldsymbol{\omega} (\nabla \cdot \mathbf{V}) + \nu \nabla^2 \boldsymbol{\omega} \quad (12)$$

$$\frac{\partial \omega_z}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \omega_z = (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla) \omega + \nu \nabla^2 \omega_z \quad (13)$$

式中 $\boldsymbol{\omega}$ ——涡量矢量, s^{-1}

\mathbf{V} ——速度矢量, m/s

式(12)左边第 2 项为对流项,右边第 1 项为斜压作用项,第 2 项为拉伸、弯曲项,第 3 项为散度项,第 4 项为粘性耗散项。由于数值计算是基于不可压缩流动,式(12)左边第 1 项和第 3 项为零,并且在二维视角下讨论涡量的的运输过程,因此在 xy 平面上可将式(12)简化为式(13)。对流和弯曲、拉升可

以造成涡量的重新分布,粘性力则会耗散涡量,包括分子粘性及亚格子粘性,但在高雷诺数流动中,粘性力耗散对涡量运输的影响很小^[21],因此在以下的分析中忽略不计。图 8 和图 9 分别为对流项及拉升、弯曲项对涡量变化的影响,从式(13)可以看出,对流项正值造成涡量减少,弯曲、拉升项正值使涡量增加。在图 8 中,速度对流在涡核内和涡核外对涡量的重新分布都有影响,这表明宏观流场对自由表面涡强度的变化起一定的作用,而图 9 中可以看到,拉升、弯曲项的作用主要存在于涡核内及边界处,两者的作用区域不同。对比图 7 和图 9 可以发现,在二次涡存在的区域,拉伸、弯曲对主涡的涡量改变明显,说明二次涡的自旋在一定程度上可以引起主涡轴向拉升或者弯曲,从而改变主涡沿 z 轴方向的涡量。从 T_1 到 T_3 时刻,涡核内部对流项及弯曲、拉伸项的极值区域减小并分散,这与主涡涡核半径逐渐增大,涡强度减弱相一致。

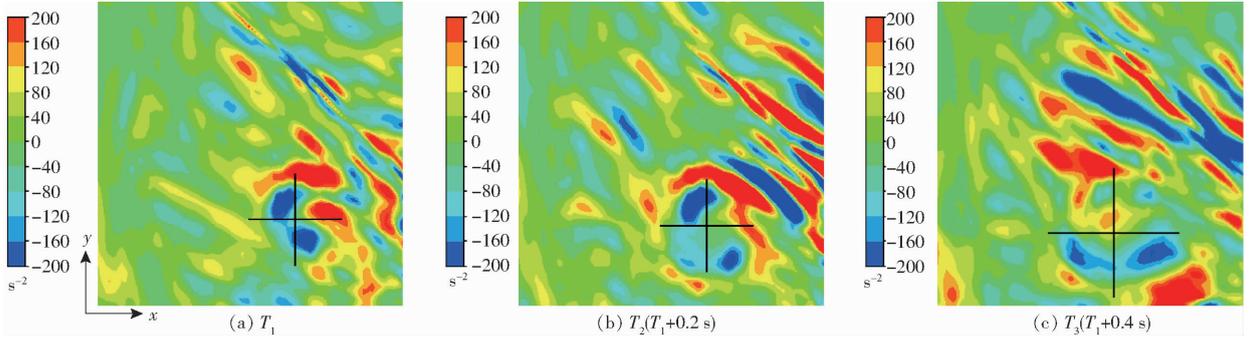


图 8 3 个时刻自由表面涡对流项云图

Fig. 8 Convection term of free-surface vortex at three times

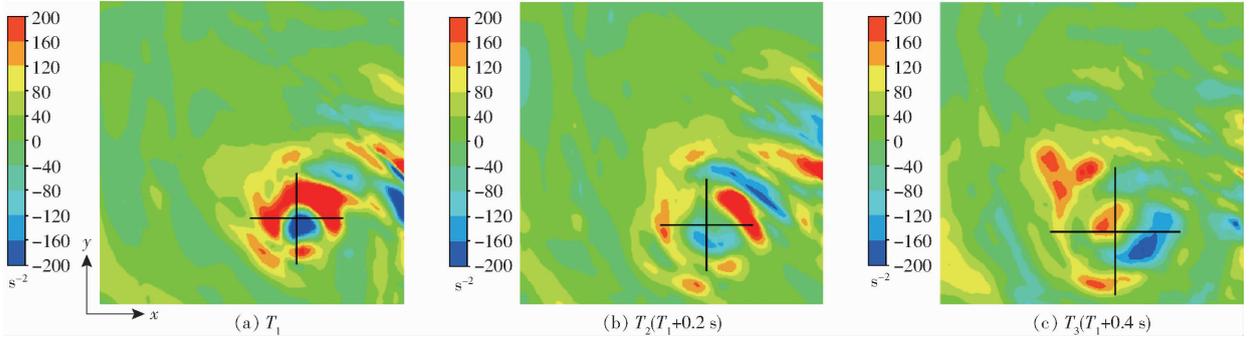


图 9 3 个时刻自由表面涡拉伸、弯曲项云图

Fig. 9 Stretching/tilting term of free-surface vortex at three times

3.3 附底涡瞬态特性

由于前水池的几何对称性,往往会在底面产生交替出现且旋向相反的两个涡^[10],在本文中,只分析沿 Z 轴旋转的附底涡在 3 个时刻的瞬态特性。如图 10(图中 T_a 、 T_b 、 T_c 表示时间间隔为 0.2 s 的 3 个时刻)所示,为了更好地呈现附底涡主涡与二次涡的结构, λ_2 的阈值随着时间逐渐减小,这也表明了主涡强度在逐渐减弱,与图 10d 一致。没有自由液面波动的影响,呈螺旋状环绕主涡的二次涡十分明显,随着时间的推移,二次涡向喇叭口方向运动,且旋转轴逐渐转变为与主涡一致的 z 轴方向。附底涡周围的二次涡与主涡的相互作用可以促进主涡的动量耗散,并引起主涡涡量的重新分布,从图 10c 可以看到主涡的弯曲。

图 11 展示了在距底面 10 mm 平面上的涡量分布图,从 T_a 到 T_c 涡量极值区域减小,涡强度减弱,在

主涡涡核外侧,可以看到二次涡沿 z 轴的涡量 ω_z ,由于二次涡向喇叭口方向运动,其方位角也在不断变化。图 12 为圆周方向的涡量分量 ω_θ ,箭头所指的二次涡与图 11 中的位置相对应。可以看到在涡核外侧存在大量的环绕涡,并且旋向呈顺时针或逆时针,这个现象与自由表面涡相一致,但环量更加集中的附底涡会压缩 ω_θ 呈现细长型的分布。图 13 和图 14 分别为对流项及拉伸、弯曲项对涡量运输的影响,可以看出在对流作用的影响下,涡核尤其是涡心附近的涡量 ω_z 增加,而弯曲、拉升项引起涡量 ω_z 的减弱,这说明在 T_a 到 T_c 过程中,二次涡的作用导致主涡弯曲、拉升是造成主涡 ω_z 降低的主要原因。图 14 中的黑色虚线圆为二次涡位置,由于二次涡的旋向逐渐朝向 z 轴,其沿 z 轴方向的涡量不断增加,从 T_a 到 T_c ,二次涡逐渐远离主涡,主涡涡核内由于弯曲、拉升项引起的涡量降低逐渐减弱。

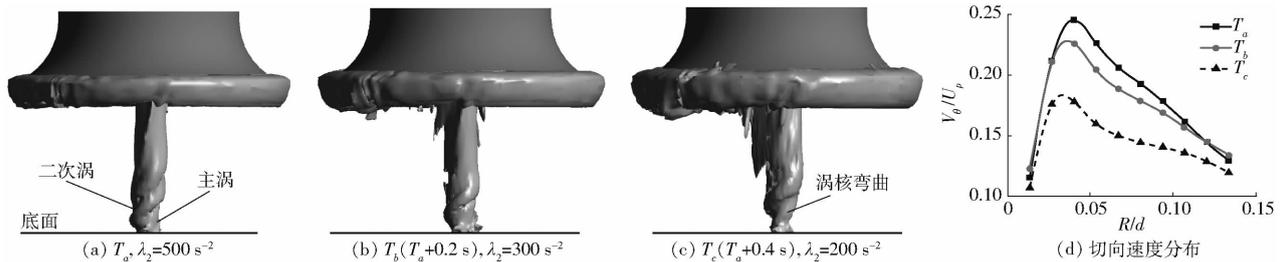


图 10 附底涡 λ_2 等值面

Fig. 10 Iso-surface of λ_2 for floor-attached vortex

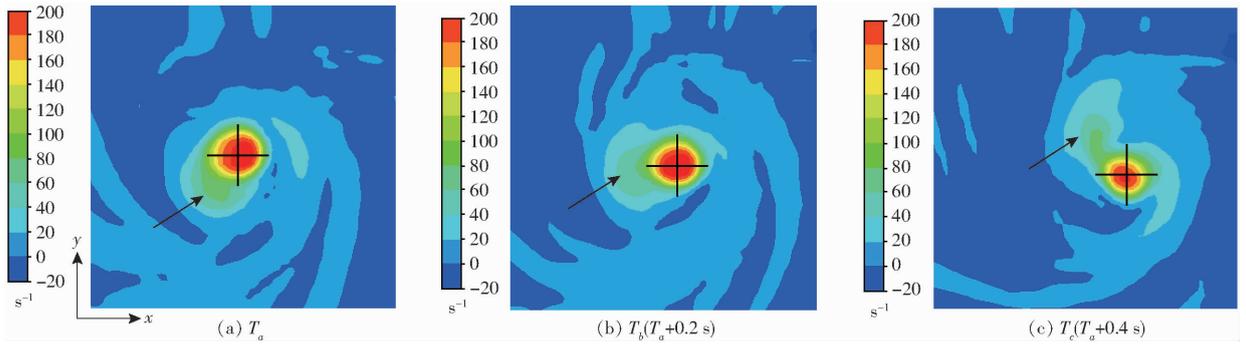


图 11 3 个时刻附底涡 ω_z 云图

Fig. 11 ω_z contours of floor-attached vortex at three times

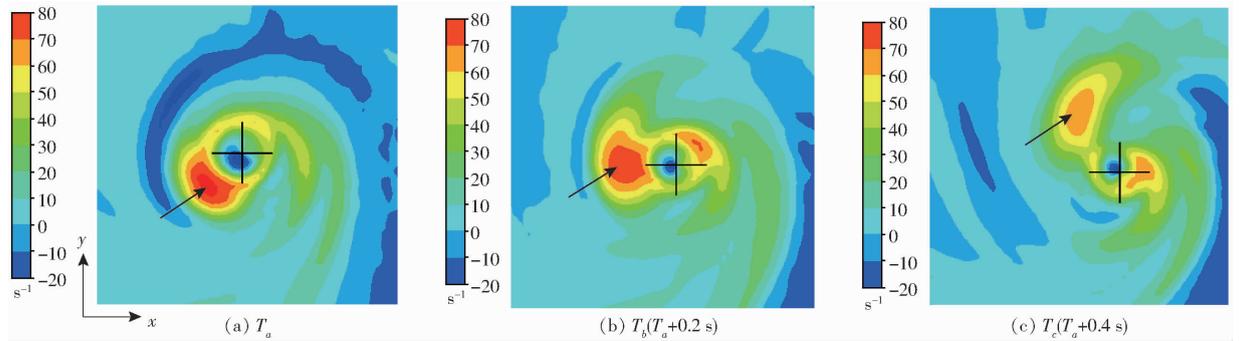


图 12 3 个时刻附底涡 ω_θ 云图

Fig. 12 ω_θ contours of floor-attached vortex at three times

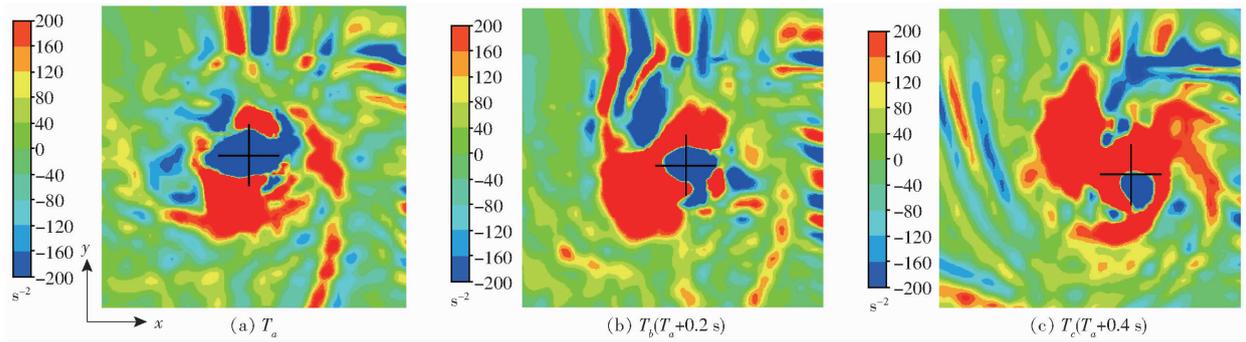


图 13 3 个时刻附底涡对流项云图

Fig. 13 Convection term of floor-attached vortex at three times

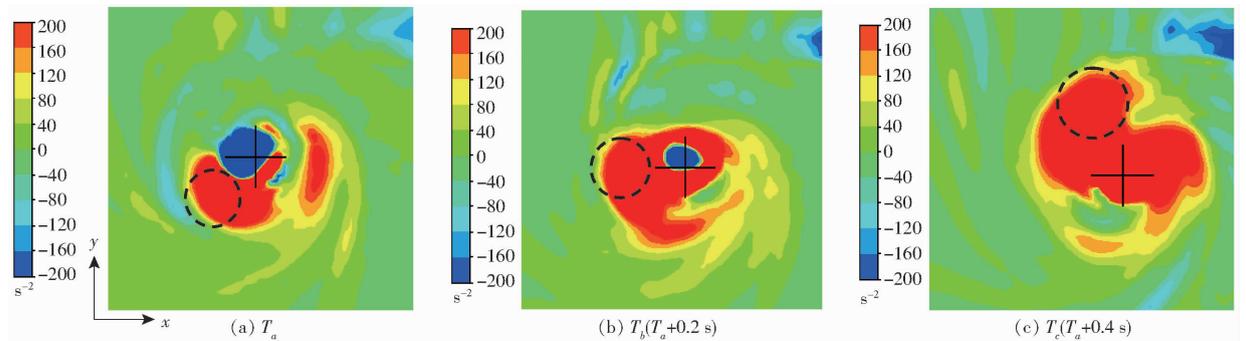


图 14 3 个时刻附底涡拉伸、弯曲项云图

Fig. 14 Stretching/tilting term of floor-attached vortex at three times

4 结论

(1) 结合 LES 及 VOF 方法模拟泵站前水池内

的旋涡流动,求解了两套不同数量的网格,结果表明细网格中直接求解的湍动能占比超过 80%,粗网格中直接求解的湍动能占比超过 60%。此外,将模拟

结果与实验结果对比,3种典型涡的位置、大小、形状吻合度良好。

(2)相比于RANS方法会过度预测涡在半径方向上的耗散,LES方法预测得到的自由表面涡、附底涡及左侧壁涡的时均圆周速度、特征半径和环量分布更加符合真实流动特性。

(3)自由表面涡及附底涡的瞬态特性表明,在

主涡涡核边界附近螺旋环绕着二次涡,且由于自由表面的波动使涡流难以汇聚,这种二次涡环绕现象在附底涡中更为明显。一方面,二次涡与主涡相互作用,增强主涡动量的向外耗散,另一方面,二次涡的自旋在一定程度上可以引起主涡轴向拉升或者弯曲,导致主涡涡量改变。

参 考 文 献

- 1 TSOU J L, MELVILLE B W, ETTEMA R, et al. Review of flow problems at water intake pump sumps[R]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1994.
- 2 ANSAR M, NAKATO T. Experimental study of 3D pump-intake flows with and without cross flow[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001, 127(10): 825-834.
- 3 LI Y, WU Y, MANSA K, et al. The flow research in an open type pump sump by PIV experiments[C]//ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, 2004: 111-119.
- 4 MANSA K, ZHANG B, LI X, et al. PIV experimental investigation on the flow in a model of closed pump sump[J]. Tsinghua Science and Technology, 2003, 8(6): 681-686.
- 5 SUERICH-GULICK F, GASKIN S J, VILLENEUVE M, et al. Free surface intake vortices: theoretical model and measurements[J]. Journal of Hydraulic Research, 2014, 52(4): 502-512.
- 6 SUERICH-GULICK F, GASKIN S J, VILLENEUVE M, et al. Free surface intake vortices: scale effects due to surface tension and viscosity[J]. Journal of Hydraulic Research, 2014, 52(4): 513-522.
- 7 CONSTANTINESCU G S, PATEL V C. Numerical model for simulation of pump-intake flow and vortices[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1998, 124(2): 123-134.
- 8 RAJENDRAN V P, CONSTANTINESCU S G, PATEL V C. Experimental validation of numerical model of flow in pump-intake bays[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1999, 125(11): 1119-1125.
- 9 TOKYAY T E, CONSTANTINESCU S G. Validation of a large-eddy simulation model to simulate flow in pump intakes of realistic geometry[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2006, 132(12): 1303-1315.
- 10 RAJENDRAN V P, PATEL V C. Measurement of vortices in model pump-intake bay by PIV[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2000, 126(5): 322-334.
- 11 OKAMURA T, KAMEMOTO K, MATSUI J. CFD prediction and model experiment on suction vortices in pump sump[C]//The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, 2007: 1-10.
- 12 CHUANG W L, HSIAO S C. Three-dimensional numerical simulation of intake model with cross flow[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2011, 23(3): 314-324.
- 13 LUCINO C, GONZALO DUR S. Vortex detection in pump sumps by means of CFD[C]//XXIV Latin American Congress on Hydraulics, 2010: 21-25.
- 14 AKIHIKO N, NOBUYUKI H. Large eddy simulation of vortex flow in intake channel of hydropower facility[J]. Journal of Hydraulic Research, 2010, 48(4): 415-427.
- 15 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 1-14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160201&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001.
- 16 WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1-14. (in Chinese)
- 17 宋希杰,刘超,杨帆,等. 水泵进水池底部压力脉动特性实验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(11): 196-203. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20171124&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.024.
- 18 SONG Xijie, LIU Chao, YANG Fan, et al. Experiment on characteristics of pressure fluctuation at bottom of pumping suction passage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11): 196-203. (in Chinese)
- 19 TOKYAY T, CONSTANTINESCU S G. Large eddy simulation and Reynolds averaged Navier Stokes simulations of flow in a realistic pump intake: a validation study[C]//World Water and Environmental Resources Congress, 2005.
- 20 CELIK I B, CEHRELI Z N, YAVUZ I. Index of resolution quality for large eddy simulations[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(5): 949-958.
- 21 MARSHALL J S, BENINATI M L. External turbulence interaction with a columnar vortex[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2005, 540: 221.
- 22 JI B, LUO X, ARNDT R E A, et al. Numerical simulation of three dimensional cavitation shedding dynamics with special emphasis on cavitation-vortex interaction[J]. Ocean Engineering, 2014, 87: 64-77.
- 23 JI B, LUO X, ARNDT R E A, et al. Large eddy simulation and theoretical investigations of the transient cavitating vortical flow structure around a NACA66 hydrofoil[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2015, 68: 121-134.