

# 不同出水口淹没深度的轴流泵性能 及内部湍流特征

张庆宏, 施卫东, 谢占山, 史周浩, 谭林伟

(南通大学 机械工程学院, 江苏 南通 226019)

**摘要:**为了研究不同出水口淹没深度的轴流泵性能及内部湍流特征,以 1600QZB-85 轴流泵为研究对象,以 CFX 为平台,基于标准  $k-\varepsilon$  湍流模型,开展了  $0.8n \sim 1.2n$  工况下的轴流泵出水口在不同淹没深度下的数值仿真研究。结果表明:叶轮转速一定,轴流泵的效率 and 扬程随着出水口淹没深度的增加呈现先增大后减小的特征;转轮区的湍动能损耗随着出水口淹没深度的增加,其湍动能损耗呈现小幅变化,呈现先减小后增大趋势,且湍动能损耗在叶轮区呈现非对称分布;在出水口淹没深度为 5 m 时,轴流泵内部流场最好,偏离最佳淹没深度越多,内部流场越紊乱。出水口淹没深度相同,在额定叶轮转速的工况下,轴流泵的效率最高。上述研究结果对于深入研究转轮区压力与内部湍流特征、提高轴流泵泵站运行效率等具有一定的意义。

**关键词:**轴流泵;淹没深度;数值仿真

中图分类号:TV675

文献标识码:B

文章编号:1007-7839(2021)09-0001-07

## Performance and internal turbulence characteristics of axial flow pump with different outlet submerged depth

ZHANG Qinghong, SHI Weidong, XIE Zhanshan, SHI Zhouhao, TAN Linwei

(School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China)

**Abstract:** In order to study performance and internal turbulence characteristics of axial flow pumps with different submerged depths of outlets, the 1600QZB-85 axial flow pump was taken as a research object, and CFX was used as the platform. Based on the standard  $\kappa-\varepsilon$  turbulence model, the numerical simulation research of axial flow pump outlets under  $0.8n - 1.2n$  working conditions under different submerged depths was carried out. The results showed that the efficiency and head of the axial flow pump increased first and then decreased with the increase of submerged depth of outlet when the impeller speed was constant. The turbulent kinetic energy loss in the runner region presented a small change with the increase of submerged depth of outlet, which decreased first and then increased, and the turbulent kinetic energy loss presented an asymmetric distribution in the impeller region. When the submerged depth of outlet was 5 m, the internal flow field of the axial flow pump was the best, and the more the deviation from the optimal submerged depth, the more disordered the internal flow field was. The efficiency of axial flow pump was the highest under the condition of rated impeller speed with the same submerged depth of outlet. The above research results had a certain significance for the in-depth study of the pressure and internal turbulence characteristics of the runner region and the improvement of the operation efficiency of the axial flow pump station.

收稿日期:2021-03-22

基金项目:江苏省水利科技项目(2019038);国家自然科学基金项目资助(No. 51579118)

作者简介:张庆宏(1995—),男,硕士研究生,研究方向为流体机械。E-mail: 473861316@qq.com

通信作者:施卫东(1964—),男,研究员,博士生导师,研究方向为流体机械。E-mail: Shiwd@ntu.edu.cn

**Key words:** axial flow pump; submerged depth; numerical simulation

轴流泵具有低扬程、大流量的特点,广泛应用于农业排灌、城市供水、船舶行业及南水北调等工程<sup>[1]</sup>。轴流泵在非设计工况下运行时,泵的性能降低,效率低下,会对泵产生损坏,影响泵的使用寿命,这会对轴流泵的稳定运行产生不利的影响<sup>[2]</sup>。严重者可能会使轴流泵的流量和效率严重下降,转轮产生裂纹,同时伴随着振动和噪声<sup>[3-4]</sup>。

一直以来,许多学者研究了不同参数对泵性能及内部湍流的影响做出了很多贡献。施卫东等<sup>[5]</sup>与谭林伟等<sup>[6]</sup>为了改善单叶片泵的性能,分别研究了叶片开缝和叶片出口安放角对单叶片泵的影响,结果表明在叶片尾缘开缝时,对泵的外特性影响较小,减小叶轮径向受力情况,提高单叶片泵的可靠性和使用寿命;单叶片泵的扬程,效率随着叶片出口安放角增大而提高,增大到  $18^\circ$  以后,变化不显著。李伟等<sup>[7-9]</sup>研究了不同流量对泵性能和内部流场的影响,揭示了不同流量工况下泵性能的变化和内部流动特征。张硕等<sup>[10-11]</sup>研究了不同转速对泵性能的影响,结果表明在叶轮几何参数不变的条件下,转速的提高有利于提高水泵的扬程,转速改变后,叶轮受到的力会偏离相似理论的计算值。吴晨晖等<sup>[12-13]</sup>研究了空化对叶轮内部流动特性以及能量转换特性的影响,结果表明,随着空化程度的进一步增大,泵扬程下降,水力性能下降。初长虹,何耘等<sup>[14-16]</sup>研究了进水口淹没深度对泵内部流场的影响,通过数值模拟,分析了不同淹没深度下流道进水口的流场结构,旋涡的涡量变化及分布规律,揭示了进水口淹没深度对泵内部流场的影响规律。

而现有的研究对出水口淹没深度和叶轮转速对泵的影响还较少,为了研究这一工况下轴流泵的性能和内部湍流特征,本文以 CFX 为平台开展了  $0.8n \sim 1.2n$  工况下的轴流泵出水口在不同淹没深度下转轮区流场的特征研究,以揭示不同淹没深度对轴流泵扬程、效率曲线及内部流场的影响。

## 1 几何模型与边界条件

### 1.1 几何模型

本文以 1600QZB-85 轴流泵为研究对象,并建立仿真模型,其基本参数为:设计流量  $Q=10.0 \text{ t/s}$ ;设计扬程  $H=5.49 \text{ m}$ ;额定转速  $n=295 \text{ r/min}$ ;最大扬程  $H_{\max}=6.48 \text{ m}$ 。结构参数:叶轮直径  $D=$

$1540 \text{ mm}$ ;叶片数  $Z_y=4$ ;导叶数  $Z_d=7$ 。三维模型如图 1 所示。

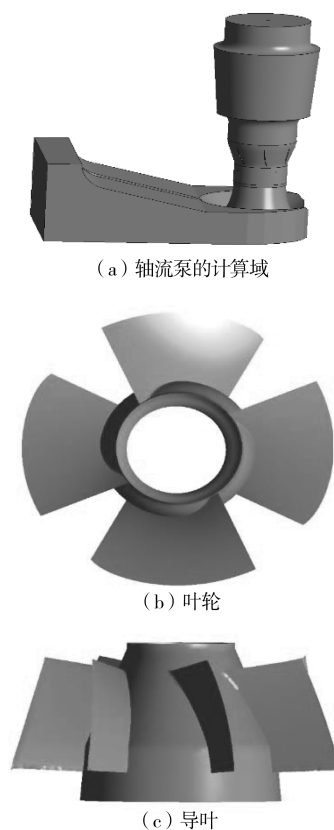


图 1 轴流泵三维模型

### 1.2 网格划分

计算域的流场划分为进口区、叶轮区、导叶区和出口区 4 个部分。并对流道近壁面进行了局部加密处理。轴流泵内部流场计算域的结构化网格划分如图 2 所示,整个计算域共 4 548 181 个体网格单元,计算网格数如图表 1 所示。

表 1 轴流泵计算区域网格数

| 计算域   | 进口流道    | 叶轮流道      | 导叶流道      | 出口流道    |
|-------|---------|-----------|-----------|---------|
| 网格数/个 | 720 000 | 1 313 096 | 2 393 205 | 121 880 |

### 1.3 边界条件设置

边界条件设置如下:进口为质量流量,出口为压力出口条件;壁面选择无滑移壁面;残差收敛精度设置为  $10^{-4}$ 。

### 1.4 空化模型和湍流模型

本文采用基于 Rayleigh-Plesset 方程的均相空化流模型和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型。

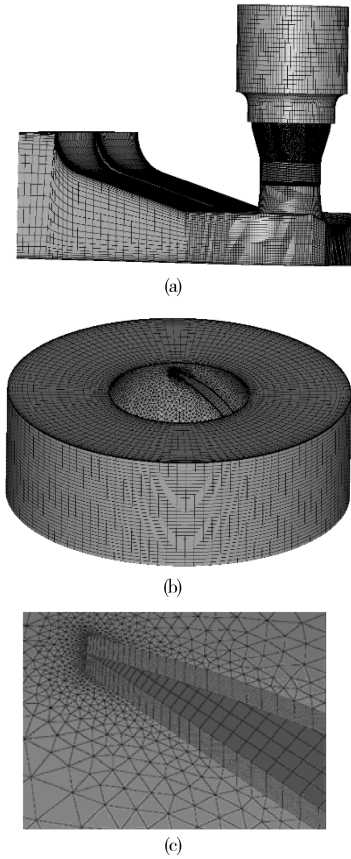


图2 轴流泵的计算网格

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (2)$$

式中:  $u_i$ 、 $u_j$  为速度分量;  $\rho_m$  为混合相密度;  $\delta_{ij}$  为克罗内克常数;  $\mu$  为层流黏度;  $\mu_t$  为湍流黏度。

标准  $k-\varepsilon$  湍流模型:

$$v_t = C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \varepsilon$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{\varepsilon_2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$C_{\varepsilon_2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$G_k = v_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中:  $v_t$  为湍流涡黏性系数;  $k$  为湍动能;  $\varepsilon$  为耗散

率;  $G_k$  为由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的生成相;  $\sigma_k$  为湍动能  $k$  的湍流普朗特数;  $\sigma_\varepsilon$  为耗散率  $\varepsilon$  的湍流普朗特数。

## 2 仿真结果的分析与讨论

### 2.1 出水口淹没深度对轴流泵效率和扬程的影响

图3为轴流泵在设计流量下,不同的转速,出口在不同淹没深度下的效率和扬程曲线图。从图3(e)可以看出,在额定转速,设计流量工况下,通过数值模拟得到的扬程最优点在出水口淹没深度为5 m,最优扬程5.472 m,而设计扬程为5.49 m,计算扬程与设计扬程的误差在2%以内,由此可以看出计算的扬程和设计的扬程吻合的比较好,说明了数值模拟的结果具有一定的可靠性。

从图3(a~h)可知,叶轮在不同转速(0.8 n ~ 1.2 n),出水口淹没深度在1~5 m,泵的扬程和效率随着出水口淹没深度的增加而增加,出水口淹没深度在6~10 m,泵的扬程和效率随着出水口淹没深度的增加而减小。出水口在不同的淹没深度工况下,轴流泵的效率变化约为2%,但存在一个最佳的出水口淹没深度,最佳淹没深度约为5 m。而出水口深度在1~5 m时,叶片的吸力面发生了空化,能量损失大。随着淹没深度的增加,叶片的空化体积减小,泵的扬程和效率提高。出水口在淹没深度5 m的时候叶片基本没有空化发生,泵的扬程和效率最高。

### 2.2 出水口淹没深度为5 m,叶轮转速对轴流泵效率扬程的影响

图4为出水口淹没深度为5 m,不同转速下的效率和扬程图。从图4可知,在出水口淹没深度为5 m时,轴流泵的扬程随着转速的增大而增大,效率呈现先增大后减小的趋势,在额定转速工况下效率最高。从图3和图4可知,叶轮转速对轴流泵的影响比出水口淹没深度大。

### 2.3 出水口淹没深度对轴流泵叶片压力分布的影响

叶片的压力分布会随着出口淹没深度的改变而发生变化。选取了3个代表工况(出口淹没深度分别为1.0 m,5.0 m,10.0 m)进行分析。从图5和图6可以看出,随着出口淹没深度的增大,叶片吸力面的压力和压力面的压力增大,在进口外缘处压力增大较为显著;各个叶片的压力呈现非对称性。叶片径向压力分布存在一定的梯度变化。压力分布的低压区与空泡相分布的位置有很好的吻合度。

轴流泵的叶片压力面压力从叶片进水边向叶

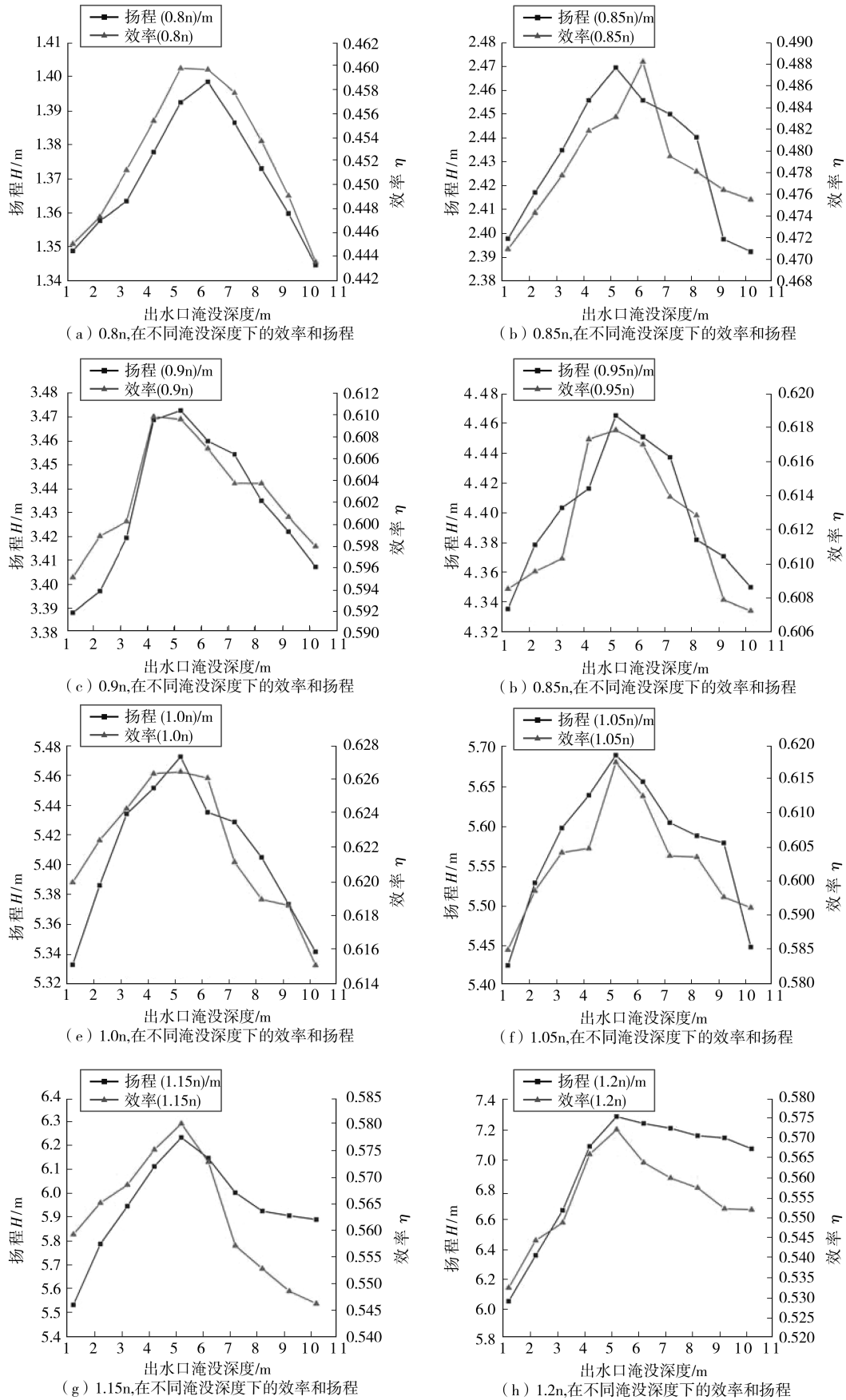


图 3 出水口在不同淹没深度下的效率和扬程

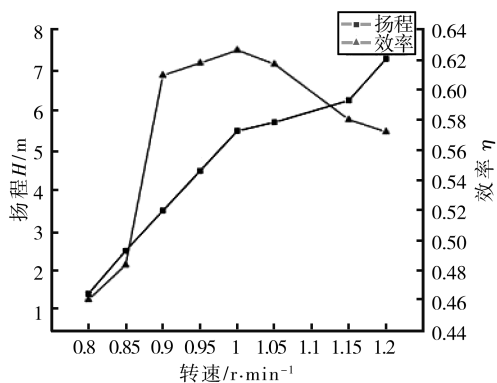


图4 出水口淹没深度为5 m,不同叶轮转速下的效率和扬程

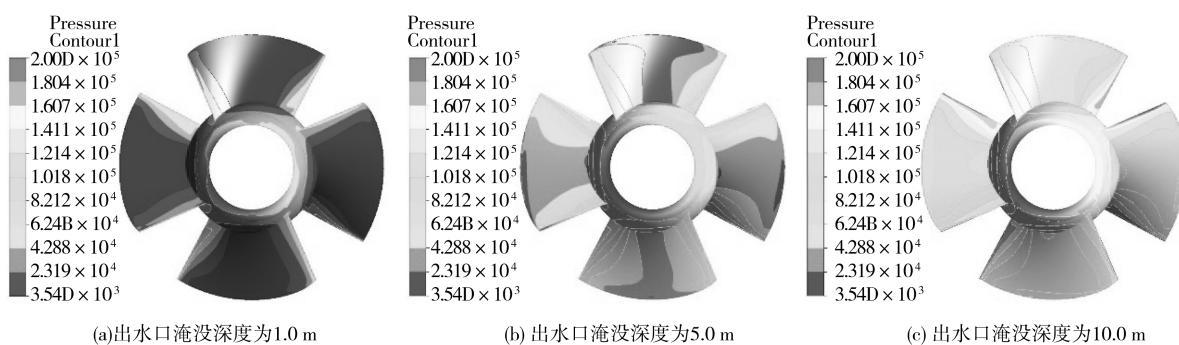


图5 叶片在出水口不同淹没深度下的吸力面压力分布

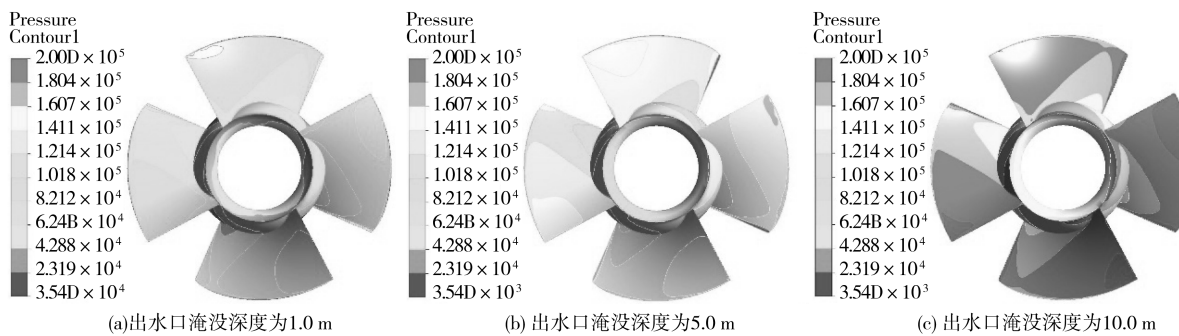


图6 叶片在出水口不同淹没深度下的压力面压力分布

片出水边逐渐升高。叶片吸力面外缘附近处形成了低压,即在外缘处会更容易发生空化。空化造成内部湍流,内部能耗较大,从而降低水泵的效率。

## 2.4 出水口淹没深度对轴流泵叶片空泡体积分数分布的影响

图7为额定叶轮转速工况下,叶片吸力面在出口不同淹没深度下的空泡体积分布,图8为额定叶轮转速工况下,叶片压力面在出水口不同淹没深度下的空泡体积分布。由图7可知,随着出口淹没深度的减小,叶片的空泡体积分布增大,空泡首先在叶片吸力面进口外缘附近产生,然后沿叶片吸力面向出口方向扩散。随着出口淹没深度的减小,叶

片的空化越严重,泵的性能也就越差。在出口淹没深度为1.0 m工况下叶片的空化程度最为严重,出口淹没深度为3.0 m工况下次之,出口淹没深度为5.0 m工况最轻,几乎没有空化,出水口淹没深度大于5.0 m,叶片没有发生空化。空化初生阶段叶轮内的空泡首先在叶片吸力面进口外缘位置处产生,最先在该位置产生的原因是叶片背面进口位置处于低压位置。

## 2.5 出水口淹没深度对轴流泵叶片湍动能耗散的影响

由图9和图10可以发现,随着出水口淹没深度的增加,叶片吸力面和压力面的湍动能损耗呈现小

幅变化,先减小后增大的特征,吸力面的湍动能损耗比压力面湍动能损耗严重;叶片进水口处的湍动能损耗比出水口处大;湍动能损耗从轮毂处向轮缘处呈阶梯性变化,叶片轮缘处湍动能损耗比轮毂处大。湍动能损耗越严重,能量损失越严重,造成轴流泵的效率越低。结合图5~10可知,在额定的叶轮转速工况下,出水口淹没深度在5 m时,轴流泵的效率最高,与图3所示的效率图吻合。

## 2.6 出水口淹没深度对轴流泵流场的影响

从图11可知,随着出水口淹没深度的增加,速度先增大后减小,与图3所示扬程图吻合;出水口淹没深度为5 m时(图11b)的流场,比出水口淹没

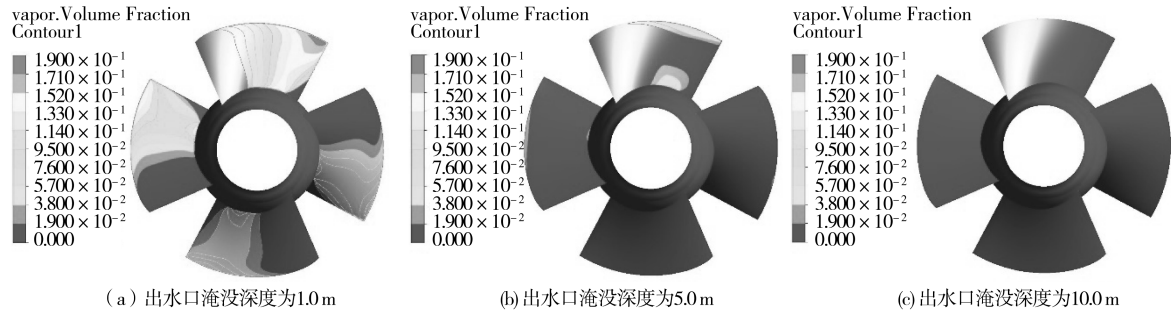


图7 叶片吸力面在出水口不同淹没深度下的空泡体积分布

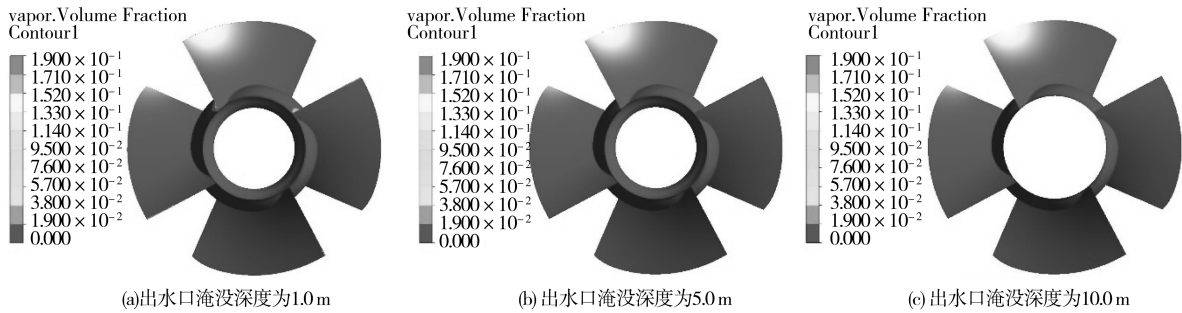


图8 叶片压力面在出水口不同淹没深度下的空泡体积分布

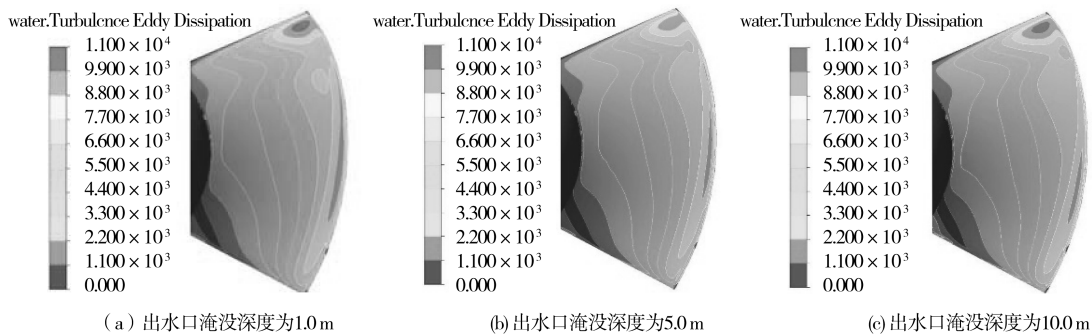


图9 出水口不同淹没深度叶片吸力面湍动能损耗

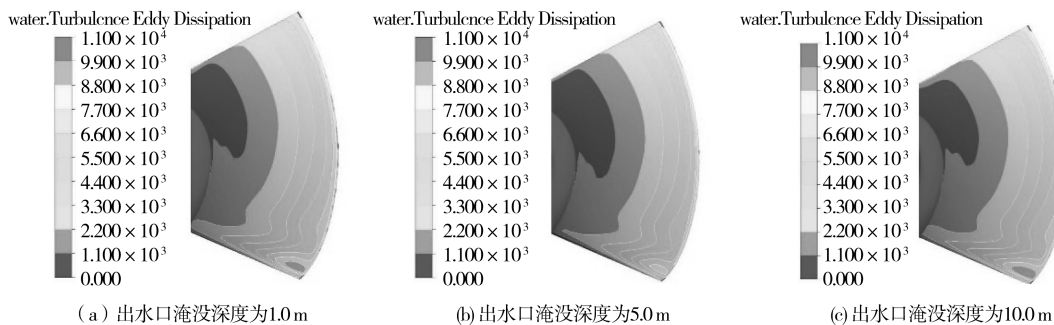


图10 出水口不同淹没深度叶片压力面湍动能损耗

深度 1.0 m(图 11a)和出水口淹没深度 10.0 m(图 11c)的流态更好。流场紊乱会造成轴流泵的效率下降。从图 3 和图 11 可知,出水口淹没深度在 5 m 时,扬程最大,效率最高。

## 2.7 出水口淹没深度为 5 m,叶轮转速对轴流泵流场的影响

从图 12 可知,随着叶轮转速的提高,速度也随之增大,轴流泵的扬程增大,与图 4 所示结果一致。

在额定叶轮转速工况下(图 12b)的流场,较 0.8 n(图 12a)和 1.2 n(图 12c)流场的流态好。偏离额定叶轮转速,转轮区的流场越紊乱,流场紊乱会造成轴流泵的效率下降。从图 4 和图 12 研究得出,轴流泵在额定叶轮转速的工况下,效率最高。

## 3 结 论

(1) 在转速相同的工况下,轴流泵的扬程随着

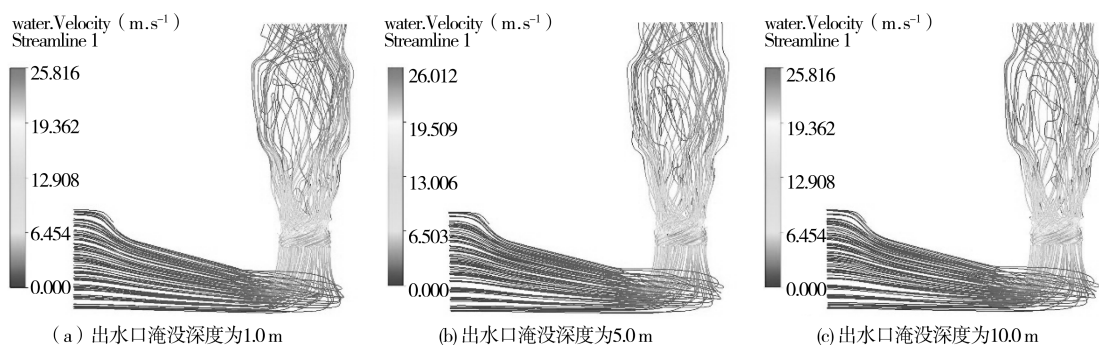


图 11 额定叶轮转速不同出水口淹没深度下的速度场

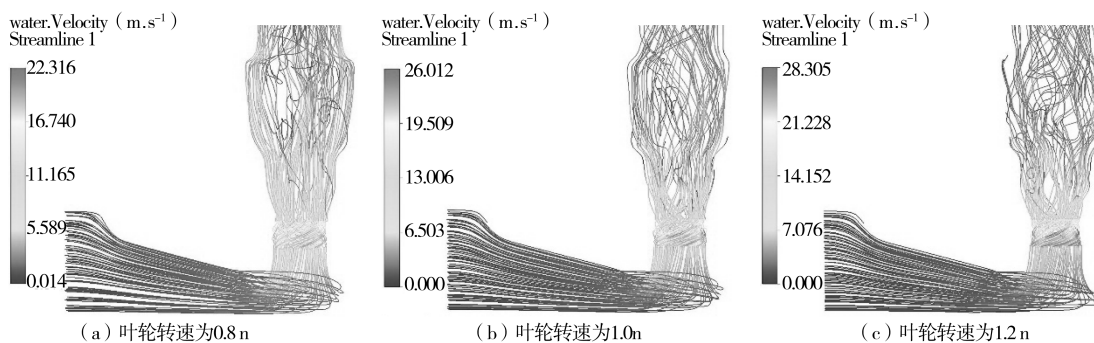


图 12 出水口淹没深度为 5 m,不同叶轮转速下的速度场

出水口淹没深度的增加呈现先增大后减小的特征;轴流泵的效率随着出水口淹没深度的增大呈现先增大后减小的特征,且存在一个使轴流泵的效率最佳的出水口淹没深度;出水口淹没深度变化对轴流泵的效率影响约为 2%。

(2)在转速相同的工况下,随着出水口淹没深度的增大,转轮区叶片吸力面和压力面的压力随之增大;低压区与空泡相分布的位置有很好的吻合度。

(3)转轮区的湍动能损耗随着出水口淹没水深的增加,其湍动能损耗呈现小幅变化,先减小后增大,且湍动能损耗在叶轮区呈现非对称分布。

(4)出水口淹没深度为 5 m 时,随着叶轮转速的增加,轴流泵的扬程增加;轴流泵的效率呈现先增大后减小的趋势。

#### 参考文献:

[1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社, 1995.  
 [2] 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007(8):1003-1009.  
 [3] 黄继汤. 空化与空蚀的原理及应用[M]. 北京:清华大学出版社, 1991.  
 [4] XIE Z, SHI W, TIAN Q, et al. Fatigue Life Assessment and Damage Investigation of Centrifugal Pump Runner [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 124 (1): 105256.

[5] 施卫东, 李林建, 许荣军, 等. 叶片开缝对单叶片径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2020, 38 (09):865-870, 890.  
 [6] 谭林伟, 施卫东, 张德胜, 等. 叶片出口安放角对单叶片泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(10):835-841, 855.  
 [7] 李伟, 季磊磊, 施卫东, 等. 不同流量工况下混流泵压力脉动试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(12):70-76.  
 [8] 孙壮壮, 张友明, 夏鹤鹏, 等. 不同工况下轴流泵转子径向力及其压力脉动分析[J]. 灌溉排水学报, 2019, 38(1):122-128.  
 [9] 施卫东, 季磊磊, 李伟, 等. 不同流量工况下斜流泵内部流场 PIV 试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47 (6):27-33.  
 [10] 张硕, 陈长盛. 运行参数与轴流泵流体激励力的关系[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(4):134-136, 152.  
 [11] 谭林伟, 牛国平, 施卫东, 等. 不同转速下离心泵压力脉动的试验研究[J]. 南通大学学报(自然科学版), 2020, 19(2):56-63.  
 [12] 吴晨晖, 汤方平, 杨帆, 等. 空化对轴流泵叶轮能量转化特性的影响[J]. 水利水电科技进展, 2019, 39 (4):49-55, 74.  
 [13] XIE Z, SHI W. Simulation investigation on impact damage characteristics of metal plate by cavitating bubble micro-jet water hammer[J]. Engineering Failure, 2020 (115):104626.

(下转第 20 页)