

## 矿用隔爆型潜水泵性能分析

Ayuba Elkanah Jatau<sup>1</sup>, Israel Enock Ojo<sup>2</sup>, Elvis Adam Alhassan<sup>3</sup>, Israel Enema Ohiemi<sup>4\*</sup>, Kolo Yetu Babazhitsu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>尼日尔国立理工学院机械工程技术系 尼日利亚

<sup>2</sup>尼日利亚尼日尔州比达联邦理工学院机械工程系 尼日利亚

<sup>3</sup>CK Tedam 科技应用大学数学科学院科学纳夫龙戈上东部地区 加纳

<sup>4</sup>尼日利亚大学机械工程系 尼日利亚

**【摘要】**本文旨在预测和比较具有相同设计参数但不同运行阶段的隔爆泵的性能。首先，对两个泵壳 A 和 B 进行建模。其次，使用剪切应力输送(SST)湍流模型求解三维纳维-斯托克斯方程。获取性能特征并与实验数据进行比较。绘制了设计点的压力云图，以描绘其内部流动特性。研究发现，泵壳 A 的运行功率更大，因此比泵壳 B 消耗更多能量。进一步分析表明，B 泵运行效率更高，但结构更复杂。最后，利用实验数据验证了数值模拟的正确性。

**【关键词】**隔爆潜水泵；性能；仿真；流固耦合；优化

**【收稿日期】**2025年5月3日

**【出刊日期】**2025年6月10日

**【DOI】**10.12208/j.ghrm.20250005

### Performance analysis of flameproof submersible pump for mining application

Ayuba Elkanah Jatau<sup>1</sup>, Israel Enock Ojo<sup>2</sup>, Elvis Adam Alhassan<sup>3</sup>, Israel Enema Ohiemi<sup>4\*</sup>, Kolo Yetu Babazhitsu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering Technology, Niger State Polytechnic, Nigeria

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Federal Polytechnic, Bida, Nigeria

<sup>3</sup>Faculty of Mathematical Sciences, C. K. Tedam University of Technology and Applied Sciences, Navrongo, Upper East Region, Ghana.

<sup>4</sup>Department of Mechanical Engineering, University of Nigeria, Nigeria

**【Abstract】** This paper seeks to predict and compare the performance of flameproof pumps same design parameters but with different operation stages. Firstly, two pump cases A and B were modelled. Secondly, the shear stress transport (SST) turbulence model was used to solve the 3D Navier Stokes equation. The performance characteristics were obtained and compared with experimental data. The pressure contours are plotted at the design point to delineate its internal flow characteristics. Pump case A was found to require more power for its operation and would hence consume more energy than pump case B. Further analysis shows that pump B is more efficient in operation, but with complex configuration. Lastly, the numerical simulations were validated with experimental data.

**【Keywords】** Flameproof submersible pump; Performance; Simulation; Fluid-Structure interaction; Optimization

### 1 简介

矿井使用的泵具有隔爆型、潜水型、重量轻、噪音低、运行稳定、多级结构等特点，扬程可达 450 米<sup>[1]</sup>。高扬程要求非常重要，这样才能将矿井内的污水排放到地面，而无需在水流路径上增设泵或水库<sup>[2]</sup>。

非洲拥有丰富的矿产资源，但要实现强劲的经济增长，必须特别重视这些自然资源。这些丰富的矿产资源一旦开发，将有助于推动工业增长。矿井泵是矿场必

不可少的，因为它们需要将流体从低处输送到地表<sup>[3]</sup>。为了有效改善采矿作业，必须提高矿泵的性能。

近年来，一些学者对高速泵进行了数值和实验研究。Draghici 等人<sup>[4]</sup>概述了不同转速下离心泵的实验测试。Georgescu 等人<sup>[5]</sup>基于 EPANET 研究了两种转速下的泵特性曲线。Rakibuzzaman 等人<sup>[6]</sup>研究了采用变频器控制转速变量的多级泵特性性能。Sha 等人<sup>[7]</sup>研究了离心泵在不同转速下的性能<sup>[7]</sup>。通过数值计算和实验

\*通讯作者：Israel Enema Ohiemi

注：本文于 2021 年发表在 Engineering Advances 期刊 1 卷 2 期，此文为其授权翻译版本。

获得了变速下内部离心流型。

此外，利用计算流体动力学(CFD)对泵进行优化和设计已成为评估泵内部流动特性的有效分析工具。该方法还可用于获取泵流道内的流体流动性能。许多研究人员探索了 CFD 在泵性能分析中的优势<sup>[8-11]</sup>。

矿用排水泵需求的增加是由于采矿场地的增加和扩张<sup>[12]</sup>。隔爆型潜水泵(FSP)与其电机紧密集成一体，共同驱动运行。FSP 应运行顺畅且噪音低。然而，由于其设计和恶劣的工作条件，FSP 容易发生故障。FSP 首次故障前的平均运行时间约为 3800 小时，因此对其性能有不利影响<sup>[8]</sup>。

鉴于上述挑战，对此类泵进行全面评估至关重要。本研究选取了 BQS50-450/2-200 泵和 BQS50-450/6-160 泵（分别称为案例 A 和案例 B）进行分析。对案例 A 和案例 B 进行了建模和仿真，并通过实验验证了其结果。

## 2 理论框架

### 2.1 控制方程

研究了隔爆泵内的流动相互作用。数值计算基于连续性和雷诺平均不可压缩流体的纳维-斯托克斯方程，如方程 2 和方程 3 所示。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (4)$$

*Transformed k-ε model:*

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (6)$$

混合函数  $F_1$  和  $F_2$  是：

$$F_1 = \tanh(\Gamma_1^4) \quad (7)$$

$$F_2 = \tanh(\Gamma_2^2) \quad (8)$$

湍流粘度  $\mu_t$  计算方法如下：

$$\mu_t = \frac{\alpha_1 k \rho}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \quad (9)$$

### 2.3 泵性能评估

为了有效地确定泵的性能，估算其总扬程（如公式(11)所示）是一项基本要求<sup>[19]</sup>。

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \quad (10)$$

式中， $P(m)$ 表示压头， $\rho(kg/m^3)$ 表示流体密度， $g(m/s^2)$ 表示重力加速度，下标 1 和 2 分别表示泵的入口和出口。公式(12)中列出的效率是决定泵性能的另一个重要变量。

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (11)$$

其中  $P$  是功率输入，其公式如下：

$$P = T \omega \quad (12)$$

### 3 方法论

#### 3.1 计算流体动力学

利用计算流体动力学（CFD）求解第 2 节中提出的理论方程。CFD 步骤如图 1 所示。

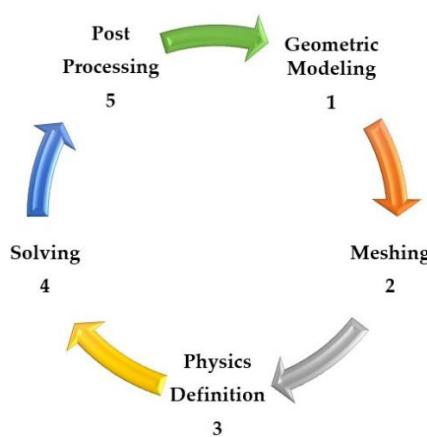
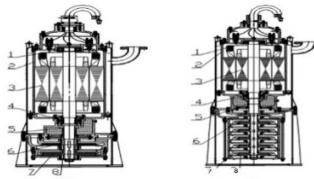


图 1 数值模拟所涉及的步骤

### 3.2 泵模型

图 2 和表 1 显示了两台内置防火多级潜水泵 BQS50-450/2-200 和 BQS50-450/6-160，它们分别被归类为泵壳 A 和泵壳 B。泵壳 A 和 B 具有相似的设计规格，扬程为 450m，流量为 13.9l/s，转速为 2,950。泵壳 A 和 B 的流体路径均使用 CREOParametric 7.0 建模。

### 3.3 网格生成



1.深沟球轴承；2.轴承座；3.电机转子；4.角接触球轴承；5.机械密封；6.末级叶轮；7.导叶；8.头级叶轮

图 2 泵模型：(a) 情况 A；和 (b) 情况 B

表 1 泵的主要几何参数

案件	直径(毫米)	$D2$ (毫米)	$b2$ (毫米)	$\beta2$ ( $^\circ$ )	$\Phi_{in}$	$z$	$D3$ (毫米)
A	115	393	14	11	132	7	410
B	105	249	22	9	173	4	270

流体通道的网格划分采用 ANSYS ICEM 软件，采用多块六面体结构网格。复杂的泵段采用更多网格进行细化，以确保数值精度。根据 Celik 等人的研究，进行了网格独立试验<sup>[18]</sup>。使用泵壳 A 选择了编号为 1883755 的网格 C。泵壳 B 也采用相同技术进行网

格划分。参见图 3 以及表 4 和表 2 中每个泵组件的详细网格报告。

#### 3.4 物理定义

使用 ANSYS 下的 CFX 子程序来计算泵内的流动方程。计算设置定义如表 3 所示。

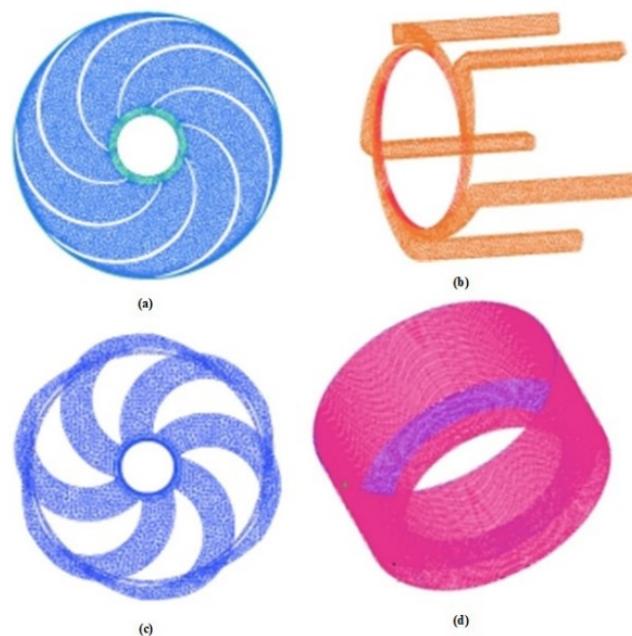


图 3 泵壳 A 的计算网格: (a)叶轮(b)蜗壳(c)导叶(d)口环间隙/腔

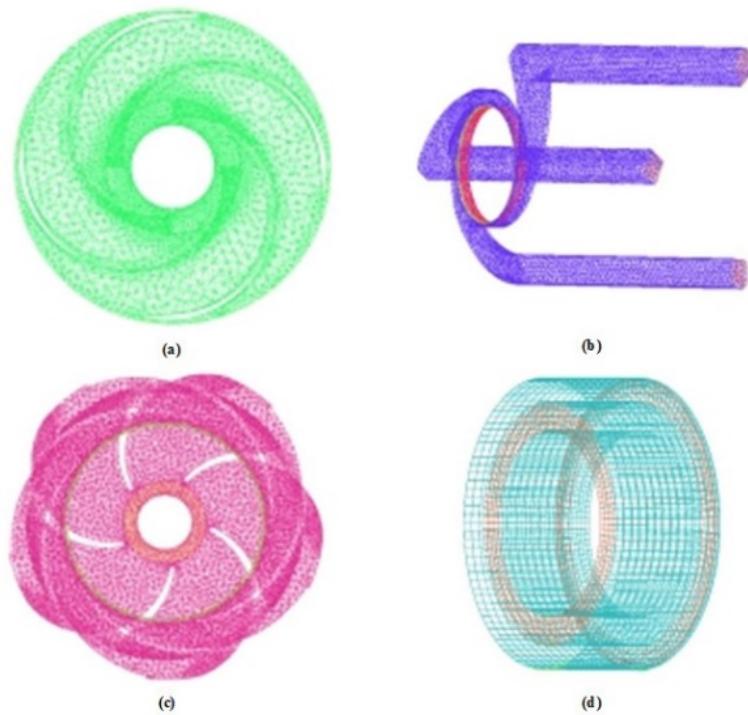


图 4 泵壳 B 的计算网格: (a) 叶轮 (b) 蜗壳(c) 导叶(d) 口环间隙/腔

表 2 水泵主水栅数量

模型	叶轮	导叶	蜗壳	缝隙/空腔	其他的	全部的
案例 A	959, 768	152, 564	113, 019	193, 769	706,084	1,975,291
案例 B	539,038	958, 390	90, 980	17, 192	436, 191	1,879,272

表 3 计算物理定义

域名位置	边界类型	质量和动量
进水管	进口	总压力
出水管	出路	开幕
域表面	墙	防滑
湍流模型		
应用模型		标准 SST k- $\omega$
接口配置		
稳定状态		冷冻转子
数值计算求解器控制		
迭代次数	1000	
时间步长	$1.15 \times 10^{-4}$ 秒	
RMS 残差目标	$10^{-5}$	
网状连接	通用电网接口 (GGI)	

## 4 结果与讨论

### 4.1 性能特性曲线

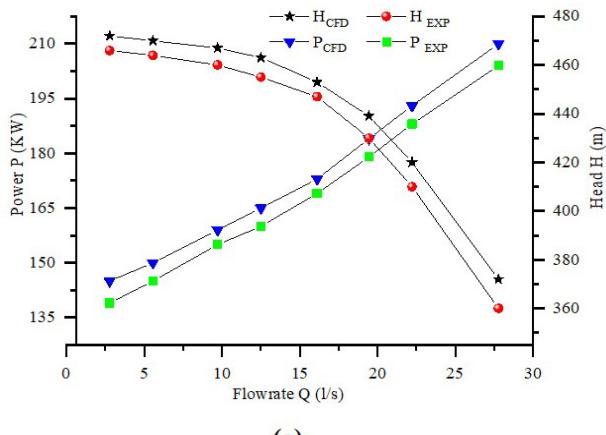
使用公式 11 和 12 分析并比较了泵壳 A 和 B 的外部特性。这些特性以图 5 所示曲线的形式全面直观地表达了泵的性能。泵内流动性质复杂且不稳定，需要通过实验来验证泵的性能。因此，将泵壳 A 和 B 的 CFD 计算结果与图 5 中泵制造商提供的实验数据进行了比较。从图 5 可以看出，随着流量的增加，扬程降低，但轴功率增加。CFD 计算得出的数据高于实验数据。实验过程中容易出现摩擦和体积损失，而 CFD 并未考虑这些因素。

结果表明，两种泵的性能趋势相似。然而，泵工况 A 的扬程高于工况 B。因此，工况 A 适合高扬程应用。

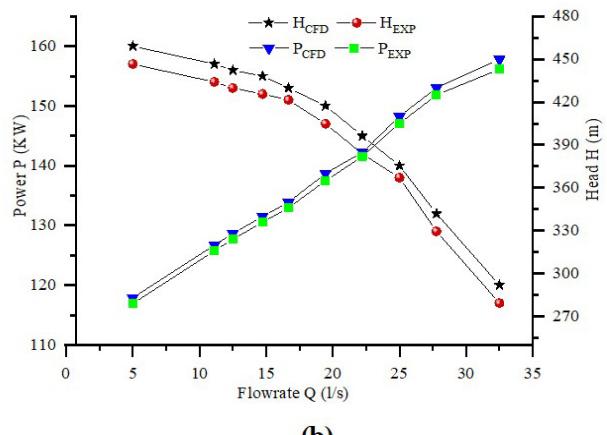
相反，泵工况 B 的功率需求较低，因此使用泵工况 B 可以节省更多能源。然而，其结构构造复杂，无论是建造还是维护都较为复杂。

### 4.2 内部流动特性

图 6 和图 7 描绘了设计流量下的压力轮廓。据观察，两种泵的入口区域都记录到了最低压力。泵流道内的压力呈逐渐上升趋势，最大值出现在泵出口。流体压力逐渐上升，并沿流动圆周均匀分布。如图 6 和图 7 所示，从径向向外看，叶轮流道中间部分的压力较低。叶轮的压力（见图 7）从其中间部分径向增加到其边缘处的最大值。如图 6 和图 7 所示，设计条件下的压力分布是周向对称的。在入口处观察到一个低压区，这意味着该区域容易发生气蚀。



(a)



(b)

图 5 泵箱性能曲线：(a) 情况 A (b) 情况 B

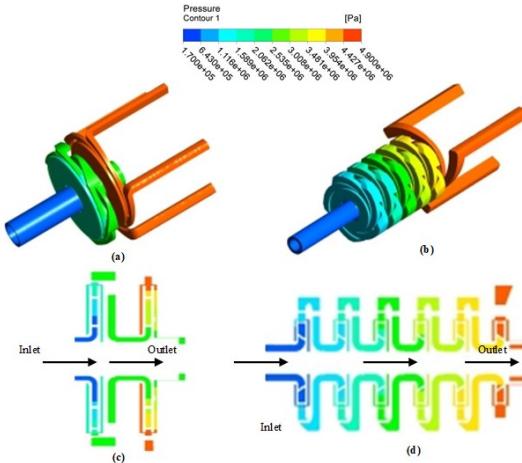


图 6 压力云图: (a) 情况 A 的 3D 图 (b) 情况 B 的 3D 图 (c) 平面  $x=0$  时的情况 A (d) 平面  $x=0$  时的情况 B

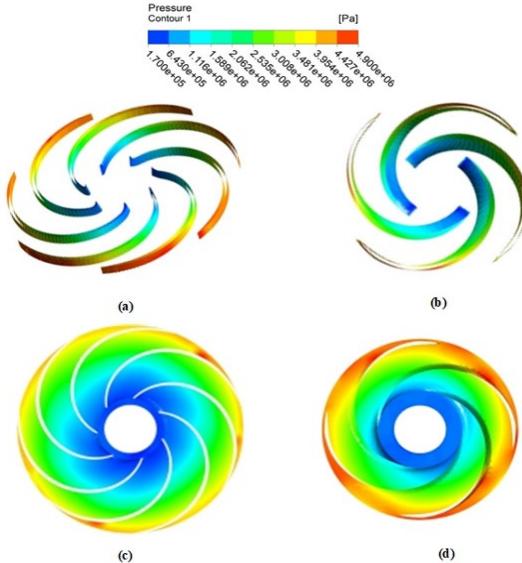


图 7 压力云图: (a)情况 A 的叶片 (b)情况 B 的叶片 (c)情况 A 的叶轮 (d)情况 B 的叶轮

## 5 结论

使用 CREO 参数化软件建立了两种矿用泵模型，并利用 ANSYS ICEM CFD 对泵的流道进行网格划分。将泵壳分别导入 ANSYS CFX，采用剪应力输送湍流模型求解泵流道内的连续性和动量方程。经过后处理后，对两种泵的性能进行了分析，并与实验值进行了比较。在两种泵壳中都观察到了压力分布和外特性，均呈现出从泵入口到出口压力呈递增趋势。分析表明，泵 B 的运行效率更高，但结构比泵 A 更复杂，而且泵壳 B 的设计、制造和成本影响相对较高。

## 参考文献

- [1] J. F. GÜLICH. (2014). Centrifugal Pumps, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.

<https://doi.org/10.1007/978-3-642-40114-5>.

- [2] Y. Wu, X. Xiao, Z. Song. (2017). Competitiveness analysis of coal industry in China: A diamond model study. *Resour. Policy*. 52(2017).  
<https://doi.org/10.1016/j.resourpol.2017.01.015>.
- [3] J. Liu, T. Yang, L. Wang, X. Chen. (2020). Research progress in coal and gas co - mining modes in China. *EnergySci.Eng.*, 8 (2020). <https://doi.org/10.1002/ese3.739>.
- [4] I. Drăghici, C. Atănăsoaie, A. Bosioc, S. Muntean, L. E. Anton. (2017). Experimental Analysis of the Global Performances for a Pump with Symmetrical Suction Elbow at Two Speeds. *Energy Procedia*, 112(2017), 225-231.  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1090>.

- [5] A.-M. Georgescu, C.-I. Cosoiu, S. Perju, S.-C. Georgescu, L. Hasegan, A. Anton. (2014). Estimation of the Efficiency for Vari-able Speed Pumps in EPANET Compared with Experimental Data. Procedia Eng., 89(2014), 1404-1411. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.466>.
- [6] Rakibuzzaman, S.-H. Suh, K., Kyung-Wuk, H.-H. Kim, M.T. Cho, I.S. Yoon. (2015). A Study on Multistage Centrifugal Pump Performance Characteristics for Variable Speed Drive System. Procedia Eng., 105(2015), 270-275. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.05.109>.
- [7] Y. Bai, F. Kong, F. Zhao, J. Wang, B. Xia, Q. Hu. (2018). Experiments and Numerical Simulation of Performances and Internal Flow for High-Speed Rescue Pump with Variable Speeds. Math. Probl. Eng., 2018(2018), 1-18. <https://doi.org/10.1155/2018/9168694>.
- [8] H. Pineda, J. Biazussi, F. López, B. Oliveira, R. D. M. Carvalho, A. C. Bannwart, N. Ratkovich. (2016). Phase distribution anal-yisis in an Electrical Submersible Pump (ESP) inlet handling water—air two-phase flow using Computational Fluid Dynamics (CFD). J. Pet. Sci. Eng., 139(2016),49-61. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2015.12.013>.
- [9] M. Zhang, D. Valentin, C. Valero, A. Presas, M. Egusquiza, E. Egusquiza. (2020). Experimental and numerical investigation on the influence of a large crack on the modal behaviour of a Kaplan turbine blade. Eng. Fail. Anal., 109(2020). <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104389>.
- [10] N. Zhang, M. Yang, B. Gao, Z. Li, D. Ni. (2015). Experimental and numerical analysis of unsteady pressure pulsation in a cen-trifugal pump with slope volute. J. Mech. Sci. Technol.,29(2015),4231-4238. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0919-y>.
- [11] H. Jian, W. Kaiqiang, W. Chao, G. Lang, G. Chunyu. (2021). Prediction of hydrodynamic performance of pump jet propulsor considering the effect of gap flow model. OceanEng.,233(2021),109162. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109162>.
- [12] J. Wang, Z. Huang. (2017). The Recent Technological Development of Intelligent Mining in China. Engineering, 3(2017),439-444. <https://doi.org/10.1016/J.ENG.2017.04.003>.
- [13] F. Menter. (1993). Zonal Two Equation k-w Turbulence Models For Aerodynamic Flows, in: 23rd Fluid Dyn. Plasmadynamics, Lasers Conf., American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virigina, 1993. <https://doi.org/10.2514/6.1993-2906>.
- [14] D. C. Wilcox. (1994). Simulation of Transition with a Two-EquationTurbulenceModel,AIAAJ.32(1994). <https://doi.org/10.2514/3.59994>.
- [15] M. Böhle, A. Fleder, M. Mohr. (2019). Study of the losses in fluid machinery with the help of entropy. Open Arch. 16th Int. Symp. Transp. Phenom. Dyn. Rotating Mach. ISROMAC 2016. (2019).
- [16] M. H. Sotoude Haghghi, S. M. Mirghavami, S. F. Chini, A. Riasi. (2019). Developing a method to design and simulation of a very low head axial turbine with adjustable rotor blades. Renew. Energy., 135(2019), 266-276. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.024>.
- [17] M. Hadi, S. Haghghi, S. M. Mirghavami, M. M. Ghorani, A. Riasi, S. F. Chini. (2020). A numerical study on the performance of a superhydrophobic coated very low head (VLH) axial hydraulic turbine using entropy generation method. Renew. Energy., 147(2020), 409-422. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.003>.
- [18] I. B. Celik, et al. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. J. Fluids Eng., 130(2008), 078001. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>.
- [19] J. Pei, F. Zhang, D. Appiah, B. Hu, S. Yuan, K. Chen, S. N. Asomani. (2019). Performance prediction based on effects of wrap-ping angle of a side channel pump. Energies, 12(2019). <https://doi.org/10.3390/en12010139>.

**版权声明:** ©2025 作者与开放获取期刊研究中心(OAJRC)所有。本文章按照知识共享署名许可条款发表。

<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



**OPEN ACCESS**