

吴国颖, 翁映标, 周福宁, 等. 超大流量大功率离心泵泥沙磨损特性[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2024, 22(6): 1214-1223, 1238. WU G Y, WENG Y B, ZHOU F N, et al. Sediment erosion characteristics of large-flow and high-power centrifugal pumps[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2024, 22(6): 1214-1223, 1238. (in Chinese)

超大流量大功率离心泵泥沙磨损特性

吴国颖¹, 翁映标¹, 周福宁², 陈门迪³, 樊红刚³

(1. 中水珠江规划勘测设计有限公司, 广州 510610; 2. 广东粤海粤西供水有限公司, 广东 湛江 524033;
3. 清华大学能源与动力工程系, 北京 100084)

摘要: 环北部湾广东水资源配置工程地心泵站泵组属于超大流量大功率离心泵组, 泵体长期在含沙工况下运行引起的磨损危害需要分析。以该工程离心泵为研究对象, 基于欧拉-拉格朗日方法对离心泵内固液两相流动进行数值模拟, 采用 Oka 磨损模型对离心泵过流部件磨损特性进行预测。根据西江实测数据选取泥沙参数(质量浓度及粒径), 开展超大流量大功率离心泵泥沙磨损特性数值模拟, 研究不同扬程工况、不同泥沙参数组合对离心泵磨损特性的影响规律。结果表明: 典型泥沙参数条件下, 离心泵内压强分布在含沙工况与清水工况下无明显差异, 低质量浓度泥沙对泵内流场无明显影响。离心泵偏离设计扬程工况运行会导致磨损面积及磨损强度增大, 最低扬程工况下泵体磨损强度约是设计扬程工况的 3 倍。泥沙质量浓度主要影响磨损强度大小, 而泥沙粒径主要影响强磨损区域分布位置, 二者均是影响离心泵磨损特性的主要因素。随泥沙质量浓度增大, 叶轮前盖板磨损面积增大强度增强, 但强磨损区域位置无明显变化; 随泥沙粒径增大, 叶轮前盖板的磨损面积减小, 强磨损区域位置变化显著。

关键词: 离心泵; 扬程工况; 泥沙质量浓度; 泥沙粒径; 磨损特性

中图分类号: TV53; TK79 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2024.0121

环北部湾广东水资源配置工程是《全国水资源综合规划》《珠江流域综合规划(2012—2030 年)》等明确提出的重要水资源配置工程, 也是国家 150 项重大水利工程项目之一, 是系统解决粤西地区, 特别是雷州半岛水资源短缺问题的重大水利工程。地心泵站作为水源工程的核心, 在环北部湾广东水资源配置工程中意义重大, 泵站采用立式单吸单级离心泵, 设计扬程 162.0 m, 单泵设计流量 22.0 m³/s, 单泵配套电机功率 48 000 kW。目前国内已建成同类型最大容量的泵组为牛栏江滇池补水工程, 设计扬程 221 m、单泵流量 7.67 m³/s、单机功率 22 500 kW; 国外已建成同类型最大容量的泵组为美国哈巴斯泵站, 设计扬程 251 m、单泵流量 14.17 m³/s、单机功率 44 760 kW。地心泵站泵组同属高扬程大功率离心泵组, 此扬程段和流量段的水泵在国内外均没有实际运行案例, 其无论是泵组容量还是单泵流量

目前均位居国内外前列。

对于超大流量大功率离心泵, 泵体长期在含沙工况下运行后导致的磨损危害较大^[1-4]。特别是在我国, 大部分河流泥沙含量较高, 2020 年主要河流泥沙输送总量为 47.7 亿 t。离心泵长期在含沙工况下运行, 泥沙颗粒与过流部件壁面碰撞造成叶轮等部件的磨损, 导致机组出力不足、寿命缩短、效率降低、运行可靠性下降^[5-7]。离心泵泥沙磨损严重威胁着泵站的安全稳定运行, 是亟待解决的关键技术难题^[8]。

目前, 国内外学者^[9-15]对离心泵固液两相流及磨损特性开展了大量研究。许洪元等^[16]不仅采用高速相机拍摄了不同粒径和密度颗粒在离心泵叶轮内的轨迹, 还采用方法欧拉-拉格朗日模拟捕捉到了固体颗粒在叶轮内的运动状态, 得出了颗粒运动的主要影响因素包括密度、粒径、叶轮的转速和叶

收稿日期: 2024-05-20 修回日期: 2024-08-24 网络出版时间: 2024-09-26

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/13.1430.TV.20240925.1322.004>

基金项目: 国家自然科学基金项目(51879140)

作者简介: 吴国颖(1984—), 男, 广东顺德人, 高级工程师, 主要从事水力机械研究。E-mail: 13430249136@139.com

通信作者: 樊红刚(1976—), 男, 山西晋城人, 副教授, 博士, 主要从事流体机械及工程研究。E-mail: fanhg@tsinghua.edu.cn

片角。Shi 等^[17]设计一种新型 PIV 无搅拌离心泵固液两相流试验装置,发现减小叶轮叶片出口角度可以有效减轻叶片出口的磨损。Shi 等^[18]通过数值模拟方法预测固液两相流对蜗壳壁面的磨损,通过对磨损面积、磨损速率、入口流速、颗粒质量浓度和粒度的相关研究,分析离心渣浆泵蜗壳磨损的机理。张映波等^[19]采用离散相模型模拟双吸式离心泵内的水沙流动,得出叶片不同工作面的磨损特性。Wang 等^[20]利用混合物模型模拟离心泵内固液两相流动,发现随着颗粒尺寸和体积分数的增加,固体颗粒逐渐从叶片吸力面迁移到压力面。尽管已经出现多种用于预测离心泵磨损的方法^[21-22],但由于固液两相之间复杂的相互作用机制、泵的运行工况的复杂性和多变性,以及颗粒特性等多重因素的影响,离心泵泥沙磨损的理论分析、数学建模和试验研究往往变得十分复杂和困难^[23]。目前,磨损相关的研究主要集中在常规离心泵和泥浆泵上,而针对超大流量大功率离心泵磨损问题的相关研究仍然相对匮乏。

以环北部湾广东水资源配置工程中采用的离心泵为研究对象,基于欧拉-拉格朗日方法和 Oka 磨损模型对离心泵进行磨损预测,研究不同扬程工况、不同泥沙参数组合对离心泵过流部件磨损特性的影响规律,为离心泵的抗磨损优化设计提供理论基础。

1 研究对象和数值方法

1.1 研究对象及计算域

研究对象为环北部湾广东水资源配置工程中采

用的立式单吸单级离心泵,其具有超大流量大功率特点,原型机主要叶轮几何参数如下:额定转速为 333.33 r/min,设计扬程为 162.0 m,设计流量为 22.05 m³/s,叶轮低压边直径为 1 753.7 mm,叶轮出口高度为 320.0 mm,叶轮叶片数为 9,导叶叶片数为 16。通过相似转换的模型机参数如下:额定转速为 1 000 r/min,设计扬程为 38.1 m,设计流量为 0.274 7 m³/s,叶轮低压边直径为 282.5 mm,叶轮出口高度为 51.5 mm,叶轮叶片数为 9,导叶叶片数为 16。数值计算采用模型机参数,其计算域由进水管域、叶轮域、导叶域及蜗壳域 4 部分组成,见图 1。

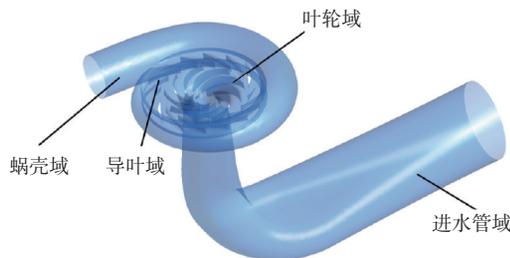


图 1 离心泵计算域

Fig. 1 Computational domain of centrifugal pump

1.2 计算域网格

离心泵计算域网格采用 ICEM-CFD 软件进行划分。为精确捕捉叶轮转动过程流动分离现象、准确离散离心泵曲面几何模型,研究均采用六面体结构化网格。为保证计算精度,尽可能保证结构化网格方向与流体流动方向一致,同时保证网格具有良好的正交性。计算域网格见图 2。

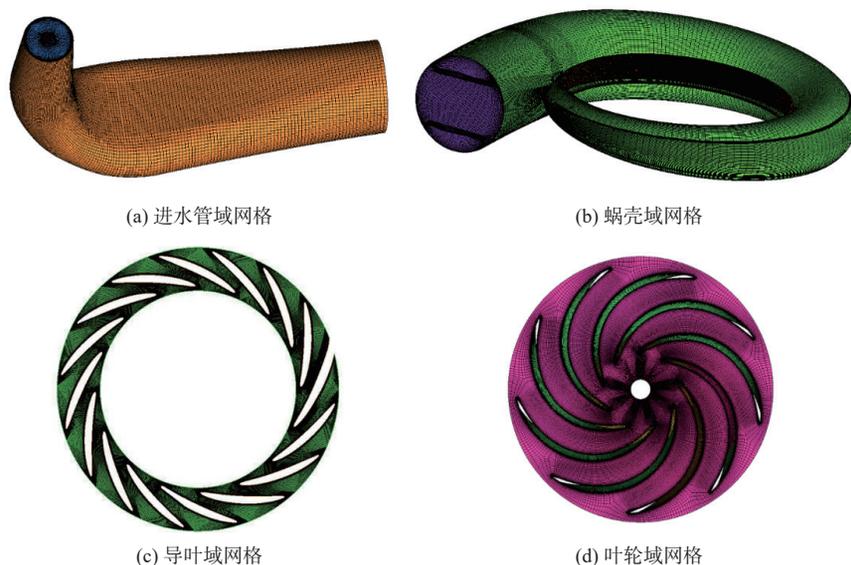


图 2 计算域网格

Fig. 2 Grid of computational domain

为削减网格数量对数值求解计算影响,利用 5 组网格进行网格无关性检验。表 1 展示了具体的网格数量和计算得到的相对扬程和效率,以网格 1 计算得到的扬程和效率作为基准计算相对扬程和效率。随着网格数目的增加,离心泵扬程和效率的变化减小。综合考虑计算资源和精度,最终确定采用网格 4 进行后续计算,其中蜗壳、导叶、叶轮和进水管各区域的网格数量分别为 177.63 万、177.18 万、205.99 万和 68.26 万个,水泵全流道网格数量总计为 629.06 万个。在最终采用的网格 4 中进行网格质量分析,曲面结构复杂的蜗壳区域流体网格质量达到 0.2,导叶、叶轮和进水管等流体单元网格质量均达到 0.3 及以上,可有效保证计算结果收敛性。

表 1 网格无关性检验

Tab. 1 Independence test of mesh density

项目	网格1	网格2	网格3	网格4	网格5
入口段网格数/万	68.26	68.26	68.26	68.26	68.26
叶轮网格数/万	151.79	168.81	187.53	205.99	224.67
导叶网格数/万	177.18	177.18	177.18	177.18	177.18
蜗壳网格数/万	177.63	177.63	177.63	177.63	177.63
总网格数/万	574.86	591.88	610.60	629.06	647.74
相对扬程	1.000 0	0.997 9	0.998 8	0.997 9	0.998 0
相对效率	1.000 0	0.999 5	1.002 1	1.002 2	1.002 3

1.3 数值计算方法

在离心泵流动中,无论是否含有泥沙颗粒,液相均可视为三维不可压缩流体。考虑固液相互作用,引入附加力 F_i 以表示颗粒对液体的影响。对于液相,连续性方程和动量方程为

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

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

对于固相,颗粒的控制方程可表示为

$$m_p \frac{du_p}{dt} = F_D + F_B + F_{VM} + F_P + F \quad (3)$$

式中: u 为液相速度, m/s; p 为静压, Pa; ρ 为液体密度, kg/m^3 ; μ 、 μ_t 分别为液体的动力黏度和湍流黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; F_i 为附加力 ($i, j=1, 2, 3$), N; m_p 为颗粒质量, kg; u_p 为颗粒速度, m/s; F_D 为曳力, N; F_B 为重力引起的浮力, N; F_{VM} 为虚拟质量力, N; F_P 为压力梯度力, N; F 为其他力, N。本研究中仅考虑了曳力、浮力、虚拟质量力和压力梯度力。

采用 ANSYS Fluent 20.0 对离心泵固液两相流及磨损进行求解。数值计算边界条件为:进水管入口采用质量流量入口边界;蜗壳出口采用静压压力出口边界;进水管与叶轮域、叶轮域与导叶域的交界面采用冻结转子方法建立交界面进行连接;蜗壳、导叶、叶轮和进水管等过流壁面均采用无滑移壁面边界。求解泵内部流场时湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型,采用 Scalable 壁面函数对近壁区进行求解,收敛残差为 10^{-4} 。

在清水工况计算收敛后,从进水管入口释放约 10 万颗粒进行固液两相流及磨损计算。假设颗粒为球形,忽略颗粒间的碰撞,同时忽略固液间质量和热交换。固液两相流模型采用欧拉-拉格朗日模型,将液相视为连续相,固相视为离散相,分别求解液相和固相的控制方程;利用随机游走模型预测液相湍流引起的颗粒分散。入口边界条件为质量流量进口和颗粒逃逸,出口边界条件为静压压力出口和颗粒逃逸,壁面边界条件为无滑移壁面和颗粒反弹,收敛残差为 10^{-4} 。磨损计算采用 Oka 磨损模型,通过计算颗粒撞击壁面的速度、角度和数量得到磨损情况。

Oka 磨损模型较其他模型考虑了较多对壁面磨损程度有影响的参数,例如固体颗粒粒径大小、目标材料的密度和维氏硬度等参数,因此被广泛使用。Oka 磨损模型^[24]具体表达式为

$$E = E_{90} \left(\frac{u_p}{V_{\text{ref}}} \right)^{k_2} \left(\frac{d_p}{d_{\text{ref}}} \right)^{k_3} f(\alpha) \quad (4)$$

其中:

$$f(\alpha) = (\sin \alpha)^{n_1} [1 + H_v (1 - \sin \alpha)]^{n_2} \quad (5)$$

式中: E 为单位面积单位时间内物体表面的磨损率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1})$; E_{90} 为 90° 冲角下的相对磨损率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1})$; $k_2 = 2.3(H_v)^{0.038}$; $k_3 = 0.19$; $n_1 = 0.71(H_v)^{0.14}$; $n_2 = 2.4(H_v)^{-0.94}$; H_v 为磨损件表面的维氏硬度; d_p 为固体颗粒粒径, m; d_{ref} 为参考粒径, m; V_{ref} 为固体颗粒撞击速度的参照速度, m/s; α 为颗粒冲角, rad; $f(\alpha)$ 为颗粒冲角函数。

1.4 数值方法验证

利用清水工况下的离心泵能量特性试验结果对数值计算方法的准确性进行验证。离心泵能量试验与数值计算均基于模型机开展,在效率保证范围内,由模型水泵特性换算成原型水泵特性,按 IEC60193 执行。模型试验时,离心泵能量试验在 1 000 r/min 条件下进行,覆盖离心泵整个运行范围

进行完整的水泵效率特性试验。模型数值计算时,离心泵同样在 1 000 r/min 条件下运行,对环北部湾广东水资源配置工程实际要求的最高扬程工况及最低扬程工况范围进行数值模拟。模型水泵各参数按以下公式及方法换算至原型水泵:

原型泵流量 $Q_p(m^3/s)$:

$$Q_p = Q_M \left(\frac{n_p}{n_M} \right) \left(\frac{D_p}{D_M} \right)^3 \quad (6)$$

原型泵扬程 $H_p(m)$:

$$H_p = H_M \left(\frac{g_p}{g_M} \right) \left(\frac{n_p D_p}{n_M D_M} \right)^2 \quad (7)$$

原型泵功率 $P_p(W)$:

$$P_p = P_M \left(\frac{\rho_p}{\rho_M} \right) \left(\frac{n_p}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_p}{D_M} \right)^5 \left(\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hp}} \right) \quad (8)$$

式中: M 为模型水泵; P 为原型水泵; η_h 为水泵水力效率, %; g 为重力加速度, m/s^2 ; n 为叶轮转速, r/min; ρ 为水密度, kg/m^3 ; D 为叶轮的标称直径, m。

图 3 展示了将模型水泵的能量特性换算至原型水泵后的对比分析结果。通过数值模拟得到的流量-扬程曲线和流量-效率曲线与试验测量结果的趋势表现出较高的一致性。然而,两者之间的细微差异可能源于数值模拟过程中对壁面粗糙度等实际因素的影响未能充分考虑。具体而言,在最高扬程、设计扬程以及最低扬程这 3 种关键工况下,离心泵的扬程数值与试验结果的误差分别为 1.02%、0.95%、1.29%,而效率的误差分别为 0.83%、0.97%、0.79%。这些数据表明数值模拟与试验结果之间具有良好的一致性,从而验证了所采用的数值方法的合理性和准确性。此外,模型泵与原型泵设计参数下的比转速均约为 125,认为模型泵的数值计算结果能够有效地应用于原型机。

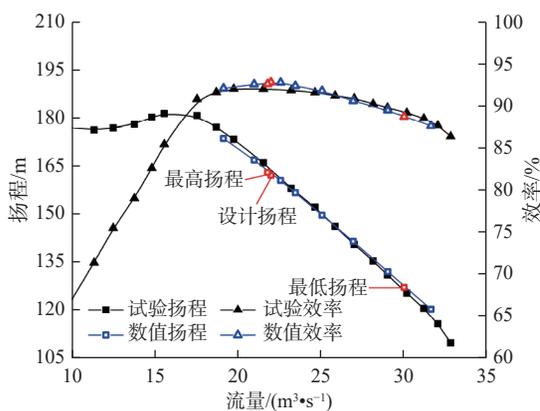


图 3 换算成原型水泵后的能量特性对比结果

Fig. 3 Comparison results of energy characteristics after conversion to prototype pump

1.5 泥沙参数确定

环北部湾广东水资源配置工程中输送的水源来自西江,西江地心取水断面的多年平均含沙量为 $0.078 kg/m^3$,最大月含沙量为 $0.135 kg/m^3$,悬移质年输沙量为 1 558 万 t,其颗粒级配成果详见表 2。粒径级表示小于某粒径的沙重百分数。

表 2 悬移质颗粒级配成果

Tab. 2 Results of particle gradation of suspended mass

粒径级/mm	0.0025	0.0050	0.0100	0.0205	0.0500	0.1000	0.2500	0.5000
占比/%	10.00	14.86	33.63	53.93	69.88	80.47	94.55	100

由表 2 可知,颗粒最大粒径为 0.500 0 mm,颗粒粒径的中数为 0.021 0 mm,小于 0.050 0 mm 粒径的含沙量占 69.88%,小于 0.010 0 mm 粒径的含沙量占 33.63%。综上,西江泥沙含沙量主要以小颗粒为主。

基于上述泥沙含量情况,可确定本研究的泥沙参数组合,见表 3。其中:小写字母 a 和 b 代表不同泥沙质量浓度;大写字母 A、B、C 和 D 代表不同泥沙粒径,具体对应关系见表 3。以典型泥沙参数组合工况组合 aB 为例子,代表含沙量 $0.078 kg/m^3$ (a),粒径 0.050 mm(B)的泥沙。

表 3 数值模拟计算泥沙参数组合工况

Tab. 3 Numerical simulation of sediment parameter combination condition

泥沙参数	0.021 mm (A)	0.050 mm (B)	0.100 mm (C)	0.250 mm (D)
$0.078 kg/m^3$ (a)	aA	aB	aC	aD
$0.135 kg/m^3$ (b)	bA	bB	bC	bD

2 计算结果和分析

2.1 典型泥沙参数对泵内部流场的影响

图 4~图 7 显示了在不同扬程工况对应的清水及含沙工况下蜗壳、导叶以及叶轮内压强分布情况,其中含沙工况采用典型泥沙参数组合,地心泵站最高扬程工况、设计扬程工况、最低扬程工况分别对应原型泵扬程为 162.86、162.00 和 126.10 m。最高扬程工况与设计工况点非常接近,水泵各主要过流部件的压强分布规律相近;最低扬程工况由于输送流体流量大,压强整体偏小。所有扬程工况下,离心泵内部压强均呈现梯度变化,水压从叶轮入口到泵出口逐渐增大,在叶轮内的增幅最为显著。对比最高扬程工况下泵内压强分布可以发现,与清水工况相比,引入泥沙颗粒后固定导叶出口处压强略有升高,但整体压强分布无显著变化。

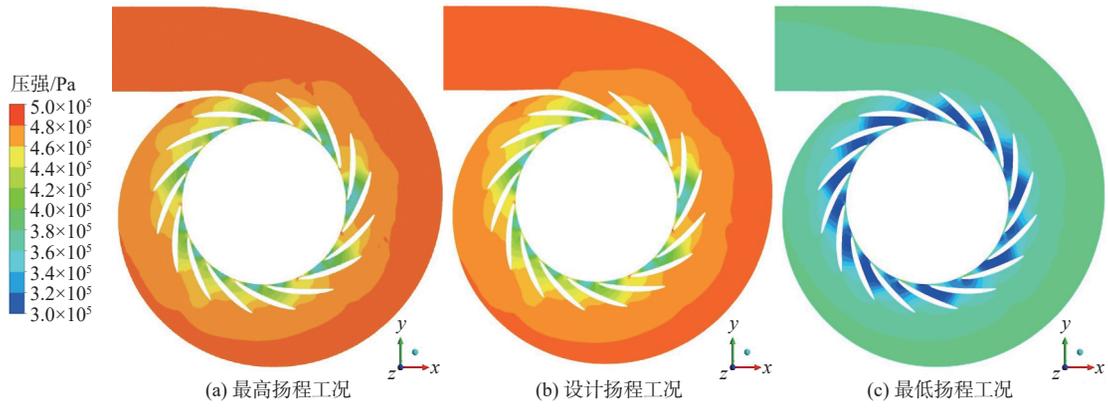


图 4 清水工况下导叶及蜗壳内部压强分布

Fig. 4 Pressure distribution in the guide vane and volute under pure water condition

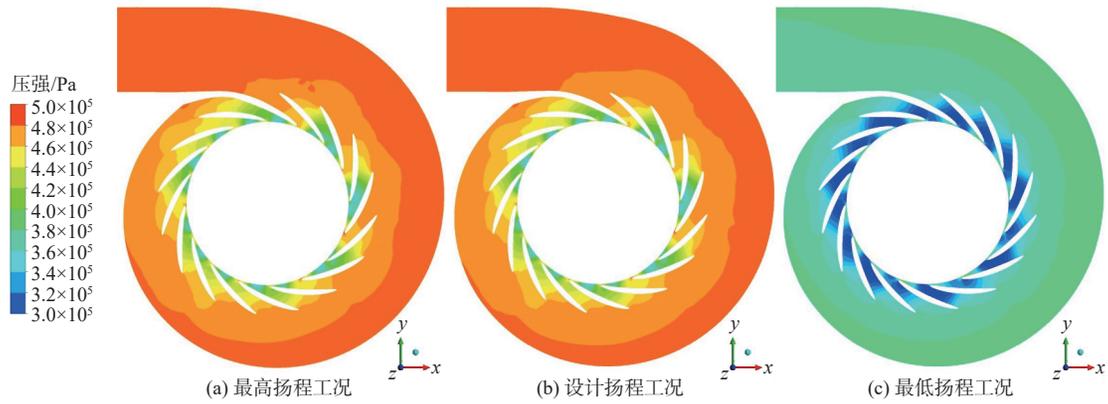


图 5 含沙工况下导叶及蜗壳内部压强分布

Fig. 5 Pressure distribution in the guide vane and volute under sand water condition

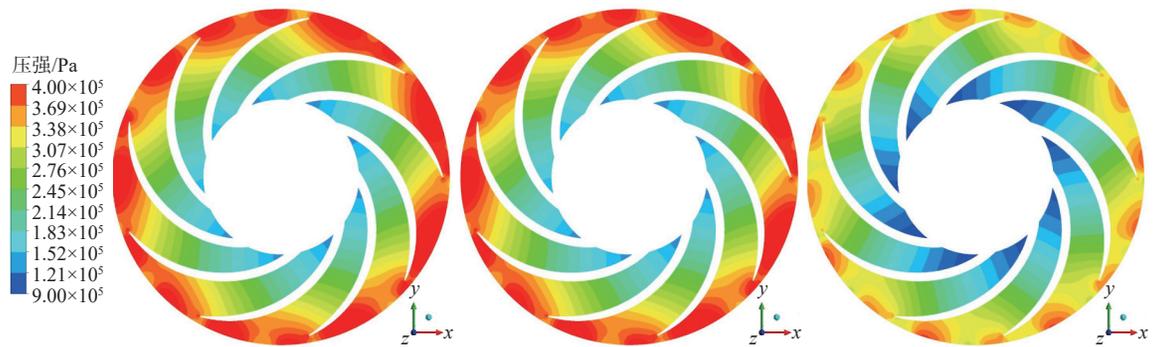


图 6 清水工况下叶轮内部压强分布

Fig. 6 Pressure distribution in the impeller under pure water condition

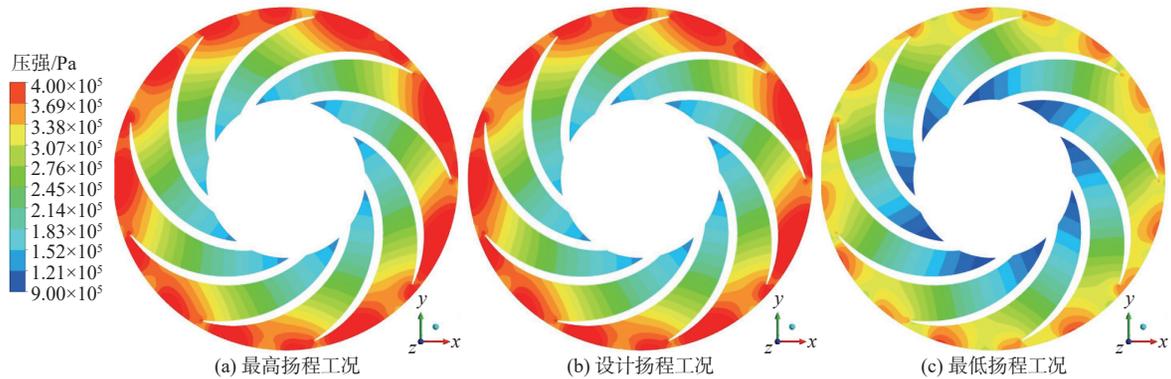


图 7 含沙工况下叶轮内部压强分布

Fig. 7 Pressure distribution in the impeller under sand water condition

图 8 展示了在 50% 叶高处,最高扬程工况下泵内固相颗粒的分布情况,并详细描绘了红色线框区域的颗粒分布与速度矢量。可以观察到泥沙颗粒倾向于在叶轮和导叶区域的涡流处聚集,尤其在涡流外围区域更为显著。对于 0.050 mm 的小粒径颗粒,由于其惯性较小,它们容易跟随流体运动轨迹变化。在涡流中,流体的旋转运动将小颗粒沿着旋转方向甩向外围,导致其在涡流外围聚集。此外,涡流中的压强梯度也起到了重要作用,其中,涡流

中心的压强较低,而外围的压强较高。这种压强梯度促使颗粒从低压区向高压区移动,即从涡流中心向外围移动。这种颗粒的非均匀分布可能会导致泵内局部压强波动增加,从而影响流场的稳定性。然而,需要注意的是,尽管局部泥沙颗粒聚集,含沙质量浓度仍不超过 0.5 kg/m³,换算为含沙体积分数后不到 0.2%。因此,在本文研究的泥沙含量较低的工作下,泥沙对离心泵内部流场无明显影响。

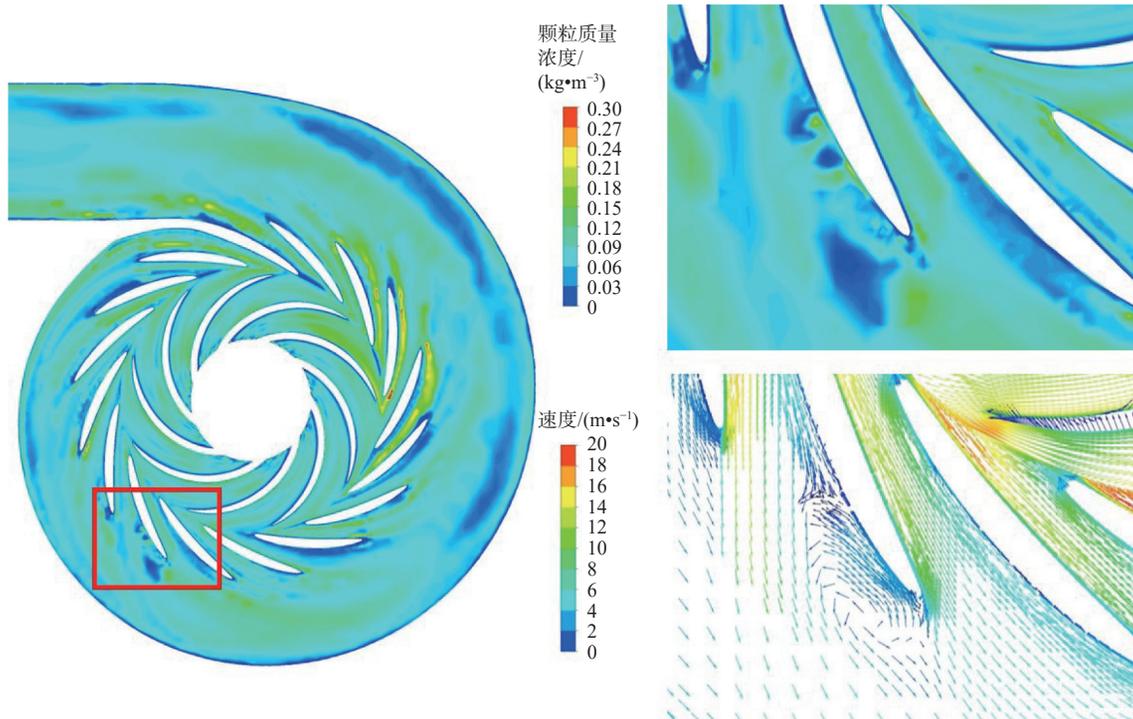


图 8 最高扬程工况下离心泵含沙量分布及局部速度矢量

Fig. 8 Particle mass concentration and local velocity vector of the pump under maximum head condition

2.2 不同扬程工况对离心泵磨损特性的影响

表 4 给出了典型泥沙参数条件下,不同扬程工况下离心泵各过流部件磨损率的最大值和平均值。通过对比相同过流部件在不同扬程工况下的磨损率可发现,设计扬程工况下最大磨损率和平均磨损

率相对较低。这表明当离心泵运行偏离设计工况时,流动不稳定性增加,导致颗粒与壁面碰撞的概率增大,尤其是在最低扬程工况下,磨损问题更为严重。在最低扬程工况下,泵体的磨损程度约为设计扬程工况下的 3 倍。

表 4 不同扬程工况下离心泵各过流部件磨损率

Tab. 4 Erosion rate of flow parts of centrifugal pump under different heads

单位: kg/(m²·s⁻¹)

过流部件	最高扬程工况		设计扬程工况		最低扬程工况	
	最大值	平均值	最大值	平均值	最大值	平均值
进水管	1.48×10 ⁻⁸	1.87×10 ⁻¹¹	1.44×10 ⁻⁸	1.74×10 ⁻¹¹	1.82×10 ⁻⁸	4.10×10 ⁻¹¹
叶轮	4.36×10 ⁻⁶	1.17×10 ⁻⁸	9.55×10 ⁻⁶	1.11×10 ⁻⁸	1.28×10 ⁻⁵	1.20×10 ⁻⁸
导叶	8.19×10 ⁻⁷	1.66×10 ⁻⁹	7.09×10 ⁻⁷	1.64×10 ⁻⁹	2.28×10 ⁻⁶	4.42×10 ⁻⁹
蜗壳	2.17×10 ⁻⁷	1.35×10 ⁻¹⁰	1.95×10 ⁻⁷	1.20×10 ⁻¹⁰	1.97×10 ⁻⁷	4.25×10 ⁻¹⁰

图 9 和图 10 给出了不同扬程工况下导叶和蜗壳表面的磨损分布云图:在导叶区域,强磨损集中

于导叶后盖板及导叶叶片前缘;在蜗壳区域,磨损集中靠近隔舌及特殊导叶的位置。这主要由于这

些位置起到改变流体运动方向的作用,颗粒容易在流体运动方向改变的位置与壁面发生撞击。由于最高扬程工况和设计扬程工况接近,两工况下导叶及蜗壳上的磨损分布也基本一致,最低扬程工况下磨损面积明显增大。主要原因是最低扬程工况对应流量增加,使得更多颗粒撞击至泵体表面,导致磨损面积增大。同时,流量增加导致流速加大,颗粒撞击表面的速度增大,因此磨损强度增大。随着

扬程的变化,颗粒在流场中的运动轨迹和速度分布也会发生变化,从而影响磨损速率。在高扬程工况下,颗粒的速度较大,碰撞能量也较大,导致磨损更为严重。此外,在高流量方案下颗粒的团聚现象更为明显,这会导致局部颗粒团聚区域形成长磨损条。因此,为减少泥沙对过流部件的磨损,应避免水泵长期在大流量区运行。

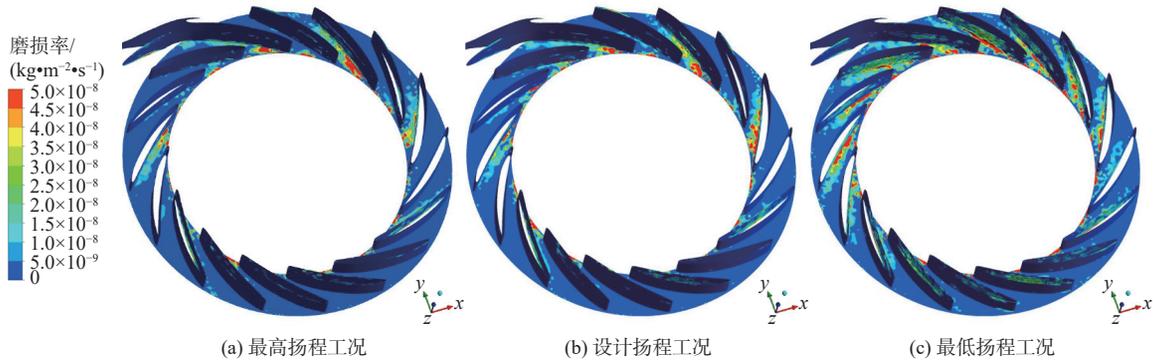


图 9 不同扬程工况下导叶及前盖板磨损分布

Fig. 9 Erosion distribution of guide vane and its front cover under different heads

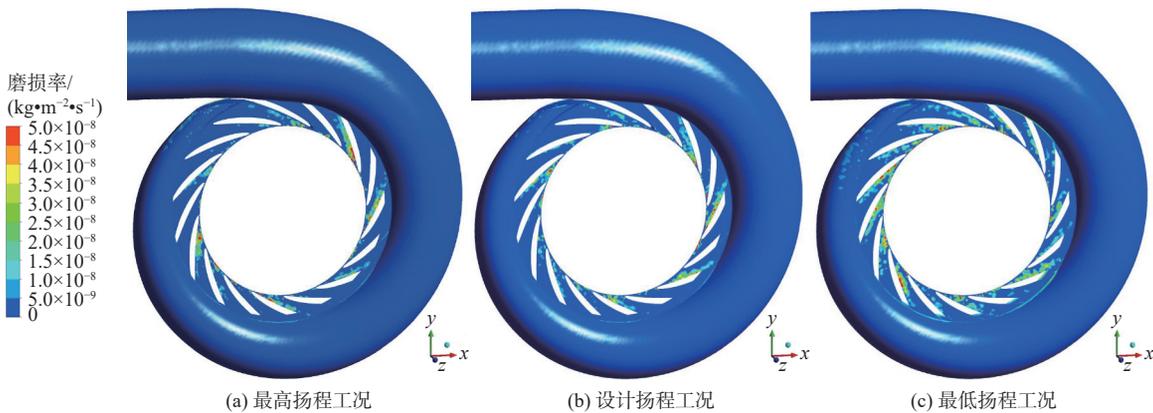


图 10 不同扬程工况下蜗壳及导叶后盖板磨损分布

Fig. 10 Erosion distribution of volute and guide vane rear cover under different heads

2.3 泥沙参数对离心泵磨损特性的影响

图 11 为不同泥沙参数组合下在设计工况运行的离心泵叶轮前盖板的磨损分布。在不同泥沙参数组合下,叶轮前盖板的磨损多集中叶片间的流道区域,这主要是由于该处流动处于由轴向转为径向运动,颗粒运动也被迫改变,在惯性力及离心力的作用下撞击叶轮前盖板导致磨损。对比相同粒径下 a 质量浓度(0.078 kg/m^3)和 b 质量浓度(0.135 kg/m^3)的前盖板磨损,可以发现随着固相颗粒质量浓度增大,叶轮前盖板磨损面积增大,且磨损强度增强,但对同一粒径下强磨损区域的基本形态无明显影响。对比同一质量浓度下 A 粒径(0.021 mm)、B 粒径(0.050 mm)、C 粒径(0.100 mm)、D 粒径(0.250 mm)

的前盖板磨损发现,随固相颗粒粒径增大,叶轮前盖板磨损面积减小,且在叶轮流道内的强磨损区域从靠近叶片吸力面侧移动至靠近叶片压力面侧。这主要是由于颗粒直径增大,颗粒随流性变差,泥沙颗粒惯性作用更强,从叶轮入口进入时在惯性作用下向叶轮后盖板及叶片压力面运动,因此前盖板磨损面积减小,高磨损率区域越靠近叶片压力面侧,强磨损区域的基本形态发生显著变化。

综上所述,颗粒的粒径和质量浓度不仅影响磨损的强度和位置,还影响磨损的形态。随着颗粒直径的增加,颗粒的惯性作用增强,导致磨损区域从叶片吸力面侧移动至压力面侧。同时,颗粒质量浓度越高可能导致磨损机制从冲击磨损转变

为磨粒磨损,从而影响磨损的形态和速率。泥沙质量浓度主要影响磨损强度大小,而泥沙粒径主

要影响强磨损区域分布位置,二者均是影响离心泵磨损特性的主要因素。

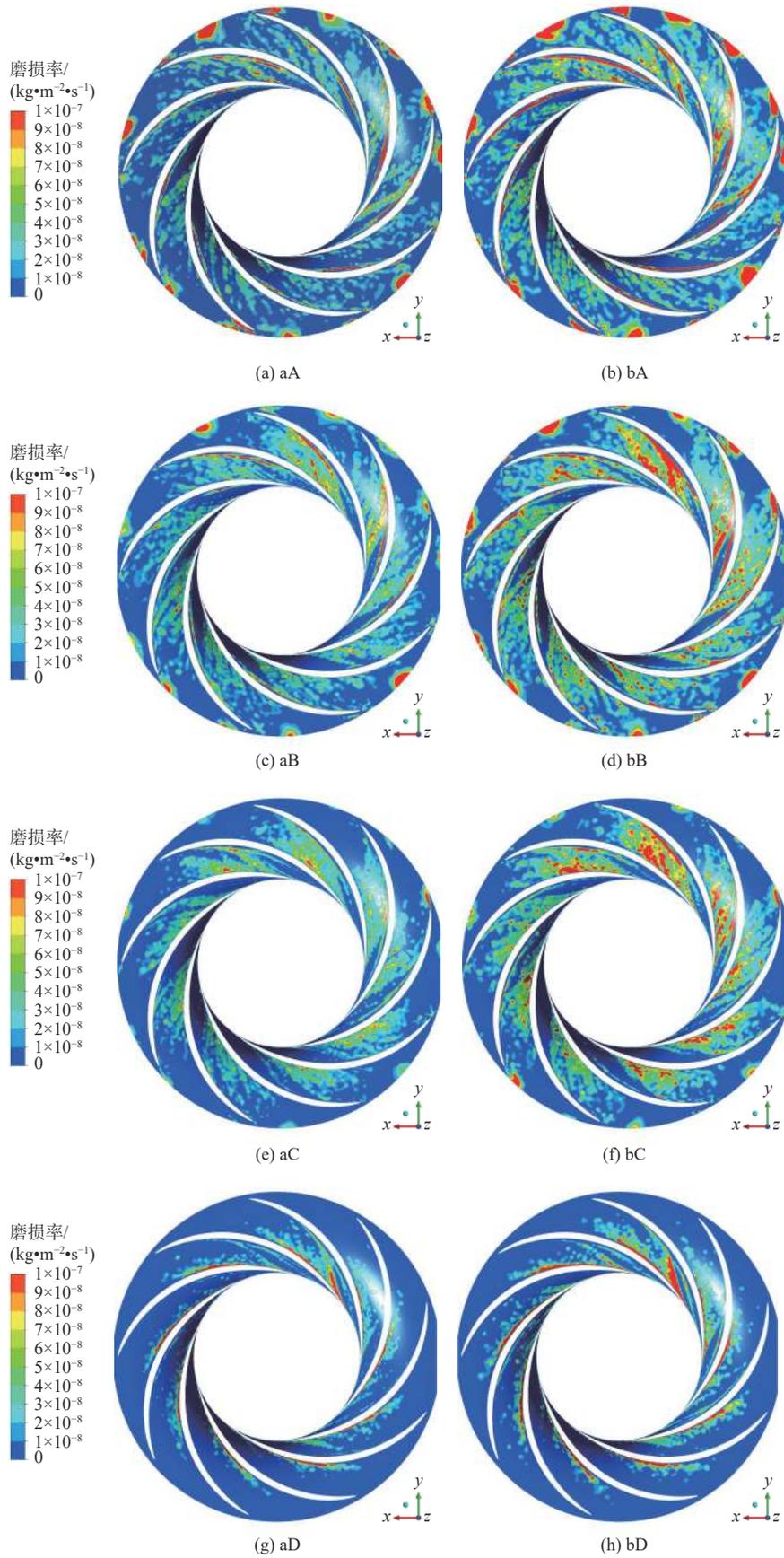


图 11 不同泥沙参数下叶轮前盖板磨损分布

Fig. 11 Erosion distribution of impeller front cover under different sediment parameters

3 结论

本文以环北部湾广东水资源配置工程中采用的离心泵为研究对象,基于欧拉-拉格朗日方法和Oka磨损模型,对离心泵过流部件磨损特性进行了数值模拟,研究了不同扬程工况和不同泥沙参数组合对离心泵过流部件磨损特性的影响规律,结论如下:

典型泥沙参数条件下,离心泵内压强分布在含沙工况与清水工况下无明显差异,低质量浓度泥沙对泵内流场无明显影响。

典型泥沙参数条件下,离心泵偏离设计扬程工况运行会导致磨损面积及磨损强度增大,最低扬程工况下泵体磨损强度约是设计扬程工况的3倍。

泥沙质量浓度主要影响磨损强度大小,而泥沙粒径主要影响强磨损区域分布位置,二者均是影响离心泵磨损特性的主要因素。随泥沙质量浓度增大,叶轮前盖板磨损面积增大强度增强,但强磨损区域位置无明显变化;随泥沙粒径增大,叶轮前盖板的磨损面积减小,强磨损区域位置变化显著。

参考文献:

- [1] 桂绍波,彭志远,陈笙.高扬程大功率离心泵选型关键技术研究与实践[J].*人民长江*,2022,53(2):111-117. DOI: 10.16232/j.cnki.1001-4179.2022.02.019.
- [2] SHEN Z, CHU W, LI X, et al. Sediment erosion in the impeller of a double-suction centrifugal pump: A case study of the Jingtai Yellow River Irrigation Project, China[J]. *Wear*, 2019, 422-423: 269-279. DOI: 10.1016/j.wear.2019.01.088.
- [3] 陈阳,马韧韬.高水头电站水轮机泥沙磨损评估及抗磨蚀综合措施[J].*水利水电工程设计*,2024,43(2):48-51. DOI: 10.3969/j.issn.1007-6980.2024.02.014.
- [4] 王凯,柳涵宇,王李科,等.颗粒体积浓度对半开式叶轮离心泵泄漏涡和磨损的影响[J].*农业工程学报*,2023,39(16):44-53. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.202305243.
- [5] XIAO Y, GUO B, AHN S H, et al. Slurry flow and erosion prediction in a centrifugal pump after long-term operation[J]. *Energies*, 2019, 12(8): 1523. DOI: 10.3390/en12081523.
- [6] ELEMAM M A, ZHOU L, YASSER E, et al. Computational methods of erosion wear in centrifugal pump: A state-of-the-art review[J]. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 2022, 29: 3789-3814. DOI: 10.1007/s11831-022-09714-x.
- [7] 李伟,潘云欣,李昊明,等.固液两相流离心泵流动特性及磨损问题研究进展[J].*排灌机械工程学报*,2023,41(2):109-117. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.21.0277.
- [8] 尹江南,袁寿其,骆寅,等.离心泵叶轮磨损破坏程度下的振动特性分析[J].*振动与冲击*,2019,38(1):44-49. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2019.01.007.
- [9] 吕义高,史宝成,张寒洁,等.固液两相离心泵内颗粒流动特性的研究进展[J].*内蒙古石油化工*,2018,44(2):9-12. DOI: 10.3969/j.issn.1006-7981.2018.02.004.
- [10] 徐存东,许续,王荣荣,等.基于正交试验的泵站进水结构设计参数优化研究[J].*水利水电技术(中英文)*,2022,53(8):130-139. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2022.08.013.
- [11] 齐敦哲,宋希杰,沈玉彬,等.离心泵转轮内流动特性及磨损数值预测[J].*中国农村水利水电*,2023(1):134-138. DOI: 10.12396/znsd.220481.
- [12] TARODIYA R, GANDHI B K. Numerical simulation of a centrifugal slurry pump handling solid-liquid mixture: Effect of solids on flow field and performance[J]. *Advanced Powder Technology*, 2019, 30(10): 2225-2239. DOI: 10.1016/J.APT.2019.07.003.
- [13] LAI F, WANG Y, ELSHAHAT S A, et al. Numerical study of solid particle erosion in a centrifugal pump for liquid solid flow[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2019, 141(12): 121302. DOI: 10.1115/1.4043580.
- [14] HONG G J, ZHANG Q B, YU G L. Trajectories of coarse granular sediment particles in a simplified centrifugal dredge pump model[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, 8(11): 168781401668014. DOI: 10.1177/1687814016680143.
- [15] NOON A A, KIM M H. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow[J]. *Wear*, 2016, 364: 103-111. DOI: 10.1016/j.wear.2016.07.005.
- [16] 许洪元,吴玉林,高志强,等.稀相固粒在离心泵轮中的运动实验研究和数值分析[J].*水利学报*,1997,28(9):12-18.
- [17] SHI B, ZHOU K, PAN J, et al. PIV test of the flow field of a centrifugal pump with four types of impeller blades[J]. *Journal of Mechanics*, 2021, 37: 192-204. DOI: 10.1093/jom/ufaa024.
- [18] SHI B, PAN J, WU L, et al. A prediction method of wear for volute casing of a centrifugal slurry pump[J]. *Geofluids*, 2020(1):8847087. DOI: 10.1155/2020/8847087.
- [19] 张映波,赵子龙,钱忠东.双吸式离心泵叶片吸力面泥沙磨损破坏规律与形成机制研究[J].*农业机械学报*,2024,55(2):202-207. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2024.02.019.
- [20] WANG Y, CHEN B, ZHOU Y, et al. Numerical simulation of fine particle solid-liquid two-phase flow in

- a centrifugal pump[J]. *Shock and Vibration*, 2021 (1): 6631981. DOI: 10.1155/2021/6631981.
- [21] THAPA B S, THAPA B, ELTVIK M, et al. Optimizing runner blade profile of Francis turbine to minimize sediment erosion[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, 15(3): 032052. DOI: 10.1088/1755-1315/15/3/032052.
- [22] ZHU H, ZHU J, RUTTER R, et al. A numerical study on erosion model selection and effect of pump type and sand characters in electrical submersible pumps by sandy flow[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2019, 141(12): 122004. DOI: 10.1115/1.4044941.
- [23] TARODIYA R, GANDHI B K. Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps-A review[J]. *Powder Technology*, 2017, 305: 27-38. DOI: 10.1016/j.powtec.2016.09.048.
- [24] OKA Y I, OKAMURA K, YOSHIDA T. Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact: Part 1: Effects of impact parameters on a predictive equation[J]. *Wear*, 2005, 259(1-6): 95-101. DOI: 10.1016/j.wear.2005.01.039.

Sediment erosion characteristics of large-flow and high-power centrifugal pumps

WU Guoying¹, WENG Yingbiao¹, ZHOU Funing², CHEN Mendi³, FAN Honggang³

(1. China Water Resources Pearl River Planning, Surveying and Designing Co. Ltd., Guangzhou 510610, China; 2. Guangdong Yuehai Yuexi Water Supply Co. Ltd., Zhanjiang 524033, China; 3. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The Guangdong Water Resources Allocation Project around Beibu Gulf integrates a large-flow, high-power centrifugal pump system. This project is part of the national water resources comprehensive plan and is among the 150 major water conservancy projects aimed at addressing the water shortage in western Guangdong, particularly in the Leizhou Peninsula. The centrifugal pump used in this project operates under prolonged sandy conditions, which causes significant and unpredictable erosion issues. This study analyzes the erosion characteristics caused by sediment-laden water within the centrifugal pump. Sediment parameters, including particle mass concentration and size, were determined based on data collected from the West River. The solid-liquid two-phase flow within the centrifugal pump was investigated using the Euler-Lagrange method. The Oka erosion model was employed to predict the erosion characteristics of the pump's flow-through components. Numerical simulations were conducted to understand the head conditions on the erosion patterns and impact of various sediment parameters within the pump.

Sediment parameters, such as particle mass concentration levels and sizes, were selected based on the typical conditions found in the West River. The influence of different operational head conditions on the pump's erosion characteristics and simulating conditions that varied from the design head to the lowest and highest head conditions was also examined. The results revealed that under typical sediment conditions, the pressure distribution within the centrifugal pump showed no significant difference between sediment-laden and clean water conditions, while low-mass concentration sediment had minimal impact on the internal flow field of the pump. However, operating the pump outside the design head condition resulted in a substantial increase in both the erosion area and intensity. Specifically, the erosion intensity at the lowest head condition was approximately three times higher than that under the design head condition. Sediment mass concentration primarily affected the erosion intensity, while sediment particle size influenced the distribution of the severely worn areas. With increasing sediment mass concentration, the erosion area and intensity on the impeller front cover increased, but the location of the severely worn area did not change significantly. Conversely, with increasing sediment particle size, the erosion area on the impeller front cover decreased, but the location of the severely worn area shifted noticeably. The study's simulations showed that larger particles tend to move towards the pressure side of the impeller blades, causing more significant erosion in those regions. This study demonstrated that sediment mass concentration and particle size are critical factors influencing the erosion characteristics of centrifugal pumps. The findings provide valuable insights into the erosion mechanisms

(下转第 1238 页)