



绞吸挖泥船短排距工况下泥泵节能技术

庄海飞，刘明明，兰 剑

(中交疏浚技术装备国家工程研究中心有限公司, 上海 201208)

摘要: 针对 $3\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 系列绞吸挖泥船在较短管线输送距离时采用缩口减小流量的问题, 通过对舱内泥泵和水下泥泵的叶轮进行叶片改型优化, 实现泥泵扬程和功率的降低, 并将改型叶轮应用于南通海门某疏浚工程。结果表明, “新海鹭”轮泥泵更换改型叶轮后, 在 3.4 km 排距下采用双泵串联输送粉砂土质泥浆, 两泵功率降低约 500 kW , 油耗减少 13.4% , 施工 180 h 节约 30 t 燃油, 达到节约能源的目的。

关键词: 绞吸挖泥船; 泥浆输送; 泥泵叶轮; 节能

中图分类号: TH 311; U 616

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2022)02-0197-05

Energy conservation technology of dredging pumps for cutter suction dredger under condition of short-distance delivery

ZHUANG Hai-fei, LIU Ming-ming, LAN Jian

(CCCC National Engineer Research Center of Dredging Technology and Equipment Co., Ltd., Shanghai 201208, China)

Abstract: Aiming at the problem of the $3,500\text{ m}^3/\text{h}$ cutter suction dredgers changing flow rates with pipe nozzles under the condition of short-distance pipeline delivery, we carry out research on the optimization of inboard pumps and impeller blades of submerged pumps to reduce the head and power of dredging pumps, and apply the modified impeller in the dredging construction project of Haimen in Nantong. The results show that replaced with the new impeller for the dredging pump, the Xinhailu dredger can use double pumps in series to transport silt soil mud. The power of two dredging pumps drops about 500 kW , which can save 13.4% of fuel consumption(saving 30 t fuel in 180 h of construction) of the dredger and achieve energy conservation.

Keywords: cutter suction dredger; mud transportation; dredging pump impeller; energy conservation

泥泵作为疏浚船舶的关键装备, 当疏浚施工中的土质、输送距离等发生变化时, 泥泵性能与输送系统的匹配性将影响挖泥船的效能发挥^[1-3]。

泥泵性能直接影响挖泥船的施工效率。国内学者对泥泵性能进行相关的研究: 彭光杰等^[4]分析泥泵的数值模拟预测和实测的外特性曲线, 预测扬程与实测符合较好; 杨贊卿等^[5]采用 CFD (computational fluid dynamics, 计算流体动力学)方法, 通过流场分析研究叶片型线和数量对泥泵内部压力和速度的影响; 庄海飞等^[6-7]结合数值模拟

和模型试验的方法对挖泥船泥泵进行优化设计, 泥泵效率达到 86% , $4\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 耙吸挖泥船“航浚4006”轮的两台舱内泥泵改造后, 泥泵效率提高了 25% , 提升了挖泥浓度和生产率, 节能增效成果显著; 翟琦玮^[8]分析绞吸船在长、短排距工况施工的应对措施, 通过适当改变泥泵转速和合理布置管线, 提高施工效率。

考虑施工工况会随着工程进行不断发生变化, 如绞吸挖泥船的排泥管线长度较短时, 通常称为短排距工况, 此时排泥管路管阻特性曲线与泵扬

收稿日期: 2021-04-12

作者简介: 庄海飞(1986—), 男, 硕士, 高级工程师, 从事疏浚泥泵的设计与研发。

程特性曲线的交点向大流量偏移，但流量过大会造成泥泵的原动机超载，无法正常施工。

目前国内大多数绞吸挖泥船普遍采用柴油机经减速箱直接驱动泥泵，柴油机不能长期在低转速下运行且调速范围较小，降低泥泵转速受到限制；施工中通常采用管线末端缩口增加管线阻力，进而调节泥泵工况点，但过小的缩口相当于“消能器”，这种方式浪费能源，不符合当今绿色发展、节能减排的要求。针对 $3\ 500\ m^3/h$ 系列绞吸挖泥船的短排距工况，对泥泵叶轮进行改型优化，适当降低泥泵扬程，减小泥泵功率，提高泥泵性能对短排距工况的适应性，通过更换短排距叶轮代替或减少管线缩口的使用，达到节能目标。

1 基于 CFD 的泥泵叶轮设计

1.1 运行工况及参数确定

调研 $3\ 500\ m^3/h$ 绞吸挖泥船“新海鹭”轮的施工需求可知，该船配置水下泥泵和舱内泥泵，其中水下泥泵为 1 号泵，吸口直径 $900\ mm$ ，叶轮直径 $1\ 850\ mm$ ，额定转速 $245\ r/min$ ；舱内泥泵为 2 号泵，吸口直径 $900\ mm$ ，叶轮直径 $2\ 550\ mm$ ，额定转速 $257\ r/min$ 。挖泥施工时，两泵串联，在短排距工况下设计专用叶轮，保持叶轮外径、叶轮进口直径和叶轮出口宽度等尺寸相同，可通过减少叶片数和优化叶片型线的方法降低泥泵扬程，同时降低泥泵功率且提高泥泵效率，改型叶轮的泥泵效率目标为短排距工况节能 10% 以上。“新海鹭”轮的施工流量与土质、排距等工况有关，但是流量通常在 $8\ 000\sim12\ 000\ m^3/h$ 的范围内，取流量为 $10\ 000\ m^3/h$ 的性能参数为优化对象，原泥泵参数与改型泥泵的目标参数见表 1。

表 1 原泥泵参数与改型泥泵目标参数

| 泵类型 | 参数类型 | 扬程 H/m | 功率 P/kW |
|-----|------|----------|-----------|
| 水下泵 | 原参数 | 33 | 1 205 |
| | 目标参数 | 31 | 1 085 |
| 舱内泵 | 原参数 | 75 | 2 830 |
| | 目标参数 | 68 | 2 400 |

1.2 叶轮叶片改型设计

水下泥泵和舱内泥泵叶片均采用设计扭曲叶片的方法绘型^[9]，叶片二维型线见图 1，其中 β_1 为进口角， β_2 为出口角， φ 为叶片包角。

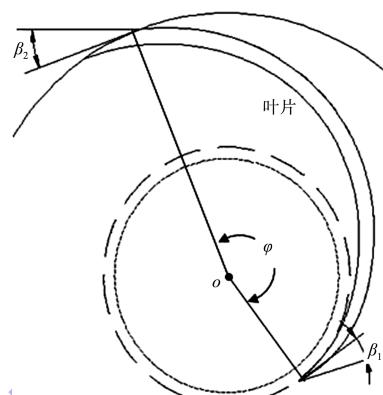


图 1 叶片二维型线

本叶片采用保角变换法设计扭曲叶片，原设计叶片数为 5，新设计叶片数为 3，叶片参数见表 2。叶片由压力面向吸力面均匀加厚，水下泵和舱内泵叶片设计厚度与原泵叶片相同，均为 $80\ mm$ 。

表 2 叶片主要参数

| 设计类型 | 泵类型 | 包角 $\varphi/(^\circ)$ | 进口角 $\beta_1/(^\circ)$ | 出口角 $\beta_2/(^\circ)$ | 通过球径/mm |
|------|-----|-----------------------|------------------------|------------------------|---------|
| 原设计 | 水下泵 | 92 | 41 | 32 | 330 |
| | 舱内泵 | 96 | 39 | 30 | 330 |
| 新设计 | 水下泵 | 150 | 34 | 25 | 360 |
| | 舱内泵 | 162 | 31 | 22 | 410 |

1.3 泥泵流场分析

CFD 技术已成功应用于疏浚泥泵的流场分析及外特性预测，其成本低、周期短，尤其是大型泥泵的室内试验条件受限的情况下，数值模拟可在一定条件下代替试验。应用 CFD 技术对泥泵内部流场进行模拟分析，不仅可以节省有限的试验资源，还可以显示压力分布、流速分布等许多流场内部的特性细节^[10]。

为保证计算精度，本文采用蜗壳和叶轮耦合求解的方法，简化水体计算域。泥泵全流道模型由进出口水体、叶轮水体、蜗壳水体 3 部分组成(图 2)，其中出口延长段设置在蜗壳水体上，进出口延长 3 倍管径以保证进出口段流动为均匀对称流。



图2 三维泥泵水体

数值模拟采用 ANSYS 18.1 软件, 选用标准 k - ε 湍流模型(k 为湍动能, ε 为湍流耗散率), 对水下泥泵和舱内泥泵的多个流量工况进行三维流场模拟, 采用四面体网格、fluent 模块进行求解计算, 并将计算结果导入 CFD-Post 软件中进行后处理, 并经过多次优化, 直至叶轮流道内无漩涡发生, 如图 3 所示。结合 CFD 模拟计算, 得到叶轮多次优化后的泥泵水力方案, 设计水下泵和舱内泵的性能与目标参数的对比情况见表 3。可以看出, 扬程和功率计算结果基本达到了设计要求。

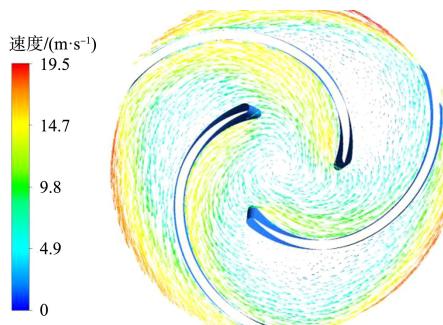


图3 叶轮中截面相对速度

表3 改型泥泵性能参数与目标参数对比

| 泵类型 | 参数类型 | 扬程 H/m | 功率 P/kW |
|-----|------|----------|-----------|
| 水下泵 | 目标参数 | 31.0 | 1 085 |
| | 模拟参数 | 31.1 | 1 080 |
| 舱内泵 | 目标参数 | 68.0 | 2 400 |
| | 模拟参数 | 67.8 | 2 350 |

2 泥泵清水性能测试

对“新海鹭”轮在施工现场进行泥泵叶轮更换前后的清水性能测试, 测试前对真空调传感器、压力传感器以及电磁流量计进行校准, 泥泵泵轴安装应变片式测功仪, 如图 4 所示。泥泵稳定运行 10 min 记录泥泵性能数据, 记录 3 组数据, 取平均值。通过相似换算将泥泵测试性能全部转换为额定转速时的性能。



图4 泵轴测功仪

改型叶轮更换前后扬程和功率的测试性能曲线对比见图 5。可以看出, 舱内泵在流量 1.0 万 m^3/h 时, 测试扬程为 68 m, 测试功率为 2 352 kW, 与计算结果相差不大, 验证了舱内泵改型叶轮的水力性能; 与更换叶轮前相比, 更换改型叶轮后舱内泵不同流量下的测试扬程和功率普遍较低, 且效率普遍得到提升, 其中流量 1.0 万 m^3/h 时, 测试扬程降低 7 m, 功率降低约 400 kW, 效率提高约 8%, 短排距叶轮最高测试效率 81%。

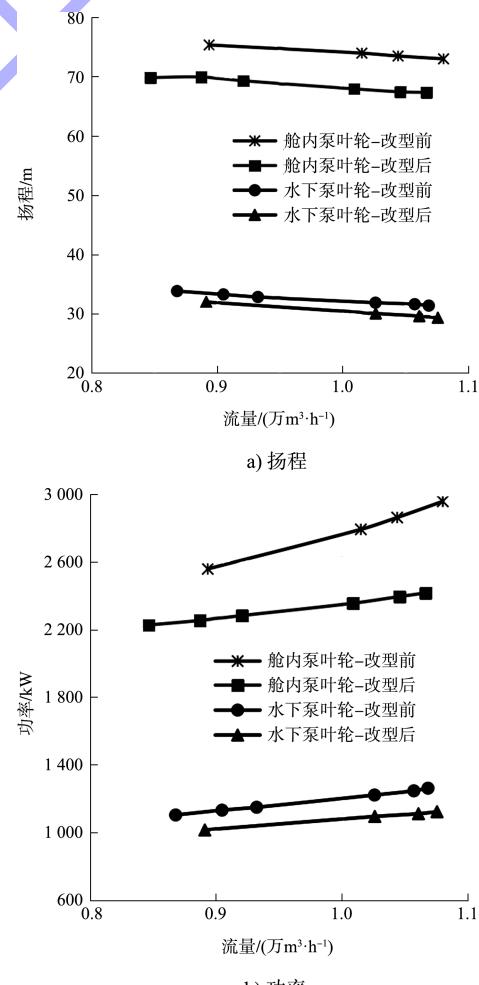


图5 改型叶轮更换前后扬程和功率的测试性能曲线对比

水下泵在流量 1.0 万 m^3/h 时, 测试扬程为 30.2 m, 测试功率为 1 089 kW, 与计算结果相差不大, 验证了水下泵改型叶轮的水力性能; 与更换叶轮前相比, 改型叶轮后水下泵不同流量下的测试扬程和功率普遍较低, 且效率普遍得到提升, 其中流量 1.0 万 m^3/h 时, 扬程降低 2 m, 功率降低约 100 kW, 效率提高约 5%, 短排距叶轮最高测试效率 77%。

舱内泵和水下泵串联在流量 1.0 万 m^3/h 时, 功率共降低 500 kW, 扬程降低 9 m, 效率提高 4.8%。清水测试结果表明, 泥泵更换为短排距专用叶轮后, 性能得到验证, 达到了设计指标, 并为后续的工况计算和施工应用提供数据基础。

3 泥泵与管路工况分析

通过管路的泥浆管阻曲线和泥泵的泥浆扬程曲线相交, 得到泥泵工作点, 如图 6 所示。通过分析预测粉砂泥浆土质的工况点, 对比通用叶轮和短排距叶轮的泥泵单位能耗以及土方生产率, 分析短排距叶轮在相应短排距工况的优势。泥泵单位能耗为泥泵将每立方米水下天然土方输送 1 km 距离所消耗的功率, 单位为 $kW/(m^3 \cdot km)$; 土方生产率为每小时输送的水下天然土方, 单位为 m^3/h 。

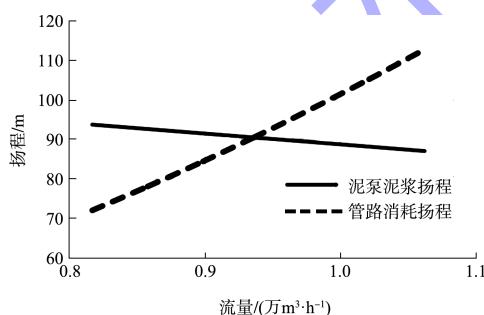


图 6 泥泵工况交点

管阻计算采用如下公式:

$$I_m = \alpha \lambda \cdot \frac{v^2}{2gD} \cdot \frac{\rho_m}{\rho_w} + 6.05 C_s \cdot \frac{\rho_s - \rho_m}{\rho_w} \cdot \frac{v_{ss}}{v} \quad (1)$$

式中: I_m 为每米长度管路的阻力降; λ 为清水管阻系数, 取 0.012; α 为试验修正系数, 取 1.168; v 为管道内浆体平均流速; D 为管道内径, 取 0.85 m; v_{ss} 为颗粒沉降速度, 取 0.001 m/s; ρ_m 为泥浆混合物密度; ρ_w 为清水密度, 取 1 t/m³; ρ_s 为粉砂颗粒密度,

取 2.65 t/m³; C_s 为土颗粒浓度, 按下式计算^[11-12]:

$$C_s = \frac{\rho_m - \rho_w}{\rho_s - \rho_w} \cdot 100\% \quad (2)$$

泥泵的泥浆外特性系数^[13]根据实船采集的泥浆性能数据统计拟合得到, 适用于含有粉砂的泥浆, 泥浆密度范围 1.1~1.3 t/m³, 泥浆扬程和泥浆功率的修正折算公式分别为:

$$H_m = (1.0797 - 0.0847 \rho_m) \rho_m H_w \quad (3)$$

$$P_m = (0.9479 + 0.0508 \rho_m) \rho_m P_w \quad (4)$$

式中: H_m 、 H_w 分别为泥浆扬程、清水扬程; P_m 、 P_w 分别为泥浆功率、清水功率。

每组平均施工数据为挖泥船连续施工 4 h 的平均数据, 施工数据每隔 30 s 自动采集一组。计算预测数据与施工实际采集数据对比见表 4。可以看出, 工况计算的流量点与实际施工偏差较小。

表 4 理论计算工况点与实际工况对比

| 排距/m | 浓度/% | 实际流量/ ($m^3 \cdot h^{-1}$) | 计算流量点/计算偏差/ | |
|-------|------|---------------------------------|------------------------|------|
| | | | ($m^3 \cdot h^{-1}$) | % |
| 3.371 | 25.4 | 9 131 | 9 305 | 1.9 |
| 3.491 | 25.1 | 9 281 | 9 281 | 0 |
| 3.336 | 13.4 | 9 654 | 9 362 | -3.0 |

以上对比结果验证了计算方法的准确性。在此基础上, 计算不同排距的工况点, 分析该工况点的生产率、单位功耗, 得到排距-功耗曲线和排距-生产率曲线, 见图 7。

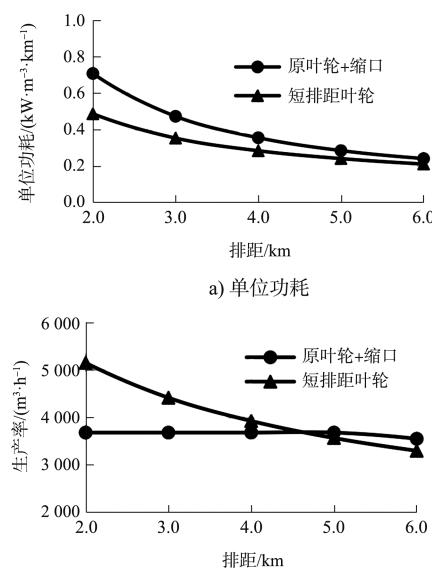


图 7 不同排距下单位功耗和生产率

通过对不同排距的单位功耗和生产率, 得到短排距叶轮的适用排距范围为 2.0~4.5 km, 在该范围内, 排距越短, 生产率提升效果越大, 同时节能效果越明显。当排距在 4.6 km, 短排距叶轮和通用叶轮生产率相当, 单位功耗降低 20% 以上。当排距大于 4.5 km, 短排距叶轮的单位功耗以及泥泵功率均低于通用叶轮, 短排距叶轮生产率也低于通用叶轮, 可以根据节能和生产率的需要判断采用短排距叶轮或者通用叶轮。

4 施工应用效果分析

为短排距设计制造的 3 500 m³/h 绞吸挖泥船舱内泵和水下泵叶轮应用在“新海鹭”轮, 进行海门中天钢铁产业基地地块整理工程施工, 在相近排距下叶轮更换前后各 15 d 的油耗见表 5。叶轮更换前后管线长度均为 3.4 km。更换短排距叶轮前, 采用原叶轮的“新海鹭”轮累计产量 39.35 万 m³, 累计油耗 238 t, 耗时 183.3 h, 平均生产率 2 146 m³/h, 万立方米油耗 6.05 t, 更换短排距叶轮后, “新海鹭”轮累计产量 39.71 万 m³, 累计油耗 208 t, 耗时 180.6 h, 平均生产率 2 199 m³/h, 万立方米油耗 5.24 t。对比可得, “新海鹭”轮更换短排距叶轮后, 在相近排距、同一地点施工, 相同工况下生产效率接近, 但更换短排距叶轮后, 万立方米油耗节省 13.4%。

表 5 “新海鹭”轮施工油耗

| 阶段 | 生产率/(m ³ ·h ⁻¹) | 总油耗/t | 万立方米油耗/t |
|------|--|--------|----------|
| 更换前 | 2 146 | 238.0 | 6.05 |
| 更换后 | 2 199 | 208.0 | 5.24 |
| 对比/% | 2.46 | -12.61 | -13.40 |

叶轮更换前后分别施工 180 h 左右, 总油耗节约 30 t, 按照全年相近工况施工合计 3 600 h 计算, 每年将节约燃油消耗 600 t, 预计年节能 874.26 t 标煤, 节能减排非常明显。由于泥泵叶轮为易损件, 仅更换叶轮的成本小, 可以在相同船型的近似工况下进一步推广应用。

5 结论

1) 研制出舱内泥泵和水下泥泵的短排距专用叶轮, 实船清水测试表明, 与通用叶轮相比, 短

排距叶轮共降低功率 500 kW。

2) CFD 模拟分析可知, 短排距叶轮流道相对速度沿着叶片方向, 无明显漩涡, 提高了水力性能。

3) 改型叶轮得到工程应用, 3.4 km 排距的粉砂土质工况, 两泵串联施工相比, 更换叶轮后, 生产效率接近, 单位能耗降低 13.4%, 节能效果显著。

4) 短排距叶轮大幅减少功率损耗, 且根据排距对泥泵扬程的需要, 叶轮可通过个性化设计和水力优化, 保证较高的水力效率, 提高绞吸船对不同施工排距的适应性。

参考文献:

- [1] 徐玉华, 岳文飞. 绞吸船施工输送过程分析[J]. 中国港湾建设, 2016, 36(9): 62-65.
- [2] 李铭志, 何炎平, 诸葛玮, 等. 挖泥船泥浆输送系统的工作范围和施工优化[J]. 水运工程, 2015(4): 201-204, 213.
- [3] 孔祥俊. 绞吸式挖泥船施工工艺[J]. 山西建筑, 2015, 41(32): 96-97.
- [4] 彭光杰, 王正伟, 杨文. 挖泥泵数值仿真与实测比较[J]. 流体机械, 2005(12): 19-22.
- [5] 杨赟卿, 张玉莲, 刘方超. 叶片叶型和数量对泥泵内部流场影响研究[J]. 机械设计与制造工程, 2014, 43(4): 32-35.
- [6] 庄海飞, 杨晨, 胡京招. 4500m³耙吸挖泥船用高效泥泵的研究与应用[J]. 中国港湾建设, 2017, 37(1): 63-67.
- [7] 庄海飞, 王文魁, 郑琳珠, 等. 基于 CFD 和模型试验的水下泥泵优化设计研究[J]. 中国农村水利水电, 2015(10): 130-132, 140.
- [8] 翟琦玮. 论绞吸挖泥船在特殊排距下的工作机理及应对措施[J]. 中国水运(下半月), 2014, 14(6): 21-22, 24.
- [9] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [10] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 原理应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [11] 中交上海航道勘察设计研究院有限公司, 中交天津港航勘察设计研究院有限公司. 疏浚与吹填工程设计规范: JTS 181-5—2012[S]. 北京: 人民交通出版社, 2012.
- [12] 中交天津航道局有限公司, 中国水运建设行业协会, 中交上海航道局有限公司, 等. 疏浚与吹填工程施工规范: JTS 207—2012[S]. 北京: 人民交通出版社, 2012.
- [13] 田会静, 张磊, 秦亮, 等. 泥泵泥浆扬程计算模型的对比分析及工程应用[J]. 中国港湾建设, 2016, 36(11): 17-20.

(本文编辑 王璁)