



装备 900 泥泵的绞吸船长排距 适应性分析

郭志勇^{1,2}, 赵 强^{1,2}, 郑选斌^{1,2}, 杨正军^{1,2}

(1. 中交天津航道局有限公司, 天津 300461; 2. 天津市疏浚工程技术企业重点实验室, 天津 300457)

摘要: 针对装备 900 泥泵的绞吸船功率储备设置不合理、船舶不适应长排距工程的现状, 采用 CFD 仿真分析方法确定合适的泥泵转速增加量, 使舱内泥泵扬程增加 16.5%, 水下泥泵扬程增加 17%, 进而提升船舶长排距施工性能; 并对增加转速后的泥泵本体、轴系、泵盖连接螺栓及附属封水泵的适应性进行分析, 确保泥泵在水力、结构与附属设备 3 方面均能满足船舶长排距的要求, 为其他同类绞吸船舶提升排距提供方法借鉴。

关键词: 绞吸船; 900 泥泵; 功率储备; 长排距

中图分类号: U 616

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2022)S2-0033-06

Adaptability of long-distance discharge forcutter suction dredger equipped with 900 mud pump

GUO Zhi-yong^{1,2}, ZHAO Qiang^{1,2}, ZHENG Xuan-bin^{1,2}, YANG Zheng-jun^{1,2}

(1.CCCC Tianjin Dredging Co., Ltd., Tianjin 300461, China;

2.Tianjin Key Laboratory for Dredging Engineering Enterprises, Tianjin 300457, China)

Abstract: Aiming at the unreasonable power reserve setting of the cutter suction dredger equipped with the 900 mud pump and the fact that the dredger is not suitable for long-distance discharge projects, this paper determines the appropriate increase in mud pump speed and improves the lift of the cabin pump by 16.5% and that of the underwater mud pump by 17% through the CFD simulation analysis method, thereby improving the long-distance discharge performance of the dredger. After the speed of the pump body, shaft system, pump cover connecting bolts, and auxiliary sealing water pump increases, the paper analyzes their adaptability to ensure that the pump can meet the requirements of the dredger's long-distance discharge in terms of hydraulic power, structure, and auxiliary equipment, and it can provide a reference for similar cutter suction dredgers to improve their long-distance discharge.

Keywords: cutter suction dredger; 900 mud pump; power reserve; long-distance discharge

泥泵是挖泥船的核心部件, 直接关系到施工船舶的施工性能, 决定工程项目的产量与成本。当前泥泵技术发展的特点为大型化、大容量、高效率和长寿命^[1]。900 泥泵作为一类早期泵型, 其名义效率在 80% 左右, 实际效率不足 70%, 明显偏低。使用 900 泥泵的绞吸挖泥船(1 台水下, 2 台

舱内)排距较短, 一般在 4 km 以内。然而, 当前排距超过 4 km 的长排距疏浚工程越来越多, 有的甚至达到 10 km 以上。对于此类工程如使用 900 泥泵, 船舶性能将受到限制, 施工产能难以提高, 不能充分发挥船舶的潜力。

本文在不改变船舶动力及额定生产率的前提下

下, 研究如何提升 900 泥泵排距, 并分析关键零部件及配套设备在排距提升后能否满足使用要求, 整理需改造或重新设计的零件清单, 为后续类似泥泵提升长排距施工性能提供参考。

1 排距提升分析

泥泵扬程较低时, 通常会采用以下措施来提高泵的排压:

- 1) 在泵壳(或内泵壳)不变的条件下, 更换同类型直径较大的叶轮;
- 2) 增加泥泵的转速;
- 3) 增加叶片数及修改叶片型线。

采用以上 3 种方法, 随着扬程增大, 泥泵本身功率也将增大。前 2 种方法可以保证泥泵过流通径不变; 第 3 种方法随着叶片数的增加, 泥泵过流通径将减小, 对于需要大过流通径的工程船舶, 其只能在某些特殊工况(如输送细砂)下使用, 不能作为常备叶轮来施工。本文通过综合考虑船舶驱动功率的使用及储备情况, 确定选用第 2 种方法通过提升泥泵的扬程实现增长排距的目的。

目前天航局装备 900 泥泵的船舶有 3 艘, 主要参数见表 1。

表 1 船舶主要参数

船舶名称	舱内泵		水下泵	
	转速/ (r·min ⁻¹)	驱动功率/ kW	转速/ (r·min ⁻¹)	驱动功率/ kW
天鲸号	275/295	4 400	220	2 200
天麒号	295	4 400	228	2 200
天麟号	295	4 400	228	2 200

1.1 900 泥泵 CFD 仿真分析

选取舱内泵转速 295 r/min、水下泵转速 220 r/min 作为边界条件进行 CFD 仿真分析, 并根据需要对其他转速进行相似变换^[2], 900 泥泵的 CFD 仿真分析三维模型见图 1。



图 1 900 泥泵 CFD 三维模型

通过仿真计算得到 900 泥泵的性能数据(表 2)与特性曲线(图 2)。

表 2 900 泥泵性能数据

泵型	转速/(r·min ⁻¹)	流量/(m ³ ·h ⁻¹)	流速/(m·s ⁻¹)	扬程/m	功率/kW	效率/%
舱内泵	295	7 200	3.14	98.34	2 578.20	74.76
		9 000	3.93	89.03	2 747.91	79.37
		10 800	4.71	80.26	2 923.47	80.71
		12 600	5.50	72.05	3 013.15	82.02
		14 400	6.29	64.58	3 278.54	80.21
		16 200	7.07	60.82	3 488.97	77.88
		1 800	7.86	59.77	3 832.56	76.42
水下泵	220	7 200	3.14	47.77	1 242.57	75.36
		9 000	3.93	42.16	1 319.96	78.26
		10 800	4.71	38.23	1 397.60	80.43
		12 600	5.50	36.06	1 527.67	80.97
		14 400	6.29	34.20	1 692.90	79.21
		16 200	7.07	32.74	1 846.93	78.19
		1 800	7.86	30.41	1 960.65	76.00

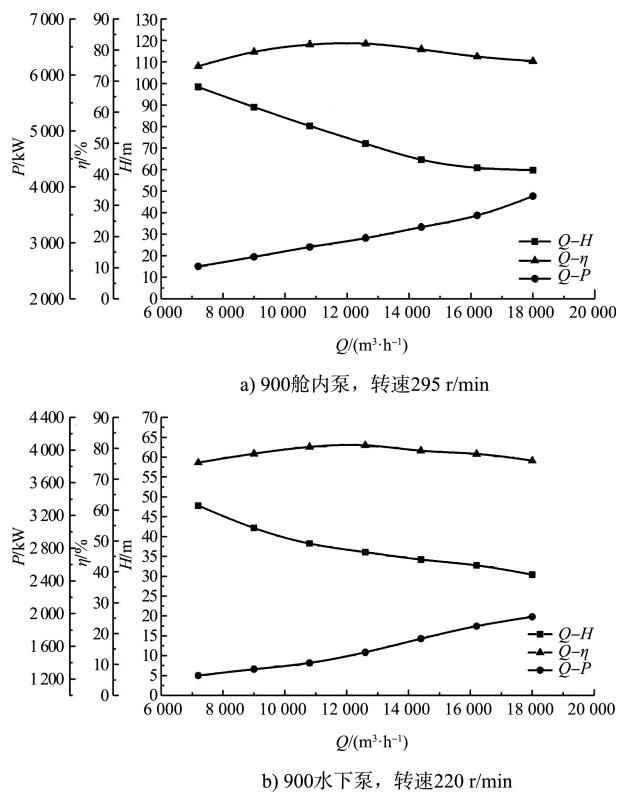


图 2 900 泥泵性能曲线

1) 通过对 900 舱内泵在转速 295 r/min 工况下 CFD 计算结果分析可得, 泥泵流速为 5 m/s(绞吸船施工常用流速)时, 流量 Q 为 11 445 m³/h, 扬程 H 为 78 m, 效率为 81%。

2) 通过对 900 水下泵在转速 220 r/min 工况下 CFD 计算结果分析可得, 泥泵流速为 5 m/s 时, 流量 Q 为 11 445 m³/h, 扬程 H 为 37 m, 效率为 80%。

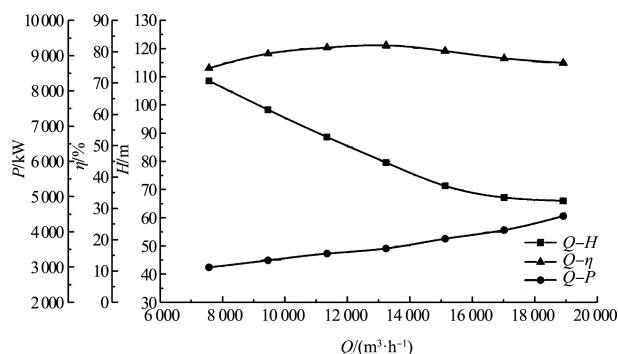
1.2 泥泵增加转速可行性分析

依据泥泵的轴功率公式^[3]可得到施工船舶泥泵的功率储备系数(轴功率/驱动功率)。在常用施工流速 5 m/s 工作时, 900 舱内泵的轴功率为 3 040 kW, 其驱动单元的功率储备系数为 69.1%; 900 水下泵轴功率为 1 003.3 kW, 驱动单元的功率储备系数为 65.6%; 天航局最新的绞吸挖泥船功率储备系数可以达到 77.0%~77.5%。通过对功率储备系数可知, 使用 900 泥泵的船舶功率储备系数偏小, 因此可以通过提升泥泵转速提高功率储备系数和船舶驱动设备的利用率, 进而达到提升泥泵排距的目的。

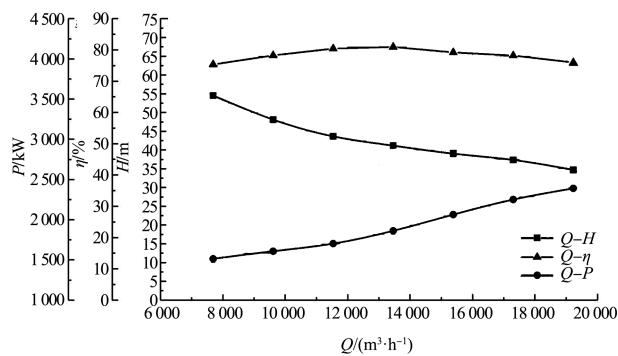
依据相似换算预估: 900 泥泵在流速 5 m/s 时, 如维持当前效率性能不变, 其转速增加 15 r/min, 扬程增加 15%, 则等效于排距增加 15%, 更为精确的排距增加值可以通过 CFD 仿真分析得到, 表 3 为转速增加 15 r/min 后对应的舱内与水下泥泵性能参数, 图 3 为转速增加 15 r/min 后对应的舱内与水下泥泵性能曲线。

表 3 900 泥泵转速增加后性能数据

泵型	转速/(r·min⁻¹)	流量/(m³·h⁻¹)	流速/(m·s⁻¹)	扬程/m	功率/kW	效率/%
舱内泵	310	7 566	3.30	108.59	2 991.82	74.76
		9 458	4.13	98.31	3 188.76	79.37
		11 349	4.95	88.63	3 392.48	80.71
		13 241	5.78	79.57	3 496.55	82.02
		15 132	6.61	71.31	3 804.52	80.21
		17 024	7.42	67.16	4 048.70	77.88
水下泵	235	18 915	8.26	66.01	4 447.42	76.42
		7 691	3.35	54.51	1 514.46	75.36
		9 458	4.19	48.11	1 608.78	78.26
		11 349	5.03	43.63	1 703.41	80.43
		13 241	5.87	41.15	1 861.93	80.97
		15 132	6.71	39.03	2 063.32	79.21
		17 024	7.50	37.36	2 251.06	78.19
		18 915	8.39	34.70	2 389.66	76.00



a) 900 舱内泵, 转速 310 r/min



b) 900 水下泵, 转速 235 r/min

图 3 900 泥泵转速增加后性能曲线

依据仿真分析的结果, 转速提升 15 r/min 后, 船舶在常用流速 5 m/s 工作时:

1) 舱内泵流量为 $11445 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程为 90 m, 相较转速 295 r/min 时泥泵扬程增加 16.5%, 驱动设备功率储备系数提升至 77.3%。

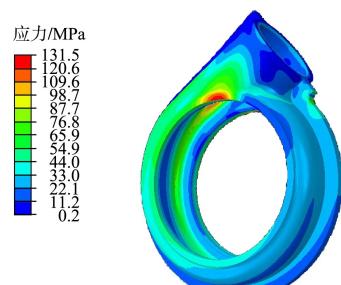
2) 水下泵流量为 $11445 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程为 44 m, 相较转速 220 r/min 时泥泵扬程增加 17%, 驱动设备功率储备系数提升至 74.8%。

3) 通过提升 900 泥泵的工作转速, 使其功率储备系数达到先进绞吸船的系数范围, 从而提升舱内泵排距 16.5%、水下泵排距 17%。

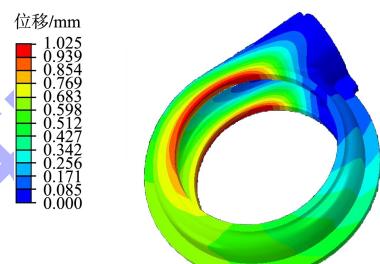
2 泵体强度分析

泥泵转速提升后, 其对应的工作压力将发生变化, 必须根据新的工作条件对泥泵本体进行强度校核。强度校核的压力为 1 级泵 1.6 MPa, 2 级泵 2.9 MPa, 并取 1.25 倍安全余量, 按照最大工作压力对泵体进行强度校核, 泵体材料为 ZG30 Mn, 密度 785 t/m^3 , 弹性模量 202 GPa, 泊松比 0.3, 许用应力 $155 \sim 195 \text{ MPa}$, 安全系数 $1.65 \sim 1.80$ 。

对 900 泥泵进行建模并按照强度校核条件对其进行有限元分析, 泵体云图见图 4。



a) 应力(最大值 131.5 MPa)



b) 位移(最小值 0.000 mm)

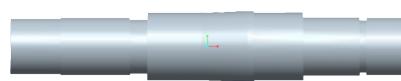
图 4 泵体云图

900 泥泵本体在校核压力下受力合理, 不存在应力集中区域, 整体最大应力值为 131.5 MPa, 小于材料的许用应力 195 MPa。当前泥泵泵体的结构强度满足泥泵转速提升后的工作压力使用要求, 可以安全使用。

3 泵轴动态响应分析

为避免工作时产生共振, 需进行舱内泵和水下泵的泵轴动态响应分析, 以检验转速改变后是否会发生共振, 确保运转安全。

900 泥泵轴的三维模型见图 5, 叶轮简化为圆盘并在其中心建立 1 个包括质量和转动惯量的集中质点, 简化的圆盘和叶轮有着相同的重心位置、质量和转动惯量。在轴的 2 个滚动轴承支撑位置约束轴的径向位移, 在推力轴承位置约束轴的轴向位移。



a) 舱内泵轴



图 5 泵轴三维模型

求解舱内泵轴系和水下泵轴系的前 12 阶模态^[4], 舱内泵和水下泵轴系的第 8 阶模态见图 6, 舱内泵和水下泵轴的前 12 阶频率分布见表 4。

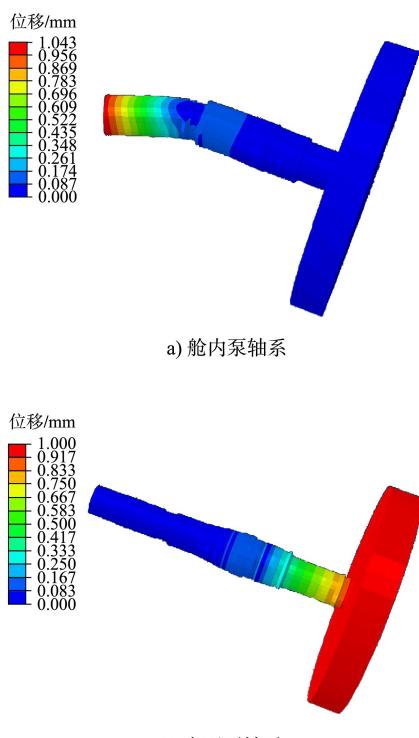


图 6 泵轴系第 8 阶模态

表 4 900 泥泵轴前 12 阶频率

泵型	阶数	频率/Hz	备注
舱内泵	1	29.30	-
	2	34.20	对称模态
	3	34.20	对称模态
	4	123.40	对称模态
	5	123.40	对称模态
	6	217.90	-
	7	322.90	对称模态
	8	322.90	对称模态
	9	851.90	对称模态
	10	851.90	对称模态
	11	1 101.30	-
	12	1 133.70	-

续表4

泵型	阶数	频率/Hz	备注
水下泵	1	117.40	-
	2	132.90	对称模态
	3	132.91	对称模态
	4	451.41	对称模态
	5	451.42	对称模态
	6	608.79	对称模态
	7	608.79	对称模态
	8	884.42	-
	9	1 339.70	对称模态
	10	1 340.60	对称模态
	11	1 538.00	-
	12	1 773.50	-

转速提升后, 舱内泵的工作转速为 310 r/min, 对应叶轮转动的工作频率为 5.17 Hz, 远低于舱内泵轴系的 1 阶固有频率 29.3 Hz; 水下泵工作转速为 235 r/min, 对应叶轮转动的工作频率为 3.92 Hz, 远低于水下泵轴系的 1 阶固有频率 117.40 Hz。因此, 泥泵轴系不会产生共振, 工作安全。

4 泵盖连接螺栓强度分析

900 泥泵性能提升后, 其工作压力发生了变化, 需对原有泵盖的连接螺栓进行强度校核。参照泵体强度校核所用的泥泵压力, 对连接螺栓进行校核的泥泵压力亦设为 2.9 MPa, 参照《现代泵技术手册》^[5]中关于泵体连接螺栓强度计算的相关公式, 结合 900 泥泵泵盖的相关尺寸进行螺栓的受力分析。

泥泵泵盖连接螺栓为 M36, 共计 40 个, 精度等级 8.8, 该型螺栓的抗拉强度为 800 MPa, 屈服强度为 640 MPa, 参照技术手册计算得出单个螺栓在工作状态下的最大应力为 334.3 MPa, 安全系数为 1.92, 属于安全使用范围(1.5~4.0), 螺栓强度满足使用要求, 不需要调整。

5 泥泵附属设备适应性分析

900 泥泵转速提升后排距增加, 泥泵封水的流量和压力需相应调整, 转速提升前后对应封水泵参数见表 5。

表 5 转速提升前后对应封水泵参数

泵型	状态	流量/(m ³ ·h ⁻¹)	扬程/m
水下泵	原始状态	60	60
	转速提升后	≥62	56
1#舱内泵	原始状态	60	160
	转速提升后	≥82	173
2#舱内泵	原始状态	60	250
	转速提升后	≥82	290

水下泵原始封水泵的参数基本满足性能提升后的使用要求；舱内泵原始封水泵的设计流量和扬程都偏小，无法满足舱内泵转速增加后的使用要求，需要更换更大流量、更高扬程的封水泵与舱内泵配合使用。

6 结语

1) 900 泥泵的绞吸船功率储备系数普遍较小，具备泥泵轴功率提升的空间。通过提升泥泵转速 15 r/min，使舱内泵和水下泵扬程分别增加 16.5% 和 17.0%，可达到提升 900 泥泵排距的目的。

2) 在增加转速后的泥泵工作边界条件下对泥泵本体、轴系和泵盖连接螺栓进行分析，确保增

(上接第 32 页)

2) 在转速 30 r/min 和下降速度 0.6 m/min 时，搅拌器的功率为 12.56 kW，竖向力为 14 kN，最大应力为 23 MPa，满足材料要求。在极限工作条件下，搅拌器的切削功率 154 kW，最大应力值为 231 MPa，满足材料要求。

参考文献：

- [1] 邹春晓, 付院平. DCM 深层水泥拌合船舶发展及前景分析[J]. 中国港湾建设, 2020, 40(6): 70-74.
- [2] 海上施工中的深层搅拌法技术手册[M]. 东京: 大光社印刷株式会社, 2008.
- [3] 卞士元, 王灿刚. 新型深层搅拌船双处理机桩架结构总体设计与强度分析[J]. 建筑机械, 2021(5): 83-86.
- [4] 周骏, 张新. 重型双处理机深层搅拌船[J]. 工程机械, 2017, 48(10): 6-12.
- [5] 韩美东, 曲传咏, 蔡宗熙, 等. 刀盘掘进过程动态仿真[J].

加排距后的 900 泥泵结构满足使用要求。

3) 对比增加排距前后泥泵附属封水泵的使用要求可知，水下泵封水泵满足条件可继续使用；舱内泵封水泵流量与扬程均小于使用条件，需更换更大流量、更高扬程的封水泵与舱内泵配合使用。

4) 分析方法对提升绞吸船泥泵长排距研究十分有效和必要，可在同类问题上推广使用。

参考文献：

- [1] 严庆福. 泥浆泵效率和真正的高效疏浚[J]. 江苏船舶, 2001(6): 1-3.
- [2] 蔡远. 内河航道挖泥船泥泵的适应性研究[D]. 南京: 河海大学, 2004: 21-27.
- [3] 杨年浩. 疏浚泥泵叶轮参数化设计及泥泵性能预测[D]. 南京: 河海大学, 2006: 44-45.
- [4] 庄苗, 张帆, 岑松. ABAQUS 非线性有限元分析与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 167-186.
- [5] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 中国宇航出版社, 1995: 569-573.

(本文编辑 王传瑜)

哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(8): 1098-1102.

- [6] 田蓝, 蔡宗熙, 张凌博, 等. 挖泥船绞刀挖岩的离散单元法数值模拟[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(12): 1805-1811.
- [7] 苏召斌, 陈九肖. 天津港区硬质黏土切削过程的有限元模拟[J]. 水运工程, 2022(1): 173-178.
- [8] 费康, 张建伟. ABAQUS 在岩土工程中的应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.
- [9] 李伟. 流固耦合的搅拌器力学特性研究[D]. 青岛: 山东科技大学, 2015.
- [10] 黎义斌, 梁开一, 李正贵. 基于流固耦合的斜轴式搅拌器水力性能数值分析[J]. 过程工程学报, 2020, 20(12): 1424-1431.
- [11] 张和照. 几种常用搅拌桨的功率计算[J]. 化工设计, 2002, 12(4): 14-18.

(本文编辑 王传瑜)