



基于耙吸船浅吃水工况的高压冲水泵 汽蚀性能提升优化技术

刘遇谱, 唐鹏飞, 曹蕾, 庄海飞, 胡京招
(中交疏浚技术装备国家工程研究中心有限公司, 上海 200082)

摘要: 针对某大型耙吸挖泥船高压冲水泵在轻载吃水、大流量冲舱工况下必需汽蚀余量过高问题, 通过对叶轮进行改型优化, 在保持原水力性能的条件下降低临界汽蚀余量, 实现汽蚀性能优化。采用 CFD 技术对优化前后的高压冲水泵外特性及汽蚀性能进行数值模拟, 对比优化前后大流量冲舱工况的关键性能参数, 并分析优化前后的空化流场。结果表明, 通过叶轮吸口尺寸放大及叶片改型优化, 4 种施工工况的水力性能满足设计要求, 大流量冲舱工况下的临界汽蚀余量由 10.47 m 下降至 6.03 m, 有效提高了高压冲水泵的汽蚀性能。

关键词: 耙吸挖泥船; 汽蚀性能; 优化设计; 叶片改型

中图分类号: U615.35+1.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2025)02-0218-07

Optimization technology of cavitation performance improvement for high-pressure flush pump based on TSHD shallow draft condition

LIU Yupu, TANG Pengfei, CAO Lei, ZHUANG Haifei, HU Jingzhao

(CCCC National Engineering Research Center of Dredging Technology and Equipment Co., Ltd., Shanghai 200082, China)

Abstract: For the problem that the required net positive suction head (N_r) of a high-pressure flushing pump in a large trailing suction hopper dredger is too high under the light-load and large flow rate conditions, the impeller is optimized to reduce the critical N_r while maintaining the original hydraulic performance. In this study, numerical simulations of the cavitating flow in the high-pressure flush pump before and after optimization are carried out by CFD technology, and the key performance parameters as well as the cavitation flow field are compared for the large flow rate conditions. The results show that the critical net positive suction head point is reduced from 10.47 m to 6.03 m under the large flow rate flushing condition by enlarging the suction diameter and modifying the blade while the hydraulic performance in the four conditions is maintained to meet the design requirement, which means the cavitation performance of the high-pressure flushing pump has been effectively improved.

Keywords: trailing suction hopper dredger (TSHD); cavitation performance; optimization design; blade modification

耙吸挖泥船被广泛应用于吹填造地、港口建设、航道疏浚工程等项目中, 高压冲水作为耙吸挖泥船疏浚作业的重要辅助设备, 是最主要的破土手段之一^[1-2]。在疏浚作业时, 可通过高压冲水

将水下紧实泥土冲散, 提高耙吸挖泥船的疏浚效率; 在抛泥时, 通过高压冲水可对泥舱内沉淀的泥沙进行冲刷稀释, 提高抛泥效率^[3]。然而, 在大流量冲舱工况下, 高压冲水泵容易发生汽蚀,

收稿日期: 2024-05-13

作者简介: 刘遇谱 (1997—), 男, 硕士, 助理工程师, 研究方向为疏浚泥泵的设计与研发。

不仅会降低抛泥效率,而且会对高压冲水系统的稳定运行产生一定影响,严重的汽蚀还会对材料造成破坏,形成空蚀^[4-5]。因此,提高高压冲水泵的汽蚀性能具有重要的工程意义。

某大型耙吸挖泥船要求高压冲水泵在2个冲耙工况和2个冲舱工况下高效运行,且单机功率

不大于3 400 kW,原设计方案的性能参数见表1。其中大流量冲舱工况(转速381 r/min、流量1.37万 m³/h)的汽蚀安全余量为1.2 m,存在优化空间,考虑到某些恶劣施工环境下的汽蚀风险,有必要对该高压冲水泵的汽蚀性能进行进一步优化。

表1 高压冲水泵原设计方案的性能参数

Tab.1 Performance parameters of high-pressure flush pump for original design

工况	流量/(万 m ³ ·h ⁻¹)	扬程/m	功率/kW	效率/%	转速/(r·min ⁻¹)	有效汽蚀余量 N_a /m	必需汽蚀余量 N_r /m	安全余量/m
1	0.96	100	3 132	85.6	430	11.4	6.8	4.6
2	1.20	60	2 385	84.0	366	11.1	7.6	3.5
3	0.80	120	3 230	82.2	456	11.5	6.4	5.1
4	1.37	60	2 809	81.4	381	10.8	9.6	1.2

叶轮吸口流速是影响汽蚀性能的重要因素之一,吸口流速越高,消耗的压强势能越大,吸口处的余压就越低,导致叶轮汽蚀性能越弱^[6]。因此可以通过增大叶轮吸口直径、改善叶片进口型线来降低吸口流速,实现汽蚀性能的提高。国内学者对泵空化性能优化进行了相关研究:陈敏等^[7]通过增大叶轮直径有效提升了循环水泵的空化性能;康俊堃等^[8]发现叶轮进口直径对提高离心泵的空化性能存在最佳调整值;程效锐等^[9]对叶片进口边前缘进行减薄,改善了叶片进口边型线结构,提升了叶片吸力面最低压力,抑制了空化的发生;Song et al.^[10]研究了叶片型线对离心泵空化性能的影响,发现对数螺旋型叶片型线对提高离心泵汽蚀性能有促进作用。

本文针对上述高压冲水泵在轻载吃水、大流量冲舱工况必需汽蚀余量较高、安全余量较小的问题,对叶轮进行改型优化,尤其是优化叶轮进口参数,以降低大流量冲舱工况下的临界汽蚀余量,提升施工过程中疏浚系统的稳定性与可靠性。

1 数值模拟方法及其验证

1.1 数值模型

DRC182-29-700-HHS 高压冲水泵的叶轮吸口直径 $D_1=700$ mm,叶轮直径 $D=1 820$ mm,叶片数为5。叶轮及蜗壳水体三维模型如图1所示。

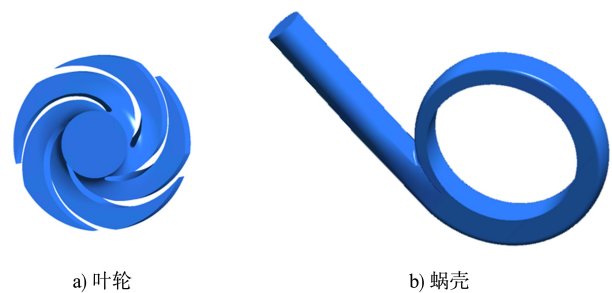


图1 高压冲水泵 DRC182-29-700-HHS 三维模型
Fig.1 3D model of high-pressure flush pump DRC182-29-700-HHS

本文采用适用性强的四面体结构网格对高压冲水泵蜗壳、叶轮及进口延长段进行网格划分,并对叶片周围网格和尾流区域网格进行局部加密处理,以提升模拟精度。经网格无关性验证,总网格数为270万个,如图2所示。

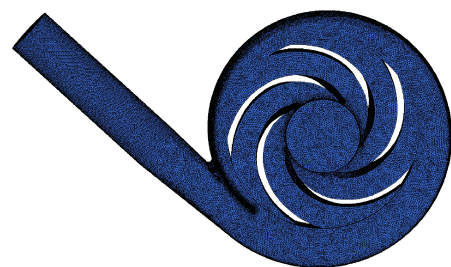


图2 高压冲水泵计算域水体网格
Fig.2 Water body grids in computational domain for high-pressure flush pump

研究选用适用于模拟分离流动的 SST $k-\omega$ (shear stress transfer,剪切应力传输)模型作为湍流

模型。求解器设置为稳态求解；介质设为常温常压下的清水，视为不可压缩流体；进口边界条件为压力进口，出口边界条件为质量流量流出口；所有壁面均设为无滑移条件，粗糙度设置为 0.05 mm；叶轮设置为旋转域，进口延长段设置为静止域，并采用冻结转子模型实现动静交界面之间的耦合；计算收敛精度残差设置为 10^{-5} 。

在汽蚀性能模拟中，选用 Z-G-B 空化模型进行空化定常数值模拟，通过不断降低高压冲水泵的进口压力，促使其发生空化，同时，25 ℃ 下饱和蒸汽压设置为 3.169 kPa。将扬程下降 3% 时对应的汽蚀余量定为临界汽蚀余量。

1.2 性能验证及误差分析

表 2 对比了高压冲水泵各目标施工工况的扬程、效率及功率模拟结果与原设计参数。从表中可以看出，各工况的计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 数值模拟计算结果中，扬程和效率均略高于设计值，功率略低于设计值，这与数值模拟中未考虑容积损失、盖板圆盘摩擦损失等有关，计算误差在 4% 以内，计算精度总体上满足工程计算要求。

表 2 数值模拟结果验证

Tab. 2 Verification of numerical simulation results

工况	扬程/m		效率/%		功率/kW	
	设计值	CFD	设计值	CFD	设计值	CFD
1	100	102.9	85.6	87.6	3 132	3 073
2	60	60.2	84.0	85.5	2 385	2 305
3	120	122.1	82.2	87.0	3 230	3 059
4	60	61.4	81.4	83.7	2 809	2 735

图 3 为高压冲水泵大流量冲舱工况 (转速 381 r/min、流量 1.37 万 m^3/h) 下的汽蚀余量曲线。从图中可以看出，在进口压力降低的初期，高压冲水泵扬程基本保持不变；随着汽蚀余量不断减小，扬程逐渐下降，扬程下降 3% 对应的临界汽蚀余量为 10.47 m；当装置汽蚀余量降低到 8.5 m 以后，随着进口压力继续降低，叶轮内发生严重空化，产生空泡堵塞流道，导致扬程迅速下降。对比表 1 中相应工况的临界汽蚀余量 9.6 m，可以认为本研究所用的汽蚀性能数值模拟方法满足精度要求。

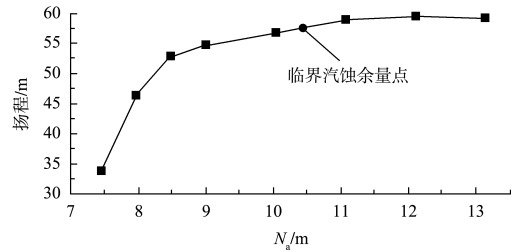


图 3 大流量工况高压冲水泵汽蚀性能曲线

Fig. 3 Cavitation performance curve of high-pressure flushing pump under large flow rate conditions

2 优化设计

2.1 优化目标

针对某大型耙吸挖泥船高压冲水泵在轻载吃水、大流量冲舱工况下的汽蚀余量较高的问题，在维持 4 个工况 (表 1) 效率不低于 80%、主冲耙工况效率不低于 84%、扬程不低于相应工况要求的条件下，对叶轮水体进行改型优化，目标为将大流量冲舱工况下临界汽蚀余量的安全余量增加 3 m 以上，实现高压冲水泵的综合汽蚀性能提升。

2.2 优化方法

泵本身的抗汽蚀性能可以采用 N_r 值表征：

$$N_r = \frac{v_0^2}{2g} + \lambda \frac{w_0^2}{2g} \quad (1)$$

式中： v_0 为叶片进口的绝对速度； w_0 为叶片进口的相对速度； λ 为叶片进口压降系数； g 为重力加速度。

由速度三角形公式 $w_0^2 = v_0^2 + u_0^2$ 可得：

$$N_r = (1 + \lambda) \frac{v_0^2}{2g} + \lambda \frac{u_0^2}{2g} \quad (2)$$

$$\text{其中：} \quad v_0 = \frac{4Q}{D_1^2 \pi \eta_v} k_2 \quad (3)$$

$$u_0 = \frac{D_1 \pi n}{60} k_1 \quad (4)$$

式中： u_0 为叶片进口的圆周速度； k_1 、 k_2 分别为修正叶轮进口和叶片进口速度的系数； η_v 为容积效率； Q 为流量。

将式 (3)、(4) 代入式 (2) 可得：

$$N_r = \frac{8(1 + \lambda) Q^2 k_2^2}{g \pi^2 D_1^4 \eta_v^2} + \frac{\lambda D_1^2 \pi^2 n^2 k_1^2}{7 200 g} \quad (5)$$

存在 D_1 使得 N_r 的值最小, 使 N_r 对 D_1^2 求导可得:

$$\frac{\partial N_r}{\partial D_1^2} = -\frac{16(1+\lambda)Q^2k_2^2}{g\pi^2D_1^6\eta_v^2} + \frac{\lambda\pi^2n^2k_1^2}{7200g} \quad (6)$$

使式(6)的值为 0 时, 可得:

$$D_1^6 = -\frac{115200(1+\lambda)Q^2k_2^2}{\lambda\pi^4n^2\eta_v^2k_1^2} \quad (7)$$

$$D_1 = k_0\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (8)$$

其中: $k_0 = \sqrt[6]{\frac{2(1+\lambda)}{\lambda}} \sqrt[3]{\frac{240k_2}{\pi^4\eta_vk_1}}$ (9)

式中: k_0 为系数; n 为转速。

对兼顾抗汽蚀性能和效率的叶轮, 取 $k_0 = 4.0 \sim 4.5$ 。本研究高压冲水泵取 $k_0 = 4.2$, 则有: $D_1 \approx 0.905$ 。因此, 选取叶轮进口直径 $D_1 = 900$ mm。

提取原叶轮的前盖板、后盖板及中间叶片型线, 将叶轮吸口直径 D_1 调大至 $D'_1 = 900$ mm, 叶轮出口宽度 b 与蜗壳结构保持不变, 针对优化目标, 对叶片进口附近型线进行迭代优化, 结果如图 4 所示。

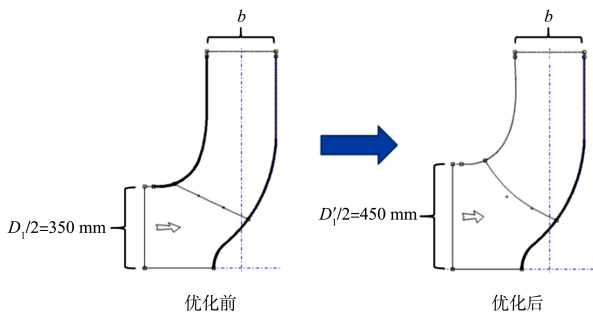


图 4 叶轮型线优化

Fig. 4 Impeller profile optimization

根据调整后的叶轮型线参数反向建模得到优化后的叶轮水体, 装配原蜗壳水体模型后, 建立新的进口延长段, 得到优化后的模型。图 5 为优化前后叶轮水体模型。

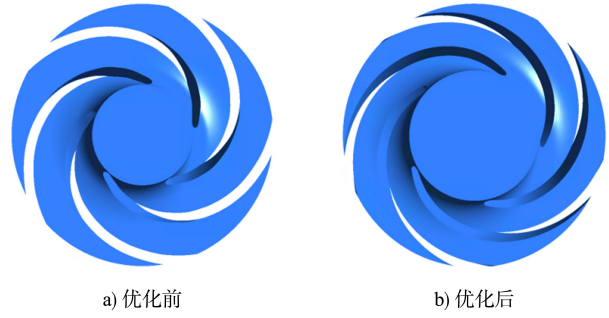


图 5 优化前后叶轮水体

Fig. 5 Water bodies in impeller before and after optimization

3 优化结果与分析

3.1 优化前后水力性能对比

表 3 为大流量冲舱工况 4 高压冲水泵优化前后数值模拟结果的对比。从表中可以看出, 在大流量冲舱工况下, 工况 4 优化后的模型效率、扬程均有不同程度的下降, 但效率仍高于 80%, 扬程方面可通过调整高压冲水泵转速以达到设计要求。

表 3 工况 4 优化前后高压冲水泵参数对比

Tab. 3 Parameters comparison of high-pressure flush pumps before and after optimization under condition 4

流量/ (万 m ³ ·h ⁻¹)	转速/ (r·min ⁻¹)	模型	扬程/ m	功率/ kW	效率/ %
1.37	381	优化前	61.35	2 735.13	83.73
		优化后	56.26	2 601.67	80.73

值得说明的是, 在泵的优化过程中, 适当增大泵进口直径可以有效改善流道的扩散程度, 有利于提高泵的效率; 但同时会增大前后叶墙叶片的长度差, 不利于泵效的提高。虽然目前泵的效率略有降低, 但后续若进一步对叶片型线进行优化, 泵效不一定降低。因此, 改善泵汽蚀性能并不一定会降低泵的效率。

表 4 为大流量冲舱工况 4、不同转速下优化后的高压冲水泵性能对比。从表中可以看出, 适当增加转速后, 高压冲水泵的扬程、效率和功率均逐渐增加。当转速增加至 390 r/min 时, 高压冲水

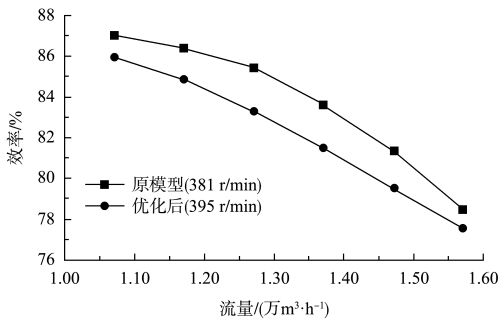
泵扬程为 60.3 m，达到设计要求。但考虑到数值计算误差，扬程应留有余量，进一步增加转速至 395 r/min，扬程上升至 62.9 m，相应的效率为 82.5%，功率为 2 847 kW，满足工况要求。

表 4 大流量冲舱工况 4 不同转速下优化后高压冲水泵性能对比

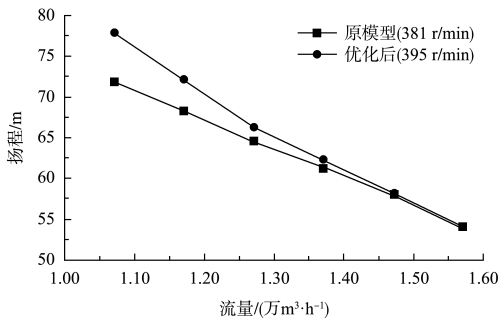
Tab. 4 Performance comparison of optimized high-pressure flush pump at different speeds under condition 4

流量/(万 m ³ ·h ⁻¹)	转速/(r·min ⁻¹)	扬程/m	功率/kW	效率/%
	381	56.3	2 602	80.7
1.37	390	60.3	2 749	81.9
	395	62.9	2 847	82.5

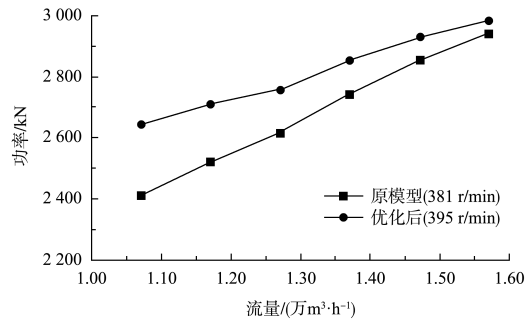
图 6 为高压冲水泵优化前后的性能曲线。从图中可以看出，优化后高压冲水泵效率略低于原模型效率，扬程和功率均有所增加；随着流量的增大，优化前后高压冲水泵扬程、功率的差值均逐渐减小。在冲舱流量 1.37 万 m³/h 时优化后的效率为 82.49%，扬程高于 60 m，功率低于 3 400 kW，满足优化目标。



a) 流量-效率曲线



b) 流量-扬程曲线



c) 流量-功率曲线

图 6 优化前后高压冲水泵性能曲线

Fig. 6 Performance curves of high-pressure flush pumps before and after optimization

3.2 优化前后汽蚀性能对比

图 7 为优化前后高压冲水泵在大流量冲舱工况下的汽蚀特性曲线，可以看出，优化后高压冲水泵的扬程下降 3% 对应的临界汽蚀余量从 10.47 m 降至 6.03 m，临界汽蚀余量明显降低，说明叶轮进口优化设计有效提高了高压冲水泵的汽蚀性能。

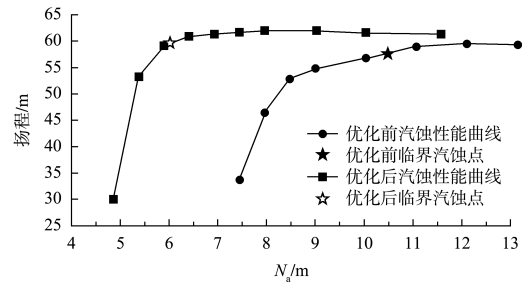


图 7 优化前后大流量冲舱工况高压冲水泵汽蚀性能曲线

Fig. 7 Cavitation performance curves of high-pressure flushing pump before and after optimization under large flow rate condition

结合汽蚀流场分析优化前后汽蚀形成过程。如图 8 所示，优化前，当汽蚀余量 N 介于 13.14 ~ 11.07 m 时，高压冲水泵进口压力较大，叶轮内部几乎不发生汽蚀，扬程基本保持不变； N 低于 11.07 m 时，叶轮内出现少许的空泡，且主要集中在叶片根部区域，认为此时是高压冲水泵初始汽蚀点，扬程开始缓慢下降；在 $N = 10.47$ m 时，汽

蚀逐渐发展,叶轮内空泡随着进口压力的降低而增多,此时扬程下降3%,达到临界汽蚀点;随着进口压力继续降低,汽蚀余量低于8.48 m后,高压冲水泵的扬程开始迅速下降,当汽蚀余量进一

步降低到7.45 m时,叶轮内部及叶轮出口部位已经产生大量空泡,堵塞流道,导致高压冲水泵的水力性能明显降低,扬程明显下降。

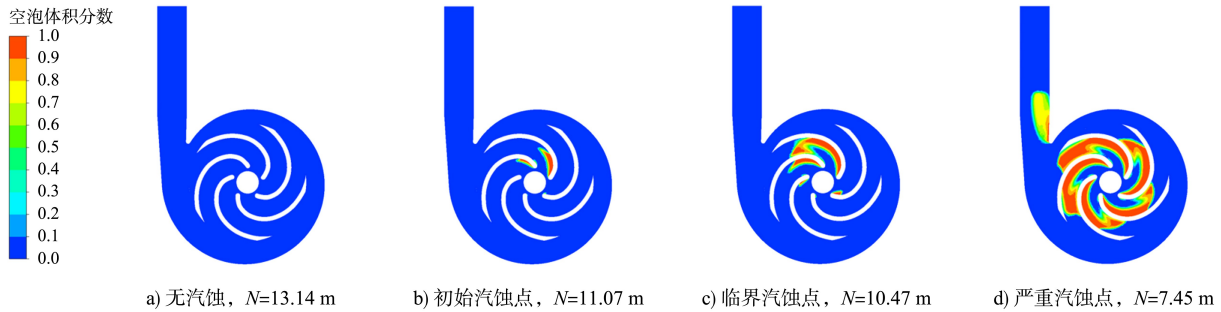


图8 优化前高压冲水泵汽蚀形成过程

Fig. 8 Cavitation formation process of high-pressure flushing pump before optimization

如图9所示,优化后,当 $N=11.59$ m时,高压冲水泵处于无汽蚀初始状态;当 N 降低到6.91 m时,出现较弱的汽蚀现象,认为此时是泵的初始汽蚀点,在此过程中,扬程保持稳定;随着进口压力的降低,当 $N=6.03$ m时,叶片根部空泡向

出口边扩散,空泡的存在影响了流动,导致扬程下降,当达到临界叶汽蚀点;在 N 降到5.11 m时,空泡已经充满了整个叶轮,并且向出口区域扩散,扩散过中片做功能力降低,大量空泡堵塞流道,导致高压冲水泵扬程明显降低。

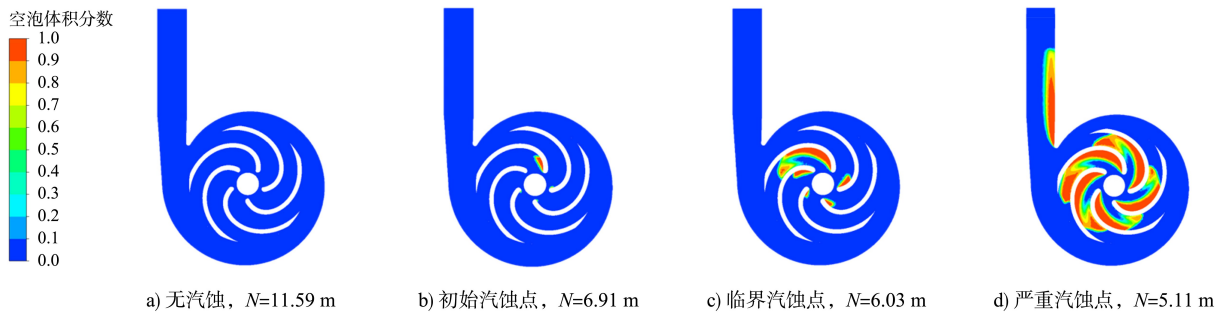


图9 优化后高压冲水泵汽蚀形成过程

Fig. 9 Cavitation formation process of high-pressure flushing pump after optimization

4 结论

1) 建立数值模型预测高压冲水泵水力性能及空化性能,对比数值计算结果与原高压冲水泵4个施工工况性能参数,计算误差在4%以内,说明数值模拟计算精度满足工程计算要求。

2) 通过增大叶轮吸口并优化叶型实现了叶轮优化设计,使大流量冲舱工况下的临界汽蚀余量由10.47 m下降至6.03 m,实现了高压冲水泵汽

蚀性能的显著优化提升。通过转速微调,保证优化后大流量冲舱工况下扬程、效率、功率满足设计要求。

3) 通过计算优化前后高压冲水泵汽蚀流场,分析了汽蚀初生、发展、恶化的过程,解释了汽蚀性能优化设计机理,即通过增大叶轮吸口直径,减小了既定装置汽蚀余量下叶轮吸口压力下降程度,显著延缓了汽蚀初生与发展,降低了临界汽蚀余量。

参考文献:

[1] 兰剑, 伍立说, 郭涛, 等. 耙头高压冲水与高压冲水泵匹配性研究[J]. 中国港湾建设, 2021, 41(9): 59-63.
LAN J, WU L S, GUO T, et al. Matching performance study of draghead high-pressure jet water and jet pump[J]. China harbour engineering, 2021, 41(9): 59-63.

[2] 夏铖, 武永顶, 郭涛. 耙吸式挖泥船高压冲水装置的数值模拟及水力优化[J]. 水运工程, 2020(8): 189-194.
XIA C, WU Y D, GUO T. Numerical simulation and hydraulic optimization of high pressure flushing device of trailing suction hopper dredger [J]. Port & waterway engineering, 2020(8): 189-194.

[3] 郑必前. 浅析耙吸挖泥船新型高压冲水装置[J]. 中国水运(下半月), 2018, 18(6): 77-79.
ZHENG B Q. A brief analysis of new high-pressure flushing device of the rake suction dredger [J]. China water transport (Secoud half of mouth), 2018, 18(6): 77-79.

[4] 秦亮, 刘长海, 李金峰, 等. 超大型耙吸船舱内泥泵汽蚀性能分析[J]. 水运工程, 2020(10): 178-181.
QIN L, LIU C H, LI J F, et al. Cavitation performance of the dredging pump in super large trailing suction hopper dredger [J]. Port & waterway engineering, 2020(10): 178-181.

[5] 蒋昕. 离心泵汽蚀现象分析及防汽蚀技术研究[J]. 中国设备工程, 2023(1): 166-167.
JIANG X. Analysis of cavitation phenomenon of centrifugal pump and research on anti-cavitation technology [J]. China equipment engineering, 2023(1): 166-167.

[6] 王正港. 基于叶轮流道面积控制的离心泵空化性能优化研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2023.
WANG Z G. Optimization of cavitation performance of a centrifugal pump based on the impeller passage area control[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2023.

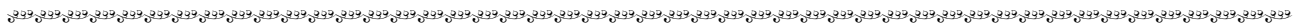
[7] 陈敏, 陈沪, 马立法. 离心泵叶轮抗汽蚀优化设计[J]. 机械设计与制造, 2009(3): 235-236.
CHEN M, CHEN H, MA L F. Optimal design of the centrifugal pump's impeller [J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(3): 235-236.

[8] 康俊崑, 朱荣生, 王秀礼, 等. 叶轮几何参数对离心泵断裂空化性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(2): 111-117.
KANG J J, ZHU R S, WANG X L, et al. Effects of impeller geometry parameters on fracture cavitation performance of centrifugal pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2018, 36(2): 111-117.

[9] 程效锐, 符丽, 包文瑞. 叶片进口几何形状对核主泵空化流动特性的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2019, 45(2): 51-57.
CHENG X R, FU L, BAO W R. Effecta of blade inlet geometry on cavitation flow characteristics of nuclear main pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2019, 45(2): 51-57.

[10] SONG P F, ZHANG Y X, XU C, et al. Numerical studies on cavitation behavior inimpeller of centrifugal pump with different blade profiles[J]. International journal of fluid machinery & systems, 2015, 8(2): 94-101.

(本文编辑 王传瑜)



(上接第 171 页)

[10] 长江重庆航运工程勘察设计院. 长江上游九龙坡—朝天门河段航道建设工程施工图[R]. 重庆: 长江重庆航运工程勘察设计院, 2015.
Chongqing Shipping Engineering Survey and Design Institute of the Yangtze River. Construction drawing for the channel construction project from Jiulongpo to Chaotianmen in theupper reaches of the Yangtze River[R]. Chongqing: Chongqing Shipping Engineering Survey and Design Institute of the Yangtze River, 2015.

[11] 长江重庆航道局. 长江上游九龙坡—朝天门河段实船试航试验报告[R]. 重庆: 长江重庆航道局, 2021.
Changjiang Chongqing Waterway Bureau. Report on the actual ship trial voyage test of the section from Jiulongpo to Chaotianmen in the upper reaches of the Yangtze River[R]. Chongqing: Changjiang Chongqing Waterway Bureau, 2021.

(本文编辑 王璁)