

基于 Doehlert Matrix 的全贯流泵装置定转子 进出流间隙优化设计

刘健峰¹ 奚望¹ 陆伟刚¹ 陆雯² 杨晨霞²

(1. 扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225009; 2. 江苏省水利勘测设计研究院有限公司, 扬州 225127)

摘要: 全贯流泵是一种新型的机电-水泵一体式贯流泵,然而其在运行时存在定转子间隙回流,扰乱了叶轮内的流场分布,导致泵装置产生能量损失、压力波动和噪声等问题,影响泵站的正常运行。通过数值模拟和模型试验研究全贯流泵装置定转子间隙流的水力特性,结合 Doehlert Matrix 设计-响应面优化法对其定转子进、出流间隙结构进行优化设计,揭示全贯流泵装置定转子进、出流间隙结构对泵装置性能的影响机理,并得到最终优化的折角式定转子进、出流间隙结构方案为:外侧延伸段长度 t_1 为 $4.921r$,外侧收缩段长度 x_1 为 $0.624r$,内侧延伸段长度 t_2 为 $3.655r$,内侧收缩段长度 x_2 为 $1.6r$ (r 为定转子间隙宽度),使得全贯流泵装置扬程和效率分别提升约 10.3% 和 5.2%。

关键词: 全贯流泵; 定转子间隙流; Doehlert Matrix 设计

中图分类号: TV131.63; TV675 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2024)08-0170-11

OSID:



Optimization Design of Inlet and Outlet Clearance between Stator and Rotor of Full Cross-flow Pump Unit Based on Doehlert Matrix

LIU Jianfeng¹ XI Wang¹ LU Weigang¹ LU Wen² YANG Chenxia²

(1. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China

2. Jiangsu Water Conservancy Survey and Design Institute Co., Ltd., Yangzhou 225127, China)

Abstract: Full cross-flow pump is a new type of pump with its motor integrated. However, during its operation, the occurrence of clearance backflow between the stator and rotor can disrupt the flow field distribution inside the impeller, leading to energy loss, pressure fluctuations and noise in the pump unit, even affecting the normal operation of the pump station. To understand the influence mechanism of clearance flow on the pump unit, firstly, the hydraulic characteristics of the clearance flow between the stator and rotor of a full cross-flow pump unit was investigated through the methods of numerical simulation and model experiments. Secondly, combined with scheme design method of Doehlert Matrix – response surface optimization, the inlet and outlet clearance structure of the stator and rotor was optimized, with the overall operating efficiency of the unit, the axial velocity uniformity and the average vortex angle at the outlet section of the outlet channel selected as the evaluation indexes. Lastly, the influence mechanism of the inlet and outlet clearance structure of the stator and rotor on the performance of the pump unit was revealed, along with the final optimized scheme for the inlet and outlet clearance between the stator and rotor obtained, that was the outer extension section t_1 was $4.921r$, the outer contraction section x_1 was $0.624r$, the inner extension section t_2 was $3.655r$ and the inner contraction section x_2 was $1.6r$ where r represented the width of the clearance between stator and rotor in which case, the head and the operating efficiency of full cross-flow pump can be improved by around 10.3% and 5.2%, respectively.

Key words: full cross-flow pump unit; clearance flow between stator and rotor; Doehlert Matrix design

收稿日期: 2023-11-29 修回日期: 2024-01-17

基金项目: 江苏省高效节能大型轴流泵站工程研究中心建设项目 (ECHEAP 2022027) 和江苏省水利科技项目 (2022060)

作者简介: 刘健峰 (1998—), 男, 博士生, 主要从事水工结构优化研究, E-mail: 1522558986@qq.com

通信作者: 陆伟刚 (1964—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事泵站工程和水工结构优化研究, E-mail: wglu@yzu.edu.cn

0 引言

在农业工程领域,轴流泵装置被广泛应用于排涝、灌溉、排污等领域,全贯流泵是一种结构较为特殊的新型贯流泵装置,其叶轮直接安装于电机转子内腔,能大大缩短整个泵装置段的轴向尺寸^[1]。然而其在实际运行过程当中,电机转子和定子之间存在着定转子间隙流^[2],在一定程度上对叶轮室内部主流区域的流态产生了扰动作用,降低了泵装置的运行性能并影响其安全性^[3-4]。

针对全贯流泵装置,目前很多人对其认知仍然停留在电机效率低、泵装置效率不高这一层面,其认可度远低于半贯流泵装置。然而近几年来,随着材料科学以及工业制造水平的不断发展,全贯流泵装置的电机定转子制作材料及加工工艺方面已有了很大的改进^[5],一些学者开始研究全贯流泵装置的性能提升^[6-8]。其中文献[9]通过分析流体-结构相互作用(FSI)确定了全贯流泵较标准轴流泵性能较低的原因是存在间隙回流,其研究表明间隙回流极大地影响全贯流泵装置的运行性能,因此若能改善全贯流泵装置定转子间隙流水力特性,使得全贯流泵装置的关键短板——运行效率低的问题得到改善,则全贯流泵将会得到更大的发展和应用^[10]。

为了解全贯流泵装置间隙回流的水力特性,本文应用 Doehlrt Matrix 设计-响应面优化法对全贯流泵装置定转子进、出流间隙结构进行优化分析,以装置整体运行效率、后导叶出口断面轴向流速均匀度及平均涡角整体最优为优化目标,通过数值模拟和模型试验分析、对比并验证优化方案的合理性,以揭示全贯流泵装置定转子进、出流间隙结构对泵装置性能的影响机理。

1 研究方法

1.1 数值模拟

1.1.1 计算区域

基于 NX 和 Fluent 数值模拟计算软件,建立全贯流泵装置三维数值模拟计算模型,其计算区域如图 1 所示。水泵装置模型选用 TJ04-ZL-07,叶片安放角固定为 2°,叶轮直径为 0.3 m,试验转速 n 为 1 087.5 r/min。受全贯流泵的结构限制,叶轮定转子间隙宽度设置为 r ,间隙进口距离叶轮中心 30 mm,间隙出口距离叶轮中心 35 mm。

1.1.2 湍流模型

泵装置内部流动为不可压缩的三相流^[11],本研究采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型来模拟泵装置内流状态。

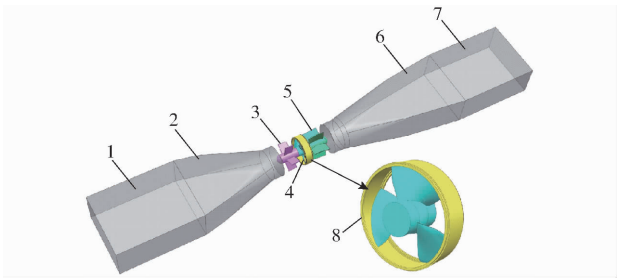


图 1 计算区域示意图

Fig. 1 Schematic of calculation area

1. 进水延伸段 2. 进水流道 3. 前导叶 4. 转子 5. 后导叶
6. 出水流道 7. 出水延伸段 8. 外圈

RNG $k-\varepsilon$ 模型综合了湍流能耗率 ε 方程和紊流动能 k 方程,具有较高的计算精度^[12],是由文献[13]采用重整化群的方法对瞬态的动量守恒方程推导而得的,其适用于处理有高应变率的湍流运动以及带旋流的相关问题,即适用于处理本研究泵装置的相关水力计算。

1.1.3 网格划分

由于网格的精度和质量对计算结果的影响较大,而本文的重点研究对象主要是全贯流泵装置的外圈段,故在 ANSYS Mesh 中采用非结构化网格对其进行划分,泵装置外圈和叶轮直接连接,在 ANSYS TurboGrid 软件中对叶轮室段进行网格划分,网格采用四面体非结构化^[14],网格数量在 350 万左右,网格质量大于 0.3,外圈和叶轮网格划分如图 2 所示。其他过流部件的网格划分均在 ANSYS Mesh 中进行,网格采用四面体非结构化网格并保证网格质量在 0.6 以上。

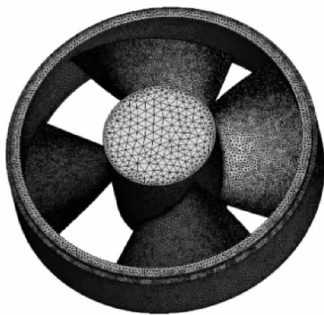


图 2 全贯流泵叶轮及其外圈网格划分示意图

Fig. 2 Schematic of full cross-flow pump impeller and its outer ring meshing

为满足计算精度要求,以计算模型泵装置网格为典型案例进行网格无关性分析,分析结果如图 3 所示。可以发现当网格总数低于 1 000 万时,泵装置扬程随着网格数增大而逐渐增大,而当网格总数大于 1 000 万后,泵装置扬程趋于稳定且其变化的相对误差小于 1%,满足湍流模型对计算精度的要求。

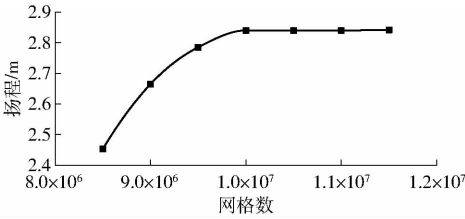


图 3 网格无关性分析结果

Fig. 3 Grid independence calculation diagram

1.1.4 边界条件

本研究在泵装置数值模拟计算中设有两种类型的区域：一种是旋转域，主要为叶轮室；另一种是静态域。叶轮室分别和前导叶段、外圈及后导叶段之间存在动静交界面，采用 Stage-average Velocity 交界面形式来传递两个面之间的流动参数并设置匹配值为 1，其余静-静交界面均采用 None 常规设置。进口边界条件选用压力进口，出口边界条件选用恒定质量流量，壁面边界均采用光滑壁面无滑移条件。

1.2 Doehlert Matrix 设计

响应曲面优化法常用的试验设计方法有中心复合设计 (Central composite design, CCD)^[15-16]、Box-Behnken 设计 (BBD)^[17] 和 Doehlert Matric (DM) 设计^[18]，本研究拟采用 DM 设计对全贯流泵进、出流间隙几何尺寸进行优化设计。相较于其他两种设计方法，DM 的优化效率较高且具有丰富的连续性，通过建立试验矩阵以求超出试验范围的最优值，即 DM 设计能向任何方向扩大研究因子范围，符合本研究对全贯流泵装置定转子进、出流间隙优化设计要求。

DM 设计矩阵通过其所考察的研究因素及其对应水平数，采用相关的设计矩阵编码值来定义设计方案，其编码值与具体试验值之间的关系表示为

$$C_i = \frac{X_i - X_i^{(0)}}{\Delta X_i} \alpha \tag{1}$$

式中 C_i ——因素 i 编码值

X_i ——真实值

$X_i^{(0)}$ ——因素水平区域的中间值

ΔX_i ——每个因素不同水平中的最大值 (或者最小值) 与中间值的跨距

α ——单个因素编码值的极值

DM 设计所需试验次数 N 可表示为

$$N = K^2 + K + C_0 \tag{2}$$

式中 C_0 ——中心点的数目，即试验次数，可用于评价模型的试验误差

K ——所考察因素的数目

1.3 物理模型试验

通过前期多方案比选及研究，选用 TJ04-ZL-

07 模型为本次模型试验水泵模型并采用全贯流泵式泵型方案制作和安装，即电机和水泵呈一体式。全贯流泵装置电机标称技术参数如下：额定功率 P_m 为 30 kW、额定电压 U_m 为 380 V、额定转速 n_m 为 1 087.5 r/min。通过在电机转子铁芯和电机轴之间直接安装模型泵装置的叶片，使得电机运行时其所产生的工作扭矩能通过其转子直接传递到叶轮上。水泵模型叶片数为 3，叶轮直径 D_m 为 300 mm，轮毂直径 d_h 为 107.3 mm，根据实际工程运行条件固定叶片角度为 2°。水泵模型与进出水流道匹配成模型泵装置，模型流道尺寸均按同一模型比确定，即模型总长 3.333 m，流道进、出口宽度为 0.8 m。模型试验采用“水机试验法”，为便于供水，泵装置的进水端伸出长轴并伸入进口水箱内的竖井中。在长轴穿过竖井处设有机密封和滚子轴承；竖井中安装有特制 (伞型) 齿轮箱，以实现立式动力机与模型泵传动，齿轮箱前轴上安装有测功扭矩仪，泵装置模型如图 4 所示。

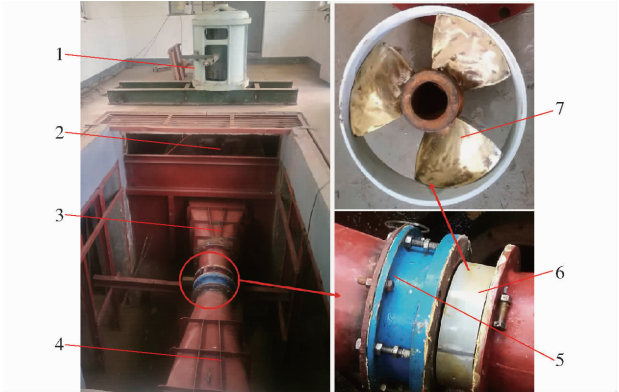


图 4 泵装置模型实物图

Fig. 4 Photo of pump unit model

1. 马达天平 2. 水箱 3. 进水流道 4. 出水流道 5. 导叶 6. 外圈 7. 叶轮

2 方案设计与结果分析

2.1 研究参数选择

如图 5 所示，本研究优化设计的全贯流泵装置定转子间隙边缘结构为折角式，其中进流间隙的拟优化量主要有外侧延伸段长度 t_1 、外侧收缩段长度 x_1 、内侧延伸段长度 t_2 、内侧收缩段长度 x_2 ，出流间隙的拟优化段主要有外侧延伸段长度 t_3 、外侧收缩段长度 x_3 、内侧延伸段长度 t_4 、内侧收缩段长度 x_4 。为便于计算和横向对比，本研究将定转子中间间隙固定为 r (下文计算模型中 r 取 2 mm)，外圈整体设计为对称式，即 $t_1 = t_3, t_2 = t_4, x_1 = x_3, x_2 = x_4$ ，下文选用进流间隙 4 个优化段为研究因素并将其无量纲化，引入外侧延伸段长度系数 m_1 、外侧收缩段长度

系数 n_1 、内侧延伸段长度系数 m_2 、内侧收缩段长度系数 n_2 作为优化参数,4 项优化参数和对应研究因素之间的关系为 $m_1 = t_1/r, m_2 = t_2/r, n_1 = x_1/r, n_2 = x_2/r$ 。

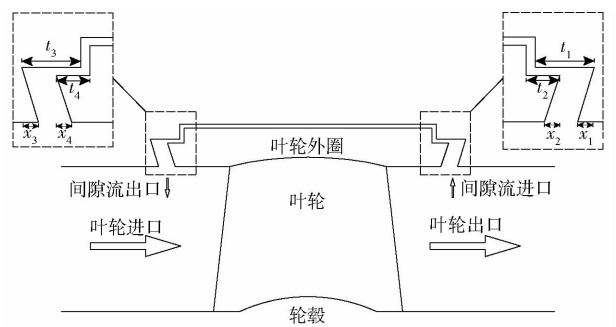


图 5 全贯流泵装置定转子进、出流间隙几何参数示意图
Fig.5 Schematic of geometric parameters of inflow and outflow clearance between stator and rotor of full cross-flow pump unit

2.2 评价参数选定

本研究优化设计的目的是通过优化定转子进、出流间隙的尺寸参数来提高全贯流泵装置在设计工况下的运行效率,减小水力损失,减弱甚至消除出水

流道旋涡的影响,以达到最优运行。因此,文中选取装置整体运行效率、后导叶出口断面轴向流速均匀度和平均涡角为评价指标。

2.3 Doehlert Matrix 方案设计

本研究为四因素 DM 设计,优化因素为定转子进流间隙的外侧延伸段长度系数 m_1 、外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧延伸段长度系数 m_2 、内侧收缩段长度系数 n_2 。四因素的对应水平数分别为 5、7、7、3,对应的编码值区间分别为 $[-1, 1]$ 、 $[-0.866, 0.866]$ 、 $[-0.817, 0.817]$ 、 $[-0.791, 0.791]$ 。考虑到定转子进流间隙外侧收缩段长度 x_1 和内侧收缩段长度 x_2 决定了间隙流汇入主流的角度,极大影响主流流态,故将定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 和内侧收缩段长度系数 n_2 安排在较多水平数组,以便获得更多信息。对于不同型号的全贯流泵装置,定转子进流间隙的各个尺寸参数取值区间需要对比各个进流间隙方案下外圈边缘间隙流进口侧偏流区域范围来确定,通过前期试算对比,确定本研究各个因素的取值区间,其对应的编码值见表 1。

表 1 四因子 DM 设计范围及水平
Tab.1 Range and level of four-factor DM design

外侧延伸段长度系数 m_1			外侧收缩段长度系数 n_1			内侧收缩段长度系数 n_2			内侧延伸段长度系数 m_2		
水平	编码值	实际值	水平	编码值	实际值	水平	编码值	实际值	水平	编码值	实际值
1	-1.0	4.0	1	-0.866	0.4	1	-0.817	0.4	1	-0.791	2
2	-0.5	4.5	2	-0.577	0.5	2	-0.613	0.6	2	0	3
3	0	5.0	3	-0.289	0.6	3	-0.204	0.8	3	0.791	4
4	0.5	5.5	4	0	0.7	4	0	1.0			
5	1.0	6.0	5	0.289	0.8	5	0.204	1.2			
			6	0.577	0.9	6	0.613	1.4			
			7	0.866	1.0	7	0.817	1.6			

2.4 Doehlert Matrix 试验结果测定

根据表 1 所示 DM 设计矩阵的水平数及对应编码值,由式(2)计算可得本研究四因子 DM 设计共有 21 组研究方案。取计算模型定转子中间间隙宽度 r 为 2 mm,通过数值模拟分析不同方案下的全贯流泵装置在设计工况(设计流量 Q_{des} 为 307.6 L/s)下的运行状况,再分别计算各个方案下的研究指标:泵装置整体运行效率、出水流道出口断面轴向流速均匀度及平均涡角,计算结果如表 2 所示。

3 模型拟合与相关性检验

对试验结果进行统计处理,以泵装置整体运行效率、出水流道出口断面轴向流速均匀度及平均涡角为研究指标,分别对定转子进流间隙的外侧延伸

段长度系数 m_1 、外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧延伸段长度系数 m_2 、内侧收缩段长度系数 n_2 进行多元非线性回归分析,拟合方程为

$$Y = \beta_0 + \beta_1 m_1 + \beta_2 n_1 + \beta_3 n_2 + \beta_4 m_2 + \beta_5 m_1^2 + \beta_6 n_1^2 + \beta_7 n_2^2 + \beta_8 m_2^2 + \beta_9 m_1 n_1 + \beta_{10} m_1 n_2 + \beta_{11} m_1 m_2 + \beta_{12} n_1 n_2 + \beta_{13} n_1 m_2 + \beta_{14} n_2 m_2$$

(3)

式中, Y 为响应值,即在不同的研究指标下分别代表泵装置的整体运行效率、出水流道出口断面轴向流速均匀度及平均涡角。 $\beta_0 \sim \beta_{14}$ 为方程各项系数。对各个研究指标下的数据分别进行多元二次回归分析,将对 3 个因变量(响应值 Y)与 4 个自变量 m_1 、 n_1 、 n_2 、 m_2 之间进行关系拟合和显著性分析。

表 2 四因子 DM 设计方案与结果

Tab.2 Design scheme and results of four-factor DM

试验 序号	外侧延伸段长度 系数 m_1	外侧收缩段长度 系数 n_1	内侧收缩段长度 系数 n_2	内侧延伸段长度 系数 m_2	装置 效率/%	流速均匀 度/%	平均涡角/ ($^{\circ}$)
1	5	0.7	1.0	3	66.59	85.01	-5.53
2	6	0.7	1.0	3	64.46	83.36	-6.21
3	5.5	1.0	1.0	3	65.34	86.92	-1.47
4	5.5	0.8	1.6	3	68.72	86.08	-0.51
5	5.5	0.8	1.2	4	66.13	86.54	-4.43
6	4	0.7	1.0	3	65.69	82.82	-4.47
7	4.5	0.4	1.0	3	68.97	77.65	-0.96
8	4.5	0.6	0.4	3	66.85	85.20	-1.70
9	4.5	0.6	0.8	2	69.04	77.39	-1.47
10	5.5	0.4	1.0	3	60.92	78.64	-4.98
11	5.5	0.6	0.4	3	67.25	88.08	-6.96
12	5.5	0.6	0.8	2	60.71	79.74	-0.62
13	4.5	1.0	1.0	3	60.65	88.36	-2.04
14	5	0.9	0.4	3	60.25	87.35	-1.44
15	5	0.9	0.8	2	55.86	80.24	-4.83
16	4.5	0.8	1.6	3	69.65	87.67	-4.22
17	5	0.5	1.6	3	61.75	81.05	-0.72
18	5	0.7	1.4	2	63.65	80.29	-1.78
19	4.5	0.8	1.2	4	58.08	87.66	-1.04
20	5	0.5	1.2	4	59.23	78.96	-5.72
21	5	0.7	0.6	4	59.92	87.82	-5.16

3.1 泵装置整体运行效率

对试验结果进行多元二次回归分析,因变量装置效率 Y_1 与自变量 m_1 、 n_1 、 n_2 、 m_2 之间的关系为

$$Y_1 = 190.468 - 16.717m_1 - 145.853n_1 - 2.915n_2 - 17.499m_2 - 1.515m_1^2 - 24.903n_1^2 - 0.262n_2^2 - 4.468m_2^2 + 21.233m_1n_1 - 4.647m_1n_2 + 6.996m_1m_2 + 37.495n_1n_2 + 11n_1m_2 + 0.737n_2m_2$$

(4)

根据式(4)计算泵装置整体运行效率的预测值,计算结果如表 3 所示,同时对拟合模型进行方差分析,相关分析数据如表 4 所示。

对比数值模拟计算值和预测值,分析其相对离差度,可以发现所有方案的预测值都与计算值较为接近,相对离差度均在 3% 以内,说明该拟合的多项式模型误差较小。从模型方差分析结果来看,模型 F 值为 44.093, P 值小于 0.01,说明该模型具有较高的可靠性。经计算,模型 R^2 大于 0.97,说明计算结果中只有不到 3% 的变化是不能被模型预测的^[19],模型变异系数为 1.27,调整后的 R^2 在 0.95 左右,说明该模型能对试验参数作出可靠且有效的预测。为确定 4 个研究因子分别对响应值的影响程度,对拟合多项式的回归系数进行显著性分析,包括 4 个一次项系数、4 个二次项系数以及 6 个交

表 3 装置效率计算值和预测值对比

Tab.3 Comparison of unit efficiency between its calculated and predicted values of numerical model

%

试验 序号	装置效率		相对离 差度	试验 序号	装置效率		相对离 差度
	计算值	预测值			计算值	预测值	
1	66.59	66.59	0	12	60.71	59.91	1.31
2	64.46	64.41	0.07	13	60.65	59.98	1.10
3	65.34	65.69	0.53	14	60.25	59.17	1.79
4	68.72	68.15	0.84	15	55.86	57.26	2.50
5	66.13	66.41	0.42	16	69.65	69.47	0.26
6	65.69	65.74	0.08	17	61.75	62.83	1.75
7	68.97	68.62	0.50	18	63.65	63.32	0.51
8	66.85	67.43	0.86	19	58.08	58.88	1.37
9	69.04	68.77	0.39	20	59.23	57.83	2.36
10	60.92	61.59	1.10	21	59.92	60.24	0.54
11	67.25	67.43	0.26				

表 4 装置效率模型方差分析 (ANOVA)

Tab.4 Analysis of model variance of unit efficiency (ANOVA)

方差来源	自由度	平方和	均方	F	P
回归	14	319.975	22.855	44.093	0.002
残差	6	9.731	1.622		
总计	20	329.706			

叉项系数。通过分析,计算得到每个回归系数对应

的 t 值和 P 值,其中 P 值越大,说明该项对应的研究因子或研究组合因子对响应值 Y_1 的影响越显著。各项系数的显著性检验结果如表 5 所示。

表 5 响应值 Y_1 的多元回归模型因子显著性检验
Tab.5 Factor significance test of multiple regression model for response value Y_1

参数项	系数	标准差	t	P
常数	190.468	53.385	3.568	0.012
m_1	-16.717	-2.059	-1.035	0.341
n_1	-145.853	-6.222	-4.591	0.004
n_2	-2.915	-0.265	-0.202	0.846
m_2	-17.499	-2.726	-1.892	0.107
m_1^2	-1.515	-1.869	-0.971	0.369
n_1^2	-24.903	-1.501	-1.916	0.104
n_2^2	-0.262	-0.049	-0.093	0.929
m_2^2	-4.468	-4.212	-4.784	0.003
m_1n_1	21.233	4.900	5.002	0.002
m_1n_2	-4.647	-2.193	-2.077	0.083
m_1m_2	6.996	6.043	5.100	0.002
n_1n_2	37.495	2.906	5.806	0.001
n_1m_2	11.090	1.876	2.800	0.031
n_2m_2	0.737	0.242	0.406	0.698

从表 5 可以看出,一次项 n_1 ,二次项 m_2^2 ,交叉项 m_1n_1 、 m_1m_2 、 n_1n_2 、 n_1m_2 的 P 值小于 0.05,说明这几项的系数在计算模型中呈较为显著的效果,其中一次项 n_1 ,二次项 m_2^2 ,交叉项 m_1n_1 、 m_1m_2 、 n_1n_2 的 P 值小于 0.01,说明这几项的系数在计算模型中呈极显著效果。故在本研究考虑的 4 项因素中定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 是影响到全贯流泵装置整体运行效率的关键因素,其他 3 个因素对响应值 Y_1 的影响从大到小分别是内侧延伸段长度系数 m_2 、外侧延伸段长度系数 m_1 、内侧收缩段长度系数 n_2 。现考察定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 对泵装置整体运行效率的具体影响效应,计算结果如图 6 所示。

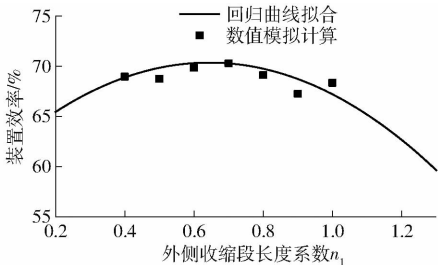


图 6 研究因素对泵装置运行效率影响效应曲线
Fig.6 Effect curve of study factors on pump unit operating efficiency

从图 6 可以发现,根据式(4)拟合的定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 和泵装置运行效率之间的关系曲线与数值模拟试验点结果较为吻合。

考察拟合曲线的最优区域,其最大值出现在 $n_1 = 0.624$ 处,预测此时对应的泵装置效率能达到 70.24%。即考虑对泵装置运行效率的最优化改进,泵装置定转子进流间隙外侧收缩段长度 x_1 应设定为 $0.624r$ 。

3.2 出水流道出口断面轴向流速均匀度

通过对试验结果进行多元二次回归分析,因变量流速均匀度 Y_2 与自变量 m_1 、 n_1 、 n_2 、 m_2 之间的关系为

$$Y_2 = -27.96 + 27.56m_1 + 23.464n_1 + 0.564n_2 + 17.264m_2 - 1.92m_1^2 - 18.194n_1^2 + 4.386n_2^2 - 2.383m_2^2 - 4.05m_1n_1 - 3.05m_1n_2 - 0.72m_1m_2 + 13.843n_1n_2 + 7.787n_1m_2 - 1.816n_2m_2 \tag{5}$$

根据式(5)计算出水流道出口断面轴向流速均匀度的预测值,计算结果如表 6 所示,同时对拟合模型进行方差分析,相关分析数据如表 7 所示。

表 6 流速均匀度计算值和预测值对比
Tab.6 Comparison of velocity uniformity between its calculated and predicted values of numerical model

				/%			
试验序号	流速均匀度		相对离	试验序号	流速均匀度		相对离
	计算值	预测值	差度		计算值	预测值	差度
1	85.01	85.010	0	12	79.74	79.699	0.05
2	83.36	83.405	0.05	13	88.36	87.826	0.60
3	86.92	86.926	0.01	14	87.35	88.193	0.97
4	86.08	86.288	0.24	15	80.24	79.925	0.39
5	86.54	86.281	0.30	16	87.67	88.208	0.61
6	82.82	82.775	0.05	17	81.05	80.207	1.04
7	77.65	77.644	0.01	18	80.29	80.387	0.12
8	85.20	84.992	0.24	19	87.66	87.701	0.05
9	77.39	77.649	0.33	20	78.96	79.275	0.40
10	78.64	79.174	0.68	21	87.82	87.723	0.11
11	88.08	87.542	0.61				

表 7 流速均匀度模型方差分析(ANOVA)

Tab.7 Model variance analysis of velocity uniformity (ANOVA)

方差来源	自由度	平方和	均方	F	P
回归	14	299.336	21.381	42.536	0.001
残差	6	3.016	0.503		
总计	20	302.351			

对比数值模拟计算值和预测值,分析其相对离差度,可以发现所有方案的预测值都与计算值较为接近,相对离差度均在 2% 以内,说明该拟合的多项式模型误差较小。从模型方差分析结果来看,模型 F 值为 42.536, P 值小于 0.01,说明该模型具有较高的可靠性。经计算,模型 R^2 大于

0.99,说明计算结果中只有不到1%的变化是不能被模型预测的,模型变异系数为0.709,调整后的 R^2 在0.97左右,说明该模型能对试验参数作出可靠且有效的预测。类似地,通过对拟合多项式的回归系数进行显著性分析,计算得到了每个回归系数对应的 t 值和 P 值,各项系数显著性检验结果如表8所示。

表 8 响应值 Y_2 的多元回归模型因子显著性检验
Tab.8 Factors significance test of multiple regression model for response value Y_2

参数项	系数	标准差	t	P
常数	-27.960	29.721	-0.941	0.383
m_1	27.560	8.993	3.065	0.022
n_1	23.464	17.686	1.327	0.233
n_2	0.564	8.027	0.070	0.946
m_2	17.264	5.149	3.353	0.015
m_1^2	-1.920	0.868	-2.211	0.069
n_1^2	-18.194	7.236	-2.514	0.046
n_2^2	4.386	1.563	2.807	0.031
m_2^2	-2.383	0.520	-4.583	0.004
$m_1 n_1$	-4.050	2.363	-1.714	0.137
$m_1 n_2$	-3.050	1.246	-2.449	0.050
$m_1 m_2$	-0.720	0.764	-0.943	0.382
$n_1 n_2$	13.843	3.596	3.850	0.008
$n_1 m_2$	7.787	2.205	3.532	0.012
$n_2 m_2$	-1.816	1.010	-1.799	0.122

从表8可以看出,一次项 m_1 、 m_2 ,二次项 n_1^2 、 n_2^2 、 m_2^2 ,交叉项 $m_1 n_2$ 、 $n_1 n_2$ 、 $n_1 m_2$ 的 P 值小于0.05,说明这几项的系数在计算模型中呈较为显著的效果;而其中二次项 m_2^2 ,交叉项 $n_1 n_2$ 的 P 值小于0.01,说明这几项的系数在计算模型中呈极显著的效果。故在本研究考虑的4项因素中定转子进流间隙的外侧延伸段长度系数 m_1 和内侧延伸段长度系数 m_2 则是影响到全贯流泵装置出水通道出口断面流速均匀度的关键因素,其他两个因素对响应值 Y_2 的影响从大到小分别是外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧收缩段长度系数 n_2 。现考察外侧延伸段长度系数 m_1 和内侧延伸段长度系数 m_2 对泵装置出水通道出口断面流速均匀度的具体影响效应,计算结果如图7所示。

从图7可以发现,在本研究所选取的研究参数泵装置定转子进流间隙外侧延伸段长度系数 m_1 和内侧延伸段长度系数 m_2 的变化范围内存在某个特定值能使得出水通道出口断面流速均匀度达到最大值。考察该响应面的最优区域并经Origin软件微分计算,求得该最大值出现点为 $m_1 = 4.921$ 、 $m_2 = 3.655$ 处,预测此时出水通道出口断面流速均匀度将达到最大值88.80%。

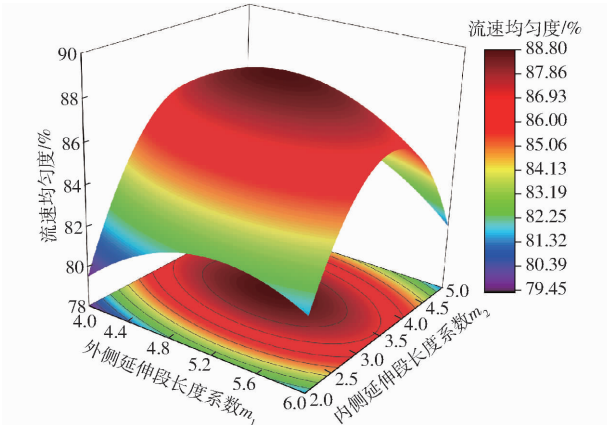


图 7 研究因素对出水通道出口断面流速均匀度影响效应图

Fig.7 Effect curves of research factors on velocity uniformity at outlet section of outlet channel

3.3 出水通道出口断面平均涡角

通过对试验结果进行多元二次回归分析,因变量平均涡角 Y_3 与自变量 m_1 、 n_1 、 n_2 、 m_2 之间的关系为

$$Y_3 = 67.978 - 2.182m_1 - 126.362n_1 - 39.301n_2 - 0.695m_2 + 0.19m_1^2 + 34.667n_1^2 + 6.148n_2^2 + 1.386m_2^2 + 7.65m_1n_1 + 6.2m_1n_2 - 4.125m_1m_2 - 7.083n_1n_2 + 16.008n_1m_2 + 0.774n_2m_2 \tag{6}$$

根据式(6)计算出水通道出口断面平均涡角预测值,计算结果如表9所示,同时对拟合模型进行方差分析,相关分析数据如表10所示。

表 9 平均涡角计算值和预测值对比
Tab.9 Comparison of average vortex angle of its calculated and predicted values of numerical model

试验序号	平均涡角/(°)		相对误差/%	试验序号	平均涡角/(°)		相对误差/%
	计算值	预测值			计算值	预测值	
1	-5.53	-5.53	0	12	-0.62	-0.77	19.48
2	-6.21	-6.44	3.57	13	-2.04	-2.55	20.00
3	-1.47	-1.36	8.09	14	-1.44	-1.62	11.11
4	-0.51	-0.70	27.14	15	-4.83	-4.25	13.65
5	-4.43	-4.12	7.52	16	-4.22	-4.09	3.18
6	-4.47	-4.24	5.42	17	-0.72	-0.54	33.33
7	-0.96	-1.07	10.28	18	-1.78	-1.90	6.32
8	-1.70	-1.51	12.58	19	-1.04	-0.90	15.56
9	-1.47	-1.78	17.42	20	-5.72	-6.30	9.21
10	-4.98	-4.47	11.41	21	-5.16	-5.04	2.38
11	-6.96	-7.09	1.83				

表 10 平均涡角模型方差分析(ANOVA)
Tab.10 Model analysis of variance of average vortex angle(ANOVA)

方差来源	自由度	平方和	均方	F	P
回归	14	91.418	6.530	22.115	0.001
残差	6	1.772	0.295		
总计	20	93.190			

对比数值模拟计算值和预测值,分析其离差程度,可以发现所有方案的预测值都与计算值较为接近,说明该拟合的多项式模型误差较小。从模型方差分析结果来看,模型 F 值为 22.115, P 值小于 0.01,说明该模型具有较高的可靠性。经计算,模型 R^2 大于 0.98,说明计算结果中只有不到 2% 的变化是不能被模型预测的,模型变异系数为 0.55,调整后的 R^2 在 0.94 左右,说明该模型能对试验参数作出可靠且有效的预测。为确定 4 个研究因子分别对响应值的影响程度,对拟合多项式的回归系数进行显著性分析,计算得到每个回归系数对应的 t 值和 P 值。各项系数的显著性检验结果如表 11 所示。

表 11 响应值 Y_3 的多元回归模型因子显著性检验

Tab. 11 Factors significance test of multiple regression model for response value Y_3

参数项	系数	标准差	t	P
常数	67.978	22.779	2.984	0.024
m_1	-2.182	6.892	-0.317	0.762
n_1	-126.362	13.555	-9.322	0.001
n_2	-39.301	6.152	-6.389	0.001
m_2	-0.695	3.946	-0.176	0.866
m_1^2	0.190	0.666	0.285	0.785
n_1^2	34.667	5.546	6.251	0.001
n_2^2	6.148	1.198	5.133	0.002
m_2^2	1.386	0.399	3.477	0.013
$m_1 n_1$	7.650	1.811	4.224	0.006
$m_1 n_2$	6.200	0.955	6.495	0.001
$m_1 m_2$	-4.125	0.585	-7.047	0.001
$n_1 n_2$	-7.083	2.756	-2.570	0.042
$n_1 m_2$	16.008	1.690	9.474	0.001
$n_2 m_2$	0.774	0.774	1.000	0.356

从表 11 可以看出,一次项 n_1 、 n_2 ,二次项 n_1^2 、 n_2^2 、 m_2^2 ,交叉项 $m_1 n_1$ 、 $m_1 n_2$ 、 $m_1 m_2$ 、 $n_1 n_2$ 、 $n_1 m_2$ 的 P 值小于 0.05,说明这几项的系数在计算模型中呈较为显著的效果;而其中一次项 n_1 、 n_2 ,二次项 n_1^2 、 n_2^2 ,交叉项 $m_1 n_1$ 、 $m_1 n_2$ 、 $m_1 m_2$ 、 $n_1 m_2$ 的 P 值小于 0.01,说明这几项的系数在计算模型中呈极显著效果。故在本研究考虑的 4 项因素中定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧收缩段长度系数 n_2 则是影响到全贯流泵装置出水通道出口断面平均涡角的关键因素,其他两个因素对响应值 Y_3 的影响从大到小分别是外侧延伸段长度系数 m_1 、内侧延伸段长度系数 m_2 。现考察定转子进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧收缩段长度系数 n_2 对泵装置出水通道出口断面平均涡角的具体影响效应,计算结果如图 8 所示。

从图 8 可以发现,在本研究所选取的研究参数

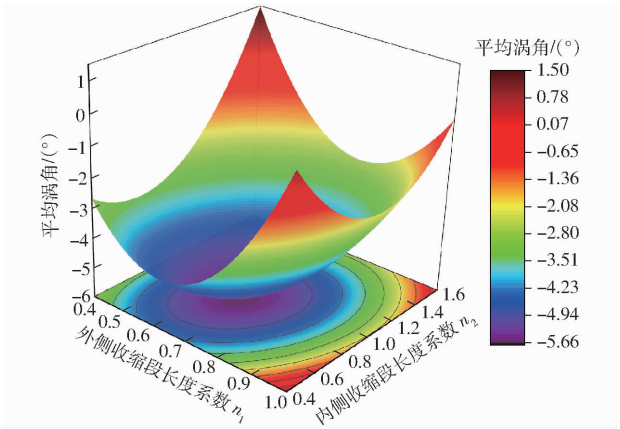


图 8 研究因素对出水通道出口断面平均涡角影响效应图

Fig. 8 Effect curves of research factors on average vortex angle at outlet section of outlet channel

进流间隙外侧收缩段长度系数 n_1 、内侧收缩段长度系数 n_2 的变化范围内,当两个研究参数均取到极端点时,出水通道出口断面的平均涡角相对较小;而当两个研究参数分别取值为 0.661、0.853 时,经 Origin 软件微分计算,此时出水通道出口断面的平均涡角达到绝对值最大,即平均涡角 -5.66° 。故当以出水通道出口断面平均涡角为优化指标时,取出水通道出口断面的最优平均涡角为 0° 作为指标,为求得此时的研究变量最优值,在图 8 响应面上平均涡角 0° 的位置进行平面投影,如图 9 所示。

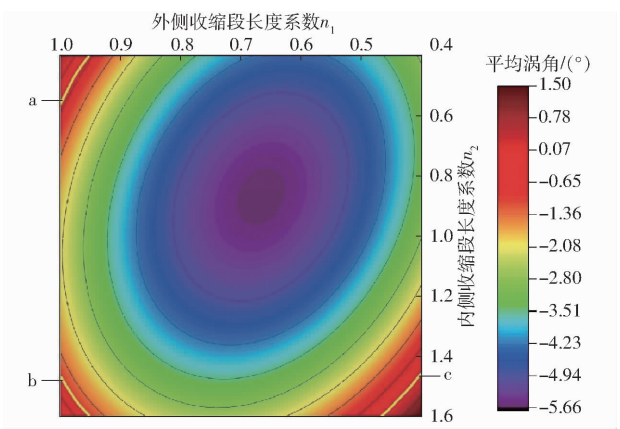


图 9 平均涡角响应面 0° 投影面

Fig. 9 0° projection surface of average vortex angle response surface

根据不同涡角的色系分布,在图 9 中标出 0° 涡角的 n_1 - n_2 关系分布线,其可分为 a、b、c 共 3 段,当外侧收缩段长度系数 n_1 和内侧收缩段长度系数 n_2 满足一定函数关系,即处于图中所示的 3 段线上时,出水通道出口断面的平均涡角预测能达到 0° 。而当以泵装置整体运行效率为指标对进流间隙优化时,其优化结果为当外侧收缩段长度系数 n_1 为 0.624 时,泵装置整体运行效率达到最佳。综合考

虑,当以出水流道出口断面平均涡角为优化指标时,为不影响泵装置整体运行效率优化,仍取 n_1 为 0.624,此时根据图 9,取 n_2 为 1.6,预测此时出水流道出口断面平均涡角为 -0.44° 。

3.4 多目标方案优选结果

由于优化参数 m_1 、 m_2 、 n_1 、 n_2 是对应研究因素 x_1 、 x_2 、 t_1 、 t_2 的无量纲转化,故当考虑泵装置整体运行效率为优化指标,定转子进流间隙外侧收缩段长度 x_1 是关键影响因素,当其取定为 $0.624r$ 时,泵装置整体运行效率最高;考虑出水流道出口断面轴向流速均匀度为优化指标时,此时外侧延伸段长度 t_1 和内侧延伸段长度 t_2 则关键影响因素,当其分别取定为 $4.921r$ 和 $3.655r$ 时,出水流道出口断面轴向流速均匀度最高;考虑出水流道出口断面平均涡角为优化指标时,这种情况下外侧收缩段长度 x_1 和内侧收缩段长度 x_2 则是关键影响因素,为兼顾泵装置整体运行效率优化,取 x_1 为 $0.624r$, x_2 为 $1.6r$ 。综合 3 个研究指标,最终优化方案为:定转子进流间隙外侧延伸段长度 t_1 为 $4.921r$,外侧收缩段长度 x_1 为 $0.624r$,内侧延伸段长度 t_2 为 $3.655r$,内侧收缩段长度 x_2 为 $1.6r$ 。

4 方案验证

为验证本研究基于 DM 设计的响应面法优化结果的准确性,分别通过数值模拟和物理模型试验进行分析验证,研究模型为应用本研究优化的定转子进、出流间隙设计的全贯流泵装置和安装普通直角式光滑外圈的常规泵装置,分析并对比其外部特性和水力特性。

4.1 泵装置能量特性

采用数值模拟和物理模型试验分别研究优化的全贯流泵装置定转子进、出流间隙设计结构条件下的装置外特性。取 $0.5Q_{des}$ 、 $0.6Q_{des}$ 、 $0.7Q_{des}$ 、 $0.8Q_{des}$ 、 $0.9Q_{des}$ 、 Q_{des} 、 $1.1Q_{des}$ 、 $1.2Q_{des}$ 为特征工况,分别对以上 8 个工况下的泵装置内部流场进行数值模拟和物理模型试验,计算其在对应流量工况下的扬程及效率。同时通过整理模型试验原始数据,采用等效率原则^[20]将其转换为原型装置能量特性数据并绘制成曲线和数值模拟计算结果进行对比,如图 10 所示。

从图 10 可以看出,经 DM 响应面法优化后的定转子进、出流间隙在应用于泵装置后,装置性能曲线较为光滑,且相较于常规泵,整体上有较为明显的提升。其扬程性能较常规泵方案有将近 10.3% 的提升,且由于出水流道的流态得到了很大的改善,装置效率在高效区时的优化效果较为显著,效率差值最

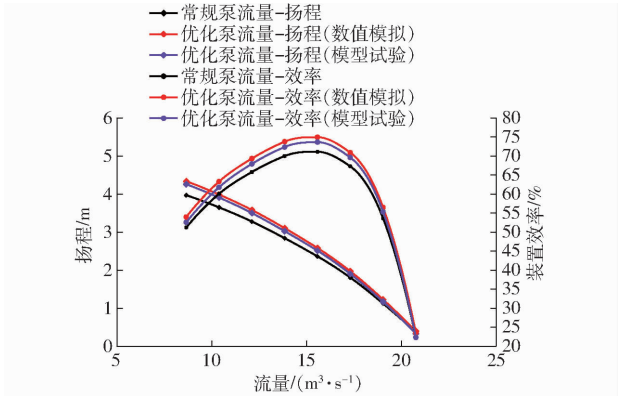


图 10 进、出流间隙优化方案下的全贯流泵装置性能曲线
Fig. 10 Performance curves of full cross-flow pump unit with optimized inflow and outflow clearance schemes

大值达到 5.2%。由此可以发现经 DM 响应面法优化后的定转子进、出流间隙设计方案具有一定的可靠性。

对比数值模拟和物理模型试验结果,发现经数值模拟计算的泵装置扬程较模型试验的扬程高 0.06~0.08 m,效率高 1.2~1.4 个百分点,其原因主要是物理模型试验制作的模型装置存在一定的粗糙系数,使得模型泵装置在运行时存在着一定的水头损失,然而在数值模拟计算时将泵段、导叶以及进、出水流道的壁面均设置为了光滑壁面,从而导致了其扬程数据计算结果略大于物理模型试验的扬程数据测量结果。而效率误差产生的主要原因则是在计算物理模型试验的装置效率结果时未考虑其装置空载,使其存在 1.2~1.4 个百分点的误差。

4.2 泵装置内流特性

为进一步验证本研究设计优化的定转子进、出流间隙方案的合理性,对其应用于全贯流泵装置后的水泵内流特性进行分析,泵装置叶轮室及其前后周围的平面流场图如图 11 所示。

从图 11 中可以发现,由于进、出流间隙宽度较大,在间隙内不可避免地产生了漩涡现象,叶轮室出口侧的间隙回流以约 1.2 m/s 的径向速度进入定转子间隙,叶轮室进口端处射出的间隙回流其径向流速约为 1.5 m/s,但由于受到进、出流间隙结构约束,该漩涡区域整体被控制在间隙内部发生,未对叶轮室内主流区域的流态产生较大影响,使得主流区域的流线仍较为平顺。

图 12 为叶片压力面和吸力面的压力及流线分布图,从图中可以发现优化方案下的叶轮压力面进水端轮缘侧局部扇形高压区面积远小于常规泵,说明在水泵叶轮室的进水端靠近轮缘侧由于间隙流进、出流间隙结构得到了优化,其主流区域受间隙流的影响大幅度减小,从而导致其行进路线与叶片角

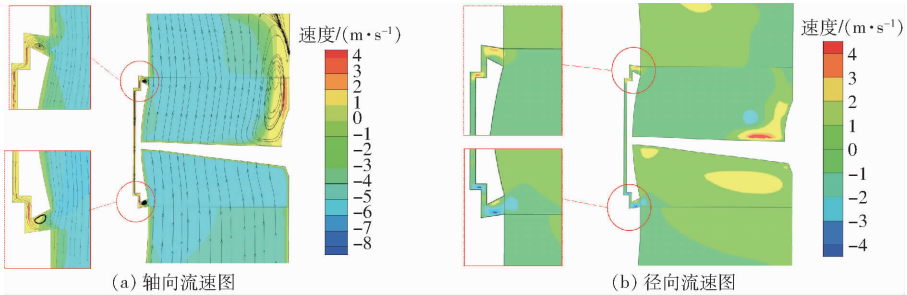


图 11 定转子进、出流间隙优化方案下的泵装置叶轮室流场图

Fig. 11 Flow field diagrams of impeller chamber of pump unit under optimized scheme of inflow and outflow clearance between stator and rotor

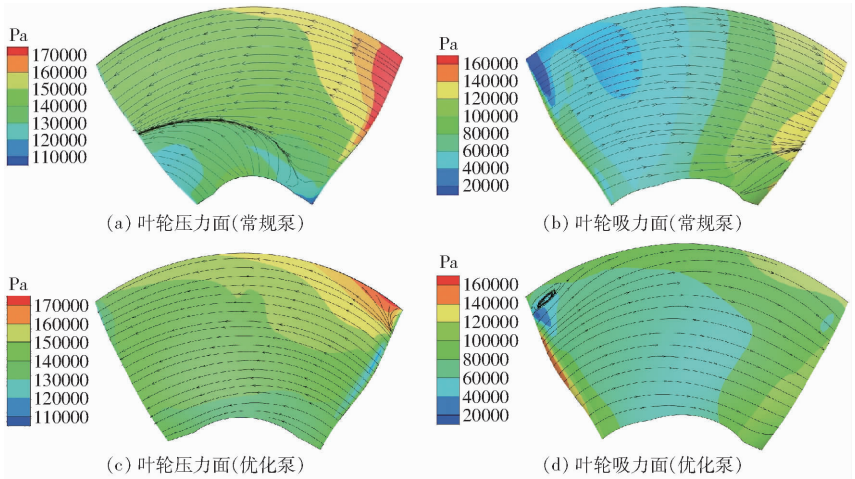


图 12 叶片压力面和吸力面的压力及流线分布图

Fig. 12 Pressure and suction surfaces of blade and flow line distribution

度的贴合得到了改善并在一定程度上减少了其与叶轮之间的撞击入流现象,使得叶轮室进水端靠近轮毂侧叶片的能量损耗大幅度降低。在叶轮的吸力面上,优化方案下的叶轮进水侧局部低压区面积依旧远小于常规泵,说明在叶轮实际工作时,该区域的汽蚀现象也得到了改善。

同样地通过数值模拟计算,发现经 DM 响应面法优化后的定转子进、出流间隙在应用于泵装置

后其出水流动出口断面轴向流速均匀度能达到 88.81%,较常规泵有将近 11.2% 的提升,出水流动出口断面平均涡角为 -0.42° 。结合图 13 能够说明本研究设计的定转子进、出流间隙结构能通过减小间隙流对全贯流泵装置叶轮室内主流流态的扰动,降低导叶体的出口环量,从而改善泵装置的出流情况,使得水流能够以一个相对平顺的流态进入出水流动。

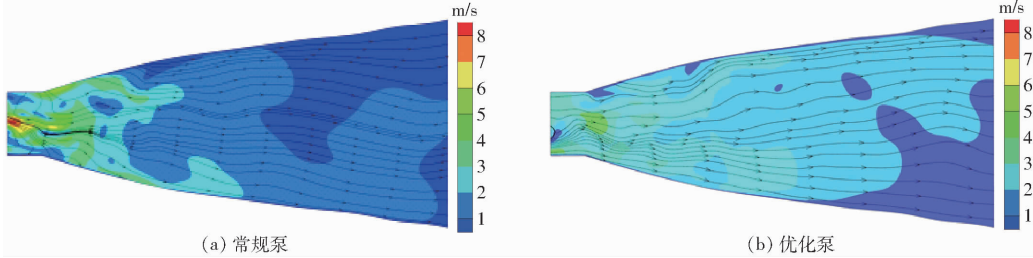


图 13 出水流动中层断面流场图

Fig. 13 Flow field diagrams of characteristic section of outflow channel

5 结论

(1)考虑以全贯流泵装置整体运行效率为研究指标,定转子进流间隙外侧收缩段长度 x_1 是关键因素,内侧延伸段长度 t_2 、外侧延伸段长度 t_1 、内侧收缩段长度 x_2 均为次要因素;考虑以出水流动出口断

面流速均匀度为研究指标,定转子进、出流间隙外侧延伸段长度 t_1 和内侧延伸段长度 t_2 是关键因素,而外侧收缩段长度 x_1 和内侧收缩段长度 x_2 则均为次要因素。考虑以出水流动出口断面平均涡角为研究指标,外定转子进、出流间隙外侧收缩段长度 x_1 和内侧收缩段长度 x_2 是关键因素,而外侧延伸段长度

t_1 和内侧延伸段长度 t_2 均为次要因素。

(2) 经数值模拟对应用了优化后的定转子进、出流间隙结构设计的泵装置外特性及内流特性进行验证分析, 确定最终优化方案为: 外侧延伸段长度 t_1 为 $4.921r$, 外侧收缩段长度 x_1 为 $0.624r$, 内侧延伸段长度 t_2 为 $3.655r$, 内侧收缩段长度 x_2 为 $1.6r$, 从而实现全贯流泵装置整体运行效率、出水流动出口断面流速均匀度、出水流动出口断面平均涡角整体最优。

(3) 经 DM 响应面法优化后的定转子进、出流

间隙在应用于全贯流泵装置后, 装置性能曲线较为光滑且相较于常规泵, 整体上有较为明显的提升。其扬程性能较常规泵方案有约 10.3% 的提升, 且由于出水流道的流态得到了很大的改善, 装置效率在高效区时的优化效果较为显著, 效率差值最大值达到 5.2%。同时该定转子进、出流间隙结构能通过减小间隙流对全贯流泵装置叶轮室内主流流态的扰动, 降低导叶体的出口环量, 从而改善泵装置的出流情况, 使得水流能够以一个相对平顺的流态进入出水流动道。

参 考 文 献

[1] SHI Lijian, ZHANG Wenpeng, JIAO Haifeng, et al. Numerical simulation and experimental study on the comparison of the hydraulic characteristics of an axial-flow pump and a full tubular pump[J]. Renewable Energy, 2020, 153: 1455 – 1464.

[2] SHIRAZI A T, NAZARI M R, MANSHADI M D. Numerical and experimental investigation of the fluid flow on a full-scale pump jet thruster[J]. Ocean Engineering, 2019, 182: 527 – 539.

[3] CHAN A M C, KAWAJI M, NAKAMURA H, et al. Experimental study of two-phase pump performance using a full size nuclear reactor pump[J]. Nuclear Engineering and Design, 1999, 193(1 – 2): 159 – 172.

[4] HE L Y, WANG Z W, KUROSAWA S, et al. Resonance investigation of pump-turbine during startup process[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, 22(3): 032024.

[5] WANG C L, ZHAO C L, ZHANG T F, et al. The numerical simulation of full flow field of Roto – Jet pump and analysis of energy losses[J]. Advanced Materials Research, 2012, 562: 1369 – 1372.

[6] 徐道帆. 基于 Maxwell 的全贯流泵电机特性研究与优化设计[D]. 扬州: 扬州大学, 2022.

XU Xiaofan. Research and optimization design of motor characteristics of full-flow pump based on Maxwell [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2022. (in Chinese)

[7] SHI Lijian, YUAN Yao, JIAO Haifeng, et al. Numerical investigation and experiment on pressure pulsation characteristics in a full tubular pump[J]. Renewable Energy, 2021, 163: 987 – 1000.

[8] 焦海峰, 陈正国, 王文, 等. 全贯流泵在停机过渡过程中的水力特性研究[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 236 – 245.

JIAO Haifeng, CHEN Zhengguo, WANG Wen, et al. Hydraulic characteristics of motor-pump during shutdown transition process[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 236 – 245. (in Chinese)

[9] SHI Lijian, ZHU Jun, WANG Lin, et al. Comparative analysis of strength and modal characteristics of a full tubular pump and an axial flow pump impellers based on fluid-structure interaction[J]. Energies, 2021, 14(19): 6395.

[10] MOAZAMI N, FUKAMACHI K, KOBAYASHI M, et al. Axial and centrifugal continuous-flow rotary pumps: a translation from pump mechanics to clinical practice[J]. The Journal of Heart and Lung Transplantation, 2013, 32(1): 1 – 11.

[11] RÜTHER N, OLSEN N R B. Modelling free-forming meander evolution in a laboratory channel using three-dimensional computational fluid dynamics[J]. Geomorphology, 2007, 89(3 – 4): 308 – 319.

[12] HONKONEN J, NALIMOV M Y. Two-parameter expansion in the renormalization-group analysis of turbulence[J]. Zeitschrift für Physik B Condensed Matter, 1995, 99: 297 – 303.

[13] LANDER B E, SPALDING D B. The numerical computation of turbulent flows [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974(2): 269 – 289.

[14] 阎超, 于剑, 徐晶磊, 等. CFD 模拟方法的发展成就与展望[J]. 力学进展, 2011, 41(5): 562 – 589.

YAN Chao, YU Jian, XU Jinglei, et al. On the achievements and prospects for the methods of computational fluid dynamics [J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 562 – 589. (in Chinese)

[15] VARESI E, GAUVRIT J Y, LONGERAY R, et al. Central composite design in the chiral analysis of amphetamines by capillary electrophoresis[J]. Electrophoresis, 1997, 18(6): 931 – 937.

[16] PROCHAZKA S, MULHOLLAND M, LLOYD-JONES A. Optimisation for the separation of the oligosaccharide, sodium Pentosan Polysulfate by reverse polarity capillary zone electrophoresis using a central composite design [J]. Journal of Pharmaceutical & Biomedical Analysis, 2003, 31(1): 133 – 141.

[17] BOX G E P, BEHNKEN D W. Some new three level designs for the study of quantitative variables[J]. Technometrics, 1960, 2(4): 455 – 475.

[18] DOEHLERT D H. Uniform shell designs[J]. Journal of the Royal Statistical Society: Series C (Applied Statistics), 1970, 19(3): 231 – 239.

[19] YING Z, SEBERRY J, XIA T, et al. Construction of amicable orthogonal designs of quaternions[J]. Australas. J. Comb., 2009, 44: 19 – 35.

[20] 陆伟刚, 严登丰, 甄峰. 水泵及泵装置效率换算方法[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(6): 677 – 682, 689.

LU Weigang, YAN Dengfeng, ZHEN Feng. Efficiency scaling method for pumps and their systems[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(6): 677 – 682, 689. (in Chinese)