doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.08.017

轴流泵装置反转水动力特性研究

张校文[1]　汤方平[1]　张文鹏[2]　石丽建[1]　葛恒军[3]　袁海霞[4]

(1. 扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225009; 2. 济宁市水利事业发展中心, 济宁 272002;
3. 扬州市勘测设计研究院有限公司, 扬州 225009; 4. 华设设计集团股份有限公司, 扬州 225009)

摘要: 为了探究轴流泵装置反转运行条件下的水动力特性,采用试验测量结合数值模拟的方法,对某配有常规单向叶轮的轴流泵装置的反转运行特性进行了研究,分析了轴流泵装置包括反水泵工况、反向发电工况的能量特性和内流特性。结果表明,应用单向叶轮的轴流泵装置进行反转抽水的扬程和效率均较低,高效点的扬程仅为常规泵工况高效点扬程的 0.38 倍,高效点的效率仅为常规泵工况的 0.55 倍。反水泵工况下的压力脉动信号成分较为复杂,泵装置出水流道的流态较差,不同流量工况下的叶片非工作面均存在较大范围的回流区。反向发电工况下,最高效率点向大流量偏移,出现在 Q_d = 1.63 流量工况,高效区的范围明显增大,达到了泵工况的 1.53 倍,在大流量工况下仍能维持较高水平的水力效率。反向发电工况下水泵叶片非工作面的极限流线较为平顺,叶片工作面的压力梯度分布较为均匀。研究成果为特殊利用条件下的轴流泵装置的安全稳定运行提供了参考。

关键词: 轴流泵装置; 反转特性; 反水泵工况; 反向发电工况

中图分类号: TV675; S227.9⁺2　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2022)08-0163-10　　**OSID**:

Reversal Hydrodynamic Characteristics of Axial Flow Pump System

ZHANG Xiaowen[1]　TANG Fangping[1]　ZHANG Wenpeng[2]　SHI Lijian[1]　GE Hengjun[3]　YUAN Haixia[4]

(1. *College of Water Science and Engineering*, *Yangzhou University*, *Yangzhou* 225009, *China*
2. *Jining Water Conservancy Development Center*, *Jining* 272002, *China*
3. *Yangzhou Survey and Design Institute Co., Ltd.*, *Yangzhou* 225009, *China*
4. *Huashe Design Group Co., Ltd.*, *Yangzhou* 225009, *China*)

Abstract: In order to explore the hydrodynamic characteristics of axial flow pump device under reverse operation condition, the reverse operation characteristics of an axial flow pump device with conventional one-way impeller were studied by experimental measurement combined with numerical simulation. The energy characteristics and internal flow characteristics of the axial flow pump device, including the reverse pump condition and the reverse power generation condition were analyzed. The results showed that the head and efficiency of reverse pumping by axial flow pump device with one-way impeller were low. The head at high efficiency point was 0.38 times of that at high efficiency point under conventional pump condition, and the efficiency at high efficiency point was 0.55 times of that under conventional pump condition. The pressure pulsation signal component under the reverse pump condition was relatively complex, and the flow pattern of the outlet channel of the pump device was poor. There was a large range of recirculation zone in the non-working face of the blade under different flow conditions. Under the reverse power generation condition, the maximum efficiency point shifted to the large flow rate, which appeared at the Q_d = 1.63 flow rate condition. The range of the high efficiency zone was increased significantly, reaching 1.53 times of the pump condition, and it can still maintain a high level of hydraulic efficiency under the large flow rate condition. Under the condition of reverse power generation, the limiting current line of non-working face of pump blade was relatively smooth, and the pressure gradient distribution of blade working face was relatively uniform. The research results can provide a reference for the safe and stable operation of axial flow pump device under special utilization conditions.

Key words: axial flow pump device; reverse characteristic; reverse pump condition; reverse power generation condition

收稿日期: 2021-10-04　修回日期: 2021-11-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155)、江苏省自然科学基金项目(BK20190914)和江苏省高校优势学科建设项目(PAPD)

作者简介: 张校文(1996—),男,博士生,主要从事轴流泵及其系统全特性和过渡过程研究,E-mail: a1016468342@126.com

通信作者: 汤方平(1964—),男,教授,主要从事水力机械内流特性理论与应用研究,E-mail: tangfp@yzu.edu.cn

0 引言

大中型泵站大多为轴流泵站,轴流泵与大多数水力机械一样为可逆式机械[1-3],可正反双向运行。轴流泵站在反向运行时,既可发挥反向抽水的作用,又可以利用余水进行反向发电。因此,针对轴流泵装置反转运行特性的研究具有重要意义。

国内外学者对水力机械包括水泵的反转特性已进行了一些探索,取得的成果主要集中在泵反转作透平特性上[4-7]。文献[8]采用数值模拟结合试验的方法分析了某离心泵透平模式和泵模式的差异,发现计算流体动力学方法可以较好地预测泵的透平性能。文献[9]采用数值计算的方法研究了某离心泵的反转能量特性,指出离心泵反转作透平时能够高效稳定运行,但效率低于常规水轮机。文献[10]对某离心泵透平工况下的噪声进行了试验测量,发现泵作透平在小流量工况下的频谱不仅包含特征频率,还包含低频的宽带谱。文献[11]研究了不同比转数的工业用泵的透平特性,发现在泵模式下,效率具有典型的“钟形”,而在透平工况下,其轮廓类似于混流式水轮机。

目前,针对轴流泵尤其是轴流泵装置反转特性的研究报道极为少见。文献[12]采用数值计算的手段研究了某化工用轴流泵反转作液力透平的能量特性,发现合适的叶片数和叶顶间隙有助于提高泵作透平的效率。文献[13]采用单向流固耦合的方法,对某立式轴流泵装置反向发电工况下的叶片应力进行了计算,发现反向发电条件下叶片的最大应力和应变比泵模式下高 20%。

本文采用试验测量结合数值模拟的方法,对某配有常规单向叶轮的轴流泵装置反转运行特性进行研究,旨在揭示轴流泵装置反转运行时的能量特性与内流特性,为反转运行条件下轴流泵装置的安全稳定运行提供参考。

1 研究对象

本次试验选用的轴流泵水力模型如图 1 所示,该水力模型的主要几何参数:叶轮直径 D 为 300 mm,叶顶间隙 0.15 mm,叶片数 Z_1 为 3,导叶叶片数 Z_2 为 5,比转数 n_s 为 1 179。模型泵装置三维结构示意图如图 2 所示。

2 试验装置及流程

试验在扬州大学江苏省水利动力工程重点实验室的高精度水力机械试验台上进行。试验台为立式封闭循环系统,试验装置如图 3 所示,包括进水箱、压力出水箱、稳压整流筒、电磁流量计、控制闸阀等。



(a) 叶轮 (b) 导叶

图 1 轴流泵水力模型

Fig. 1 Hydraulic models of axial flow pump

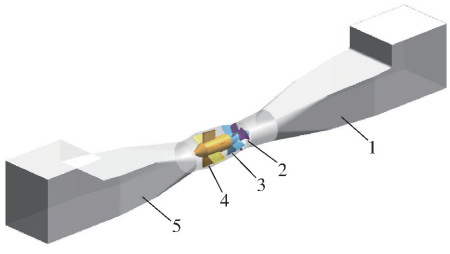


图 2 模型泵装置三维结构示意图

Fig. 2 Three dimensional structure diagram of model pump device

1. 进水流道 2. 叶轮 3. 导叶 4. 支撑件 5. 出水流道

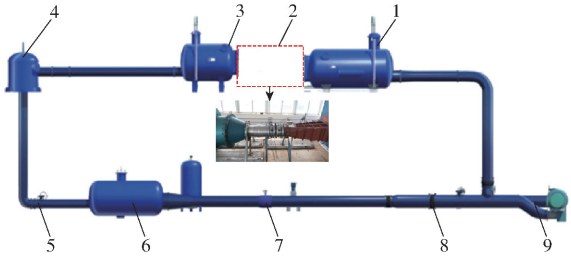


图 3 试验装置图

Fig. 3 Diagram of test device

1. 进水箱 2. 受试泵装置及驱动电机 3. 压力出水箱 4. 分叉水箱 5. 工况调节闸阀 6. 稳压整流筒 7. 电磁流量计 8. 系统正反向运行控制闸阀 9. 辅助泵机组

反水泵工况与反向发电工况均需调整系统正反向运行控制闸阀及水泵旋转方向,使整个泵系统反向运行。试验中首先进行反水泵工况的试验,对反转运行的泵系统进行能量特性测试和压力脉动试验。完成反水泵工况测试后,调整测压管方向,利用辅助泵继续增加试验流量,此时水泵转矩将逐渐呈现负值,功率自水泵传入动力机,泵系统进入反向发电工况,对反向发电工况的泵系统进行能量特性测试和压力脉动试验。试验测量系统的主要仪器包括差压变送器、电磁流量计、转速转矩传感器、绝对压力变送器,其中外特性试验系统主要仪器如表 1 所示。试验过程严格参照《水泵模型及装置模型验收试验规程》的要求进行。本次试验选择在反转运行时的出水段(监测点 P1)、叶轮进口(监测点 P2)、叶

轮中部(监测点 P3)、叶轮出口(监测点 P4)、导叶出口(监测点 P5、P6、P7)、反转运行时的进水段(监测点 P8)共布置 8 个压力脉动测点,如图 4 所示。压力脉动测试中叶轮区监测点(P2、P3、P4)传感器的采样频率为 3 kHz,其余监测点传感器的采样频率为 1 kHz,输出电压 0 ~ 5 V,准确度等级为 0.1%。

表 1　外特性试验系统主要仪器

Tab. 1　Main instruments of external characteristic test system

测量项目	仪器名称	仪器型号	仪器量程/规格	标定精度/%
扬程	差压变送器	EJA 110A	0 ~ 200 kPa	±0.10
流量	电磁流量计	E - mag	DN400 mm	±0.20
扭矩	扭矩仪	JW - 3	200 N·m	±0.15
转速	转速转矩传感器	JC	0 ~ 10 000 r/min	±0.15

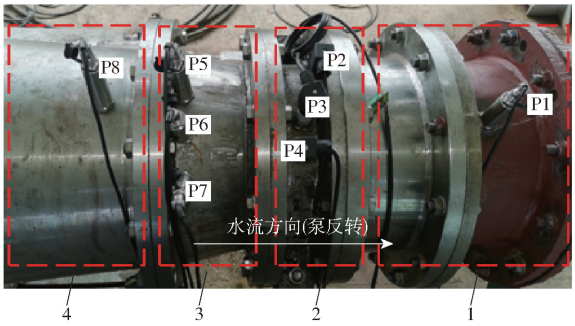


图 4　压力脉动测点布置

Fig. 4　Layout of pressure fluctuation measuring points

1. 出水段(泵反转)　2. 叶轮段　3. 导叶段　4. 进水段(泵反转)

3　试验结果与分析

3.1　能量特性测试结果

本次试验的转速为 1 000 r/min,试验工况包括常规水泵工况、反水泵工况、反向发电工况。图 5 给出了轴流泵装置在不同运行条件下的性能曲线,对流量 Q 进行了无量纲处理,无量纲流量 Q_d 的计算公式为

$$Q_d = \frac{Q_i}{Q_{des}} \tag{1}$$

式中　Q_i——第 i 个工况时泵装置流量

Q_{des}——水泵设计工况点对应的泵装置流量

由图 5 可以看出,当轴流泵装置反转运行,反水泵工况的扬程明显小于常规泵工况的扬程,但扬程曲线的变化趋势与常规水泵工况基本一致。反水泵工况效率曲线上升段的斜率明显小于泵工况,水泵可运行的流量范围和高效区的范围也明显较窄。当泵装置进入反向发电工况,泵装置的扬程随着流量的增大逐渐上升。反向发电工况效率曲线上升段的斜率大于泵工况,发电工况的流量范围和高效区的

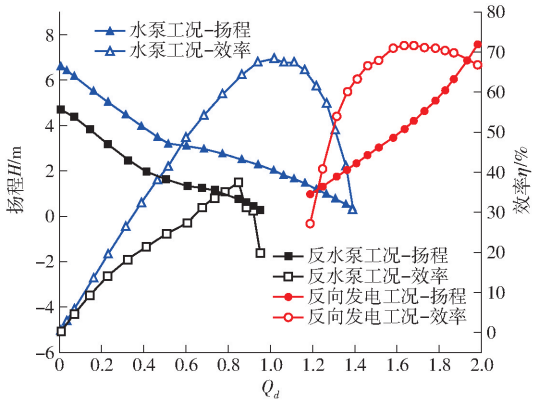


图 5　轴流泵装置试验性能曲线

Fig. 5　Test performance curves of axial flow pump device

范围明显较宽,在大流量工况下仍能保持较高的水力效率。

表 2 给出了泵装置反转运行最高效率点的外特性参数。由表 2 可以看出,泵工况试验的最高效率点位于 $Q_d = 1.00$ 流量工况,此时泵装置的效率为 68.39%,扬程为 2.01 m,轴功率为 5.94 kW。反转性能试验中,反水泵工况的最高效率点位于 $Q_d = 0.85$ 流量工况,此时泵装置的效率为 37.46%,扬程为 0.76 m,轴功率为 3.88 kW。反向发电工况的最高效率点位于 $Q_d = 1.63$ 流量工况,此时泵装置的效率为 71.69%,扬程为 3.85 m,轴功率为 8.92 kW。

表 2　泵装置反转运行最高效率点的外特性参数

Tab. 2　External characteristic parameters of pump device at the highest efficiency point of reverse operation

运行条件	Q_d	扬程 H/m	轴功率 N/kW	效率 η/%
泵工况	1.00	2.01	5.94	68.39
反水泵工况	0.85	0.76	3.88	37.46
反向发电工况	1.63	3.85	8.92	71.69

为了更加直观地对比泵工况与反水泵工况及反向发电工况的外特性参数,引入换算系数的概念。将反水泵工况及反向发电工况下最优效率点的流量、扬程、效率、高效区(以最高效率点下降 5% 为限)分别与泵工况下相应值作比,得到流量、扬程、效率、高效区流量范围换算系数,分别如下:

流量换算系数

$$K_q = \frac{Q_i}{Q_p} \tag{2}$$

扬程换算系数

$$K_h = \frac{H_i}{H_p} \tag{3}$$

效率换算系数

$$K_\eta = \frac{\eta_i}{\eta_p} \tag{4}$$

高效区的流量范围换算系数

$$K=\frac{\Delta Q_i}{\Delta Q_p} \tag{5}$$

式中 Q_p、H_p、η_p、ΔQ_p——泵工况下最优效率点的流量、扬程、效率及泵工况下的高效区

H_i、η_i、ΔQ_i——反水泵与反向发电工况下最优效率点的扬程、效率及反水泵与反向发电工况的高效区

由表 3 可以看出,反水泵工况的最高效率点向小流量偏移,出现在 $Q_d=0.82$ 流量工况,高效点的扬程为泵工况高效点扬程的 0.38 倍,反水泵工况的最高效率仅为泵工况的 0.55 倍,高效区的范围仅为泵工况的 0.53 倍。这表明应用单向叶轮的轴流泵装置进行反向运行抽水的扬程和效率均较低。反向发电工况的最高效率点向大流量偏移,出现在 $Q_d=1.62$ 流量工况,高效点的扬程为泵工况高效点扬程的 1.92 倍,反向发电工况的最高效率略高于泵工况,高效区的范围明显较大,达到了泵工况的 1.53 倍,在大流量工况下效率仍能维持较高水平。这表明轴流泵装置反向发电的适用流量范围大于泵工况,运用于反向发电时的轴流泵装置性能良好。

表 3 反转运行的换算系数

Tab. 3 Conversion factors for reverse operation

工况	K_q	K_h	K_η	K
反水泵工况	0.85	0.38	0.55	0.53
反向发电工况	1.63	1.92	1.05	1.53

3.2 压力脉动信号分析

本文选取 4 个叶轮旋转周期(1 个叶轮旋转周期为 0.06 s)的试验数据,对轴流泵装置的压力脉动特性进行时域分析。同时,为了捕捉压力脉动信号的细节特征,使用快速傅里叶方法(FFT)对压力脉动信号进行变换。为消除静压等干扰,对瞬时压力进行无量纲处理,引入压力系数 C_p 表征压力脉动幅值,其公式为

$$C_p=\frac{p-\bar{p}}{0.5\rho u_2^2} \tag{6}$$

式中 p——瞬态压力

$\bar{p}$——平均压力

u_2——叶轮出口圆周速度

(1)反水泵工况

经泵装置反水泵工况的能量特性试验,发现反水泵工况的最高效率点为 $Q_d=0.82$ 流量工况,故本节选取高效点流量的 0.8 倍($Q_d=0.66$)、1.0 倍($Q_d=0.82$)、1.2 倍($Q_d=0.98$)这 3 个典型流量工况的试验数据,对反水泵工况下泵装置的压力脉动特性进行分析。

图 6 给出了反水泵工况各监测点的压力脉动时域图。由图 6 可知,由于叶轮为正向运行设计,当泵装置处于反水泵工况,泵内存在着严重的回流、旋涡等不稳定流动现象,各监测点的压力脉动信号相对复杂。在一个叶轮旋转周期内,反向运行时的叶轮进口监测点 P4 在不同流量工况下均能观察到明显的 3 个波峰和 3 个波谷。反向运行时的叶轮出口处监测点 P2 与叶轮中部监测点 P3 的主波峰与次波峰的差异较小,但仍可观察出 3 个主波峰和 3 个主波谷。监测点 P6 在一个叶轮旋转周期内,存在多个主波峰和主波谷。对比不同流量工况下各监测点的压力脉动,可以发现不同流量工况下,监测点 P2、P3 的每个主波峰均带有多个二次峰值,且二次峰值的出现无明显规律性。相比于监测点 P2、P3,监测点 P4 处的压力脉动周期性规律较好,压力脉动信号成分相对简单。

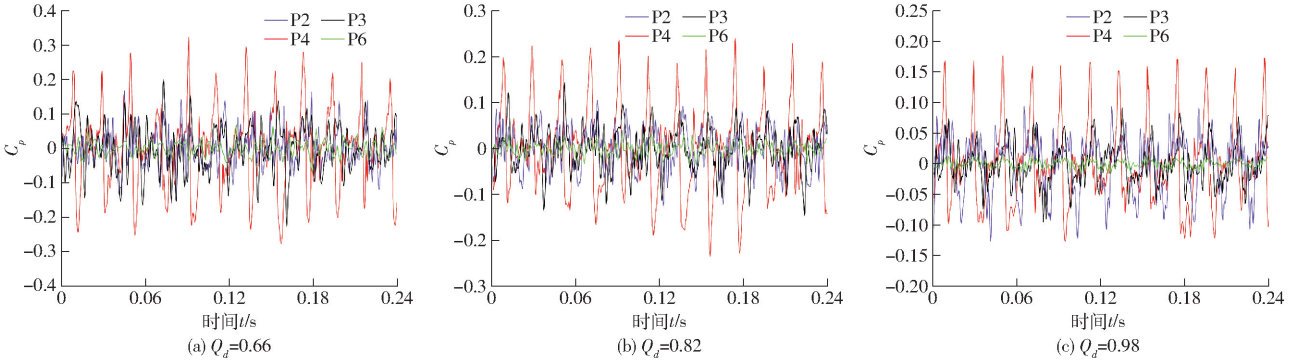
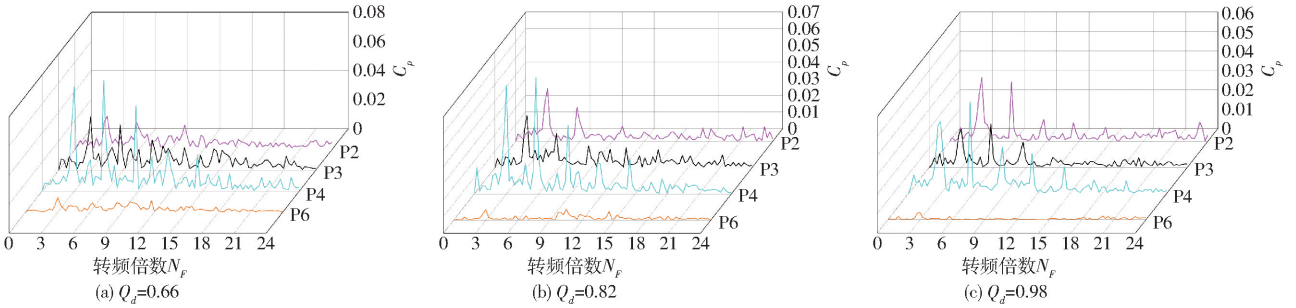


图 6 反水泵工况各监测点的压力脉动时域图

Fig. 6 Time domain diagrams of pressure pulsation at each monitoring point under working condition of reverse pump

图 7 给出了反水泵工况各监测点的压力脉动频域图。由图 7 可以看出,泵装置处于反水泵工况时,压力脉动信号成分较为复杂,各监测点的频带较宽,在高频区和低频区均存在较大的脉动量。叶轮区各

监测点低频信号以轴频及轴频的谐波成分为主。但是，叶轮区各监测点在不同流量工况下的压力脉动主频仍由叶频及叶频的高阶谐波主导。反向运行时的叶轮出口处监测点 P2 的压力脉动主频为叶频。反向运行时的叶轮进口处监测点 P4 的压力脉动主频为 2 倍叶频。叶轮中部监测点 P3 在 $Q_d=0.66$ 和 $Q_d=0.82$ 流量工况下的压力脉动主频为叶频，在 $Q_d=0.98$ 流量工况下的压力脉动主频为 2 倍叶频。监测点 P6 的压力脉动频谱中，信号成分较为简单，但在不同流量工况下仍能看出明显的叶频成分，显示了反水泵工况下叶轮作为一个脉动激励源对上游流场存在较大的影响[14-16]。



(a) Q_d=0.66　(b) Q_d=0.82　(c) Q_d=0.98

图 7　反水泵工况各监测点的压力脉动频域图

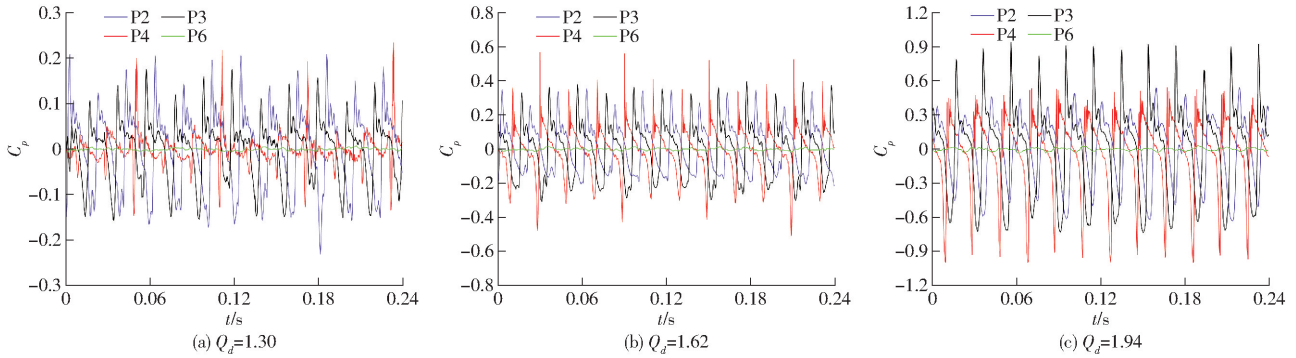
Fig. 7　Frequency domain diagrams of pressure pulsation at each monitoring point under working condition of reverse pump

(2)反向发电工况

经泵装置反向发电工况的能量特性试验，发现反向发电工况的最高效率点为 $Q_d=1.62$ 流量工况，故本节选取高效点流量的 0.8 倍($Q_d=1.30$)、1.0 倍($Q_d=1.62$)、1.2 倍($Q_d=1.94$)这 3 个典型流量工况的试验数据，对反向发电工况下泵装置的压力脉动特性进行分析。

图 8 给出了反向发电工况下各监测点的压力脉动时域图。由图 8 可知，当泵装置进入反向发电工况后，各监测点的压力脉动波形具有良好的规律性和周期性。在一个叶轮旋转周期内，叶轮区的监测点在不同流量工况下能观察出明显的 3 个波峰和 3 个波谷。相比于反水泵工况，各监测点的压力脉动系数有所增大，但压力脉动信号的成分明显较为简单。叶轮区监测点每个主波峰带有多个次波峰值的现象消失，反向发电工况下监测点次波峰的出现开始呈现出明显的规律性和周期性，每个主波峰带有固定的一个二次峰值。

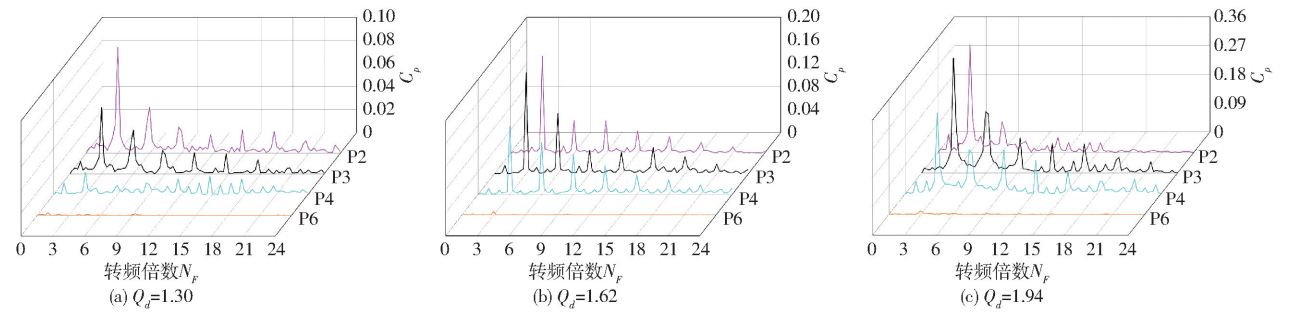
图 9 给出了反向发电工况下各监测点的压力脉动频域图。由图 9 可以看出，当泵装置处于反向发



(a) Q_d=1.30　(b) Q_d=1.62　(c) Q_d=1.94

图 8　反向发电工况各监测点的压力脉动时域图

Fig. 8　Time domain diagrams of pressure fluctuation at each monitoring point under reverse power generation condition



(a) Q_d=1.30　(b) Q_d=1.62　(c) Q_d=1.94

图 9　反向发电工况各监测点的压力脉动频域图

Fig. 9　Frequency domain diagrams of pressure fluctuation at each monitoring point under reverse power generation condition

电工况,叶轮区监测点在不同流量下的压力脉动主频均为叶轮的转动频率,次主频基本为 2 倍的叶轮转动频率。这显示了反向发电工况下叶轮区的压力脉动仍然受叶片数主导。监测点 P6 距离叶轮较远,受水泵旋转的影响相对较小,压力脉动幅值明显较小,但在 $Q_d=1.62$ 和 $Q_d=1.94$ 两个流量工况下,仍能观察到叶频成分。

4 数值计算

4.1 网格剖分

采用混合网格对轴流泵装置进行网格剖分,为保证网格尺寸的一致性,将计算域划分成为 5 部分,分别为进水流道、叶轮、导叶、灯泡体、出水流道。其中,对进水流道、叶轮、导叶、出水流道采用六面体结构化网格剖分,对灯泡体采用非结构网格剖分。为了保证数值计算结果的精度,叶轮、导叶的边壁处的网格进行加密处理。网格参数中 $y^{+[17-19]}$ 表示第 1 个网格节点到壁面的距离,本文计算域中的 y^+ 值均在 8.5 以内,可以保证第 1 层网格节点集中在固体壁面附近。本文共准备了 5 套网格进行网格无关性的评价,如表 4 所示。网格无关性的分析结果表明,当网格数大于 509 万时,随着网格数量的继续增加,泵装置的性能参数基本不变。综合考虑计算资源和计算精度的基础上,最终选择 626 万网格数进行本次数值计算,计算网格如图 10 所示。

表 4 网格独立性测试

Tab. 4 Grid independence test

网格数量	扬程/m	效率/%	扭矩/(N·m)
2.43×10^6	2.13	67.56	59.96
3.89×10^6	2.06	67.87	57.38
5.09×10^6	1.97	68.03	54.75
6.26×10^6	1.95	68.12	54.12
7.24×10^6	1.96	68.15	54.37

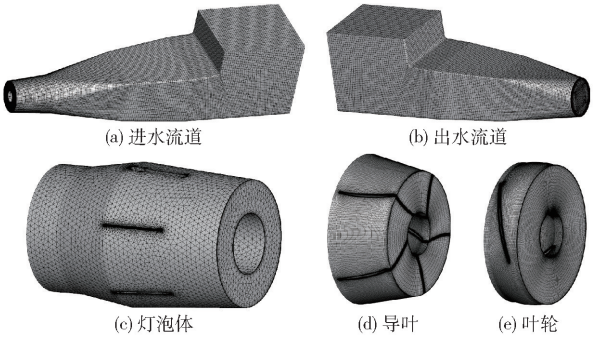


图 10 计算网格

Fig. 10 Calculation grids

4.2 数值方法与边界条件

本文采用商用流体计算软件 ANSYS CFX 进行本次数值计算,湍流模型选用 SST 湍流模型。本次数值计算在轴流泵装置的进出口处均添加延伸段。反水泵工况与反向发电工况下的系统均为反向运行,均需将常规泵工况下出水流道的出口壁面设置为进口壁面,将常规泵工况下进水流道的进口壁面设置为出口壁面,进口选择质量流量进口,出口设置为 opening 开放式出口,相对压力设置为 0 Pa(反水泵工况与反向发电工况除进口边界流量不同外,其余边界设置均相同)。对各过流部件采用无滑移假定。反向发电工况采用基于微元中心的有限体积法离散流动控制方程,对流项的离散选用高精度求解格式(High resolution),湍流项的离散也采用高精度求解格式。非定常数值计算中采用冻结转子的方法旋转叶轮和静止部件进行了仿真。瞬态计算中,对流项采用高精度求解格式,瞬态项采用 Second Order Backward Euler。本文的时间步长设置为 0.000 5 s,计算总时间为 0.48 s(8 个叶轮旋转周期),每个时间步的最大迭代步数为 20 步,收敛精度为 10^{-5}。瞬态计算中对一个叶轮旋转周期内的计算结果进行 120 次采集,相应的采样频率为 2 000 Hz,达到了叶轮旋转频率的 120 倍,平衡计算精度和计算成本并综合文献[18]的推荐,0.000 5 s 的时间步长足够且合理。

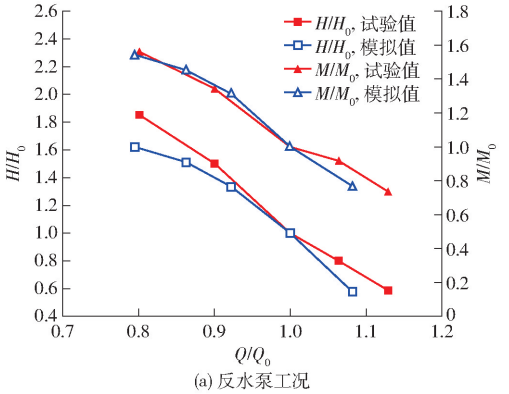
5 数值计算结果与分析

5.1 外特性对比

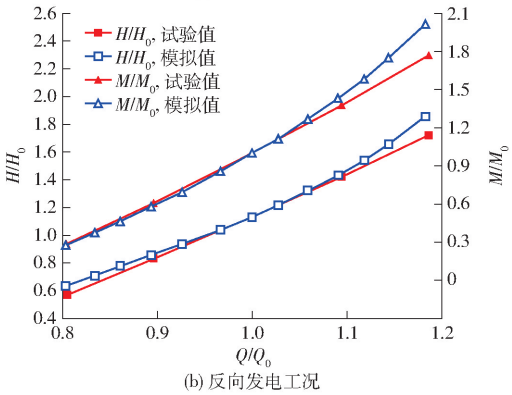
图 11 给出了泵装置扬程、扭矩的数值计算值与试验值的对比,图中 M 表示不同流量工况下的扭矩,H_0、Q_0、M_0 分别表示反转工况(反水泵工况及反向发电工况)最高效率点对应的扬程、流量、扭矩。由图 11 可以发现,在反水泵工况下,数值计算的性能曲线与试验的性能曲线在局部趋势的吻合度上较差,不同流量下的模拟值与试验值存在较明显的误差,但在总体趋势上大致相同。反向发电工况下,数值计算的性能曲线与试验的性能曲线在总体趋势上高度吻合,小流量工况与设计工况的模拟值与试验值误差较小,大流量工况下的误差较大。从总体趋势来看,本文采用的 CFD 数值格式(包括湍流模型、计算方法和边界条件等)得到的计算结果具有一定的可靠性,故本文利用数值模拟方法对轴流泵装置反转水动力学特性进行进一步的研究。

5.2 泵装置反转内流特性分析

图 12 给出了泵装置反转时的叶片表面压强分布,各分图左侧为工作面,右侧为非工作面。当泵装置处于反水泵工况,叶片工作面的压力分布不均匀,



(a) 反水泵工况



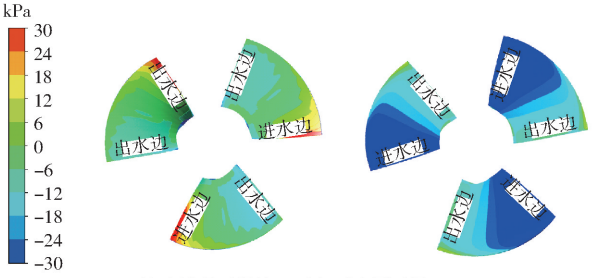
(b) 反向发电工况

图 11　泵装置外特性的数值计算值与试验值

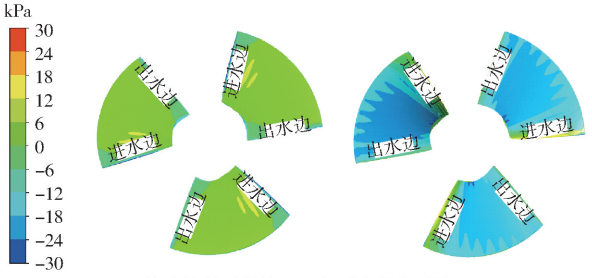
Fig. 11　Numerical calculation and test values of external characteristics of pump device

压力梯度较大，叶片反转时的进口边出现了小范围的高压区。非工作面的压力梯度分布相对较均匀，叶片的进口边至出口边压力逐渐增大。随着流量的逐渐增大，叶片非工作面的低压区的范围逐渐减小。当泵装置处于反向发电工况，叶片工作面在小流量工况下的压力分布较不均匀，叶片前缘与尾缘存在一定范围的低压区。叶片工作面在高效点工况下的压力梯度分布较为均匀，压力沿进口边至出口边逐渐减小。随着流量的增大，叶片工作面的高压区的范围扩大。在高效点工况与小流量工况下，叶片非工作面存在一定范围的不规则的低压区，在大流量工况下，叶片非工作面的压力梯度减小，压力分布趋向于均匀。

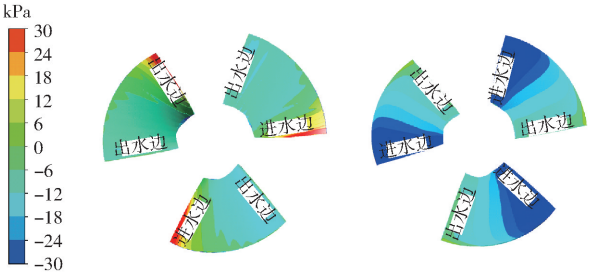
图 13 给出了泵装置反转时叶片非工作面的极限流线。由于该泵装置配备的叶轮为常规单向叶轮，故反水泵工况不同流量下的叶片非工作面均存在较大范围的回流区。随着流量的增大，进口冲角减小，相对液流角增大，泵内流动分离现象减弱，叶片前缘进口边与叶片尾缘靠近轮毂处的回流区均逐渐减小，在大流量工况下叶片尾缘靠近轮毂处已观察不到明显的回流。当泵装置处于反向发电工况，叶片非工作面尾缘存在小范围的偏



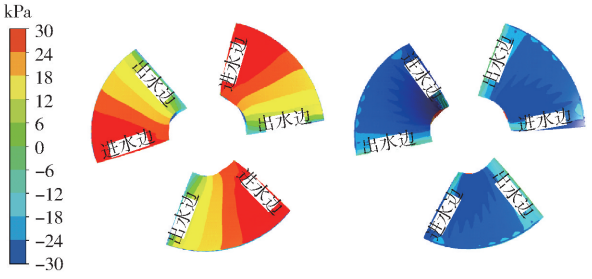
(a) 小流量工况(Q_d=0.66)，反水泵工况



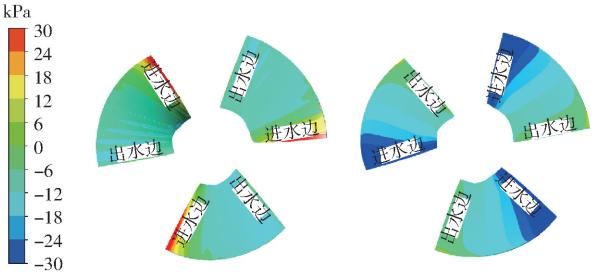
(b) 小流量工况(Q_d=1.30)，反向发电工况



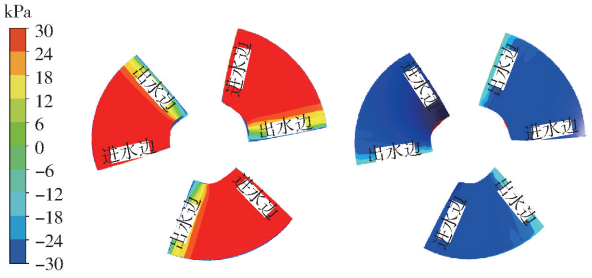
(c) 高效点工况(Q_d=0.82)，反水泵工况



(d) 高效点工况(Q_d=1.62)，反向发电工况



(e) 大流量工况(Q_d=0.98)，反水泵工况



(f) 大流量工况(Q_d=1.94)，反向发电工况

图 12　叶片表面压强分布

Fig. 12　Pressure distributions on blade surface

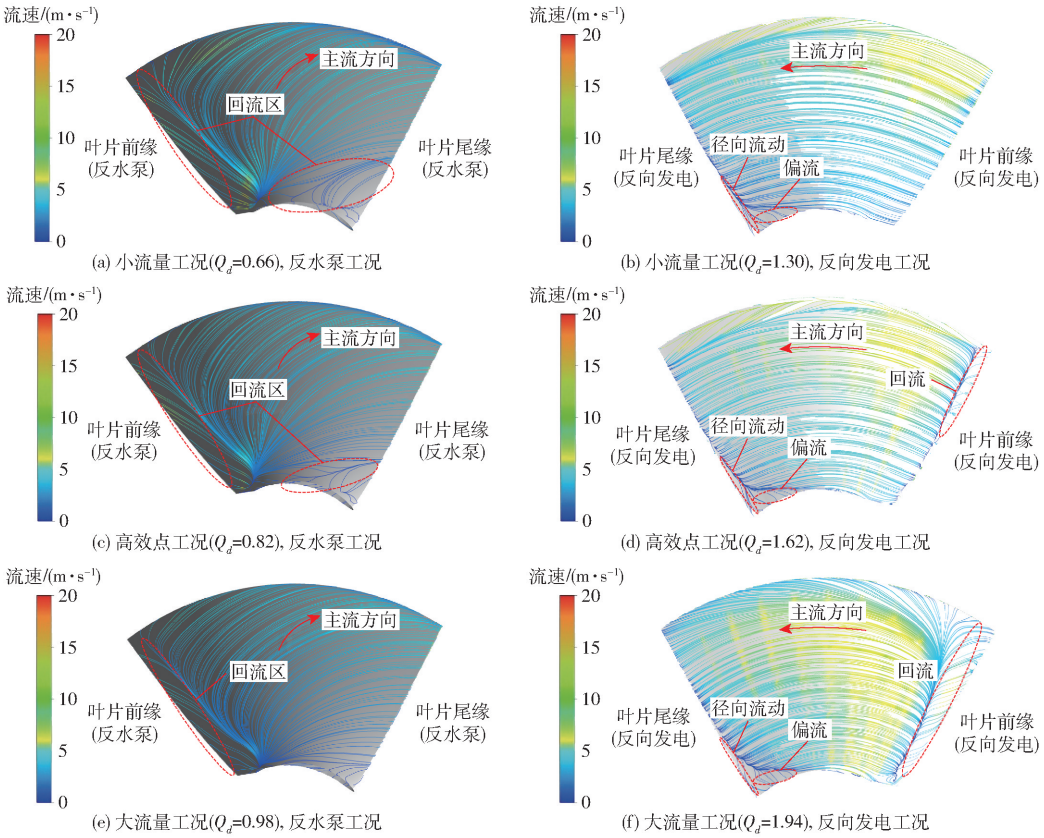


图 13 叶片非工作面的极限流线

Fig. 13 Limit streamlines of blade non-working face

流和径向流动。随着流量的增大,叶片前缘出现了一定范围的回流区。相对来说,反向发电工况下,水泵叶片非工作面的极限流线较为平顺,这也与压力脉动试验中反向发电工况相对简单的压力脉动信号成分相一致。

为了进一步研究泵装置反转的内流特性,取泵装置中间截面的流线进行分析[20-21],泵装置中间截面示意图如图 14 所示。图 15 给出了泵装置中间截面流线图,由图 15 可以看出,在反水泵工况下,泵装置内水流的流动状态明显较差,出水流道内的速度分布不均匀,不同流量工况下均存在多个旋涡和回流区。在反向发电工况下,泵装置内水流的流动状态明显较好。在小流量工况与高效点工况下无显著流动分离现象,出水流道的流线分布较为规则,流道内的水流流动呈明显的对称性,在大流量工况下,流道中部出现了较大范围的高速区,流道内主流出现了一定的挤压、回流的现象。

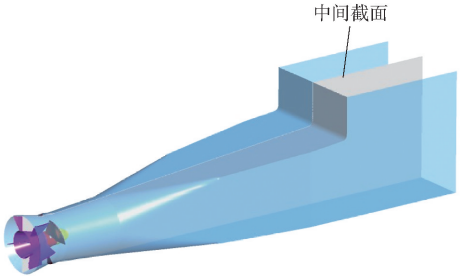


图 14 泵装置中间截面示意图

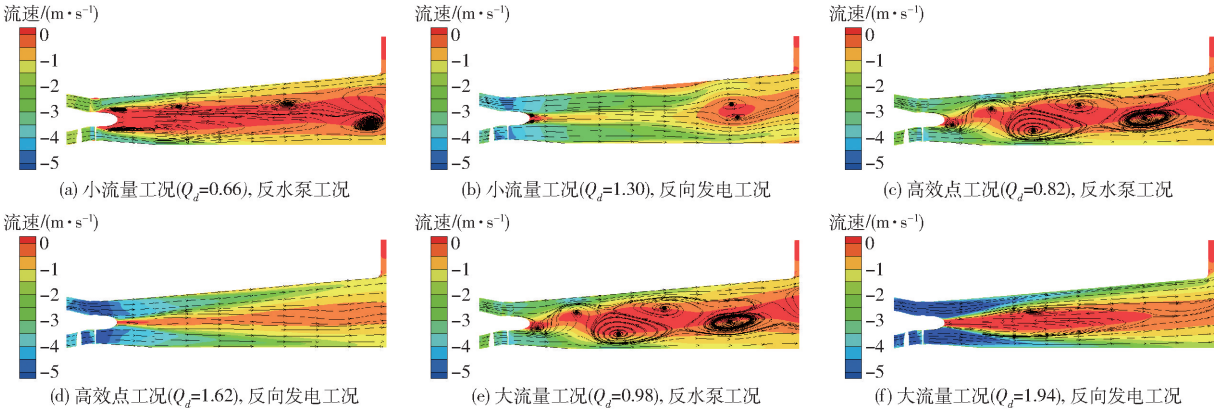
Fig. 14 Schematic of middle section of pump device

6 结论

(1)轴流泵装置反水泵工况的最高效率点向小流量偏移,出现在 Q_d = 0.85 流量工况,高效点的扬程为泵工况高效点扬程的 0.38 倍,反水泵工况的最高效率为泵工况的 0.55 倍,高效区的范围为泵工况的 0.53 倍。反向发电工况的最高效率点向大流量偏移,出现在 Q_d = 1.63 流量工况,高效点的扬程为泵工况高效点扬程的 1.92 倍,反向发电工况的最高效率略高于泵工况,高效区的范围明显较大,达到了泵工况的 1.53 倍,在大流量工况下效率仍能维持较高水平。

(2)轴流泵装置反转工况下的叶轮区压力脉动仍受叶频及叶频的高阶谐波主导。反水泵工况下的压力脉动信号成分较为复杂,各监测点的频带较宽,在高频区和低频区均存在较大的脉动量。反向发电工况下压力脉动波形具有良好的规律性和周期性,压力脉动信号的成分较为简单。

(3)反水泵工况下水泵叶片的非工作面存在较大范围的回流区,叶片工作面的压力分布不均匀,压力梯度较大,叶片反转时的进口边出现了小范围的高压区,泵装置出水流道的流态较差。反向发电工



(a) 小流量工况(Q_d=0.66), 反水泵工况　(b) 小流量工况(Q_d=1.30), 反向发电工况　(c) 高效点工况(Q_d=0.82), 反水泵工况

(d) 高效点工况(Q_d=1.62), 反向发电工况　(e) 大流量工况(Q_d=0.98), 反水泵工况　(f) 大流量工况(Q_d=1.94), 反向发电工况

图 15　泵装置中间截面流线图

Fig. 15　Flow lines of middle section of pump device

况下水泵叶片非工作面的极限流线较为平顺,叶片非工作面尾缘存在小范围的偏流和径向流动。叶片工作面的压力梯度分布较为均匀,压力沿进口边至出口边逐渐减小。

参　考　文　献

[1] FERNANDEZ J, BLANCO E, PARRONDO J, et al. Performance of a centrifugal pump running in inverse mode[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004, 218(4): 265 - 271.

[2] 王春林, 曾成, 杨晓勇, 等. 双吸泵正反转内部流场数值模拟及性能预测[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(7): 577 - 582.
WANG Chunlin, ZENG Cheng, YANG Xiaoyong, et al. Numerical simulation of internal flow field and performance prediction of reversible double suction pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 577 - 582. (in Chinese)

[3] SUNSHENG Y, SINGH P, ZHANG H. Flow investigations of reverse running volute pumps with backward vanes in comparison to forward type turbine vanes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2019, 233(1):111 - 131.

[4] 杨从新, 张扬, 钱晨. 专用堆型对应的核主泵正反转流动数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(5): 381 - 386.
YANG Congxin, ZHANG Yang, QIAN Chen. Numerical simulation of flow in reactor coolant pump for special nuclear reactor under positive and negative rotational speeds[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(5): 381 - 386. (in Chinese)

[5] SUN H, XIAO R, LIU W, et al. Analysis of S characteristics and pressure pulsations in a pump - turbine with misaligned guide vanes[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(5):511011.

[6] 代翠, 董亮, 孔繁余, 等. 泵作透平振动噪声机理分析与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15):147 - 152.
DAI Cui, DONG Liang, KONG Fanyu, et al. Mechanism analysis of vibration and noise for centrifugal pump working as turbine [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(15):147 - 152. (in Chinese)

[7] 陈铁军, 郭鹏程, 骆翼, 等. 基于反转双吸泵的液力透平全特性的数值预测[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(3): 195 - 199.
CHEN Tiejun, GUO Pengcheng, LUO Yi, et al. Numerical prediction on over-all performance of double suction pump reverse running as turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 195 - 199. (in Chinese)

[8] YANG S S, DERAKHSHAN S, KONG F Y. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance [J]. Renewable Energy, 2012, 48: 507 - 513.

[9] 杨军虎, 袁亚飞, 蒋云国, 等. 离心泵反转作为能量回收透平的性能预测[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(1): 54 - 56.
YANG Junhu, YUAN Yafei, JIANG Yunguo, et al. Performance prediction of centrifugal pumps working as energy recovery turbine[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36(1): 54 - 56. (in Chinese)

[10] 代翠, 孔繁余, 冯子政, 等. 泵作透平流动诱导噪声实验及数值研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2014, 42(7): 17 - 21.
DAI Cui, KONG Fanyu, FENG Zizheng, et al. Numerical and experimental investigation of flow-induced noise in centrifugal pump as turbine[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(7): 17 - 21. (in Chinese)

[11] FROSINA E, BUONO D, SENATORE A. A performance prediction method for pumps as turbines (PAT) using a computational fluid dynamics (CFD) modeling approach[J]. Energies, 2017, 10(1): 103.

[12] 李之帆. 轴流泵反转作液力透平性能的研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2019.
LI Zhifan. Research on performance of axial flow pump reversed as hydraulic turbine[D]. Lanzhou: Lanzhou University of

Technology,2019. (in Chinese)

[13] YING Z, YUAN Z, KAN K, et al. Study on hydraulic characteristics of large vertical axial-flow pump used as constant frequency power generation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2021, 235(1):59 - 69.

[14] 施卫东, 冷洪飞, 张德胜, 等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 44 - 48.
SHI Weidong, LENG Hongfei, ZHANG Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):44 - 48. (in Chinese)

[15] KAN K, ZHENG Y, CHEN Y, et al. Numerical study on the internal flow characteristics of an axial-flow pump under stall conditions[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(10): 4683 - 4695.

[16] 汤方平, 张丽萍, 付建国, 等. 轴流泵内部压力脉动数值预测及分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(10): 835 - 840.
TANG Fangping, ZHANG Liping, FU Jianguo, et al. Prediction and numerical analysis for pressure fluctuation of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2013, 31(10): 835 - 840. (in Chinese)

[17] 王福军, 张玲, 黎耀军, 等. 轴流式水泵非定常湍流数值模拟的若干关键问题[J]. 机械工程学报, 2008,44(8): 73 - 77.
WANG Fujun, ZHANG Ling, LI Yaojun, et al. Some key issues of unsteady turbulent numerical simulation in axial-flow pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(8):73 - 77. (in Chinese)

[18] 朱荣生, 苏保稳, 杨爱玲, 等. 离心泵压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2010,41(11):43 - 47.
ZHU Rongsheng, SU Baowen, YANG Ailing, et al. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(11):43 - 47. (in Chinese)

[19] 施卫东, 邹萍萍, 张德胜, 等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性[J]. 农业工程学报, 2011,27(4):147 - 152.
SHI Weidong, ZOU Pingping, ZHANG Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2011,27(4):147 - 152. (in Chinese)

[20] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. Journal of Fluids Engineering,2008,130(7):078001.

[21] 张校文,刘超,荣迎春,等. 多机组泵站正向进水阵列式隔板整流模拟及试验验证[J]. 排灌机械工程学报,2022,40(4): 378 - 384.
ZHANG Xiaowen, LIU Chao, RONG Yingchun, et al. Numerical simulation and experimental verification of forward feed array diaphragm rectifier for multi-unit pumping station[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40 (4): 378 - 384. (in Chinese)