

涉及临界工况点的贯流泵装置外特性与压力脉动试验

张校文¹ 汤方平¹ 葛恒军² 袁海霞³ 石丽建¹ 刘超¹

(1.扬州大学水利科学与工程学院,扬州 225009; 2.扬州市勘测设计研究院有限公司,扬州 225009;
3.华设设计集团股份有限公司,扬州 225009)

摘要: 为了揭示贯流泵装置正转全特性分区中各种临界工况点的外特性和压力脉动特性,以某比转数 1 179 的灯泡贯流泵装置为研究对象,对该泵装置进行了涉及临界工况点的外特性及压力脉动试验。试验采集了共 64 个流量工况点的外特性参数和压力波动,着重分析了灯泡贯流泵装置正转全特性分区中各种临界工况点的外特性和压力脉动特性。试验结果表明,关死点为逆流制动工况与常规泵工况的分界点,泵装置靠近关死点处的扬程为 6.41 m,为设计点扬程的 3.27 倍,轴功率为 15.39 kW,为设计点功率的 2.67 倍。叶轮进口的无量纲压力脉动峰峰值为 1.26,叶轮中部为 0.99,叶轮出口为 0.84,导叶出口为 0.23,分别为设计点的 2.3、2.8、4.9、23 倍。零扬程点为常规泵工况与正流制动工况的分界点,近零扬程点处的流量为设计点流量的 1.42 倍,轴功率为 2.41 kW,为设计点功率的 0.42 倍。叶轮进口的无量纲压力脉动峰峰值为 0.21,叶轮中部为 0.21,叶轮出口为 0.15,导叶出口为 0.01,分别为设计点的 0.38、0.6、0.88、1 倍。零扭矩点为正流制动工况与水轮机工况的分界点,近零扭矩点处的流量为设计点流量的 1.63 倍,扬程为 -1.36 m,为设计点扬程的 -0.69 倍。叶轮进口的压力脉动峰峰值为 0.37,叶轮中部为 0.31,叶轮出口为 0.20,导叶出口为 0.04,分别为设计点的 0.67、0.89、1.18、4 倍。

关键词: 灯泡贯流泵装置; 临界工况点; 外特性; 压力脉动; 试验

中图分类号: TV675; S227.9⁺2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)06-0184-08 OSID:



Experiments on External Characteristics and Pressure Pulsation of Bulb Tubular Pump Device Involving Critical Operating Points

ZHANG Xiaowen¹ TANG Fangping¹ GE Hengjun² YUAN Haixia³ SHI Lijian¹ LIU Chao¹

(1. College of Water Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China
2. Yangzhou Institute of Survey and Design, Yangzhou 225009, China
3. Huashe Design Group Co., Ltd., Yangzhou 225009, China)

Abstract: In order to reveal the external characteristics and pressure pulsation characteristics of various critical operating points in the forward full-feature partition of the tubular pump device, taking a bulb tubular pump device with specific speed of 1179 as the research object, the forward full-feature test of the pump device involving the critical operating point was conducted. The external characteristic parameters and pressure fluctuations of a total of 64 flow operating points were collected in the experiment, and the external characteristics and pressure pulsation characteristics of various critical operating points in the forward full characteristic partition of bulb tubular pump device were emphatically analyzed. The test results showed that the turning-off point was the dividing point between the countercurrent braking condition and the pump condition. The head of the pump device near the turning-off point was 6.41 m, which was 3.27 times of the head of the design point. The axial power was 15.39 kW, which was 2.67 times of the design point power. The dimensionless peak value of pressure fluctuation at the inlet of the impeller was 1.26, the middle of the impeller was 0.99, the outlet of the impeller was 0.84, and the outlet of the guide vane was 0.23, which were 2.3, 2.8, 4.9 and 23 times of the design point, respectively. The zero head point was the boundary point between the pump condition and the positive

收稿日期: 2021-07-08 修回日期: 2021-11-18
基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155)和江苏省自然科学基金项目(BK20190914)
作者简介: 张校文(1996—),男,博士生,主要从事泵及泵站工程理论与应用研究,E-mail: a1016468342@126.com
通信作者: 汤方平(1964—),男,教授,博士生导师,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

current braking condition. The flow rate near the zero head point of the pump device was $1.42Q_d$, which was 1.42 times of the design point flow. The axial power was 2.41 kW, which was 0.42 times of the design point power. The dimensionless pressure fluctuation peak value of the impeller inlet was 0.21, the middle part of the impeller was 0.21, the impeller outlet was 0.15, and the guide vane outlet was 0.01, which were 0.38, 0.6, 0.88 and 1 times of the design point, respectively. The zero torque point was the boundary point between the positive flow braking condition and the turbine condition. The flow at the near zero torque point of the pump device was $1.63Q_d$, which was 1.63 times of the flow at the design point, and the head was -1.36 m, which was -0.69 times of the head at the design point. The peak value of pressure fluctuation at the inlet of the impeller was 0.37, the middle of the impeller was 0.31, the outlet of the impeller was 0.20, and the outlet of the guide vane was 0.04, which were 0.67, 0.89, 1.18 and 4 times of the design point.

Key words: bulb tubular pump device; critical operating point; external characteristics; pressure pulsation; test

0 引言

随着水泵等水力机械在跨流域调水、农业灌溉等方面得到广泛应用^[1-7],水泵尤其是轴流泵运行的安全性近年来得到了越来越多的关注^[8-12]。现有的针对轴流泵装置的研究工作主要致力于保证泵装置在设计工况点和失速工况点的安全稳定运行^[13-14],事实上轴流泵装置在实际运行中,会因特殊的需求或意外而运行至涉及临界工况点的非常规工作区,此时泵装置将表现出特殊的运行特性^[15-17]。但目前鲜见关于轴流泵装置涉及临界工况点的非常规工作区的研究报道,覆盖轴流泵装置全工况的性能曲线和压力脉动特性尚不明晰,相关研究亟待展开。

目前,泵装置的全工况特性曲线只能经泵性能测试试验台通过试验测量的手段获得,且涉及临界工况点的非常规工作区包涵多种特殊工况和偏离工况,数值模拟的方法研究泵内压力脉动特性的可靠性难以得到保证,试验测量是最可靠的方法。因此,本文对某灯泡贯流泵装置进行涉及临界工况点的外特性及压力脉动试验,以揭示贯流泵装置正转全特性分区中各种临界工况点的外特性和压力脉动特性。

1 研究对象

本次试验选用的水力模型主要几何参数:叶轮直径 $D=300$ mm,叶顶间隙 0.15 mm,叶片数 $Z_1=3$,导叶叶片数 $Z_2=5$ 。比转数 $n_s=1\,179$ 。灯泡贯流泵装置的结构示意图如图 1 所示。试验选用的轴流泵水力模型如图 2 所示。

2 试验装置

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。试验测试系统

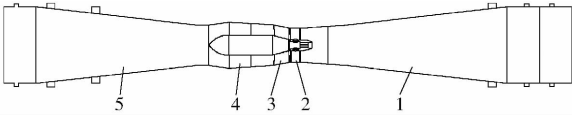


图 1 灯泡贯流泵装置结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of bulb tubular pump device

1. 进水通道 2. 叶轮 3. 导叶 4. 支撑件 5. 出水通道

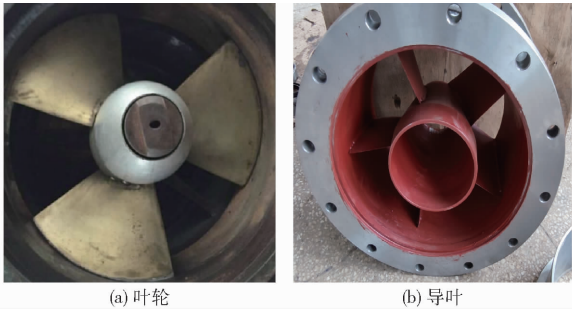


图 2 轴流泵水力模型

Fig. 2 Hydraulic models of axial flow pump

为立式封闭循环系统,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。试验测试系统的主要仪器参数见表 1。

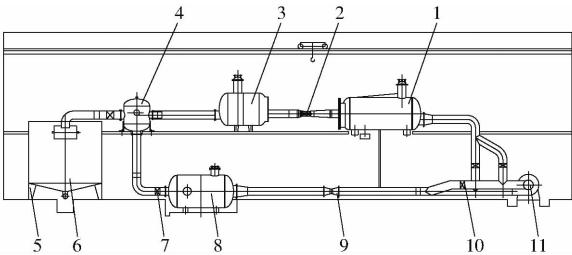


图 3 试验测试系统

Fig. 3 Test system

1. 进水箱 2. 受试泵装置 3. 压力出水箱 4. 分叉水箱
5, 6. 流量原位标定装置 7. 工况调节闸阀 8. 稳压整流筒
9. 电磁流量计 10. 系统正反向运行控制闸阀 11. 辅助泵机组

本次试验选择在进水段、叶轮进口、叶轮中部、叶轮出口、导叶出口、出水段共布置 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

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	± 0.1
流量	电磁流量计	E - mag	DN400mm	± 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

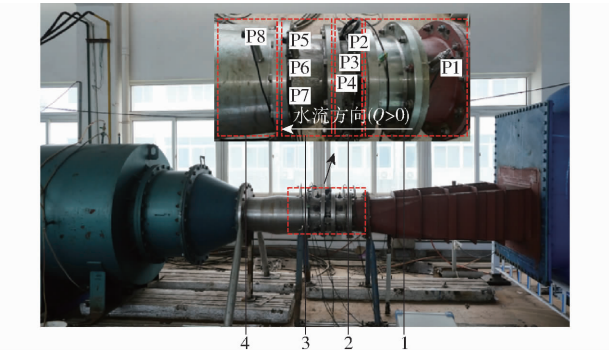


图 4 压力脉动测点布置

Fig.4 Layout of pressure pulsation measuring points

1. 进水段 2. 叶轮段 3. 导叶段 4. 出水段

点传感器的采样频率为 1 kHz,电压输出 0 ~ 5 V,准确度等级为 0.1%。

3 试验结果与分析

3.1 涉及临界工况点的外特性分析

本次涉及临界工况点的外特性和压力脉动试验包括水泵工况、水轮机工况、制动工况。轴流泵装置正转全工况的性能曲线分布在坐标系内的一、二、四象限。定义泵装置功率 N 为正(功率由动力机输入水泵端),且水流流经水泵能量减少,为制动工况;功率 N 为正,且水流流经水泵能量增加,为水泵工况;功率 N 为负(功率由水泵端输入动力机),且水流流经水泵能量减少,为水轮机工况。图 5(图中 Q_d 表示设计点流量)给出了涉及临界工况点的轴流泵装置性能曲线,图中曲线 AB 段为逆流制动工况,曲线 BC 段为水泵工况,曲线 CD 段为正流制动工况,曲线 DE 段为水轮机工况。

表 2 给出了临界工况点与设计工况点的外特性参数。关死点为逆流制动工况与常规泵工况的分界点,泵装置靠近关死点处的扬程为 6.41 m,为设计点扬程的 3.27 倍,轴功率为 15.39 kW,为设计点功率的 2.67 倍。零扬程点为水泵工况与正流制动工况的分界点,泵装置靠近零扬程点处的流量为设计点流量的 1.42 倍,轴功率为 2.41 kW,为设计点功率的 0.42 倍。零扭矩点为正流制动工况与水轮机工况的分界点,泵装置近零扭矩点处的流量为设计

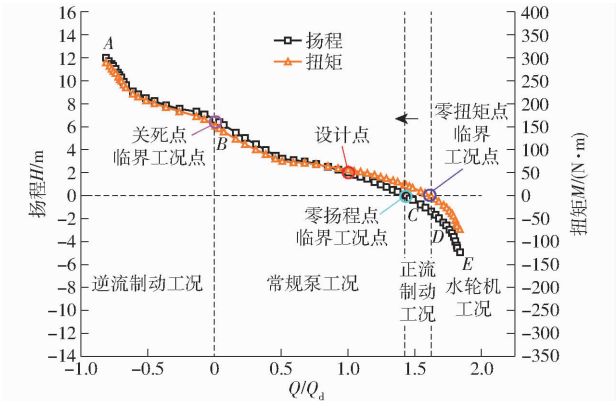


图 5 涉及临界工况点的轴流泵装置性能曲线

Fig.5 Performance curves of axial flow pump under full working conditions of positive rotation

表 2 临界工况点与设计工况点的外特性参数

Tab.2 External characteristic parameters of key operating points				
测量项目	流量 Q/Q_d	扬程 H/m	扭矩 $M/(N \cdot m)$	轴功率 N/kW
关死点	0.01	6.41	146.95	15.39
设计点	1.00	1.96	54.96	5.76
零扬程点	1.42	0	22.97	2.41
零扭矩点	1.63	-1.36	-0.90	-0.09

点流量的 1.63 倍,扬程为 -1.36 m,为设计点扬程的 -0.69 倍。

3.2 压力脉动测试结果与分析

为了分析泵装置压力脉动信号的局部特征,准确识别涉及临界工况点的压力脉动的频率成分,对测得的压力脉动试验数据进行处理^[18-22]。首先对试验测得的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,随后对无量纲化后的压力脉动数据进行快速傅里叶变换(FFT)。压力脉动系数的公式为

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

式中 p ——瞬态压力 $\bar{p}$ ——平均压力
 u_2 ——叶轮出口圆周速度
 ρ ——流体密度

3.2.1 逆流制动工况

选取 $-0.65Q_d$ 、 $-0.35Q_d$ 、 $-0.15Q_d$ 这 3 个典型流量工况的试验数据,对逆流制动工况的压力脉动特性进行频域分析。表 3 给出了逆流制动工况各监测点最大压力脉动幅值。图 6 给出了逆流制动工况下各监测点的压力脉动频域图。由图 6 可以看出,当泵装置处于逆流制动工况,各监测点在不同流量下的压力脉动主频基本上仍为叶片的转动频率(BPF)。在叶轮区监测点的压力脉动频率中,叶频

表 3 逆流制动工况各监测点最大压力脉动幅值

Tab.3 Maximum pressure fluctuation amplitude of each monitoring point under countercurrent braking condition

流量	监测点 P2	监测点 P3	监测点 P4	监测点 P6
$-0.65Q_d$	0.24	0.45	0.47	0.04
$-0.35Q_d$	0.22	0.25	0.31	0.03
$-0.15Q_d$	0.29	0.28	0.19	0.03

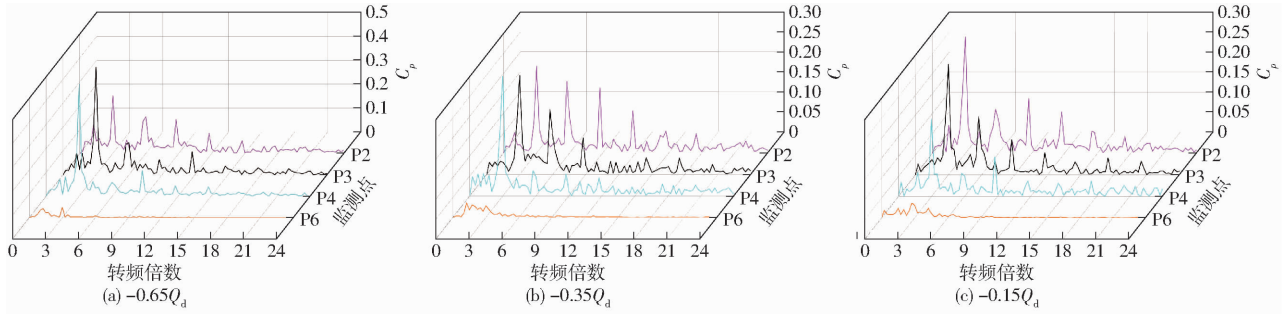


图 6 逆流制动工况各监测点的压力脉动频域图

Fig.6 Frequency domain diagrams of pressure fluctuation of each monitoring point under countercurrent braking condition

横向对比 3 个流量工况下各监测点的压力脉动频域图,发现当流量从 $-0.65Q_d$ 减小至 $-0.35Q_d$, 叶轮区的最大压力脉动幅值仍然出现在监测点 P4, 无量纲压力脉动幅值由 0.47 变为 0.31, 叶轮区的最小压力脉动幅值仍然出现在监测点 P2, 无量纲压力脉动幅值由 0.24 变为 0.22。相比于 $-0.65Q_d$, $-0.35Q_d$ 流量工况下叶轮区的最大压力脉动幅值显著减小。当流量从 $-0.35Q_d$ 进一步减小至 $-0.15Q_d$ 时, 叶轮区监测点 P4 与 P2、P3 的压力脉动幅值的差值增大, 叶轮区的最大压力脉动幅值由监测点 P4 转移至监测点 P2, 无量纲压力脉动幅值由 0.31 变为 0.29, 叶轮区的最小压力脉动幅值由监测点 P2 转移至监测点 P4, 无量纲压力脉动幅值由 0.22 变为 0.19。相比于 $-0.35Q_d$, $-0.15Q_d$ 流量工况下叶轮区的最大压力脉动幅值没有明显的减小。

纵向对比同一流量的不同监测点的压力脉动频域图,发现叶轮出口处叶频的高阶谐波的幅值大于叶轮进口和叶轮中部。在 $-0.35Q_d$ 流量工况下,从叶轮进口到叶轮中部,再到叶轮出口,叶频的

及叶频的高阶谐波仍占主导作用。水流经导叶出口流入叶轮区后,叶轮区监测点 P2、P3、P4 的压力脉动频谱范围明显增大,分频成分增多。导叶出口处监测点 P6 的压力脉动成分主要为轴频和叶频,此处轴频的出现与轴不平衡等机械缺陷有关,而叶频成分的出现表明上游流场仍受叶轮旋转的影响。

高阶谐波的幅值逐渐减小,而在其他流量工况下,叶轮出口到叶轮进口的高阶谐波的幅值变化无明显规律性。

3.2.2 常规泵工况

选取 $0.01Q_d$ 、 Q_d 、 $1.35Q_d$ 这 3 个典型流量工况的试验数据,对常规泵工况的压力脉动特性进行频域分析。表 4 给出了泵工况各监测点最大压力脉动幅值。图 7 给出了泵工况各监测点的压力脉动频域图。由图 7 可以看出,叶轮区监测点 P2、P3、P4 在不同流量工况下的压力脉动主频基本为叶轮转动频率(BPF)。叶轮区监测点的压力脉动频谱中,叶频及叶频的高阶谐波占主导作用。导叶出口处监测点 P6 的压力脉动频谱中,信号成分较复杂,但有些流

表 4 泵工况各监测点最大压力脉动幅值

Tab.4 Maximum pressure pulsation amplitude of each monitoring point under pump condition

流量	监测点 P2	监测点 P3	监测点 P4	监测点 P6
$0.01Q_d$	0.31	0.27	0.17	0.23
Q_d	0.14	0.10	0.05	0.01
$1.35Q_d$	0.06	0.04	0.01	0.01

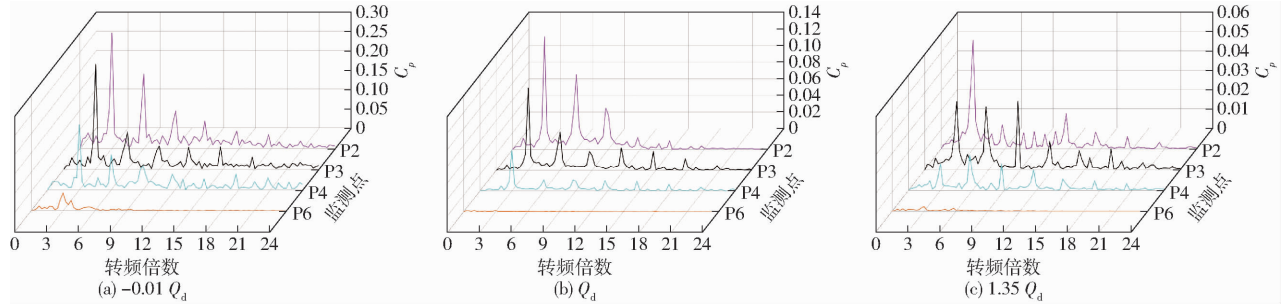


图 7 泵工况各监测点的压力脉动频域图

Fig.7 Pressure fluctuation frequency domain diagrams of each monitoring point under pump condition

量工况中仍能看出明显的叶频或轴频(SF)成分,显示了叶轮作为一个脉动激励源对下游流场仍存在一定的影响。

对比不同流量工况下叶轮区监测点的压力脉动频域图,可以发现关死点工况下的频带明显较宽,高阶谐波的个数较多,高频区的脉动量较大。在5倍叶频处仍能观察到一定的脉动量。关死点工况下撞击和回流诱导的低频信号也较为丰富,低频区的压力脉动频谱成分主要为轴频及轴频的整数倍。在设计工况下,除叶频的倍频外,分频成分很少,各监测点压力脉动主频的幅值也显著减小。随着流量进一步增大,泵装置的扬程逐渐趋向于零,水泵偏离设计工况,叶轮进口处出现回流、旋涡等不良流动。在 $1.35Q_d$ 的流量工况下,各监测点压力脉动频谱再次变宽,压力脉动信号成分趋向于复杂,高频区的脉动量重新出现,高阶谐波的个数增多。此时叶轮出口处监测点P4的主频由叶频变为2倍叶频。叶轮中部监测点P3的主频由叶频变为3倍叶频。

对比同一流量工况下不同监测点的压力脉动频域图,发现叶轮区的最大压力脉动幅值始终发生在叶轮进口处,靠近关死点处叶轮区无量纲最大压力脉动幅值达到了0.31,近零扬程工况下幅值相对较小, $1.35Q_d$ 的流量工况下叶轮区无量纲最大压力脉动幅值仅为0.06。叶轮区的最小压力脉动幅值始终发生在叶轮出口处,靠近关死点处叶轮出口监测点的无量纲压力脉动幅值为0.17, $1.35Q_d$ 的流量工况下叶轮出口监测点的无量纲压力脉动幅值为0.01。叶轮中部的压力脉动幅值位于叶轮进口与出口之间,但这一规律并非是普遍性规律,不同翼形设

计的叶轮会有所不同。导叶出口处的压力脉动幅值较叶轮区显著减小,但在关死点工况下,导叶内大尺度的旋涡和脱流在导叶内占主导作用,导致导叶出口处存在较大的脉动量,无量纲压力脉动幅值达到了0.23。在设计工况和近零扬程工况下,导叶的扩压和整流作用逐渐显现,导叶出口处的压力脉动幅值明显降低,无量纲压力脉动幅值仅为0.01。

3.2.3 正流制动工况

选取 $1.46Q_d$ 、 $1.53Q_d$ 、 $1.65Q_d$ 这3个典型流量工况的试验数据,对正流制动工况的压力脉动特性进行频域分析。表5给出了正流制动工况各监测点最大压力脉动幅值。图8给出了正流制动工况下各监测点的压力脉动频域图。由图8可以看出,当泵装置处于正流制动工况,叶轮进口监测点在不同流量下的压力脉动主频仍为叶片的转动频率,叶轮中部监测点和叶轮出口监测点在不同流量下的压力脉动主频为叶频或者2倍叶频。在叶轮区监测点的压力脉动频率中,叶频及叶频的高阶谐波仍占主导作用。但相比于水泵工况,各监测的次主频的分布发生了一定的变化。水泵工况时次主频主要集中在2倍叶频,正流制动工况时次主频集中在2~4倍叶频处。导叶出口处监测点P6的压力脉动波形中,能够发现轴频及轴频倍数处存在一定的脉动量。

表 5 正流制动工况各监测点最大压力脉动幅值
Tab.5 Maximum pressure pulsation amplitude of each monitoring point under positive flow braking condition

流量	监测点 P2	监测点 P3	监测点 P4	监测点 P6
$1.46Q_d$	0.05	0.03	0.02	0.02
$1.53Q_d$	0.06	0.04	0.03	0.02
$1.60Q_d$	0.06	0.05	0.03	0.04

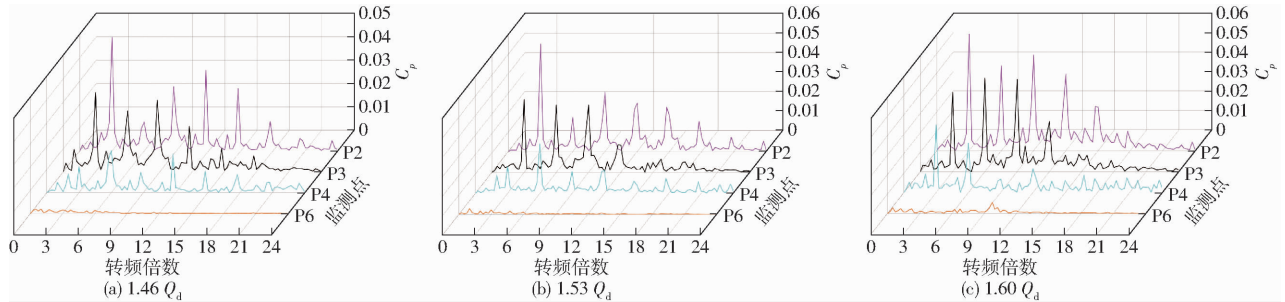


图 8 正流制动工况各监测点的压力脉动频域图

Fig.8 Pressure fluctuation frequency domain diagrams of each monitoring point under positive flow braking condition

横向对比3个流量工况下各监测点的压力脉动频域图,发现 $1.46Q_d$ 和 $1.53Q_d$ 流量工况下,叶轮中部监测点P3的主频为叶频,叶轮出口监测点P4的主频为2倍叶频,随着流量增加至 $1.60Q_d$,此时泵系统接近零扭矩点,叶轮中部监测点的主频由叶频转移至2倍叶频,叶轮出口的主频由2倍叶频转移

至叶频。相比于 $1.46Q_d$ 和 $1.53Q_d$ 流量工况,靠近零扭矩工况点处的 $1.60Q_d$ 流量工况,叶轮进口与叶轮中部监测点的高阶谐波幅值显著增大,叶轮出口处监测点在高频区的脉动量增加。

对比同一流量工况下各监测点压力脉动的频谱,从叶轮出口处P4到叶轮中部P3,再到叶轮进口

P2,主频的幅值逐渐增大,不同测点间压力脉动的波形无明显相似性,高阶谐波的幅值变化没有明显的规律性。不同工况下,叶轮区的压力脉动幅值变化不大。叶轮区的最大压力脉动幅值始终出现在叶轮进口处,幅值在 0.05~0.06 波动。叶轮区的最小压力脉动幅值始终出现在叶轮出口处,幅值在 0.02~0.03 波动。导叶出口处监测点 P6 的压力脉动幅值相对较小,幅值在 0.02~0.04 波动。P6 的压力脉动频谱中观察不出明显的叶频及叶频的谐波成分,表明正流制动工况下导叶出口处受叶轮旋转作用的影响已经较弱。

3.2.4 水轮机工况

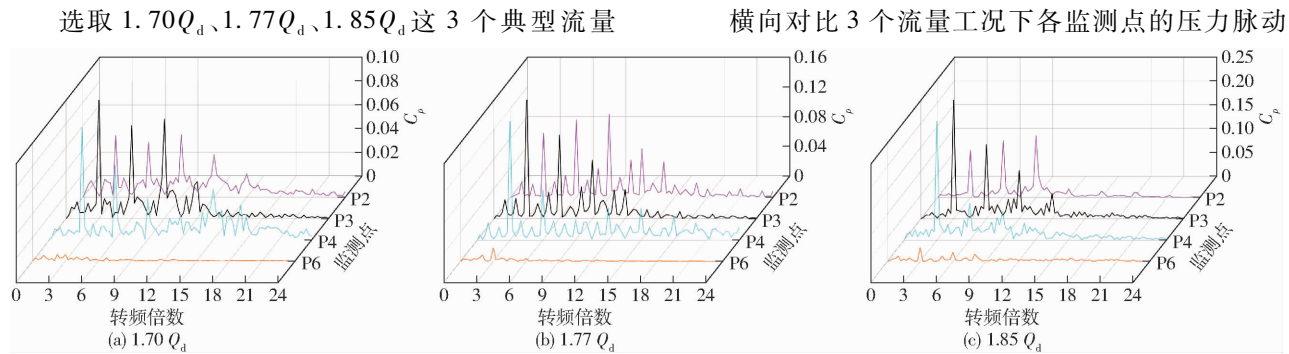


图 9 水轮机工况各监测点的压力脉动频域图

Fig. 9 Pressure fluctuation frequency domain diagrams of each monitoring point under hydraulic turbine condition

表 6 水轮机工况叶轮区各监测点最大压力脉动幅值
Tab. 6 Maximum pressure fluctuation amplitude of each monitoring point in impeller region of hydraulic turbine

流量	监测点 P2	监测点 P3	监测点 P4	监测点 P6
1.70Q _d	0.05	0.11	0.09	0.04
1.77Q _d	0.11	0.18	0.17	0.07
1.85Q _d	0.13	0.26	0.26	0.15

频域图,随着流量的增加,各监测点的最大压力脉动幅值有一定的增大。1.70Q_d和 1.77Q_d两个流量工况下的压力脉动信号的成分较为复杂,1.85Q_d流量工况下的压力脉动信号的成分较为简单。相比 1.70Q_d流量工况,1.77Q_d流量工况下叶轮进口的 3 倍叶频处的脉动量有所增加,压力脉动的次主频仍为 2 倍叶频。由于随着流量逐渐增大至 1.85Q_d,各监测点压力脉动的高频区脉动量显著降低,高阶谐波的个数显著减少,压力脉动的频带逐渐变窄。

对比同一流量工况下各监测点压力脉动的频谱,可以观察到在水轮机工况下,叶轮进口、叶轮中部、叶轮出口处的最大压力脉动幅值差值明显减小,叶轮区内不同位置的最大压力脉动幅值较为接近。不同工况下,叶轮区的最大压力脉动幅值始终出现在叶轮中部,1.70Q_d流量工况下无量纲最大压力脉动幅值为 0.11,1.85Q_d流量工况下无量纲最大压力

工况的试验数据,对水轮机工况的压力脉动特性进行频域分析。图 9 给出了水轮机工况下各监测点的压力脉动频域图。表 6 给出了水轮机工况各监测点最大压力脉动幅值。由图 9 可以看出,当泵装置处于水轮机工况,叶轮进口处监测点 P2 在不同流量下的压力脉动主频为 3 倍的叶频,叶轮中部监测点和叶轮出口监测点在不同流量下的压力脉动主频仍为叶频。在叶轮区各监测点的压力脉动频率中,叶频及叶频的高阶谐波仍占主导作用,次主频的分布仍主要集中在 2 倍叶频处。导叶出口处监测点 P6 的压力脉动波形中,在 1.77Q_d、1.85Q_d两个流量工况下叶频重新占据了主导地位。

脉动幅值为 0.26。叶轮区的最小压力脉动幅值始终出现在叶轮进口处,1.70Q_d流量工况下叶轮进口无量纲压力脉动幅值为 0.05,1.85Q_d流量工况下叶轮进口无量纲压力脉动幅值为 0.13。导叶出口处监测点 P6 的无量纲压力脉动幅值在 0.04~0.15 之间。在 1.77Q_d、1.85Q_d两个流量工况下 P6 的压力脉动频谱中能观察出明显的叶频及叶频的谐波成分,表明水轮机工况下导叶出口处仍受叶轮旋转作用的影响。

3.2.5 涉及临界工况点的压力脉动特性

为了更直观地监测泵装置运行稳定性,引入压力脉动峰峰值的概念。压力脉动峰峰值表征脉动信号在一个周期内的变化范围,即周期内信号最高值和最低值之差。本文采用 97% 置信区间对压力脉动信号进行区间估计,将压力脉动监测数据按大小顺序排列,删除其中前 1.5% 和后 1.5% 的样本数据,对剩余数据中的最大值和最小值作差求得压力脉动峰峰值。图 10 给出了在不同流量工况下各监测点的压力脉动峰峰值。从图 10 可以发现,从逆流制动工况至水泵工况(−0.65Q_d~1.46Q_d),叶轮进口监测点 P2 的压力脉动峰峰值均相对较大,叶轮出口监测点 P4 的压力脉动峰峰值均相对较小。当泵装置进入正流制动工况后,叶轮区各监测点的压力脉

动峰峰值的差值减小。从正流制动工况至水轮机工况 ($1.46Q_d \sim 1.77Q_d$), 叶轮区内不同位置的 压力脉动峰峰值较为接近。相比于叶轮区监测点, 经过导叶的整流作用, 导叶出口处监测点 P6 的压力脉动峰峰值在不同流量工况下均相对较小。

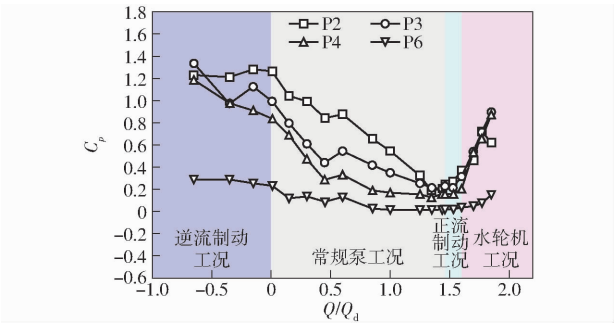


图 10 各监测点不同流量工况下的无量纲压力脉动峰峰值
Fig. 10 Peak value of dimensionless pressure fluctuation under different flow conditions at each monitoring point

表 7 给出了临界工况点与设计工况点的无量纲压力脉动峰峰值, 图 11 给出了临界工况点与设计点的无量纲压力脉动峰峰值的柱状图对比。在图 10 的基础上结合表 7 和图 11, 可以看出泵装置在逆流制动工况下, 各监测点的压力脉动强度最高。当泵装置的流量逐渐减小, 叶轮进口的压力脉动峰峰值变化不大, 其余各监测点的压力脉动峰峰值均呈波动下降趋势。当泵装置反向流动的流量逐渐趋向于零, 水流由反向流动转变为正向流动, 泵装置进入水泵工况。泵装置进入水泵工况后, 各监测点的压力脉动峰峰值的最大值出现在靠近关死点处, 此时叶轮进口的无量纲压力脉动峰峰值为 1.26, 约为设计点的 2.3 倍, 叶轮中部的无量纲压力脉动峰峰值为 0.99, 约为设计点的 2.8 倍, 叶轮出口的无量纲压力脉动峰峰值为 0.84, 约为设计点的 4.9 倍, 导叶出口的压力脉动峰峰值为 0.23, 约为设计点的 23 倍。当泵装置流量逐渐增大, 各监测点的压力脉动幅值迅速衰减, 泵装置进入驼峰区后, 叶轮进口和叶轮出口处存在明显的回流、旋涡等不良流动, 泵内存在着剧烈的能量交换, 导致压力脉动峰峰值有一个小范围的回升。随后各监测点的压力脉动峰峰值持续衰减, 泵装置进入设计工况点。相比于设计工况, 泵装置在大流量工况下的压力脉动峰峰值进一步下降, 但在靠近零扬程点附近, 泵装置内的不稳定现象加剧, 各监测点的压力脉动峰峰值回升, 但相对设计工况, 压力脉动峰峰值仍然相对较小。在靠近零扬程点附近, 叶轮进口的压力脉动峰峰值为 0.21, 约为设计点的 0.38 倍, 叶轮中部的压力脉动峰峰值为 0.21, 约为设计点的 0.6 倍, 叶轮出口的压力脉动峰峰值为 0.15, 约为设计点的 0.88 倍, 导叶出口的压

力脉动峰峰值为 0.01, 与设计点一致。泵装置在正流制动工况下, 随着流量的增大, 压力脉动峰峰值逐渐增大。当流量增大至 $1.59Q_d$, 泵装置出现零扭矩点, 表示泵装置即将进入水轮机工况, 此时叶轮进口的压力脉动峰峰值为 0.37, 约为设计点的 0.67 倍, 叶轮中部的压力脉动峰峰值为 0.31, 约为设计点的 0.89 倍, 叶轮出口的压力脉动峰峰值为 0.20, 约为设计工况下的 1.18 倍, 导叶出口的压力脉动峰峰值为 0.04, 约为设计点的 4 倍。泵装置进入水轮机工况后, 压力脉动峰峰值迅速攀升。

表 7 临界工况点与设计工况点的无量纲压力脉动峰峰值
Tab. 7 Peak-to-peak values of dimensionless pressure pulsation at key operating points

工况点	监测点 P2	监测点 P3	监测点 P4	监测点 P6
关死点	1.26	0.99	0.84	0.23
设计点	0.55	0.35	0.17	0.01
零扬程点	0.21	0.21	0.15	0.01
零扭矩点	0.37	0.31	0.20	0.04

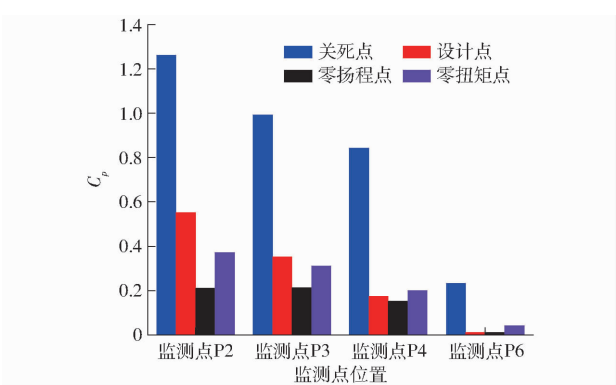


图 11 临界工况点与设计点的无量纲压力脉动峰峰值对比
Fig. 11 Comparison of dimensionless pressure fluctuation peaks and peaks between critical operating point and design point

4 结论

(1) 经泵装置外特性测试发现, 关死点为逆流制动工况与常规泵工况的分界点, 泵装置靠近关死点处的扬程为 6.41 m, 为设计点扬程的 3.27 倍, 轴功率为 15.39 kW, 为设计点功率的 2.67 倍。零扬程点为常规泵工况与正流制动工况的分界点, 泵装置靠近零扬程点处的流量为设计点流量的 1.42 倍, 轴功率为 2.41 kW, 为设计点功率的 0.42 倍。零扭矩点为正流制动工况与水轮机工况的分界点, 泵装置近零扭矩点处的流量为设计点流量的 1.63 倍, 扬程为 -1.36 m, 为设计点扬程的 -0.69 倍。

(2) 靠近关死点处, 压力脉动频带明显较宽, 高阶谐波的个数较多, 高频区的脉动量较大。在 5 倍叶频处仍能观察到一定的脉动量。撞击和回流诱导的低频信号也较为丰富, 主要为轴频及轴频的整数倍。

靠近零扬程点处,叶轮区的压力脉动幅值显著降低,压力脉动信号相对趋于简单。靠近零扭矩点处,叶轮中部监测点的主频由叶频转移至2倍叶频,高阶谐波的幅值显著增大。叶轮出口的主频由2倍叶频转移至叶频,高频区的脉动量有所增加。

(3)靠近关死点处,叶轮进口的无量纲压力脉动峰峰值为1.26,叶轮中部为0.99,叶轮出口为0.84,

导叶出口为0.23,分别为设计点的2.3、2.8、4.9、23倍。近零扬程点处,叶轮进口的无量纲压力脉动峰峰值为0.21,叶轮中部为0.21,叶轮出口为0.15,导叶出口为0.01,分别为设计点的0.38、0.6、0.88、1倍。近零扭矩点处,叶轮进口的压力脉动峰峰值为0.37,叶轮中部为0.31,叶轮出口为0.20,导叶出口为0.04,分别为设计点的0.67、0.89、1.18、4倍。

参 考 文 献

- [1] 王洋,代翠.离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析[J].农业机械学报,2010,41(3):91-95.
WANG Yang, DAI Cui. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 91-95. (in Chinese)
- [2] 杨敏,闵思明,王福军.双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J].农业机械学报,2009,40(11):83-88.
YANG Min, MIN Siming, WANG Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 83-88. (in Chinese)
- [3] 从国辉,王福军.双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J].农业机械学报,2008,39(6):60-63,67.
CONG Guohui, WANG Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60-63, 67. (in Chinese)
- [4] 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)
- [5] 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)
- [6] GUO S, MARUTA Y. Experimental investigations on pressure fluctuations and vibration of the impeller in a centrifugal pump with vaned diffusers[J]. JSME International Journal Series B, 2005, 48(1): 136-143.
- [7] LIU S, LI S, WU Y. Pressure fluctuation prediction of a model kaplan turbine by unsteady turbulent flow simulation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(10):101102.
- [8] 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)
- [9] 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]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 73-77. (in Chinese)
- [10] 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)
- [11] 宋希杰,刘超.基于V3V的泵站进水池内附底涡动力特性研究[J].农业机械学报,2021,52(6):177-185.
SONG Xijie, LIU Chao. Investigation on dynamic characteristics of floor-attached vortex in pump sump by V3V[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(6): 177-185. (in Chinese)
- [12] WANG Z, PENG G, ZHOU L, et al. Hydraulic performance of a large slanted axial-flow pump[J]. Engineering Computations, 2010, 27(2): 243-256.
- [13] CHEN E, MA Z, ZHAO G, et al. Numerical investigation on vibration and noise induced by unsteady flow in an axial-flow pump[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(12): 5397-5404.
- [14] XIE C, TANG F, ZHANG R, et al. Numerical calculation of axial-flow pump's pressure fluctuation and model test analysis[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(4): 168781401876977.
- [15] 郑源,陈宇杰,张睿,等.轴流泵失速工况下非定常流动特性研究[J].农业机械学报,2017,48(7):127-135.
ZHENG Yuan, CHEN Yujie, ZHANG Rui, et al. Analysis on unsteady stall flow characteristics of axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7): 127-135. (in Chinese)
- [16] 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.
- [17] RAN H, LUO X, ZHU L, et al. Experimental study of the pressure fluctuations in a pump turbine at large partial flow conditions[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(6): 1205-1209.
- [18] MUGGLI F A, HOLBEIN P, DUPONT P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shut off to maximum flow[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 798-802.
- [19] ZHANG W, YU Z, LI Y, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in a multiphase rotodynamic pump with air-water two-phase flow[J]. Oil & Gas Science and Technology-Revue d'IFP Energies nouvelles, 2019, 74: 18.
- [20] MIYABE M, MAEDA H, UMEKI I, et al. Unstable head-flow characteristic generation mechanism of a low specific speed mixed flow pump[J]. Journal of Thermal Science, 2006, 15(2): 115-120.
- [21] WIDMER C, STAUBLI T, LEDERGERBER N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(4): 041101.
- [22] SHI F, TSUKAMOTO H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3): 466-474.