

水泵水轮机压力脉动传播特性试验研究

张自超^{1,2} 李延频^{2,3} 陈德新¹

(1. 华北水利水电大学电力学院, 郑州 450045;
2. 华北水利水电大学河南省流体机械工程技术研究中心, 郑州 450045;
3. 华北水利水电大学乌拉尔学院, 郑州 450045)

摘要: 压力脉动是影响水泵水轮机运行稳定性的主要因素。现有研究更多关注高频压力脉动的频域和传播特性,而小于叶频的低频也是压力脉动的主要来源。采用试验方法研究压力脉动可以得到更准确的结果,不易遗漏主要频率成分。通过从蜗壳到尾水管布置不同的压力脉动监测点,采用试验方法研究了水泵水轮机分别在水轮机和水泵工况时,过流部件内压力脉动高频成分和低频成分的上下游传播特性。结果表明,水轮机和水泵工况下,无叶区压力脉动幅值最大,主频为叶频及其倍频,向上下游传播时,急剧减少,传播性较弱;压力脉动幅值较小的转频,向上下游传播时衰减较少,具有较强的传播性;其它监测点处小于叶频的频率成分增加。水轮机工况时,形成于蜗壳进口和锥管处小于转频的低频频率,具有较强的传播性,而转轮可以削减其传播能力。水泵工况时,小于叶频的频率成分大多在无叶区最大,向上下游传播时有所衰减;低频 $f/f_n = 0.006$ 具有较强的上下游传播特性,偏离最优工况时,向上游传播会有所增强;转频的倍频 $f/f_n = 3$ 的压力脉动幅值较小,但在整个流道中无衰减。

关键词: 水泵水轮机; 压力脉动; 传播特性; 试验

中图分类号: TH311; O359 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)07-0171-08 **OSID:** 

Experimental Investigation on Transmission Characteristics of Pressure Fluctuation in Pump-turbine

ZHANG Zichao^{1,2} LI Yanpin^{2,3} CHEN Dexin¹

(1. School of Electric Power, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450045, China
2. Henan Fluid Machinery Engineering Technology Research Center,
North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450045, China
3. Ural Institute, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450045, China)

Abstract: Pressure fluctuation is the main factor affecting the operation stability of pump turbine. In the existing studies, the frequency domain and transmission characteristics of high frequency pressure fluctuation were investigated, while low frequencies less than blade frequency were also the main sources of pressure pulsation. Comparing with numerical simulation, more accurate results can be obtained with experimental method. The main frequency components were not lost easily. Different pressure fluctuation monitor points from volute to draft tube were arranged. The transmission characteristics of high frequency and low frequency components under turbine operation and pump operation were studied by experimental method separately. The results showed that under both of the turbine and pump operation conditions, the pressure pulsation in the vaneless zone was the largest, and the main frequencies were the blade frequency and its multiple frequencies. These frequencies were decreased sharply when these frequencies propagate toward upstream and downstream, so their propagation characteristics were weak. The attenuation of the rotation frequency with small amplitude was less when it transmitted toward upstream and downstream. So transmission property of the rotation frequency was strong. The frequencies less than the blade frequency were increased at other monitoring points. Under the turbine operation, propagation of the low frequencies less than the rotation frequency forming in the volute and the conical tube of draft

收稿日期: 2021-11-16 修回日期: 2021-12-27
基金项目: 国家自然科学基金项目(51909094)和华北水利水电大学高层次人才科研启动项目(201705010)
作者简介: 张自超(1987—),男,讲师,博士,主要从事流体机械两相流体动力学研究,E-mail: zhangzichaozzc@126.com
通信作者: 李延频(1973—),女,教授,主要从事流体机械优化设计研究,E-mail: liyanpin@ncwu.edu.cn

turbine was strong, but their propagation ability can be weakened by the runner. Under the pump operation, most of the frequencies less than the blade frequency were large in the vaneless region. The amplitudes of these frequencies were decreased when they were transmitted toward the upstream and downstream. The transmission characteristic of the low frequency $f/f_n = 0.006$ was strong toward upstream and downstream. The propagation property toward the upstream was enhanced when the operation condition was deviated from the optimal condition. The amplitude for the multiple frequency of rotation frequency $f/f_n = 3$ was small, but its attenuation was less when it was transmitted throughout the flow field.

Key words: pump-turbine; pressure fluctuation; transmission characteristics; experiment

0 引言

作为抽水蓄能电站重要的设备,水泵水轮机的稳定运行直接关系到整个电站的安全和高效生产。而压力脉动是影响水泵水轮机稳定运行的主要因素^[1]。

许多学者对水泵水轮机的压力脉动特性进行了研究^[2-10]。然而,这些研究更多地关注无叶区压力脉动的时域和频域特性,以及不同工况对主频的影响,未对压力脉动的传播特性进行研究。而文献^[11-14]更多关注高频压力脉动的传播特性,对低频压力脉动的传播特性未进行深入研究。

研究表明,水力机械的压力脉动主要来自于3方面^[15-16]:旋转部件和静止部件间的动静干涉,转轮进口前过流部件内流态紊乱,以及转轮和下游过流部件中的二次流。其中,动静干涉作用引起的压力脉动往往具有较高频率,即高频脉动,如:转频、叶频及其倍频。而过流部件内二次流引起的压力脉动则是频率小于转频的低频脉动。它们都会对水力机械的稳定性产生影响,低频脉动也是压力脉动的主要特性。目前,关于水力机械内低频脉动传播特性以及低频和高频压力脉动传播特性区别的研究较少。因此,有必要对其进行研究。

压力脉动的常用研究方法有数值模拟和试验研究。相比于试验研究,数值模拟具有投资小、计算时间短、简单方便等优点,因此数值模拟方法应用广泛。然而,数值计算得到的压力脉动结果相比于试验结果会存在一定的误差,容易遗漏重要频率成分,尤其是压力脉动低频成分^[17-18]。这是由于,数值模拟受到计算机计算能力、压力脉动采集频率、动静交接面的处理、湍流模型的选择和水体的可压缩性等多种因素的限制^[19-20]。由此可知,采用试验方法研究压力脉动可以得到更准确、更真实的结果,能够获得更多的压力脉动信息,有利于频率成分的分析,尤其是二次流引起的低于转频的低频压力脉动研究。

因此,本文采用试验方法研究水泵水轮机分别在水轮机工况和水泵工况时,不同运行工况下过流部件内压力脉动的主要频率,以及高频压力脉动和

低频压力脉动的上下游传播特性,以期为提高水泵水轮机运行稳定性提供参考。

1 试验方案

1.1 试验对象

本试验在高精度的通用试验台上完成,该试验台模型效率测试综合测量误差在 $\pm 0.2\%$ 范围内,压力脉动试验采用的动态压力传感器精度为 0.25% ,试验对象为一台水泵水轮机,图1为水泵水轮机试验段现场图。

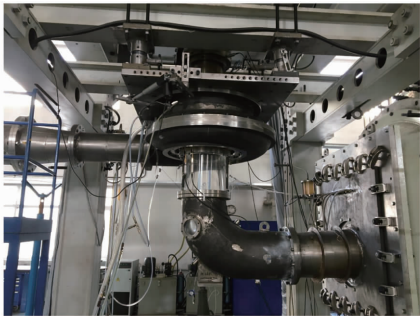


图1 试验段现场图

Fig. 1 Picture for test section

试验段水泵水轮机主要几何参数名称和数值均为水轮机工况下的参数。基本参数为:额定水头 $H = 32\text{ m}$,额定转速 $n = 1\ 030\text{ r/min}$,蜗壳进口直径 $D_0 = 0.287\text{ m}$,额定流量 $Q_n = 0.25\text{ m}^3/\text{s}$,转轮进口直径 $D_1 = 0.456\text{ m}$,转轮出口直径 $D_2 = 0.27\text{ m}$,叶片数 $Z = 7$,固定导叶数 $Z_f = 20$,活动导叶数 $Z_0 = 20$ 。

1.2 压力脉动测点布置

为了研究水泵水轮机压力脉动传播特性,从蜗壳进口到尾水管出口,依次布置5个压力脉动监测点,分别为蜗壳进口、导叶后转轮前上游侧(无叶区)、与转轮低压侧竖直距离为 $0.4D_2$ 的锥管上游侧壁面、与转轮低压侧竖直距离为 D_2 的锥管上游侧壁面、肘管外侧,为了便于分析和标记,这5个压力脉动监测点依次记为J1、J2、J3、J4、J5。图2给出了这5个压力脉动监测点布置的示意图。其中,蜗壳进口J1点位于蜗壳进口紧贴上壁面处,导叶后转轮前J2点位于两个导叶叶片之间紧贴上壁面处,其余3个监测点J3、J4、J5均位于尾水管紧贴上游侧的壁

面处。为了方便后面的分析和全文的统一,不论是水轮机工况还是水泵工况,均规定蜗壳进口 J1 方向为上游,尾水管肘管 J5 方向为下游。

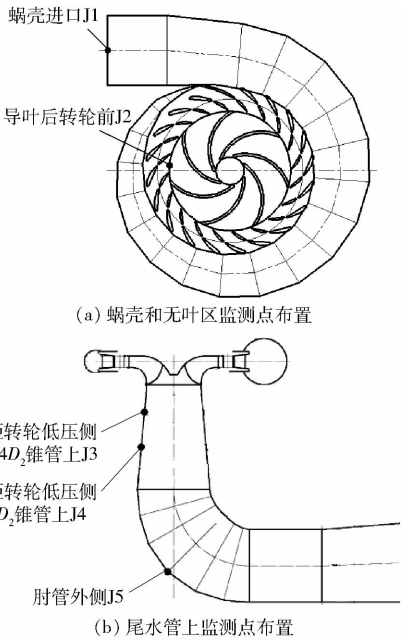


图 2 压力脉动测点布置示意图

Fig.2 Position schematic of pressure fluctuation measuring point

1.3 试验内容

分别对水轮机工况和水泵工况进行数据采集。具体的试验工况为:水轮机工况下,在额定水头 $H = 32\text{ m}$ 时,通过调节导叶开度分别获得不同的流量,进而分别获得不同的水轮机负荷 P ,试验进行的 3

个导叶开度 α 分别为 7° 、 15° 、 23° (对应的负荷 P 分别为 31.92 、 74.49 、 101.46 kW)。水泵工况下,进行 3 种流量下的压力脉动测试试验,3 种流量 Q 分别为 0.22 、 0.25 、 $0.28\text{ m}^3/\text{s}$ 。

各工况压力脉动试验采用的参数为:压力脉动数据采样频率为 $4\,000\text{ Hz}$,采样时间为 10 s ,设置低通滤波,截止频率为 $1\,000\text{ Hz}$ 。选取压力脉动时域信号 95% 置信的混频幅值为分析数据。对 10 个转轮旋转周期 ($10T \approx 0.6\text{ s}$) 内的数据点进行分析。

2 结果与分析

为了对压力脉动进行频域特性分析,采用压力系数来表征压力脉动特性,压力系数的计算公式为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho u_1^2}$$

式中 p ——瞬时压力,Pa
 $\bar{p}$ ——平均压力,Pa
 ρ ——流体密度, kg/m^3
 u_1 ——水轮机转轮的进口圆周速度, m/s

各工况下,压力系数 C_p 随时间的变化规律,经过快速傅里叶变换后可得到频域特性,用于分析频率成分和幅值。

2.1 水轮机工况下压力脉动传播特性

2.1.1 各监测点不同负荷时频域特性

图 3 给出了额定水头下,各监测点不同负荷时的压力脉动频域特性,图中, f 为频率, f_n 为转频, f/f_n 为频率与转频的比值。图 3a ~ 3e 分别为沿着水流

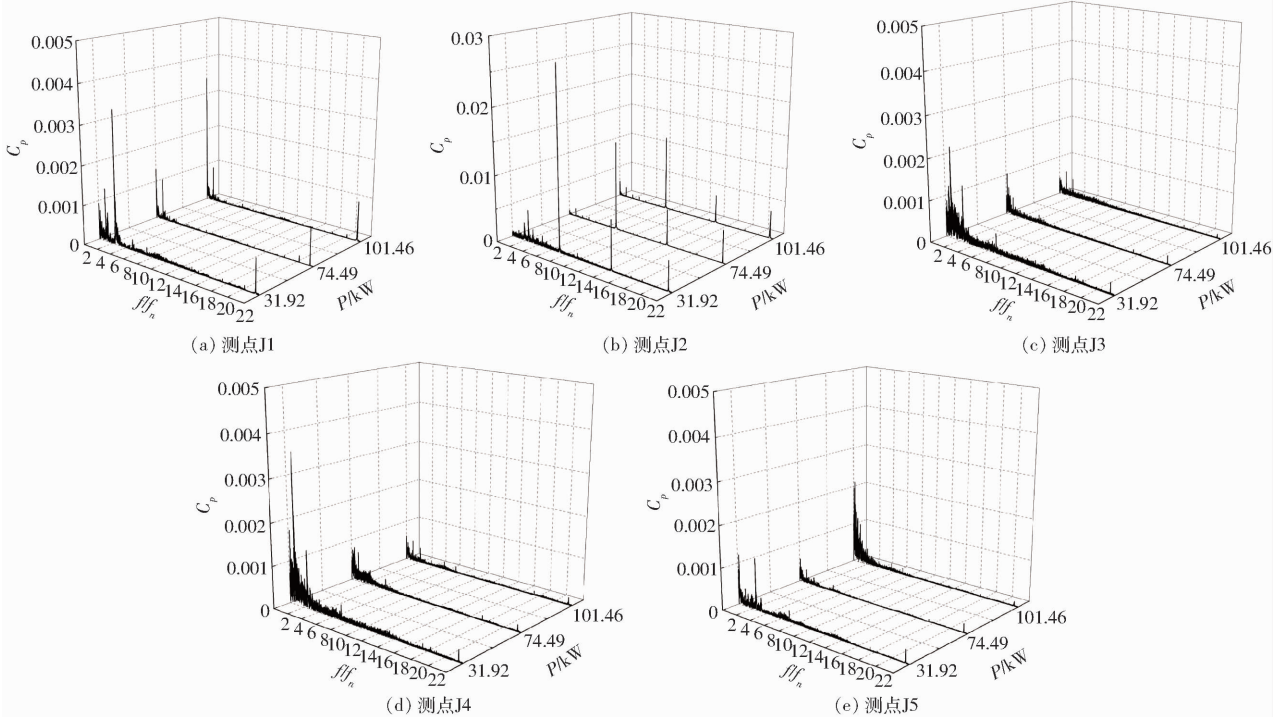


图 3 不同负荷时水轮机工况下各测点的频域特性

Fig.3 Frequency domain characteristics of different loads at each measuring point under turbine operation

方向从蜗壳进口到肘管外侧的各测点处的压力脉动频域特性。

由图 3 可以看出,无叶区 J2 压力脉动幅值明显高于其它部位,其主要频率为叶频及其倍频(f/f_n 为 7、14、21),叶频压力系数幅值可达到 0.03。无叶区 J2、尾水管锥管 J3 和 J4 处,随着负荷的增大,压力脉动幅值有所减少,小负荷时的压力脉动幅值较大。而蜗壳进口 J1 和尾水管肘管 J5 处的压力脉动幅值最小的工况为负荷 74.49 kW 时,小负荷时的压力脉动幅值仍较大。各测点各负荷时,小于叶频($f/f_n < 7$)的频率成分较为复杂丰富,具有较多的低频成分,且其压力脉动幅值较大,尤其是小负荷时,频率成分更为复杂,幅值较大,压力系数最大可达到 0.004。同一测点处,不同负荷时,主要频率和频率成分较为相似;相同负荷时,除无叶区外,其它测点的频率成分有相似之处,但其压力脉动幅值有所差别,说明了各测点的频率成分之间具有一定的关系,但随着水流流动,其相似频率的压力脉动幅值发生了变化,表现出了不同的传播特性。下面对各测点主要频率成分的传播特性进行研究和分析。

2.1.2 主要频率的筛选和分类

由于各测点的频率成分较多而且较为复杂,选取其中较为突出、具有代表性的主要频率来分析其传播特性。通过对图 3 中各测点不同负荷时频率成分的分析对比,3 种不同负荷时,各测点处均筛选出了主要的频率成分。为了便于分析对比,同一负荷时,不同测点筛选出几个相同的频率成分。表 1 给出了不同负荷时,各测点主要的频率成分。

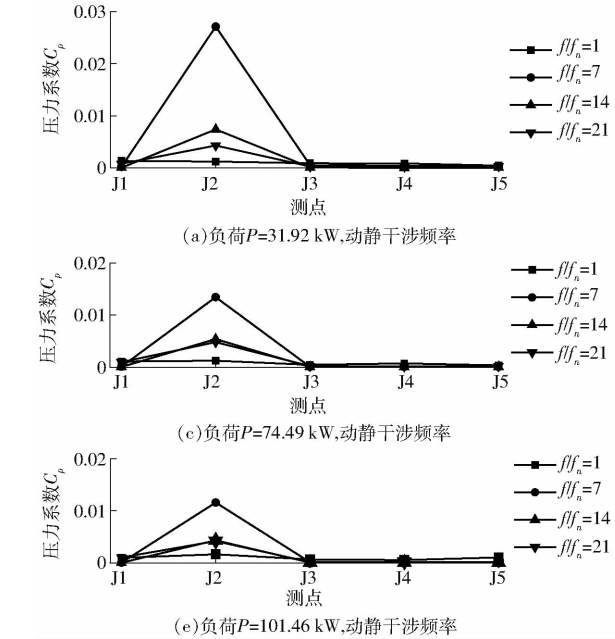


表 1 水轮机工况主要频率成分		
Tab. 1 Main frequency of turbine operation		
负荷 P/kW	各测点主要频率 f/f_n	
	动静干涉频率	其它频率
31.92	1, 7, 14, 21	0.03, 0.18, 0.85, 2.5
74.49	1, 7, 14, 21	0.012, 0.18, 2, 5
101.46	1, 7, 14, 21	0.035, 0.08, 2, 17

由表 1 可知,各负荷时,不同测点均选择了 f/f_n 为 1、7、14、21 的频率成分,这是因为转频($f/f_n = 1$)和叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21)是水泵水轮机最为典型的频率成分,该类频率主要由动静干涉引起,是水泵水轮机最为突出的频率。为了方便下面的分析,这里称之为动静干涉频率。

同时,表 1 还列出了各负荷时其它的频率成分,虽然相比于转频和叶频,此类频率的压力脉动幅值较小,但是它们是水泵水轮机内部流场流态变化的直接表现。此类频率的产生机理与转频和叶频有所不同,而与旋涡、二次流的关系更为紧密,是另一类典型的压力脉动频率,其多为小于叶频($f/f_n < 7$)的低频频率。此类频率成分较为复杂多样,因此,只选择具有代表性、较为突出的频率成分进行分析。为了方便下面的分析,这里称此类频率为其它频率。

2.1.3 主要频率的传播特性分析

图 4 给出了水轮机工况下,各负荷时主要频率随测点位置变化的传播特性。

由图 4 可知,不同负荷时,无叶区 J2 测点处的压力脉动幅值最大,其中动静干涉频率叶频 $f/f_n = 7$ 的压力脉动幅值最大,转频 $f/f_n = 1$ 的压力脉动幅值最小;动静干涉频率的压力脉动幅值高于其它频率。

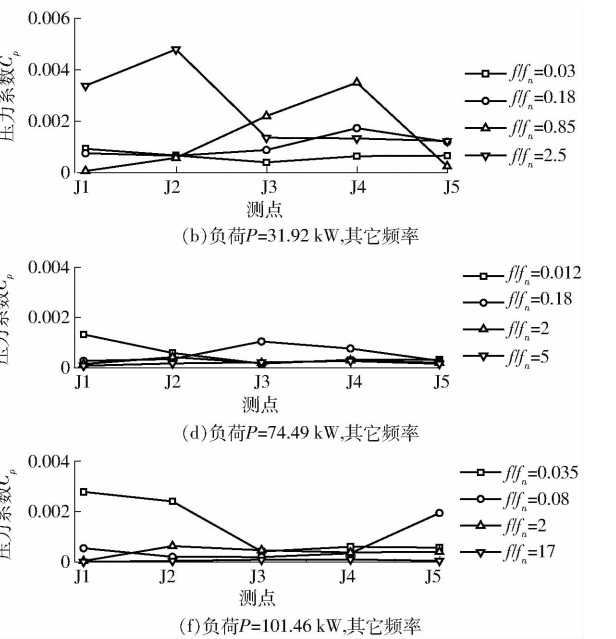


图 4 水轮机工况下不同负荷时主要频率的传播特性

Fig. 4 Transmission characteristics of main frequencies under different loads of turbine operation

由图 4a、4c、4e 可知，叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21) 主要产生于 J2 测点，具有较大的压力脉动幅值，但是，向上游下游急剧衰减，这说明叶频及倍频频率的影响限于无叶区，对上下游的影响较小。同时，相比于叶频及倍频，J2 测点处的转频 $f/f_n = 1$ 的压力脉动幅值较小，但是各测点处的转频幅值变化不大，这说明转频可以向上下游传播，叶轮的转动频率对整个水泵水轮机均有影响。这是因为，叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21) 来自于转轮和导叶的动静干涉作用，当远离这一区域时，动静干涉不明显，不易形成此类频率，而只在动静干涉作用明显的无叶区较为明显。而转频来自于转轮转动对水泵水轮机的影响，这一影响存在于整个水泵水轮机。

由图 4b、4d、4f 可知，其他频率幅值较小，不同负荷时产生的频率成分也不相同，其传播性有所差别。小负荷时，频率幅值较大，传播距离较远。其中，图 4b 显示，测点 J2 处产生了频率 $f/f_n = 2.5$ ，测点 J4 处产生了频率 $f/f_n = 0.85$ ，并分别向上下游传播；测点 J4 位于锥管壁面上，测点 J4 处产生的频率 $f/f_n = 0.85$ 可以向上游传播，但通过转轮后幅值急剧减小，说明其传播特性较强，而且可以向上游传播，但转轮对其影响较大。频率 f/f_n 为 0.03、0.18 产生于 J4 点处，并且也可以向上下游传播。图 4d 显示，频率 $f/f_n = 0.012$ 在 J1 处最大，说明该频率产生于蜗壳进口，向下游传播时通过转轮后迅速减小。图 4f 显示，频率 $f/f_n = 0.035$ 产生于蜗壳进口 J1 处，

且压力脉动幅值衰减较少地传到无叶区 J2 处，通过转轮后急剧减小，这说明转轮对其干扰较大。频率 $f/f_n = 0.08$ 形成于肘管处，向上游传播急剧减小。造成其它频率传播特性的原因可能是，该类频率一般来自于漩涡和二次流，其在流道中可传播并发展，而转轮转速较高，本身脉动强烈，同时内部流道复杂，进入转轮的流场会急剧变化，对原来的流场影响较大，导致形成于蜗壳和尾水管的压力脉动通过转轮后会产生巨大变化。

综上所述，动静干涉频率(f/f_n 为 1、7、14、21) 形成于无叶区 J2 处；叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21) 具有较高的压力脉动幅值，向上下游传播时，急剧减少，传播性较弱；与之相比，转频 $f/f_n = 1$ 的压力脉动幅值较小，但是向上下游传播时，衰减较少，具有较强的传播特性。

对于其它频率，不同负荷时的频率成分差别较大，小负荷时的频率幅值较大；小于转频($f/f_n < 1$) 的低频频率主要产生于蜗壳进口和锥管处，产生于蜗壳进口处的低频频率对转轮前的流场影响较大，但是对转轮之后影响较小，而产生于锥管的低频频率可以向上游传播，但是向上游通过转轮后传播性减弱。因此，低频频率衰减较小，向上下游传播性较强，但是，转轮对其传播性影响较大，可以阻碍其传播。

2.2 水泵工况下压力脉动传播特性

2.2.1 各监测点不同流量时频域特性

图 5 给出了水泵工况下，各监测点不同流量时的

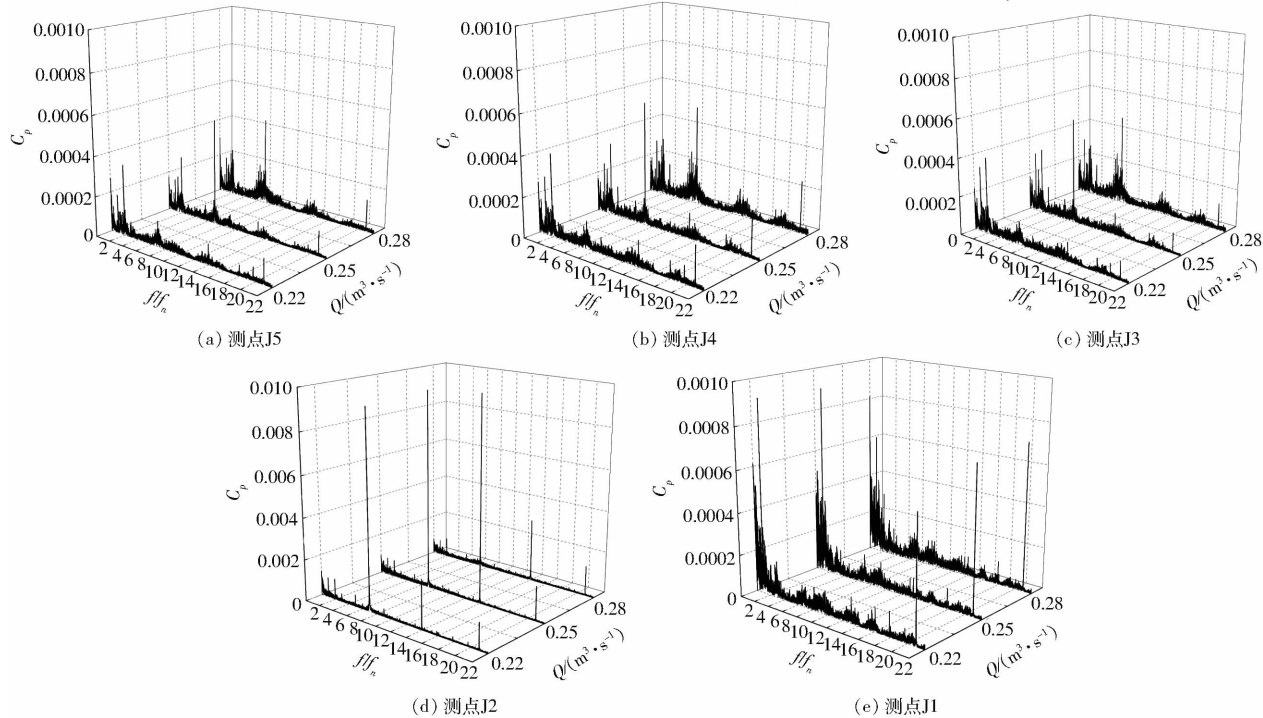


图 5 水泵工况下各测点不同流量时的频域特性

Fig. 5 Frequency domain characteristics of different flow rates at each measuring point under pump operation

压力脉动频域特性。图 5a ~ 5e 分别为沿着水流方向从肘管外侧到蜗壳进口的各测点处的压力脉动频域特性。由于是水泵工况,水流从肘管方向流入,从蜗壳流出,与水轮机工况时的水流方向相反,为了便于分析,图 5 中的测点沿着水流方向标记为 J5 ~ J1。

由图 5 可知,无叶区 J2 压力脉动幅值明显高于其它部位,其主要频率为叶频及其倍频(f/f_n 为 7、14、21),叶频 $f/f_n = 7$ 的压力脉动幅值最大,压力系数最大可达 0.01。除无叶区 J2 外的其它监测点的频率成分较为复杂,尤其是小于叶频($f/f_n < 7$)的频率成分增加,且其压力脉动幅值较大,在蜗壳进口处压力系数幅值最大可达 0.001。这是因为,在无叶区 J2 处,动静干涉作用较为强烈,导致叶频及其倍频的压力脉动幅值较大,远高于其它频率的压力脉动幅值,导致在 J2 点处叶频及其倍频较为突出,但此时其它频率仍然存在,而且压力系数幅值可以达到 0.001,只是相对叶频及其倍频来说较小;而其它测点处,动静干涉作用较弱,叶频及其倍频的压力脉动幅值较小,压力系数约为 0.000 4,而与其它频率的压力脉动幅值相差不大,导致没有突出的频率,大多频率成分的幅值较为接近,频率成分较复杂。在水泵工况时,水流经过叶轮、活动导叶、固定导叶和蜗壳,到达蜗壳进口时,流态变得较紊乱,导致蜗壳进口的压力脉动幅值较大,压力系数可达到 0.001,频率成分较多。

各测点上,不同流量工况下,压力脉动的频率成分和幅值较为接近,说明流量对水泵工况时同一测点处的频率成分和压力脉动幅值影响较小。尾水管内的测点 J5、J4 和 J3 处的频率成分和幅值也比较相近,说明这些频率之间具有一定的关系。下面对各测点主要频率成分的传播特性进行详细研究和分析。

2.2.2 主要频率的筛选和分类

选取其中较为突出、具有代表性的主要频率来分析其传播性。通过对图 5 中各测点不同流量时频率成分的分析对比,各测点处均筛选出了主要的频率成分。表 2 给出了不同流量时,各测点主要的频率成分。其选择的原则与水轮机工况时主要频率成分的筛选原则相同。

表 2 水泵工况主要频率成分
Tab.2 Main frequency of pump operation

$Q/(m^3 \cdot s^{-1})$	各测点主要频率 f/f_n	
	动静干涉频率	其它频率
0.22	1, 7, 14, 21	0.006, 0.024, 0.072, 2, 5
0.25	1, 7, 14, 21	0.006, 1.44, 2, 3, 5
0.28	1, 7, 14, 21	0.006, 0.24, 2, 3, 5

2.2.3 主要频率的传播特性分析

图 6 给出了水泵工况下不同流量时主要频率随测点位置变化的传播特性。由图 6 可知,不同流量时,无叶区 J2 点处的压力脉动幅值最大,其中动静干涉频率叶频 $f/f_n = 7$ 的压力脉动幅值最大,转频 $f/f_n = 1$ 的压力脉动幅值最小;动静干涉频率的压力脉动幅值高于其它频率。

由图 6a、6c、6e 可知,叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21)主要产生于测点 J2,具有较大的压力脉动幅值,但是,向上下游传播时急剧衰减,这说明叶频及倍频频率的影响只在无叶区,对其它部位的影响较小。相比于叶频及倍频,测点 J2 处的转频 $f/f_n = 1$ 的压力脉动幅值较小,但是各测点处的转频幅值变化不大,这说明转频可以向上下游传播,转轮的转频对整个水泵水轮机均有影响。这是因为,叶频及倍频来自于转轮和导叶的动静干涉作用,在无叶区作用明显,而在远离无叶区的区域作用较弱。转频的影响来自于转轮的旋转作用,而其存在于整个水泵水轮机内。

由图 6b、6d、6f 可知,其他频率的压力脉动幅值较小,不同流量时产生的频率成分和压力脉动幅值均较相似,其中,产生了 3 种相同的频率(f/f_n 为 0.006、2、5)。其他频率大多在无叶区 J2 测点处达到最大。

图 6b 显示,小流量工况时,在无叶区 J2 处形成的频率成分向上下游均有传播,虽然衰减较大,但各个测点处均存在。其中,频率 $f/f_n = 0.006$ 的压力脉动幅值较小,可向上下游传播,但是,在向上传播时,其压力脉动幅值有所增强,这说明该频率在无叶区形成后,流向蜗壳时进一步发展了。

图 6d 显示,流量 $Q = 0.25m^3/s$ 时,其它频率成分形成于无叶区,可向上下游传播,压力脉动幅值有所衰减,但各测点处仍存在影响。频率 $f/f_n = 0.006$ 时压力脉动幅值较大,向上下游传播时有所衰减。转频的倍频 $f/f_n = 3$ 压力脉动幅值较小,但向上下游传播时没有衰减,这可能是因为,该频率是转频的倍频,受转轮旋转影响较大,因此对整个流道均有影响。

图 6f 显示,大流量工况时,其它频率成分形成于无叶区,可向上下游传播,但是压力脉动幅值有所衰减。其中,频率 $f/f_n = 0.006$ 压力脉动幅值较大,向上传播时有所增强,向下游传播时减弱。转频的倍频 $f/f_n = 3$ 压力脉动幅值较小,但向上下游传播时没有衰减,传播距离较远。

综上所述,动静干涉频率(f/f_n 为 1、7、14、21)形成于无叶区 J2 处;叶频及倍频(f/f_n 为 7、14、21)具

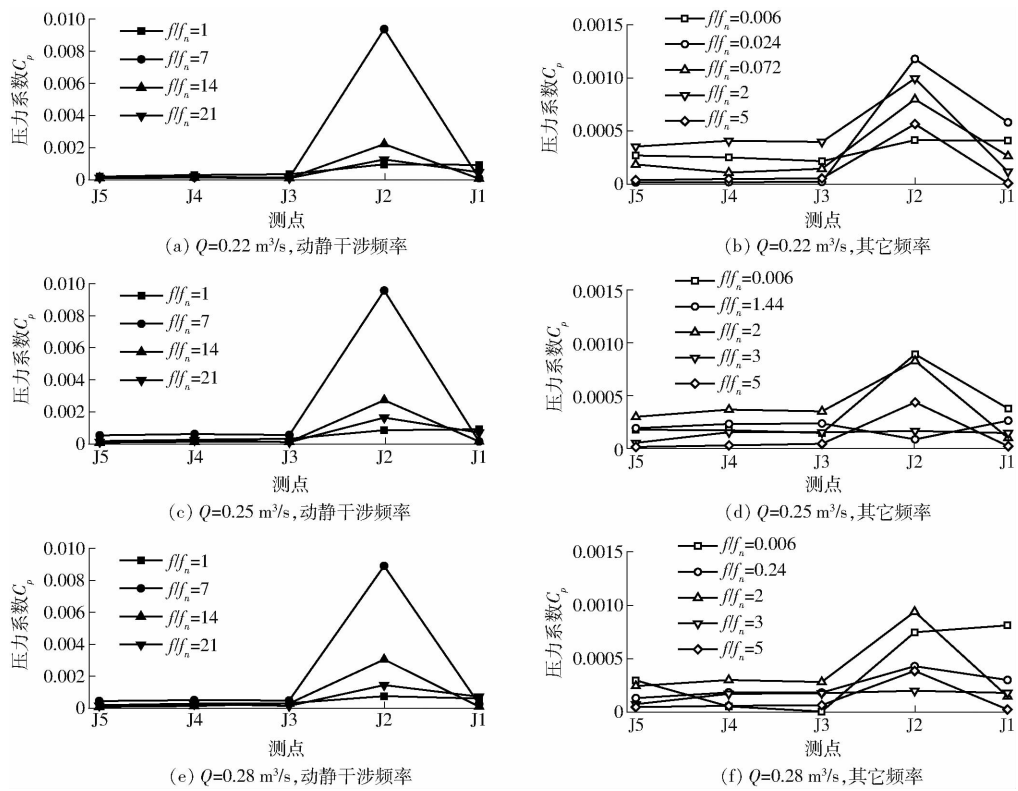


图 6 水泵工况下不同流量时主要频率的传播特性

Fig. 6 Transmission characteristics of main frequencies under different flow rates of pump operation

有较高的压力脉动幅值,向上下游传播时,急剧减少,传播性较弱;转频 $f/f_n=1$ 的压力脉动幅值较小,但是向上下游传播时,衰减较少,具有较强的传播性。

对于其它频率,不同流量时的频率成分较相似,压力脉动幅值相差不大,大多频率成分在无叶区达到最大,并在向上下游传播时有所衰减。水泵工况时,均出现了低频频率 $f/f_n=0.006$,向上下游传播特性较强,且在小流量和大流量工况下,向上游传播时有所增强。可能的原因是,偏最优工况时,产生的旋涡和二次流形成了该低频频率,在通过转轮后有所发展。同时,各流量工况时,转频的倍频 $f/f_n=3$ 的压力脉动幅值较小,但上下游传播性较强,几乎在整个流道中无衰减。由于该频率是转频的倍频,与转轮旋转的影响有关,而转轮的旋转效应可以影响整个流道。

3 结论

(1)不论是水泵工况还是水轮机工况时,无叶区压力脉动幅值明显高于其它部位,主要频率为叶频及其倍频。各测点小于叶频的频率成分较为复

杂,具有较多小于叶频的低频成分,且其压力脉动幅值较大。除无叶区外的其他测点的频率成分较为相似,但压力脉动幅值有所差别。

(2)水轮机工况时,叶频及倍频形成于无叶区,向上下游传播时,急剧减少,传播性较弱;而压力脉动幅值较小的转频,向上下游传播时衰减较少,具有较强的传播性。主要产生于蜗壳进口和锥管处小于转频的低频频率,向上下游传播时衰减较小,具有较强的传播性,但是,转轮可以大大削减其传播能力。

(3)水泵工况时,叶频及倍频形成于无叶区,具有较高的压力脉动幅值,向上下游传播时,急剧减少,传播性较弱。而压力脉动幅值较小的转频向上下游传播时,衰减较少,具有较强的传播性。其它小于叶频的频率成分大多在无叶区达到最大,向上下游传播时有所衰减。

(4)水泵工况时,不同流量下各测点均出现的低频频率 $f/f_n=0.006$ 具有较强的上下游传播性,且在小流量和大流量工况下,向上游传播时有所增强。同时,转频的倍频 $f/f_n=3$ 的压力脉动幅值较小,但上下游传播性较强,几乎在整个流道中无衰减。

参 考 文 献

[1] 袁寿其,方玉建,袁建平,等. 我国已建抽水蓄能电站机组振动问题综述[J]. 水力发电学报, 2015, 34(11):1-15. YUAN Shouqi, FANG Yujian, YUAN Jianping, et al. Review on vibration problems of power units in commissioned pumped storages projects in China[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2015, 34(11):1-15. (in Chinese)

[2] 李琪飞,陈祥玉,蔡婷,等. 非同步导叶在不同布置方式下对机组特性影响的研究[J]. 太阳能学报,2021,42(8):23-31.

- LI Qifei, CHEN Xiangyu, CAI Ting, et al. Study on influence of asynchronous guide vane on unit characteristics under different arrangement modes[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2021, 42(8):23–31. (in Chinese)
- [3] 李剑华,张文武,祝宝山,等. 水泵水轮机无叶区压力脉动研究[J]. *工程热物理学报*, 2021, 42(5):1213–1223.
LI Jianhua, ZHANG Wenwu, ZHU Baoshan, et al. Study on pressure fluctuation in vaneless space of pump-turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2021, 42(5):1213–1223. (in Chinese)
- [4] 王小龙,刘德民,刘小兵,等. 水泵水轮机无叶区内部流场及压力脉动分析[J]. *水力发电学报*, 2021, 40(4):59–71.
WANG Xiaolong, LIU Demin, LIU Xiaobing, et al. Analysis on flow structures and pressure pulsation in vaneless space of reversible pump turbine[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2021, 40(4):59–71. (in Chinese)
- [5] 官奎,祝宝山,胡赞熬,等. 负倾角水泵水轮机转轮水轮机工况压力脉动特性研究[J]. *水电能源科学*, 2019, 37(10):113–116.
GONG Kui, ZHU Baoshan, HU Zan'ao, et al. Pressure fluctuation characteristics of hydraulic turbine runner with negative blade dip angle[J]. *Water Resources and Power*, 2019, 37(10):113–116. (in Chinese)
- [6] ROTH S, HASMATUCHI V, BOTERO F, et al. Fluid-structure coupling in the guide vane cascade of a pump-turbine scale model[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environment Science*, 2010, 12(1):12074.
- [7] HASMATUCHI V, ROTH S, BOTERO F, et al. High-speed flow visualization in a pump-turbine under off-design operating conditions[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environment Science*, 2010, 12(1):12059.
- [8] TRIVEDI C, CERVANTES M J, GANDHI B K, et al. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2013, 135(11):111102.
- [9] RODRIGUEZ C G, EGUSQUIZA E, SANTOS I F. Frequencies in the vibration induced by the rotor stator interaction in a centrifugal pump turbine[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, 129(11):1428–1435.
- [10] 张梁,李金伟. 水轮机工况下水泵水轮机的无叶区压力脉动特性分析[J]. *大电机技术*, 2017(1):60–63.
ZHANG Liang, LI Jinwei. Characteristic analysis of pressure fluctuation in the non-blade area of a pump-turbine under turbine condition[J]. *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, 2017(1):60–63. (in Chinese)
- [11] 李金伟,于纪幸. 水泵水轮机无叶区压力脉动传递特性研究[J]. *水电与抽水蓄能*, 2020, 6(5):38–42.
LI Jinwei, YU Jixing. Study on transfer characteristics of pressure fluctuation in a prototype pump-turbine[J]. *Hydropower and Pumped Storage*, 2020, 6(5):38–42. (in Chinese)
- [12] 肖琼,张春泽,夏林生,等. 水泵水轮机泵工况压力脉动和转轮受力特性[J]. *水利水电技术*, 2020, 51(7):53–62.
XIAO Qiong, ZHANG Chunze, XIA Linsheng, et al. Pressure pulsation and runner mechanical property during pumping mode of pump-turbine[J]. *Resources and Hydropower Engineering*, 2020, 51(7):53–62. (in Chinese)
- [13] 周佩剑,王福军,姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析[J]. *水利学报*, 2015, 46(9):1128–1134.
ZHOU Peijian, WANG Fujun, YAO Zhifeng. Analysis of rotating stall cells in an impeller of centrifugal pump[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2015, 46(9):1128–1134. (in Chinese)
- [14] 周佩剑,王福军,姚志峰. 旋转失速条件下离心泵叶轮压力脉动特性研究[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(10):56–61.
ZHOU Peijian, WANG Fujun, YAO Zhifeng. Investigation of pressure fluctuation in centrifugal pump impeller under rotating stall conditions[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(10):56–61. (in Chinese)
- [15] FERNANDEZ O, GONZALEZ J, ARGUELLES D, et al. Decomposition of deterministic unsteadiness in a centrifugal turbomachine: nonlinear interactions between the impeller flow and volute for a double suction pump[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(1):0111031–01110310.
- [16] YAO Z F, WANG F J, QU L X. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(10):1013031–10130310.
- [17] MAGNOLI M V, SCHILLING R. Numerical simulation of pressure pulsations in Francis turbines [M] // *Advances in Hydroinformatics*. Springer, Singapore, 2014:389–403.
- [18] LIU J, LIU S, WU Y, et al. Numerical investigation of the hump characteristic of a pump turbine based on an improved cavitation mode[J]. *Computers & Fluids*, 2012, 68:105–111.
- [19] 尹俊连,王德忠,王乐勤,等. 水泵水轮机流动 CFD 模拟的研究进展[J]. *水力发电学报*, 2013, 32(6):233–238.
YIN Junlian, WANG Dezhong, WANG Leqin, et al. Advances in CFD flow simulation for pump-turbine[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2013, 32(6):233–238. (in Chinese)
- [20] YIN J L, WANG D Z, WANG L Q, et al. Effects of water compressibility on the pressure fluctuation prediction in pump turbine[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environment Science*, 2012, 15(6):062030.