

贯流式水轮机低频脉动及尾水管涡带特性研究

郑源¹ 蒋文青² 陈宇杰³ 孙奥冉³

(1. 河海大学创新研究院, 南京 210098; 2. 河海大学能源与电气学院, 南京 211100;
3. 河海大学水利水电学院, 南京 210098)

摘要: 为了研究贯流式水轮机内部低频压力脉动特性, 针对某电站贯流式水轮机进行了非定常数值计算, 分析了不同工况下水轮机内部的压力脉动特性, 揭示了贯流式水轮机低频压力脉动产生的机理, 并提出了改善低频脉动的方案。研究表明, 在额定工况和小流量工况下, 水轮机内部的压力脉动主要受到叶片通过频率(5.26 Hz)以及低频脉动(0.20 Hz)的影响, 低频脉动的幅值从水轮机进口到出口逐渐增加, 且小流量工况的低频压力幅值较额定工况高; 不同工况下, 水轮机尾水管内均存在一个与转轮旋转方向一致的螺旋状偏心涡带, 该涡带按一定周期演变, 其对应频率为0.22 Hz, 与低频压力脉动频率(0.20 Hz)较为接近, 因此可以说明该水轮机内部的低频压力脉动是尾水管涡带引起的; 为了减小水轮机低频压力脉动系数幅值, 提出了一种在尾水管内增设导流板的方案, 该方案能有效降低由尾水管涡带引起的低频压力脉动系数幅值, 导流板通过降低尾水管内的涡带能量, 达到消涡目的。研究结果可为贯流式水轮机组的稳定运行提供依据。

关键词: 贯流式水轮机; 尾水管; 低频压力脉动; 涡带特性; 数值计算

中图分类号: TK733+.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)04-0165-07

Investigation on Low Frequency Pulsating and Draft Tube Vortex of Tubular Turbine

ZHENG Yuan¹ JIANG Wenqing² CHEN Yujie³ SUN Aoran³

(1. Institute of Innovation, Hohai University, Nanjing 210098, China
2. College of Energy and Electric Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China
3. College of Water Conservancy and Hydropower, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: In order to study the characteristics of low frequency pressure pulsation of tubular turbine, the unsteady internal flow field in a tubular turbine of a power station was numerically simulated. The pressure pulsation characteristics of the turbine under different working conditions were also analyzed. The UG software was used to build the model which mainly consisted of inlet conduit, bulb body, guide vane, runner and draft tube. The results showed that the pressure pulsation in the turbine was mainly affected by the rotation frequency of blade (5.26 Hz) and the low-frequency pressure-pulse (0.20 Hz) under the rated condition and low flow rate condition. The amplitude of the low frequency pulsation at 0.20 Hz was increased gradually from the turbine inlet to the outlet. And the amplitude under the low flow rate condition was higher than that of the rated condition. There was a helical vortex rope in the draft tube which had the same direction with the runner hand of rotation. The frequency of the vortex rope in the draft tube was 0.22 Hz. The low frequency pressure fluctuation frequency was mainly caused by the vortex rope. In order to reduce the influence of vortex rope, the deflector was used in the draft tube. The vortex was eliminated by reducing the energy of vortex. The steady operation of the turbine has been the focus in recent years. At the same time, the low-frequency pressure-pulse in the turbine was an important factor which affected the stable operation of the turbine. The research result had reference value for the stable operation of tubular turbine.

Key words: tubular turbine; draft tube; low-frequency pressure-pulse; vortex characteristic; numerical calculation

收稿日期: 2017-06-12 修回日期: 2017-07-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(51339005、51579080)和安徽省自然科学基金面上项目(1608085ME119)

作者简介: 郑源(1964—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械及水利水电工程研究, E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

0 引言

贯流式水轮机由于具有轴向贯通、水力损失小、过流能力强等优点^[1],在低水头资源的开发中备受关注。水轮机的稳定运行一直是近些年的焦点,而贯流式水轮机内部的非定常压力脉动是影响机组稳定运行的重要因素^[2]。

国内外研究学者通过数值计算^[3-4]与试验^[5-6]相结合的方法,对水轮机内部的非定常流动进行了研究。钱忠东等^[7]采用大涡模拟方法,分析了贯流式水轮机在不同工况下的压力脉动特性,发现额定工况下,转轮出口振幅最大;小流量工况下,尾水管内振幅最大。李仁年等^[8]采用数值计算与模型试验相结合的方法,分析了水泵水轮机在低水头下的压力脉动特性,结果表明转轮出口处的主频随着水头的增加逐渐减小,幅值变化规律却相反。文献[9-10]为了探讨混流式水轮机内部的压力脉动形成机理,采用不同的湍流模型预测了混流式水轮机内部压力脉动,发现尾水管内涡带以及转轮与导叶间的动静干涉是产生压力脉动的根本原因。李万等^[11]研究了不同湍流模型对尾水管偏心涡带的影响,结果发现 SST 模型的适应性及模拟结果与试验的吻合度均为最佳。姚丹等^[12]结合模型试验,阐述了水轮机模型压力脉动的测试原理及方法。钱忠东等^[13]分析了不同形式的泄水锥对混流式水轮机压力脉动的影响,发现不同形式泄水锥的减振效果与水轮机的工况有关。SUDSUANSEE 等^[14]对灯泡贯流式水轮机进行了非定常计算,对前缘空化及转频进行了分析。LUO 等^[15]对双向潮汐电站灯泡贯流式水轮机受重力影响下的 4 种运行工况压力脉动特性进行了分析。

郑源等^[16]提出混流式水轮机运行不稳定的重要原因是尾水管内的压力脉动,总结了减小或消除尾水管涡带的有效措施。吴玉林等^[17]对三峡水轮机模型机组的两个活动导叶开度工况进行了尾水管内的漩涡流动模拟,揭示了尾水管涡带的形成和发展。王正伟等^[18]针对混流式水轮机的典型部分负荷工况,计算了尾水管内部由于涡带引起的不稳定流场,得到了尾水管不同部位的压力脉动对转轮内压力的影响。童朝等^[19]基于 CFD 对混流式水轮机尾水管内的导流隔板进行了分析,发现在尾水管内加设导流隔板,能有效减轻压力脉动,不同部位的导流隔板也会产生不同的效果。上述对于水轮机尾水管涡带的研究主要集中在混流式水轮机,对贯流式水轮机的研究相对较少。

现有的研究可以得出贯流式水轮机在某些工况

运行时会产生低频压力脉动,但就低频压力脉动的产生机理并没有进行深入探讨。本文基于 CFD 技术对贯流式水轮机尾水管内涡带流动的时间和空间特征进行数值计算,分析水轮机内部的压力脉动特性,揭示灯泡贯流式水轮机内部低频压力脉动的产生机理,并提出一种改善低频脉动的方案。

1 计算模型及方法

本文以某灯泡贯流式水轮机为研究对象,其主要设计参数如下:额定流量 $Q_r = 340.45 \text{ m}^3/\text{s}$,额定水头 $H = 8.3 \text{ m}$,额定转速 $n = 78.9 \text{ r/min}$,水轮机转轮直径 $D_1 = 6.65 \text{ m}$,叶片数 $Z = 4$,导叶数 $Z_0 = 16$,轮毂比 $D_h = 0.36$,转频 $f_r = 1.3149 \text{ Hz}$,叶片通过频率为 5.26 Hz 。

计算域包括进水流道、导叶、转轮以及尾水管,如图 1 所示。

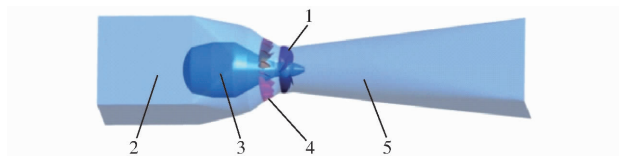


图 1 计算域模型

Fig. 1 Model of computational domain

1. 转轮 2. 进水流道 3. 灯泡体 4. 导叶 5. 尾水管

采用 ICEM CFD 对计算域进行网格划分,考虑到该贯流式水轮机模型结构的复杂性,采用了自适应性比较强的非结构化网格,对近壁面等关键部位进行了局部网格加密。通过网格无关性验证,最终将网格数量确定在 670 万左右,且将网格质量控制 在 0.2 以上。计算中选用了 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,计算精度设置为 10^{-4} 。将壁面设置为无滑移壁面;进出口边界条件设置为质量流量进口以及自由出流;为了使数据能在交界面上传递,定常计算时,将动静交界面设置为冻结转子类型 (Frozen rotor interface);非定常计算时,将动静交界面设置为瞬态冻结转子类型 (Transient rotor/stator interface)。非定常计算的时间步长设置为 $6.3375 \times 10^{-3} \text{ s}$,即叶轮转过 3° 所需要的时间。

为了获得该贯流式水轮机运转时内部各处的压力脉动的信息,在水轮机转轮进口、尾水管进口以及尾水管内部设置了若干监测点^[20],如图 2 所示,在转轮的进口处,从轮毂到轮缘,设置的 4 个点分别是 P1 ~ P4;在尾水管进口处,从轮毂到轮缘,均匀布置了 4 个点,分别是 G1 ~ G4;在距尾水管进口 $0.4D_1$ 截面处,沿着轮毂到轮缘,均匀布置的 4 个点分别是 G5 ~ G8。为了保证非定常计算结果的稳定性,采样的时间设置为 16 个周期,选取最后 2 个周期的结果

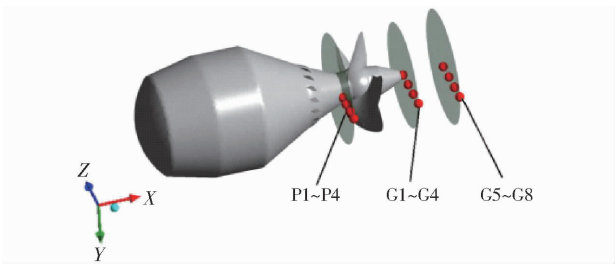


图 2 监测点设置

Fig. 2 Location of monitoring points

作为压力脉动特性分析的数据。

2 流场数值计算结果验证与分析

在东方电机 T4 水力机械试验台对该水轮机模型进行了全面的外特性试验以及压力脉动试验,将

试验得到的效率与水轮机模型数值模拟计算得到的结果相对比,如表 1 所示。其中,工况 3 为额定工况,工况 5 为小流量工况,其余工况均为协联工况。由表 1 可知,效率计算值与试验值具有较高的吻合度,最大误差不超过 0.85%,压力脉动系数幅值的最大误差不超过 4.4%,且压力脉动系数幅值的计算值均小于试验值,验证了本文所采用的数值计算模型及方法的可靠性,为下文贯流式水轮机压力脉动特性研究提供了佐证。

2.1 压力脉动频域分析

(1) 额定工况

通过数值计算得到了灯泡贯流式水轮机内部各监测点压力脉动的时域信息,经过傅里叶变换得到

表 1 不同工况的数值模拟与试验结果对比

Tab.1 Numerical simulation of different working conditions comparison with experimental results

工况序号	水头/ m	导叶开度/ (°)	桨叶角度/ (°)	转速/ (r·min ⁻¹)	效率/%		压力脉动系数幅值/%	
					计算值	试验值	计算值	试验值
1	13.5	52	29.0	142.8	93.10	92.32	1.74	1.8
2	11.9	52	26.7	152.2	93.20	93.23	1.36	1.4
3	8.3	66	33.0	182.1	91.81	91.86	2.24	2.3
4	6.0	67	29.0	214.2	90.30	90.27	3.01	3.1
5	3.6	55	12.5	275.0	82.44	82.47	5.16	5.4

压力脉动的频域信息。根据文献[21],压力脉动系数计算公式为

$$C_p = \frac{\Delta H}{H} \times 100\%$$

式中 ΔH ——水头脉动值,m
 H ——计算水头,m

图 3 所示为额定工况下水轮机内部不同监测点的频域特性,由图 3a 可知,在额定工况下,转轮进口处的主频为叶片通过频率(5.26 Hz),转轮转动是产生压力脉动的主要原因,该部分的压力脉动系数最大幅值为 1.88%;转轮进口处靠近壁面的监测点 P1、P4 的压力脉动系数幅值明显高于内部的监测点 P2、P3;由图 3b 可知,较转轮进口处,尾水管进口处的

响较小,次频为该水轮机的叶片通过频率(5.26 Hz);由图 3c 可知,在尾水管内部距尾水管进口 0.4*D*₁处仍存在着一频率约为 0.20 Hz 的低频压力脉动,并起主导作用,其最大幅值为 3.46%。从水轮机的进口到出口处,低频压力脉动的主导作用越来越明显,叶片通过频率所起作用则不断减弱。

(2) 小流量工况

为进一步探究贯流式水轮机内部低频压力脉动产生的机理,本文计算了小流量(0.36*Q_r*)工况下,水轮机内部的压力脉动,并得到了不同监测点下的频域特性,如图 4 所示。由图 4a 可知,小流量工况下,转轮转动对压力脉动起主导作用,转轮进口处的主频为叶片通过频率(5.26 Hz),压力脉动系数最大幅值为 2.52%;由图 4b 可知,与转轮进口处相比,尾水管进口处的主频为 0.20 Hz 的低频压力脉动,

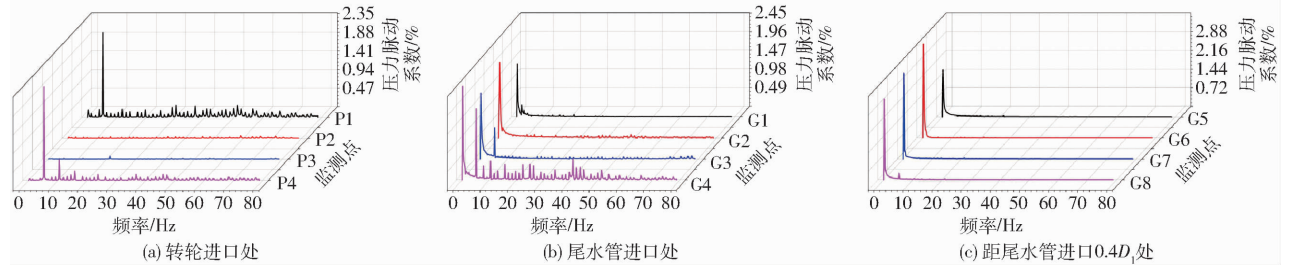


图 3 额定工况下不同监测点频域特性

Fig. 3 Frequency domain characteristics of different monitors under rated condition

其最大幅值约为 2.64%,次频为水轮机的叶片通过频率(5.26 Hz),该部分低频压力脉动起主导作用;由图 4c 可知,在尾水管内部距尾水管进口 0.4D₁处对压力脉动起主要作用的仍为低频压力脉动,对应频率仍为 0.2 Hz,其最大幅值约为 6.72%,由于与

转轮处距离较远,叶片通过频率基本不起作用。沿着水流流动方向,低频压力脉动对应幅值逐渐增加,其主导作用明显。由于流量的减少,转轮内部水流紊乱度增加,漩涡增多,因此在小流量工况下其压力脉动幅值较额定工况下大。

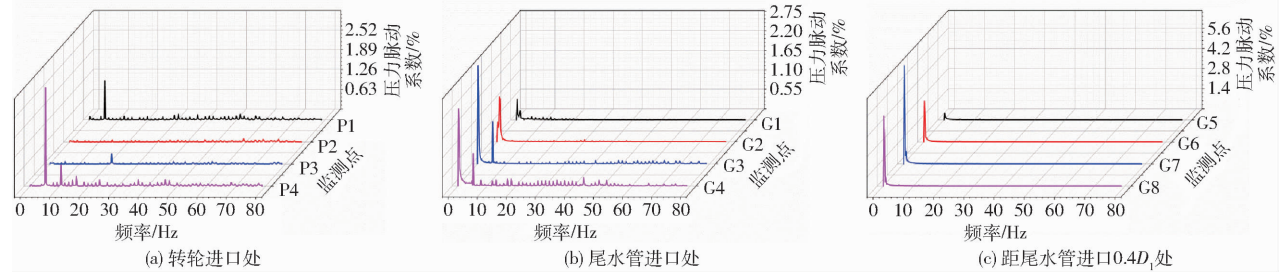


图 4 小流量工况下不同监测点频域特性

Fig. 4 Frequency domain characteristics of different monitors under small flow rate condition

综上所述,从水轮机进口到尾水管出口,低频脉动(0.20 Hz)的幅值均逐渐增大,而叶片通过频率(5.26 Hz)对应的幅值逐渐减少,表明低频脉动的主导地位不断提高,而转轮叶片对压力脉动的影响逐渐减弱。

2.2 尾水管流态分析

通过上述对额定工况及小流量工况的分析可知,越接近尾水管内部,水轮机产生的低频压力脉动越明显,为了深入研究该水轮机低频压力脉动产生的机理,对不同工况下的水轮机尾水管内部流动进行了研究。

图 5 所示为不同工况下尾水管内部流线图,额定工况下,尾水管内漩涡分布类似卡门涡,漩涡主要分布在尾水管前半部分;小流量工况下,尾水管内漩涡数量激增,且充满整个尾水管,在尾水管的中后位置由回流引起的漩涡形态明显。尾水管内部的涡带主要是由转轮带动的主流区与尾水管内的死水区相互作用,死水区中的水流再回流而形成的漩涡。小流量工况下,由于流量减少,转轮对水流的作用力相对增大,使得尾水管内水流流态更紊乱。

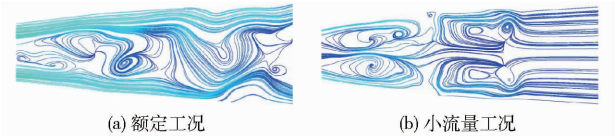


图 5 不同工况下尾水管内部流线图

Fig. 5 Streamline in draft tube under different working conditions

本文基于 Q_c 准则研究了额定工况和小流量工况下尾水管内部涡结构核心区域产生部位以及演化规律, Q_c 准则目前被广泛应用于表征漩涡的产生以及演化规律,其计算公式为^[22-23]

$$Q_c = \frac{1}{2} (W_{ij} W_{ij} - S_{ij} S_{ij}) \tag{2}$$

式中 Q_c ——阈值 W_{ij} ——涡量幅值
 S_{ij} ——应变率幅值

图 6 为额定工况下阈值 $Q_c = 0.02$ 时,尾水管涡核分布等值图,图 7 为小流量工况下阈值 $Q_c = 0.04$ 时,尾水管涡核分布等值图。其中 $t_0 \sim t_6$ 分别表示不同涡带所对应的时刻。两种工况下的涡核大小类似,但小流量工况对应的阈值更大,表明该工况对应的尾水管流态更紊乱。由图可知,在不同时刻尾水管内部均存在着螺旋状漩涡,其旋转方向与转轮转动方向一致。由于水轮机转轮出口处的环量较大,尾水管内部的水流产生了较大的圆周速度,圆周速度分量和水轮机运行必然存在轴向速度分量相互叠加致使涡按照螺旋状发展。对涡带进一步分析可知,该涡带核心区域的演化随着时间的变化呈现出周期性。在 t_0 时刻,尾水管内的涡带初步生成,在 $t_1 \sim t_5$ 时刻,尾水管内的涡带不断生长,在 t_6 时刻,尾水管涡带又恢复至初始时刻的状态,从 $t_0 \sim t_6$ 时刻,尾水管内的涡带存在明显的一个周期,因此,该涡带的变化周期 $T = t_6 - t_0 = 4.57$ s,经换算可得,其对应频率为 0.22 Hz,与水轮机低频脉动的频率 0.20 Hz 较为接近,因此可认为,尾水管内部的涡带对水轮机内部低频脉动的产生有直接影响。

由于该涡主要存在于尾水管中,并作与转轮同方向的低速旋进运动,因此无论是在额定工况还是小流量工况,尾水管进口以及尾水管内部监测点的低频压力脉动幅值均明显高于转轮进口的监测点,转轮进口的监测点由于远离尾水管涡带,在转轮进口处基本不存在明显的低频幅值,对压力脉动起主导作用的是叶片通过频率。

3 低频压力脉动的改善措施

通过上述分析可知,该水轮机内部的低频压力

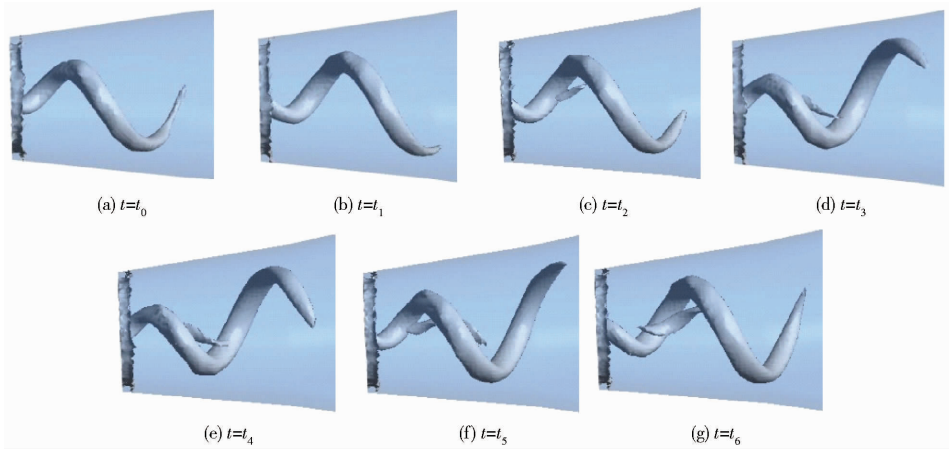


图 6 额定工况下尾水管涡核心区域演化图

Fig. 6 Vortex core region development in draft tube under rated conditions

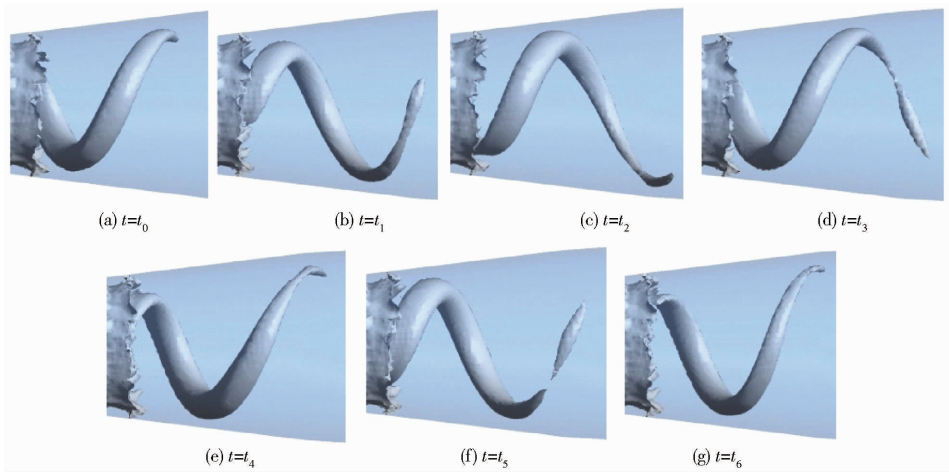


图 7 小流量工况下尾水管涡核心区域演化图

Fig. 7 Vortex core region development in draft tube under small flow conditions

脉动是由尾水管内的螺旋状涡带引起的。为了改善尾水管内部的涡带,本文在尾水管内部增设一导流板^[24-26],其工作原理是通过破坏尾水管内部的涡带,阻止涡带的产生及传播。图 8 所示为增设导流板的水轮机尾水管,为了分析导流板对尾水管内部流动状态以及各部位压力脉动的影响,分别对该水轮机的额定工况以及小流量工况进行了研究。

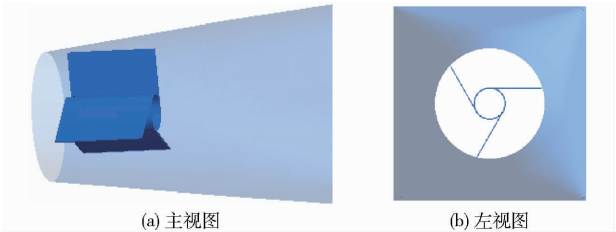


图 8 增设导流板的尾水管

Fig. 8 Flow deflector in draft

表 2 所示为额定工况和小流量工况下,增设导流装置前、后不同压力脉动的主频和压力脉动系数幅值的对比。额定工况下,设置在转轮进口处的监测点 P1、P4,在增设导流装置之后其幅值降低明显,约下降为原值的 35% 左右,但并没有影响该部分的

压力脉动主频,其仍为叶片通过频率。设置在尾水管内部的监测点 G3、G4 以及设置在距离尾水管进口 0.4D₁ 处的监测点 G6、G7,虽未改变该水轮机尾水管内部的压力脉动主频,但是压力脉动系数幅值得到了降低,约降为原值的 60% 左右,可见增设导流板对水轮机内部的低频压力脉动有一定的改善作用。在小流量工况下,监测点 P1、P4 相应的幅值和主频均未有明显改变,监测点 G3、G4 以及 G6、G7 幅值均有明显下降,幅值最大下降值约为原值的 50%,但其压力脉动的主频并没有明显变化,仍然为 0.20 Hz。

图 9 所示为增设导流板后尾水管涡核心区域图,此时的阈值 $Q_c = 0.01$,与增设导流板前尾水管内存在的螺旋涡带相比,在导流板的作用下,尾水管内部的涡带被消除了,只在尾水管进口存在少量的涡带。增设导流板可有效消除尾水管中的尾水管涡带。

综上所述,增设导流板能有效阻止尾水管涡带的产生,降低尾水管内的涡带能量,使水流在尾水管内不能形成一个完整的涡,最终达到降低低频压力

表 2 不同工况增设导流装置前、后压力脉动系数幅值

Tab.2 Magnitude of pressure pulsation without and with deflector under different conditions

监测点	额定工况				小流量工况			
	增设导流装置前		增设导流装置后		增设导流装置前		增设导流装置后	
	主频/Hz	压力脉动系数 幅值/%	主频/Hz	压力脉动系数 幅值/%	主频/Hz	压力脉动系数 幅值/%	主频/Hz	压力脉动系数 幅值/%
P1	5.26	2.14	5.26	0.77	5.26	1.25	5.26	1.20
P4	5.26	2.37	5.26	0.74	5.26	3.13	5.26	3.08
G3	0.20	1.73	0.20	1.09	0.20	2.77	0.20	1.93
G4	0.20	2.46	0.20	1.82	0.20	2.16	0.20	1.69
G6	0.20	3.59	0.20	2.26	0.20	2.84	0.20	1.48
G7	0.20	3.29	0.20	2.59	0.20	6.84	0.20	4.84

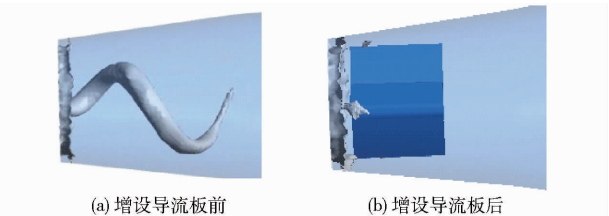


图 9 增设导流板前、后尾水管涡核心区域图

Fig.9 Vortex core region indraft tube without and with flow deflector

脉动的目的。在增设导流板之后,对比转轮进出口、尾水管进口以及距离进口 $0.4D_1$ 处优化前后的监测点压力脉动系数幅值发现,水轮机各部位的压力脉动的频率基本没有发生变化,幅值却均有相应的变化,并且在不同工况下,导流板对压力脉动的作用也不尽相同。在额定工况下,转轮进口处的压力脉动系数幅值降低得最为明显,为原值的35%左右;尾水管内部监测点的压力脉动系数幅值也有所下降,约为原值的60%。在小流量工况下,尾水管内部监测点的压力脉动系数幅值降低最为明显,约为原值的50%;而在转轮进口处监测点的压力脉动系数幅值基本没有影响。因此,在小流量工况下,导流板对尾水管内部的压力脉动系数幅值影响效果更为明显。但增设导流板只降低了低频压力脉动系数幅

值,并不能将低频完全消除。

4 结论

(1)不同工况下,贯流式水轮机内部的压力脉动总是受到叶片通过频率(5.26 Hz)以及低频脉动(0.20 Hz)的影响,从水轮机进口到尾水管出口,低频压力脉动系数幅值逐渐增加,且小流量工况由于偏离额定工况,其低频压力脉动系数幅值较额定工况高。

(2)不同工况下,在贯流式水轮机尾水管内部均存在一明显螺旋状偏心涡带,其旋转方向与水轮机转轮旋转方向一致,该尾水管涡带按照一定的规律演变,其频率为0.22 Hz,与低频压力脉动频率(0.20 Hz)较为接近,因此可以说明该水轮机内部的低频压力脉动是由尾水管涡带所引起的;由于该涡带向下游传播,因此,越靠近尾水管内部,低频脉动的幅值越大。

(3)为了减小低频压力脉动对水轮机的影响,提出了一种在尾水管内增设导流板的方案,该方案能有效降低由尾水管涡带引起的低频压力脉动系数幅值,导流板通过降低尾水管内的涡带能量,对尾水管涡带造成破坏,预防了尾水管涡带的形成。

参 考 文 献

1 周斌,万天虎,李华.灯泡贯流式水轮发电机组稳定性测试与分析[J].电网与清洁能源,2011(11):88-92.
ZHOU Bin, WAN Tianhu, LI Hua. Stability testing and analysis of bulb tubular turbine generating units [J]. Power System & Clean Energy, 2011(11):88-92. (in Chinese)

2 郑小波,王玲军,翁凯.基于双向流固耦合的贯流式水轮机动力特性分析[J].农业机械学报,2016,32(4):78-83.
ZHENG Xiaobo, WANG Lingjun, WENG Kai. Dynamic characteristics analysis of tubular turbine based on bidirectional fluid-solid coupling[J]. Transactions of the CSAE, 2016,32(4):78-83. (in Chinese)

3 罗丽,赖喜德,朱李,等.混流式水轮机改造前后内部流动特性对比分析[J].水力发电学报,2016,35(8):80-86.
LUO Li, LAI Xide, ZHU Li, et al. Internal flow analysis of Francis turbines before and after update[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2016, 35(8):80-86. (in Chinese)

4 杨静,宋华婷,黄智达,等.尾水管深度对轴流定桨式水轮机性能的影响[J/OL].农业机械学报,2016,47(2):45-50.
http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160206&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.006.
YANG Jing, SONG Huating, HUANG Zhida, et al. Effect of draft tube depth on performance of axial flow fixed-blade turbine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2):45-50. (in Chinese)

- 5 DUQUESNE P, MACIEL Y, CLAIRE D. Investigation of flow separation in a diffuser of a bulb turbine[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2015, 138(1): 011102.
- 6 王正伟, 喻疆, 方源, 等. 大型水轮发电机组转子动力学特性分析[J]. *水力发电学报*, 2005, 24(4): 62–66.
WANG Zhengwei, YU Jiang, FANG Yuan, et al. The characteristic analysis of rotor dynamics of large hydraulic generating unit[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2005, 24(4): 62–66. (in Chinese)
- 7 钱忠东, 魏巍, 冯晓波. 灯泡贯流式水轮机全流道压力脉动数值模拟[J]. *水力发电学报*, 2014, 33(4): 242–249.
QIAN Zhongdong, WEI Wei, FENG Xiaobo. Numerical simulation of pressure pulsation in the whole flow passage of bulb turbine[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2014, 33(4): 242–249. (in Chinese)
- 8 李仁年, 谭海燕, 李琪飞, 等. 低水头下水泵水轮机水轮机工况压力脉动研究[J]. *水力发电学报*, 2015, 34(8): 85–90.
LI Rennian, TAN Haiyan, LI Qifei, et al. Pressure fluctuations of pump turbine in turbine mode under low head[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2015, 34(8): 85–90. (in Chinese)
- 9 刘树红, 邵奇, 杨建明, 等. 三峡水轮机的非定常湍流计算及整机压力脉动分析[J]. *水力发电学报*, 2004, 23(5): 97–101.
LIU Shuhong, SHAO Qi, YANG Jianming, et al. Unsteady turbulent simulation of Three Gorges hydraulic turbine and analysis of pressure in the whole passage[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2004, 23(5): 97–101. (in Chinese)
- 10 刘宇, 杨建明, 戴江, 等. 混流式水轮机三维非定常湍流计算[J]. *水力发电学报*, 2004, 23(4): 102–105.
LIU Yu, YANG Jianming, DAI Jiang, et al. Simulation study on three-dimensional unsteady turbulent flow simulation through Francis turbine[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2004, 23(4): 102–105. (in Chinese)
- 11 李万, 钱忠东, 邵元勇. 4种湍流模型对混流式水轮机压力脉动模拟的比较[J]. *武汉大学学报:工学版*, 2013, 46(2): 174–179.
LI Wan, QIAN Zhongdong, GAO Yuanyong. Comparison of pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine with four different turbulence models[J]. *Engineering Journal of Wuhan University*, 2013, 46(2): 174–179. (in Chinese)
- 12 姚丹, 卢池. 水轮机模型压力脉动的测试及分析方法[J]. *中国水能及电气化*, 2012(11): 61–63.
YAO Dan, LU Chi. Test and analysis method of turbine model pressure pulse[J]. *China Water Power & Electrification*, 2012(11): 61–63. (in Chinese)
- 13 钱忠东, 李万. 不同形式泄水锥对水轮机压力脉动的影响分析[J]. *中国农村水利水电*, 2010(12): 156–159.
QIAN Zhongdong, LI Wan. Influence of pressure oscillation on francis hydraulic turbine with different runner cones[J]. *China Rural Water & Hydropower*, 2010(12): 156–159. (in Chinese)
- 14 SUDSUANSEE T, NONTAKEW U, TIAPLEI Y. Simulation of leading edge cavitation on bulb turbine[J]. *Songklanakarin Journal of Science & Technology*, 2011, 33(1): 51–60.
- 15 LUO Y Y, XIAO Y X, WANG Z W. The internal flow pattern analysis of a tidal power turbine operating on bidirectional generation-pumping[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013, 52(5): 052022.
- 16 郑源, 汪宝罗, 屈波. 混流式水轮机尾水管压力脉动研究综述[J]. *水力发电*, 2007, 33(2): 66–69.
ZHENG Y, WANG B L, QU B. Study on the pressure pulse in the draft tube of Francis turbine[J]. *Water Power*, 2007, 33(2): 66–69. (in Chinese)
- 17 吴玉林, 吴晓晶, 刘树红. 水轮机内部涡流与尾水管压力脉动相关性分析[J]. *水力发电学报*, 2007, 26(5): 122–127.
WU Y L, WU X J, LIU S H. Correlation analysis of the internal vortex flow of hydro turbine with the pressure fluctuation inside draft tube[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2007, 26(5): 122–127. (in Chinese)
- 18 王正伟, 周凌九, 黄源芳. 尾水管涡带引起的不稳定流动计算与分析[J]. *清华大学学报:自然科学版*, 2002, 42(12): 1647–1650.
WANG Z W, ZHOU L J, HUANG Y F. Simulation of unsteady flow induced by in vortices the draft tube of a Francis turbine[J]. *Journal of Tsinghua University: Science and Technology*, 2002, 42(12): 1647–1650. (in Chinese)
- 19 童朝, 刘小兵, 曾永忠. 基于CFD的混流式水轮机尾水管导流隔板分析[J]. *中国农村水利水电*, 2014(9): 177–179.
TONG Chao, LIU Xiaobing, ZENG Yongzhong. A numerical simulation study of the diversion separator of Francis turbine's draft tube based on CFD[J]. *China Rural Water and Hydropower*, 2014(9): 177–179. (in Chinese)
- 20 郑源, 陈宇杰, 毛秀丽, 等. 混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[J]. *农业工程学报*, 2015, 31(23): 67–73.
ZHENG Yuan, CHEN Yujie, MAO Xiuli, et al. Pressure pulsation characteristics and its impact on flow-induced noise in mixed-flow pump[J]. *Transactions of the CSAE*, 2015, 31(23): 67–73. (in Chinese)
- 21 李启章, 张强, 于纪幸, 等. 混流式水轮机水力稳定性研究[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.
- 22 HUNT J C R. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[C]//Studying turbulence using numerical simulation databases, Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program, 1988: 193–208.
- 23 BYRON M L, COLLIGNON A G, MEYER C R, et al. Shape effects on turbulent modulation by large nearly neutrally buoyant particles[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2012, 712: 41–60.
- 24 LIU S H, WU Y L, JIE S, et al. Numerical simulation of pressure fluctuation in Kaplan turbine[J]. *Science China Technological Sciences*, 2008, 51(8): 1137–1148.
- 25 SAHIM K, IHTISAN K, SANTOSO D, et al. Experimental study of darrieus-savonius water turbine with deflector: effect of deflector on the performance[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2014, 2014: 1–6.
- 26 LI W F, FENG J J, WU H, et al. Numerical investigation of pressure fluctuation reducing in draft tube of Francis turbines[J]. *International Journal of Fluid Machinery & Systems*, 2015, 8(3): 202–208.