排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2016 年 11 月 Nov. 2016 | 第 34 卷 第 11 期 Vol. 34 No. 11

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.15.0237

对旋轴流式喷水推进泵压力脉动的数值计算

王雪豹

王雪豹[1]，潘中永[1]，黄丹[2]，张肖[1]，黄振杰[1]
（1.江苏大学国家水泵及系统工程研究中心，江苏 镇江 212013；2.西安航天动力研究所，陕西 西安 710100）

摘要：为了解喷水推进泵内部压力脉动特性，以对旋轴流式喷水推进泵为研究对象，应用计算流体动力学（CFD）方法，采用雷诺时均法并引入 SST $k-\omega$ 湍流模型使方程封闭，对对旋轴流式喷水推进泵进行设计工况下非定常数值模拟. 经网格无关性检验后，计算得到的推进泵功率与扬程与设计值基本一致. 在首级叶轮进口处，首、次级叶轮轮缘间隙处，轴向间隙及导叶进口处设置监测点，监测不同位置的压力脉动数据. 得到各监测点的时域图和频域图并对各监测点压力脉动特性进行了对比分析. 结果表明：对旋轴流式喷水推进泵内压力脉动主要受叶频的影响，首级叶轮和次级叶轮轮缘间隙处的压力脉动不仅与首、次级叶轮的叶片数有关，还与喷水推进泵叶轮数量有关；受两级叶轮反向旋转的影响，轴线方向上首级叶轮与次级叶轮之间轴向间隙处的压力脉动幅值最大，轴向间隙的压力受到首级叶轮和次级叶轮的共同影响；次级叶轮出口与导叶进口处压力脉动主要受到导叶回流的影响.

关键词：对旋轴流式喷水推进泵；压力脉动；设计工况；数值计算
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2016)11-0941-06

王雪豹，潘中永，黄丹，等. 对旋轴流式喷水推进泵压力脉动的数值计算[J]. 排灌机械工程学报，2016，34(11)：941-946.
WANG Xuebao，PAN Zhongyong，HUANG Dan，et al. Numerical calculation of pressure fluctuation in contra-rotating axial flow waterjet pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2016，34(11)：941-946.(in Chinese)

Numerical calculation of pressure fluctuation in contra-rotating axial flow waterjet pump

WANG Xuebao[1]，*PAN Zhongyong*[1]，*HUANG Dan*[2]，*ZHANG Xiao*[1]，*HUANG Zhenjie*[1]
(1. National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China；2. Xi′an Aerospace Propulsion Institute，Xi′an，Shaanxi 710100，China)

Abstract：The unsteady pressure fluctuations in an optimally designed contra-rotating waterjet axial flow pump are identified by using unsteady numerical simulation under design condition based on CFD method with the SST $k-\omega$ turbulence model. A mesh independence analysis shows that the calculated power and head are well consistent with the design data. The monitoring points are mounted at the inlet of front impeller，in the tip region of front and rear impellers，in the axial clearances and at the diffuser inlet. The time domain pressure fluctuation data are recorded at each monitoring point，meanwhile the pressure fluctuation characteristics are analyzed and compared in both time and frequency domains. The simulation results indicate that pressure fluctuation is mainly affected by blade passing frequency，

收稿日期：2015-10-29；**网络出版时间**：2016-11-14
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20161114.1444.002.html
基金项目：江苏省自然科学基金资助项目（BK20151342）；江苏高校优势学科建设工程项目
作者简介：王雪豹（1993—），男，江苏泗洪人，硕士研究生（wangxuebao@outlook.com），主要从事流体机械内部流场研究.
潘中永（1973—），男，山东济南人，副研究员，博士（pzy@ujs.edu.cn），主要从事流体机械及工程研究.

however, the fluctuation in the tip region of the front and rear impellers depend on the number of blades and impellers. Influenced by reverse rotation of the two stage impellers, the pressure fluctuation amplitude in the axial clearance between the front impeller and the rear impeller is the maximum. The pressure fluctuations at the rear impeller outlet and diffuser inlet are mainly influenced by reverse flow from the diffuser.

Key words: contra-rotating waterjet axial flow pump; pressure fluctuation; design conditions; numerical calculation

在海上航行体(如高速双体船、单体船、两栖装甲车辆等)中,由于喷水推进器具有推进效率高、抗空化性能好、振动噪声小、临界航速高等优点[1-3],被认为是代替螺旋桨的新型船舶推进装置. 目前用于喷水推进器的泵型主要有轴流泵、导叶式混流泵,少数情况下采用离心泵[4-5]. 对旋轴流泵相较于普通轴流泵具有压升高、运行高效区宽、抗空化性能好等特点[6-7]. 由于对旋轴流泵两级叶轮反向旋转,且"动-动"对旋叶栅与"动-静"叶栅相比内部流动更为复杂,因此,对对旋轴流式喷水推进泵进行非定常压力脉动研究,对海上航行体的减振降噪以及提高运行稳定性具有重要意义.

近年来,对旋转机械进行非定常流场研究主要采用数值计算方法[8]. WACKERS 等[9]对比了多种数值模型的准确性,确认了定常计算与非定常计算各自适用的数值模型,同时还研究了自由液面对喷水推进器的进口流动以及喷水推进器运行稳定性的影响. 张明宇等[10]采用分离涡模拟方法,对比分析了进水管为进水流道以及直管段2种形式下,喷水推进泵在不同截面监测点的压力脉动特性,并对不均匀来流产生的差别进行了研究. 在喷水推进器系统中,喷水推进泵作为核心部件,其压力脉动对喷水推进器系统的稳定性有很大的影响,对其内部压力脉动特性进行研究有助于更好地了解过激的泵体振动及其引起的局部空化,这是减振降噪研究的基础和前提[11-12].

文中应用计算流体动力学 CFX 软件对对旋轴流式喷水推进泵内部流场进行非定常数值计算,监测不同位置的压力脉动,分析喷水推进泵在设计工况下不同位置处的压力脉动特性,为其减振降噪研究提供一定的参考.

1 计算模型及数值计算方法

1.1 计算模型

该对旋轴流式喷水推进泵设计性能参数分别为流量 $Q=0.3\ \mathrm{m^3/s}$,首级叶轮扬程 $H_1=2\ \mathrm{m}$,次级叶轮扬程 $H_2=8\ \mathrm{m}$,首级叶轮和次级叶轮转速 $n_f=n_r=1\ 450\ \mathrm{r/min}$,比转数 $n_s=600$. 首级叶轮叶片数 $Z_1=5$,次级叶轮叶片数 $Z_2=4$,导叶叶片数 $Z_g=7$. 应用 Pro/E 软件对泵的进口段、叶轮、导叶与出口段进行三维造型,如图1所示.

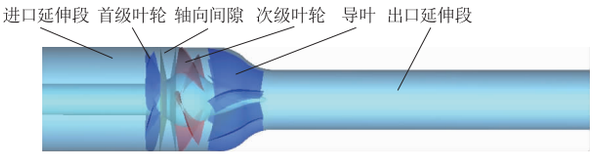
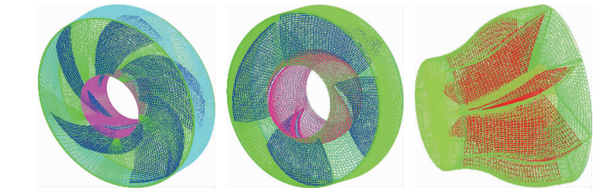


图1 对旋轴流式喷水推进泵三维模型
Fig. 1 3D model of contra-rotating axial flow pump

1.2 网格划分

应用 ICEM CFD 软件对计算模型进行网格划分,采用六面体结构化网格,如图2所示. 主要计算区域包括进水段、首级叶轮、次级叶轮、首次级叶轮间隙、导叶及出水段.



(a) 首级叶轮 (b) 次级叶轮 (c) 导叶

图2 主要过流部件网格划分
Fig. 2 Mesh of impellers and guide vanes

对网格进行无关性验证,经计算,随着网格数的增大,当网格数 N 大于1 800 000万时,对旋轴流喷水推进泵的总扬程 H_t 和效率 η 变化较小,基本趋于稳定(见表1).

表1 网格无关性分析
Tab. 1 Mesh Independence analysis

N	H_t/m	η/%
1 272 605	10.34	79.94
1 626 874	10.52	80.21
1 852 265	10.74	80.66
1 953 176	10.77	80.68
2 308 346	10.75	80.59

因此,考虑计算耗时和计算精度并保证近壁面 Y^+ 值的分布为 30 ~ 300,最终确定计算网格总数为 1 852 265.

1.3　湍流模型

对于湍流流动的模拟,主要有 3 种方法,即雷诺时均法(RANS)、大涡模拟(LES)、直接模拟(DNS). 文中采用雷诺时均法,引入 SST $k-\omega$ 湍流模型使控制方程封闭[13-15],计算公式为

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1\omega, SF_2)}, \tag{1}$$

式中:μ_t 为湍流黏性系数;ρ 为流体密度;a_1 为常数;k 为湍动能;ω 为特定耗散率;S 为表示应变速度的不变量;F_2 为混合函数.

k 方程和 ω 方程分别为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^*\rho k\omega, \tag{2}$$

$$\rho\frac{\partial\omega}{\partial t} + \rho u_j\frac{\partial\omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right] + \frac{\omega}{k}\left(\alpha\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta\rho k\omega\right) + (1-F_1)2\rho\frac{1}{\omega\sigma_\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}, \tag{3}$$

式中:u_i 与 u_j 为流体不同方向上的速度分量;τ_{ij} 为切应力项;μ 为流体黏性系数;σ_k,σ_ω,α,β,β^* 与 F_1 为理论推导与试验确定的系数.

1.4　监测点设置与边界条件

为研究泵内流场的压力脉动,在各主要过流部件设置监测点. 首级叶轮进口处轮毂到轮缘方向 5 个监测点分别为 P_{I1},P_{I2},…,P_{I5},轴向间隙以及导叶进口监测点分别为 P_{C1},P_{C2},…,P_{C5} 和 P_{G1},P_{G2},…,P_{G5}. 首级叶轮和次级叶轮轮缘间隙上的监测点从叶轮叶片进口边到出口边方向分别为 P_{TF1},P_{TF2},P_{TF3} 和 P_{TR1},P_{TR2},P_{TR3},P_{TR4}. 各监测点布置如图 3 所示.

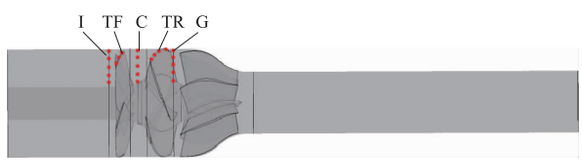


图 3　对旋轴流式喷水推进泵监测点布置

Fig. 3　Monitoring points of contra-rotating waterjet axial flow pump

进口边界条件设为总压进口(total pressure),出口边界条件设为质量流量出口(bulk mass flow rate). 首级叶轮与进水管之间,首、次级叶轮中间轴向间隙之间,次级叶轮与导叶之间的动静交界面设为“transient rotor stator”,叶轮形成的壁面设为旋转边界,其余壁面采用无滑移边界条件.

1.5　数值计算方法

在 CFX14.5 软件中采用有限体积法对方程组进行离散,对流项采用二阶高分辨率格式,其他项采用二阶中心差分格式,将扩散项用形函数表示,计算收敛精度设置为 10^{-5}.

进行非定常计算时,以定常计算结果作为初始值. 对旋轴流式喷水推进泵中,首、次级叶轮旋转方向相反,转速均为 1 450 r/min,因此,1 个旋转周期为 41.379 31 ms,选取时间步长为旋转 1°所需的时间,即每个时间步长为 0.114 94 ms. 叶轮旋转共 360 圈,文中提取叶轮旋转第 12 圈计算结果进行非定常压力脉动特性分析.

2　压力脉动结果分析

图 4 为数值计算得到的对旋轴流式喷水推进泵外特性曲线,可以看出,在设计流量点附近效率最高,最高效率约为 81%,设计流量点处扬程为 10.69 m. 计算结果与设计要求基本一致,表明该数值模型能够较准确地预测喷水推进泵的水力性能,数值计算方法是正确的.

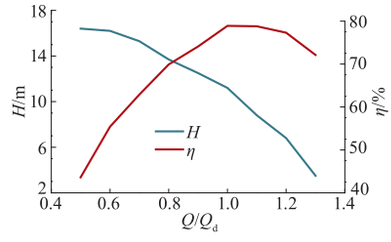


图 4　对旋轴流式喷水推进泵外特性曲线图

Fig. 4　Performance curves of counter-rotating axial flow pump

该对旋轴流式喷水推进泵的首、次级叶轮旋转方向相反,转速 n = 1 450 r/min,则轴频为 24.17 Hz. 叶频即叶片的通过频率,首级叶轮和次级叶轮的叶频分别为 120.85 Hz 和 96.68 Hz. 定义压力系数 C_p 为

$$C_p = \frac{\Delta p}{0.5\rho u^2}, \tag{4}$$

式中:Δp 为监测点压力与平均压力差;u 为叶轮圆周速度.

图 5 为首级叶轮进口处各监测点的压力脉动时域图和频域图,可以看出:在 1 个转动周期内,叶轮

进口处各监测点 P_{I1},P_{I3},P_{I5}的压力变化均有5个波峰和5个波谷,与首级叶轮的叶片数一致,具有明显的周期性;从轮毂到轮缘方向,随着半径的增大,压力波峰逐渐上升,压力波谷逐渐下降,即压力差逐渐增大;叶轮进口处的脉动主频率为首级叶轮的叶片通过频率,次主频为通过首级叶轮的叶片频率与通过次级叶轮的叶片频率之和,且脉动幅值呈中间大、两头小的趋势.

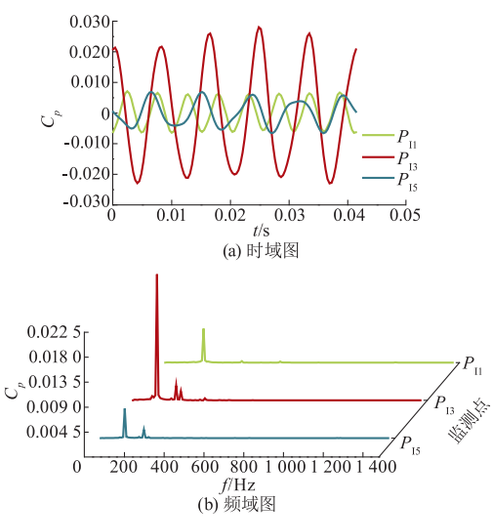


图5 首级叶轮进口处监测点压力脉动图

Fig. 5 Pressure fluctuation in front impeller inlet

图6为首、次级叶轮间轴向间隙中各监测点的压力脉动时域图和频域图.

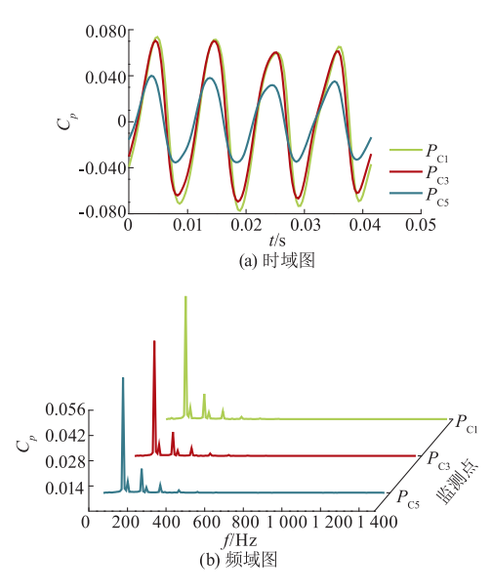


图6 轴向间隙处监测点压力脉动图

Fig. 6 Pressure pulsation in axial clearance

由图6可以看出:与监测点 P_{I1},P_{I3},P_{I5}相同的是,监测点 P_{C1},P_{C3},P_{C5}处的压力也表现出明显的周期性变化,但不同的是,其出现了4个波峰和4个波谷,与次级叶轮的叶片数相同,这说明轴向间隙的压力脉动主要受到次级叶轮的影响;脉动幅值从轮毂到轮缘方向依次增大,越靠近轮缘幅值增大的速率越小;压力脉动主频为次级叶轮叶片通过频率,这与时域图表现的情况相吻合;次主频为首级叶轮叶片的通过频率,说明首次级叶轮之间轴向间隙的压力受到首级叶轮和次级叶轮的共同影响.

图7为对旋轴流式喷水泵次级叶轮出口与导叶之间各监测点的压力脉动时域图和频域图,可以看出:次级叶轮出口由于受到首级叶轮和次级叶轮的共同影响,在1个旋转周期内,各监测点的压力波动并不稳定,但还是明显地具有7个波峰和7个波谷,数量与导叶叶片数相一致,这说明次级叶轮出口处的压力主要受导叶的影响;压力波峰先增大后减小,波谷先减小后增大,即压力差先增大后减小;次级叶轮出口与导叶间交界面上的各监测点的压力脉动主频率为轴频的7倍,等于导叶叶片数,然而在传统的轴流泵中,该处的压力脉动主频通常为轴频的叶轮叶片数倍;从轮毂到轮缘方向,脉动幅值逐渐增大,但越靠近轮缘,幅值增大的速率越小.

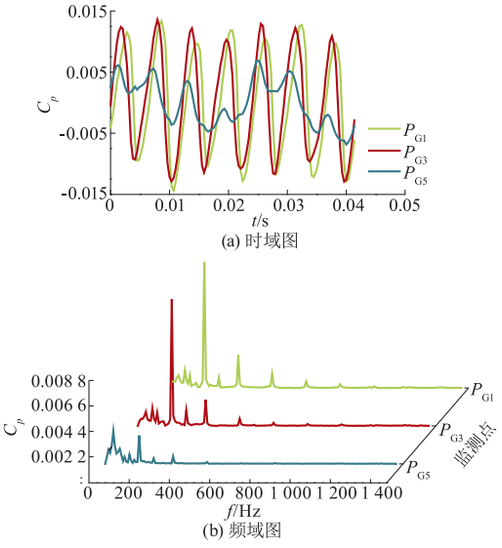


图7 次级叶轮出口监测点压力脉动图

Fig. 7 Pressure fluctuation at rear impeller outlet

图8为首级叶轮轮缘间隙处各监测点的压力脉动时域图和频域图,可以看出:首级叶轮轮缘间隙处的3个监测点压力变化呈明显的周期性,有8个波峰和8个波谷,数量为次级叶轮叶片数的2倍,这说明首级叶轮轮缘处压力可能主要受到次级叶轮的影响;首级叶轮轮缘间隙处的压力脉动幅值从叶片进口边到出口边脉动幅值逐渐增大,且进口边处监测点的脉动幅值大于出口边的脉动幅值,压力脉

动主频为轴频的 8 倍，与波峰波谷数量一致，即次级叶轮叶频的 2 倍.

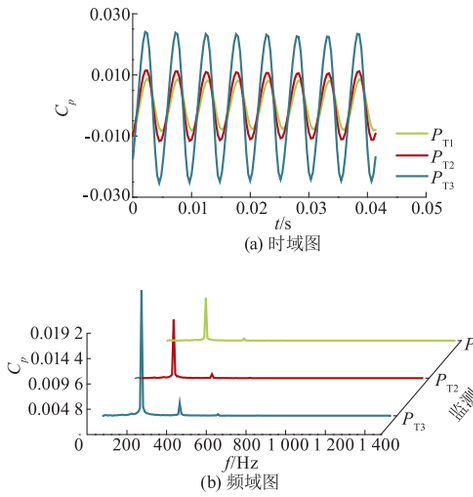


图 8　首级叶轮轮缘间隙处各监测点压力脉动图

Fig. 8　Pressure fluctuation in tip region of front impeller

图 9 为次级叶轮轮缘间隙处的压力脉动时域图和频域图，压力变化主要有 2 种形式，一是靠近叶片进口边和出口边的 2 个监测点，二是位于中间位置的 2 个监测点.

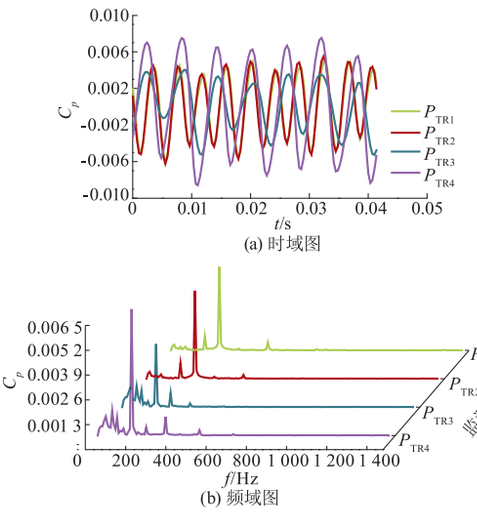


图 9　次级叶轮轮缘间隙处各监测点压力脉动图

Fig. 9　Pressure fluctuation in tip region of rear impeller

由图 9 可以看出：监测点 P_{TR1} 和 P_{TR4} 均具有 7 个波峰和波谷，数量与导叶叶片数一致，这说明靠近叶片进出口位置处的压力主要受到导叶的影响；监测点 P_{TR2}，P_{TR3} 具有 10 个波峰和波谷，数量为首级叶轮叶片数的 2 倍，也是首级叶轮叶频的 2 倍；与首级叶轮轮缘间隙处压力波动情况不同，次级叶轮轮缘间隙处的压力波动并不具有明显的周期性规律，这是由于次级叶轮既受到首级叶轮出流的影响，又受到导叶的影响，因此较为紊乱；次级叶轮轮缘间隙各监测点的压力脉动幅值同样也是从叶片进口边到出口边呈中间小、两端大分布，且进口边处监测点的脉动幅值大于出口边的脉动幅值；压力脉动主频为轴频的 7 倍，为导叶叶片数，次主频为轴频的 10 倍，与监测点 P_{TR2}，P_{TR3} 时域图中波峰波谷数量一致，即首级叶轮叶片数的 2 倍，这说明次级叶轮轮缘间隙处的压力主要受到导叶对水流的反作用的影响，同时受到首级叶轮出流的影响.

综上所述，对旋轴流式喷水推进泵首级叶轮和次级叶轮轮缘间隙处的压力脉动不仅与首次级叶轮的叶片数有关，还与对旋轴流式喷水推进泵叶轮数量有关.

图 10 为对旋轴流式喷水推进泵从首级叶轮进口到次级叶轮出口沿轴向各监测点的压力脉动时域图和频域图，可以看出：沿轴线方向，首级叶轮与次级叶轮之间轴向间隙处的压力脉动幅值最大，这是由于首级叶轮和次级叶轮反向旋转，中间流场较为复杂，伴随着较大的压力波动；首级叶轮进口处的压力脉动幅值次之，其次为次级叶轮出口处的压力脉动幅值；受叶片影响累积的结果，首级叶轮轮缘间隙处的压力脉动小于次级叶轮轮缘间隙处的压力脉动.

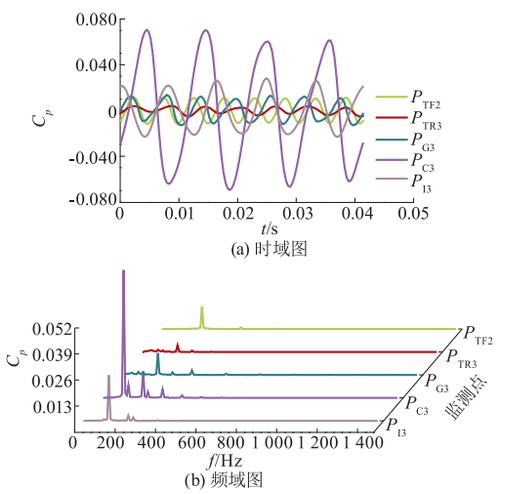


图 10　对旋轴流式喷水推进泵沿轴向各监测点压力脉动图

Fig. 10　Pressure fluctuation at points along axial direction

3　结　论

在设计工况下，对对旋轴流式喷水推进泵内部各监测点的压力脉动时域图和频域图进行了对比

分析,得到结论如下:

1)首级叶轮进口处压力脉动受到首级叶轮的影响,首级叶轮和次级叶轮之间轴向间隙处压力脉动受到首级叶轮和次级叶轮的共同影响,但主要是受次级叶轮回流的影响.

2)次级叶轮出口与导叶进口处压力脉动主要受导叶回流的影响,首级叶轮轮缘间隙处的压力脉动主要受次级叶轮的影响,次级叶轮轮缘间隙处的压力脉动主要受到首级叶轮的影响.

3)沿轴线方向,首级叶轮和次级叶轮中间轴向间隙处压力脉动幅值最大,其次为首级叶轮进口处,次级叶轮出口处最小.

参考文献(References)

[1] 金平仲. 船舶喷水推进[M]. 北京:国防工业出版社,1986.

[2] 蔡佑林, 焦松, 王立祥,等. 应用可控速度矩法设计的喷水推进混流泵试验研究[J]. 流体机械, 2010, 38(9):1-4.
CAI Youlin, JIAO Song, WANG Lixiang, et al. Test research on water-jet mixed-flow pump designed by controllable velocity moment method [J]. Fluid machinery, 2010, 38(9):1-4. (in Chinese)

[3] 常书平, 王永生, 魏应三,等. 喷水推进器内非定常压力脉动特性[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2012, 33(5):522-527.
CHANG Shuping, WANG Yongsheng, WEI Yingsan et al. Pressure fluctuation of unsteady flow in waterjet[J]. Journal of Jiangsu University (natural science edition), 2012, 33(5):522-527. (in Chinese)

[4] TERWISGA V. Report on waterjets to the specialist committee of the 24th international towing tank conference [R]. Edinburgh:the school of Marine Science and Technology in University of Newcastle Upon Tyne,2005.

[5] ESLAMDOOST A. The hydrodynamics of waterjet/hull interaction[D]. Goteborg: Chalmers University of Technology, 2015.

[6] SHIGEMITSU T, FURUKAWA A, WATANABE S, et al. Internal flow measurement with LDV at design point of contra-rotating axial flow pump[J]. Journal of fluid science & technology, 2009, 4(3):723-734.

[7] 倪永燕, 刘为民. 泵喷水推进器研究进展[J]. 船海工程, 2013, 42(5):1-5.
NI Yongyan,LIU Weimin. Overview on research of water-jet propulsion[J]. Ship & ocean engineering, 2013, 42(5):1-5. (in Chinese)

[8] 周林玉. 偏离工况下离心泵的压力脉动和振动分析[J]. 流体机械, 2015,43(2):52-55.
ZHOU Linyu. Analysis on pressure fluctuation and vibration of a centrifugal pump for off-design conditions [J]. Fluid machinery, 2015,43(2):52-55. (in Chinese)

[9] WACKERS J, KOREN B, RAVEN H C, et al. Free-surface viscous flow solution methods for ship hydrodynamics[J]. Archives of computational methods in engineering, 2011, 18(1):1-41.

[10] 张明宇,王永生,靳栓宝,等. 喷水推进泵压力脉动特性数值计算及分析[J]. 西安交通大学学报,2014,48(11):51-57,102.
ZHANG Mingyu, WANG Yongsheng, JIN Shuanbao, et al. Numerical analysis for pressure fluctuation of water-jet pump [J]. Journal of Xi′an Jiaotong University, 2014,48(11):51-57,102. (in Chinese)

[11] 潘中永,吴涛涛,潘希伟,等. 斜流式泵喷水推进器内部流动不稳定性分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2012,40(9):118-121.
PAN Zhongyong,WU Taotao,PAN Xiwei,et al. Instability analysis of internal flow in mixed-flow pump waterjet propulsion[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(natural science edition),2012,40(9):118-121. (in Chinese)

[12] 靳栓宝,王永生,常书平,等. 混流泵内流场压力脉动特性研究[J]. 农业机械学报,2013,44(3):64-68.
JIN Shuanbao, WANG Yongsheng, CHANG Shuping, et al. Pressure fluctuation of interior flow in mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAM,2013,44(3):64-68. (in Chinese)

[13] MOMOSAKI S,USAMI S,WATANABE S,et al. Numerical simulation of internal flow in a contra-rotating axial flow pump [C]//IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012046.

[14] 潘中永,袁寿其. 泵空化基础[M]. 镇江:江苏大学出版社,2013.

[15] MARIN K. Verification and validation study of URANS simulations for an axial waterjet propelled large high-speed ship[J]. Journal of marine science & technology, 2011, 16(4):434-447.

(责任编辑 陈建华)