

旋流泵内部不稳定流动数值模拟

李洪彬^{1,2}, 蒋爽^{1,2}, 陈星宇¹, 倪福生^{1,2}, 顾磊^{1,2}, 钟卫华³

(1. 河海大学机电工程学院, 江苏常州 213022; 2. 河海大学疏浚技术教育部工程研究中心, 江苏常州 213022;
3. 江苏省水利机械制造有限公司, 江苏扬州 225003)

摘要:为深入了解旋流泵内部不稳定流动情况,基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,运用 CFX 软件对 3 种流量下的旋流泵进行非定常计算,分析了不同流体域的涡核、湍动能分布情况以及内部压力脉动特性。结果表明:随着流量的增加,进口管路涡核逐渐减少;无叶腔内圈首尾相连的圆形涡带直径和流速逐步变大,无叶腔外圈涡核逐步分散;无叶腔向扩散管过渡区域的涡核尺度显著增大,隔舌处的涡核尺度亦逐步增大。小流量和额定流量下,高亮湍动能集中于无叶腔内圈,内部压力脉动主频为叶频;大流量下,高亮湍动能集中于无叶腔向扩散管过渡区域,主频为轴频。叶轮中非涡核区多集中于叶片迎水面,随着流量的增加,涡核分布逐步分散,非核区域增多;高亮湍动能在小流量下分布在叶片入口,额定流量下分布在流道中部,大流量下分布在叶片出口;叶片流道内的压力脉动主频始终为轴频。

关键词:旋流泵;涡核;湍动能;压力脉动

中图分类号:TH311 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-7647(2023)03-0028-06

Numerical simulation of internal unsteady flows in a vortex pump/LI Hongbin^{1,2}, JIANG Shuang^{1,2}, CHEN Xingyu¹, NI Fusheng^{1,2}, GU Lei^{1,2}, ZHONG Weihua³ (1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hohai University, Changzhou 213022, China; 2. Engineering Research Center of Dredging Technology, Ministry of Education, Hohai University, Changzhou 213022, China; 3. Jiangsu Water Conservancy Machinery Co., Ltd., Yangzhou 225003, China)

Abstract:In order to deeply understand the internal unsteady flows in vortex pumps, based on the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model, numerical simulation of unsteady flows was carried out to analyze the vortex cores, turbulent kinetic energy distribution and internal pressure pulsation in different fluid domains of vortex pumps under three flow rates by CFX. The results show that the vortex cores of the inlet pipeline gradually decrease with increasing flow rates. The diameter and flow velocity of the circular vortex band connected end to end in the inner ring increases within the volute, and the vortex cores in the outer ring gradually disperse within the volute. The size of the vortex cores in the transition region of the diffuser tube and at the volute tongue increases significantly. Under low flow and rated flow conditions, the high-brightness turbulent kinetic energy is concentrated in the inner ring of the volute, and the main frequency of the internal pressure pulsation is the rotational frequency of the blade. Under large flow conditions, the high-brightness turbulent kinetic energy is concentrated in the transition area from the volute to the diffuser, and the main frequency is the rotational frequency of the axis. The non-vortex core area in the impeller is mostly concentrated in the upstream surface of the blade. With the increase of the flow rate, the vortex core distribution gradually disperses, and the non-core area increases. The high-brightness turbulent kinetic energy is distributed at the blade inlet under low flow, in the middle of flow channel under rated flow, and at the blade outlet under large flow. The main frequency of the pressure pulsation in the blade flow channel is always the rotational frequency of the axis.

Key words: vortex pump; vortex core; turbulent kinetic energy; pressure pulsation

旋流泵在结构上有别于传统离心泵,其叶轮位于蜗壳后缩腔内,叶轮与蜗壳前盖板间较大的轴向空间是无叶腔,无堵塞性能较好,被广泛应用于污

物、粪便、河道杂物等大颗粒物料输送的城市河道清理、农业灌溉、水库整治等水利工程中^[1-3]。旋流泵结构型式有多种,主要区别在于叶片型式、叶轮在后

基金项目:国家重点研发计划(2018YFC0407404);江苏省科技成果转化专项资金(BA2016143);河海大学大学生创新训练项目(202210294109Z)

作者简介:李洪彬(1983—),男,实验师,硕士,主要从事疏浚技术与装备研究。E-mail:20091814@hhu.edu.cn

缩腔内的安装位置等。

离心泵内部不稳定流动包括两方面:①由于强旋转、大曲率、黏性和逆压梯度的作用,内部流体出现漩涡、二次流、失速等不稳定的流动现象;②由于叶轮与蜗壳间的动静干涉作用,内部流场出现的非定常脉动效应。两方面不是独立存在的,后者是前者的外在表现形式,这些特征使得离心泵内部流动成为流体动力学中最复杂的流动之一^[4-5]。对旋流泵来说,由于叶轮位于后缩腔,叶轮和无叶腔等过流部件还会产生贯通流、循环流和其他漩涡结构。由于内部流场复杂,加之叶轮旋转,很难直接用试验手段获取旋流泵内部不稳定流场的变化特性,许多学者采用仿真手段对其开展研究。例如:赵凯尧等^[6]从涡核、熵产等方面对斜直叶片旋流泵内部不稳定流动进行分析,确定了能量损失的位置;郭英^[7]从涡黏度、涡核、湍动能等方面对斜折叶片旋流泵的叶片流域进行不稳定流动分析,指出流量和叶片型式对漩涡位置均有较大影响;沈姗姗等^[8]对斜折叶片旋流泵的进、出口及蜗壳流域进行非定常分析,指出进口处压力脉动以轴频为主因,出口处压力脉动以叶频为主因,隔舌处压力脉动以叶频为主因;高雄发^[9]对弯叶片旋流泵的蜗壳流域压力脉动进行试验和数值仿真,指出叶轮周期变化与无叶腔循环流两者的周期性叠加,使得蜗壳内产生较大静压脉动,叶频不是主因。需要指出的是,赵凯尧等^[6]和郭英^[7]所研究的旋流泵叶轮全部位于后缩腔,未进入无叶腔,而沈姗姗等^[8]和高雄发^[9]所研究的旋流泵叶轮不完全位于后缩腔,部分进入无叶腔。刘厚林等^[10-13]对不同类型离心泵不同部位内部流场所做研究对本文亦有很好的借鉴作用。

为了更全面地了解旋流泵内部不稳定流动情况,本文采用 CFX 软件对额定流量 $Q_d = 550 \text{ m}^3/\text{h}$ 、弯叶片叶轮全缩至后缩腔的旋流泵进行 3 种工况下的非定常计算,分别从涡核、湍动能分布以及相关监测点的压力脉动特性 3 个方面对进口及蜗壳流体域、叶轮流体域的内部流场不稳定流动进行全面分析。

1 计算模型及外特性数值模拟

1.1 旋流泵基本参数

本文旋流泵设计参数为:额定流量 $Q_d = 550 \text{ m}^3/\text{h}$,额定扬程 $H = 29 \text{ m}$,额定转速 $n = 950 \text{ r}/\text{min}$,转速 $n_s = 108$ 。几何参数为:叶轮直径 $D_2 = 480 \text{ mm}$,叶片宽度 $b_2 = 90 \text{ mm}$,弯叶片,包角 $\psi = 60^\circ$,叶片数 $Z = 8$ 片,无叶腔宽度 $L = 160 \text{ mm}$,进口内径 $D_{in} = 252 \text{ mm}$,出口内径 $D_{out} = 202 \text{ mm}$,叶轮全缩至后缩腔,蜗壳为渐开线蜗壳。

1.2 流体计算域建模和网格划分

利用 SolidWorks 软件对旋流泵流体计算域建模(图 1),为了便于网格划分,将蜗壳静止流体域分成蜗壳静止流体域 1 和蜗壳静止流体域 2。同时,为了消除预旋和保证计算的稳定,进、出口管路适当加长。进、出口分别为泵扬程进、出口压力值监测断面。

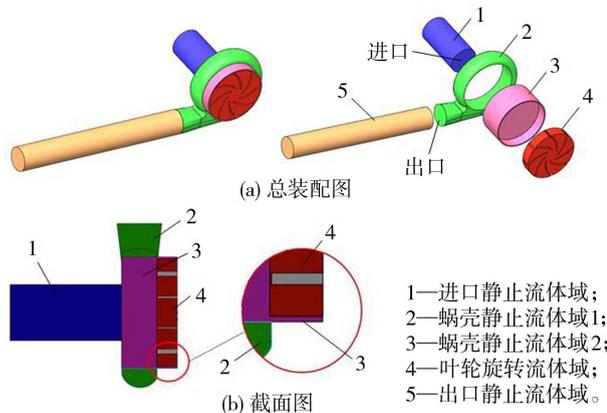


图 1 旋流泵三维模型

利用 ICEM 软件对进口静止流体域、蜗壳静止流体域 2、叶轮旋转流体域和出口静止流体域进行六面体结构化网格划分,蜗壳静止流体域 1 进行四面体非结构化网格划分。为验证数值模拟结果的网格无关性,对模型进行了 99 万、145 万、207 万和 307 万等 4 种网格数的划分,发现网格数大于 207 万以后,扬程和效率变化小于 1.5%,所以将计算网格数定为 207 万,整体网格质量大于 0.35。网格划分如图 2 所示。

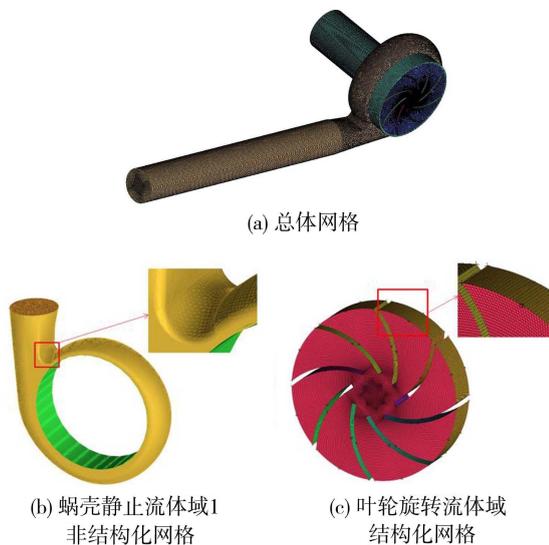


图 2 旋流泵流体计算域网格划分

1.3 数值计算方法设定

旋流泵内部不可压缩流体是一种强旋转效应的非定常湍流运动,本文采用有限体积法离散雷诺时均方程,应力项选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型求解和封闭方程组。利用 CFX 软件,进口、蜗壳和出口静止流

体域采用静止坐标系,叶轮旋转流体域采用旋转坐标系。进口设定为1个标准大气压的总压进口,出口设定质量流量,壁面为无滑移壁面,壁面粗糙度0.02 mm。以定常结果作为初始值,进行非定常分析,时间步长 3.9474×10^{-4} s(计算20步,叶轮旋转 45°),总时长0.44 s,即叶轮旋转7圈。叶轮旋转5圈后,扬程、功率等均已趋于平稳振荡,取后2圈数据进行后续分析。

1.4 外特性分析

为了验证网格划分以及计算方法设定的准确性,分别对旋流泵外特性进行数值模拟和试验研究,模拟的外特性曲线和试验曲线对比如图3所示。由图3可知,试验与模拟的扬程 H 和效率 η 曲线变化趋势一致,特别是扬程吻合度较高,误差在2%以内,效率也在5.5%以内,说明数值模拟较精准地预测了泵的外特性,可用于下一步的流场分析。

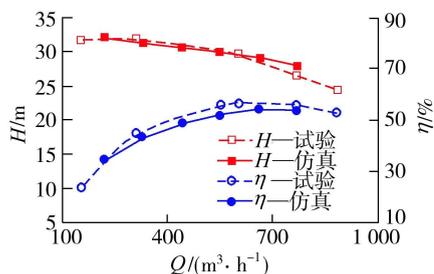


图3 外特性曲线对比

2 进口及蜗壳流体域不稳定流动分析

2.1 涡核及湍动能分布

采用 Q 准则识别流场内的涡结构,其定义为^[14]

$$Q = \frac{1}{2} (\| \mathbf{B} \|_F^2 - \| \mathbf{A} \|_F^2) \quad (1)$$

式中: $\| \cdot \|_F$ 表示矩阵的Frobenius范数; \mathbf{A} 为对称张量; \mathbf{B} 为反对称张量。 $Q > 0$ 代表涡结构。在CFX-Post后处理软件中, Q 准则中阈值默认为0.01。

图4为进口及蜗壳流体域分别在 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 流量下用流速染色的涡核分布情况。可以发现,小流量工况下,进口管路存有大量的涡团,说明流态较紊乱,回流严重,随着流量的增大,进口涡团逐渐减小,至 $1.2Q_d$ 流量时,涡团基本消失。无叶腔的内圈始终存有一条首尾相连的完整圆形涡带,只是随着流量的增大,涡带流速变大,直径亦有变大趋势。无叶腔外圈没有形成首尾相连的涡带,在 $0.8Q_d$ 和 $1.0Q_d$ 流量下,外圈有圆周角约为 270° 连续涡带,如图4(b)中红色虚线形成的夹角所示,在 $1.0Q_d$ 流量下涡带稍长,而在剩余的 90° 范围内,分散着零散的、尺度较小的涡团;在 $1.2Q_d$ 流量下,外圈连续涡带圆周角变小,大约为 240° ,而在外圈剩

余的 120° 范围内出现分散的、尺度较大的涡团,特别是在无叶腔向扩散管过渡阶段,出现尺度最大的涡团,如图4(f)中蓝色椭圆所示。随着流量的增加,隔舌处涡核尺度逐步增加。在 $0.8Q_d$ 流量下,隔舌靠近叶轮侧形成局部尺度非常小的涡核;在 $1.0Q_d$ 流量下,隔舌处沿泵轴轴向方向形成细长的涡带,贯穿整个隔舌壁面,尺度不大;在 $1.2Q_d$ 流量下,隔舌处沿泵轴轴向方向的涡带加粗,并在涡带中间位置形成尺度较大的涡核,如图4中红色椭圆所示。

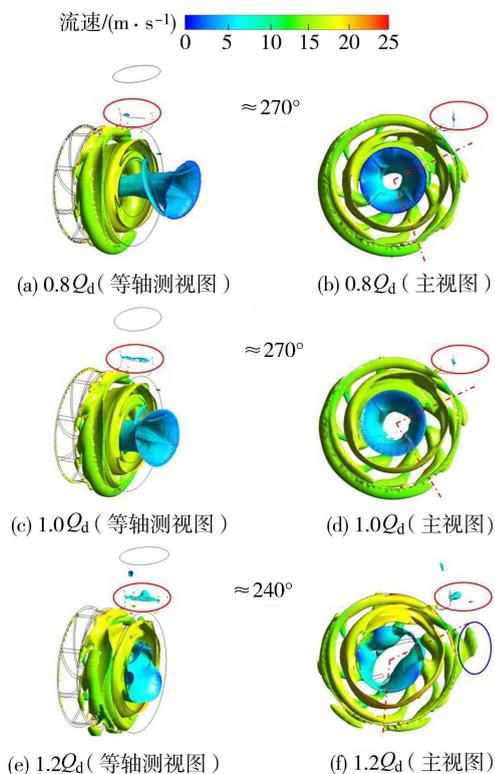


图4 不同工况下进口及蜗壳流体域的涡核分布

为了更加深入了解蜗壳内流动不稳定程度,如图5所示,在无叶腔垂直于泵轴方向上取3个截面分析每个截面上的湍动能分布情况。

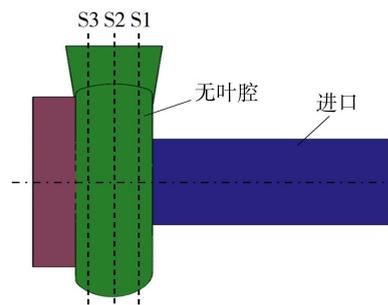


图5 无叶腔截面布置

图6为无叶腔不同截面在 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 流量下的湍动能分布图。在 $0.8Q_d$ 和 $1.0Q_d$ 流量下,3个截面上的高亮湍动能区域均分布在无叶腔中间区域,越靠近叶轮的截面,湍流高亮环形区域内径越小,外径越大;S1截面上,无叶腔外圈湍动能

$$C_p = \frac{P - \bar{P}}{0.5\rho u_2^2} \quad (2)$$

式中: P 为监测点瞬时静压值,Pa; \bar{P} 为周期内的平均静压,Pa; ρ 为清水密度, kg/m^3 ; u_2 为叶轮出口圆周速度, m/s 。

下面基于快速傅里叶变换(FFT)对压力系数 C_p 进行时频转换,分析其频域特性。

图8和图9为P1~P7监测点在不同工况下的瞬时压力时域和压力系数频域图,可以发现,压力最大均在扩散管出口的P7点,随着流量的增加,相同监测点的瞬时压力值均有所下降。其中,在 $0.8Q_d$ 和 $1.0Q_d$ 两种流量下,各监测点均呈现8个波峰和8个波谷振荡趋势,与叶片数一样,同时在压力系数频域曲线中也可以发现,最大幅值均在叶频 126.7Hz 处,所以,两种流量下各监测点的压力脉动的主频为

湍动能/ $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$

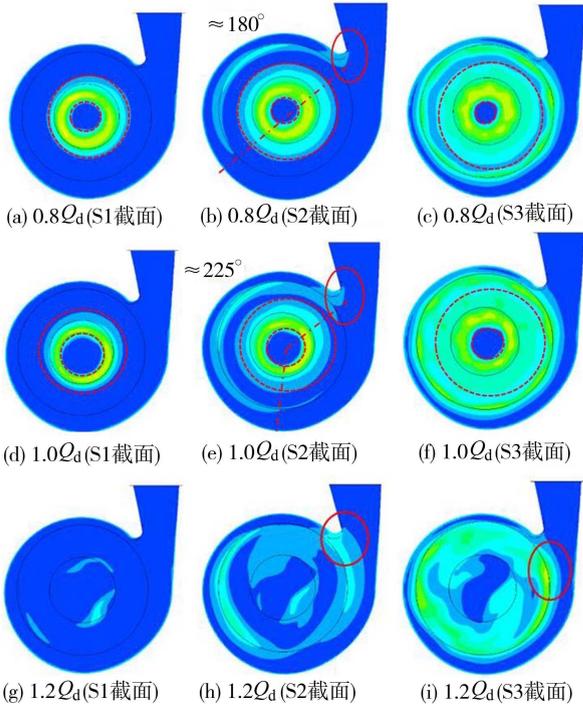


图6 不同工况下无叶腔不同截面的湍动能分布

均很小;S2截面上, $0.8Q_d$ 流量下连续的高亮湍动能圆心角约为 180° , $1.0Q_d$ 流量下连续的高亮湍动能圆心角约为 225° ,有所扩大;至S3截面时,湍流区均已遍布整个圆周截面。在 $1.2Q_d$ 流量下,高亮湍动能集中于无叶腔向扩散管过渡区域;S1截面上,内圈和外圈区域均有少量、分散的能量较小的湍流区;S2截面上,在无叶腔向扩散管过渡区域以及此区域对面的区域各分布1个高亮湍流区,其他区域湍动能很小;S3截面上,无叶腔外圈整个圆周区域均分布有湍动能,中心区域湍动能依然很少。3种流量下,隔舌处的较大的湍动能主要集中在S2截面上。

2.2 压力脉动分析

为了分析旋流泵蜗壳内部压力脉动情况,在S2截面沿着无叶腔外圈流道布置P1~P7共7个监测点,如图7所示。

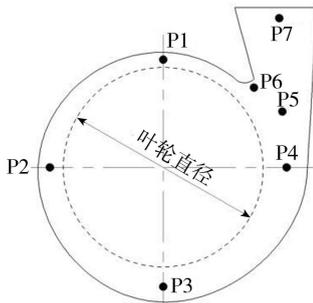


图7 无叶腔外圈监测点位置

为了便于频域幅值的比较,将叶轮旋转一个周期内的所有监测点瞬态静压值进行无量纲化,得到压力系数 C_p ,计算公式为

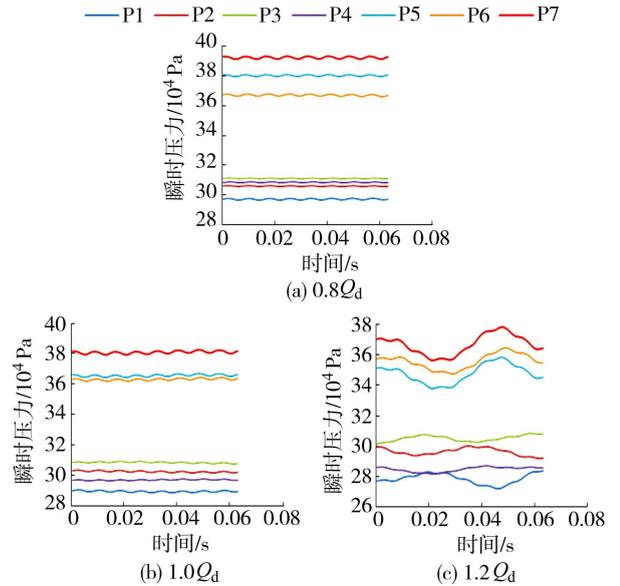


图8 P1~P7监测点在不同工况下的瞬时压力时域

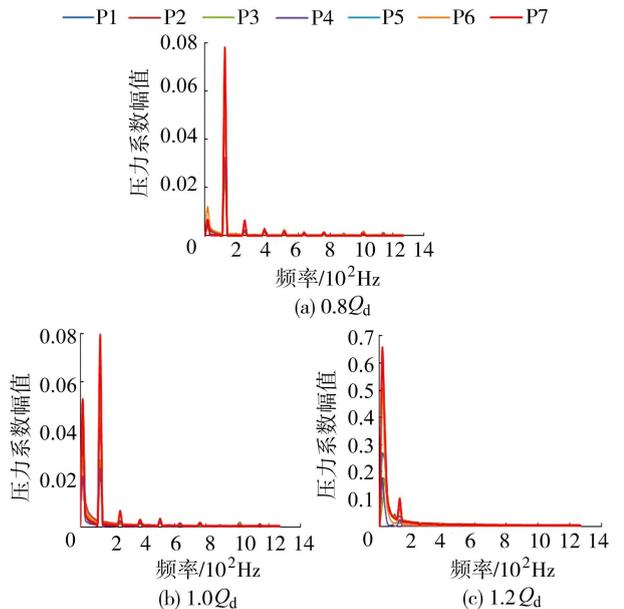


图9 P1~P7监测点在不同工况下的压力系数频域

叶频。所不同的是,在 $0.8Q_d$ 流量下,P1 ~ P7 监测点的叶频处幅值较轴频处大得多,前者为后者的 4 ~ 10 倍;而在 $1.0Q_d$ 流量下,两者差距明显减小,叶频处幅值仅为轴频处的 1.05 ~ 1.2 倍,在 P3 和 P4 处,两者幅值基本相当。在 $1.2Q_d$ 流量下,各瞬时压力点振荡的幅度更大,波峰波谷周期更长,一个旋转周期内,仅出现 1 个波峰和波谷,但从短时间段内的小振幅可以看出压力波动还受叶片的影响;从频域曲线可以看出,P1 ~ P7 监测点在轴频 15.8 Hz 处的幅值最大,约为叶频处的 1.5 ~ 6.0 倍,所以主频变为轴频。故可得出以下结论:随着流量的增加,内部压力脉动受叶频的影响逐步减弱,受轴频的影响逐步增强,流量不一样,压力脉动主频亦不一样。

3 叶轮流体域不稳定流动分析

3.1 涡核及湍动能分布

图 10 为叶轮流体域在不同流量工况下的涡核分布图,可以发现,叶片流道内均有涡核存在,非核区域多发生在叶片迎水面。在 $0.8Q_d$ 和 $1.0Q_d$ 流量下,流道内多为成片的低速涡团;在 $1.2Q_d$ 流量时,流道内涡团流速变大,涡核分布也较分散,非涡核区域增多。

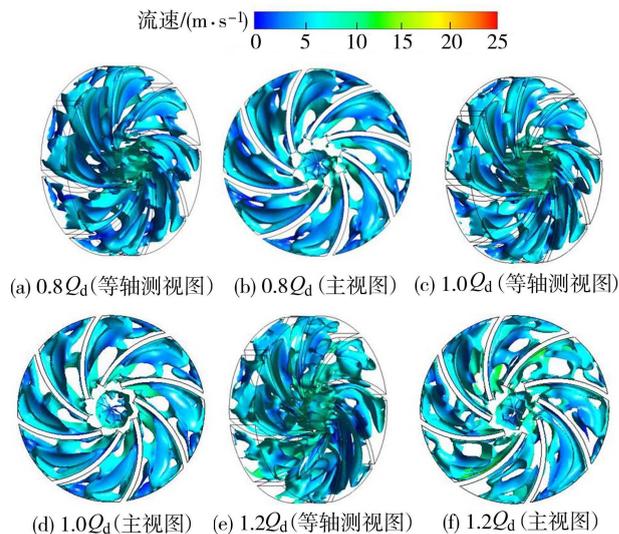


图 10 不同工况下叶轮流体域的涡核分布

为了更加深入了解叶轮内流动不稳定程度,如图 11 所示,在叶轮垂直于泵轴方向上取 3 个截面分

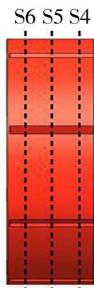


图 11 叶轮截面布置

析每个截面上的湍动能分布情况。

图 12 为叶轮在不同工况下不同截面湍动能分布图,可以发现,越靠近无叶腔的截面,湍动能区域范围越大,低速湍流区多发生在叶片迎水面,同时,随着流量的增加,相同截面上的湍动能区域有所减少。在 $0.8Q_d$ 流量下,高亮湍动能区域集中在叶片入口处;在 $1.0Q_d$ 流量下,高亮湍动能区域集中在流道中间区域;在 $1.2Q_d$ 流量下,高亮湍动能区域向叶片出口处靠近,总体湍动能强度随着流量的增加有所降低。

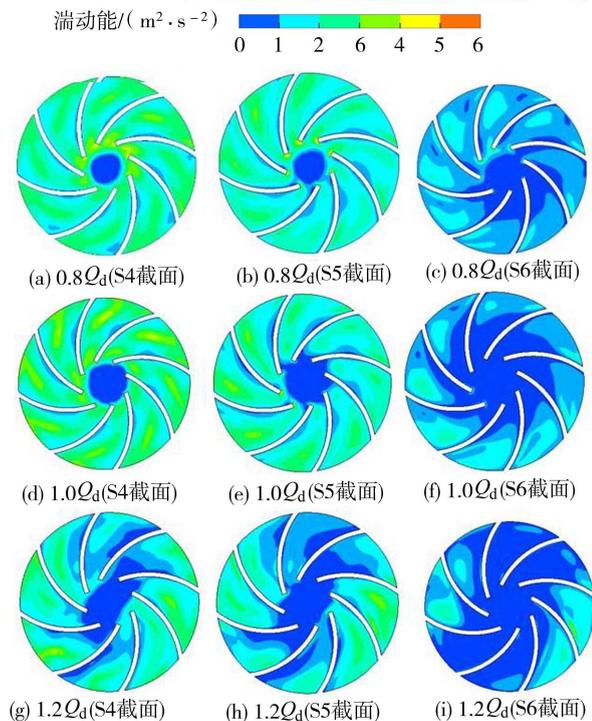


图 12 不同工况下叶轮不同截面湍动能分布

3.2 压力脉动分析

为了分析旋流泵叶轮内部压力脉动情况,在 S5 截面的一个叶片流道内中间布置 3 个监测点,如图 13 所示。

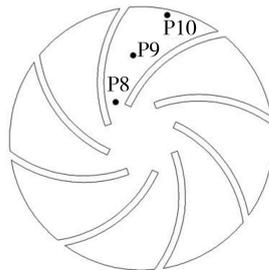


图 13 叶片流道 P8 ~ P10 监测点位置

图 14 和图 15 为 P8 ~ P10 监测点在不同工况下的瞬时压力时域和压力系数频域图,可以发现,随着流量的增加,相同监测点的瞬时压力值逐步减小,轴频 15.8 Hz 处幅值最大,叶频 126.7 Hz 非常小,故主频均为轴频。在 $0.8Q_d$ 流量下,各监测点轴频处的脉动幅值非常接近;在 $1.0Q_d$ 流量下,中间监测点处

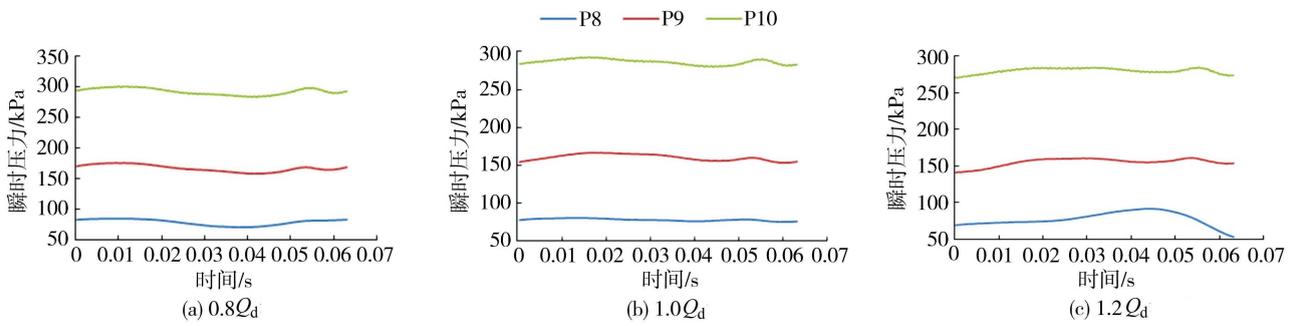


图 14 P8 ~ P10 监测点在不同工况下的瞬时压力时域

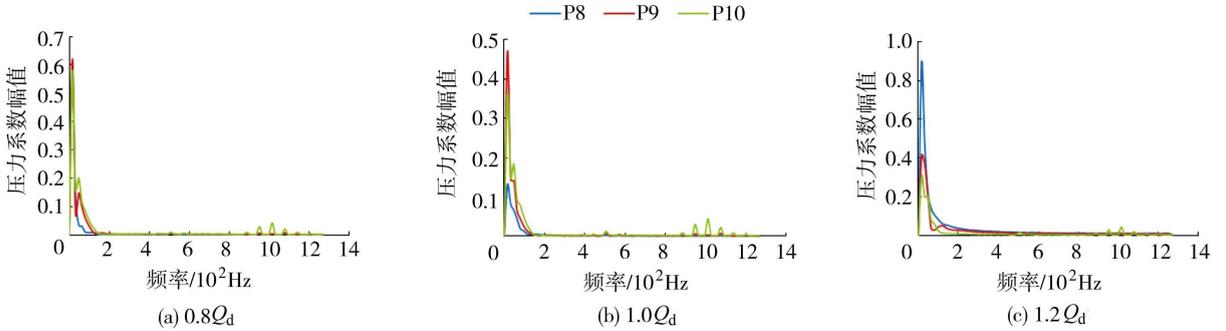


图 15 P8 ~ P10 监测点在不同工况下的压力系数频域

脉动幅值最大,进口监测点处最小,前者约为后者的 4 倍;在 $1.2Q_d$ 流量下,叶片进口的脉动幅值最大,叶轮出口处最小,前者约为后者的 3.5 倍。故可得出以下结论:随着流量的增加,叶片流道内压力脉动主频始终为轴频,入口处脉动幅值先减后增,额定流量下脉动幅值最小;流道中间监测点和出口监测点的脉动幅值逐步减小。

4 结 论

a. 随着流量的增加,进口管路涡核逐渐减少,无叶腔内圈涡核区域变大,无叶腔外圈涡核逐渐散乱,隔舌处涡核尺度变大;高亮湍动能从无叶腔内圈逐步向扩散管过渡。

b. 无叶腔监测点瞬时压力呈现周期性。一个旋转周期内, $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 流量下的监测点瞬时压力呈现 8 个波峰和 8 个波谷振荡趋势,主频为叶频 126.7 Hz ; $1.2Q_d$ 流量下,既有 1 个波峰和 1 个波谷较大振幅的振荡,又有 8 个波峰和 8 个波谷较小振幅的振荡,压力脉动主频为轴频 15.8 Hz 。

c. 随着流量的增加,叶轮域涡核分布更加分散;高亮湍动能从叶片入口向出口移动。

d. 不同流量下的叶轮监测点瞬时压力均呈现小振幅的振荡,压力脉动主频始终为轴频 15.8 Hz 。

参考文献:

[1] 沙毅,施卫东,王助良,等. 无堵塞泵水力设计及试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(8):62-66. (SHA Yi,

SHI Weidong, WANG Zhuliang, et al. Hydraulic design of No-clogging Pump and experimental research on its characters [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36 (8): 62-66. (in Chinese)

[2] 权辉,傅百恒,李仁年,等. 旋流泵的研究现状及发展趋势[J]. 流体机械,2016,44(9):36-40. (QUAN Hui, FU Baiheng, LI Rennian, et al. Research stage and development tendency of vortex pump [J]. Fluid Machinery,2016,44(9):36-40. (in Chinese)

[3] 汪永志,施卫东,董颖,等. 旋流泵的研究现状与展望 [J]. 排灌机械,2004,22(2):8-11. (WANG Yongzhi, SHI Weidong, DONG Ying, et al. Present status and development prospect of vortex pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2004, 22 (2):8-11. (in Chinese)

[4] 任芸. 离心泵内不稳定流动的试验及数值模型研究 [D]. 镇江:江苏大学,2013.

[5] 朱祖超,林培峰,陈小平. 离心泵内部流动数值分析及应用[M]. 北京:机械工业出版社,2019.

[6] 赵凯尧,刘厚林,杜振明,等. 基于熵产的旋流泵流动损失特性分析[J]. 排灌机械工程学报,2021,39(12):1284-1290. (ZHAO Kaiyao, LIU Houlin, DU Zhenming, et al. Analysis of flow loss characteristic of vortex pump based on entropy production[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021, 39 (12): 1284-1290. (in Chinese)

[7] 郭英. 基于正交试验的旋流泵多目标优化设计与能量转换研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2020.

(下转第 48 页)

- 性的土石坝压实质量评估[J]. 水力发电学报, 2015, 34(9):146-152. (WANG Rui, ZHONG Denghua, WU Binping, et al. Compaction quality evaluation of rockfill dam based on compaction and material parameters [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2015, 34(9):146-152. (in Chinese))
- [20] WANG J J, ZHONG D H, WU B P, et al. Evaluation of compaction quality based on SVR with CFA: case study on compaction quality of earth-rock dam [J]. Journal of Computing in Civil Engineering, 2018, 32 (3): 05018001.
- [21] 王佳俊, 钟登华, 关涛, 等. 基于 KM 和 AC-BFA 模糊逻辑的土石坝压实质量实时评价[J]. 水力发电学报, 2019, 38 (3): 165-178. (WANG Jiajun, ZHONG Denghua, GUAN Tao, et al. Real-time evaluation of compaction quality of earth-rock dams using fuzzy logic based on KM and AC-BFA [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2019, 38(3): 165-178. (in Chinese))
- [22] 林威伟, 钟登华, 胡炜, 等. 基于随机森林算法的土石坝压实质量动态评价研究[J]. 水利学报, 2018, 49(8): 945-955. (LIN Weiwei, ZHONG Denghua, HU Wei, et al. Study on dynamic evaluation of compaction quality of earth rock dam based on Random Forest [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2018, 49 (8): 945-955. (in Chinese))
- [23] 熊亮杨, 杨金平. 两河口大坝掺砾土料掺配参数敏感性分析与控制措施[J]. 水利水电施工, 2017(5):62-66. (XIONG Liangyang, YANG Jinping. Sensitivity analysis and control measures of gravel soil mixing parameters in Lianghekou dam [J]. Water Conservancy and Hydropower Working, 2017(5):62-66. (in Chinese))
- [24] 韩兴, 熊亮, 朱剑. 长河坝水电站大坝心墙砾石土料中粒径 0.075mm 含量对最大干密度影响的研究[J]. 四川水力发电, 2015(3): 20-24. (HAN Xing, XIONG Liang, ZHU Jian. Study on the influence of particle size 0.075 mm content on the maximum dry density of gravel soil in dam core wall of Changheba Hydropower Station [J]. Sichuan Water Power, 2015(3): 20-24. (in Chinese))
- [25] PAN Wenchao. A new fruit fly optimization algorithm: taking the financial distress model as an example [J]. Knowledge-Based Systems, 2012, 26:69-74.
- [26] SHAN D, CHAO G H, DONG H. LGMS-FOA: an improved fruit fly optimization algorithm for solving optimization problems [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013, 10:1256-1271.
- [27] 崔博, 张慧高, 王佳俊, 等. 基于施工全过程参数的堆石坝掺砾土心墙压实质量实时评价[J]. 水利水电技术, 2021, 52(2):109-118. (CUI Bo, ZHANG Huigao, WANG Jiajun, et al. Real time evaluation of compaction quality of gravelly soil core wall based on construction process parameters [J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2021, 52(2):109-118. (in Chinese))
- [28] HAN Jiawei, KAMBER M, PEI Jian. Data mining: concepts and techniques [M]. Beijing: China Machine Press, 2012.

(收稿日期:2022-06-02 编辑:骆超)

(上接第 33 页)

- [8] 沈姗姗, 薛明瑞, 周豪. 旋流泵内部非定常压力脉动分析[J]. 液压与气动, 2020 (6): 97-102. (SHEN Shanshan, XUE Mingrui, ZHOU Hao. Analysis on unsteady pressure pulsation of inside vortex pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020 (6): 97-102. (in Chinese))
- [9] 高雄发. 旋流式无堵塞泵优化设计与内流场 PIV 试验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2017.
- [10] 刘厚林, 杜辉, 董亮, 等. 离心泵蜗壳内压力脉动特性数值分析[J]. 水利水电科技进展, 2013, 33(1):18-21. (LIU Houlin, DU Hui, DONG Liang, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in the volute of centrifugal pump [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2013, 33(1):18-21. (in Chinese))
- [11] 李嘉, 李华聪, 张伟, 等. 高压燃油离心泵压力脉动及非定常流动分析[J]. 西北工业大学学报, 2022, 40(1): 199-205 (LI Jia, LI Huacong, ZHANG Wei, et al. Transient flow structures and pressure pulsations of a high-pressure aero-fuel centrifugal pump [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2022, 40 (1): 199-205. (in Chinese))
- [12] 张琳, 施卫东, 张德胜, 等. 基于大涡模拟的混流泵不稳定流动数值研究[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35 (4): 303-308. (ZHANG Lin, SHI Weidong, ZHANG Desheng, et al. Analysis of instability flow on mixed-flow pump based on LES [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35 (4): 303-308. (in Chinese))
- [13] 敏政, 朱月龙, 黎义斌, 等. 基于 DDES 的离心泵蜗壳内部涡动力学研究[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2019, 38 (4): 16-21. (MIN Zheng, ZHU Yuelong, LI Yibin, et al. Study on internal vorticity dynamics of centrifugal pump volute based on DDES [J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2019, 38 (4):16-21. (in Chinese))
- [14] 刘超群. Liutex-涡定义和第三代涡识别方法[J]. 空气动力学学报, 2020, 38 (3): 413-431. (LIU Chaoqun. Liutex-third generation of vortex definition and identification methods [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2020, 38(3):413-431. (in Chinese))

(收稿日期:2022-06-09 编辑:俞云利)