

Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.18.1241



多级离心泵多工况内部压力脉动数值计算

黄凯乐,袁建平*,司乔瑞,林刚

(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心,江苏 镇江 212013)



黄凯乐

摘要:为研究多级离心泵内部压力脉动特点和瞬态流动特征,以三级卧式离心泵模型为研究对象,采用DES方法进行了4种不同流量工况下的全流场非定常数值模拟。为保证划分的网格准确反映多级离心泵内流动特性,进行网格无关性分析。通过定常计算的扬程效率和外特性试验值进行对比,证明数值模拟的可靠性。在每级叶轮、正导叶、反导叶上共设置36个监测点,通过分析模拟数据得出压力标准差值图、系数图和频域图。结果表明:导叶喉部是低压区频繁出现的区域,不同流量下,压力脉动呈现周期性变化规律,脉动强度以正导叶最为剧烈,偏离设计流量工况,压力标准差幅值增大。不同流量下,多级离心泵正导叶流道内压力脉动主频为叶频(327 Hz),倍频处峰值衰减迅速。研究成果为揭示多级离心泵内部压力脉动规律提供一定的理论参考。

关键词:多级离心泵;压力脉动;多工况;数值计算

中图分类号:S277.9;TH311 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-8530(2019)05-0387-06

黄凯乐,袁建平,司乔瑞,等.多级离心泵多工况内部压力脉动数值计算[J].排灌机械工程学报,2019,37(5):387-392.

HUANG Kaile, YUAN Jianping, SI Qiaorui, et al. Numerical simulation of pressure pulsation in multistage centrifugal pump under multi-operation condition [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2019, 37(5):387-392. (in Chinese)

Numerical simulation of pressure pulsation in multistage centrifugal pump under multi-operation condition

HUANG Kaile, YUAN Jianping*, SI Qiaorui, LIN Gang

(National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to study the characteristics of pressure pulsation and unsteady flow features in multistage centrifugal pumps, a three-stage centrifugal pump model served as flow simulation object. The DES method was used to simulate the unsteady flow in the pump under four working conditions. The reliability of numerical simulation was demonstrated by comparing the predicted performance with the measured results. Thirty-six monitoring points were set up in the impeller, radial diffuser and return channel in each stage. It is shown that the throat of the radial diffuser is subject to a pressure pulsation in low frequency. At different flow rates, the pressure pulsation presents periodicity and the most pulsation intensity occurs in the radial diffuser, and the amplitude of pressure pulsation increases with the working point deviating from the design flow condition. At different flow rates, the main frequency of pressure pulsation in the radial diffuser is the blade passing frequency of 327 Hz and the peak amplitude at the blade passing frequency multiplied by an integer is attenuated rapidly. The results provide a theoretical reference to revealing pressure pulsation law in multistage centrifugal pumps.

Key words: multistage centrifugal pump; pressure pulsation; multiple conditions; numerical computation

收稿日期:2018-05-21;修回日期:2018-08-03;网络出版时间:2019-05-15

网络出版地址:<http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20190515.1539.016.html>

基金项目:中国博士后科学基金特别资助项目(156993);河南省节水农业重点实验室开放基金资助项目(FIRI2017-20-01)

第一作者简介:黄凯乐(1993—),男,江苏太仓人,硕士研究生(826824197@qq.com),主要从事泵振动噪声研究。

通信作者简介:袁建平(1970—),男,江苏金坛人,研究员,博士生导师(yh@ujs.edu.cn),主要从事流体机械及工程研究。

多级离心泵在市政供水、石油矿山开采和消防等领域具有广泛的应用,随着多级离心泵机组单级容量的不断增大,机组效率和稳定性显得愈加重要。多级离心泵内存在强烈的动静干涉作用,并且级间存在耦合作用,这些因素可能会引起泵内产生较大压力脉动,产生振动噪声以致严重影响离心泵运行的稳定性。分析多级离心泵多工况下各级叶轮和导叶内压力脉动规律,揭示内部压力脉动产生的机理对提高系统运行稳定性具有重要意义。

国内外学者对多级离心泵开展了相关研究。丁剑等^[1]分析了叶片出口角对离心泵蜗壳水动力噪声的影响。刘厚林等^[2]结合泵壳模态计算和流动诱导噪声计算,分析离心泵辐射噪声与叶片出口宽度的关系。马新华等^[3]、魏川等^[4]利用CFD仿真技术,研究了多级离心泵内部稳态流动特征,结果表明,叶轮与导叶之间的动静干涉是产生压力波动的原因。文献[5-8]采取数值模拟和试验的方法对离心泵进行性能预测和流场分析,为深入研究离心泵内部流动非定常特性提供新方法。CARLETTI等^[9]用谐波响应方法和振动声学分析计算泵壳辐射的噪声场。但到目前为止,学者对多级离心泵的研究主要以理论分析、性能试验和单级CFD模拟为主,对多级离心泵整机瞬态特性研究和压力脉动机理研究较少涉及。

文中以三级单吸离心泵为模型,采用DES数值模拟方法对其4种不同流量工况下的全流场非定场流动进行研究,为揭示多级离心泵内部压力脉动规律提供一定的理论参考。

1 模型建立

1.1 物理模型

研究的多级离心泵模型的级数为三级,贴合安装,主要性能参数分别为设计流量 $Q_d = 8 \text{ m}^3/\text{h}$, 单级扬程 $H_s = 10 \text{ m}$, 设计转速 $n = 2800 \text{ r/min}$, 比转数 $n_s = 86$ 。该泵内各级尺寸相同,采用圆柱形叶片叶轮和正反导叶,单个叶轮的叶片数为7,导叶叶片数为12,正导叶与反导叶构成一个三维流道,叶轮与正反导叶的三维实体造型如图1所示。

为了较全面地模拟多级离心泵内部实际流动情况,对其进行全流场数值计算,计算域如图2所示,其中口环水体域和泵腔水体域是为了考虑泄漏和叶轮前后盖板的圆盘摩擦损失。为了避免离心泵进口回流和出口流动发展不充分时对计算结果的影响,对进出口段做适当延伸。



图1 模型泵叶轮和导叶结构
Fig.1 Structure of pump impeller, radial diffuser and return channel

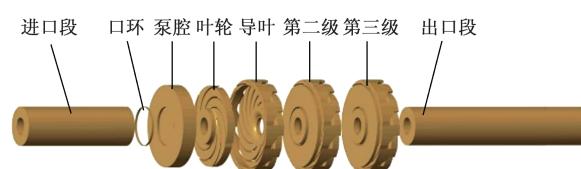


图2 模型泵计算域
Fig.2 Computational domains

1.2 网格划分

采用ICEM软件对泵进行六面体结构化网格划分,考虑到多级离心泵叶轮和导叶内流动的复杂性,在叶轮叶片压力侧和吸力侧、叶轮前后盖板、导叶叶片压力侧和吸力侧、导叶壁面等边界处添加边界层网格进行加密处理。计算网格划分如图3所示,网格数N及网格质量 y^+ 见表1。

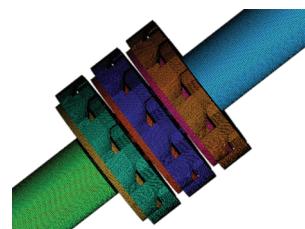


图3 网格划分
Fig.3 Grid partition

表1 网格信息
Tab.1 Grid information

水体	N	y^+
进口段	356 480	0.88
口环	53 312	0.98
泵腔	156 768	0.93
叶轮	2 507 274	0.35
导叶	2 919 132	0.30
出口段	374 400	0.83
...
总计	6 680 830	—

1.3 监测点布置

图4为监测点定位图,图中FY,FD,FF为首级叶轮和正反导叶流道中截面骨线上设置的监测点,次级和末级上的监测点分别以首字母S与T定义,上述监测点可完整地对泵内流动状态的检测。

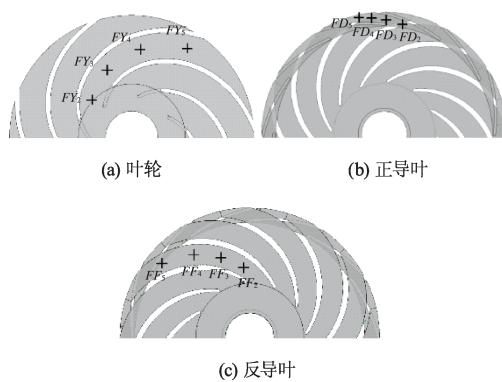


图4 首级叶轮和正反导叶流道内监测点位置
Fig.4 Monitoring point position in impeller, radial diffuser and return channel in the first stage

1.4 DES 方法

DES 方法^[10]以 S-A 模型为基础。S-A 模型为

$$\frac{D\tilde{v}}{Dt} = c_{b1} \tilde{S} \tilde{v} + \frac{1}{\sigma} [\nabla \cdot (v + \tilde{v}) \cdot \nabla \tilde{v} + c_{b2} (\nabla \tilde{v})]^2 - c_w f_w \left(\frac{\tilde{v}}{d_w} \right)^2, \quad (1)$$

式中: \tilde{v} 为湍流运动变量, 是 S-A 方程所直接求解的量, \tilde{v} 与运动黏系数 v_t 的关系为

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \tilde{v} f_{v1}, \quad (2)$$

其中 f_{v1} 是量纲一的函数, 定义为

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}, \quad \chi = \frac{\tilde{v}}{v}; \quad (3)$$

\tilde{S} 是分子黏性生成项, 表达式为

$$\tilde{S} = f_{v3} S + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d_w^2} f_{v2}, \quad (4)$$

其中 S 是涡量的绝对值, d_w 为远离壁面的最小距离, 量纲一的函数 f_{v2} 和 f_{v3} 表达式分别为

$$f_{v2} = \left(1 + \frac{\chi}{c_{v2}} \right)^{-3}, \quad f_{v3} = \frac{(1 + \chi f_{v1})(1 - f_{v2})}{\chi}; \quad (5)$$

函数 f_w 的表达式为

$$f_w = g \left(\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right) \frac{1}{6}, \quad g = r + c_{w2}(r^6 - r), \quad r = \frac{\tilde{v}}{S \kappa^2 d_w^2}; \quad (6)$$

模型常数取值为 $c_{b1} = 0.1355$, $c_{b2} = 0.6220$, $\sigma = 2/3$, $\kappa = 0.41$, $c_{w1} = \frac{c_{b1}}{\kappa^2} + \frac{1 + c_{b2}}{\sigma}$, $c_{w2} = 0.3$, $c_{w3} = 2$, $c_{v1} = 71$ 。

基于 S-A 模型的 DES 将特征长度 d_w 替换为

$$\tilde{d} = \min(d_w, C_{DES} \Delta) \quad (7)$$

式中: Δ 为最大的网格距离, $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$; $C_{DES} = 0.6$ 。

一般而言, C_{DES} 不需要修改, DES 的计算结果对

它不是很敏感, 可采用默认值。在近壁面的 $d_w < C_{DES} \Delta$ 的区域, 取特征长度 $\tilde{d} = d_w$, DES 在该处为非稳态的 S-A 模型。在远离壁面的分离区 $d_w > C_{DES} \Delta$, 取特征长度 $\tilde{d} = C_{DES} \Delta$, 此时, 特征长度的大小与网格的尺度有关, DES 在此处为 LES 的压格子模型。

1.5 计算及边界条件

基于商用 CFD 软件 ANSYS, 湍流模型选取标准 $k-\epsilon$ 模型, 壁面采用无滑移边界条件, 近壁区域采用标准壁面函数处理, 进口边界条件选用总压进口, 出口边界条件选用质量流量出口。在三维定常湍流计算结果收敛的基础上进行非定常数值计算, 非定常计算选用 DES 湍流模型, 设置步长为 3.412×10^{-3} s, 每个时间步叶轮旋转 3° , 其旋转 1 周需要 120 个步长。

2 数值计算结果及分析

2.1 网格无关性验证

为了消除网格数量对数值模拟准确性的影响, 进行了无关性分析, 如图 5 所示。

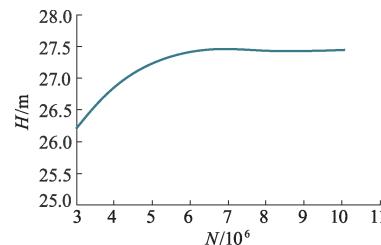


图 5 模型泵网格无关性分析
Fig.5 Analysis of mesh independence

由图 5 可以看出, 当网格数 N 大于 6680000 时, 多级离心泵扬程变化小于 1%, 因此, 同时考虑节省计算资源, 后续计算选用该网格数。

2.2 外特性计算

图 6 为多级离心泵扬程和效率的试验值与计算值对比, 计算与试验转速均为 2800 r/min。

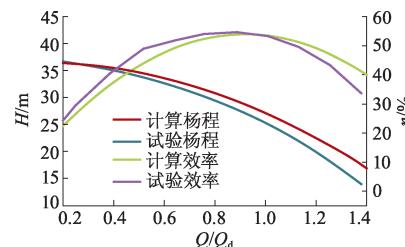


图 6 多级离心泵外特性试验值与模拟值对比
Fig.6 Comparison of hydraulic characteristics by experiment and numerical simulation

由图6可以看出:该多级离心泵的最高效率点出现在设计流量附近;在设计流量工况下,扬程计算值与试验值之间的相对差值为4.5%,效率的计算值与试验值之间的相对差值为3.8%,表明数值计算具有一定的准确性;但在 $0.5Q_d$ 和 $1.4Q_d$ 工况时,数据计算值与试验值误差偏大,这是因为偏离设计工况,多级离心泵存在剧烈的湍流、回流等不稳定流动现象;总体上,数值计算外特性曲线与试验曲线吻合得较好,证明了该数值计算中采用的方法是可行的.

2.3 静压分布

图7为不同流量工况下多级离心泵叶轮与正导叶之间以及反导叶流道内静压分布.

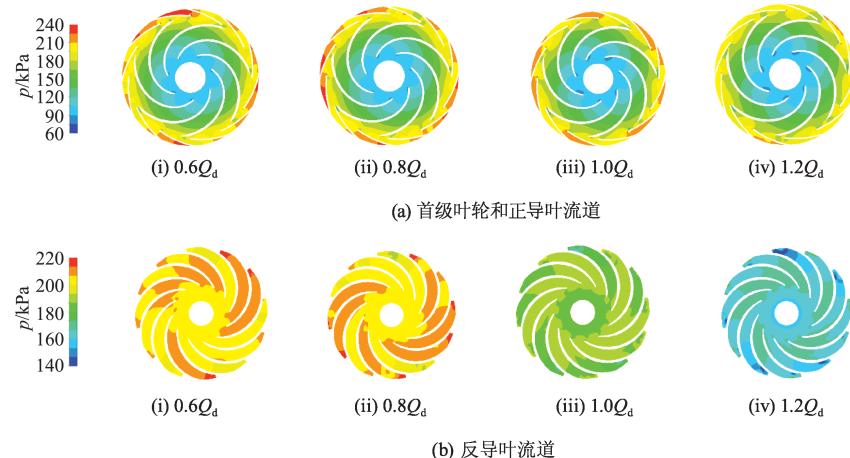


图7 不同流量工况下首级叶轮和正导叶流道以及首级反导叶流道内压力分布

Fig.7 Pressure contours in impeller, diffuser and return channel in first stage at various flow rates

由图7可以看出:流量变化对叶轮与正导叶低压区域面积和压力梯度分布影响不大,在正导叶进口边附近、正导叶喉部附近以及反导叶进口附近均出现不同程度的低压区,随着流量增大,低压区面积逐渐扩大;而在 $1.2Q_d$ 流量工况点反导叶内出现大面积低压区;不同流量下,多级离心泵叶轮进口叶片吸力侧均出现低压区,推测这些低压区的出现可能与该处流动分离或旋涡有关.

2.4 压力脉动幅频分析

通过数值计算得到泵内36个点的压力脉动,采用压力标准差表示其结果.定义压力标准差 C_{ps} 为

$$C_{ps} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p})^2}, \quad (8)$$

式中: p 为监测点静压; \bar{p} 为静压平均值; n 为时间步数,文中选取8个叶轮旋转周期内的压力信息,即 $n=960$.图8为不同流量下压力标准差幅域图.

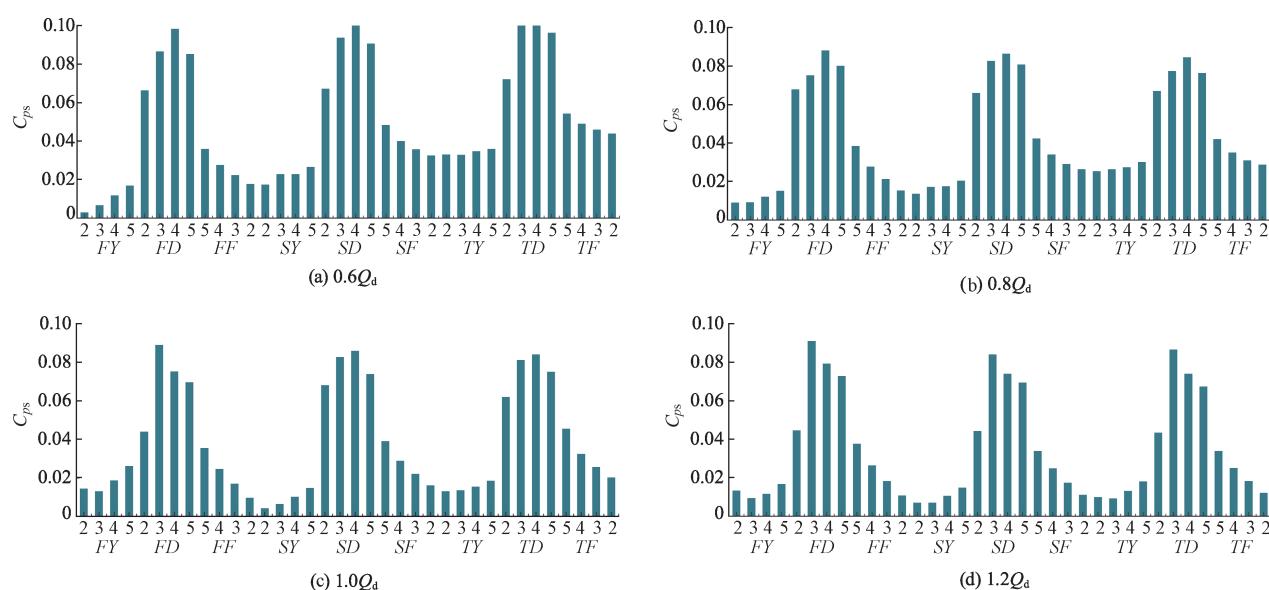


图8 多级离心泵压力脉动幅域图
Fig.8 Amplitude distribution of pressure pulsation

由图8可以看出:不同流量下,多级离心泵内压力脉动呈现出周期性变化,且各级正导叶流道内压力脉动强度最大,说明叶轮和正导叶之间动静干涉效应产生的周期性压力脉动在正导叶内最为明显;各级正导叶流道内,在正导叶喉部附近压力脉动强度最大,这可能是因为从叶轮出来的流体冲击导叶片,在导叶片压力侧发生边界层分离现象,使压力剧烈变化位置向导叶喉部附近偏移,而且,这与叶轮和正导叶静压云图分布相对应;压力脉动强度最大值出现在首级正导叶流道内,次级和末级导叶内压力脉动强度相差不大;不同工况下,从首级叶轮到末级导叶,某些监测点之间的压力脉动强度有着较大的跳跃性,特别是叶轮出口到导叶进口、正导叶出口到反导叶进口,这种压力脉动的跳跃性将使泵的运行不稳定,引起较大振动噪声.

2.5 压力脉动频域分析

从多级离心泵内压力脉动幅域分析可知,在不同流量下,首级正导叶内压力脉动强度最大,因此在频域分析时主要考虑首级正导叶内压力脉动.将

不同流量下首级正导叶流道各测点的压力时域信号进行快速傅里叶变换(FFT)分析,得到各流量下的频率信号,用压力脉动系数 C_p^* 表示,其表达式为

$$C_p^* = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho v_2^2}, \quad (9)$$

式中: p 为监测点静压; \bar{p} 为监测点静压平均值; ρ 为流体密度; v_2 为叶轮出口的圆周速度分量.

图9为首级正导叶流道内压力脉动频谱图,可以看出:不同流量下,多级离心泵正导叶流道内压力脉动频谱较大幅值点主要集中在1 000 Hz以内的中低频区域,各监测点的主频均为叶频(327 Hz)及其倍频,且次主频峰值相较于叶频峰值衰减迅速.不同流量下,正导叶流道内峰值较大的监测点位于导叶喉部附近,与幅域分析最大压力脉动强度位置相对应;在 $0.6Q_d$ 和 $0.8Q_d$ 工况下,正导叶流道内出现较多小于叶频的低频脉动,但其幅值均远小于叶频处的幅值,且随着流量增大,这种低频脉动逐渐减弱,说明湍流、旋涡等引起的水动力噪声对整泵流动诱导噪声贡献量较小.

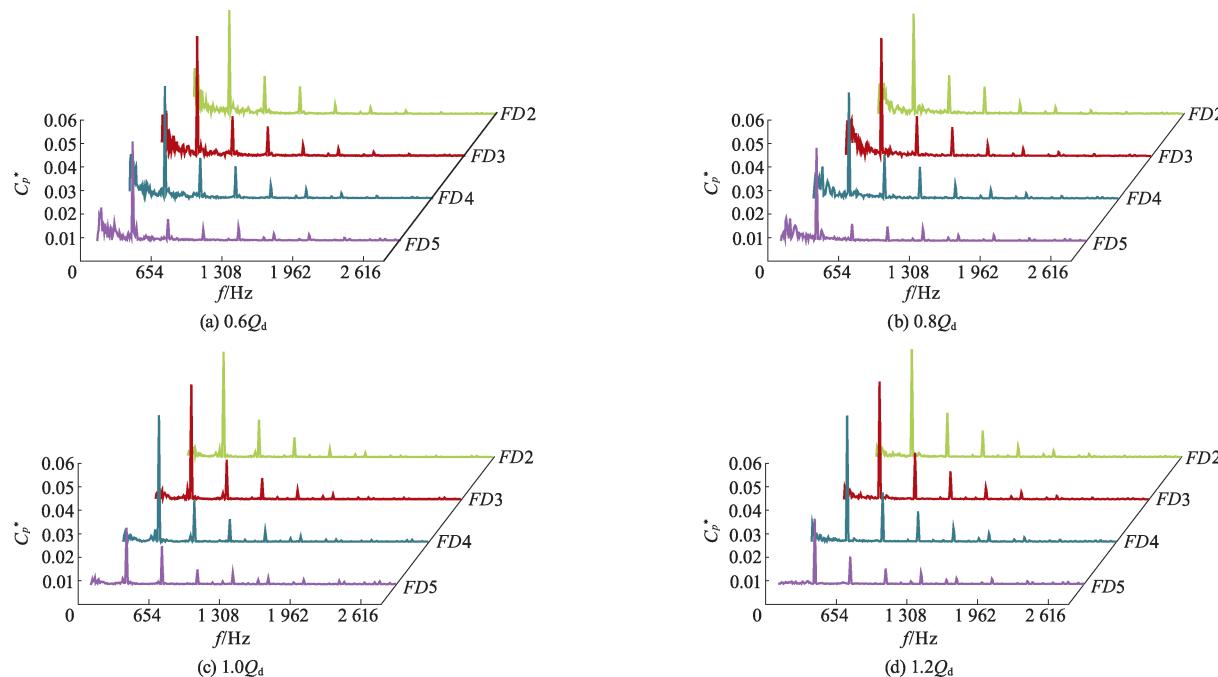


图9 首级正导叶流道内监测点压力脉动频域图
Fig.9 Spectrum of pressure pulsation in radial diffuser

3 结 论

1) 对于三级离心泵单流道进口处压力脉动,首级压力脉动最为剧烈,后两级压力脉动强度稍弱于首级.叶轮在旋转过程中,叶轮扫过导叶交界面,动

静干涉作用会导致导叶喉部出现局部低压区,加剧脉动强度.

2) 从首级至末级,多级离心泵内压力脉动强度呈现出周期性变化规律.偏离设计流量工况点,压力脉动标准差数值波动幅度明显增加,因此,从运行稳定性考虑,应尽量避免多级离心泵在偏离设计流

量工况较远的工况下运行。

3) 不同流量下,正导叶频域图同样出现明显的周期性,脉动主频为叶频,其倍频处出现明显的压力脉动峰值,幅值相较主频迅速衰减。

参考文献(References)

- [1] 丁剑, 刘厚林, 王勇, 等. 叶片出口角影响离心泵噪声辐射数值研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 122-127.
DING Jian, LIU Houlin, WANG Yong, et al. Numerical study on noise radiation of centrifugal pump influenced by blade outlet angle [J]. Journal of vibration and shock, 2014, 33 (2) : 122-127. (in Chinese)
- [2] 刘厚林, 丁剑, 谈明高, 等. 叶轮出口宽度对离心泵噪声辐射影响的分析与试验 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(16):66-73.
LIU Houlin, DING Jian, TAN Minggao, et al. Analysis and experiment on the influence of impeller outlet width on noise radiation of centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29 (16) : 66-73. (in Chinese)
- [3] 马新华, 冯琦, 蒋小平, 等. 多级离心泵内部非定常压力脉动的数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(1): 26-31.
MA Xinhua, FENG Qi, JIANG Xiaoping, et al. Numerical simulation of unsteady pressure fluctuations in multi-stage centrifugal pumps [J]. Journal of drainage and irrigation mechanical engineering, 2016, 34(1): 26-31. (in Chinese)
- [4] 魏川, 张楠. 离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析 [J]. 中国设备工程, 2018(5):109-110.
WEI Chuan, ZHANG Nan. Analysis of pressure fluctuation characteristics of unstable flow field in centrifugal pump [J]. China plant engineering, 2018 (5) :109 - 110. (in Chinese)
- [5] 陈金平, 王建国, 卞迎宾. 偏离工况下离心泵的压力脉动和振动分析 [J]. 中国高新区, 2018(10):193.
CHEN Jinping, WANG Jianguo, BIAN Yingbin. Pressure pulsation and vibration analysis of centrifugal pumps under off-design conditions [J]. Science & technology industry parks, 2018 (10) :193. (in Chinese)
- [6] 袁建平, 侯敬生, 付燕霞, 等. 离心泵回流漩涡空化的非定常特性研究 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(16): 24-30.
YUAN Jianping, HOU Jingsheng, FU Yanxia, et al. Study on unsteady characteristics of vortex cavitation in centrifugal pump reflux [J]. Journal of vibration and shock, 2018, 37 (16) :24-30. (in Chinese)
- [7] 惠彪, 许会. 离心泵压力脉动的特性分析与测试 [J]. 电子世界, 2018(12):25-26.
HUI Biao, XU Hui. Characteristic analysis and test of pressure pulsation of centrifugal pump [J]. Electronics world, 2018(12) :25-26. (in Chinese)
- [8] 牟介刚, 刘剑, 郑水华, 等. 隔舌对离心泵压力脉动特性及内部流场的影响 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(12):4090-4098.
MOU Jiegang, LIU Jian, ZHENG Shuihua, et al. Effect of tongue isolation on pressure fluctuation characteristics and internal flow field of centrifugal pumps [J]. Journal of Central South University (science and technology), 2016, 47 (12) : 4090-4098. (in Chinese)
- [9] CARLETTI E, MICCOLI G, PEDRIELLI F, et al. Vibroacoustic measurements and simulations applied to external gear pumps: an integrated simplified approach [J]. Archives of acoustics, 2016, 41(2):285-296.
- [10] 谢龙汉, 赵新宇. ANSYS CFX 流体分析及仿真 [M]. 北京:电子工业出版社, 2013.

(责任编辑 陈建华)