

旋转失速条件下离心泵叶轮压力脉动特性研究*

周佩剑 王福军 姚志峰

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要: 离心泵发生旋转失速时,失速团周期性地生成和脱落往往会诱发低频压力脉动,严重影响水泵的安全稳定运行。为研究离心泵旋转失速对压力脉动的影响,采用动态混合非线性SGS模型对一离心泵叶轮进行了大涡模拟,得到了叶轮内部流场和叶片上的压力脉动特性。对不同旋转时刻的内部流动进行分析,可以看到旋转失速团产生于叶片吸力面头部附近,沿圆周方向向叶片压力面运动,并逐渐衰减。对叶片上的压力脉动进行分析,发现当旋转失速发生以后,叶片上的压力脉动幅值远大于非失速工况。失速团对叶轮中的压力脉动有很大影响,叶片上的压力脉动频率以失速频率为主;叶片吸力面头部压力脉动幅值最大,并沿着水流方向,叶片上的压力脉动幅值依次减小。随着流量进一步减小,叶轮进入深失速工况,压力脉动主频幅值有所降低,而失速频率逐渐增大。

关键词: 离心泵 叶轮 旋转失速 压力脉动 大涡模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)10-0056-06

Investigation of Pressure Fluctuation in Centrifugal Pump Impeller under Rotating Stall Conditions

Zhou Peijian Wang Fujun Yao Zhifeng

(College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Under the rotating stall condition the periodic generation and shedding of stall cells always induce the low frequency pressure fluctuation, which has severe influence on the safety and stability of pumps. In order to reveal the role of the rotating stall cells in the pressure fluctuations, a centrifugal pump impeller was chosen as the research object to investigate by numerical simulation. A number of reference locations were arranged in the entrance of the passages for recording the pressure fluctuation. A developed large eddy simulation named dynamic mixed nonlinear model (DMNM) was applied to the numerical simulation and the simulation results showed good agreement with the experimental results. The internal flow field and pressure fluctuation characteristics under different stall operation conditions were also obtained. The simulation results showed that the stall cells first occurred in the suction side of the blade, and then moved to the pressure side with continuous decay. When the rotating stall occurred, the amplitude of pressure fluctuation was much higher than that at unstalled point. The propagation of stall cells had significant effect on the pressure fluctuations in the impeller. The dominant frequency of pressure fluctuation at blades was rotating stall frequency. The maximum amplitude of pressure fluctuation was located at the leading edge of blade, and it decreased gradually along the flow direction. As the flow rate was further reduced, the amplitude of dominant frequency decreased but the stall frequency increased. This research can provide useful reference for the secure and stable operation of centrifugal pumps.

Key words: Centrifugal pump Impeller Rotating stall Pressure fluctuation Large eddy simulation

收稿日期: 2015-01-06 修回日期: 2015-01-28

* 国家自然科学基金资助项目(51139007,51321001)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAD08B03)

作者简介: 周佩剑, 博士生, 主要从事水动力学与水力机械研究, E-mail: peijian13@163.com

通讯作者: 王福军, 教授, 博士生导师, 主要从事水动力学与水力机械研究, E-mail: wangfj@cau.edu.cn

引言

水泵在非设计工况运行时,由于叶片冲角增大,叶轮中容易产生失速团。失速团不断地产生和脱落往往会诱发低频压力脉动,使得水泵噪声增强,振动加剧,甚至引起水泵管道系统的共振,严重影响机组的安全运行^[1-4]。

近年来,离心泵非设计工况下的压力脉动问题得到了国内外学者的重视。Braun^[5]对双吸离心泵进行了试验和数值模拟,发现在小流量工况下,导叶中会出现失速团,所导致的压力脉动幅值可达到动静干涉所产生幅值的 2 倍,容易引发叶轮的振动^[6]。瞿丽霞等^[7]通过数值模拟的方法也发现,在小流量工况下,离心泵叶片上的压力脉动幅值增大,并且偏离程度越大,该幅值也越大。Yao 等^[8]对离心泵泵体上的压力脉动进行了试验研究,发现在非设计工况,会存在一种宽带频率,当这种频率与水泵上某种频率一致时,会引起共振。Kaupert 等^[9-10]针对一高比转数离心泵研究了失速工况,发现叶轮进出口回流使泵内压力脉动增强,其强度远大于动静干涉所引起的压力脉动。Wang 等^[11]结合涡方法试验研究了非额定工况下的离心泵压力脉动,发现当流量低于 50% 额定流量后,导叶中会出现旋转失速团,泵中的压力脉动会大幅度提高。

到目前为止,针对水泵叶轮中旋转失速团的研究还很少,特别是离心泵叶轮中的失速团对压力脉动特性的影响还未见报道。本文采用一种改进的大涡模拟方法——动态混合非线性 SGS 模型^[12]对离心泵叶轮的失速流场进行数值模拟,对不同失速条件下离心泵叶轮上的压力脉动进行分析,从而为离心泵叶轮的水力设计和机组运行稳定性提供一定参考。

1 计算对象和数值模拟方法

本文选用的计算对象为德国马格德堡大学试验的离心泵叶轮模型^[13]。Krause 等采用高频 PIV 装置对该叶轮在旋转失速条件下的流场进行了试验研究,具体结构如图 1 所示。该泵的设计流量为 47.5 m³/h,额定转速为 600 r/min,进口直径为 103.25 mm,出口直径为 278.0 mm,叶片数为 5。该泵更详细的几何尺寸和运行参数见文献^[13]。

为减弱进、出口边界条件对计算精度的影响,对叶轮的进、出口进行了适当的延伸。由于计算域较复杂,首先采用非结构六面体网格对单通道计算域进行网格划分,并对近壁面等流动参数变化较大的区域进行局部加密,参照文献^[14]中的方法将距壁

面的第 1 层网格布置在距壁面 0.02 mm 的位置,通过网格无关性分析,最后确定网格总数为 320 万,如图 2 所示。

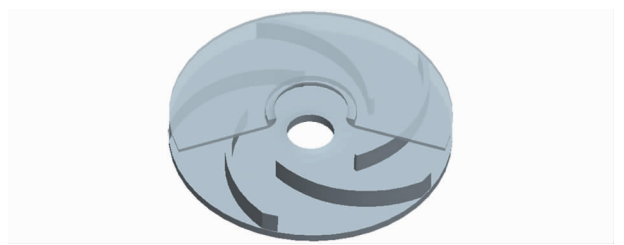


图 1 叶轮结构示意图
Fig. 1 3D sketch of impeller

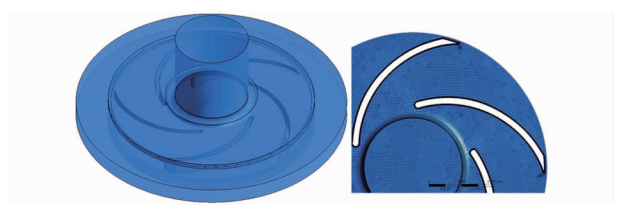


图 2 叶轮计算域和计算网格
Fig. 2 Computational domain and unstructured mesh

图 3 为水泵叶轮的轴向截面图,将 5 个流道分别命名为 A、B、C、D、E,并在流道 A 的进口处设置一个断面,监测进口处的流量变化。在叶轮叶片压力面上设置 3 个监测点,沿进口到出口的方向依次命名为 P1、P2、P3;同样方法在叶轮叶片吸力面上设置 3 个监测点,分别为 S1、S2、S3。在计算过程中记录这 6 个点相应位置压力脉动随时间的变化。

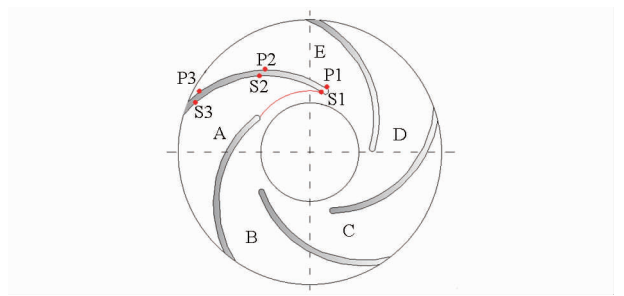


图 3 监测点布置
Fig. 3 Monitoring locations

叶轮进口采用速度进口,平均流速根据流量计算给定。由于 Krause 等^[13]对该叶轮进行试验时发现,在流量小于 0.41Q_d (设计流量)时,离心泵叶轮将发生旋转失速。因此,本文将流量小于 0.41Q_d 的工况定义为失速工况。选择非失速工况 0.60Q_d、失速初生工况 0.40Q_d、深失速工况 0.30Q_d 和 0.25Q_d 进行计算。出口给定压力;采用旋转坐标系,设定叶轮转速为坐标系转速。壁面采用无滑移壁面边界条件。控制方程在空间上采用有限体积法进行离散,在时间域上采用二阶隐式格式进行离散,时间步长取 2.778 × 10⁻⁴ s,即转动周期的 1/360。物理量空间差分分别为:扩散项采用二阶中心差分,对流项采

用有界中心差分格式 (Bounded central differencing), 速度压力解耦采用 SIMPLEC 算法。收敛残差设置为 1.0×10^{-5} , 每个时间步长内最大迭代 15 次。

离心泵叶轮发生旋转失速时, 内部流动的特殊性和复杂性都对数值模拟方法提出了较高的要求。本文采用本课题组所改进的大涡模拟模型——动态混合非线性 SGS 模型对旋转失速现象进行数值模拟。

对 N-S 方程进行滤波, 得到大涡模拟动量和质量守恒方程, 与 N-S 方程相比多了 SGS 应力张量 τ_{ij} , 上划线代表空间滤波, 将 SGS 应力分解为^[15-16]

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j} = L_{ij}^m + C_{ij}^m + R_{ij}^m$$
$$(i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3)$$

(1)

式中 u_i, u_j ——流体速度在 x, y, z 方向上的分量

L_{ij}^m ——可解的 Leonard 应力项

C_{ij}^m ——交叉项

R_{ij}^m ——SGS 雷诺应力项

该模型参照动态非线性模型^[17]和动态混合模型^[16]的求解方法, 保留可解的 Leonard 应力项, 对交叉项和 SGS 雷诺应力项建模, 可充分体现应变率和旋转率的影响, 更加适应包含大面积流动分离的复杂流动。具体的公式推导可以参照文献[12]。该模型计算的扬程和试验结果对比如图 4 所示 (图中 Q 表示流量), 可以看到计算值与试验值的趋势基本一致^[13]。

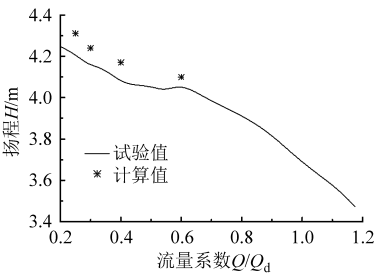


图 4 扬程曲线

Fig.4 Head curve

2 叶轮内部流场分析

采用阻塞系数 B 分析失速团对各个流道的堵塞情况, 假设在设计工况下, 流道内完全畅通, $B = 1.0$; $B = 0$ 时, 表示完全堵塞。阻塞系数计算公式为

$$B = \frac{5Q_A}{Q_d}$$

(2)

式中 Q_A ——流道 A 的进口流量

图 5 是流道 A 进口处的阻塞系数随时间的变化。可以看到在非失速工况下 ($0.60Q_d$), 阻塞系数

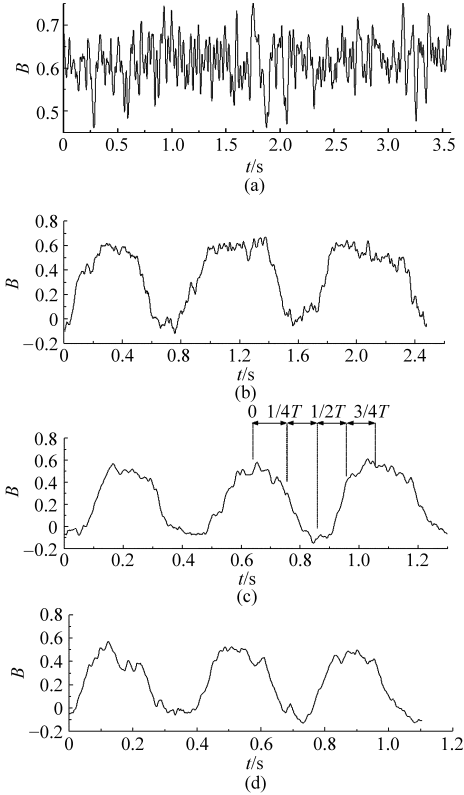


图 5 阻塞系数随时间的变化

Fig.5 Time history of block coefficient at passage A

(a) $0.60Q_d$ (b) $0.40Q_d$ (c) $0.30Q_d$ (d) $0.25Q_d$

变化不大, 在 0.6 上下波动, 但是没有明显的周期性。而旋转失速发生时, 阻塞系数变化较大, 并呈现明显的周期性。这是由于失速团的存在导致叶轮各个流道内的流量不均匀, 当失速团产生时, 会阻塞流道进口的大部分面积, 导致各个流道内的流量进行重新分配, 更多的水流进入到相邻流道, 随着失速团不断地生成和脱落, 各个流道的阻塞系数也发生周期性的变化。另外, 还可以看到 3 种失速工况下, 变化规律基本一致, 只是变化的周期不同, 在 $0.40Q_d$ 工况下, 周期最长, 而 $0.25Q_d$ 次之, $0.30Q_d$ 最短。

为更清楚地表达叶轮中失速团的变化, 去除前、后盖板, 以流线表示内部流场, 如图 6 所示。非失速工况下 ($0.60Q_d$), 流场变化没有明显的周期性, 选择一个旋转周期内 4 个不同时刻的流场进行分析。试验中流量小于 $0.41Q_d$ 以后, 叶轮中将发生旋转失速, 3 种失速工况的流场变化规律比较相似, 本文选择在 $0.30Q_d$ 下, 一个失速周期内 4 个不同时刻的流场进行分析, 如图 6 所示。当叶轮中未发生失速时, 如图 6a 所示, 5 个流道内的流态基本一致, 只是叶片压力面和吸力面都有一定的流动分离。还可以观察到在流道 A 中, 叶片压力面出口处有旋涡的形成和脱落, 使阻塞系数也出现波动。

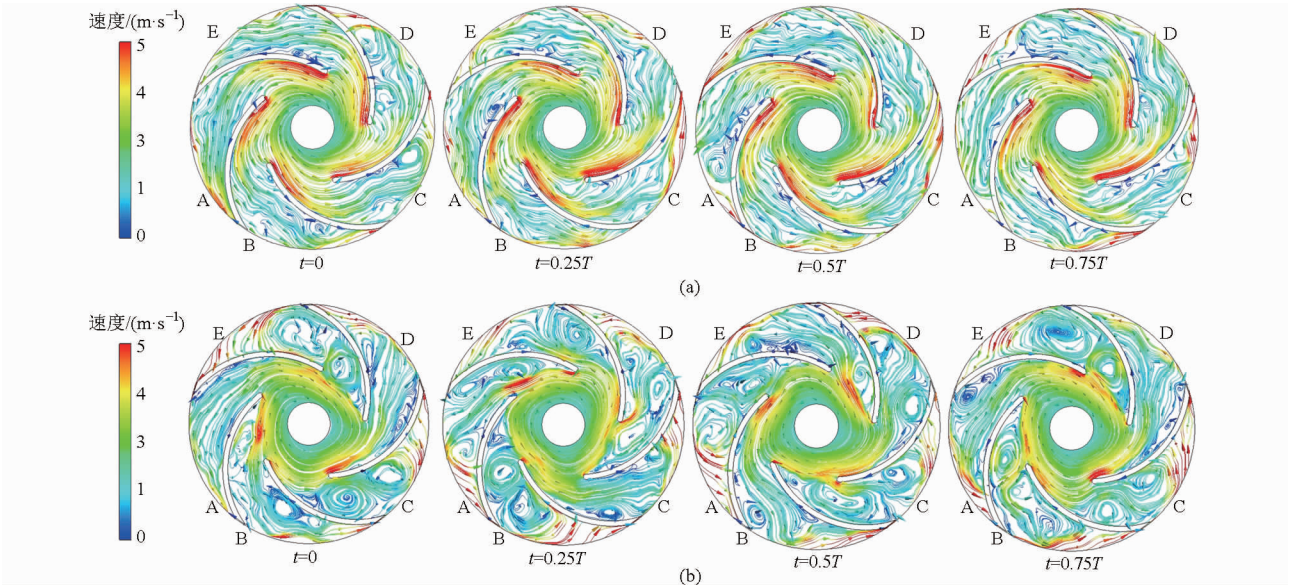


图 6 叶轮内部不同时刻的流线图

Fig. 6 Streamlines in impeller at different time

(a) $0.60Q_d$ (b) $0.30Q_d$

当旋转失速发生时,如图 6b 所示, $t=0$ 时刻,流道 A 中流量达到峰值,流动顺畅,此时没有失速团的存在; $t=0.25T$ 时刻,由于流道 A 开始出现失速团,产生堵塞,水流只能流向相邻的流道,流量下降; $t=0.5T$ 时刻,流道 A 的失速团阻塞了整个进口,此时流道 A 的流量达到低谷。紧接着,失速团逐渐向流道 B 运动,缓解了流道 A 的阻塞,因此流道 A 中的质量流量开始逐渐增大,流动得到改善。 $t=T$ 时刻,流道 A 流场完全退出阻塞,与 $t=0$ 时刻流动基本一致,一个旋转失速周期结束。按照这种传播规律,在叶轮各个流道内,失速团在叶轮中周期性地生成、发展和脱落。在相对叶轮静止的坐标系内来看,失速团是沿着与叶轮相反的旋转方向传播的。

3 叶轮压力脉动分析

采用压力系数对瞬态压力进行无量纲化处理,计算公式为^[18]

$$C_p = (p_i - \bar{p}) / (0.5\rho u_2^2) \tag{2}$$

式中 u_2 ——叶轮出口圆周速度,取 8.73 m/s
 p_i ——瞬态静压,Pa
 $\bar{p}$ ——平均静压,Pa
 ρ ——水的密度, kg/m^3

3.1 叶轮不同监测点的压力脉动分析

图 7 表示叶片吸力面监测点 S1、S2 和 S3 的压力脉动时域图。当失速团运动到监测点时,压力迅速降低,失速团脱落以后,压力又上升。失速团周期性地生成、发展和脱落,诱发低频的压力脉动。3 个测点的波形呈现出明显的周期性,并存在一定的相

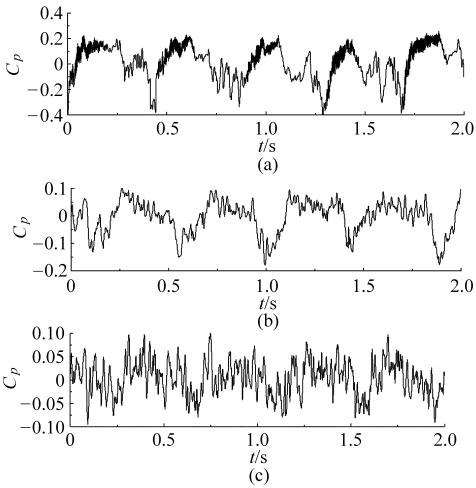


图 7 叶片吸力面监测点压力脉动时域图

Fig. 7 Pressure fluctuations at monitoring locations of blade suction side

(a) 监测点 S1 (b) 监测点 S2 (c) 监测点 S3

位差。靠近叶片头部的监测点 S1 的压力脉动幅值最大。这是由于失速团产生于叶片头部吸力面处,向叶片压力面运动,并逐渐衰减。而失速团在流道进口处低速旋转,对叶轮流道出口附近的作用较小,所以沿着叶轮流道进口到出口的方向,压力脉动幅值逐渐变小。

图 8 表示叶片压力面监测点压力脉动时域图。可以看到 P1 和 P2 处受失速团运动影响较大,呈现出明显的周期性。失速团距离 P3 处较远,影响有限。由于失速团在向叶片压力面移动时逐渐衰减,所以失速团对压力面影响小于吸力面。所以,监测点 P1、P2 和 P3 的压力脉动幅值区别不大。由于出口回流和失速团的相互干涉,监测点 P3 的压力脉动

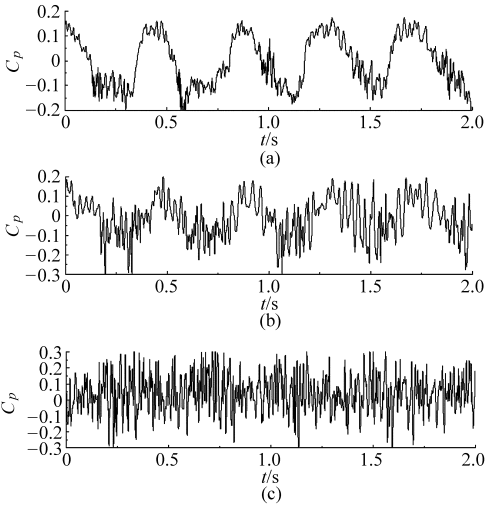


图 8 叶片压力面监测点压力脉动时域图
Fig. 8 Pressure fluctuations at monitoring locations of blade pressure side
(a) 监测点 P1 (b) 监测点 P2 (c) 监测点 P3

波形更加紊乱。

由快速傅立叶变换(FFT)得到叶片吸力面和压力面测点的压力脉动频域图,如图 9 所示。从图中可以看到,S1 ~ S3 测点主频是 2.4 Hz,它是转频的 0.24 倍,该频率就是叶轮失速的特征频率。而在相同工况下,PIV 实验测得该叶轮失速频率为 2.55 Hz,两者十分接近,从而验证了数值模拟的正确性。并且沿着流动方向,S1 ~ S3 的主频幅值依次减小。

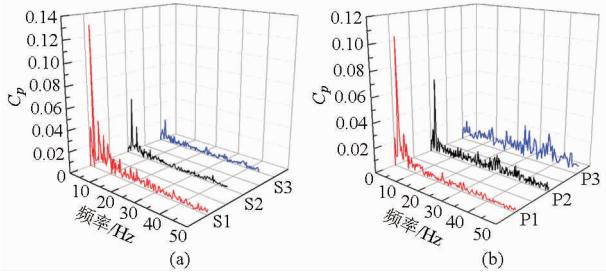


图 9 压力脉动频域图
Fig. 9 Frequency spectra of pressure fluctuations
(a) 吸力面 (b) 压力面

通过比较可以发现,除了 P1 点之外,其余 5 个测点压力脉动的主频均是旋转失速频率,S1 测点的主频幅值最大,并且沿着流动方向幅值逐渐降低。

3.2 不同失速条件下的压力脉动分析

图 10 表示不同工况下的压力脉动随时间的变化,其中 0.30Q_d工况下的时域图如图 6a 所示。可以看到,非失速工况下(0.60Q_d)的压力脉动波形没有明显的周期性,幅度变化较小;其余 3 种失速工况下的压力脉动波形都呈现出明显的周期性,幅度变化较大。其中,在 0.40Q_d工况下,压力脉动变化幅度最大;在 0.25Q_d和 0.30Q_d工况下,压力脉动变化幅度相当。

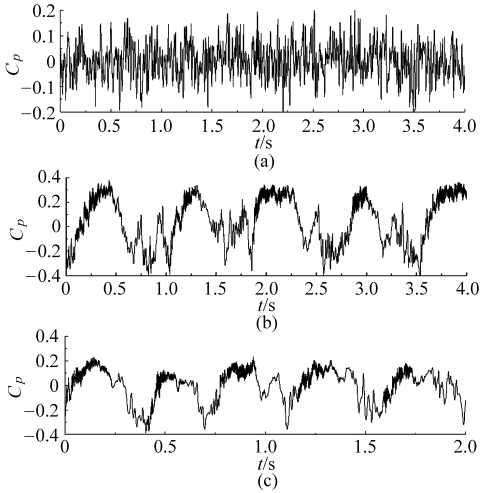


图 10 不同工况下 S1 点压力脉动时域图
Fig. 10 Pressure fluctuations at S1 under different stall conditions
(a) 0.60Q_d (b) 0.40Q_d (c) 0.25Q_d

图 11 是由快速傅立叶变换(FFT)得到的 S1 测点压力脉动频域图。可以看到,在 0.60Q_d工况下,主要频率为轴频的倍数。而当旋转失速发生以后,以旋转失速产生的低频压力脉动为主,并且压力脉动幅值远大于非失速工况。随着流量进一步减小,叶轮进入深失速工况,压力脉动幅值有所降低,而失速频率逐渐增大,在 0.30Q_d工况和 0.25Q_d工况下,压力脉动主频幅值分别为 0.40Q_d的 67% 和 63%;失速频率分别为 0.40Q_d的 2.1 倍和 2.3 倍。

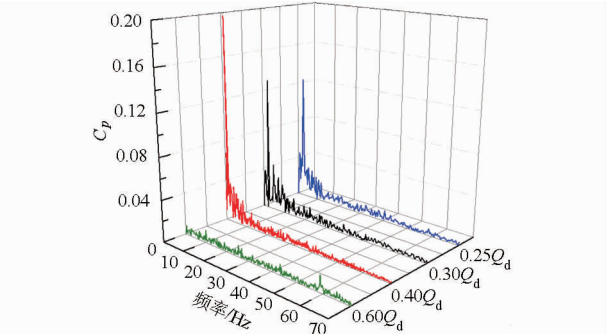


图 11 不同工况下 S1 压力脉动频域图
Fig. 11 Frequency spectra of pressure fluctuations at S1 under different stall conditions

4 结论

采用动态混合非线性 SGS 模型对离心泵叶轮的失速流场进行数值模拟,对不同失速条件下离心泵叶轮上的压力脉动进行分析,得到以下结论:

- (1) 旋转失速团产生于叶片吸力面头部附近,沿圆周方向向叶片压力面运动,并逐渐衰减。
- (2) 当旋转失速发生以后,失速团对叶轮中的压力脉动有很大影响,叶片上的压力脉动频率以失速频率为主;叶片吸力面头部压力脉动幅值最大,并

沿着水流方向,叶片上的压力脉动幅值依次减小。

(3) 当旋转失速发生以后,叶片上的压力脉动幅值远大于非失速工况。随着流量进一步减小,叶轮进入深失速工况,压力脉动幅值有所降低,而失速频率逐渐增大,在 $0.30Q_d$ 工况和 $0.25Q_d$ 工况下,压力脉动主频幅值分别为 $0.40Q_d$ 的 67% 和 63%;失速频率分别为 $0.40Q_d$ 的 2.1 倍和 2.3 倍。

参 考 文 献

1 France D. A review of vibration problems in power station boiler feed pumps [C]// Rotordynamic Instability Problems in High-performance Turbomachinery, 1994.

2 潘中永, 李俊杰, 李晓俊, 等. 斜流泵不稳定特性及旋转失速研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 64–68.
Pan Zhongyong, Li Junjie, Li Xiaojun, et al. Performance curve instability and rotating stall[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 64–68. (in Chinese)

3 Braun O. Part load flow in radial centrifugal pumps [D]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2009.

4 Hodkiewicz M R. The effect of partial-flow operation on the axial vibration of double-suction centrifugal pumps [D]. Perth: University of Western Australia, 2005.

5 瞿丽霞, 王福军, 丛国辉, 等. 双吸离心泵叶片区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 79–84.
Qu Lixia, Wang Fujun, Cong Guohui, et al. Pressure fluctuations of the impeller in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 79–84. (in Chinese)

6 Yao Z, Wang F, Qu L, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(10): 101303.1–101303.10.

7 Kaupert K A, Staubli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—part I: influence of the volute [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 621–626.

8 Kaupert K A, Staubli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—Part II: transient hysteresis in the characteristic [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 627–632.

9 Wang H, Tsukamoto H. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(5): 767–778.

10 Yang Z, Wang F. A dynamic mixed nonlinear subgrid-scale model for large-eddy simulation [J]. Engineering Computations, 2012, 29(7): 778–791.

11 Krause N, Pap E, Thevenin D. Part-load flow instabilities in a radial pump measured with TR-PIV [C]// Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, 2006: 319–324.

12 Lucius A, Brenner G. Numerical simulation and evaluation of velocity fluctuations during rotating stall of a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(8): 1–8.

13 Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations [J]. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99–164.

14 Zang Y, Street R, Koseff J. A dynamic mixed subgrid-scale model and its application to turbulent recirculating flows [J]. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 1993, 5(12): 3186–3196.

15 Wang B C, Bergstrom D J. A dynamic nonlinear subgrid-scale stress model [J]. Physics of Fluids, 2005, 17(3): 1–15.

16 姚志峰, 王福军, 肖若富, 等. 双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究[J]. 水利学报, 2012, 43(4): 473–479.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4): 473–479. (in Chinese)

17 李贵东, 王洋, 曹璞钰, 等. 射流式离心泵非设计工况下内部流动研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 48–53.
Li Guidong, Wang Yang, Cao Puyu, et al. Internal flow of flow-ejecting centrifugal pump under off-design conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8): 48–53. (in Chinese)

18 卢加兴, 袁寿其, 任旭东, 等. 离心泵小流量工况下不稳定空化特性研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 54–58.
Lu Jiaxing, Yuan Shouqi, Ren Xudong, et al. Investigation of instabilities of cavitation at low flow rate of centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8): 54–58. (in Chinese)