排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2015 年 5 月 May 2015 | 第 33 卷 第 5 期 Vol. 33 No. 5

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.14.0107

带导叶离心泵内部旋转失速研究进展

阳君[1,2]，袁寿其[2]，裴吉[2]，张金凤[2]
（1. 上海理工大学能源与动力工程学院，上海 200093；2. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


阳君

摘要：带导叶离心泵的旋转失速现象严重制约了产品的安全性和稳定性. 旋转失速随其传播方向不同主要分为正向旋转失速和反向旋转失速. 研究表明，带导叶离心泵在小流量工况下易在叶轮进口处发生正向旋转失速，在近设计流量工况时则易在导叶流道内发生反向旋转失速，这 2 种失速都对泵的性能曲线产生较为明显的影响. 目前国内外对带导叶离心泵的旋转失速的主要研究方法是 CFD 分析、PIV 技术及压力脉动试验相结合，通过对泵内部流动结构变化和压力波动的频域及时频域分析以获得旋转失速的主要特征，包括失速频率、失速核的个数及传播速度等. 但是失速团是怎样发生、发展的等问题都没有得到很好的解答，还需要进一步研究.

关键词：带导叶离心泵；旋转失速；性能曲线；试验研究；数值模拟
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2015)05-0369-05

阳君，袁寿其，裴吉，等. 带导叶离心泵内部旋转失速研究进展[J]. 排灌机械工程学报，2015，33(5)：369-373.

Yang Jun, Yuan Shouqi, Pei Ji, et al. Overview of rotating stall in centrifugal pumps with vaned diffuser[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME), 2015, 33(5): 369-373. (in Chinese)

Overview of rotating stall in centrifugal pumps with vaned diffuser

Yang Jun, *Yuan Shouqi*, *Pei Ji*, *Zhang Jinfeng*
(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Rotating stall phenomenon in centrifuge pumps with vaned diffuser restricts significantly their own operational safety and stability. The rotating stall can be classified into two groups according its propagation direction, namely the forward rotating stall and backward rotating stall. Normally, the forward rotating stall occurs easily in the inlet of impeller at part-load conditions, while the backward rotating stall happens in the diffuser channels near design condition. Both types of rotating stall can lead to a considerable influence on the pump performance curve. Presently, CFD or PIV or unsteady pressure measurement is commonly used to study the rotating stall in a centrifugal pump with vaned diffuser in China and abroad in a combined manner. The characteristic parameters of rotating stall including frequency, number of stall cells and propagating speed etc. are obtained by conducting analyses of fluid velocity and pressure fluctuation signals in frequency and time domains respectively. However, how a rotating stall cell to occur and develop etc. in the pump remains unanswered. Thus for these problems a throughout experimental and analytical investigation is desirable.

Key words: centrifugal pump with vaned diffuser; rotating stall; performance curve; experiment study; numerical simulation

收稿日期：2014-07-10；**网络出版时间**：2015-05-14
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20150514.1601.001.html
基金项目："十二五"国家科技支撑计划项目(2011BAF14B04)；国家自然科学基金资助项目(51349004)
作者简介：阳君(1987—)，女，江西景德镇人，博士(jyang.tcpr@gmail.com)，主要从事离心泵内部不稳定流动研究.
袁寿其(1963—)，男，上海金山人，研究员，博士生导师(shouqiy@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及排灌机械研究.

带导叶离心泵在小流量工况运行时,随着不稳定扰动的发生、发展,会产生较为复杂的低频高能量流动结构,从而导致泵性能下降,有时甚至造成泵体破坏. 当这些流体扰动在周向低频传播时,由于泵结构(叶轮、导叶或蜗壳)的限制,其引起的非稳定流动的主要形式是失速[1].

随着科学技术的发展,诸如 CFD,PIV 等新技术在泵行业中的应用,学者们开始更加深入详细地研究失速状态下带导叶离心泵内部流动情况及其对泵性能的影响. 文中主要对国内外该领域研究的进展进行总结.

1 旋转失速现象及种类

旋转失速研究始于 20 世纪 50 年代,是一种较为典型的失速形式. Emmons 等[2]对低速压气机旋转失速后失速团的传播进行了详细描绘(见图 1):叶轮机械的部分叶片流道由于某种原因进入堵塞状态形成失速团,而气流在这些叶片前缘的分离会引起临近叶片的攻角增大,随后进入失速;而失速团内的部分叶片由于堵塞减小,攻角减小而退出失速;因此,失速团在压气机中以 1/4 ~ 1/2 的转子转速从一个流道传向下一个. Emmons 等[2]认为由于周向不对称的气流扰动、叶片制造或安装的不均匀性等导致了某几个叶片通道的气流分离堵塞,引起失速.

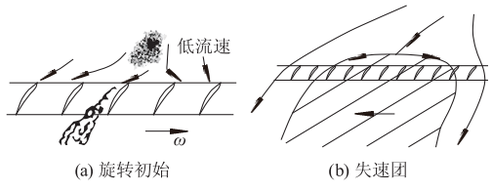


图 1 旋转失速现象经典解释

Fig. 1 Classic explain on rotating stall phenomenon

图 2 为一种典型的带导叶离心泵结构,该类型离心泵不仅在小流量工况时易发生旋转失速,在 60% ~90% 倍设计流量也会发生旋转失速. 当比转数 $n_q > 30$ 时,其在扬程曲线上表现为驼峰或迟滞现象,将严重限制泵的安全稳定运行范围,这也是目前带导叶离心泵内不稳定流动研究的重点和热点. 其中 n_q 为德国标准比转数,中国标准比转数 $n_s = 3.65 n_q$. 研究表明:轮缘间隙、泵内出现的回流等现象都对带导叶离心泵的旋转失速有重要的影响[3].



图 2 带导叶离心泵的导叶结构

Fig. 2 Structure of vaned diffuser in centrifugal pump

旋转失速根据其旋转方向可分为正向旋转失速(forward rotating stall,FRS)和反向旋转失速(backward rotating stall,BRS). Yoshida 等[4]通过试验做出不同流量下导叶流道 1 和流道 2 进口压力脉动的互功率谱图如图 3 所示. 在图中可以看出正向旋转失速和反向旋转失速发生的流量区域、失速频率及其频率对应的压力脉动幅值大小. 在小流量工况时,旋转失速主要表现为正向失速,失速频率主要为 1 ~3 Hz. 随着流量的增大,正向旋转失速消失,反向失速开始出现,其过渡过程常伴随有交替失速(alternative stall,AS)现象. 张伟等[5]通过 PIV 试验和数值计算发现:在一低比转数离心泵叶轮流道也有交替失速现象,同时正向旋转失速引起的幅值大于反向旋转失速引起的幅值[4, 6].

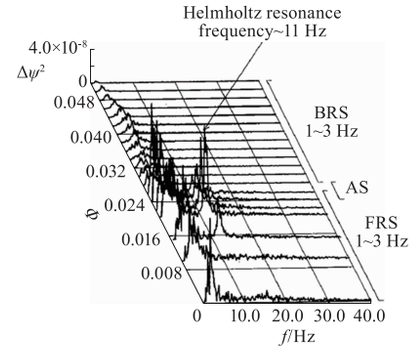


图 3 压力脉动的互功率谱密度随流量变化

Fig. 3 Cross-power spectral density of pressure pulsation at different flow rates

2 旋转失速对泵性能曲线的影响

根据旋转失速出现的流量区间主要分为部分载荷旋流(part-load-whirl,PLW)和满载荷不稳定性(full-load instability,FLI)[7].

图 4 为一台比转数 $n_q = 35\ \mathrm{min}^{-1}$ 的水泵水轮机在泵模式下运行的性能曲线,展示了带导叶离心泵 2

种典型的不稳定形式[8]. 可以看出：扬程曲线在小流量时出现局部凹陷，称该不稳定形式为部分载荷旋流；随着流量的增大，在 $0.80Q_d$ 附近，扬程和效率曲线都出现凹陷，称该不稳定形式为满载荷不稳定性.

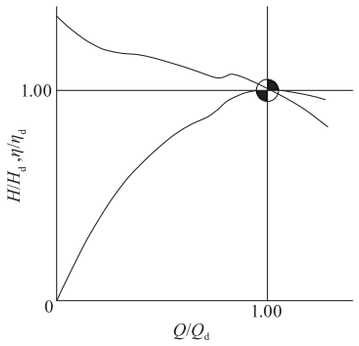


图 4　泵模式下水泵水轮机性能曲线

Fig. 4　Shape of performance curve of a pump – turbine

2.1　部分载荷旋流

研究表明，带导叶离心泵运行在小于 $0.65Q_d$ 时，内部流动分离和叶轮流道靠近前盖板附近回流易使其性能曲线出现不稳定区域，随着流量的进一步减小，其回流区沿着上游方向增长并沿管道壁面向内延伸[7]. 该回流具有较强的涡动（whirling motion）特性，因此被称为部分载荷旋流. 图 5 为一比转数 $n_q = 85\ \text{min}^{-1}$ 的离心泵 PLW 流动对性能曲线特征的影响曲线[8]. PLW 对汽蚀初生的影响由静压头（$NPSH_i$）评价. 由图 5 可以看出：从设计流量开始，$NPSH_i$ 随着流量的减小而增大；在 PLW 初始时，$NPSH_i$ 达到最大值；随着流量的进一步减小，$NPSH_i$ 值出现骤降.

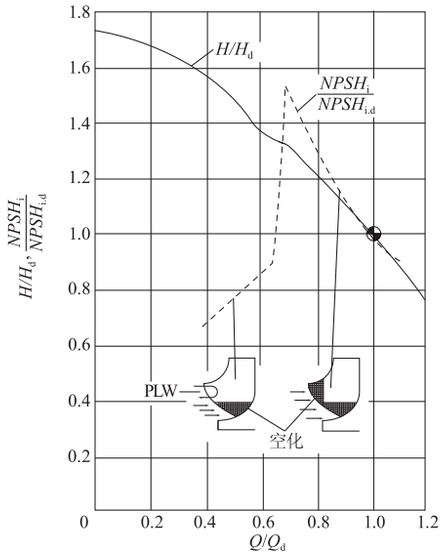


图 5　离心泵性能曲线和气蚀初生

Fig. 5　Performance curve and incipient cavitation of a centrifugal pump with $n_q = 85\ \text{min}^{-1}$

如发生汽蚀，其汽蚀气泡会因为是否发生 PLW 而出现在导叶的不同位置. 在未发生 PLW 时，汽蚀气泡将出现在叶轮进口前盖板附近. 若发生 PLW，由于 PLW 的作用气泡移动至叶轮进口的近轮毂附近. 文献[9－10]对该非定常流动做了大量的研究，认为通常带导叶离心泵的扬程－流量曲线在小流量出现凹陷时，离心泵内部出现 PLW 现象.

2.2　满载荷不稳定性

对于比转数 $n_q > 30\ \text{min}^{-1}$ 的带导叶离心泵，其扬程－流量曲线在略小于设计流量时易出现类似于马鞍状的凹陷，被称为“S 型”或“马鞍状”不稳定流动[11]. 对于高比转数的蜗壳泵也偶尔会出现该现象，轴流泵的扬程－流量曲线也经常会出现“马鞍状”. 对于带导叶离心泵，“马鞍状”不稳定流动一般在 60% ~90% 设计流量出现，因此被称为满载荷不稳定性，且随着比转数的增大，该不稳定性发生的概率也越大，并且其发生位置也会更靠近设计流量工况. 相对于部分载荷旋流的大量研究，目前国内外对该现象的研究较少，基于对带导叶离心泵更加宽阔的安全稳定运行范围的需要，该问题已成为带导叶离心泵旋转失速研究的重点和热点.

“马鞍状”不稳定形式有时还会伴随着磁滞效应（hysteresis），图 6 为 Lino 等[12]测得的离心泵扬程－流量曲线的磁滞带. 由图可以看出，在磁滞效应区，流量由大向小递减测量得到的扬程（见图中 CAL－Imp. Down，CAL－Pump. Down 及 EXP Pump 曲线）不同于流量由小到大所得的扬程（见图中 CAL－Imp. Up 及 CAL－Pump. Up 曲线），其中 CAL 表示数值计算值，EXP 表示试验测量值，Imp. 表示叶轮，Pump 表示泵. 该现象产生的原因可能是叶轮优化设计时采用了大进口截面设计（A_1 和 A_2）[11].

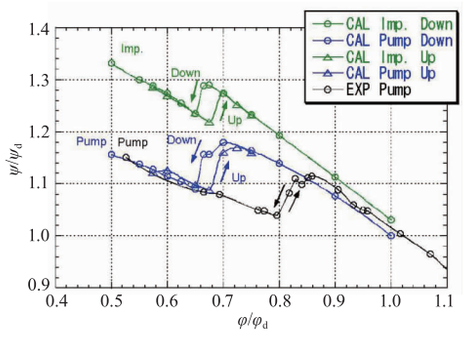


图 6　离心泵的磁滞效应

Fig. 6　Hysteresis effect in centrifugal pump with vaned diffuser

研究表明，该不稳定流动是由导叶流道内复杂

的三维流动引起的. 因此,基于二维流动模型优化导叶前缘对该现象的改善效果并不大[11],且其产生的旋转失速为反向失速,与 Yoshida 等[4]的研究结果相吻合. 同时 Hergt 等[7]研究发现,伴随 FLI 发生,其叶轮所受轴向力也会出现明显的突变. 但该旋转失速如何发生发展的过程以及影响该旋转失速的因素仍未得到很好的解答,该问题也是改善该旋转失速的关键,是未来对带导叶离心泵旋转失速研究的主要方向和趋势.

3 研究方法

对于离心泵旋转失速,目前主要研究方法是 CFD 和流场可视化技术与压力脉动测量相结合. Cavazzini 等[13]、Dazin 等[14-15]、Pavesi 等[16]、Yang 等[17]、Hasmatuchi 等[18]与 Berten 等[19]运用 CFD 技术对离心泵进行了研究,采用 SST, DES 等模型对非设计工况下的流场进行数值计算并捕获到了旋转失速现象. Pan 等[20]通过 CFD 技术对带导叶混流泵的不稳定流动进行研究,表明泵进口处的预旋导致了导叶进口产生旋转失速并使得扬程出现驼峰.

Braun[21]采用绒毛及高压气泡作为示踪粒子,通过高速相机拍摄出与数值模拟结果较为吻合导叶内部失速区间. 同时,Gavazzini 等[22]通过 PIV 也成功地在带导叶离心泵的导叶流道进口处发现带 3 个核的失速区.

对于未来研究旋转失速团是怎样发生并发展的,可以从以下 2 个方面着手:

1) 对试验可视化研究的深入. 目前对带导叶离心泵内部旋转失速的可视化研究主要还是处在定性的研究,如何定量研究还有待进一步深入.

2) 提高小流量数值模拟的准确性. 进一步提高小流量工况数值模拟的准确性,可以为失速团发生、发展提供更加可信的证据和信息,主要通过不断优化计算边界条件和细化计算网格实现.

4 旋转失速团个数及转速计算

对于旋转失速时的失速团个数及失速团旋转的角速度计算主要有以下 2 种方法.

第一种方法是由 Choi[23]提出的,其旋转速度 U_c 计算公式为

$$U_c = f\lambda = fd\frac{360}{\gamma}, \tag{1}$$

式中:λ 为波长;γ 为频率 f 对应的相位值;d 为测量点之间的距离.

时间迟滞 τ_1 为

$$\tau_1 = \frac{d}{U_c} = \frac{\gamma}{360f}. \tag{2}$$

失速团个数 m 为

$$m = \frac{360\tau_1}{\Delta\theta\ \tau_2}, \tag{3}$$

式中:τ_2 为旋转失速的周期,$\tau_2 = 1/f$;$\Delta\theta$ 为 2 个监测点之间的角度差.

根据公式(1) - (3)可以得到旋转失速团的角频率 ω_p 计算公式,即

$$\frac{\omega_p}{\omega} = \frac{2\pi}{m\tau_2}\frac{1}{2\pi n} = \frac{f}{mn} = \frac{f\Delta\theta}{\gamma n}, \tag{4}$$

式中:n 为叶轮旋转速度;ω 为叶轮的角速度.

第二种方法是由 Bent[24]提出的基于相位信息计算旋转失速团的个数 m 和转速 U_c.

$$\begin{cases} m = \dfrac{\gamma}{\Delta\theta}, \\ U_c = \dfrac{2\pi f}{\gamma f_{BPF}} v_{tip}, \end{cases} \tag{5}$$

式中:v_{tip}为叶轮的切向速度;f_{BPF}为离心泵的叶片通过频率.

5 结 语

旋转失速是引起带导叶离心泵性能曲线不稳定特征的主要原因. 目前,对带导叶离心泵旋转失速的研究主要集中在低频压力波动和失速的传播特征 2 个方面. 泵内各种局部非均匀流动可能导致失速发生,但是在失速流量几乎固定时,失速团是怎样发生、发展的,是否有准则判断何时发生失速等问题都没有得到很好的解答,针对这些问题,还需要更深入地进行试验和理论研究.

参考文献(References)

[1] Sinha M, Pinarbasi A, Katz J. The flow structure during onset and developed states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3):490 - 499.

[2] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transactions of ASME, 1955, 77(3):455 - 469.

[3] 潘中永, 李俊杰, 李红, 等. 叶片泵旋转失速的研究进展[J]. 流体机械, 2011, 39(2):35 - 39.

Pan Zhongyong, Li Junjie, Li Hong, et al. Overview for Research on rotating stall of pump[J]. Fluid Machinery, 2011,39(2):35 – 39. (in Chinese)

[4] Yoshida Y, Murakami Y, Tsurusaki H, et al. Rotating stalls in centrifugal impeller/vaned diffuser systems [C]//Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering, 1991:125 – 130.

[5] 张伟,余运超,陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010, 28(1):38 – 42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 38 – 42. (in Chinese)

[6] Sano T, Nakamura Y, Yoshida Y, et al. Alternate blade stall and rotating stall in a vaned diffuser[J]. JSME International Journal Series B: Fluids and Thermal Engineering, 2002, 45(4):810 – 819.

[7] Hergt P, Starke J. Flow patterns causing instabilities in the performance curves of centrifugal pumps with vaned diffusers[C]//Proceedings of the Second International Pump Symposium, 1985:67 – 75.

[8] Sen M. Prerotation in centrifugal pumps[J]. Off-Design Performance of Pumps, 1978:1.

[9] Murakami M, Heya N. Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps[J]. Bulletin of JSME, 1966, 34(9):328 – 353.

[10] Barrand J P, Caignaert G, Canavelis R, et al. Experimental determination of the reverse flow onset in a centrifugal impeller[C]//Proceedings of the First International Pump Symposium, 1984.

[11] Gülich J F. Centrifugal Pumps[M]. Berlin: Springer, 2008:230 – 238.

[12] Lino M, Tanaka K, Miyagawa K, et al. Numerical simulation of hysteresis on head/discharge characteristics of a centrifugal pump[C]//Proceedings of the ASME/JSME 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference, 2003: 1165 – 1172.

[13] Cavazzini G, Pavesi G, Ardizzon G. Validation of an analysis method for particle image velocimetry of turbulent unsteady flows in turbomachinery[J]. Journal of Power and Energy, 2010, 224(5):679 – 689.

[14] Dazin A, Coutier – Delgosha O, Dupont P, et al. Rotating instability in the vaneless diffuser of a radial flow pump[J]. Journal of Thermal Science, 2008, 17(4): 368 – 374.

[15] Dazin A, Cavazzini G, Pavesi G, et al. High-speed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless diffuser[J]. Experiments in Fluids, 2011, 51(1):83 – 93.

[16] Pavesi G, Dazin A, Cavazzini G, et al. Experimental and numerical investigation of unforced unsteadiness in a vaneless radial diffuser[C]//Proceedings of the 9th European Conference on Turbomachinery-fluid Dynamics and Thermodynamics, 2011:625 – 636.

[17] Yang J, Pavesi G, Cavazzini G, et al. Numerical characterization of pressure instabilities in a vaned centrifugal pump under partload condition[C]//Proceedings of the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013:022044.

[18] Hasmatuchi V, Farhat M, Roth S, et al. Experimental evidence of rotating stall in a pump – turbine at off-design conditions in generating mode[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(5):051104.

[19] Berten S, Dupont P, Fabre L, et al. Experimental investigation of flow instabilities and rotating stall in a high-energy centrifugal pump stage[C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2009: 505 – 513.

[20] Pan Zhongyong, Wu Taotao, Li Junjie, et al. Mechanism of characteristic instability and its suppression in mixed flow pump [J]. International Journal of Comprehensive Engineering, 2012, 1:67 – 73.

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

[22] Cavazzini G, Dazin A, Pavesi G, et al. Post-processing methods of PIV instantaneous flow fields for unsteady flows in turbomachine[J]. The Particle Image Velocimetry – Characteristics, Limits and Possible Applications, 2012: 97 – 120.

[23] Choi J S. Experiments on the unsteady flow field associated with noise generation in centrifugal turbomachinery[D]. The Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 1991.

[24] Bent P H. Experiments on the aerodynamic generation of noise in centrifugal turbomachinery[D]. The Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 1993.

(责任编辑　陈建华)