

斜流泵不稳定特性及旋转失速研究*

潘中永 李俊杰 李晓俊 袁寿其

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 为研究斜流泵出现的鞍形曲线机理,利用数值模拟的方法对斜流泵进行了研究。通过定常数值模拟得到了鞍形曲线组成部分——扬程骤降段和随后扬程小幅上升段两部分机理。小流量下叶轮轮缘处存在流动分离,并且形成漩涡,导致叶轮出口有效外径的减小,是扬程骤降主要原因。流量继续下降,在叶轮出口靠近轮毂处出现一个大尺度的涡,由于漩涡阻塞作用,导致液流由轮毂向轮缘处偏移,使叶轮内部流态由斜流式转变为离心式,是扬程小幅上升的原因。为研究叶轮出口出现回流的原因,利用非定常数值模拟对导叶进行研究,发现导叶进口处存在失速是斜流式叶轮内部流态转变为离心式的主要原因。同时发现在小流量下导叶进口压力不均匀性是失速核沿圆周方向传播的主要原因。

关键词: 斜流泵 鞍形曲线 旋转失速

中图分类号: TH31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)05-0064-05

Performance Curve Instability and Rotating Stall

Pan Zhongyong Li Junjie Li Xiaojun Yuan Shouqi

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

CFD was used to study the mechanism of the performance curve instability of the mixed flow pump with vane diffuser characterized by the positive slop of the head-flow curve. The two parts of performance curve instability including the dramatically head drop and a slightly rise of the head when the flow rates decreased further. The reason of the two parts was that the decreasing of the effective diameter of the impeller blade TE was caused by the appearance of the vortices in the tip of the impeller outlet which was caused by the reverse flow. The flow separation and the flow pattern of the tested pump shifted to the centrifugal pump which led to the strong vortices in the impeller hub respectively and it was got by steady simulation. The unsteady simulation was used to study the reason of reverse at hub of impeller outlet and it was found that the stall is the main reason for the mixed flow pump shifting to the centrifugal pump. It was also found that asymmetry of pressure at vane inlet is the main reason of the stall for its propagation.

Key words Mixed flow pump, Performance curve instability, Rotating stall

引言

斜流泵又称为导叶式混流泵,是介于离心泵和轴流泵之间的水泵,具有外径小、占地面积少,易于启动以及效率高等特点。斜流泵的比转数传统应用范围为290~590,但是目前这个应用范围在逐渐加大,开始向传统的离心泵和轴流泵领域拓展。斜流

泵具有的优点使其在火力发电和核电站的循环水系统中广泛应用。

但是斜流泵在小流量工况下运行时,会出现振动、噪声等由流动不稳定性引起的一系列问题,其在外特性上表现为不稳定性性能曲线的出现,而性能曲线的不稳定性主要是以流量-扬程曲线出现鞍形为标志^[1],有关叶片泵鞍形性能曲线的研究主要集中

在带导叶的叶片泵^[2]。研究认为离心泵性能曲线鞍形的出现是由于叶轮流道出现旋转失速,叶轮流道交替出现低压和高压及相对应出现的射流和回流引起的^[3],轴流泵扬程曲线的不稳定性是由叶片进口处回流引起的。而关于斜流泵性能曲线不稳定性的研究相对很少,因其与轴流泵和离心泵相比内部流态更加复杂,在不同工况下运行时其内部流态也会呈现出不同的形式。斜流泵在实验时出现鞍形性能曲线,本文对斜流泵进行数值计算,分析鞍形性能曲线出现的机理,对泵内部流态进行详细分析。

1 网格无关性检验

数值模拟软件进行计算时,都是以计算区域的离散为基础。因此计算前首先要将计算区域离散化,对空间上连续的计算区域进行划分。将其划分为许多个互相不重叠的子区域,并确定每个区域中节点的位置及其所代表的体积,从而生成网格。然后将控制方程在网格节点上进行离散,即将偏微分格式方程转换为各个节点数的方程组。成功的数值计算离不开网格。在湍流计算中,空间不同的有效粘性系数,是平均动量和其他标量运输的主要决定因素。因此需要有足够的精度,这就需要保证湍流量比较精确的求解。可以看出网格对于一个物理模型或者说一个工程模拟有着重要的作用,而不同数目的网格及不同局部的网格加密对能否模拟出实际情况(流态、压力脉动等)有着重要的影响。因此本文首先对数值计算进行了网格无关性检验以确定网格数,来获得更加准确的模拟结果。表1为本文网格无关性检验的实施方案,可以看出当网格数为 7.201×10^5 时,继续增加网格数目对计算扬程没有明显的改变,并且扬程增加幅度均在5%之内。

表1 网格无关性检验方案(设计流量)

Tab.1 Grid independency methods (at design point)

方案序号	网格数	计算扬程/m	实验扬程/m	扬程误差/m
1	4.817×10^5	6.131		0.271
2	5.981×10^5	6.158		0.298
3	7.201×10^5	6.003	5.86	0.143
4	9.900×10^5	6.030		0.170
5	1.473×10^6	6.032		0.172

但是将网格数为 7.201×10^5 的模型用于小流量下进行计算时,各流量点计算扬程和实验扬程的误差尽管均在0.15 m之内,但是发现计算中残差却出现振荡。在计算过程中出现“turbulence viscous rate”超过极限的提示,一般出现这个提示是指网格

的质量并不能满足此流量下湍流计算的要求或者说边界条件设置有问题,研究中边界条件除了更改进口速度外其他条件保持不变,因此问题出现在网格质量。

为此根据 Miner 和 Yamade^[4]有关研究,重新对模型划分网格,保证总数在 7.201×10^5 以上的前提下重新划分网格以满足小流量下计算要求。通过研究发现数值模拟最主要的是有关固壁附近网格的划分,不同的固壁处理对网格的要求也不相同。本文数值模拟中固壁类型采用的是固壁函数,因此网格划分时,保证第一层网格在对数区内(数值计算软件在靠近固壁范围内采用层流即线性准则,因此网格不必过密,因为壁面函数在粘性底层不起作用)。另外,研究对象为开放式叶轮的斜流泵,叶轮与泵体之间存在较小的径向间隙,这部分间隙对于斜流泵鞍形性能曲线机理有着重要影响,因此将这部分间隙作为重要组成部分考虑在内,并对其划分了精度很高的网格。最终模型各部分网格数为:进口 3.603×10^4 、叶轮与泵体之间径向间隙 3.867×10^5 、叶轮 5.803×10^5 、导叶 4.737×10^5 、出口 9.695×10^4 ,网格总数为 1.573×10^6 。图1为此方案下数值计算扬程与实验扬程的对比,可见此方案数值计算扬程与实验扬程均比表1网格数对应的扬程值大,因此可以说计算结果可信,能为进一步研究提供一定的参考依据。

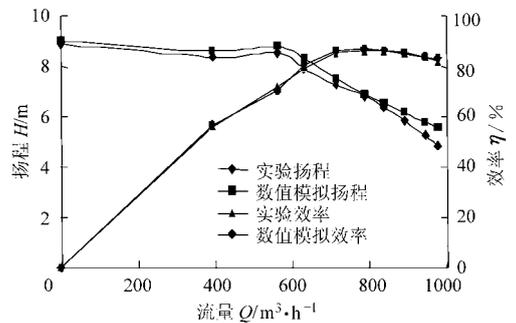


图1 数值计算结果与实验结果比较

Fig.1 Comparison of the head-capacity of the experiment and CFD

2 鞍形曲线机理

从图1中可以看出,数值计算和实验结果都显示模型的流量-扬程曲线出现了鞍形曲线,鞍形曲线实际上是由扬程骤降段和随后的上升段两部分组成的。本文用斜流泵设计流量 $Q_{BEP} = 887.76 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程骤降段为 $0.65Q_{BEP} \sim 0.75Q_{BEP}$,分别讨论鞍形曲线的两组成分,来确定其形成的原因及其机理。

2.1 骤降段机理

首先分析 $Q_{BEP} \sim 0.65Q_{BEP}$ 流量段内的轴向速度

分布,发现在设计流量下模型不会出现回流,随着流量的减小,开始出现回流,并且回流区域也会从轮毂发展到轮缘。当流量为 $0.75Q_{BEP}$ 时可以看到在叶轮出口轮缘处存在回流区域。图2为叶轮叶片在 $0.75Q_{BEP}$ 下从叶轮进口看到的流线图,从图中可以看出在叶轮叶片出口轮缘存在明显的流动分离。此流量下叶轮出口轮缘处的流动分离导致在分离部位产生漩涡,漩涡会影响叶轮内的流态,一部分液流会从轮缘处流向邻近流道,并且会造成叶轮出口处有效直径的减小,进而影响到泵的理论扬程。

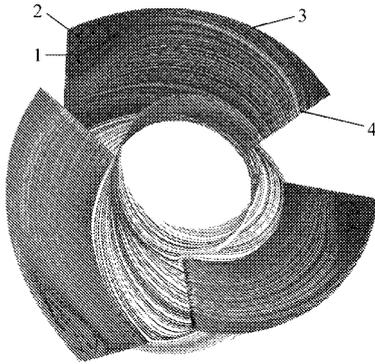


图2 $0.75Q_{BEP}$ 叶轮叶片、轮毂流线图

Fig. 2 Streamline of the impeller blade and hub from the inlet at the $0.75Q_{BEP}$

1. 出口 2. 漩涡区 3. 轮缘 4. 进口

泵的理论扬程计算公式为

$$H_t = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g}$$

式中 u_2 ——叶轮出口圆周速度
 v_{u2} ——叶轮出口绝对速度圆周速度分量
 u_1 ——叶轮进口圆周速度
 v_{u1} ——叶轮进口绝对速度圆周速度分量
 g ——重力加速度

而叶轮出口圆周速度的计算公式为

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

式中 D_2 ——叶轮出口直径
 n ——叶轮转速

因此当叶轮有效外径 D_2 减小,其他参数保持不变的情况下(叶轮进口处流动无明显变化,而 v_{u2} 主要由出口处叶片出口安放角决定), u_2 减小,进而导致理论扬程骤降,也就导致了流量-扬程曲线骤降。

2.2 上升段机理

通过对轴向速度的分析,发现当流量继续下降,在导叶轮毂处存在较大范围的回流,回流液体与叶轮流向导叶的液流相互作用,形成漩涡并且阻塞叶轮出口靠近轮毂处的流道。通过比较 Q_{BEP} 和 $0.65Q_{BEP}$ 叶轮流线图,可以明显看出在 $0.65Q_{BEP}$ 下

由于叶轮靠近轮毂存在漩涡区域导致流线从轮毂转而流向轮缘(图3)。斜流泵内部流态接近于离心泵,在相同的条件下离心式比斜流式扬程要大,因此扬程又出现小幅上升,导致鞍形曲线的出现。

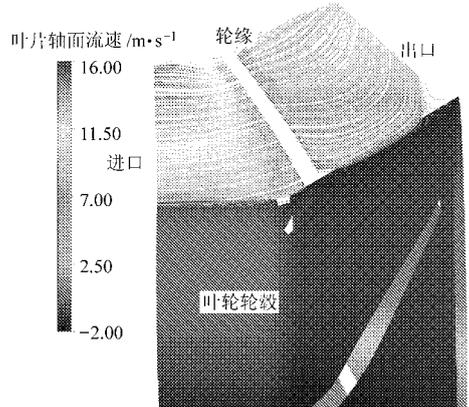


图3 $0.65Q_{BEP}$ 叶轮轴面流线图

Fig. 3 Streamline of the meridional sharp of the impeller at $0.65Q_{BEP}$

3 导叶旋转失速

从图3可以明显看出叶轮出口靠近轮毂处存在的回流对于扬程小幅上升有着明显影响。图4为在设计流量 Q_{BEP} 和 $0.65Q_{BEP}$ 流量下叶轮-导叶轴面流线图,可以明显看出 $0.65Q_{BEP}$ 与 Q_{BEP} 相比,导叶进口轮毂处存在一个大尺度的漩涡,正是此处出现的漩涡影响到了叶轮内部流态,导致叶轮内的流线由轮毂向轮缘偏移,使其趋于离心泵。

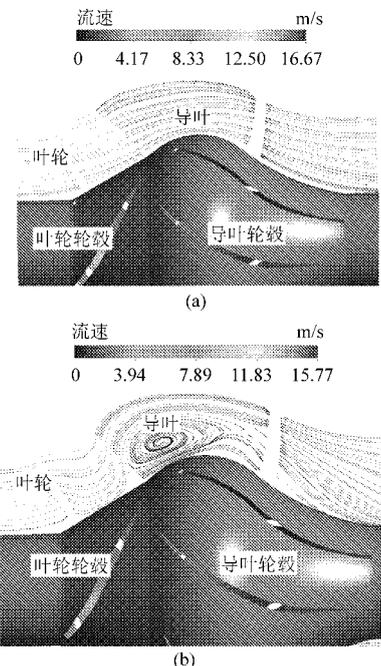


图4 叶轮-导叶轴面流线图

Fig. 4 Streamline of the meridional sharp of the impeller and vane
 (a) Q_{BEP} (b) $0.65Q_{BEP}$

通过上述分析可以得出在导叶进口靠近轮毂部位存在的大尺度漩涡对本文研究有重要的作用,因此对模型在 $0.65Q_{\text{BEP}}$ 进行了非定常计算,在对非定常结果进行后处理中采集到导叶区的旋转失速 (rotating stall)。叶片泵旋转失速在国内研究尚少,文献[2,5~8]对旋转失速进行研究并做了总结。当漩涡出现在叶轮或者导叶流道,形成一个相对稳定的区域,并且沿与叶轮转动方向相反的圆周方向传播时,认为泵发生了旋转失速,并将漩涡区称为失速区或者失速核(stall core)。图5为采集到的导叶区旋转失速及其沿圆周方向传播的流线图。图中P-I是指导叶流道 I, P-II指的是导叶流道 II, t 为非定常中叶轮转过的时间, T 为叶轮转一周的时间,从叶轮进口看叶轮是顺时针旋转的。

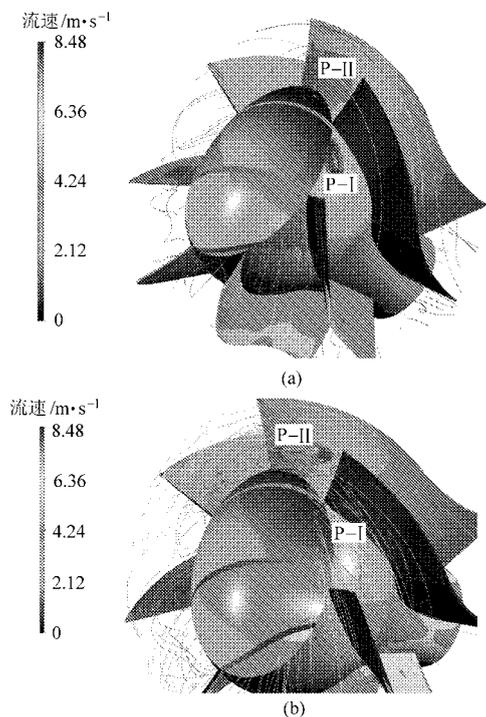


图5 $0.65Q_{\text{BEP}}$ 失速核及其传播

Fig. 5 Stall core and its propagation

(a) $t = 5T/7$ (b) $t = 10T/7$

图5是导叶区三维流线图,为了方便下面分析旋转失速产生及其传播机理,同时给出导叶叶片和轮毂的压力云图。从图中可以看出当失速核从流道 I 传播到流道 II 时,流道 I 的静压值在恢复,而流道 II 的低压区却向轮毂处扩展。在整个导叶流道中只能观测到一个失速核,因此本文研究中导叶流道只有一个失速核,失速核的位置主要在导叶进口靠近轮毂处,这与前述分析的在导叶进口轮毂处存在回流一致,但与 Tsurusaki^[9] 与 Yoshida^[3] 等研究发现泵内出现多个失速核略有差异。

从图3和图4可以看出在小流量下导叶靠近轮

毂处存在回流,但实际中导叶流道其他位置也会存在回流。在设计流量下,只有导叶出口靠近轮毂处存在小范围的回流,当流量逐渐变小,回流区域会逐渐发展至导叶进口,并且回流区域会由导叶轮毂向导叶轮缘发展。同时当导叶流道出现回流时,导叶就会发生流动分离现象,出现小尺度的涡,随着回流区域增大流动分离也会逐渐加强,特别是在导叶进口处,回流与叶轮来流相混合会形成大尺度的漩涡,随之漩涡发展成为一个相对稳定的漩涡区,失速随之产生(图5)。然而,回流还有恢复导叶流道静压的作用,随着回流的增加,导叶进口的静压值恢复,导叶流道逆向压力梯度减小,造成回流减弱。但是与其相近的流道(图5中的流道 II)轮毂处的静压值却没有与流道 I 同步恢复,却是在逐渐减小,导致流道 I 和流道 II 在导叶进口处存在较大的压力梯度,在压力作用下失速核会传播到流道 II。然后流道 II 重复流道 I 的过程导致流道 II 的失速核又逆向(与叶轮转向相反)传向其临近流道。

结合2.2节的分析可以发现,导叶进口轮毂处存在的失速核造成叶轮内部流态的转变,失速在斜流泵流量-扬程曲线骤降后随后上升阶段中占有重要的作用,是鞍形曲线产生的一个重要影响因素。但是,仍然存在2个问题需要更加详尽深入分析:①本文研究成果与一部分文献略有差别,导叶中的失速核虽然传播方向与其他研究一致,都是与叶轮旋转方向相反,但是却没有在整个导叶流道内完整传播。失速核传播过程中会逐渐减弱,最后消失,而不能传播一周,重新回到流道 I。②虽然可以观测到失速核的传播,但未能准确分析出失速核的传播速度,只能大致认为传播速度约为叶轮转速的20%左右,这也与文献[10~11]基本一致。

4 结论

(1) 数值模拟和实验都可以观测到斜流泵鞍形性能曲线,而且两者误差不大,基本吻合。研究结果为斜流泵鞍形性能曲线及旋转失速的进一步研究提供了一定的参考依据。

(2) 鞍形曲线由2部分组成:扬程骤降段和流量继续减小时扬程上升段。2部分机理和原因都不相同,研究其机理应该从这2部分入手。

(3) 鞍形曲线扬程骤降段主要原因是在叶轮出口靠近轮毂处存在回流,由于回流的影响导致了流动分离,并且在轮毂处存在漩涡,漩涡的产生使泵的有效外径减小,导致了扬程的骤降;当流量减小时,叶轮出口轮毂处存在漩涡,漩涡的产生导致叶轮流线由轮毂向轮缘偏移,对轮缘处漩涡有消

除作用,同时斜流泵流态由斜流式趋于离心式,导致斜流泵的扬程小幅上升,这即为鞍形曲线的产生机理。

(4) 导叶进口轮毂处发生旋转失速,失速核及其传播是叶轮流态改变的一个重要影响因素,并且

旋转失速的形成是在扬程骤降段。

(5) 导叶区旋转失速的产生与导叶流道静压值周期性的降低及恢复有关,而沿圆周方向的传播则与圆周向压力分布不均匀有关,失速核的具体传播速度尚需要更加深入研究。

参 考 文 献

- 1 Gota A. Suppression of mixed-flow pump instability and surge by the active alteration of impeller secondary flows [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116(4): 621 ~ 628.
- 2 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)
- 3 Yodhida Y, Murakami Y, Tsujimoto Y, et al. Rotating stall in centrifugal impeller/vaned diffuser systems[C]//Proceedings 1st ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 1991: 125 ~ 130.
- 4 Yamade Y, Kato C, Shinizu, et al. Large eddy simulation of internal flow of a mixed flow pump[C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM2009), 2009, 1: 407 ~ 416.
- 5 Sinha M, Pinarbashi A, Katz J. The flow structure during onset and developed states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3):490 ~ 499.
- 6 Pedersen N, Larsen P S, Jacobsen C B. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions-part I: particle image velocimetry (PIV) and laser Doppler velocimetry (LDV) measurements [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1):61 ~ 72.
- 7 Hong Wang, Tsuykamoto H. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2003, 125(5): 767 ~ 778.
- 8 Sano T, Yoshida Y, Tsujimoto Y, et al. Numerical study of rotating stall in a pump vaned diffuser [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 363 ~ 370.
- 9 Tsurusaki H, Kinoshita T. Flow control of rotating stall in a radial vaneless diffuser [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(2): 281 ~ 286.
- 10 Brenen C E. Hydrodynamics of pumps [M]. Oxford: Oxford University Press, 1994:226 ~ 228.
- 11 Krause N, Zahringer K, Pap E. Time-resolved particle imaging velocimetry for the investigation of rotating stall in a radial pump[J]. Experiment in Fluids, 2005, 39(2): 192 ~ 201.
- 12 施卫东,邹萍萍,张德胜,等. 斜流泵性能预测与叶轮进出口环量分析[J]. 农业机械学报,2011,42(9):94 ~ 97.
Shi Weidong, Zou Pingping, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and circulation distribution analysis at impeller inlet and outlet of mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(9):94 ~ 97. (in Chinese)