

叶片数对离心泵小流量工况空化特性的影响\*

付燕霞 袁寿其 袁建平 周帮伦 王 鹏

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘要:** 为研究小流量下离心泵的空化特性,采用 ANSYS CFX 14.5,基于  $k-\varepsilon$  湍流模型和 Rayleigh-Plesset 空化模型,以 3 种叶片数叶轮的 IS50-65-160 型离心泵为研究对象,对其内部空化流动分别进行了数值模拟。为了提高数值计算准确性,进行了网格无关性分析,且从泵空化性能、叶轮所受扭矩及轴向力分析了叶片数对泵小流量下空化特性的影响规律。研究结果表明:当叶片数从 4 增加至 8 时,离心泵扬程增加,但其效率变化较复杂。小流量工况下,随着空化系数降低,各叶片数叶轮扭矩与泵扬程均不同步地发生陡降,且出现相似地匍匐下降规律;当扬程下降 3% 后,各叶轮所受轴向力的大小几乎恒定;单个叶片流道的空泡体积出现突增,明显较其他叶片流道大,各叶片流道空泡分布极不对称。研究发现,离心泵扬程及扭矩匍匐下降特性很可能与不对称叶片空化相关。

**关键词:** 离心泵 小流量工况 叶片数 空化性能 空泡体积分数 数值模拟

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0021-07

Effect of Blade Numbers on Cavitating Flow of Centrifugal Pump under Low Flow Rates

Fu Yanxia Yuan Shouqi Yuan Jianping Zhou Banglun Wang Peng

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

**Abstract:** In order to investigate the cavitation characteristics of centrifugal pumps under low flow rates, the cavitating flows in the centrifugal pump typed IS50-65-160 with three different blade-number impellers were numerically simulated based on the  $k-\varepsilon$  turbulent model combined with Rayleigh-Plesset cavitation model by using the software ANSYS CFX 14.5. Meanwhile, grid independence check was carried out to verify the accuracy of calculation. The effect of blade numbers on the cavitation characteristics in the pump was firstly analyzed from the points of suction performances, torque as well as axial forces acted on impellers. The results showed that as the blade number increased from 4 to 8, the pump head increased while the variable regulation of its efficiency was quite complicated. Both the head-drop and torque-drop curves of impellers with three different blade numbers had the same shape of creeping dropping, with the corresponding break-down points occurring asynchronously. The axial forces acted on impellers almost kept constant as the amount of head dropping was 3% or higher. The vapor volume in one blade was larger than others, and finally a significantly asymmetric distribution occurred on all blades. It was firstly obtained that the creeping-drop characteristics of both pump head and torque acted on the impellers were possibly related to onset of asymmetric blade cavitation phenomenon. Moreover, this study to some extent can also provide some reference for the design of centrifugal pump in the industry in case of avoiding serious cavitation occurring at low flow rates.

**Key words:** Centrifugal pump Low flow rates Blade number Cavitation performances Vapor volume fraction Numerical simulation

收稿日期: 2014-05-04 修回日期: 2014-06-19

\* 国家自然科学基金资助项目(51239005,51349004)和江苏省研究生创新计划资助项目(CXLX11\_0577)

**作者简介:** 付燕霞,博士生,主要从事离心泵内部不稳定流动研究,E-mail: yanyxia011@126.com

**通讯作者:** 袁寿其,研究员,博士生导师,主要从事离心泵理论及排灌机械产品研究,E-mail: shouqiy@ujs.edu.cn

引言

高速运转离心泵在小流量工况运行时,叶轮进口处流体液流角会与其叶片安放角的方向不一致,此时其进口管路中会产生回流;当回流旋涡中心的低压区低至流体气化压力时,会发生初生空化,这使得整个泵内的流动过程非常不稳定、泵扬程和效率下降;当空化严重时,离心泵及其管道系统会产生强烈的振动,泵轴甚至出现断裂现象<sup>[1-4]</sup>。在实际工程中,小流量下空化已成为威胁离心泵安全稳定运行的一个重要因素。目前,针对离心泵小流量工况下不稳定空化流动现象的研究,已成为国内外学者研究的热点与难点<sup>[5-6]</sup>。特别地,叶片数是影响离心泵性能的关键参数,也是离心泵优化设计过程中必须考虑的最重要的设计参数之一<sup>[6-13]</sup>。近年来,计算流体力学(CFD)在工业技术产品研发领域已有广泛运用,并已成为离心泵等水力机械优化设计的重要手段<sup>[14-15]</sup>。

为了进一步研究小流量工况下离心泵的空化特性,选用 IS50-65-160 型离心泵 3 种不同叶片数,运用 ANSYS CFX 14.5,基于标准  $k-\varepsilon$  湍流模型和 Rayleigh-Plesset 空化模型,对其空化流动分别进行数值模拟,从叶轮所受的扭矩、轴向力等方面分析不同叶片数对小流量下泵空化特性的影响规律。

1 计算模型与网格生成

1.1 几何造型

选用 IS50-65-160 型离心泵为数值计算模型,其设计参数为:流量  $Q=25\text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程  $H=32\text{ m}$ ,转速  $n=2\,900\text{ r/min}$ 。

离心泵叶轮的几何参数为:叶片数  $Z$  分别为 4、6、8;叶轮进口直径  $D_1=65\text{ mm}$ ,叶轮出口直径  $D_2=165\text{ mm}$ ;叶片出口角  $\beta_2=30^\circ$ ;蜗壳基圆直径  $D_3=176\text{ mm}$ 。通过软件 Pro/E 生成其三维造型,包括吸入管道、叶轮和蜗壳,如图 1 所示。

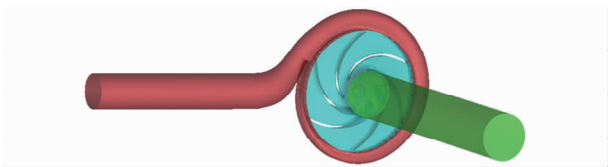


图 1 离心泵三维 Pro/E 造型

Fig. 1 Three-dimensional model of centrifugal pump

1.2 计算网格及其无关性分析

为了减小进出口边界条件设置对泵内部流动的影响,分别对模型泵的进出口段进行适当的延长,即将模型泵吸入管道延长至 400 mm,蜗壳出口管道延长至 250 mm。然后将流道三维造型导入 ANSYS

ICEM CFD 14.5 中进行网格划分。由于离心泵叶片空间扭曲严重,流道结构复杂,因而采用适应性非常强的四面体非结构化网格对其进行网格划分。

对设计流量下 6 叶片模型离心泵的扬程进行网格无关性分析,其选用的计算网格总数分别为 397 566(1 水平)、1 162 189(2 水平)和 1 232 449(3 水平)。通过所预测的泵扬程进行对比分析,结果如图 2a 所示。从图中可以看出,离心泵计算网格总数增加到一定值时,所预测的离心泵扬程最终趋于恒定。在此基础上,本文同时针对计算网格总数 2 水平与 3 水平分别对小流量  $Q/Q_d=0.4$  ( $Q$  表示流量,  $Q_d$  表示设计流量)工况下离心泵的空化性能进行网格无关性分析,结果如图 2b 所示。由图可知,2 种水平下泵扬程下降 3% 前的空化性能曲线吻合较好。因此,在计算网格总数 3 水平基础上,如图 3 所示,对离心泵小流量工况下的空化特性展开进一步研究。

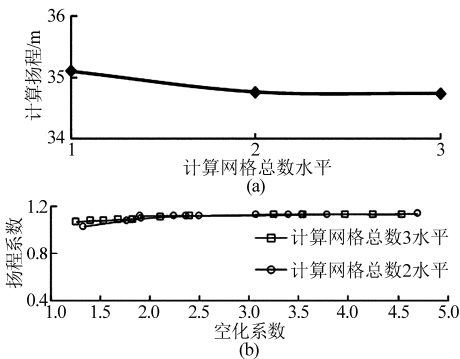


图 2 网格无关性分析

Fig. 2 Grid independence check



图 3 模型离心泵的网格

Fig. 3 Grids of centrifugal pump model

2 数值计算方法

2.1 控制方程

离心泵内部流动为三维不可压缩粘性流体湍流流动,采用的控制方程为质量守恒方程(连续性方程)和基于雷诺时均 RANS 的动量守恒方程<sup>[14]</sup>。控

制方程的离散采用基于有限元的有限体积法,对流项采用高分辨率格式,收敛精度设为  $10^{-4}$ ,并检测扬程变化曲线以保证计算结果的可信度。

2.2 空化模型

对于大多数空化流动模拟,可以使用 ANSYS CFX 软件提供的基于 Rayleigh - Plesset 方程均相流动模型,即通常将空化流动视为具有平均流体特性的单相流,用来计算气相与液相之间的传质过程,所描述的空泡生成方程最终可简化如下<sup>[16]</sup>:

当  $p_{sat} < p$ , 液体气化时,单位体积内相界面的质量传输速率为

$$\dot{m}_{lv} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3r_c \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \quad (1)$$

当  $p_{sat} > p$ , 空泡液化时,单位体积内相界面的质量传输速率为

$$\dot{m}_{lv} = F \frac{3r_c \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_{sat} - p|}{\rho_l}} \text{sgn}(p_{sat} - p) \quad (2)$$

式中  $R_B$ ——空泡半径, m       $m_B$ ——空泡质量, kg  
 $p_{sat}$ ——汽泡内部的压力(一般指一定温度下液体的汽化压力), Pa  
 $p$ ——空泡周围液体压力, Pa  
 $\rho_l$ ——液体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $\rho_v$ ——蒸汽密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $N_B$ ——空泡个数       $r_c$ ——空核半径, m  
 $F$ ——经验系数,对于不同物理状态的发生速率,  $F$  具有不同的速率

2.3 边界条件与交界面设置

将模型离心泵的叶轮与进口管道、叶轮与蜗壳间的动静交界面,均设置为 Frozen Rotor 模式。网格结点的匹配方式采用 GGI 模式。模拟时以  $25^\circ\text{C}$  清水为工作介质;固壁面采用无滑移边界条件,近壁区应用标准壁面函数;同时基于标准  $k - \varepsilon$  湍流模型和 Rayleigh - Plesset 空化方程,采用总压进口、质量流量出口的边界条件。

首先以不同叶片数叶轮的模型离心泵,在典型小流量工况  $Q/Q_d = 0.6$ 、 $Q/Q_d = 0.5$ 、 $Q/Q_d = 0.4$  和  $Q/Q_d = 0.2$  下,对其内部流场进行定常数值模拟。然后在各工况定常无空化计算结果的基础上,通过逐步降低离心泵的进口总压来实现定常空化数值模拟。最后再对各小流量离心泵的空化计算结果进行研究。

3 计算结果分析

3.1 不同叶片数离心泵的水力性能

图 4 为不同叶片数离心泵的水力性能。从图中可以看出,离心泵叶轮叶片数从 4 增加至 6 及 8 的

过程中,离心泵设计工况附近点的计算扬程几乎等比例增加,其中当离心泵叶片数从 6 增加至 8 时,这一特点尤为明显。从离心泵效率曲线可以看出,当其叶轮叶片数从 4 增加至 6 的过程中,离心泵的效率略减小后逐步增大;当其叶片数从 6 增加至 8 时,离心泵的效率进一步减小。可见,6 叶片离心泵的效率曲线最优。

离心泵扬程和效率随叶片数增加的变化规律可从无穷叶片数的理论来分析,即离心泵的理论扬程是通过叶轮做功产生的,叶片数增多,做功增加。但叶片数过多时,叶轮流道内的叶片排挤效应现象较严重,造成叶轮流道堵塞,会导致流道内速度迅速增加。同时,叶片数增多时,流体与叶片交界面明显增多,这样容易造成流体与叶片间摩擦损失增加,从而水力损失会增加;反之,叶片数较少时,叶片间流道扩散程度会增加,造成一定的水力损失。

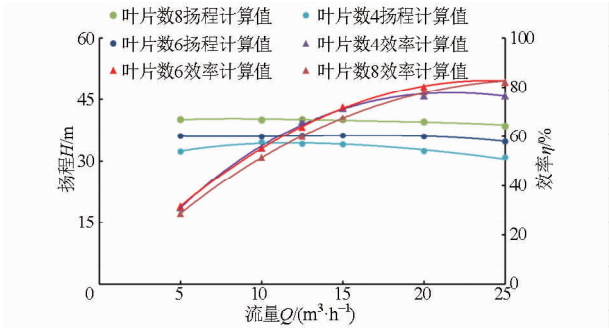


图 4 不同叶片数的离心泵水力性能  
Fig. 4 Hydraulic performances of centrifugal pump with different blade numbers

3.2 不同叶片数离心泵的空化性能

图 5 为离心泵在小流量工况  $0.2Q_d$ 、 $0.4Q_d$ 、 $0.5Q_d$  与  $0.6Q_d$  下的空化性能曲线,其横坐标为空化系数,纵坐标为扬程系数。其中,空化系数和扬程系数<sup>[17]</sup>计算公式分别为

$$\sigma = \frac{2(p_1 - p_v)}{\rho U^2} \quad (3)$$

$$\psi = \frac{2gH}{D_2^2 \pi^2 n^2} \quad (4)$$

式中  $\sigma$ ——空化系数       $p_1$ ——进口压力, Pa  
 $p_v$ ——蒸汽的饱和气化压力, Pa  
 $U$ ——泵进口速度, m/s  
 $\rho$ ——水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $\psi$ ——扬程系数

从图中可知,各流量下,4 叶片与 8 叶片离心泵发生空化时,其出现扬程突降点的空化系数值不同。当流量从  $0.6Q_d$  减小至  $0.2Q_d$  时,4 叶片与 8 叶片离心泵扬程陡降点对应的空化系数值均减小,这可能是当流量降低时,离心泵扬程的增加量一定程度上

平衡了由于空化导致其扬程的部分下降量。

在  $0.2Q_d$  与  $0.4Q_d$  的工况下,如图 5a 和图 5b 所示,在离心泵的扬程发生陡降前,4 叶片叶轮的空化性能曲线几乎保持恒定;当 4 叶片离心泵扬程陡降时,其对应的空化系数值较 8 叶片的稍大,即 4 叶片叶轮扬程发生陡降要先于 8 叶片的叶轮;当离心泵扬程发生陡降后,4 叶片叶轮与 8 叶片叶轮的空化性能曲线非常接近。

图 5c 与图 5d 分别为 4 叶片与 8 叶片离心泵运行在  $0.5Q_d$ 、 $0.6Q_d$  时的空化性能曲线。可以看出,

当空化发生时,4 叶片离心泵的扬程下降曲线出现较明显振荡变化的规律,这与小流量工况下 6 叶片叶轮空化性能曲线上存在相似的匍匐下降规律一致<sup>[18]</sup>。从图中还可以看出,随着进口总压降低,8 叶片离心泵扬程较 4 叶片更早达到其突降点,即相比 8 叶片叶轮,4 叶片叶轮的空化性能较好。这是由于叶片数增加时,其流道内的堵塞效应造成流道内出现较大的水力损失。这也是图 4 所分析的小流量工况下,8 叶片叶轮效率比 4 叶片及 6 叶片的效率均低的原因。

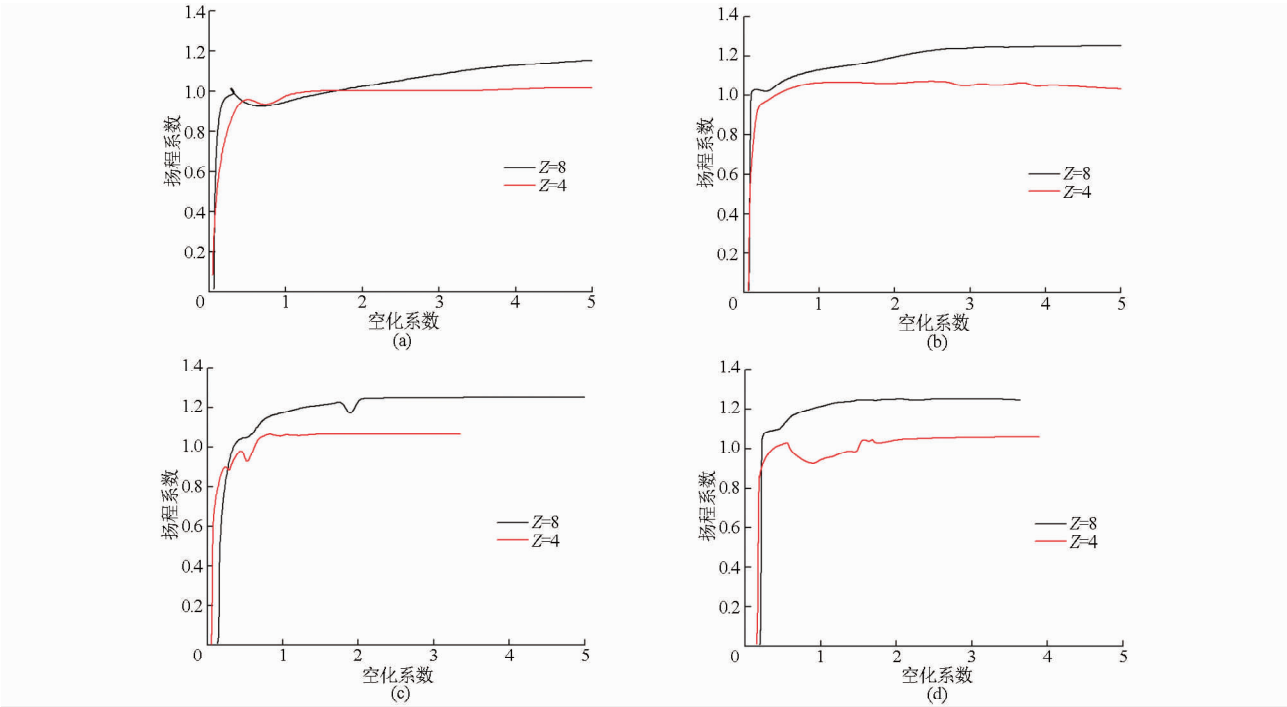


图 5 小流量下不同叶片数叶轮的空化性能曲线  
Fig. 5 Head-drop curves of centrifugal pump with different blades  
(a)  $Q/Q_d = 0.2$  (b)  $Q/Q_d = 0.4$  (c)  $Q/Q_d = 0.5$  (d)  $Q/Q_d = 0.6$

3.3 离心泵叶轮所受的扭矩变化

图 6a 与图 6b 分别为离心泵在小流量工况  $Q/Q_d = 0.5$  与  $Q/Q_d = 0.6$  下空化时的扭矩变化曲线。从图中可以看出,小流量工况下,在离心泵空化扬程发生陡降前,8 叶片叶轮所产生的扭矩均高于 4 叶片及 6 叶片叶轮的扭矩,且 8 叶片的扭矩发生陡降前较稳定,而 4 叶片叶轮的扭矩变化最复杂,尤其在流量为  $Q/Q_d = 0.6$  时出现较明显的先增加后减小再增加的振荡变化,这可能是由于在该流量下叶片进口冲角增大的缘故。从图中还可以明显看出,同一工况下,当离心泵内部发生空化时,6 叶片的叶轮扭矩最早陡降,而 4 叶片的叶轮发生陡降最迟,这表明空化陡降时 6 叶片离心泵中的损失较大。

因此,这 3 种不同叶片数的离心泵叶轮扭矩发生陡降对应的空化系数值均不同步。同时,在小流量工况下,叶片数对离心泵叶轮扭矩的影响与其对

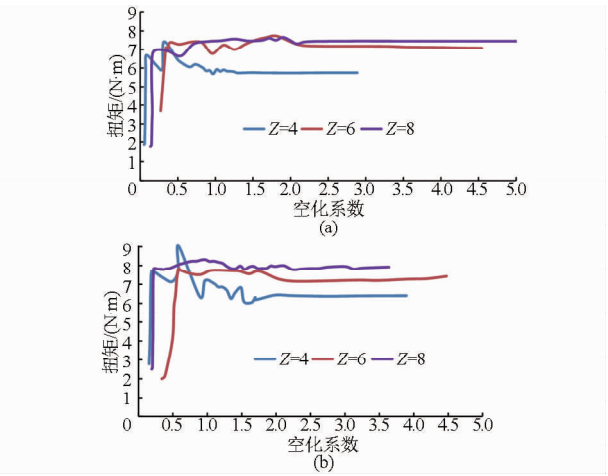


图 6 小流量工况下不同叶片数叶轮的扭矩变化  
Fig. 6 Effects of blade number on torque acted on impellers of centrifugal pump  
(a)  $Q/Q_d = 0.5$  (b)  $Q/Q_d = 0.6$

离心泵扬程下降的影响规律相似,且这一现象与 Courtier - Delgosha 等<sup>[19]</sup>针对不同叶片数对诱导轮在设计工况下空化特性影响的实验研究得到的结论相吻合,即诱导轮扬程突降前,带 5 叶片的诱导轮产生的扭矩高于 3 叶片的诱导轮所产生的扭矩,且不同叶片数诱导轮扭矩陡降时对应的空化系数值不相等。

3.4 离心泵叶轮所受的轴向力变化

图 7a 和图 7b 分别为 4 叶片与 8 叶片离心泵叶轮在小流量工况  $Q/Q_d=0.4$ 、 $Q/Q_d=0.5$  与  $Q/Q_d=0.6$  下空化时的轴向力变化曲线。从图中可以看

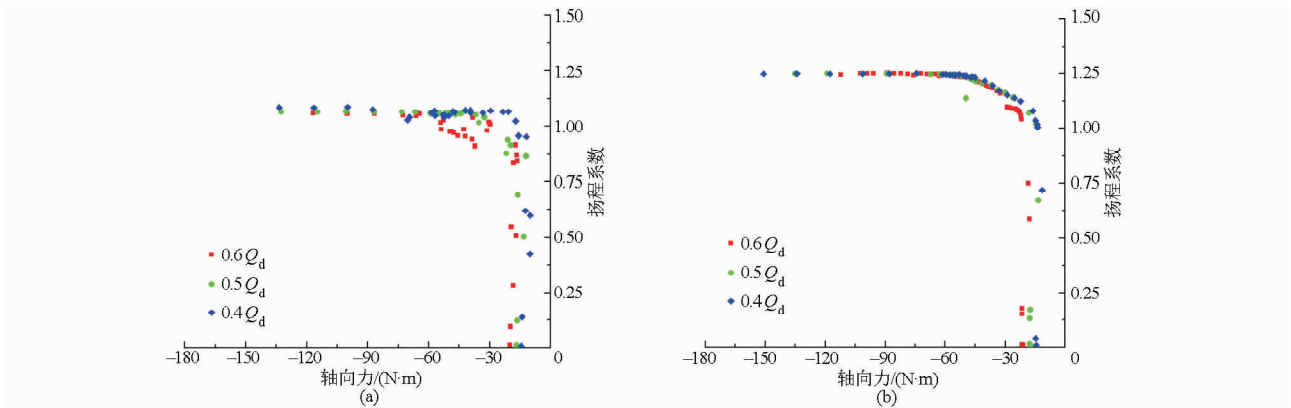


图 7 各流量下 4 叶片与 8 叶片叶轮所受的轴向力变化  
Fig. 7 Axial forces acted on four-bladed and eight-bladed impeller of centrifugal pump at different flow rates  
(a)  $Z=4$  (b)  $Z=8$

因此,当离心泵扬程发生突降时,叶片数对叶轮所受的轴向力影响较大,特别当流量为  $0.6Q_d$  时,这一影响更为突出。这可能是小流量工况下,离心泵叶轮进口会发生回流,且其内部由于空化发生与发展过程中产生的空泡流动,导致叶轮内部出现了较复杂的空化不稳定流动现象,从而导致叶轮所受轴向力的变化较复杂。

3.5 8 叶片空化离心泵叶轮空泡分布

为了进一步了解离心泵叶轮内部的空泡分布规律,研究了不同进口压力下,8 叶片离心泵叶轮中截面上的空泡体积分数分布。

从图 8a ~ 8e 中可以看出,随着进口总压从 19 kPa 逐渐降低至 7.5 kPa,即空化初生与发展过程中,在各叶片背面最早初生空化,且空泡体积逐渐扩展至各叶片流道内;随着空化系数降低,个别叶轮流道的空泡体积分数出现突增的现象,几乎占据整个叶片流道。可见,各叶片流道内空泡体积分布不对称,叶片流道内出现不对称空化现象。这一现象可能是由各叶片出口处的压力分布不对称造成的。

当离心泵进口压力进一步降低至 5.9 kPa 时,如图 8f 所示,叶片流道内的不稳定空化现象消失,各叶片流道空泡体积几乎均匀对称地分布,空泡将

出,随着离心泵内部空化的初生与发展,其扬程会降低,叶轮所受的轴向力亦不断减小;当扬程下降量小于或等于 1% 时,4 叶轮与 8 叶轮所受的轴向力的变化都较均匀,且轴向力受流量变化的影响较小;当离心泵扬程发生突降时,4 叶片叶轮所受的轴向力变化较复杂,尤其在流量为  $Q/Q_d=0.6$  时,其轴向力发生较突出的复杂变化;当离心泵的扬程下降 3% 以后,各小流量工况下,各叶轮所受的轴向力最终几乎为恒定常数;而当离心泵扬程突降后,叶轮所受的轴向力趋于稳定,随着流量由  $Q/Q_d=0.4$  增加至  $Q/Q_d=0.6$  时,最终轴向力趋于恒定的值越大。

最终占据整个流道空间。

由离心泵叶轮内空泡的分布规律可以看出,离心泵性能陡降前,其扬程振荡变化的特性与离心泵内部发生不对称叶片空化的不稳定现象有关。

4 试验

参照 GB/T 3216. 2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》,在江苏大学国家水泵及系统工程技术中心最终搭建了离心泵开式试验系统,如图 9a 所示。课题组特别针对 6 叶片模型离心泵进行了加工铸造,如图 9b 所示。

将传感器测得的原始数据(电源功率、进出口压力和转速等)通过采集板卡输入至测试系统,通过计算转化到额定转速下离心泵的扬程及效率。

为了验证数值计算结果的准确性,将 6 叶片模型泵试验测试得到的扬程与效率曲线分别与计算值绘制在同一坐标系下,进行对比分析,如图 10 所示。

从图 10 中可以看出,离心泵的扬程与效率的计算值与其试验结果较接近,尤其在设计工况下,该模型离心泵的扬程预测值与其试验值非常接近;而从效率曲线可以看出,该离心泵效率在小流量工况吻合较好,随着流量增大,效率的试验值与其计算值偏

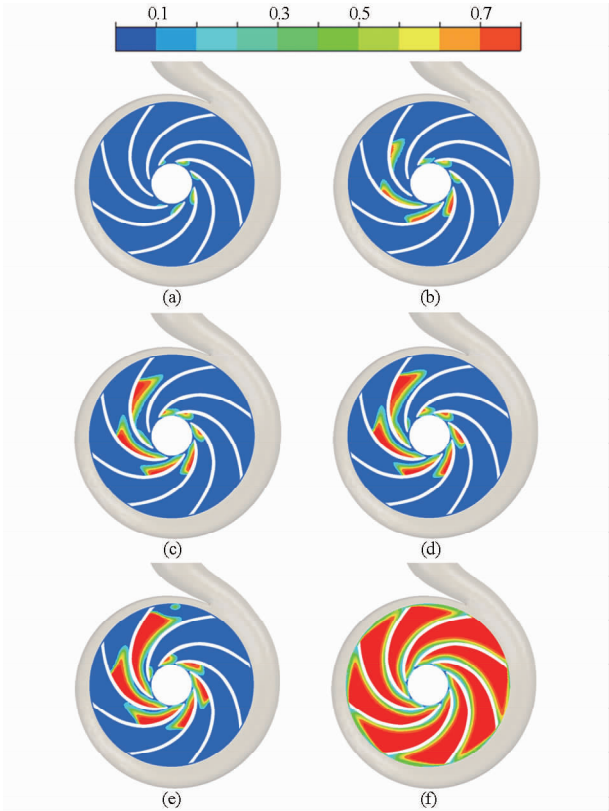


图 8  $Q/Q_d = 0.6$  工况下 8 叶片离心泵叶轮中截面空泡分布  
Fig. 8 Vapor volume distribution in eight-bladed impeller of centrifugal pump at  $Q/Q_d = 0.6$

- (a)  $p_1 = 19\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 1.859$
- (b)  $p_1 = 13.5\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 1.159$
- (c)  $p_1 = 11\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 0.843$
- (d)  $p_1 = 9\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 0.589$
- (e)  $p_1 = 7.5\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 0.396$
- (f)  $p_1 = 5.9\text{ kPa}$ ,  $\sigma = 0.202$

差量也在增加。同时,从图中也可发现,总体上该模型泵的效率试验值均低于其计算值,这可能是在该离心泵的数值模拟中采用非全流场,即忽略了口环间隙间存在泄露造成的部分损失。

5 结论

- (1)随着叶片数逐渐增加,离心泵扬程增加,离心泵效率变化较复杂。
- (2)在小流量工况下,3 种叶片数离心泵发生空化时,叶片数对离心泵叶轮扭矩的影响与其对离心泵扬程下降的影响规律相似,但其扬程及叶轮的扭矩陡降点对应的空化系数均不相等。

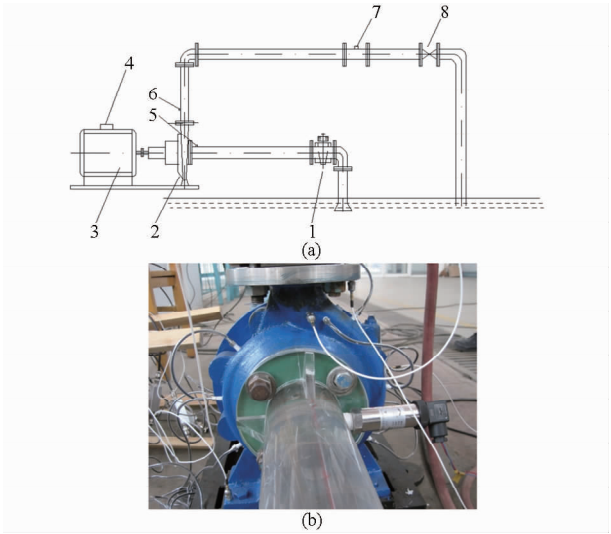


图 9 离心泵开式试验台  
Fig. 9 Centrifugal pump open test rig  
(a) 示意图 (b) 试验泵

1. 水封节流阀 2. 试验泵 3. 电动机 4. 转速仪 5. 进口压力
- 传感器 6. 出口压力传感器 7. 涡轮流量计 8. 出口阀门

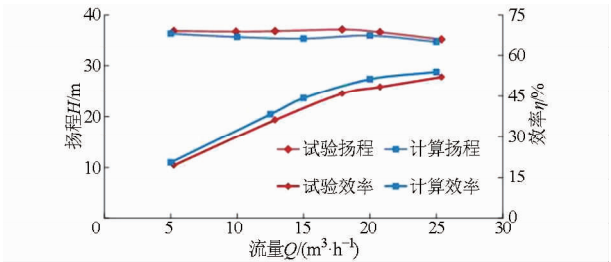


图 10 泵外特性曲线

Fig. 10 Performance curves of centrifugal pump

- (3)在小流量工况下,当离心泵扬程下降接近 1% 时,各叶轮所受的轴向力变化都较均匀;当离心泵的扬程下降 3% 以后,各叶轮所受的轴向力最终几乎为恒定常数,且随着流量的增加,最终轴向力趋于恒定的这一值越大。
- (4)在小流量工况下,随着空化系数降低,个别叶轮流道空泡体积分数出现突增现象,且几乎占据整个流道空间,叶片流道内出现不对称空化现象。
- (5)离心泵性能陡降前时,其扬程及扭矩振荡下降的变化特性与其内部发生不对称叶片空化的不稳定现象有关。

参 考 文 献

1 黄建德. 开式和闭式离心泵进口回流的研究[J]. 工程热物理学报, 1997, 18(1): 43 - 47.  
Huang Jiande. Studies on inlet reverse flow for open-type and closed-type centrifugal pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(1): 43 - 47. (in Chinese)

2 李意民, 谢和平, 李江林, 等. 离心叶轮入口流动的动力学描述[J]. 中国矿业大学学报, 1998, 27(2): 132 - 134.  
Li Yimin, Xie Heping, Li Jianglin, et al. Dynamic description of flow in centrifugal impeller inlet [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 1998, 27(2): 132 - 134. (in Chinese)

3 李意民, 刘林生. 离心叶轮入口流动的稳定性分析[J]. 流体机械, 1999, 27(3): 6 - 7.

4 Grist E. Cavitation and the centrifugal pump [M]. USA: Tarloy Francis, 1998.

5 Cheah K W, Lee T S, Winoto S H, et al. Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off-design conditions [J].

- International Journal of Rotating Machinery, 2007, Article ID 83641, 8 pages.
- 6 Tan L, Zhu B S, Cao S L, et al. Cavitation flow simulation for a centrifugal pump at a low flow rate [J]. Chinese Science Bulletin, 2013, 58(8): 949–952.
  - 7 Balaka R, Rachman A, Delly J. Blade number effect for a horizontal axis river current turbine at a low velocity condition utilizing a parametric study with mathematical model of blade element momentum [J]. Journal of Clean Energy Technologies, 2014, 2(1): 1–5.
  - 8 Chakraborty S, Pandey K M, Roy B. Numerical analysis on effects of blade number variations on performance of centrifugal pumps with various rotational speeds [J]. International Journal of Current Engineering and Technology, 2012, 2(1): 143–152.
  - 9 Singh P, Nestmann F. Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines [J]. Renewable Energy, 2011, 36(1): 272–281.
  - 10 Castelli M R, Betta S D, Benini E. Effect of blade number on a straight-bladed vertical-axis darreius wind turbine [J]. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2012, 6(1): 256–262.
  - 11 谈明高, 王勇, 刘厚林, 等. 叶片数对离心泵内流诱导振动噪声的影响 [J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2): 131–135.  
Tan Minggao, Wang Yong, Liu Houlin, et al. Effects of number of blades on flow induced vibration and noise of centrifugal pumps [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2): 131–135. (in Chinese)
  - 12 王勇, 刘厚林, 袁寿其, 等. 不同叶片包角离心泵空化振动和噪声特性 [J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5): 390–393.  
Wang Yong, Liu Houlin, Yuan Shouqi, et al. Characteristics of cavitation vibration and noise in centrifugal pumps with different vane wrap angles [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5): 390–393. (in Chinese)
  - 13 施卫东, 吴苏青, 张德胜, 等. 叶片数对高比转速轴流泵空化特性的影响 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 72–77.  
Shi Weidong, Wu Suqing, Zhang Desheng, et al. Effects of number of blades on cavitation of high specific speed axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72–77. (in Chinese)
  - 14 王福军. 计算流体动力学分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
  - 15 Ding H, Visser F C, Jiang Y, et al. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications [C]//ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2009–78256; 2009: 1–17.
  - 16 ANSYS Inc. Theory reference [M]. ANSYS Inc, 2012.
  - 17 Hofmann M, Stoffel B, Friedrichs J, et al. Similarities and geometrical effects on rotating cavitation in two scaled centrifugal pumps [C]//Proceedings of 4th International Symposium on Cavitation, CAV 2001: Session B 8.001.
  - 18 Fu Yanxia, Yuan Jianping, Yuan Shouqi, et al. Numerical and experimental analysis of flow phenomena in a centrifugal pump operating under low flow rates [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(1): 011102.
  - 19 Coutier-Delgosha O, Caignaert G, Bois G, et al. Influence of the blade number on inducer cavitating behavior [C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2009–78405, 2009, 2: 349–360.
  - 20 任芸, 吴登昊, 刘厚林, 等. 离心泵内部不稳定流动的 PIV 测试 [J]. 农业机械学报, 2015, 46(2): 46–51.  
Ren Yun, Wu Denghao, Liu Houlin, et al. PIV experiment on flow instabilities in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2): 46–51. (in Chinese)
  - 21 张帆, 袁寿其, 付强, 等. 双蜗壳式离心泵内部非定常流动压力特性分析 [J]. 农业机械学报, 2015, 46(2): 52–58.  
Zhang Fan, Yuan Shouqi, Fu Qiang, et al. Analysis on pressure characteristics during internal unsteady flow in double volute centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2): 52–58. (in Chinese)

(上接第 14 页)

- 9 朱颖合, 薛凌云, 黄伟. 基于自组织调整因子的模糊 PID 控制器设计 [J]. 系统仿真学报, 2011, 23(12): 2732–2737.  
Zhu Yinghe, Xue Lingyun, Huang Wei. Design of fuzzy PID controller based on self-organizing adjustment factors [J]. Journal of System Simulation, 2011, 23(12): 2732–2737. (in Chinese)
- 10 韩成浩, 赵丁选. 基于自整定模糊 PID 控制算法的电液伺服系统设计 [J]. 制造业自动化, 2012, 34(4): 11–13.  
Han Chenghao, Zhao Dingxuan. Electro-hydraulic servo-system design based on ruzz-adaptive PID control algorithm [J]. Manufacturing Automation, 2012, 34(4): 11–13. (in Chinese)
- 11 杨贤军. 基于模糊理论的智能 PID 控制器设计 [J]. 制造业自动化, 2013, 35(3): 115–121.  
Yang Xianjun. The design of intelligent PID controller based on fuzzy theory [J]. Manufacturing Automation, 2013, 35(3): 115–121. (in Chinese)
- 12 Harinath E, Mann G K I. Design and tuning of standard additive model based fuzzy PID controllers for multivariable process systems [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B: Cybernetics, 2008, 38(3): 667–674.
- 13 Man G I, Hu B G, Gosine R G. Two-level of PID controllers [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B: Cybernetics, 2001, 31(2): 263–269.
- 14 Muhammad Ilyas Menhas, Fei Minrui, Wang Ling, et al. Adaptive mutation based probability binary PSO for control of ball mill pulverizing system [J]. Journal of System Simulation, 2011, 23(8): 1568–1574.
- 15 Shi Weivivien. A novel design of fuzzy PID controllers for dual-sensor cardiac pacemaker systems [J]. Open Journal of Applied Biosensor, 2013, 2(2): 29–38.