离心泵内部空化流动的数值预测

刘 宜[1]，张文军[2]，杜 杰[3]

(1.兰州理工大学 流体动力与控制学院，甘肃 兰州 730050；2.四川建筑职业技术学院，四川 德阳 6180002；3.浙江水泵总厂有限公司，浙江 临海 317000)

摘 要：为了研究离心泵内的空化流动，将完整空化模型和混合流体两相流模型相结合，对比转速为95的离心泵叶轮在设计工况下的空化流动进行数值模拟.介绍了空化流动的模拟方法，通过计算获得了叶片表面压力分布，并得出了该离心泵的有效空化余量－扬程落差特性曲线，有效地预测了流道内空蚀发生的部位和发展情况.结果证明，叶轮内空化区域的增长使离心泵的扬程下降，影响到泵的运转特性；当泵内发生少量空泡时，不会影响到外特性的变化，而当空泡大量发生时，会堵塞流道，使液流连续性破坏，性能下降，这与理论结果基本吻合，计算值与规定值的误差在5%以内.数值模拟计算方法较好地模拟了离心泵内的空化两相流的静态特征.

关键词：离心泵；叶轮；空化；流场；数值预测

中图分类号：TH311 **文献标志码**：A **文章编号**：1005－6254(2008)03－0019－03

Numerical prediction of cavitation flow in centrifugal pump

LIU Yi[1], *ZHANG Wen-jun*[2], *DU Jie*[3]

(1. College of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China ; 2. Sichuan College of Architectural Technology, Deyang, Sichuan 618000, China; 3. Zhejiang Water Pump General Factory Co. Ltd. Linhai, Zhejinag 317000, China)

Abstract: In order to study the cavitation flow in a centrifugal pump, numerical simulation of steady cavitating turbulent flow in a specific speed 95 centrifugal pump was carried out by using a full cavitation model and a mixing two-phase flow model. The distribution of static pressure on the blade surfaces and the pump's available *NPSH* performance curve were obtained, and the region and the degree of cavitation in the flow passage are respectively predicted. The results show that with increasing cavitation area, the head of centrifugal pump declines. By theoretical analysis, small cavitation bubbles will not affect the operating characteristics of pumps, but a large number of cavitation bubbles will block the flow, and destroy the flow continuity and the performance. It is found that the simulation error is less than 5% compared with the experiment results.

Key words: centrifugal pump; impeller; cavitation; flow field; numerical prediction

在离心泵的设计和使用中，空化问题的研究十分重要.当离心泵叶轮内发生空化时，液体的能量交换受到干扰和破坏，引起泵运行特性改变、振动和噪声等一系列问题，严重时会使泵中液流中断，不能工作.因此，离心泵内部空化流动的研究对其安全、稳定、高效运行具有重要意义[1].

目前，对于空化流动的研究主要采用空化试验和空化数值预测两种方法.空化试验的费用高昂，而且空化的比尺效应及众多影响因素在试验中尚无法有效地被控制；再加上将模型空化试验的结果向真

收稿日期：2008－03－07
基金项目：甘肃省自然科学基金(ZS022－A25－018)
作者简介：刘 宜(1955—)，男，甘肃兰州人，高级工程师(ggdliuy@163.com)，主要从事流体机械的开发研究.
张文军(1982—)，男，甘肃金昌人，硕士研究生(zhangwenjun219@163.com)，主要从事流场计算的研究.

机上的换算研究还没有一个统一的观点和充分准确的理论依据，没有真正做到有章可循[2,3]. 所以，模型试验结果很难真实地反映真机的空化性能.

近年来，随着计算机应用和计算流体动力学(CFD)的迅速发展，使水力机械内部流动的数值模拟技术获得很大的发展[4-6]. 本研究以比转速 n_s = 95 的离心泵为研究对象，在设计工况下对泵全流道内的空化流场进行数值模拟和分析，并预测空蚀发生的部位和发展情况.

1 泵的基本参数和计算工况

所选离心泵的转轮直径 D_2 为 164 mm，叶片数 Z 为 6 个，转速 n 为 2 900 r/min. 计算针对离心泵设计工况进行，该工况下流量 Q 为 50.7 m^3/h，扬程 H 为 31.5 m，效率 η 为 82.9%. 造型见图 1.

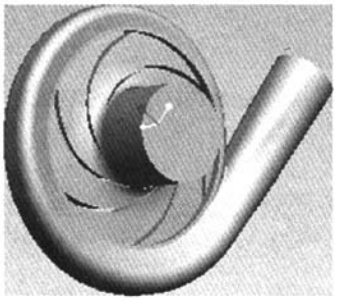


图 1 离心泵三维造型图
Fig. 1 3D entity diagram of a centrifugal pump

2 空化湍流控制方程

采用 Singhal 等人给出的完全空化模型和混合流体两相流模型模拟离心泵内部的空化流动[7-9]. 该模型考虑了空化流动中的相变、空泡动力学、湍流压力脉动和流体中含有的不凝结性气体的影响. 因此，离心泵内部空化流动控制方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho f \boldsymbol{v}) = R_e - R_c \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v}\boldsymbol{v}) = -\nabla p + \frac{1}{3}\nabla \times [(\mu + \mu_t)\nabla \cdot \boldsymbol{v}] + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)\nabla \boldsymbol{v}] + \rho \boldsymbol{g} \tag{3}$$

混合密度 ρ 和气体质量分数 f 的关系如下：

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \tag{4}$$

以上式中 ρ 为混合流体的密度，下标 v，l 分别代表蒸汽和液体状态；$\boldsymbol{v}$ 为混合流体的质量平均速度矢量；p 为压力；μ 和 μ_t 分别为分子粘性和湍流粘性；f 为空泡相的质量组份；R_e 和 R_c 分别为水蒸汽的生成率和凝结率.

笔者采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型使上述空化流动方程组封闭，湍流模型中的 k 和 ε 方程在形式上与单相流相同，但其中变量均为混合流体的平均量.

3 数值计算方法和边界条件

3.1 计算方法和网格划分

采用有限体积法将上述控制方程组离散为代数方程组. 其中，对流相采用一阶迎风格式，扩散相采用二阶中心差分格式. 笔者利用 FLUENT 前处理软件 Gambit 来划分网格，采用非结构化四面体单元，将离心泵全流道划分成单元数为 375 893 的计算网格，其中叶轮部分的网格单元数为 226 629.

3.2 边界条件设定

在计算域的进口断面，根据设计流量给定进口速度，在计算域的出口断面设置一系列静压值，以控制叶轮内空化发生的进程，并在进口和出口边界给定 k 和 ε 的数值，固体壁面采用无滑移条件，近壁区域采用壁面函数处理. 通过 SIMPLEC 算法实现速度和压力之间的耦合，用单相定常流动的计算结果作为空化流动的初始流场进行计算，以提高空化计算的收敛速度和计算的稳定性. 空化计算初场的空泡体积组份赋为 0.

4 计算结果及其分析

4.1 扬程落差曲线

空化的发生会使离心泵的扬程下降. 为了检验采用空化模型预测离心泵性能的有效性，定义泵的扬程为

$$H = \left(\frac{\bar{p}_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + Z_2\right) - \left(\frac{\bar{p}_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + Z_1\right) \tag{5}$$

式中 $\bar{p}_1$，$\bar{p}_2$ 为泵进出口的平均压力；$\bar{v}_1$，$\bar{v}_2$ 为泵进出口的平均速度；Z_2 为泵出口压力中心距基准面的距离；Z_1 为泵进口压力中心距基准面的距离；ρ 为流体密度；g 为重力加速度. 定义泵的有效空化余量为

$$NPSHA = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + \frac{p_v}{\rho g} \tag{6}$$

式中 p_1 是泵进口压力；$\bar{v}_1$ 泵进口处的平均速度；p_v 是

空化压力. 以 *NPSHA* 为横坐标，*H* 为纵坐标，得到扬程落差曲线，见图 2.

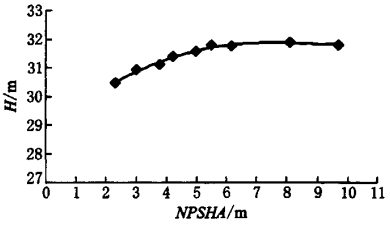


图 2　扬程落差曲线

Fig. 2　Decline curve of head centrifugal pump

从图 2 中可以看出，当 *NPSHA* 值在 3 ~ 5 m 之间时，*H* 开始出现下降的趋势. 这表明叶轮流道内开始出现大量空泡，并堵塞流道. 当 *NPSHA* 继续变小时，扬程降得很快，曲线变成陡降的形状. 该离心泵规定的必须空化余量为 3 m，通过计算得到的空化余量与规定的空化余量基本吻合. 本研究取扬程降低量达到[(2 + 1/2) *H*]% 时的 *NPSHA* 值(3.1 m)为泵发生空化的临界状态. 该临界空化余量等于或小于规定的必须空化余量时，泵满足空化要求. 根据图示，计算值与规定值误差在 5% 以内，所以，规定的空化余量与计算结果相差不大，可以满足要求.

4.2　叶轮内的空化流动分析

随着计算域出口压力的降低，液体中的汽核开始形成空泡；压力继续降低，空泡会随着液体的流动逐渐长大. 空泡的产生和发展，改变了叶轮流道内的压力分布. 图 3 和图 4 分别给出了叶片表面上静压与空泡体积组份的分布.

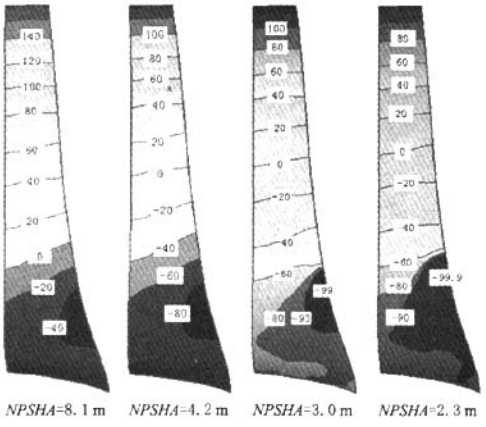


图 3　叶片表面压力分布(单位：kPa)

Fig. 3　Static pressure distribution of the blade(unit: kPa)

由图 3 可见，由于叶片进口角的影响，压力的最低点位于叶片背面的进口附近，然后沿着叶片压力又很快升高，直到叶轮出口处达到最大值. 与叶片表面压力分布相对应，空泡体积组份较高的区域都是混合流体压力较低的区域，压力越低的区域空泡体积组份也越高.

从图 4 可看出，随着有效空化余量 *NPSHA* 值的降低，空泡体积份数逐渐增加. 当 *NPSHA* = 2.3 m 时，流道内空泡体积份数最大，这时叶轮流道内充满着大量的气泡，流道受到了严重堵塞.

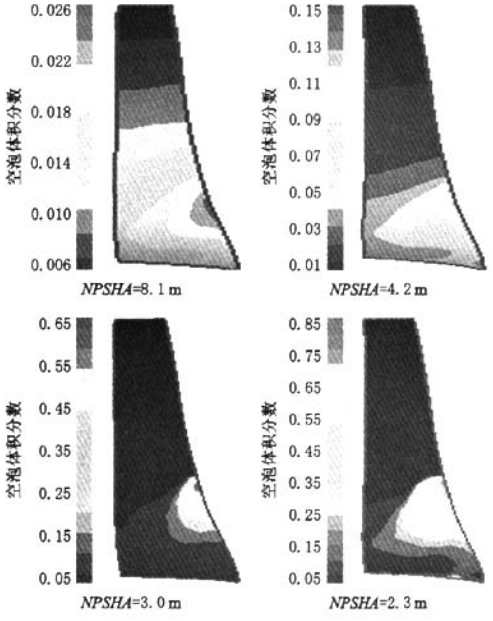


图 4　叶片表面空泡体积组份分布

Fig. 4　Cavitation volume fraction of the balde

5　结　论

将完全空化模型和混合两相流模型结合起来，对离心泵在特定工况下进行空化两相流定常三维湍流数值模拟，获得了离心泵叶轮内部的空化性能，预测出了扬程落差曲线、流道内发生空蚀的部位和程度，计算结果合理. 综上所述，应用本研究的计算方法可以较好地模拟离心泵内的空化两相流的静态特征.

参考文献(References)

[1]　王仲民，庞　囡，韩殿营. 防汽蚀水泵安装高度的确定[J]. 机械设计与制造，2006(3)：100 - 101.
WANG Zhong-ming, PANG Nan, HAN Dian-ying. Confirmation on water pump's installing height[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2006(3): 100 - 101. (in Chinese)

(下转第 29 页)

降低，有利于提高泵的抗缠绕能力.

参考文献(References)

[1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京：宇航出版社，1995：193－202.

[2] 王　准，施卫东，蒋小平，等. 蜗旋前伸式双叶片污水泵流场分析与性能预测[J]. 中国机械工程，2006，17(S0)：7－9.
WANG Zhun, SHI Wei-dong, JIANG Xiao-ping, et al. Study on the flow within the impeller of vortex forward-extended double blade sewage pump and prediction of its performance[J]. *China mechanical Engineering*, 2006, 17(S0):7－9. (in Chinese)

[3] 王春林，李婷婷，马庆勇，等. 叶片式渣浆泵叶轮中浆体浓度分布数值模拟[J]. 排灌机械，2007，25(2)：16－18.
WANG Chun-ling, LI Ting-ting, MA Qing-yong, et al. Numerical simulation of the slurry concentration through the impeller of the slurry pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(2):16－18. (in Chinese)

[4] Jaikrishnan R K, John M S, Mark P W. Investigations of particle velocities in a slurry pump using PIV: Part 1, The tongue and adjacent channel flow[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2004(1): 126－271.

[5] 施卫东. 污水泵水力设计综述[J]. 流体机械，1997(8)：22－25.
SHI Wei-dong. Review of sewage pump design[J]. *Fluid Machinery*, 1997(8):22－25. (in Chinese)

[6] 谈明高，刘厚林，袁寿其. 离心泵水力损失的计算[J]. 江苏大学学报：自然科学版，2007，28(5)：405－408.
TAN Min-gao, LIU Hou-ling, YUAN Shou-qi. Calculation of hydraulic loss in centrifugal pumps[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural science edition*, 2007, 28(5):405－408. (in Chinese)

[7] Gandhi B K, Singh S N, Seshadri V. Performance characteristics of centrifugal slurry pumps[J]. *Fluid Engineering*, 2001, 123(7):271－280.

(责任编辑　贾国方)

(上接第21页)

[2] 陈庆光，吴墒峰，吴玉林，等. 轴流式水轮机内部空化流动的数值模拟[J]. 工程热物理学报，2006，27(5)：769－771.
CHEN Qing-guang, WU Shang-feng, WU Yu-lin, et al. Numerical prediction of cavitation flow in a kaplan turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2006, 27(5): 769－771. (in Chinese)

[3] 陈庆光，吴玉林，刘树红，等. 轴流式水轮机全流道内非定常空化湍流的数值模拟[J]. 机械工程学报，2006，42(6)：211－216.
CHEN Qing-guang, WU Yu-lin, LIU Shu-hong, et al. Numerical simulation of unsteady cavitating turbulent flow in the whole flow passage of a kaplan turbine[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(6): 211－216. (in Chinese)

[4] 卢　池，陈次昌，杨昌明，等. 低比转速离心泵内部流场的数值模拟[J]. 排灌机械，2005，23(6)：6－9.
LU Chi, CHEN Ci-chang, YANG Chang-ming, et al. Numerical simulation of flow field in low-specific-speed centrifugal pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, 23(6):6－9. (in Chinese)

[5] 朱荣生，付　强，李维斌. 低比转数离心泵叶轮内汽蚀两相流三维数值模拟[J]. 农业机械学报，2006，37(5)：75－79.
ZHU Rong-sheng, FU Qiang, LI Wei-bin. Numerical simulation of 3D two-phase cavitation flow in impeller of the low specific speed centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(5):75－79. (in Chinese)

[6] Guleren K M, Pinarbasi A. Numerical simulation of the stalled flow within a vaned centrifugal pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (S0954－4062), 2004, 218(4), 425－435.

[7] Brennen C E. Multifrequency instability of cavitating inducers[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering* (S0098－2202), 2007, 129(6): 731－736.

[8] Singhal A K, Athavale M M, Li H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. *Journal of Fluids Engineering* (S0098－2202), 2002, 124(3): 617－624.

[9] Fortes-Patella R, Coutier-Delgosha O, Perrin J, et al. Numerical model to predict unsteady cavitating flow behavior in inducer blade cascades[J]. *Journal of Fluids Engineering* (S0098－2202), 2007, 129(2): 128－135.

(责任编辑　张文涛)