排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2013 年 6 月 June 2013 第 31 卷 第 6 期 Vol. 31 No. 6

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.06.004

50IB-32 型离心泵汽蚀性能的数值模拟与试验

刘建瑞[1,2], 高振军[1,2], 郭晨旭[1,2], 何小可[1,2], 文海罡[1,2]
(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 国家水泵及系统工程研究中心, 江苏 镇江 212013)


刘建瑞

摘要: 为研究离心泵汽蚀时其内部流动规律,基于 Rayleigh-Plesset 汽蚀模型和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,对 50IB-32 型模型泵设计工况下汽蚀性能进行全流场数值计算. 选择汽蚀发生点、临界汽蚀点以及汽蚀严重点 3 个工况比较分析叶轮内汽蚀的发展情况. 数值计算获得了叶片工作面静压、叶片背面静压以及不同汽蚀余量下叶片背面气泡相体积分布图. 计算结果表明:气泡最先出现在叶片背面进口低压区,随着进口压力的降低,气泡开始由进口处向流道内扩展,气泡相在叶片上的分布逐渐增大,在临界汽蚀点时,气泡分布已经扩散到流道内. 随着汽蚀程度进一步加剧,气泡相分布向出口方向扩展,严重时气泡充满流道,干扰和破坏叶轮内液体的能量交换,引起汽蚀性能曲线下降. 离心泵汽蚀试验结果与数值计算结果相吻合,验证了数值计算的可靠性.

关键词: 离心泵;汽蚀;数值模拟;试验;两相流
中图分类号: S277.9; TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2013)06-0475-04

刘建瑞,高振军,郭晨旭,等. 50IB-32 型离心泵汽蚀性能的数值模拟与试验[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(6): 475-478.

Numerical simulation and experimental investigations of 50IB-32 centrifugal pump's cavitation

Liu Jianrui[1,2], *Gao Zhenjun*[1,2], *Guo Chenxu*[1,2], *He Xiaoke*[1,2], *Wen Haigang*[1,2]
(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. National Research Center of Pumps, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to study the internal flow inherence of the impeller when the pump was in cavitation, based on Rayleigh-Plesset cavitation model and RNG $k-\varepsilon$ turbulence model, the whole flow passage of 50IB-32 model pump under the design conditions was numerically calculated. The development of cavitation in the flow of the impeller was compared and analyzed in primary cavitation, critical cavitation, and serious cavitation. Static pressure distribution on pressure side and suction side of blade and vapor volume fraction of the blade under different *NPSH* were obtained by the numerical calculation. The results show that bubbles first appear in the low pressure area of the suction side of blade and then extend from the inlet to the main flow as inlet pressure decreases; bubble distribution on the blade gradually increases. In critical cavitation, bubbles extend inside the flow; in serious cavitation, the flow was filled with bubbles, which disturbs and damages energy exchange in the flow and cause overall performance curve to degrade. The results of the experiment agree with the simulation, which validates the feasibility of numerical calculation.

Key words: centrifugal pump; cavitation; numerical simulation; experiment; two-phase flow

收稿日期: 2012-09-14; **网络出版时间:** 2013-06-03
网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20130603.0950.007.html
基金项目: "十二五"国家科技支撑计划项目(2011BAF14B02); 江苏省科技支撑计划项目(BE2010116)
作者简介: 刘建瑞(1952—),男,甘肃静宁人,研究员,博士生导师(ljrwjj@126.com),主要从事流体机械研究.
高振军(1986—),男,山东日照人,博士研究生(sdrzjx2005@163.com),主要从事流体机械研究.

离心泵在运行过程中因发生汽蚀而影响泵的性能,使其效率下降,扬程降低,严重时还会产生噪声和振动,腐蚀破坏叶轮等过流部件[1],因此对离心泵的汽蚀性能进行深入地研究,揭示离心泵内部汽蚀发展规律,可为提高离心泵使用效率、泵运行稳定性等提供一定参考依据.

近年来,诸多学者通过CFD(计算流体动力学)软件对离心泵的汽蚀性能做了大量的研究,取得了一定的研究成果[2-5],但离心泵产生汽蚀及气液两相流的机理仍需进一步研究. 文中利用Fluent 6.3对50IB-32型离心泵在设计工况下进行汽蚀性能的数值计算和分析,预测内部流场汽蚀发生区域和气泡相分布规律,分析离心泵汽蚀时叶轮内压力变化和能量转换情况,并对数值计算结果进行试验验证.

1 模型建立及网格生成

50IB-32型离心泵的性能参数为流量 $Q=18\ m^3/h$,扬程 $H=32\ m$,转速 $n=2\ 900\ r/min$,叶片数 $Z=6$. 计算区域主要由叶轮和螺旋形压水室2个部分组成. 为了避免进出口速度梯度较大而影响计算结果,对叶轮进口和压水室出口进行了适当延长. 应用Pro/E软件创建叶轮和压水室流道模型,导入Gambit 2.2中进行网格划分,主要采用四面体网格,得到叶轮和压水室的网格数分别为275 161和500 247. 计算区域的网格如图1所示.

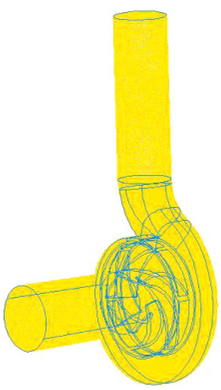


图1 计算区域的网格

Fig. 1 Grid of calculation area

2 数值模拟参数设置

2.1 湍流模型选择

文中采用Rayleigh-Plesset汽蚀模型和RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型[6-7]. Rayleigh-Plesset汽蚀模型控制气相与液相之间的质量传递,表达式为

$$R\frac{\mathrm{d}^2R}{\mathrm{d}t^2}+\frac{3}{2}\left(\frac{\mathrm{d}R}{\mathrm{d}t}\right)^2+\frac{2\sigma}{\rho R}=\frac{p_V-p}{\rho},\tag{1}$$

式中:R 为气泡半径;t 为时刻;σ 为气液两相之间的表面张力系数;ρ 为液体密度;p_V 为液体在某一温度汽化压力;p 为气泡周围液体的压力. RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型表达式为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_t+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G-\rho\varepsilon,\tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_t+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{C_{1\varepsilon}\varepsilon}{k}G-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k},\tag{3}$$

式中:k 为湍动能;u_i 为速度;x_i,x_j 为空间坐标;μ_t 为湍流黏性系数,$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$,其中 $C_\mu=0.09$;σ_k 为 k 的湍流普朗特系数;G 为平均速度梯度引起湍动能产生项;ε 为湍流能耗散率;σ_ε 为 ε 的湍流普朗特系数;常数 $C_{1\varepsilon}=1.42$,$C_{2\varepsilon}=1.68$.

2.2 参数及边界条件设置

输送的介质为25 ℃的清水,水的汽化压力为3 169 Pa. 近壁面处采用标准壁面函数,固壁面边界条件设为绝热无滑移条件[8],压力取为第2类边界条件,壁面粗糙度设为0.012 5 mm,压力、速度采用SIMPLEC方法进行耦合.

3 计算结果和分析

3.1 模型泵汽蚀性能曲线预测与试验

为了研究汽蚀发展过程中模型泵叶轮流道内汽蚀发生情况,取汽蚀性能下降点为汽蚀发生点,以临界汽蚀余量为基准,扬程下降3%左右为临界汽蚀点,临界汽蚀点后选取下一点为汽蚀严重点[9-10],对选取的3个工况点进行分析. 基于离心泵汽蚀计算的收敛速度和计算的稳定性考虑,数值计算首先按照单相定常流动计算,且液相的初始体积分数设为1,气泡相的初始体积分数设为0,再将计算收敛的结果作为汽蚀计算的初始流场. 模拟中给定进口速度,出口设置为压力出口,通过不断减小泵进口压力来调整离心泵的汽蚀状态,计算并预测离心泵的汽蚀余量. 50IB-32型离心泵按国家标准GB/T3216—2005进行泵的外特性试验,试验结果如表1所示,泵的汽蚀性能曲线如图2所示. 从图

2 可以看出，数值计算的临界汽蚀余量 *NPSH*c 约为 1.71 m，试验得到的临界汽蚀余量 *NPSH*c = 1.84 m，两者相差 7%，误差产生的原因可能是存在数值模拟耗散误差、壁面粗糙度设置不同等. 数值计算与试验结果总体趋势吻合较好，汽蚀对泵扬程的影响和变化趋势基本一致，说明数值计算的结果较好地反映了泵的汽蚀性能，具有一定的可靠性. 数值计算选择的 3 个工况点分别为汽蚀发生点 *A*（*NPSH* = 3.07 m）、临界汽蚀点 *B*（*NPSH* = 1.71 m）和汽蚀严重点 *C*（*NPSH* = 1.64 m）.

表 1　试验结果

Tab. 1　Test results

试验序号	$Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	*H*/m	*NPSH*/m
1	17.91	33.31	8.35
2	17.78	33.23	7.73
3	17.90	33.15	6.82
4	17.76	33.11	6.00
5	17.97	32.94	4.79
6	17.80	33.02	3.55
7	17.89	32.73	2.91
8	17.84	32.82	2.51
9	17.74	32.86	2.02
10	17.68	29.93	1.59

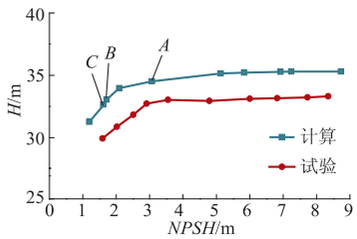


图 2　模型泵汽蚀性能曲线

Fig. 2　Cavitation performance of model pump

3.2　数值计算结果与分析

图 3 为临界汽蚀点时叶片工作面和背面的静压分布图.

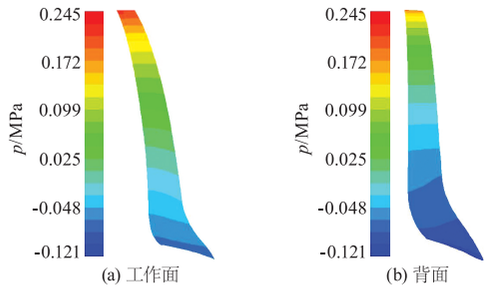


图 3　叶片工作面和背面静压分布

Fig. 3　Static pressure distribution of the pressure side and suction side of the blade

由图 3 可知：从叶片进口到出口，压力逐渐增大，出口处达到最大值；低压区位于叶片背面进口处，该处也是汽蚀最容易发生的区域. 当汽蚀发生时，在该区域先出现气泡，气泡随着液体向出口处流动，流动到高压区时，其体积减小以致破灭导致过流部件受到汽蚀破坏. 对比叶片工作面和背面的静压分布图发现，沿叶片流动方向，从进口到出口，同一半径处，叶片背面的静压低于工作面静压，进口处两面的静压值相差不大，出口处的差值较大，达到 37 kPa.

图 4 为不同装置汽蚀余量下叶片背面气泡相体积分数 α_v 分布图.

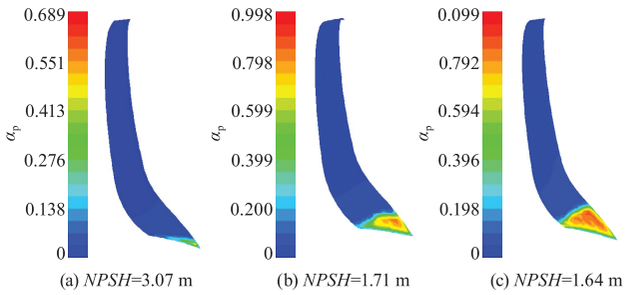


图 4　不同 *NPSH* 下叶片背面气泡相体积分数分布

Fig. 4　Vapor volume fraction of blade under different *NPSH*

从图 4 可以看出，气泡最先出现在叶片背面进口低压区内，气泡在叶片上并非均匀分布，气泡相所占体积的最大区域在叶片进口前缘处，该区域内，气泡相体积分数达到最大值，沿流道向出口方向，气泡相体积分数逐渐降低. 随着泵进口压力逐渐降低，泵内部汽蚀的发展程度越来越严重，气泡开始由进口处向流道内扩展，气泡相在叶片上的分布逐渐增大，并且逐渐由叶片背面的低压区向流道内扩展，最后堵塞流道，导致泵性能下降.

3.3　叶轮流道内能量分析

为进一步研究离心泵汽蚀时叶轮内压力变化情况和能量转换过程，对叶轮流道进行了切割划分，将叶轮流道切割划分为 9 个断面（Ⅰ－Ⅸ），具体划分的方式如图 5 所示.

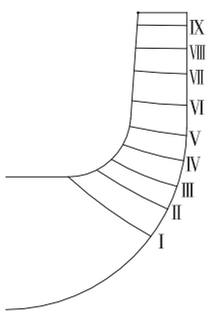


图 5　叶轮流道划分断面简图

Fig. 5　Divided cross-section diagram of impeller

在后处理中分别读出 9 个断面上的总压系数 σ

的平均值,并求出相邻两个断面间总压系数增量,绘制出如图6所示的叶轮流道内压力分布图.

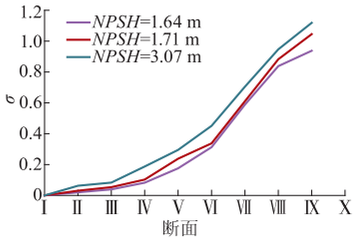


图6 设计工况下叶轮流道内压力分布图

Fig. 6 Impeller pressure distribution under design conditions

由图6可以看出,低压区出现在叶轮进口方向,压力由第Ⅰ断面向第Ⅸ断面依次增大. 在离心泵汽蚀发展过程中,叶轮流道内的压力是下降的,压力下降的区域主要集中在靠近叶轮进口的Ⅰ－Ⅳ断面.

4 结 论

1)叶轮流道内,叶片工作面上的静压明显高于背面上的静压,压力最低点位于叶片背面进口前缘处,该处也是最容易发生汽蚀的区域.

2)随着压力的降低,气泡开始沿流道向出口方向扩展,气泡相在叶片上的分布逐渐增大,汽蚀严重时,气泡充满整个流道,导致泵性能下降. 汽蚀发展过程中,叶轮流道内的压力下降,压力下降的主要区域集中在靠近叶轮进口的Ⅰ－Ⅳ断面处.

3)数值计算与试验结果的变化趋势基本一致,离心泵汽蚀性能的数值模拟计算较好地揭示了离心泵内部汽蚀发展规律,为离心泵的设计及优化提供了一定的参考依据.

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.

[2] Cudina M. Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound[J]. Mechanical System and Signal Processing,2003,17(6):1335－1347.

[3] 郭晓梅,朱祖超,崔宝玲,等. 诱导轮内流场数值计算及汽蚀特性分析[J]. 机械工程学报,2010,46(4):122－128.
Guo Xiaomei, Zhu Zuchao, Cui Baoling, et al. Analysis of cavitation and flow computation of inducer[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(4):122－128. (in Chinese)

[4] Spence R, Amaral Teixeira J. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump [J]. Computers and Fluids,2009,38(6):1243－1257.

[5] 罗先武, 刘树红, 邵杰,等. 微型泵半开式离心叶轮的空化性能[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2006, 46(8): 1451－1454.
Luo Xianwu, Liu Shuhong, Shao Jie, et al. Cavitation in semi-open centrifugal impellers for a miniature pump [J]. Journal of Tsinghua University:Science and Technology, 2006, 46(8): 1451－1454. (in Chinese)

[6] Medvitz R B, Kunz R F, Boger D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD [J]. Journal of Fluids Engineering, 2002,124(2):377－383.

[7] 宋宇,曹树良. 考虑不可凝结气体的空化流模型及数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 1－5.
Song Yu, Cao Shuliang. Cavitation model with non-condensable gas effect and its numerical simulation [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 1－5. (in Chinese)

[8] Zhu Zuchao, Xie Peng, Ou Guofu, et al. Design and experimental analyses of small-flow high-head centrifugal-vortex pump for gas-liquid two-phase mixture[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering,2008,16(4):528－534.

[9] Amromin E, Kopriva J, Arndt R E A, et al. Hydrofoil drag reduction by partial cavitation [J]. Journal of Fluids Engineering, 2006,128(5):931－936.

[10] 袁建平. 离心泵多设计方案下内流 PIV 测试及其非定常全流场数值模拟[D]. 江苏:江苏大学流体机械工程技术研究中心,2008.

(责任编辑 盛杰)