

离心泵汽蚀过渡过程瞬态特性分析

王秀礼¹, 袁寿其¹, 朱荣生¹, 付强¹, 俞志君²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013, 江苏镇江; 2. 江苏振华泵业制造有限公司, 225500, 江苏泰州)

摘要: 为了对离心泵汽蚀过渡过程的瞬态水力特性进行分析, 采用全汽蚀模型且不考虑水中溶解性气体对汽蚀的影响, 再通过计算流体力学软件 CFX 对离心泵叶轮流道内汽蚀过渡过程进行了数值模拟计算, 并与试验结果进行了对比. 结果表明: 数值模拟结果与试验结果的变化趋势基本一致, 汽蚀过渡过程中叶片背面气体体积分数随汽蚀余量的降低而逐渐增大, 当叶片工作面的气体体积分数大于 0 时, 气泡相开始堵塞叶轮流道, 进而影响叶轮内部能量的交换和传递; 汽蚀引起的旋涡使得叶轮流道内的速度出现无规律波动, 从而造成靠近旋涡区和叶片工作面通道内的速度和载荷增大; 扬程在随汽蚀余量的降低而缓慢降至一定程度后再次急剧下降, 不同工况下扬程波动的幅度有所不同, 小流量时扬程波动幅度最大.

关键词: 离心泵; 汽蚀; 过渡过程; 数值模拟; 瞬态特性

中图分类号: TH212; TH213.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)07-0038-06

Analysis on Transient Hydraulic Characteristics of Cavitation Process in Centrifugal Pumps

WANG Xiuli¹, YUAN Shouqi¹, ZHU Rongsheng¹, FU Qiang¹, YU Zhijun²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;

2. Jiangsu Zhenhua Pump Manufacturing Co. Ltd., Taizhou, Jiangsu 225500, China)

Abstract: The full-cavitation model without considering the effect of the undissolved gas in water on cavitation was applied to study the transient hydraulic characteristics of the cavitation process in centrifugal pumps. The numerical simulation on vapor-liquid two-phase turbulence within whole flow passage of a centrifugal pump was performed by the computational fluid dynamics software CFX, and the comparison between the simulation results and the experimental data was conducted. The results show that the simulation results are in reasonable agreement with the experimental data. In the process of cavitation, the gas volume fraction at the blade back increases with the decrease in net positive suction head (NPSH). However, when the gas volume fraction at the working surface of the blade is greater than zero, the bubbles begin to clog the impeller channel, thus affecting the energy exchange and transfer in the impeller. The velocity within the impeller fluctuates irregularly due to the vortex caused by cavitation, leading to the increase in the velocity and load near the region of the vortex and in the channel of the blade working surface. Head decreases slowly to a certain extent and then declines sharply with the decrease in NPSH. In addition, the head fluctuation amplitude is different under different conditions and has a maximum value at the lower flow rate.

Keywords: centrifugal pump; cavitation; transition process; numerical simulation; transient hydraulic characteristics

收稿日期: 2011-11-24. 作者简介: 王秀礼(1982—), 男, 博士生; 袁寿其(通信作者), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家杰出青年科学基金资助项目(50825902); 国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B04); 江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504); 江苏高校优势学科建设工程资助项目.

网络出版时间: 2012-04-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120416.1719.006.html>

汽蚀又称空化,在工作温度下,当叶轮入口处的压力下降至饱和蒸汽压力时,一部分被送液体将汽化,汽化生成的汽泡将随液体从低压区进入高压区.在高压区,汽泡急剧收缩、凝结,其周围的液体以极高的速度冲向原汽泡所占空间,由此产生的高强度冲击波将引起叶轮和泵壳振动,甚至产生破坏.大多数情况下,汽蚀呈现出瞬态非定常流动特性.

多年来,国内外众多学者针对离心泵的汽蚀进行了广泛的研究,如监测了水力机械汽蚀现象^[1-2],得出了附着汽蚀的下游存在着旋涡汽蚀的结论^[3],揭示了二维静止翼型的非定常云型汽蚀流场结构^[4]和汽蚀发生机理^[5],探索了离心泵汽化特点和规律^[6],结合汽蚀流场测试及处理研究了含沙水流中水力机械过流表面汽蚀行为^[7],分析了前置导叶对离心泵汽蚀性能的影响^[8],采用数值和实验方法研究了绕轴对称体三维非定常汽蚀流动现象^[9-10].

本文鉴于离心泵汽蚀瞬态过渡过程中内部流动的机理和离心泵汽蚀过渡过程中内部流动的数值方法,对一些实际工程进行了数值模拟,旨在为离心泵发生汽蚀时的内部非稳态流动研究提供基础参考.

1 数值模拟

1.1 控制方程及湍流模型

采用雷诺平均动量方程来描述离心泵内部不可压流体的流动,流动的张量形式为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + & \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $u_i (i=1,2,3)$ 为流体流速; p 为流体压强; μ 为动力黏度; $-\overline{\rho u'_i u'_j} (i,j=1,2,3)$ 为雷诺应力.

采用 $k-\epsilon$ RNG 模型和连续性方程来封闭动量方程.模型将湍流视为受随机力驱动的输运,所以通过频谱分析方法可以消去其中的小尺度涡,并将小尺度涡的影响并入涡黏性之中,该模型适用于求解较大曲率半径和易脱流的离心泵内部流动. $k-\epsilon$ RNG 模型为

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \right] + C_r - \epsilon; \\ \frac{\partial v_i \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{C_{e1} \epsilon p_r - \Lambda_s - C_{e2} \epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (2)$$

式中: C_r 为湍动能生成率,表达式为

$$C_r = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

1.2 汽蚀模型

汽蚀模型是描述水与水蒸气之间相互转化的数学模型,本文采用全汽蚀模型且未考虑水中溶解性气体对汽蚀的影响.这种汽蚀模型可将流体的密度看作是气体质量分数的函数.一般情况下,低压区易发生汽蚀,该区也是速度相对较高的区域,在这种区域内液相和气相之间的速度滑移相当小,所以可以假设两相间的速度滑移为 0.在计算中,利用两相湍流的相互迭代,同时考虑相间作用力,便可得出液相和空泡相的收敛解^[11].

1.3 计算模型及网格划分

计算模型为带蜗壳的离心泵,性能参数:输送介质为清水,流量 $Q=20 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=30 \text{ m}$,转速为 $2\,900 \text{ r/min}$,比转速为 62,叶片数为 6.采用 PRO/E 软件生成三维计算区域,并将叶轮进口适当延伸,以保证模拟结果更加稳定.整个模型由动叶轮、静止蜗壳及进口延伸段等水体组成.在采用 CFX 软件进行模拟之前,先利用 ICEM 软件进行网格划分,网格类型为四面体非结构化网格,叶轮网格数分别为 581 014 和 240 000,蜗壳网格数分别为 371 367 和 150 000.网格划分完成后,选取 ICEM 中的 smooth 功能对网格进行光顺,结果发现各项性能参数变化很小,表明所选网格满足无关性要求.三维网格计算区域如图 1 所示.

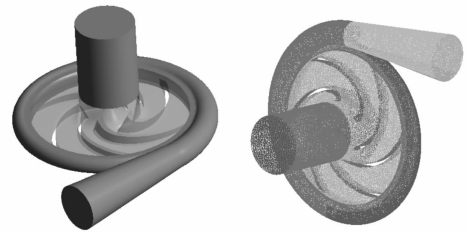


图 1 计算区域

1.4 边界条件

离心泵进口条件为压力,为了保证结果的可靠性,在定常计算的基础上先运行 0.1 s 后再监测内部流动规律.采用 CFX 的 CEL 软件设定进口压力,压力函数为

$$P(t) = \begin{cases} P_a, & t < 0.1 \text{ s} \\ p_a + C_P(t - t_0), & t \geq 0.1 \text{ s} \end{cases} \quad (4)$$

式中: P_a 为设计工况的进口压力; C_P 为压力系数, $C_P=250$; t_0 为初始时间, $t_0=0.1 \text{ s}$.

出口条件是给定出口质量流量,通过出口边界条件来控制模型的质量流量. 壁面粗糙度为 $10\text{ }\mu\text{m}$,近壁面选用标准壁面,壁面边界条件为绝热无滑移. 汽泡平均直径为 $2\text{ }\mu\text{m}$,进口处水的体积分数为 1,汽泡的体积分数为 0.

1.5 非定常模拟设置及监测点选取

叶轮的流道水体为旋转体,蜗壳水体为非旋转体,非定常计算的初始条件为定常的收敛解. 非定常计算中的交界面为 Transient Rotor-Stator 模式,适用于两种水体间的动、静干涉. 计算总时间为 1.1 s ,控制方程离散采用基于有限元的有限体积方法,扩散项和压力梯度项采用有限元形函数表示,对流项采用高分辨率模式,流场的求解用全隐式多重网格耦合方法. 将动量方程和连续性方程进行耦合求解,以克服传统 SIMPLE 系列算法反复迭代的问题,引入代数多重网格技术来保证求解的稳定性,提高计算的速度. 根据转速及旋转角度,时间步长设为 0.004 s ,最大循环步数为 5. 在计算中,能量方程的收敛精度取 10^{-6} ,其他方程的收敛精度取 10^{-4} ,当残差曲线满足精度要求时视计算收敛. 为了监测变工况下离心泵叶轮内压力变化的规律,在叶轮流道内依次选取 4 个监测点,即 I、II、III、IV,如图 2 所示. 上述监测点可完整地监测到离心泵汽蚀过渡过程中的内部流动状态.

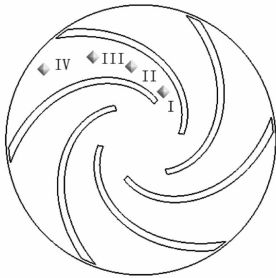


图 2 叶轮内各监测点示意图

2 计算结果与分析

离心泵汽蚀过渡工况的瞬态模型计算包括汽蚀生成、临界汽蚀余量、断裂汽蚀等随时间的连续变化,运用 CFX-POST 和 Origin 软件对计算结果进行了后处理,以获得所需的计算结果.

2.1 气体体积分数的变化

图 3 为叶轮流道内气体体积分数的分布,图 4 为叶片上的气体体积分数分布. 从图中可以看出:叶轮流道内气体体积分数随着汽蚀余量的降低而逐渐增大,特别是在叶片背面,气体体积分数随着汽蚀余

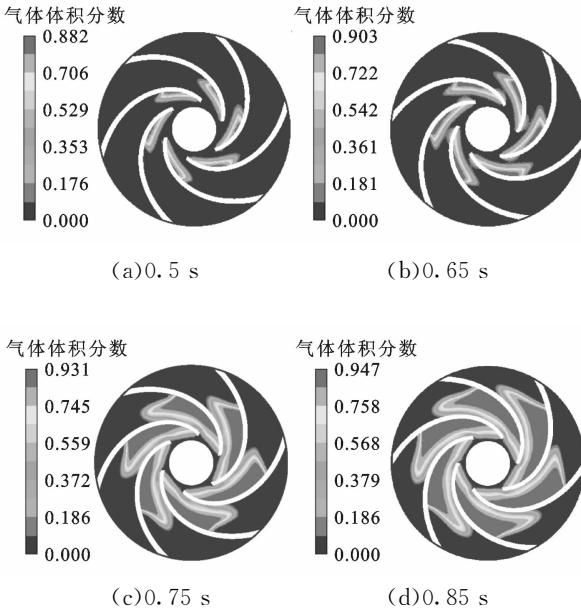
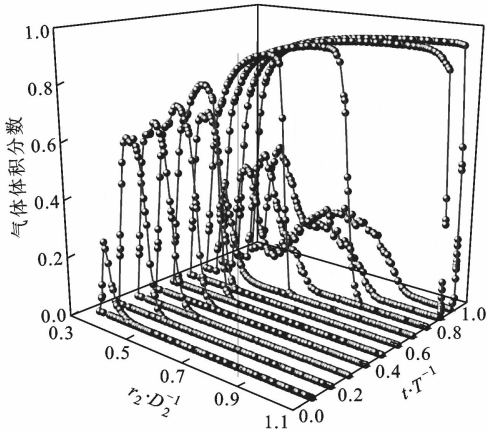


图 3 叶轮流道内气体体积分数的分布



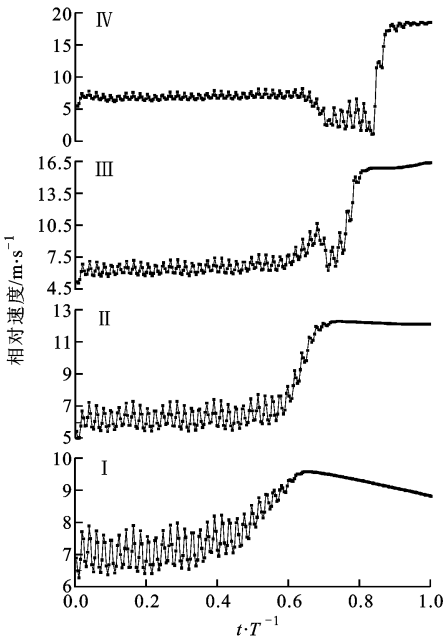
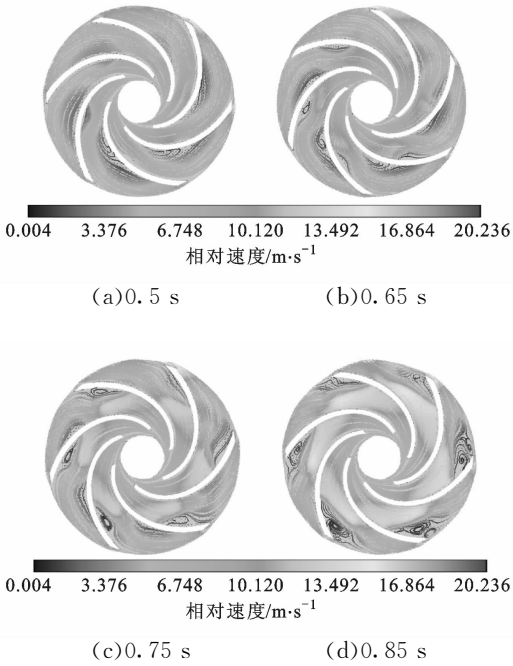
r_2 为叶轮的径向位置坐标值; D_2 为叶轮外径;
 T 为整个计算周期

图 4 叶片上气体体积分数分布

量的降低明显增加;叶片工作面上气体体积分数在 0.7 s 前一直为 0,而当汽蚀余量进一步降低时,出口处气体体积分数增大,同时叶片工作面出现了汽泡相,汽泡相将堵塞叶轮流道,进而影响叶轮内部能量的交换和传递.

2.2 相对速度的变化

图 5 为汽蚀过渡过程中叶轮内相对速度随时间的变化. 从图中可以看出:在汽蚀生成时刻(0.2 s),叶轮内相对速度未受影响,因此各个监测点相对速度变化不大且随汽蚀余量的降低有所增加;监测点 I、II 处的相对速度随着时间的推移逐渐提高,直至达到最大值,而相对速度的波动幅度则随之减小,乃至降至最小值,之后缓慢下降. 可以说,汽蚀过渡过



(e)监测点的相对速度
图 5 叶轮内部相对速度的变化

程是监测点从液相区域向汽泡相区域过渡的过程。液体相由于受到叶片与隔舌动静的干涉,使得速度波动幅度较大,受汽蚀汽泡的排挤,叶轮流道内流速逐渐增大,速度波动幅度减小,但汽泡相随着汽蚀余量的降低而继续增大。与监测点 I、II 相比,监测点 III、IV 的相对速度在 0.6 s 以后出现了无规律波动,之后急剧提速。原因是,汽蚀引起的旋涡使得叶轮流道内的速度出现无规律波动,随着汽蚀余量的降低,汽泡相继续增大,从而驱使旋涡缓慢地向叶轮出口

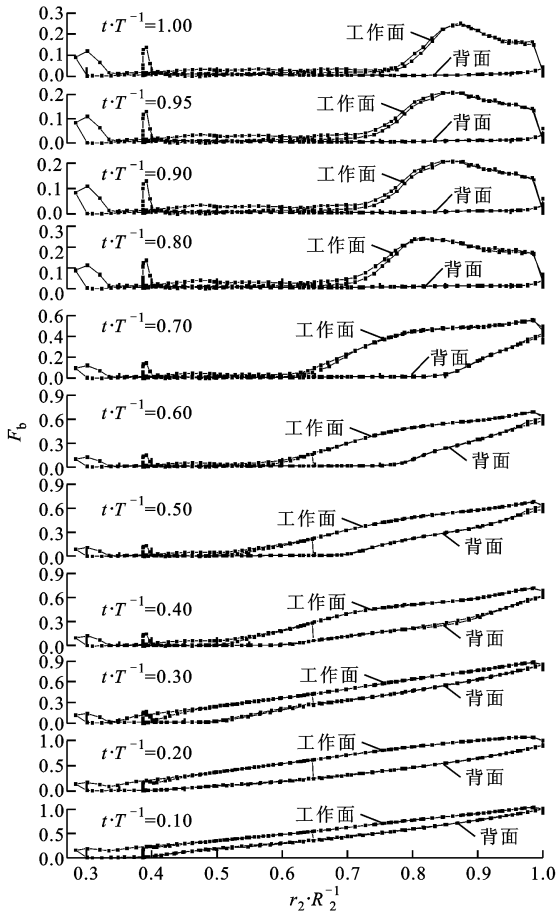
处移动,导致监测点 III、IV 急剧提速。

2.3 叶片载荷的变化

叶片表面载荷是指同一叶片在相同半径下压力面与吸力面的压力之差。通过分析叶片表面载荷分布可以获得离心泵在汽蚀过渡过程中的瞬态水力特性。图 6 为汽蚀过渡过程中瞬态叶片载荷的分布,图中的每条型线均代表叶片的工作面和背面的载荷变化。从图中可以看出,在设计工况下,叶片载荷规律分布。随着汽蚀余量的降低及汽蚀的产生和发展,叶片背面的载荷减小,工作面载荷呈现出先增再减的趋势。叶片进口处的载荷瞬态变化较大是汽蚀出现时气泡破灭产生冲击力的原故。随着汽蚀余量的继续下降,叶片进口处的瞬态载荷继续增大;叶片背面载荷几乎为 0,叶片工作面载荷沿 r_2/R_2 方向逐渐降低。在叶片工作面的出口处出现较大载荷是由汽蚀引起的旋涡所致。

2.4 变工况过渡过程瞬态径向力的变化

将叶轮与蜗壳交界面上的网格节点压力与直角坐标单位矢量做点积,求解出耦合面上的节点受力,



R_2 : 叶轮出口半径; F_b : 叶片载荷与额定工况叶片的最大载荷之比

图 6 汽蚀过渡过程中瞬态叶片载荷的分布

然后通过力的分解、合成,分别计算沿 y 、 z 方向的作用力,于是求得总作用力的大小和方向. 网格节点压力

$$F_i = p_i \left(\frac{2\pi R_2 B_2}{N} \right)$$

式中: p_i 为第 i 个节点的压强; R_2 为叶轮出口半径; B_2 为叶轮出口宽度; N 为叶轮出口与蜗壳耦合面上的节点数. 第 i 个网格节点的作用力沿 y 、 z 方向上的分量分别为

$$F_{ix} = -F_i \left(\frac{x_i}{R_2} \right); \quad F_{iy} = -F_i \left(\frac{y_i}{R_2} \right)$$

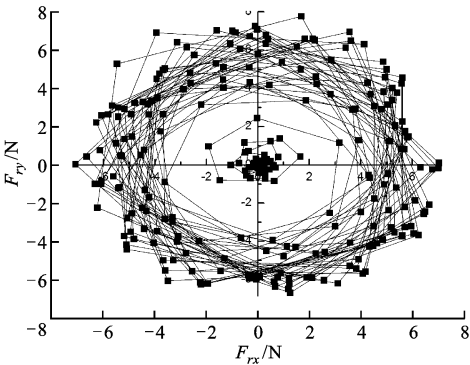
径向力

$$F_r = (F_{rx}^2 + F_{ry}^2)^{1/2}$$

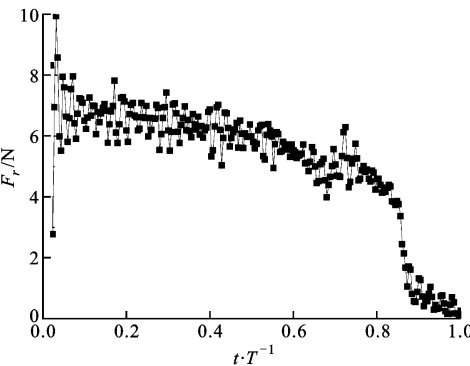
径向力与 y 轴夹角

$$\theta = \arctan \left(\frac{F_{rx}}{F_{ry}} \right)$$

图 7 为汽蚀过渡过程中瞬态径向力变化. 从图中可以看出,设计工况在向汽蚀工况的过渡过程中,随着叶轮的旋转,叶片在周期内的径向力大小和方向发生了变化,随着叶轮的旋转,叶轮受到的径向力是变化的,特别是随着汽蚀余量的降低,叶轮径向力及其瞬态变化幅度急剧减小.



(a) F_{rx} 与 F_{ry} 的关系



(b) F_r 随时间的变化

图 7 汽蚀过渡过程中瞬态径向力变化

2.5 不同流量下汽蚀过渡过程中扬程的变化

图 8 是不同流量下汽蚀过渡过程中扬程的变化. 设定: H_p 为瞬态计算扬程与额定扬程 30 m 的比值; $Q_s = XQ$, X 为系数, Q 为额定流量. 从图中可以看出:在 0.5 s 左右,汽蚀余量处于临界状态;在 0.8 s 左右,汽蚀断裂处于临界状态;扬程随着时间的推移逐渐缩短,0.85 s 左右急剧下降至最小值. 各种工况下扬程的总体变化趋势是相同的,主要差异在于:额定工况时扬程波动幅度最小,随着流量的增大或减小,扬程波动幅度逐渐增大,小流量时的扬程波动幅度最大.

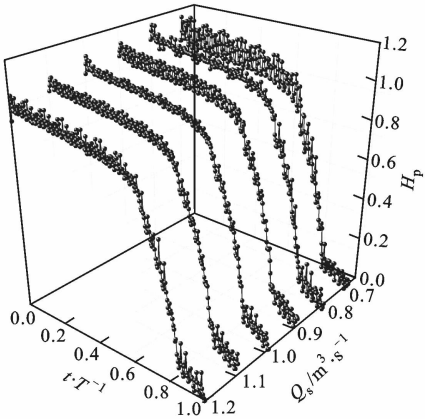


图 8 不同流量下汽蚀过渡过程中扬程的变化

3 试验结果及分析

按 GB/T 3216—2005《回转动力泵水力性能验收试验 1 级和 2 级》标准,在 2 级精度试验台上对离心泵样机进行了汽蚀试验. 试验时保持流量不变,通过调节进口水封阀来增加进口阻力,逐渐降低泵的入口压力,提高进口真空度,扬程下降 30% 处的汽蚀余量即为临界汽蚀余量,然后进一步调节阀门,直到发生汽蚀断裂为止.

图 9 为额定工况下汽蚀性能曲线. 为了清晰、准

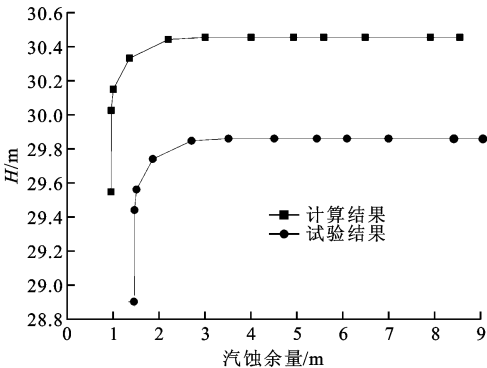


图 9 额定工况下汽蚀性能曲线

确地与试验数据做对比,特采用定常计算结果与试验数据进行对比分析.从图中可以看出,临界汽蚀余量对应扬程的数值模拟值是 33.6 m,试验值为 32.5 m,二者绝对误差在 3%左右,试验与计算结果差别不大且变化趋势相同.存在误差的原因是,离心泵铸造、加工精度不高,数值模拟时边界条件设定得不妥,网格的划分数量不足等.

4 结 论

(1)在汽蚀过渡过程中,叶片背面的气体体积分数随着汽蚀余量的降低而逐渐增大,当叶片工作面的气体体积分数大于 0 时,气泡相开始堵塞叶轮流道,进而影响叶轮内部能量的交换和传递.

(2)由汽蚀引起的旋涡使得叶轮流道内的速度出现无规律波动,从而造成靠近旋涡区和叶片工作面通道内速度和载荷增大.随着汽蚀余量的降低,气泡相继续增大,进而驱使旋涡缓慢地向叶轮出口处移动,促使汽蚀过渡区急剧提速.

(3)扬程随汽蚀余量的降低而缓慢缩短,当速度达到一定程度后扬程再次急剧下降.不同工况下扬程波动的幅度有所不同,小流量时扬程波动幅度最大.

参考文献:

- [1] ESCALER X, EGUSQUIZA E, FARHAT M, et al. Vibration cavitation detection using onboard measurements[C]//5th International Symposium on Cavitation. Osaka, Japan; Osaka University, 2003:72-80.
- [2] LAHDELMA S, JUUSO E K. Vibration analysis of cavitation in Kaplan water turbine[C]//17th IFAC World Congress. Amsterdam, Netherlands; Elsevier, 2008: 180-186.
- [3] XAVIER E, EDUARD E, MOHAMED F, et al. Detection of cavitation in hydraulic turbines [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(4): 983-1007.
- [4] KUBOTA A, KATO H, YAMAGUCHI H. Unsteady structure measurement of cloud cavitation on a foil section using conditional sampling technique[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1989, 111(2): 204-210.
- [5] COCHARD H, HOLTITA T, HERBETTE S, et al. New insights into the mechanisms of water-stress-induced cavitation in conifers[J]. Plant Physiology, 2009, 151(2):949-954.
- [6] 段向阳, 王永生, 苏永生, 等. 离心泵空化监测试验[J]. 振动测试与诊断, 2011, 31(31):385-388.
- DUAN Xiangyang, WANG Yongsheng, SU Yongsheng, et al. Experimental study of cavitation monitoring in centrifugal pump [J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2011, 31(31):385-388.
- [7] 张涛, 陈次昌, 吕东莉, 等. 含沙水流中空化促进磨损破坏机理 [J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(4):297-302.
- ZHANG Tao, CHEN Cichang, LÜ Dongli, et al. Mechanism of silt abrasion enhanced by cavitation in silt laden water flow [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4):297-302.
- [8] 谭磊, 曹树良, 桂绍波, 等. 带有前置导叶离心泵空化性能的试验及数值模拟[J]. 机械工程学报, 2010, 46(18):177-182.
- TAN Lei, CAO Shuliang, GUI Shaobo, et al. Experiment and numerical simulation of cavitation performance for centrifugal pump with inlet guide vane[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(18):177-182.
- [9] 黄彪, 王国玉, 权晓波, 等. 绕平头回转体非定常空化流体动力特性研究[J]. 实验流体力学, 2011, 25(2):22-28.
- HUANG Biao, WANG Guoyu, QUAN Xiaobo, et al. Study on the unsteady cavitating flow dynamic characteristics around a 0-caliber ogive revolution body[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2011, 25(2):22-28.
- [10] 张博, 王国玉, 黄彪, 等. 绕水翼空化非定常动力特性的时频分析 [J]. 实验流体力学, 2009, 23(3):44-49.
- ZHANG Bo, WANG Guoyu, HUANG Biao, et al. Unsteady dynamics of cavitating flows around a hydrofoil [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2009, 23(3):44-49.
- [11] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI Huiying, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. Transactions of the ASME: Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3):617-624.

(编辑 苗凌)