

DOI:10.7652/xjtuxb201411008

大型轴流泵空化特性的数值模拟

燕浩, 刘梅清, 梁兴, 林鹏, 吴远为

(武汉大学动力与机械学院, 430072, 武汉)

摘要: 为了研究大型立式轴流泵内部的空化特性问题,选取幸福泵站中叶轮直径为 2.80 m 的机组作为研究对象,分别进行了试验研究和数值模拟,计算结果与试验结果相吻合,验证了数值模拟的准确性,得到该泵的汽蚀余量为 4.86 m,临界空化压力为 48.50 kPa。模拟结果表明:在泵的进口压力从 47.00 kPa 下降到 42.00 kPa 的过程中,空化持续长度从 0.24 迅速变化到 1,空化迅速扩散至整个叶片;当流量大于设计值时,空化只发生在工作面靠近叶片进口边处,而当流量小于设计工况时,空化主要发生在叶片吸力面,且当液流角 β'_1 小于翼型最大厚度处斜率所对应的角度 α 时,叶片吸力面形成 1 个空化区域,当 β'_1 大于 α 时,叶片吸力面将会形成 2 个空化区域;当大型轴流泵发生空化时,增大进口压力至临界空化压力以上可以有效消除内部空化现象;通过调整运行流量至设计流量附近,可以有效减弱泵内部的空化程度。

关键词: 轴流泵;空化;数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)11-0044-07

Numerical Simulation on Cavitation Behavior of Large-Scale Axial-Flow Pumps

YAN Hao, LIU Meiqing, LIANG Xing, LIN Peng, WU Yuanwei

(School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: To study the cavitation behavior of large-scale vertical axial-flow pumps, it is necessary to establish accurate prediction methods. In this paper, the real pump with an impeller diameter of 2.80 m in Xing Fu Pumping Station is chosen as the research object. Firstly, through the comparison of numerical and experimental results, the accuracy of numerical simulation is proved. The pump's net positive suction head (NPSH) is 4.86 m, and its critical vapor pressure (P_c) is 48.50 kPa. Then changing the pump inlet pressure, the results show that the cavitation last length (χ) is rapidly changed from 0.24 to 1.00 along with the pressure from 47.00 kPa to 42.00 kPa, and the cavitation area quickly spreads to the whole blades. Changing the pump operating conditions, the results show that cavitation only occurs on the working side near the blades' inlet under the large flow conditions, and mainly appears on the suction side of the blades under the conditions of low flow rates. When the liquid angle $\beta'_1 < \alpha$, there is one cavitation zone, and when $\beta'_1 > \alpha$, two cavitation zones appear. Eventually, cavitation can be effectively eliminated by increasing the inlet pressure to higher than the critical pressure P_c , and can be effectively reduced by adjusting the operation state to the optimal condition.

Keywords: axial-flow pump; cavitation; numerical simulation

收稿日期: 2014-03-17。 作者简介: 燕浩(1985—),男,博士生;刘梅清(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50879062);湖北省水利重点科研课题(HBSLKJ201307)。

网络出版时间: 2014-09-02

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140909.0908.003.html>

大型轴流泵是一种大流量、低扬程、高比转速泵型,是水利工程的重要组成部分,特别是城市排水泵站,除排放雨水外,还承担着城市生活污水、生产废水的排放任务,其安全稳定运行对国民经济可持续发展具有重要作用。机组内的空化是影响泵站稳定与安全运行的关键因素,空化会对过流部件产生破坏,引起泵内流态发生改变,而流态改变又会加剧空化发展,甚至使机组无法正常工作,因此,对其内部的空化特性进行研究具有重要意义。

随着计算流体力学(CFD)技术在水力机械上的成熟应用,使得对大型轴流泵内部空化性能的预测成为可能^[1]。学者们采用有限体积法对叶片直径在 300 mm 左右的轴流泵模型的空化特性进行了预测,并取得了一定的研究成果,其中:张德胜等采用不同湍流模型对轴流泵叶顶泄漏及其内部空化特性进行了数值模拟,并通过可视化试验进行了验证,表明 SST(shear-stress transport)湍流模型与试验结果吻合较好^[2-3];施卫东等利用 ANSYS CFX 软件对叶轮区域的空化特性进行了数值模拟,并分析了不同叶片数对轴流泵模型空化特性的影响^[4-5];张睿等对斜式轴流泵内部的空化进行了数值模拟,证明标准 $k-\epsilon$ 模型能够较好地预测空化性能^[6];杨正军等采用汽液两相流理论对轴流泵模型的空化进行了预测,通过改变进口压力成功地捕捉到了空化的发生、发展过程^[7]。

上述研究成果多是针对小型轴流泵模型空化特性的相关性研究,而当模型泵与真机泵的结构尺寸相差较大时,按照相似定律换算得到的汽蚀曲线误差较大^[8],并不能准确地预测真机泵内部的空化情况。本文采用 SST 湍流模型,通过改变大型轴流泵的运行参数(进口压力、流量)对其内部的空化特性进行分析,预测空化区域范围,深入探讨空化产生的机理,以确保机组的安全稳定运行提供参考。

1 模型的建立

选取幸福泵站 28CJ-70 型立式轴流泵(以下简称大型轴流泵)作为研究对象,该泵的设计流量 $Q=21.28\text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 $H=5.30\text{ m}$,转速 $n=150\text{ r}/\text{min}$ 。表 1 列出了叶轮和导叶的主要几何参数,其中 D_2 为叶轮出口直径, D_h 为叶轮轮毂直径, β_1 为叶轮轮毂翼型安放角, β_2 为叶轮中间翼型安放角, β_3 为叶轮轮缘翼型安放角, Z_v 为叶轮叶片数, δ 为叶轮与导叶间的间隙, β_4 为导叶轮毂翼型安放角, β_5 为导叶中间翼型安放角, β_6 为导叶轮缘翼型安放角,

Z_b 为导叶叶片数。

表 1 大型轴流泵的主要几何参数

D_2/mm	D_h/mm	$\beta_1/(\text{^\circ})$	$\beta_2/(\text{^\circ})$
2 800	1 370	28.70	19.60
$\beta_3/(\text{^\circ})$	Z_v	δ/mm	$\beta_4/(\text{^\circ})$
14.20	4	360	60.50
$\beta_5/(\text{^\circ})$	$\beta_6/(\text{^\circ})$	Z_b	导叶叶片形状
72.20	79.10	6	圆弧型

2 数值模拟

2.1 计算区域与网格生成

大型轴流泵的计算区域包含进水直管、叶轮、导叶和出水直管,根据其水力部件木模图,采用 PRO\ E 5.0 三维建模软件来建立三维计算模型,如图 1 所示。

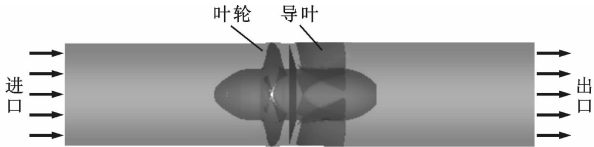


图 1 大型轴流泵的三维计算模型

由于该泵的结构尺寸较大,一般的非结构网格划分会使总体网格数量庞大,甚至无法计算,因此需要对关键性水力部件进行局部加密。关键水力部件的近壁区黏性底层距离 y^+ 对网格总数和网格质量具有较大影响,并影响黏性底层数据信息的捕捉。 y^+ 可由下式确定

$$y^+=\frac{\Delta y\rho}{\mu}\left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2}\tag{1}$$

式中: ρ 为液体密度, kg/m^3 ; μ 为动力黏度, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; τ_w 为壁面切应力, N ; Δy 为第一层网格节点到壁面网格的距离, m 。

本文采用 ICEM 软件分别对泵的各水力部件进行网格划分,选用自适性很强的四面体和三角锥混合型网格对大型轴流泵模型进行处理,其中关键性部件(叶轮和导叶)的近壁面黏性底层满足 $y^+\leq 50$ 的要求,其他过流部件满足 SST 湍流模型对近壁面黏性底层的要求($y^+<50$)。对模型进行网格无关性验证,其中 y^+ 及网格数见表 2。从表 2 中可以看到,当网格总数为 1 331 万个时,轴流泵的扬程变化为 0.6%,表明这个网格总数对该模型泵较为合适(如图 2 所示)。

表 2 网格无关性验证

序号	y^+	网格数/ 10^4				扬程/m	增比/%
		叶轮	导叶	进口直管	出口直管		
1	15	72.10	75.80	56.70	80.20	3.26	
2	12	243.10	147.30	103.80	124.30	4.12	20.87
3	10	332.80	255.10	185.30	172.40	4.71	12.50
4	9	332.80	348.90	185.30	172.40	4.98	5.23
5	8	474.60	498.70	185.30	172.40	5.01	0.60
6	7	709.20	744.90	185.30	172.40	4.98	-0.40

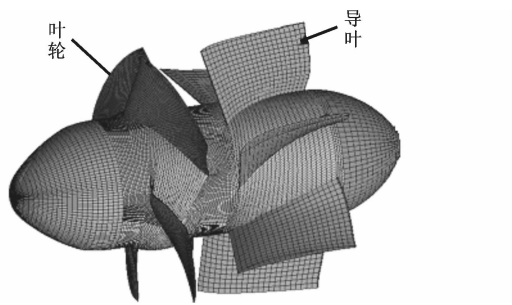


图 2 大型轴流泵的网格图

2.2 参数设置

采用两相流混合模型控制方程和空化模型来描述气相与液相之间发生的质量传递过程。由于在大型轴流泵内部空化主要发生在叶片的近壁面附件等处^[8],故要求计算结果能够准确预测叶片近壁面边界层的分离情况。本文选取 $k-\omega$ SST 湍流模型,该模型综合了 $k-\omega$ 模型在近壁区计算的优点和 $k-\epsilon$ 模型在远场计算的优点。 $k-\omega$ SST 湍流模型较传统的 $k-\epsilon$ 湍流模型更适用于分离流动的计算。进口条件为压力进口,出口条件为质量流量出口,计算收敛标准设为 10^{-5} ,输送介质为 25℃ 的水,分析类型为稳态。这样,通过改变出口质量流量可以计算出大型轴流泵的外特性曲线^[9-10]。

3 试验与数值计算结果的比较

为了能够有效地验证数值计算的正确性,采用开式试验装置(如图 3 所示)对大型轴流泵进行试验研究。试验测量元件的精度与文献[11]中的试验测量元件精度相当:测量大型轴流泵进、出口压力用的压力传感器的测量精度为 $\pm 0.10\%$;超声波流量计的测量精度为 $\pm 0.50\%$;测量电机轴功率的扭矩仪的测量精度为 $\pm 0.40\%$ 。

图 4 是大型轴流泵外特性的试验曲线与数值计算结果,其中横坐标 Q/Q_s 为流量系数,表示运行流量与设计流量之比;纵坐标 σ 为偏移系数,表示扬程

或效率分别与设计扬程或设计效率之比。从图 4 中可以看出:外特性的数值计算结果与试验曲线吻合较好,在设计流量下扬程误差和效率误差分别为 5.47% 和 3.31%,计算结果完全能满足工程应用的要求^[4]。因此,本文的数值计算能较准确地计算大型轴流泵的外特性,采用 $k-\omega$ SST 湍流模型能够准确地对其内部空化特性进行预测。

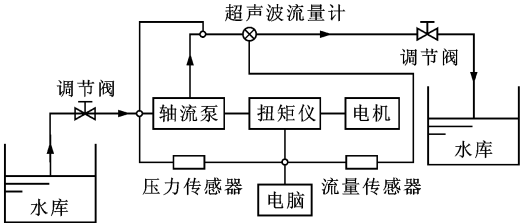


图 3 大型轴流泵的开式试验装置图

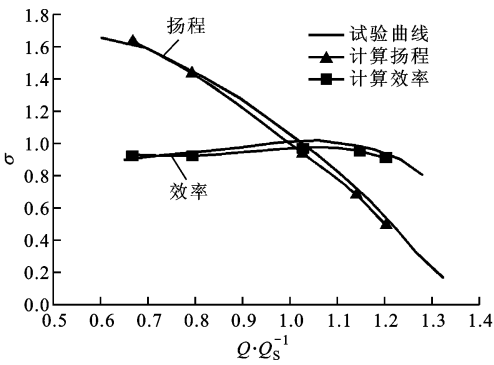


图 4 大型轴流泵外特性的试验曲线和数值计算结果比较

改变叶轮的进口压力会改变装置的汽蚀余量,从而使泵发生空化。当大型轴流泵的扬程与设计工况点的扬程相比下降了 3% 时,将该点定义为空化临界点^[12]。从表 3 中可以看到:当泵的进口压力大于 50 kPa 时,扬程基本不变;当进口压力降至 48.5 kPa,即汽蚀余量为 4.57 m 时,扬程下降了 2.99%,可以近似认为该点为空化临界点($P_c=48.5$ kPa);随着进口压力继续降低,扬程也迅速下降,会发生严重的空化,甚至使泵不能正常工作。为了进一步研究大型轴流泵内部的空化特性,下节将通过改变泵的进

口压力和运行流量来进行微观分析。

表 3 大型轴流泵进口压力与汽蚀余量的关系

计算序号	进口压力/kPa	汽蚀余量/m	扬程/m	扬程降/%
1	100.0	9.98	5.01	
2	80.0	7.79	4.97	0.80
3	60.0	5.75	4.99	0.40
4	50.0	4.81	4.93	1.59
5	48.5	4.62	4.92	1.79
6	48.0	4.57	4.86	2.99
7	47.0	4.52	4.77	4.79
8	45.0	4.42	4.57	8.78
9	42.0	2.90	3.91	21.96

4 计算结果及分析

采用 CFX 空化模型对大型轴流泵进行数值计算。该模型基于 Rayleigh-Plesset 方程对气泡的产生、发展及溃灭过程进行描述,其中空化体积分数 φ_v 用下式来表达

$$\frac{\partial(\rho_v \varphi_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \varphi_v u_j)}{\partial x_j} = m \tag{2}$$
$$m = \begin{cases} -F_e \frac{3\varphi_{nuc}(1-\varphi_v)\rho_v}{R_B} \left(\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}\right)^{1/2} & (p < p_v) \\ F_c \frac{3\varphi_v \rho_v}{R_B} \left(\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}\right)^{1/2} & (p > p_v) \end{cases} \tag{3}$$

式中: m 为空化源项,控制气相与液相之间的质量传递速率;汽化系数 $F_e=50$;凝结系数 $F_c=0.01$;气核的体积分数 $\varphi_{nuc}=5\times10^{-4}$;空泡半径 $R_B=1\times10^{-6}\text{ m}$ 。

4.1 进口压力变化对空化体积分数的影响

引起大型轴流泵内部空化的原因主要有 2 个:一是机组装置汽蚀余量的改变,亦即进口压力的改变(如表 3 所示);二是运行流量的改变。本节将分别对这 2 种情况进行空化数值模拟,找出空化发生的主要区域以及关键性影响因素。图 5 是进口压力改变对区域性空化体积分数的影响情况。

从图 5 中可以看到:当泵的进口压力为 48.5 kPa 时,大型轴流泵叶轮区域发生空化的范围较小,主要集中在叶轮轮缘处和靠近叶轮出口处;由于在靠近叶片吸力面附近流体发生分离时会产生局部低压区,图示区域的压力低于汽化压力(3 574 Pa),因而使流体呈现出空化;随着进口压力继续降低,空化范围迅速增大,当进口压力降到 45.0 kPa 时,空化区域的面积达到叶片吸力面表面积的一半以上(从表

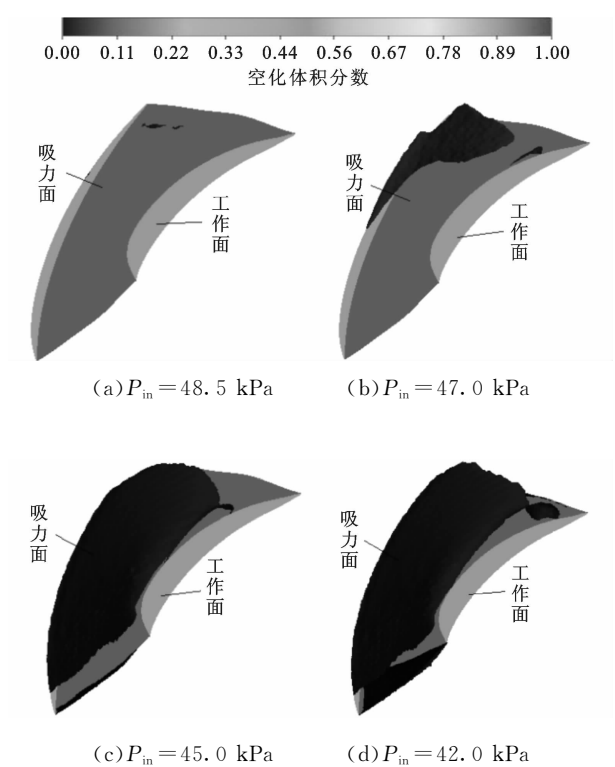


图 5 泵的进口压力对区域性空化体积分数的影响

3 可以看到此时泵扬程下降了 8.78%);当进口压力下降到 42.0 kPa 时,空化区域包含了整个叶片吸力面,并延伸到叶片工作面(此时扬程下降了 21.96%)。

图 6 为泵进口压力变化时,大型轴流泵叶轮中间流道叶片翼型截面处的空化体积分数分布情况。为了能够较好地描述大型轴流泵内部空化发生、发展及溃灭的过程,定义归一化空化持续长度

$$\chi = \frac{\Delta l}{L} \tag{4}$$

式中: L 为中间翼型弦长, $L=1\,287\text{ mm}$; Δl 为空化区域沿叶片弧长的长度。

从图 6 中可以看出:随着进口压力降低,空化起始点向叶片进口方向移动;当泵进口压力降到 47.0 kPa 时,归一化空化持续长度 χ 为 0.24;随着进口压力进一步降低, χ 值迅速增大,当泵进口压力降到 42.0 kPa 时, $\chi \approx 1$,空化范围包含整个叶片吸力面,已经延伸到叶片工作面,进而影响整个叶轮内部的流动,致使泵扬程急剧下降。因此,在大型轴流泵的实际工作中,当泵的进口水位下降到空化临界压力时,应立即停泵,以避免因进口水位的进一步降低而发生严重空化现象。

4.2 流量变化对空化体积分数的影响

4.2.1 计算结果 图 7 所示为流量改变对大型轴

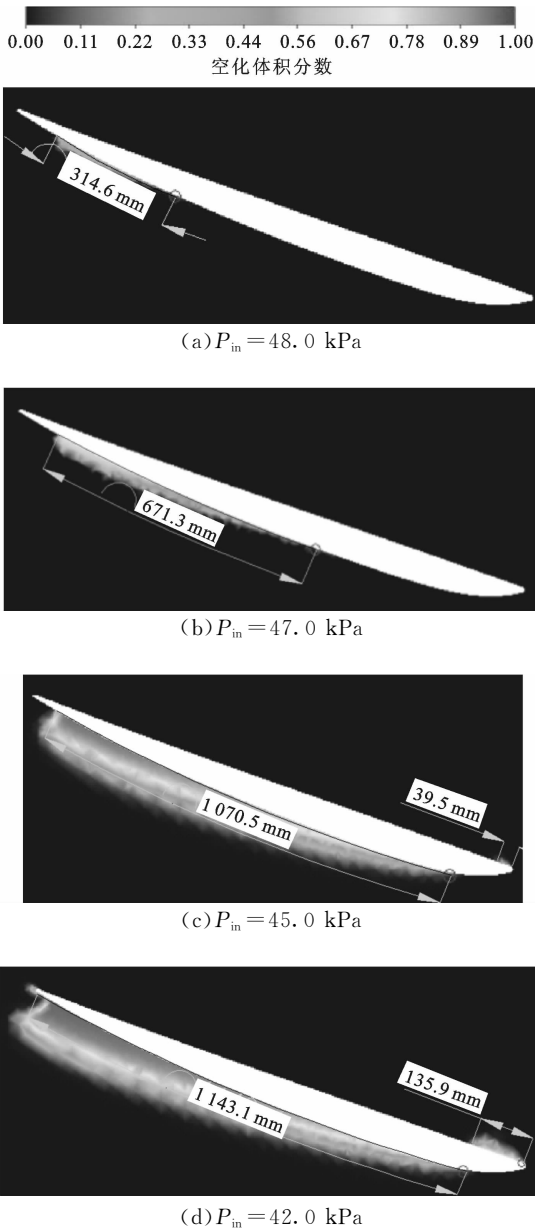


图 6 泵的进口压力对叶片翼型截面处空化体积分数的影响

流泵内部空化体积分数的影响,从中可以看到:随着流量逐渐减小,空化区域呈现先减小后增大的趋势;在大流量时空化区域主要集中在进口处,随着流量逐渐接近设计流量,此区域逐渐减小,在设计流量($Q=21.28\text{ m}^3/\text{s}$)时不发生空化;当流量减小到设计流量以下时,空化再次出现;当流量减小到 $16.90\text{ m}^3/\text{s}$ 时,空化主要发生在靠近轮缘处,随着流量的进一步降低,此空化区域进一步扩大。

为了更好地体现大型轴流泵的运行流量变化对其空化性能的影响,对叶片中间流道叶片翼型表面处的空化体积分分数分布情况进行了分析,结果如图 8 所示:当流量大于设计工况时,空化主要发生

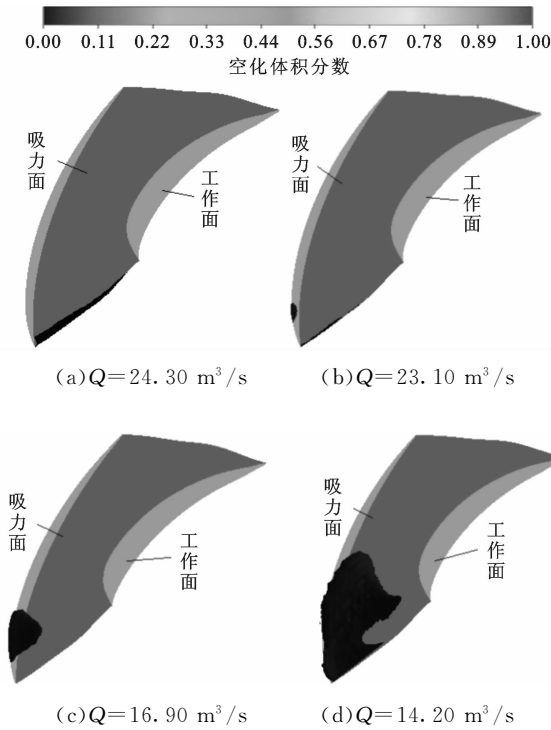


图 7 运行流量对空化体积分数的影响

在叶片工作面靠近进口处;当流量小于设计工况时,空化区域由 2 部分组成,一部分在叶片吸力面靠近进口边处,另一部分在叶片最大厚度稍后处,以后者为主。

4.2.2 理论分析 采用进口速度三角形对上述计算结果进行分析。如图 9 所示,当流量大于设计工况时,由于 $V_m' > V_m$,致使进口稍前的液流角 β_1' 大于翼型安放角 β ,由此形成了一个正冲角 $\Delta\beta$,从而在叶片工作面进口边处出现旋涡,产生了局部低压区,当该低压区的压力低于汽化压力时,将会发生空化。当流量小于设计工况时,由于 $V_m' < V_m$,致使进口稍前的液流角 β_1' 小于翼型安放角 β ,由此形成一个负冲角 $\Delta\beta$,当液流角 β_1' 小于翼型最大厚度处斜率所对应的角度 α 时,在叶片最大厚度($\delta_{\max}$)稍后的吸力面处流体开始出现分离现象,形成一个旋涡,对应一个局部低压区;当液流角 β_1' 大于 α 时,在叶片吸力面最大厚度稍后处和叶片吸力面靠近进口边处将会形成 2 个旋涡,对应 2 个局部低压区,当这些低压区的压力均小于汽化压力时,将会产生 2 个空化区域。图 8c 和 8d 所示的 2 个空化区域与理论分析结果(见图 9b)相符,进而验证了数值计算的正确性。

4.3 进口压力和运行流量对空化的影响

通过 4.1 节可知,在设计流量下,当泵的进口压力降到临界空化压力以下时,泵内就会发生空化,随着进口压力降低,空化区域迅速扩大。因此,当泵内

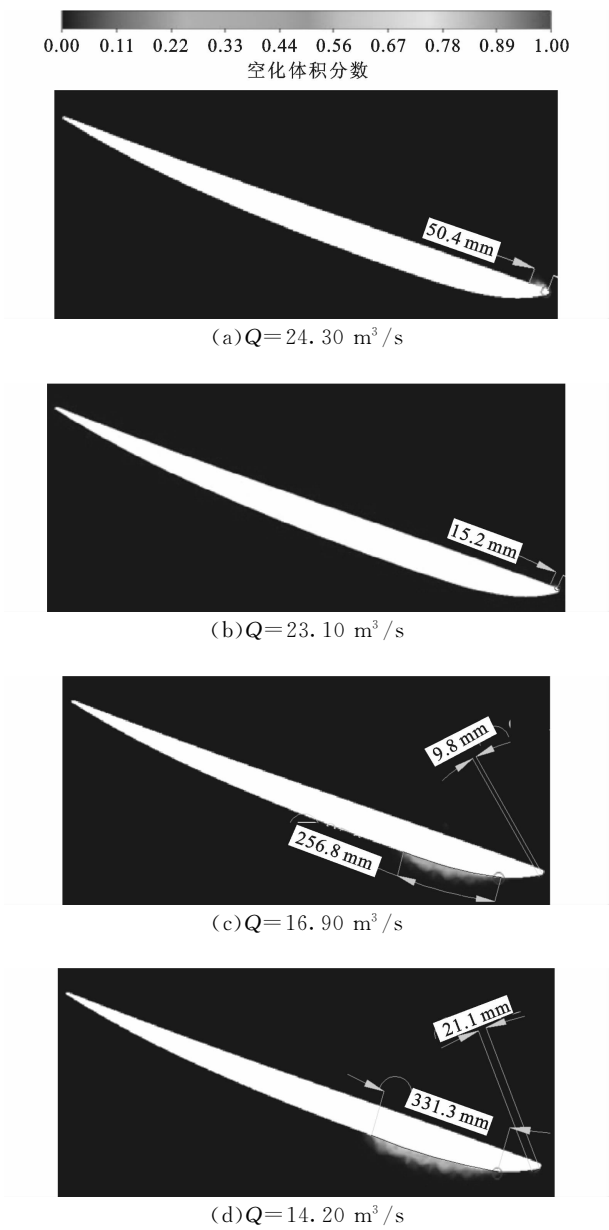


图 8 运行流量对大型轴流泵内部空化体积分数分布的影响

由于压力变化而发生空化时,降低进口压力会使空化区域进一步增大,而增大进口压力至临界空化压力以上可以有效消除空化现象。下面分析在临界空化压力下改变运行流量对泵内空化体积分数的影响。

从图 10 中可以看出,当泵达到临界空化压力时,归一化空化持续长度较设计流量时有明显增大,无论是增大流量还是减小流量,均会增大空化体积分数。当在大流量下泵内发生空化时,比较图 10a 与图 8b 可以发现,随泵的进口压力降低,空化持续长度不仅在叶片工作面进一步扩大(约为 6.40 倍),而且在叶片吸力面也将出现大面积空化区域。当在小流量下泵内发生空化时,比较图 10b 与图 8c 可以

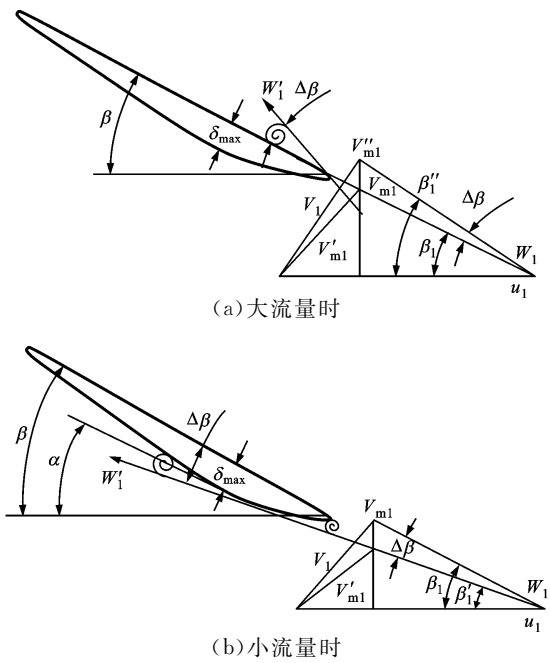


图 9 叶片进口速度三角形分析

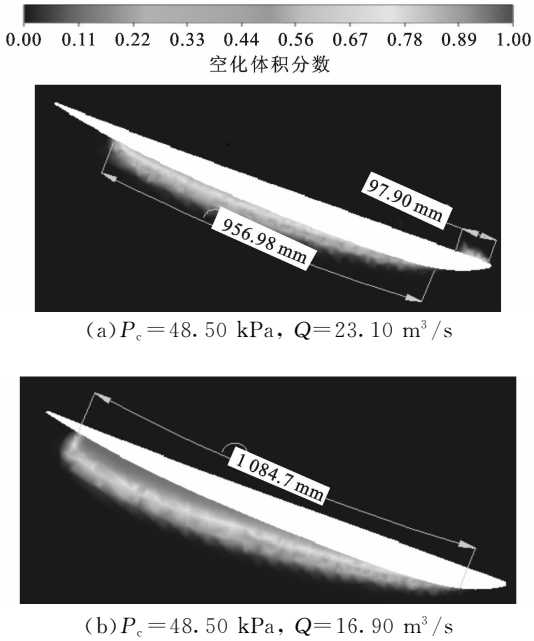


图 10 临界空化压力下运行流量变化对泵内空化体积分数分布的影响

看出,随进口压力降低,空化持续长度明显增加(约为 4.22 倍)。因此,当泵内发生空化时,实际运行流量偏离设计流量将使空化进一步扩大。相反,当泵在偏离设计流量下运行而发生空化时,将运行流量调节至设计流量附近可以有效减弱泵内的空化。

综上所述,当大型轴流泵的进口压力达到临界空化压力后,将会出现空化现象,无论是增大流量还是减小流量均会使空化进一步扩大;随进口压力降低,空化体积分数将迅速增大,致使泵的整体性能迅

速下降,甚至不能正常工作。增大泵的进口压力至临界空化压力以上,可以有效消除空化现象;当泵由于运行流量改变而发生空化时,通过将运行流量调节至设计流量附近,可以有效减弱空化的程度。

5 结 论

(1)本文采用 $k-\omega$ SST 湍流模型对大型轴流泵机组进行了数值模拟,并通过试验验证了数值计算的准确性,得到大型轴流泵的汽蚀余量为 4.86 m,临界空化压力为 48.5 kPa。

(2)当进口压力下降到临界空化压力的 0.97 倍时,归一化空化持续长度 χ 为 0.24;当进口压力进一步降低到临界空化压力的 0.87 倍时, $\chi \approx 1$,空化迅速扩展至叶片工作面,影响整个叶轮的内部流动,致使泵的扬程急剧下降。

(3)当流量大于设计流量时,空化只发生在工作面靠近叶片进口边;当流量小于设计流量时,空化主要发生在叶片吸力面;当液流角 β'_1 小于 α 时,在叶片吸力面将会形成 1 个空化区,而当 β'_1 大于 α 时,在叶片吸力面将会形成 2 个空化区。

(4)当泵发生空化时,增大泵的进口压力至临界空化压力以上可以有效消除空化现象,调节运行流量至设计流量附近可以有效减弱空化现象。

参考文献:

- [1] 王福军,黎耀军,王文娥,等. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考 [J]. 排灌机械, 2005, 23(5): 1-10.
WANG Fujun, LI Yaojun, WANG Wen'e, et al. Analysis on CFD application in water pumps [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(5): 1-10.
- [2] 张德胜,吴苏青,施卫东,等. 不同湍流模型在轴流泵叶顶泄漏涡模拟中的应用与验证 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(13): 46-53.
ZHANG Desheng, WU Suqing, SHI Weidong, et al. Application and experiment of different turbulence models for simulating tip leakage vortex in axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(13): 46-53.
- [3] 张德胜,吴苏青,施卫东,等. 轴流泵小流量工况条件下叶顶泄漏空化特性 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(22): 68-76.
ZHANG Desheng, WU Suqing, SHI Weidong, et al. Characteristics of tip leakage vortex cavitation in axial flow pump at small flow rate condition [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineer-

ing, 2013, 29(22): 68-75.

- [4] 施卫东,李通通,张德胜,等. 轴流泵叶轮区域空化特性数值模拟 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 88-96.
SHI Weidong, LI Tongtong, ZHANG Desheng, et al. Numerical simulation on cavitating characteristic in impeller of axial-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(13): 88-96.
- [5] 施卫东,吴苏青,张德胜,等. 叶片数对高比转数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]. Journal of Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72-77.
- [6] ZHANG Rui, CHEN Hong-xun. Numerical analysis of cavitation within slanted axial-flow pump [J]. Journal of Hydrodynamics, 2013, 25(5): 663-672.
- [7] 杨正军,王福军,刘竹青,等. 基于 CFD 的轴流泵空化特性预测 [J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 11-17.
YANG Zhengjun, WANG Fujun, LIU Zhuqing, et al. Prediction of cavitation performance of axial-flow pump based on CFD [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1): 11-17.
- [8] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2010: 74-80.
- [9] YANG Sun-Sheng, DERA KHSHAN S, KONG Fan-Yu. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance [J]. Renewable Energy, 2012, 48: 507-513.
- [10] SPENCE R, AMARAL-TEIXEIRA J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computers and Fluids, 2008, 37(6): 690-704.
- [11] 杨孙圣,孔繁余,陈浩,等. 叶片进口安放角对液力透平性能的影响 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2013, 44(1): 108-114.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, CHEN Hao, et al. Effects of blade inlet angle on performance of pump as turbine [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2013, 44(1): 108-114.
- [12] ANSI/API Standard 610. ISO 13709: 2009 (Identical) Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries[S]. 11th ed. Geneva, Switzerland: ISO, 2010.

(编辑 葛赵青 苗凌)