

不同空化数下轴流泵叶顶间隙区空化特性^{*}

张德胜 王海宇 施卫东 邵佩佩 潘大志

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 基于修正的 SST $k-\omega$ 湍流模型和空化模型, 对叶顶间隙为 0.5 mm 轴流泵模型进行了数值计算, 分析了不同空化数下叶顶区不同圆柱截面的空化面积、叶轮出口轴向速度以及叶顶区空泡体积分数等特性。数值计算与高速摄影试验结果表明, 数值模拟方法准确预测了轴流泵 NPSH 曲线和叶顶区空化流场; 轴流泵初生空化出现在叶顶区, 其空化类型主要包括刮起涡空化、泄漏流空化、卷吸区空化及叶顶泄漏涡空化; 在空化数为 0.451 时, 叶顶泄漏涡具有明显的涡带空化特性, 随着空化数的逐渐降低, 叶顶泄漏涡卷吸区的空化范围逐渐扩展, 并与泄漏流空化区连成一片, 且空泡云扩展到整个叶片吸力面; 在间隙泄漏流作用下, 叶轮出口轴向速度在靠近间隙区域逐渐降低, 并随着空化数减小, 轴面速度进一步下降; 在不同空化数下, 叶片吸力面圆周截面空化面积系数从轮毂到轮缘先增大, 在叶片中部达到最大值, 然后迅速减小, 在叶顶区由于受到间隙效应的影响, 叶顶区空化面积迅速增大。

关键词: 轴流泵 空化 叶顶泄漏涡 轴面速度 高速摄影

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0115-07

引言

轴流泵广泛应用于农田灌溉、水利调水、核电火电、船舶喷水推进和导弹发射等国民经济重要领域^[1]。轴流泵叶轮和端壁间不可避免地存在间隙泄漏流, 泄漏流对叶轮区域流场结构、能量传输、负荷能力及损失有着重要影响^[2-6], 且泄漏流涡核处压力较低, 常常诱导空化的发生, 泄漏流的空化将干涉流场结构, 破坏流动的稳定性, 且对转轮外缘和端壁区产生空蚀破坏, 对轴流泵的运行稳定性、振动噪声等都有重要的影响^[7-9]。近几年, 国内外均对轴流泵叶顶间隙泄漏流和泄漏涡进行了较为广泛的研究。施卫东等采用数值模拟对不同叶顶间隙下轴流泵内部流场和涡带进行了预测^[10]。张德胜等数值分析了轴流泵叶顶间隙区轴面速度和环量等参数的分布特性^[11]。Okita 采用 LES 数值模拟发现间隙泄漏涡带对流道造成了流动堵塞^[12]。Masahiro 基于大涡模拟发现轴流式转轮端壁区复杂流场中泄漏涡占主导地位, 并基于端壁区压力场分析出叶顶间隙附近涡核的低压区是导致空化的主要原因^[13-14]。Wu 等对喷水推进泵叶顶间隙泄漏流的流场结构以及湍动能等分布通过 PIV 实验进行实验测量和分析^[15-16]。Laborde 等通过高速摄影对前弯和后弯几

种不同结构的转轮的泄漏空化涡带进行了拍摄, 观察到不同叶顶断面形状产生的泄漏空化涡的特征^[17]。

轴流泵叶顶泄漏流中伴随的空化现象对流动也具有重要的影响, 空化所带来的破坏问题也越来越得到重视。由于轴流泵叶顶间隙的尺度非常小, 叶顶区微观流场的空化流计算存在一定的难度, 研究进展也较缓慢, 本文采用修正的 SST $k-\omega$ 和可压缩空化模型计算叶顶区空化流场, 并进行高速摄影试验验证, 旨在深入掌握轴流泵内部复杂空化特性, 为控制叶顶区空化和空蚀提供理论依据。

1 轴流泵模型与模拟方法

1.1 几何模型

本文选取南水北调工程天津同台实验的 TJ04-ZL-02 型轴流泵模型为原型泵, 以其等比例缩放后叶轮直径为 200 mm 的模型泵为研究对象。过流部件主要有叶轮、导叶以及后部支撑板, 叶轮叶片数 $z=4$, 导叶叶片数 $z'=7$, 转速 $n=1450$ r/min。模型泵结构图如图 1 所示。

1.2 网格划分

叶轮选用 C 型网格拓扑结构环绕叶片拓扑, 且为了控制叶片近壁面的边界层分布, 选用 O 型拓扑

收稿日期: 2013-02-21 修回日期: 2013-03-22

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51109093、51079063)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011503)、中国博士后科学基金资助项目(2011M500117、2012T50468)、江苏省六大人才高峰资助项目(2011-ZBZZ-015)和江苏省优势学科建设工程资助项目

作者简介: 张德胜, 副研究员, 博士, 主要从事流体机械设计理论及流动特性研究, E-mail: zds@ujs.edu.cn

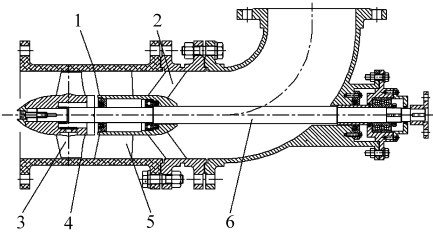


图 1 轴流泵结构图
Fig. 1 Cross section of axial-flow pump

1. 转轮室 2. 支撑板 3. 叶轮 4. 叶顶间隙 5. 导叶 6. 泵轴

环绕,并对叶轮叶顶间隙区设置 15~30 层网格,导叶采用 H 型网格拓扑结构。计算区域特别是叶轮区域对网格无关性具有重要影响,本文对模型泵选用 3 种不同叶轮网格数并在设计工况下进行网格无关性分析,3 种叶轮的网格信息如表 1 所示。根据表中信息可知,方案 2 和 3 均能够满足扬程计算精度的要求,但为了捕捉叶顶区的流场细节,本文选择了叶顶区加密的方案 3,如图 2 所示。

表 1 叶轮网格信息
Tab. 1 Information of impeller grids

方案	叶轮网格数	网格质量	设计扬程/m	计算扬程/m
1	1 828 112	0.53	2.99	2.901
2	2 597 576	0.59	2.99	2.973
3	3 632 580	0.62	2.99	2.972

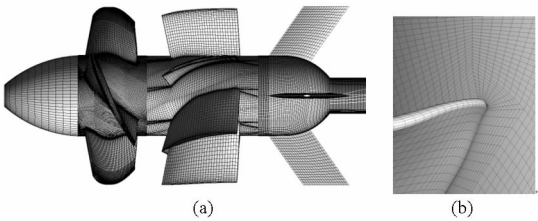


图 2 计算域结构化网格
Fig. 2 Structured mesh of computational domain
(a) 全局网格 (b) 叶片局部网格

1.3 湍流模型及湍流粘度修正

SST $k-\omega$ 湍流模型考虑到湍流剪切力的运输,能够适应逆压梯度变化的流动现象,在轴流泵叶顶区流场计算中有着较理想的效果。但其是针对单相流动发展起来的,而没有考虑可压缩多相混合物的流动问题,导致对湍流粘度的过度预测,从而影响空泡的发展。为了提高对轴流泵内空化的预测精度,根据 Coutier-Delgosha 的思想,考虑到气液混合区域局部可压缩性的影响^[18-19],本文也对湍流粘度 μ_t 作相应的修正,即

$$\mu_{t-mod} = \mu_t f(n) \tag{1}$$

其中
$$f(n) = \frac{\rho_v + \alpha_l^n (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v + \alpha_l (\rho_l - \rho_v)}$$

式中 μ_{t-mod} ——修正后的涡动力粘度,Pa·s
 μ_t ——未修正的涡动力粘度,Pa·s
 ρ_v ——气相密度,kg/m³
 ρ_l ——液相密度,kg/m³
 α_l ——液相体积分数

通过引入液相体积分数 α_l 减小气液混合区的湍流粘度, $n=1$ 时,该式为经典 SST $k-\omega$ 湍流模型的涡动力粘度项。在文献[20]中,使用 $n=3$ 预测了绕水翼的空化流动,并与实验结果较好地吻合。因此,本文的数值计算中取 $n=3$ 。

1.4 空化模型及修正

基于 Zwart 空化模型方程^[21],同时考虑水中气核密度对蒸发的影响,空化的单位体积相间质量传输率为

$$m = \begin{cases} F_e \frac{3r_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} & (p < p_v) \\ F_c \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}} & (p > p_v) \end{cases} \tag{2}$$

式中 α_v ——气相体积分数
 p_v ——汽化压力,Pa

式中经验常数分别为:蒸发系数 $F_e=50$;凝结系数 $F_c=0.01$;气核的体积分数 $r_{nuc}=5 \times 10^{-4}$;空泡半径 $R_B=10^{-6}$ m。

考虑湍流压力脉动 p_{turb} 对汽化压力的影响,对 p_v 修正如下

$$p_v = p_{sat} + \frac{p_{turb}}{2} \tag{3}$$

$$p_{turb} = 0.39\rho_m k \tag{4}$$

式中 p_{sat} ——饱和蒸气压力,Pa
 k ——湍动能,m²/s²

1.5 数值计算方法及主要边界条件

在 ANSYS CFX 平台,对雷诺时均 N-S 方程用有限体积法进行离散,其中对流项采用高分辨率格式(High resolution scheme),其他项采用中心差分格式,利用全隐式耦合算法对轴流泵内部全流场进行数值模拟。流体物性参数如下:温度 $T=300$ K,水饱和蒸气压力 $p_{sat}=3\,540$ Pa,水密度 $\rho=1\,000$ kg/m³,气相密度 $\rho_v=25.58$ g/m³。数值计算的边界条件根据实际试验条件进行设置,泵进口采用总压进口,出口采用质量流量出口,壁面采用光滑无滑移壁面,参考压力为 101 325 Pa,以 stage 模式处理动静交界面数据传递,设置收敛精度为 10^{-5} 。

2 试验测量装置

模型泵外特性测试和空化可视化试验在江苏大

学 $\phi 250$ 不锈钢轴流泵闭式试验台上进行, 试验装置如图 3 所示。

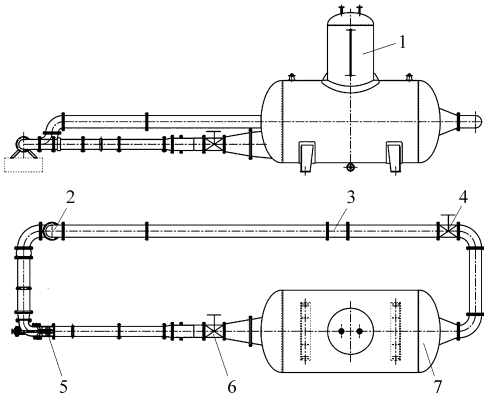


图 3 轴流泵试验台示意图

Fig. 3 Test bench of axial flow pump

1. 汽蚀罐 2. 增压泵 3. 流量计 4. 调节阀 5. 全试验泵
6. 阀闸 7. 稳压罐

试验系统主要由稳压罐、汽蚀罐、进出口测压管、增压泵、涡轮流量计、转速转矩仪、调节阀和模型泵等组成。转速转矩仪测量泵轴转速、转矩和轴功率, 泵扬程由进出口压力传感器测量, 流量由涡轮流量计测量, 并由采集系统输送到计算机自动记录不同工况下的外特性。

轴流泵空化试验高速摄影系统如图 4 所示。全透明模型泵卧式安装在泵模型段, 如图 5 所示。高速摄影采用美国 IDE 公司 Y - Serise 4L 型高速摄影机, 最大拍摄速度 256 000 帧/min, 本次试验设置的采样频率为 5 000 Hz, 曝光时间为 107 μs , 采用卤光灯进行拍摄补光。

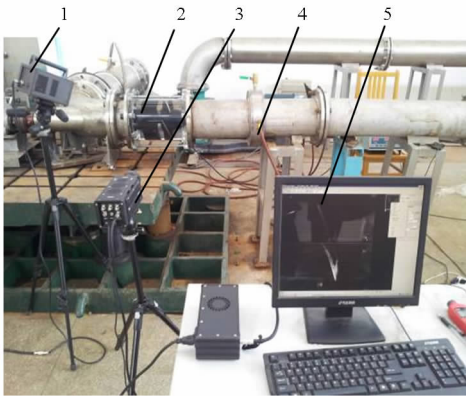


图 4 高速摄影试验系统

Fig. 4 High-speed photography system

1. 卤光灯 2. 模型泵 3. 高速摄影机 4. 泵进口测压管 5. 采集计算机

3 计算结果与试验对比分析

3.1 空化性能曲线对比

为了验证轴流泵内部空化流数值计算结果的准确性, 将叶顶间隙 $\delta = 0.5\text{ mm}$ 的轴流泵模型在设计



图 5 试验模型泵

Fig. 5 Experimental pump model

流量工况下的数值计算和试验获得的空化性能曲线进行对比。在空化数值计算中, 给定出口质量流量, 通过逐步降低轴流泵模型进口压力的方法来减小轴流泵的空化数, 并计算此时泵的扬程。

图 6 为叶顶间隙 $\delta = 0.5\text{ mm}$ 轴流泵模型在设计流量工况下的空化性能曲线数值计算结果与试验值对比图。从图中可以看出 CFD 预测的空化性能曲线与试验结果吻合较好, 轴流泵模型在设计流量工况下的临界空化数试验值与预测值相对误差较小, 满足计算精度的要求, 验证了数值模拟方法预测轴流泵空化特性的可行性。

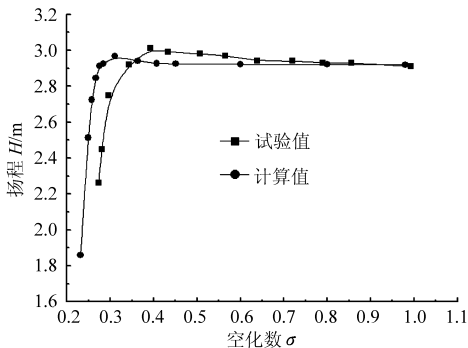


图 6 NPSH 计算值与试验值对比

Fig. 6 Comparison of calculated NPSH values and experimental values

3.2 叶顶间隙区空泡分布特性

图 7 为叶顶区空化类型。为了深入分析叶顶区在不同空化数下的空泡分布特性, 将数值模拟计算值和高速摄影可视化试验结果进行比较。图 8 为叶顶间隙 $\delta = 0.5\text{ mm}$ 的轴流泵模型, 在设计流量工况不同空化数下叶顶区域空化空泡体积分数分布、空

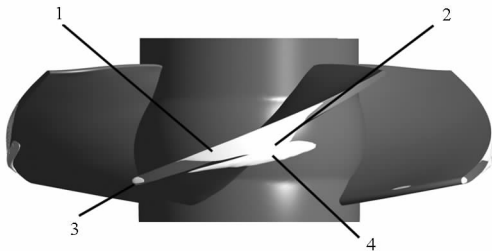


图 7 叶顶区空化类型

Fig. 7 Cavitation types in tip region

1. 泄漏流空化 2. 卷吸区空化 3. 刮起涡空化 4. 叶顶泄漏涡空化

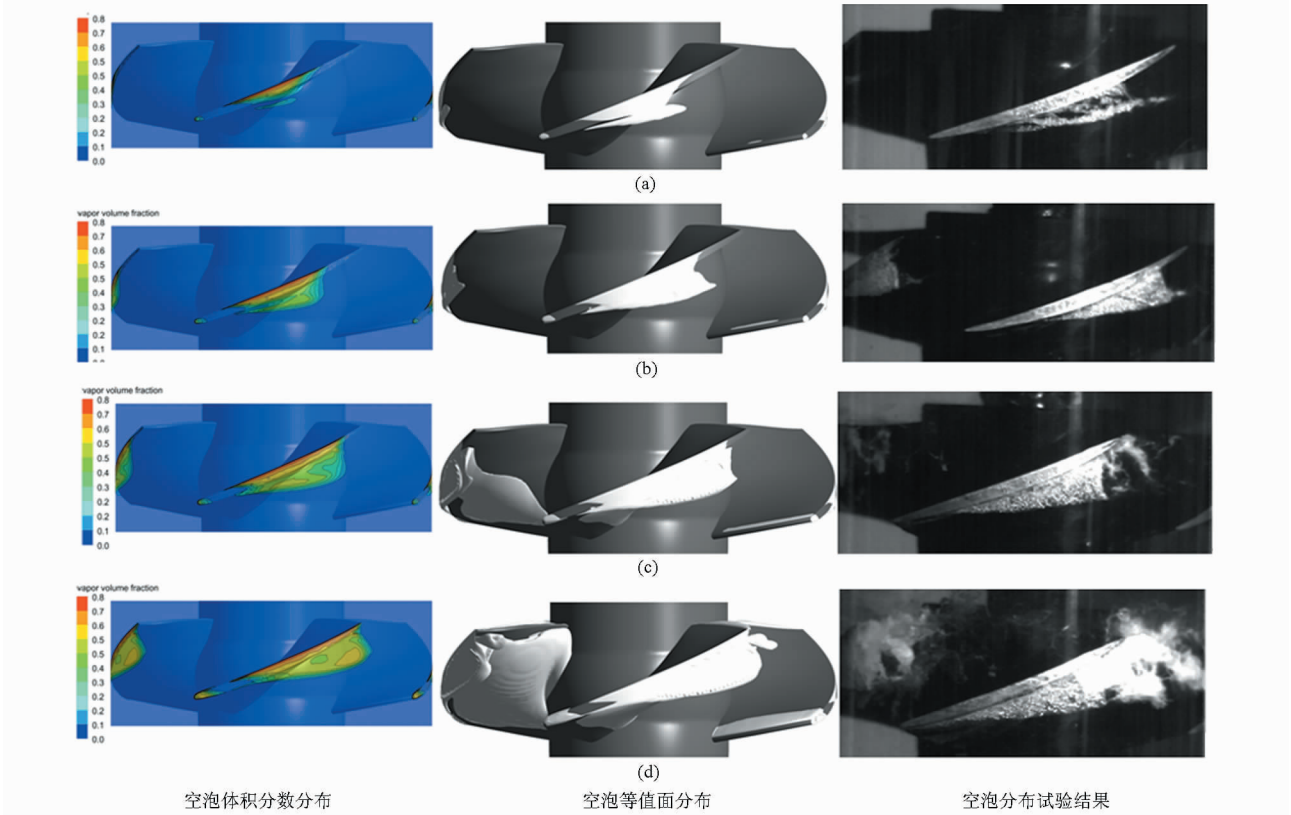


图 8 叶顶区空化空泡分布

Fig. 8 Tip region cavitation bubble distribution

(a) 空化数 $\sigma = 0.451$ (b) 空化数 $\sigma = 0.385$ (c) 空化数 $\sigma = 0.310$ (d) 空化数 $\sigma = 0.232$

泡体积分数为 0.1 的空化等值面图和空化空泡试验拍摄图。从图中清晰发现,本文采用的数值模拟方法成功捕获到叶顶间隙区不同类型的空化,空泡分布和试验拍摄结果吻合较好。

从图 8a 中可以看出,空化数 σ 为 0.451 工况下,在叶片进口边靠近轮缘处由于叶片工作面的刮起作用形成局部微小刮起涡空化,在叶片间隙区域形成间隙空化,从高速摄影中可以明显看到叶顶泄漏涡空化涡带,间隙内也附着着空泡微观从压力面向吸力面运动。在间隙内,泄漏流在压力面拐角处产生了角涡,其空化体积分数最大达到 0.8,经过叶片厚度方向空泡体积逐渐降低。随着空化数逐渐降低,图 8b 可见叶片外缘处的间隙附着空化与叶顶泄漏涡空化逐渐严重,叶顶泄漏涡从涡带空化逐渐转为叶片吸力面区域泄漏流、卷吸区和泄漏涡同时空化,空化范围也逐渐增大,并相互干涉和混合。当空化数降低到 0.310 时,如图 8c 所示,叶片吸力面也开始出现空化。此时间隙空化、叶顶涡空化与叶片吸力面空化三者并存,从空泡分布等值面可见,叶顶区圆周面上的空泡体积分布较大,呈现三角形形态分布,空化涡带向叶片前缘移动,三角形空化区比图 8b 明显增大,且在叶片后缘出现了爆破。随着空化数的进一步降低,在严重空化工况下,如图 8d 所

示,叶片间隙空化区域逐渐增大,并往叶片背面轮毂侧范围延伸,同时叶片背面的空泡分布区域也逐渐增大,叶片吸力面的空泡云也逐渐加厚,空泡体积迅速增大,在叶片后缘的高压区,空泡爆破范围进一步增大,程度加剧,爆破产生的微尺度空泡进入导叶区域,在试验现场可听见尖锐的爆破声,严重影响了轴流泵的性能和流场稳定性。

3.3 叶顶间隙区空化面积与轴面速度分布特性

如图 9 所示,从轮毂到轮缘区域,创建截面间距不等的 20 个圆柱截面,以分析叶片流道内部区域的空化发展特性。定义半径系数 r^* ,叶片不同圆柱截面上的空化面积比 S^* ,叶轮出口轴向速度系数 v^* 为

$$r^* = R/R_0 \tag{5}$$

$$S^* = S_v/S \tag{6}$$

$$v^* = v/v_z \tag{7}$$

式中 R ——圆柱截面半径,mm
 R_0 ——叶轮半径,100 mm
 S_v ——半径为 R 的圆柱截面上的空化面积,mm²
 S ——半径 R 的圆柱截面面积,mm²
 v ——半径为 R 的圆柱截面上轴向速度,m/s
 v_z ——叶片出口平均轴向速度,m/s

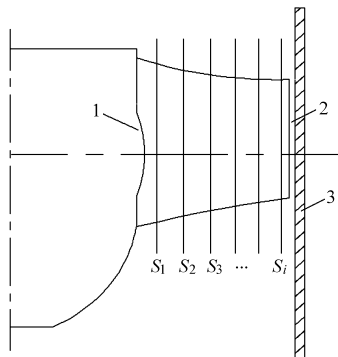


图 9 叶片圆柱截面径向分布示意图

Fig. 9 Cylindrical section radial distribution

1. 轮毂 2. 叶顶间隙 3. 转轮室

图 10 为轴流泵模型在不同空化数下,不同圆柱截面的空化面积比 S^* 沿半径系数 r^* 的分布规律。

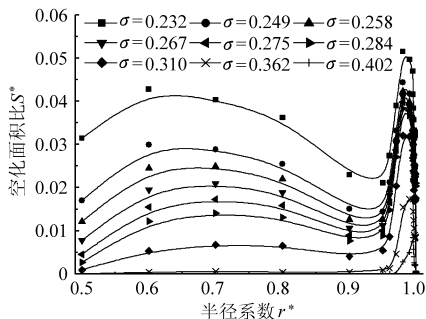


图 10 空化面积比分布

Fig. 10 Blade cavitation area distribution

图 10 数值计算结果表明,当轴流泵空化数为 $\sigma = 0.402$ 时,圆柱截面空化面积比 S^* 较小,且主要集中在 $r^* = 0.97 \sim 1.0$ 区域,当空化数 σ 降低到 0.310,圆柱截面空化面积比 S^* 在沿径向方向逐渐增大且在间隙附近 $r^* = 0.95 \sim 0.97$ 区域急剧增大达到峰值;当空化数 σ 逐渐降低时,圆柱截面空化比 S^* 在半径系数 $r^* = 0.5 \sim 0.65$ 区域急剧增大,主要是由于叶片背面片状空泡云剧增引起。图 8c 空化数 $\sigma = 0.310$ 的叶片背面空化分布也验证了这一点,在靠近轮毂的叶片背面最先产生空泡,说明该区域易产生空化,并且随着空化数的降低,空泡体积将不断增大。

图 11 为不同空化数下,设计流量工况叶轮出口轴向速度系数 v^* 沿半径系数 r^* 的分布规律。从图中可看出,当空化数为 $\sigma = 0.402$ 和 0.362 时,叶轮出口轴向速度系数 v^* 沿半径系数 r^* 的分布基本重合,且在半径系数 r^* 为 0.85 ~ 1.0 区域,轴向速度系数 v^* 随着 r^* 的增大而急剧降低。主要原因是叶顶泄漏涡对叶顶端壁区流场的影响而导致轴面速度降低;在此区域轴向速度系数 v^* 随着空化数的逐渐降低而降低,主要是由于随着间隙空化的逐渐严重,叶轮出口在间隙区附近被空泡占据,导致液体轴向

速度急剧减弱。在半径系数 r^* 为 0.85 ~ 0.95 区域,即叶轮外缘区域,该区域的翼型安放角较小,翼型具有较好的空化性能,此时空化面积比相比叶轮叶高中部明显下降。在半径系数 r^* 为 0.5 ~ 0.6 区域,即叶轮轮毂区域,该区域的圆周速度、绝对速度和轴面速度均较小,根据 NPSH 的表达式,说明区域空化性能较好。在设计叶轮水力模型时,考虑到叶顶间隙效应,适当增大了轮缘侧的轴面速度和叶顶区轮缘处的环量,以提高效率和空化性能。

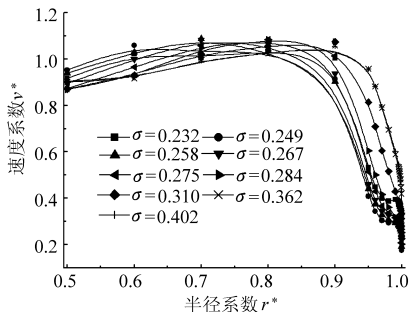


图 11 叶轮出口轴面速度分布

Fig. 11 Meridional velocity distribution at impeller outlet

图 12 为叶片轮缘面的空化特性图。从图中可见,当空化数 $\sigma = 0.402$ 时,叶片外缘的空化主要分布在叶片进口边和轮缘中间处左右,与图 8a 的空泡分布试验图相似,主要是叶片进口边的刮起作用引起的刮起涡空化以及叶顶间隙泄漏流空化。随着空化数的逐渐降低,刮起涡空化逐渐严重,并且间隙泄漏流和叶顶泄漏涡空化并存,涡空化区域逐渐向叶片出口边扩大且较为严重,最终空泡覆盖整个叶片轮缘区域。

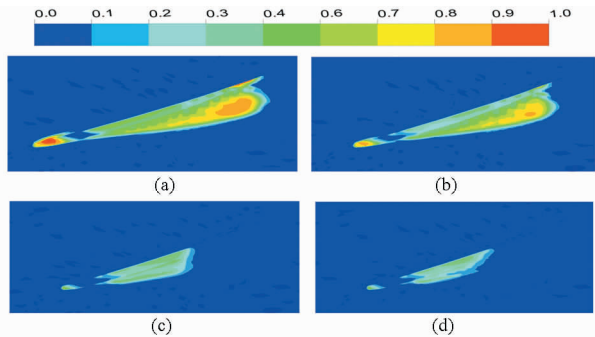


图 12 叶片轮缘截面的空化特性图

Fig. 12 High-speed imaging system

(a) $\sigma = 0.275$ (b) $\sigma = 0.310$ (c) $\sigma = 0.362$ (d) $\sigma = 0.402$

4 结论

(1) 采用修正的 SST $k-\omega$ 湍流模型和均相流空化模型准确预测了轴流泵空化性能,验证了数值计算方法在叶顶区空化流计算中的适用性。

(2) 通过数值计算和试验掌握了轴流泵初生空化的类型,其包括叶片进口叶尖刮起涡空化、叶顶间

隙内角涡产生附着空化和叶顶泄漏涡带空化。在中等空化工况下,叶片外缘处空化较严重,叶片背面区域泄漏流和泄漏涡相互干涉和混合,叶片背面空泡云分布在整個叶片背面;在间隙空化流的影响下,叶轮出口间隙区轴向速度迅速降低。

(3)轴流泵叶片吸力面圆周截面空化面积系数从轮毂到轮缘呈现先增大,在叶片中部达到极值,然后迅速减小,但在叶顶区空化面积迅速增大,达到最大值,并随着空化数逐渐减小,空泡体积按照同一规律同步增大。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京:宇航出版社,2009.
- 2 Furukawa M, Inoue M, Saiki K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. *Turbomach*, 1999, 121(3): 469–480.
- 3 Gerolymos G A, Vallet I. Tip-clearance and secondary flows in a transonic compressor rotor[J]. *Turbomach* 1999, 121(4): 751–762.
- 4 Gourdain N, Leboeuf F. Unsteady simulation of an axial compressor stage with casing and blade passive treatments[J]. *Turbomach*, 2009, 131(2): 021013.
- 5 杨昌明,陈次昌,王金诺. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值研究[J]. *机械工程学报*, 2003, 39(9): 49–51.
Yang Changming, Chen Cichang, Wang Jinnuo. Numerical study for behavior of tip clearance flow in axial-flow pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 39(9): 49–51. (in Chinese)
- 6 梁开洪,张克危,许丽. 轴流泵叶顶间隙流动的计算流体动力分析[J]. *华中科技大学学报:自然科学版*, 2004, 32(9): 36–38.
Liang Kaihong, Zhang Kewei, Xu Li. Analysis of the flow trough the blade tip clearances of axial pump by CFD[J]. *J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech.: Nature Science Edition*, 2004, 32(9): 36–38. (in Chinese)
- 7 Tan D Y, Miorini R L, Keller J. Flow visualization using cavitation within blade passage of an axial waterjet pump rotor[C]// *ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM2012–72108*.
- 8 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): 88–93.
Shi Weidong, Li Tongtong, Zhang Desheng, et al. Numerical simulation on cavitating characteristic in impeller of axial-flow pump[J]. *Transactions of the CSAE*, 2012, 28(13): 88–93. (in Chinese)
- 9 Li Wei, Qiao Weiyang, Xu Kaifu. Numerical simulation of active control on tip leakage flow in axial turbine[J]. *Chinese Journal of Aeronautics* 2009, 22(2): 129–137.
- 10 施卫东,张华,陈斌,等. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J]. *排灌机械工程学报*, 2010, 28(5): 374–377.
Shi Weidong, Zhang Hua, Chen Bin, et al. Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different clearance sizes[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering*, 2010, 28(5): 374–377. (in Chinese)
- 11 张德胜,施卫东,张华,等. 轴流泵叶轮端壁区流动特性数值模拟[J]. *农业机械学报*, 2012, 43(3): 73–77.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Numerical simulation of flow field characteristics in tip clearance region of axial-flow impeller[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012, 43(3): 73–77. (in Chinese)
- 12 Okita K, Ugajin H, Matsumoto Y. Numerical analysis of the influence of the tip clearance flows on the unsteady cavitation flows in a tree-dimensional inducer[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2009, 21(1): 34–40.
- 13 Murayama M, Yoshida Y, Tsujimoto Y. Unsteady tip leakage vortex cavitation originating from the tip clearance of an oscillating hydrofoil[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2006, 128(5): 421–428.
- 14 Murayama M, Wang M, Moin P, et al. Vortex dynamics and low-pressure fluctuations in the tip-clearance flow[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1997, 119(8): 1 002–1 014.
- 15 Miorini R L, Wu H, Katz J. The internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(3): 031018.
- 16 Wu H, Miorini R L, Katz J. Measurements of the tip leakage vortex structures and turbulence in the meridional plane of an axial water-jet pump[J]. *Experiments in Fluids*, 2011, 50(4): 989–1 003.
- 17 Laborde R, Chantrel P, Mory M. Tip clearance and tip vortex cavitation in an axial flow pump[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1997, 119(3): 680–685.
- 18 Coutier-Delgosha O, Fortes-Patella R, Reboud J L. Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2003, 125(1): 38–45.
- 19 Liu Jintao, Liu Shuhong, Wu Yulin. Numerical investigation of the hump characteristic of a pump-turbine based on an improved cavitation model[J]. *Computers & Fluids*, 2012, 68: 105–111.
- 20 Seo J, Lele S. Numerical investigation of cloud cavitation and cavitation noise on a hydrofoil section[C]// *Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation (CAV '09)*, 2009.
- 21 Zwart P J, Gerber A G, Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics[C]// *Fifth International Conference on Multiphase Flow*, 2004.

Tip Clearance Cavitation Characteristics in Axial Flow Pump under Different Cavitation Numbers

Zhang Desheng Wang Haiyu Shi Weidong Shao Peipei Pan Dazhi

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

Abstract: The cavitation flow field in the axial flow model pump with tip clearance $\delta = 0.5$ mm was simulated based on modified SST $k - \omega$ turbulence model and cavitation model. The cavitation bubble distributions at different circumferential sections, meridional velocity distribution at impeller outlet and cavitation volume fraction were analyzed. Numerical and experimental results showed that the NPSH curve and tip region cavitation flow were predicted successfully. Cavitation inception in axial flow pump occurred in the tip region, including blowing vortex cavitation, leakage flow cavitation, rolling region cavitation and tip leakage vortex cavitation. In the condition of cavitation number $\sigma = 0.451$, the tip leakage vortex induced obvious cavitation cloud. The cavitation range of rolling region expanded with the decreasing of cavitation number gradually, and merged with the leakage flow cavitation area, and finally extended the cavitation bubble cloud to the entire suction side of the blades. The meridional velocity at impeller outlet near the gap region decreased gradually, in the influence of the gap leakage flow, and was further declined with the decreasing cavitation number. In different cavitation conditions, the circumferential section cavitation area coefficient of the blade, ranging from the hub to the tip, increased primarily, nd decreased afterwards. In the tip region, cavitation area coefficient bursted to the peak and dropt rapidly.

Key words: Axial-flow pump Cavitation Tip leakage vortex Meridional velocity High-speed photography