

空化对轴流泵叶轮能量转化特性的影响

吴晨晖¹, 汤方平¹, 杨帆¹, 谢传流¹, 孙丹丹²

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 江苏 扬州 225100; 2. 徐州市水利建筑设计研究院, 江苏 徐州 221000)

摘要: 为了研究轴流泵空化对叶轮内部流动特性以及能量转化特性的影响, 结合 SST CC $k-\omega$ 湍流模型与均相多相流模型对轴流泵进行了非定常空化计算。结果表明: 随着有效汽蚀余量的逐渐降低, 轴流泵内空化体积分数逐渐增加, 诱导叶片表面出现侧向射流与漩涡等不良流态, 对叶片出口流场的均匀性产生不良影响; 自叶片进口至叶片出口, 空化区域内的液体相对速度较未空化时增大, 绝对速度与静压较未空化时减小。沿轴向, 在无空化与空化初生时, 动静扬程先不发生变化, 随着泵进口压力逐渐降低, 当有效汽蚀余量 $a=5.33$ m 时, 静扬程不变而动扬程出现小幅增加, 泵的水力性能出现小幅上升; 在 $a=4.71$ m 时, 静扬程下降且下降幅度高于动扬程上升幅度, 泵扬程效率明显下降。随着空化程度的进一步增大, 动静扬程继续下降, 轴流泵水力性能急剧下降。

关键词: 轴流泵叶轮; 空化; 流场结构; 能量转化特性; 数值模拟

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-7647(2019)04-0049-07

Numerical simulation analysis of cavitation impact on energy conversion characteristics of an axial flow pump impeller//WU Chenhui¹, TANG Fangping¹, YANG Fan¹, XIE Chuanliu¹, SUN Dandan² (1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225100, China; 2. Xuzhou Water Conservancy Architectural Design Institute, Xuzhou 221000, China)

Abstract: To study the cavitation effect of an axial flow pump on its internal flow characteristics and energy conversion, constant cavitation calculation was performed using the SST $k-\omega$ turbulence model and the homogenous multiphase flow model for an axial pump. The results show that the cavitation volume fraction of the axial pump gradually increases as the effective net positive suction head a decreases, which can induce undesirable flow states like jet-flow or vortex on the surface of the pump blade and can lead to an adverse impact on the homogeneity of the outlet flow field. From the pump blade inlet to the outlet, the relative velocity of the liquid in the cavitation region is higher than that before cavitation while the absolute velocity and the static pressure are lower than those before cavitation. In the axial direction, under the operation condition of no cavitation and the early-stage of cavitation, the static and dynamic lift remain constant. As the inlet pressure of the pump gradually decreases, the static lift doesn't change but the dynamic lift rises slightly, which results in a small increase in the hydraulic performance of the pump for $a=5.33$ m. For $a=4.71$ m, the static lift decreases with a drop range larger than that of the dynamic lift rise, resulting in a significant decline in lift efficiency. As the cavitation degree increases, the static and dynamic lift continue to decline, and the hydraulic performance of the axial pump drops sharply.

Key words: axial flow pump impeller; cavitation; flow structure; energy conversion characteristic; numerical simulation

轴流泵依靠旋转叶片对液体产生的力沿泵轴方向输送液体, 具有高效节能的优点, 因而广泛应用于大中型低扬程灌溉排水泵站^[1]。当轴流泵装置在进口水位降低的情况下运行时, 泵装置内就可能发生空化。长时间的空化会导致泵装置水力性能下降, 诱导泵装置出现振动与噪声, 甚至会对轴流泵叶片产生空蚀破坏, 严重影响泵站的运行安全。因此,

针对轴流泵空化特性的研究是十分有意义的。

目前国内外的众多学者主要通过数值模拟、激光多普勒测速(LDV)、体速度场测试(V3V)以及高速摄影等技术来研究轴流泵空化时的内外特性。Zhang等^[2-5]利用数值模拟对轴流泵在不同汽蚀余量下空化特性进行了研究, 找出了汽蚀余量与轴流泵空化现象之间的联系; Zhang等^[6-9]运用高速摄影

基金项目: 国家自然科学基金(51609210); 中国博士后科学基金(2016M591932); 江苏省科研创新计划(KYZZ16_0492)

作者简介: 吴晨晖(1994—), 男, 硕士研究生, 主要从事泵站工程研究。E-mail: 1094617491@qq.com

通信作者: 汤方平(1964—), 男, 教授, 主要从事泵装置多学科优化研究。E-mail: tangfp@yzu.edu.cn

技术与数值模拟相结合的方法对轴流泵的间隙空化进行研究,认为空泡在叶片尾缘的脱落与爆破会引起泵装置水力性能下降;施卫东等^[10-13]探讨了轴流泵不同参数对空化性能的影响并找出了最优组合;周大庆等^[14-17]研究了进出水流道对轴流泵空化性能的影响,认为空化影响扬程上升与出水流道损失减少有关。现有研究对轴流泵空化对内流场特性及能量转化特性的研究相对较少。本文采用 SST CC $k-\omega$ 湍流模型与均相多相流模型对一台模型轴流泵进行非定常气液两相流计算,着重研究不同有效汽蚀余量下叶片吸力面表面的空泡与内流场变化特性、轴流泵内流场特性与能量转化特性沿轴向的变化规律,以期探究空化对轴流泵流场的影响规律,为轴流泵抗空化设计提供一定参考。

1 计算设计

1.1 计算模型与网格划分

计算对象为一台比转速为 900 的模型轴流泵,其主要参数如下:叶轮直径 $D=300$ mm,叶顶间隙 $\delta=0.4$ mm,设计流量 $Q_d=350$ L/s,设计扬程 $H_d=5.5$ m,额定转速 $n=1450$ r/min,轮毂比 $d/D=0.35$,叶片安放角 $\alpha=0^\circ$,叶轮叶片数为 4 片,导叶叶片数为 7 片。

整个计算域由进水管、叶轮室、导叶体、出水弯管 4 部分组成,为了计算的合理性,对进水管与出水弯管进行适当的延长。采用六面体结构化网格,网格质量在 0.4 以上,部分网格如图 1 与图 2 所示。在叶轮叶片附近采用“J”形拓扑,弯导叶采用“O”形拓扑结构,为满足计算精度的要求,在叶轮叶顶间隙处采用“H”形拓扑结构并布置 16 层网格,对叶片关

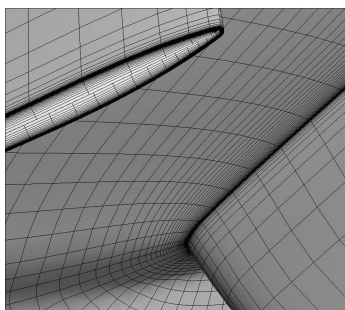


图 1 叶轮网格加密

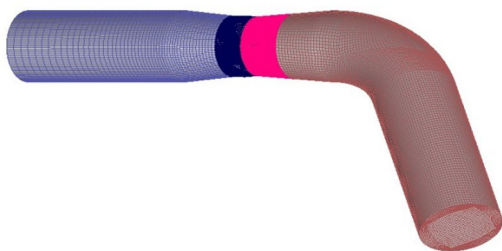


图 2 泵段整体网格

键部位加密,以第 1 层网格质心到壁面的无量纲距离 y^+ 作为评判标准,保证叶顶间隙处网格的平均 y^+ 值不超过 10,叶片表面平均 y^+ 值约为 6,叶片表面 y^+ 值分布如图 3 所示。经过网格无关性分析后,最终确定总网格数为 3 533 613。

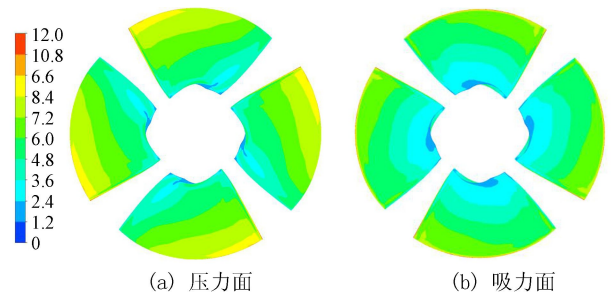


图 3 轴流泵叶片 y^+ 值分布

1.2 计算方法与工况设计

采用 SST CC $k-\omega$ 湍流模型^[18-19]对轴流泵进行数值模拟,该模型针对 SST $k-\omega$ 湍流模型对于模拟高旋转、高区率流动的不足,提出了旋转修正函数 f_{r1} :

$$f_{r1} = (1 + C_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} [1 - C_{r3} \tan^{-1}(C_{r2} r')] - C_{r1} \quad (1)$$

其中

$$r^* = \frac{S}{\Omega}$$

$$r' = 2\Omega_{ik} S_{jk} \left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + (\varepsilon_{imm} S_{jn} + \varepsilon_{jmm} S_{in}) \Omega_{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3}$$

$$S_{ij} = 0.5 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\Omega_{ij} = 0.5 \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mjt} \Omega_{rot,m} \right]$$

$$S^2 = 2S_{ij} S_{ij}$$

$$\Omega^2 = 2\Omega_{ij} \Omega_{ij}$$

$$D^2 = \max(S^2, 0.09\omega^2)$$

式中: S 为应变率张量; Ω 为旋转率张量; ω 为端动频率; ε 为置换符号; Ω_{rot} 为系统旋转产生的旋转率张量; r^* 和 r' 为与旋转率及应变率张量有关的参数; u 为流体微团的速度; t 为时间;常数 $C_{r1}=1$ 、 $C_{r2}=2$ 、 $C_{r3}=1$ 。

该模型对 180° “U”形弯管流动^[20]、翼形翼端间隙及喷水推进轴流泵^[21]空化流场的结果与试验结果吻合度较好。在非定常计算中,采用基于有限元思想的有限体积法对控制方程离散,对流项采用高阶计算格式,时间项采用 2 阶向后隐式欧拉格式。设置计算总时长为 11 个周期,计算结果采用最后 3 个周期的平均值。为满足采样定理^[22],取叶片旋转 3° 为 1 个计算步长,1 个旋转周期内计算 120 步,每个时间步内最大迭代步数为 30 步,收敛精度设为 10^{-5} 。设置进口为恒定总压,出口为恒定质量流量,

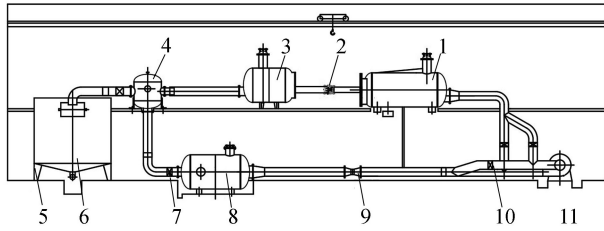
将固体边界设置为无滑移壁面,空化计算采用基于 Rayleigh-Plesset 方程的均相多相流模型,在进口设置气体体积分数为 0,液体体积分数为 1,表面张力设置为 0.074 N/m,通过逐渐减小进口压力使轴流泵内发生空化。

$$a = \frac{v_{in}^2}{2g} + \frac{P_{in} - P_v}{\rho g} \quad (2)$$

式中: v_{in} 为泵段进口速度; P_{in} 为泵段进口压强; P_v 为 25℃时水的饱和蒸汽压; ρ 为水的密度; $g=9.8 \text{ m/s}^2$ 。

1.3 外特性试验验证

为了验证数值模拟结果的可靠性,在扬州大学水利与能源动力工程学院高精度水力机械试验台上对模型轴流泵段进行外特性试验验证。如图 4 所示,试验台主要由辅助泵、电磁流量计、系统正反运行控制闸阀等组成。经鉴定,该效率测试系统综合不确定度为 $\pm 0.39\%$ 。



1—进水箱;2—泵装置及驱动电机;3—压力出水箱;4—分叉水箱;5、6—流量原位标定装置;7—工况调节闸阀;8—稳压整流筒;9—电磁流量计;10—正反向运行控制闸阀;11—辅助泵机组

图 4 高精度水力机械试验台示意图

根据文献[23]取最后 3 个周期的结果来预测轴流泵的外特性,数值模拟结果与试验结果的对比如图 5 所示。由图 5 可以看出,在高效区内,数值模拟结果与试验结果分布趋势一致且吻合度较高,在设计流量($Q=350 \text{ L/s}$)时,SST CC $k-\omega$ 模型结果与试验结果扬程效率的不确定度分别为 2.4% 与 2.6%,比 SST $k-\omega$ 模型更准确。在偏离高效区时,模拟扬程效率相对误差增大,但最大不超过 5%,而 SST $k-\omega$ 湍流模型计算结果则明显偏高,这可能是由于该模型对叶顶间隙处流动预测的不足造成的。

- 扬程:模型试验
- 效率:模型试验
- 扬程:数值模拟(SST)
- 效率:数值模拟(SST)
- 扬程:数值模拟(SST CC)
- 效率:数值模拟(SST CC)

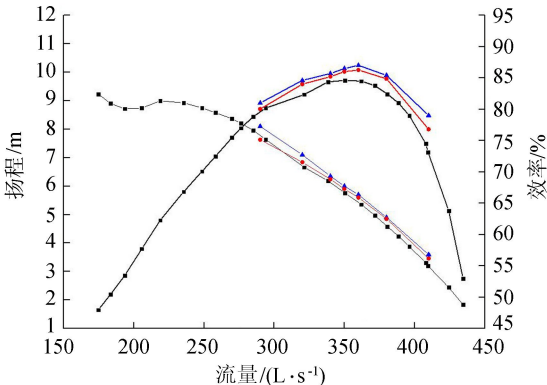


图 5 数值模拟与试验能量性能对比

引入有效汽蚀余量 a :

小流量($Q=310 \text{ L/s}$)、设计流量($Q=350 \text{ L/s}$)与大流量($Q=380 \text{ L/s}$)3 种工况下数值模拟空化计算结果与模型试验结果如图 6 所示。以模型泵段扬程降低 3% 时的有效汽蚀余量作为临界汽蚀余量,试验结果为 5 m,而 SST CC $k-\omega$ 模型与 SST $k-\omega$ 模型计算结果分别为 4.71 m 和 4.65 m,误差分别为 5.8% 和 7%,而小流量与大流量工况下数值模拟与试验结果的误差分别为 7% 和 7.3%。综合来看,数值模拟能够较好地模拟轴流泵设计工况时的性能,且 SST CC $k-\omega$ 模型更合适。因此选取设计工况下轴流泵叶轮未空化($a=8.43 \text{ m}$)至严重空化($a=4.29 \text{ m}$)共 6 种有效汽蚀余量工况来探究空化对轴流泵叶轮区域流动特性与能量转化特性的影响规律。

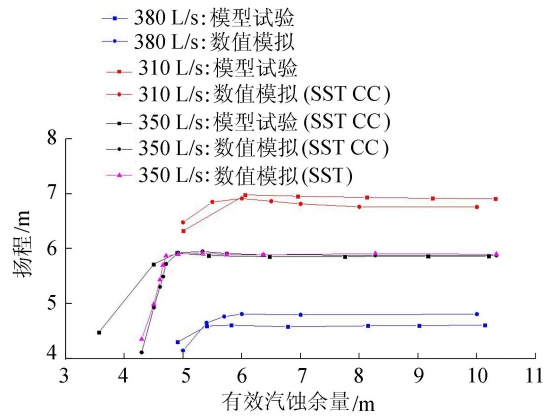


图 6 数值模拟与试验空化特性对比

2 计算结果与分析

2.1 轴流泵叶轮空化区域发展

图 7 为气体体积分数为 0.1 时不同有效汽蚀余量下叶轮内部空化区域及其湍动能的分布情况。当 $a=7.88 \text{ m}$ 时,空化区域首先在叶片梢尖以及叶顶间

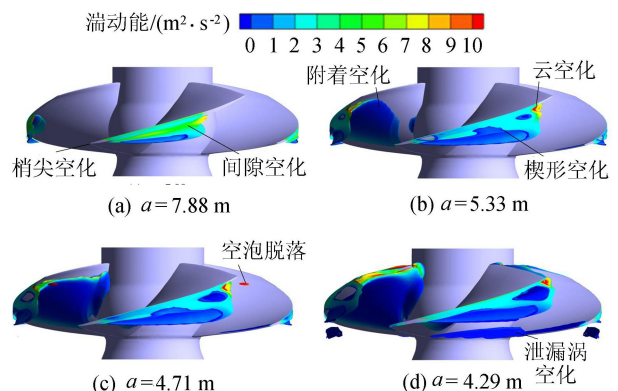


图 7 叶片吸力面空化区域及其湍动能分布

隙较大的位置处出现;随着 a 降低至 5.33 m, 叶顶间隙处的空化区域向尾缘发展并且相互融合形成了呈现三角形的楔形空化区域, 其尾端延伸至叶顶尾部形成了高湍动能且不稳定的云空化区域, 与此同时, 依附于叶片吸力面附着空化区域也沿着叶片表面向轮毂延伸, 在压力面也出现了小范围空化; 当 a 降低至 4.71 m 时, 楔形空化区域继续延叶顶发展, 楔形空化区域后缘处空泡的湍动能升高并周期性脱落进入叶轮流道形成不稳定云空化, 影响轴流泵的性能; 当进口压力继续降低, $a=4.29$ m 时, 楔形空化区域覆盖了整个叶顶, 附着空化占据了吸力面整个出口边, 尾部不稳定云空化区域也逐渐扩大; 由于叶顶间隙泄漏涡强度的增加, 在楔形空化区域下方出现了泄漏涡空化区域, 而压力面的空化区域的体积也显著上升。由此可见, 随着 a 的降低, 空化区域由稍尖及叶顶间隙处产生, 向叶顶尾缘及吸力面出口边发展并最终覆盖了吸力面中部以及尾缘形成楔形空化及附着空化, 在 a 降至 4.71 m 以下时, 还会伴随有脱落空泡及泄漏涡空化的产生, 影响叶轮内部的流态。

2.2 叶片吸力面空化区域分布

图 8 为 6 种有效汽蚀余量下, 叶片吸力面表面的空化区域分布。当压力降低至汽化压力以下时, 轴流泵内局部流体开始由液态转化为气态并形成气体空泡。随着 a 的逐渐降低, 空化区域首先出现在轴流泵叶片吸力面近轮缘侧, 这是由于叶片轮缘处的圆周速度较大而压力相对较小, 使得该区域更容易发生空化。当 a 下降至 5.33 m 时, 空化区域逐渐沿主流方向向叶片中部发展并在轮毂侧出现了局部

空化体积分数

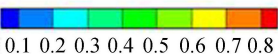
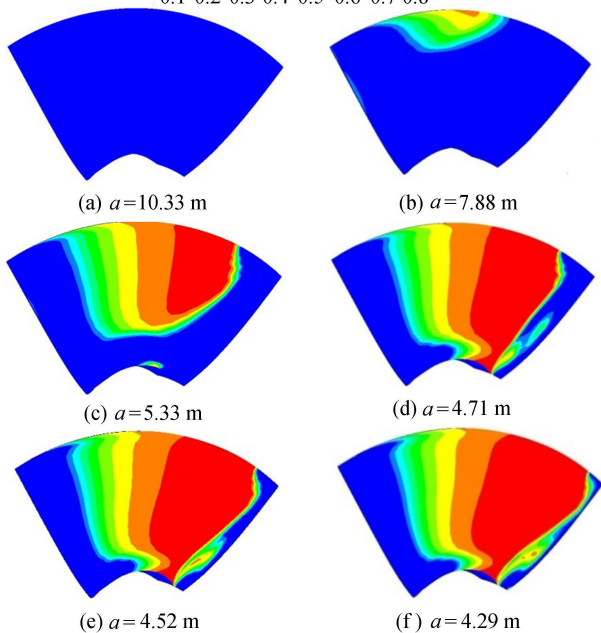



图 8 叶片吸力面空化体积分数分布

空化区, 此时产生的空泡大部分吸附在叶片表面, 降低了叶片表面的摩擦损失, 从而小幅提高了轴流泵的水力性能。当处于临界空化工况 ($a=4.71$ m) 时, 空化区域已经覆盖了整个吸力面中部, 而在近出口边轮缘侧出现了空化体积分数在 0.4 以上的条状空化区域, 该空化区域的空泡会周期性地脱离叶片表面进入叶片流道, 从而使通道被堵塞并降低了叶片的做功能力。随着 a 的继续下降, 空化区域继续沿轮缘向吸力面出口边堆积, 并在 $a=4.29$ m 时完全覆盖了叶片吸力面中部与出口边, 此时, 靠近出口边的主体空化区域的空泡开始大量脱落, 叶片通道被堵塞的程度上升, 空泡的发展与溃灭使得轴流泵的水力性能出现断裂式下降。

2.3 叶轮吸力面静压与流线(极限流线)分布

图 9 为特征工况时, 叶片吸力面侧压力分布与流线(极限流线)图。由图 9 可以看出, 叶片表面空化区域的压力很小, 叶片吸力面的相对低压区域自进口边轮缘侧出现并沿轮缘向轮毂侧与出口边发展。随着 a 的逐渐减小, 吸力面相对低压区域面积逐渐增大, 叶片表面的压力分布越来越不均匀, 压力面与吸力面之间的压力差也逐渐增大。当处于无空化与空化初生工况时, 叶片表面的流线较为顺直, 仅在出口边靠轮毂侧出现少许偏流, 空化对于轴流泵的性能没有影响。当 a 降低至 5.33 m 时, 相对低压区域向叶片出口边蔓延, 轮缘侧靠近出口边出现了明显的高压力梯度区域, 使得该区域的流线出现偏流。当 a 下降至 4.71 m 时, 相对低压区域向轮毂延伸并占据了叶片中部, 压力面与吸力面之间的压差

压强/kPa

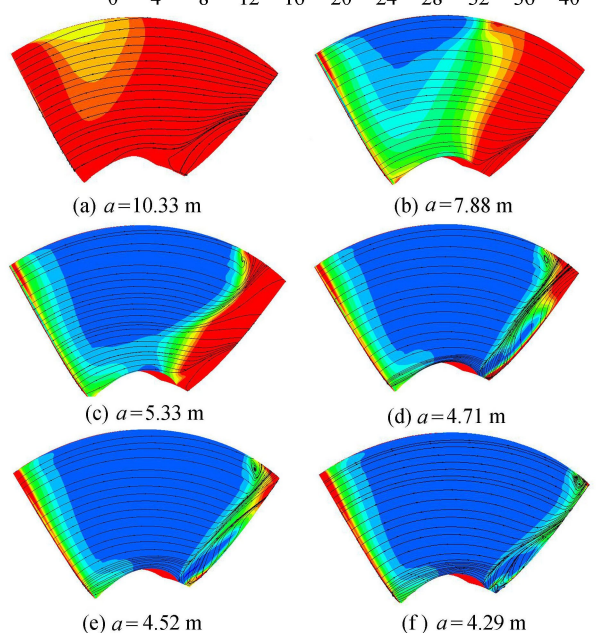



图 9 叶片吸力面静压与流线(极限流线)分布

使压力面的部分液体经叶顶间隙流至吸力面, 泄漏液体会与吸力面轮缘区的偏转主流掺混, 在高压梯度区域形成漩涡。同时, 吸力面在轮毂侧出现了条状相对低压区, 使得该区域出现侧向射流区, 侧向射流会促使条状空化区域的空泡自叶片表面脱落堵塞叶片通道并加入偏转主流与叶顶泄漏液体进一步掺混, 使叶片表面的漩涡扩大。而当泵进口压力继续降低, 如图 9(e)(f) 所示, 相对低压区域向出口边蔓延, 轮缘处高压梯度区也随之向出口边移动, 使得侧向射流区末端与叶片表面的漩涡随之变化。由此可见, 空化会改变叶片表面压力, 使得叶片所受荷载不均匀, 同时也诱使叶片表面出现漩涡、二次流等不良流态, 从而降低轴流泵的水力性能。

2.4 叶轮出口断面湍动能分布

湍动能可以用来反映空化对轴流泵内流场湍流强度的影响, 图 10 为特征工况时叶片出口断面湍动能分布。由图 10 可看出, 随着轴流泵空化程度的上升, 叶轮区域液体的紊流程度也随之增加。在无空化与空化初生工况时, 受叶片根部部分区域偏流的影响, 叶片出口断面出现了 4 块呈轴对称分布的相对高湍动能区域, 而叶轮将空化产生的湍动能全部转化为势能, 因此轴流泵性能此时未受空化的影响。在 $a=5.33\text{ m}$ 时轮缘侧出现了偏流, 使出口轮缘侧

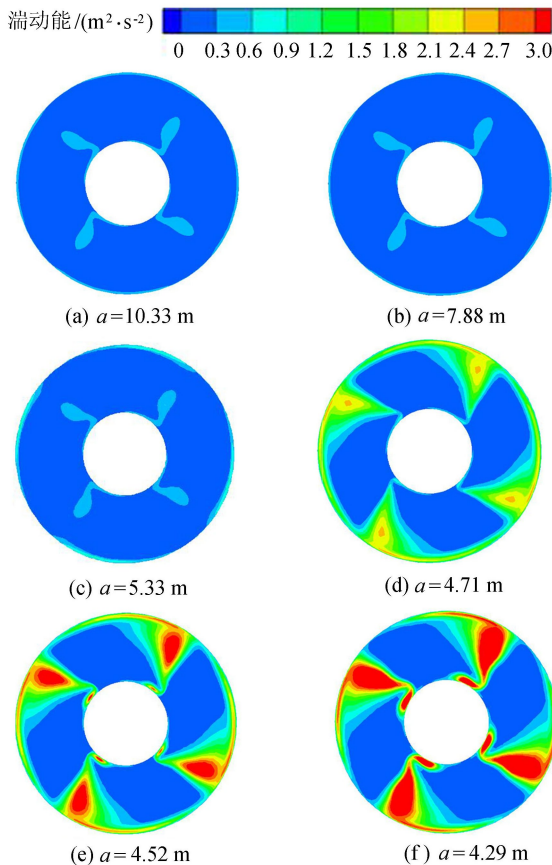


图 10 叶片出口断面湍动能分布

出现了相对高湍动能区。当 a 继续下降, 叶片出口断面的湍动能强度会明显增大, 受吸力面侧向射流与轮缘侧泄漏漩涡的影响, 轮缘侧出现了强湍动能区域。此时, 受空化区域的影响, 叶片出口处的液体出现不稳定并演化出不同尺度的漩涡, 漩涡会对叶片出口流场的均匀性产生不良影响, 同时减弱叶轮将湍动能转化为势能的能力, 从而使轴流泵的水力性能下降。

2.5 不同有效汽蚀余量下叶轮内流特性的变化

为探究空化对轴流泵内流特性的影响, 定义轴向系数 $L=l/l_1$, 其中 l 为某点到叶轮室进口的距离, l_1 为叶轮室长度。叶轮室进口至叶片出口各轴向系数的静压、相对速度、绝对速度与平均空化体积分数等的模拟结果表明: 随着轴流泵空化程度逐渐增加, 叶片流道内最高空化体积分数逐渐上升, 空化初生工况下, 空化区域轴向系数 $L=0.1\sim 0.5$, 最高空化体积分数为 0.6% ; 当 a 降低至 5.33 m 时, 空化区域延伸至 $L=0\sim 0.6$, 最高空化体积分数为 1% ; 而 a 下降至 4.29 m 时, 空化区域扩大为 $L=0\sim 0.75$, 最高空化体积分数上升至 2.9% 。随着泵进口压力的降低, 沿轴向空化体积增加速度越来越快且高体积分数区域逐渐向叶轮室出口蔓延。在叶片进口段流体的静压逐渐减少, 这是由于叶片进口端的阻力较大而升力相对较小, 使得该区域叶片做工能力较差, 在 $L=0.12$ 处静压开始随 L 的增大而逐渐增大, 直到 $L=0.7$ 处开始保持不变。当 $a>5.33\text{ m}$ 时, 叶片中段静压的增长率没有明显变化, 当 a 降低到 4.71 m 之后, 叶片中段的静压增长率出现明显下降, 此时空化已对轴流泵性能产生明显变化。在 $L\leq 0.2$ 范围, 流体的相对速度随 L 的增大缓慢增大; 在 $0.2<L\leq 0.7$ 范围, 相对速度随 L 的增大平缓下降; 在 $0.7<L\leq 1.0$ 范围, 相对速度基本保持不变。当 a 逐渐下降, 相对速度梯度沿轴向在空化体积分数上升的区域下降而在空化体积分数下降的区域上升。这是由于空泡的产生对轴流泵叶片通道的堵塞作用令断面有效过流面积减小使得相对速度较未空化时上升, 而空泡逐步溃灭时, 有效过流面积上升使得相对速度下降。随着泵进口压力的逐渐减小, 叶轮室出口断面的相对速度呈现先减小后增大的趋势, 并且深度空化后出口的相对速度远高于未空化时。在无空化与空化初生情况下, 绝对速度沿轴向随 L 的增大逐渐增大, 并在 $L=0.8$ 处达到最大值, 随后逐渐减小并最终保持不变。当泵进口压力逐渐减小, 空化区域内流体的绝对速度及其梯度逐渐减小, 在空化区域消失的临界位置处绝对速度出现了激增并随后逐渐下降。由此可以看出, 叶片吸力面大量堆积的空泡

挤压了过流通道,增大了过流流速,导致压力变化降低,从而影响了轴流泵的水力性能。

2.6 空化对轴流泵能量转化特性的影响

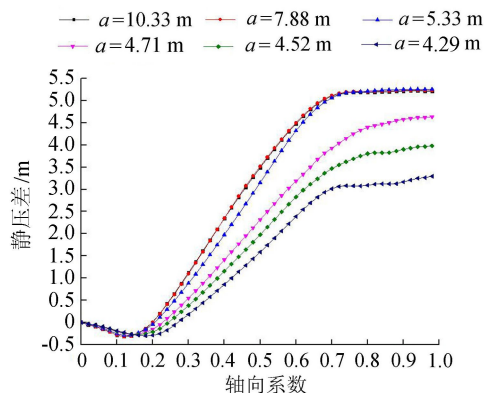
流体受叶片旋转获得的总能量(即叶轮扬程)可由流体机械的欧拉方程表征:

$$\Delta P_L = \frac{\rho}{2}(\Delta u_L^2 + \Delta w_L^2) \quad (3)$$

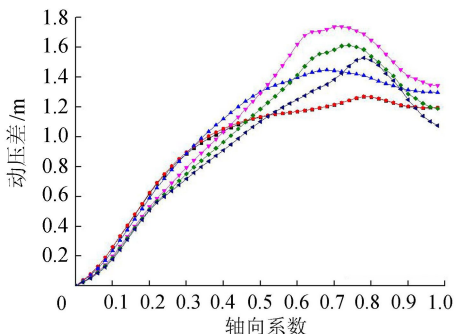
$$\Delta P_{Ld} = \frac{\rho}{2}(\Delta v_L^2) \quad (4)$$

$$H_{im} = \Delta P_{Lj} + \Delta P_{Ld} \quad (5)$$

式中: u_L 、 w_L 、 v_L 、 P_{Lj} 、 P_{Ld} 及 H_{im} 分别为某轴向系数下该截面与叶轮进口截面的牵连速度差、相对速度差、绝对速度差、静压差、动压差及叶轮扬程。不同轴向系数的动、静扬程变化如图 11 所示。



(a) 静压差变化



(b) 动压差变化

图 11 叶轮动、静扬程沿轴向的变化

由图 11 可知,静压差占轴流泵总压差的比例较高而动压差占的比例较低。沿轴流泵轴向的静压差随 L 的增大在进口段减小,在中段增大,最后在出口段保持不变,说明流体获得能量主要在叶片中段 ($L=0.2 \sim 0.7$)。当处于未空化与空化初生时,叶片中段的静压差增长率保持不变。当 $a=5.33$ m 时,叶片中段静压差增长率发生了变化,但叶片出口处静压差与未空化时相同。在泵进口压力降低过程中,叶片流道内空化体积分数上升,对流道内排挤作用增强,液体相对速度较未空化时上升,叶片中段静压差增长率逐渐下降,叶片出口处的静压差也明显下降。当 a 降低至 7.88 m 时,轴流泵的动压差未发生明显变化;

当 $a=5.33$ m 时,在 $L \leq 0.3$ 范围动压差随 L 增大的上升趋势与未空化时相同,在 $0.3 < L \leq 0.65$ 范围动压差随 L 增大继续上升,并在 $0.65 < L \leq 1$ 范围逐渐下降,而在叶片出口处动压大于未空化时;当 a 降低至 4.71 m 时,随 L 的增大,动压差上升速率沿轴向在空化体积分数增大区域减小,在空泡数量逐渐减少的位置出现突增并随后逐渐下降,同时,叶片出口压差继续增大。当泵进口压力继续降低,动压差发生突增的位置逐渐向叶片出口移动,而叶片出口处压差逐渐减小并整体低于未空化时。

不同有效汽蚀余量下轴流泵的动压差、静压差、叶轮扬程(动静压差和)以及轴流泵的扬程变化如图 12 所示。由图 12 可知,随着泵空化程度的加重,泵段扬程与叶轮扬程的变化趋势基本相同。在 a 由 10.4 m 下降至 6.36 m 时,叶轮空化程度较轻,叶轮扬程未发生变化,此时空化对泵能量转化性能没有明显影响;当 a 由 6.36 m 下降至 5.33 m 时,叶轮的动压差上升了 0.1 m 而静压差没有改变,叶轮扬程出现小幅上升,表明空化小幅度提高了轴流泵的能量性能;当 a 由 5.33 m 下降至 4.91 m 时,动压差继续上升 0.2 m,流体通过叶轮的相对速度上升而致静压差减小了 0.25 m,此时空化开始对叶轮的的能量转化性能产生不良影响。当有效汽蚀余量继续下降至临界空化以下,如图 10(d) ~ (f) 所示,泵内空泡的产生与溃灭导致叶片出口处液体流动的紊乱程度大幅增大,空化严重干扰了泵的能量转化,动压差也开始减小,动静压差的波动增加了泵内的水力损失,使得轴流泵的水力性能出现急剧下降。

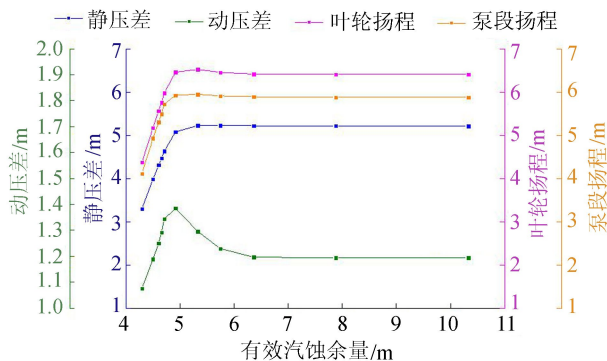


图 12 不同有效汽蚀余量下轴流泵能量特性变化

3 结论

a. 设计工况下,随着进口压力逐渐降低,空化区域首先出现在叶片吸力面进口边轮缘处,并向出口边发展。

b. 空化会对轴流泵内的流动特性产生不良影响。在空化区域,由于空泡对于叶片流道的堵塞作用,相对于未空化时相对速度增大,绝对速度减小,

静压减小,叶片做功能力变差。

c. 在空化初生 ($a=7.88\text{ m}$)时,轴流泵动、静压差沿轴向没有明显变化;当 $a=5.33\text{ m}$ 时,叶片出口处静压差不变而动压差增大,轴流泵水力性能小幅上升;当 $a=4.91\text{ m}$ 时,静压差下降幅度大于动压差增加幅度,轴流泵性能出现下降;随着泵进口压力进一步降低,动、静压差沿轴向继续下降,轴流泵水力性能出现急剧下降。

参考文献:

[1] 汤方平, 王国强, 刘超, 等. 高比转数轴流泵水力模型设计与紊流数值分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(1): 119-123. (TANG Fangping, WANG Guoqiang, LIU Chao, et al. Design and numerical analysis on an axial-flow model pump with high specific speed [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(1): 119-123. (in Chinese))

[2] ZHANG Rui, CHEN Hongxun. Numerical analysis of cavitation within slanted axial-flow pump [J]. Journal of Hydrodynamics, 2013, 25(5): 663-672.

[3] DING H, VISSER F C, JIANG Y, et al. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(1): 1-14.

[4] 汤方平, 袁伟声. 轴流泵转轮空化性能的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 1993, 14(1): 48-52. (TANG Fangping, YUAN Weisheng. An axial pump cavitation characteristic prediction using numerical methods [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1993, 14(1): 48-52. (in Chinese))

[5] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(13): 88-93. (in Chinese))

[6] ZHANG D, SHI L, SHI W, et al. Numerical analysis of unsteady tip leakage vortex cavitation cloud and unstable suction-side-perpendicular cavitating vortices in an axial flow pump [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2015, 77: 244-259.

[7] 张文武, 余志毅, 祝宝山, 等. 叶顶间隙对低比转速混流泵性能及内部流场影响的数值研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(22): 182-189. (ZHANG Wenwu, YU Zhiyi, ZHU Baoshan, et al. Study of tip clearance effects on performances and flow field of a low specific speed mixed-flow pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(22): 182-189. (in Chinese))

[8] 张德胜, 石磊, 陈健, 等. 轴流泵叶轮叶顶区空化特性试验分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2016, 50(8): 1585-1592. (ZHANG Desheng, SHI Lei, CHEN

Jian, et al. Experimental analysis on characteristic of cavitation in tip region of axial flow pump impeller [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2016, 50(8): 1585-1592. (in Chinese))

[9] 黎耀军, 沈金峰, 严海军, 等. 叶顶间隙对轴流泵轮缘泄漏流动影响的大涡模拟[J]. 水利学报, 2014, 45(2): 235-242. (LI Yaojun, SHEN Jinfeng, YAN Haijun, et al. Investigation of the effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in an axial-flow pump using LES [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2014, 45(2): 235-242. (in Chinese))

[10] 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72-77. (in Chinese))

[11] FENG Weimin, CHENG Qian, GUO Zhiwei, et al. Simulation of cavitation performance of an axial flow pump with inlet guide vanes [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1-8.

[12] TAN L, ZHU B S, CAO S L, et al. Influence of prewhirl regulation by inlet guide vanes on cavitation performance of a centrifugal pump [J]. Energies, 2016(7): 1050-1065.

[13] 典平鸽. 低比转速离心泵空化性能的数值模拟[J]. 水利水电科技进展, 2011, 31(6): 31-34. (DIAN Pingge. Numerical simulation of cavitation characteristics of low specific speed centrifugal pump [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2011, 31(6): 31-34. (in Chinese))

[14] 周大庆, 刘敏, 陈会向. 虹吸式出水流道轴流泵装置全流道空化特性[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(1): 128-132. (ZHOU Daqing, LIU Min, CHEN Huixiang, et al. Siphon outlet conduit on full passage cavitation characteristics of axial-flow pumping unit [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(1): 128-132. (in Chinese))

[15] 燕浩, 刘梅清, 赵文胜, 等. 速度环量对大型轴流泵站水力性能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(6): 2125-2132. (YAN Hao, LIU Meiqing, ZHAO Wensheng, et al. Influence of velocity circulation on hydraulic performance of large axial-flow pump station [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2016, 47(6): 2125-2132. (in Chinese))

[16] 程效锐, 符丽, 包文瑞. 核主泵空化流动对能量转换的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(5): 369-376. (CHENG Xiaorui, FU Li, BAO Wenrui. Effect of cavitation flow on energy transfer in nuclear main pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(5): 369-376. (in Chinese))

(下转第 74 页)