

不同叶片后掠角度下轴流泵叶顶区空化流场与性能研究

叶晓琰 王 朋 张德胜 沈 熙 赵旭涛 孟庆辉

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为研究轴流泵叶片后掠对叶顶区空化流场及性能的影响,以南水北调工程 TJ04-ZL-02 编号叶轮缩放模型为原型叶轮,将叶片重心积迭线圆周后掠得到后掠 20° 和后掠 40° 叶轮。基于 ANSYS CFX 软件对全流场进行数值模拟,对比分析原型叶轮与后掠叶轮流道内压力、空泡、流线分布的变化,并对不同空化条件下叶片后掠对叶顶区漩涡强度、涡量和速度场的影响进行分析。研究表明:后掠叶轮临界空化余量降低,后掠叶片吸力面空化面积及空泡体积分数均低于原型叶片。在空化工况下,叶片后掠减小吸力面侧低压区域,有效抑制叶顶区三角形空化云的发展。由于叶片后掠减小叶顶区压差,导致叶顶泄漏量减小,TLV 核心区漩涡强度和涡量随后掠角度的增大而减小,随着空化程度加剧,TLV 漩涡强度和涡量均变大,叶顶区流场更加复杂紊乱。

关键词: 轴流泵; 叶片后掠; 叶顶区空化流场; 空化性能

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2022)10-0194-08

OSID:



Cavitation Flow Field in Tip Region and Performance of Axial Flow Pump under Different Blade Swept Angles

YE Xiaoyan WANG Peng ZHANG Desheng SHEN Xi ZHAO Xutao MENG Qinghui

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

Abstract: In order to study the effect of blade swept back on the cavitation flow field in tip region and performance of axial flow pump, the swept back 20° and swept back 40° impeller were redesigned based on the scaled model of TJ04-ZL-02 impeller in South to North Water Diversion Project. The whole flow field was calculated based on ANSYS CFX, the changes of pressure, cavitation and streamline distribution in the passage of prototype impeller and swept back impeller were compared and analyzed, and the effects of blade swept back on vortex intensity, vorticity and velocity field in tip region under different cavitation conditions were analyzed. The results showed that the $NPSH_a$ of the swept back impeller was decreased, and the cavitation area and cavitation volume fraction of the suction surface of the swept back blade were lower than those of the prototype blade. The backward sweep of the blade reduced the low pressure area of the suction surface and effectively inhibited the development of triangular cavitation cloud in tip region. As the blade swept backward reduced the pressure difference in the tip area, the tip leakage was decreased, and the vortex intensity and vorticity in the TLV core area were decreased with the increase of the swept angle. With the aggravation of cavitation, the vortex intensity and vorticity of TLV was increased, and the flow field in the tip area became more complex and disordered. Axial flow pump had the advantages of simple structure, large flow rate and high efficiency, and it played an important role in flood control and drainage, large-scale water transfer. The blade swept back improved the cavitation performance of the pump and had great potential in improving the cavitation performance of the axial flow pump.

Key words: axial flow pump; blade swept back; cavitation flow field in tip region; cavitation performance

收稿日期: 2021-11-26 修回日期: 2022-02-12

基金项目: 国家自然科学基金联合重点项目(U2106225)、江苏省重点研发计划项目(BE2021073)、江苏省杰出青年基金项目(BK20211547)和2021年度江苏省高校优秀科技创新团队项目(苏教科[2021]1号)

作者简介: 叶晓琰(1963—),女,研究员,博士生导师,主要从事流体机械及工程研究,E-mail: yexiaoyan@ujs.edu.cn

通信作者: 张德胜(1982—),男,研究员,博士生导师,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

0 引言

轴流泵由于叶顶间隙的存在,在叶轮内会发生叶顶泄漏涡空化及其一系列诱导涡空化,严重影响水泵的稳定运行和水力性能,减小水泵过流部件使用寿命^[1-3]。大量学者对叶顶泄漏涡及其诱导的二次涡空化结构进行了研究^[4-7],文献[8-9]研究了不同流量下的叶顶空化形态,且在低空化数下发现了垂直空化涡结构。文献[10-11]分析了轴流泵在不同空化条件下的空化特性,文献[12-14]研究了叶片几何形状对叶顶泄漏涡的影响。后掠叶片具有抗缠绕、抗空化和减震降噪的特点,因此对轴流泵叶片进行后掠设计是改善轴流泵空化性能的有效手段。

后掠叶片最早应用于空气动力机械领域。文献[15-25]研究成果可见,目前后掠叶片的研究在空气动力机械领域相对较多,在水力旋转机械上的研究不够广泛,特别是在轴流泵方面后掠叶片的研究较少。

本文对模型泵叶片进行圆周后掠设计,通过实验和数值模拟,对比分析原型叶轮和不同角度后掠叶轮的空化特性,以探究叶片后掠角度与轴流泵空化性能的关系;分析不同空化条件下弦长截面的空化流场特性,以得出叶片后掠角度对叶顶区漩涡强度、涡量和速度场的影响,以期能为后掠式轴流泵设计和空化特性研究提供参考。

1 数值模拟与实验方法

1.1 湍流模型

采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,湍动能 k 和湍动能耗散 ω 方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \frac{\rho \alpha}{\mu_t} - \beta \rho \omega^2 + \frac{2(1-F_1)\rho \sigma_{\omega^2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{\omega} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

式中 ρ ——流体介质密度

1.2 空化模型

采用 Zwart 空化模型,其表达式为

$$\dot{m}^+ = C_e \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \quad (p \leq p_v) \quad (3)$$

$$\dot{m}^- = C_c \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}} \quad (p_v \leq p) \quad (4)$$

式中 α_v ——空泡体积分

气泡半径 R_b 为 1×10^{-6} m;空化核体积分 α_{nuc} 为 0.05%;蒸发系数 C_e 为 50,凝结系数 C_c 为 0.01。

1.3 计算模型

原型叶轮采用南水北调工程中 TJ04-ZL-02 编号叶轮同比例缩放模型,泵的基本参数如下:设计流量 Q_{opt} 为 $365 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 H 为 3.02 m,转速 n 为 1450 r/min,叶轮叶片数 Z 为 3,叶轮外径 D_2 为 200 mm,叶顶间隙 h_{tip} 为 0.5 mm,导叶叶片数 Z_d 为 7,进出口直径 D 为 200 mm。后掠叶片的设计方法为:保持轮毂位置不变,将原型叶片的重心积迭基准线(径向线)沿圆周方向按一定的线性规律后掠,叶片后掠示意图如图 1 所示,其中 θ 为后掠角度,原型叶轮和后掠叶轮的三维模型如图 2 所示。

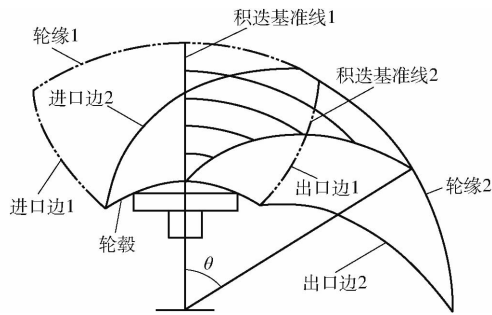


图 1 叶片后掠示意图

Fig.1 Sketch of blade sweep back

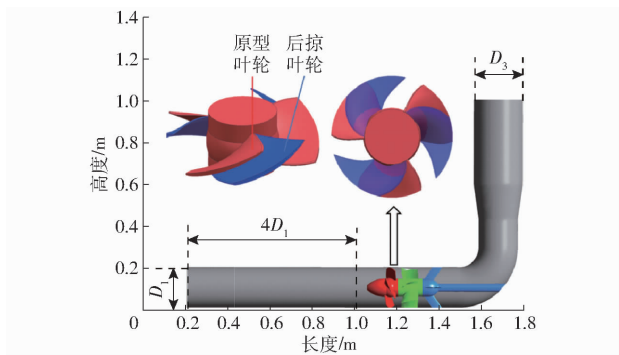


图 2 三维模型

Fig.2 Blade model diagram

1.4 网格划分

采用六面体结构化网格对计算域进行网格划分,叶轮水体采用 J/O 型拓扑结构,叶顶间隙设置 30 层网格,为满足湍流模型的要求,对近壁面网格做精细化处理,保证其 y^+ 值小于 60,计算域网格如图 3 所示。通过设置不同网格数进行网格无关性验证,如表 1 所示,当网格总数超过 950 万时,各叶轮模型的扬程受网格总数影响已经非常小,故选取方案 2 进行后续研究,各部件网格数为:原型叶轮网格数 565 万、后掠 20° 叶轮网格数 594 万、后掠 40° 叶轮网格数 575 万、进口段网格数 87 万、导叶网格数 149 万、支撑网格数 31 万、弯管网格数 50 万、出

口段网格数 46 万。

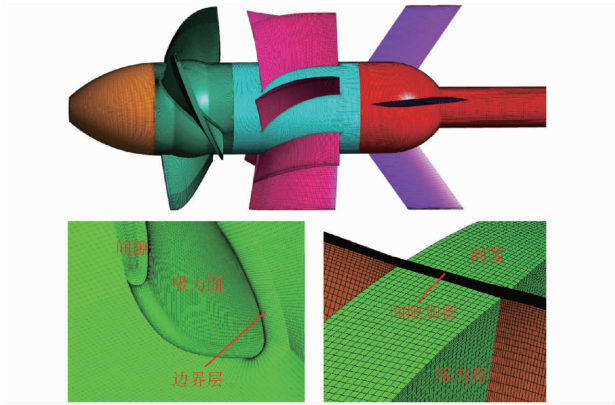


图 3 计算域网格
Fig. 3 Grids of computational domain

表 1 网格无关性验证

Tab. 1 Grid independence verification						
方案	原型		后掠 20°		后掠 40°	
序号	网格总数	扬程/m	网格总数	扬程/m	网格总数	扬程/m
1	7 166 994	2.89	8 545 784	2.81	7 954 824	2.72
2	9 216 190	3.07	9 512 452	2.95	9 321 452	2.80
3	10 026 355	3.08	1 152 452	2.99	1 201 452	2.83

1.5 边界条件设置

前处理设置如下:叶轮为旋转域,其余部件为静止域,参考压力为零,湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型,空化模型采用 Zwart 模型,壁面间采用无滑移边界条件,设置叶轮外壁面为反旋转壁面。外特性计算采用进口总压边界条件,压力为 101 kPa,采用质量流量出口边界条件。进行空化计算时添加 vapor,设置液态介质体积分数为 1,气态介质体积分数为 0,饱和蒸汽压力为 3 574 Pa,空化计算采用逐渐降低进口压力,迫使泵内部发生空化的方法。

1.6 实验装置

原型叶轮外特性实验、高速摄影实验均在同一轴流泵实验台上进行,实验台布置如图 4 所示,实验台由交流电动机、扭矩仪、增压泵、涡轮流量计、流量调节阀、空化罐、模型泵等组成。进行外特性实验时,通过改变增压泵转速调节流量,图 5 所示为高速摄影布置图,高速摄影实验采用主动空化的方法,通过真空泵抽取空化罐内空气,降低泵进口压力,迫使泵内部发生空化。

2 外特性分析与模拟验证

将实验所得原型叶轮外特性与数值模拟结果对比(图 6),从图 6 中可以看出,CFD 模拟结果与实验所得外特性曲线变化趋势一致,数值模拟结果与实验结果最大偏差小于 5%,在可接受误差范围内,说明采用的数值模拟方法较为准确。后掠叶轮的扬程

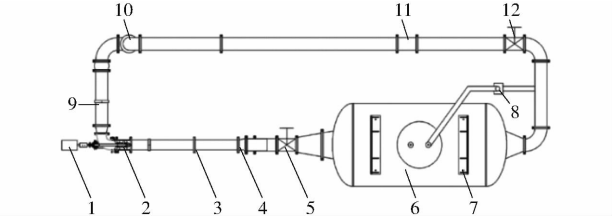


图 4 实验装置运行系统图

Fig. 4 System diagram of test devices

1. 电机 2. 模型泵 3. 进口测压段 4. 伸缩管 5. 进口闸阀
6. 水箱 7. 空化罐 8. 真空泵 9. 出口测压段 10. 增压泵
11. 涡轮流量计 12. 出口闸阀

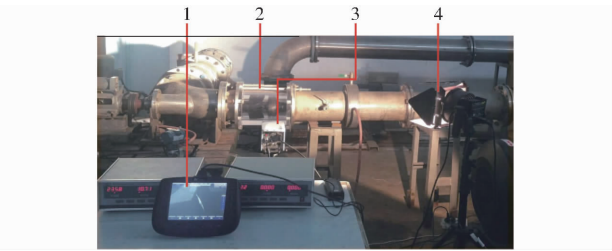


图 5 高速摄影布置图

Fig. 5 Layout of high-speed photography experiment

1. 显示装置 2. 模型泵 3. 高速摄影机 4. 补光灯

效率变化趋势与原型叶轮相似,在额定工况点,后掠 20°叶轮扬程较原型叶轮下降 2.7%,效率较原型叶轮下降 0.8%,后掠 40°叶轮扬程较原型叶轮下降 6.9%,效率较原型叶轮下降 1.8%。

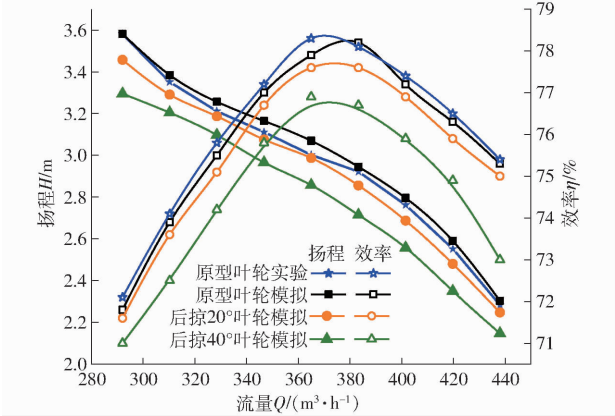


图 6 外特性曲线

Fig. 6 Curves of external performance

进行空化实验时,定义空化数为

$$\sigma = \frac{p_{in} - p_c}{0.5\rho U^2} \tag{5}$$

式中 p_{in} ——进口压力,Pa
 p_c ——饱和蒸汽压力,Pa
 U ——叶片进口边轮缘处圆周速度,m/s
如图 7 所示,定义弦长系数为

$$\lambda = s/c \tag{6}$$

式中 s ——叶片前缘(LE)至各叶弦截面距离,mm
 c ——叶片前缘(LE)至后缘(TE)距离,mm

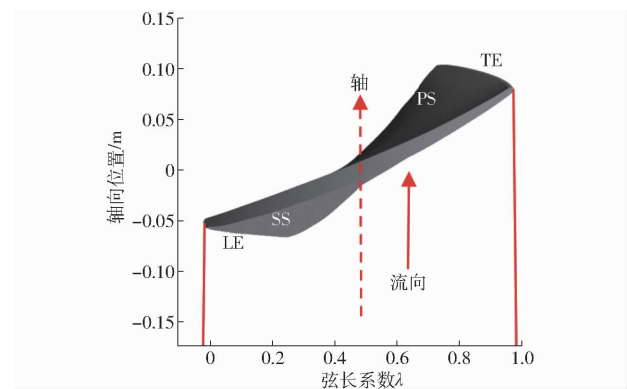


图 7 叶片弦长系数 λ 定义

Fig. 7 Definition of blade chord coefficient λ

图 8 (TLV 表示叶顶泄漏涡) 为原型叶轮在不同空化数下,空泡体积分数为 10% 等值面数值模拟结果与实验结果对比,由图可看出,数值模拟结果与实验结果较吻合,验证了本次数值模拟的准确性。

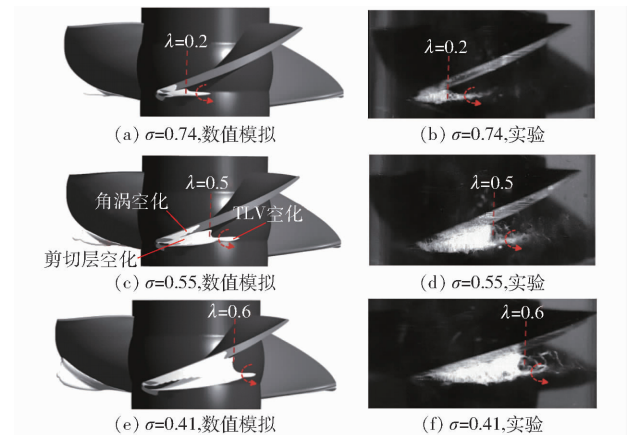


图 8 空化数值模拟与实验比较

Fig. 8 Comparison of cavitation calculation and experiment

3 空化计算结果分析

3.1 空化特性曲线

图 9 所示为原型叶轮和不同后掠角度叶轮在额定流量下的空化特性曲线,其中 $NPSH_a$ 为装置空化余量,定义为

$$NPSH_a = \frac{p_{in}}{\rho g} + \frac{v_{in}^2}{2g} - \frac{p_c}{\rho g} \quad (7)$$

式中 v_{in} ——进口流速, m/s

g ——重力加速度,取 $9.8 m/s^2$

工程上把扬程下降 3% 时对应的 $NPSH_a$ 作为该流量下的临界空化余量,图 9 中点 a、b、c 分别表示原型叶轮、后掠 20° 叶轮与后掠 40° 叶轮的临界空化点。从图 9 可看出,随着进口压力的降低,扬程呈现小幅度上升,这是由于进口压力降低,叶轮内由于发生空化产生的空泡附着于叶片片面,降低了叶片表面的粗糙度,使得叶片表面更加地光滑,减小叶片与

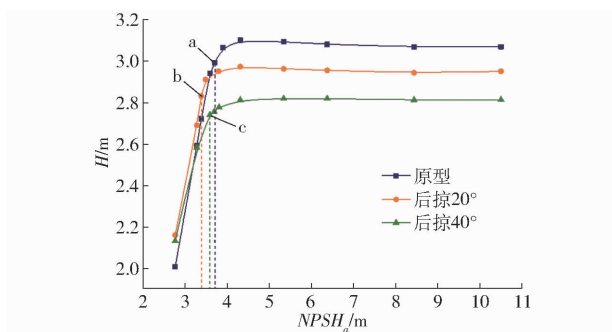


图 9 空化特性曲线

Fig. 9 Cavitation characteristic curves

流体介质接触做功的能量损失,随着进口压力进一步降低,空化程度加剧,叶轮流道内由于空化产生的空泡增多,随着空泡的产生、生长、发展和溃灭而对叶轮流场影响明显,堵塞叶轮流道,外特性表现为扬程开始下降,而且进口压力越低,扬程下降速度越大。从图中可看出,原型叶轮临界空化余量为 3.68 m,后掠 20° 叶轮临界空化余量为 3.37 m,后掠 40° 叶轮临界空化余量为 3.57 m,后掠叶轮临界空化余量均低于原型叶轮。空化发生后,后掠角度越小,扬程下降得越快,空化对外特性影响越明显。

3.2 叶片吸力面空泡体积分数及流线分布

为进一步分析叶片后掠对轴流泵空化性能的影响,在不同 $NPSH_a$ 下,将原型叶片和后掠叶片吸力面空泡体积分数和流线分布对比分析,如图 10 所示。当 $NPSH_a = 6.57 m$ 时,空泡主要分布在叶片进口边靠近叶顶处,呈三角形,表明此处为空化初生位置,后掠叶片空泡分布更靠近叶顶,叶片吸力面流线分布较好,主流仅在片状空化内部向叶顶发生偏离,叶片尾缘处出现微弱径向射流。当 $NPSH_a = 4.51 m$ 时,叶片吸力面空化区域向出口边和轮毂继续发展,叶片空化区域随着后掠角度的增大而减小,原型叶片和后掠 20° 叶片轮毂处没有空泡的产生,而后掠 40° 叶片轮毂处发生了空化而产生空泡。各后掠叶片的空泡体积分数均低于原型叶片,且后掠角度越大,空泡体积分数越低,在靠近轮缘处尤为明显,在空化区域内部流线均出现斜向叶顶方向流动,叶片尾缘处径向射流范围进一步扩大。当 $NPSH_a = 3.47 m$ 时,空泡几乎覆盖了整个吸力面,后掠叶片空化区域较原型叶片小,相对集中在轮缘处,后掠角度越大,红色区域越小,且后掠叶片的空泡体积分数变化梯度大于原型叶片,在靠近轮缘处尤为明显,表明叶片后掠能有效降低叶片吸力面的空化程度。

3.3 叶顶区空化压力场及空泡分布

叶轮内空化的发生会改变压力场分布,为分析叶片后掠对叶顶区空化压力场及空泡分布规律的影

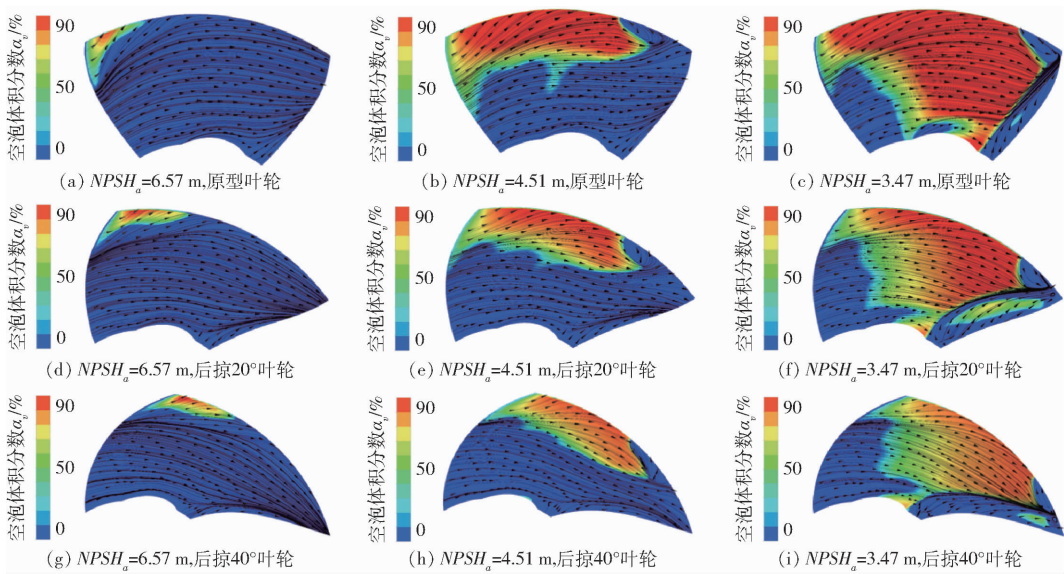


图 10 叶片吸力面空泡体积分数和流线分布

Fig. 10 Cavitation volume fraction and streamline distribution on blade suction surface

响,定义半径系数

$$r^* = \frac{R - R_h}{R_d - R_h}$$

(8)

式中 R ——圆柱截面半径,mm
 R_h ——轮毂半径,mm
 R_d ——轮缘半径,mm

轴流泵在不同 $NPSH_a$ 下的叶顶区压力分布趋势基本相同,故本文分析 $NPSH_a = 4.51\text{ m}$ 时 $r^* = 0.9$ 圆周截面上的空化压力场和空泡分布。如图 11 所示,高压区主要分布在叶片压力面,吸力面由于发生空化,在空泡区域压力较低,低压区和空泡区基本重合,通过对比分析可得,叶片吸力面低压区范围随着后掠角度的增大而减小,叶片后掠有效抑制低压区由叶片前缘沿吸力面向尾缘扩散。从空泡分布也可看出,叶顶泄漏涡空化与射流剪切层空化、间隙空化连接成三角形空化云而堵塞流道,原型叶片空化已发展至 $\lambda = 0.75$,后掠 20° 叶片发展至 $\lambda = 0.6$,而后掠 40° 叶片仅发展至 $\lambda = 0.5$,说明叶片后掠抑制了叶顶区三角形空化云的发展,后掠角度越大,抑制效

果越明显。

3.4 叶顶区叶片载荷分布

叶轮内空泡的产生、生长、发展、溃灭都会影响叶片表面的载荷分布。本文分析原型叶片和后掠叶片在不同 $NPSH_a$ 下 $r^* = 0.9$ 圆周截面上的叶片载荷分布,探究不同空化条件下叶片后掠对叶片叶顶区载荷分布的影响。如图 12 可知,当叶轮进口压力降低,叶片压力面和吸力面载荷随之降低,压力面与吸力面压差从轮毂至轮缘逐渐减小,原型叶片和后掠叶片都具有相同的变化趋势,说明进口压力越低,叶轮内的空化越严重,流道内空泡增加,空化对叶片载荷的影响也愈加明显,在叶片进口边位置,压力出现骤变的峰值现象,这是由于叶片进口边最先接触流体介质,流体介质对叶片有一定的冲击。叶片的压力最低点出现在叶片吸力面进口边近轮缘处,说明叶片此处最先发生空化,从进口边至出口边,压力面压力逐渐降低,吸力面压力逐渐上升。当 $NPSH_a = 6.57\text{ m}$ 时,空泡附着于吸力面进口边近轮缘处,在 $0 \leq \lambda \leq 0.3$ 处,叶片压力面载荷随着后掠角度的增

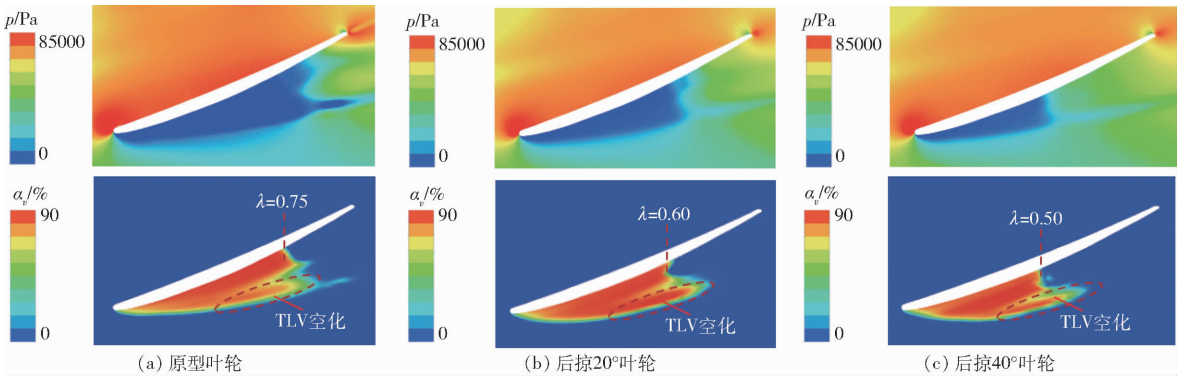


图 11 $NPSH_a = 4.51\text{ m}$ 时叶顶区压力场和空泡分布

Fig. 11 Pressure field and cavitation distribution in tip region

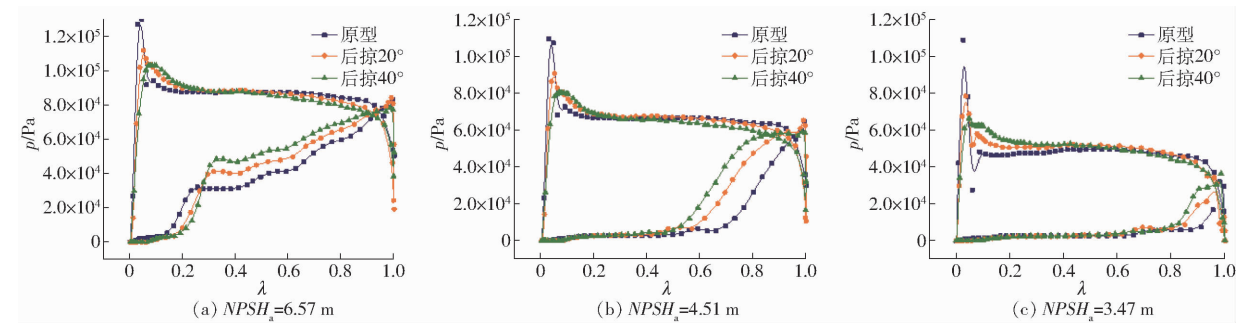


图 12 叶顶区叶片载荷分布
Fig. 12 Blade load distribution in tip region

加而增加,吸力面载荷则变化不大,随着弦长系数的增大,吸力面载荷随后掠角度的增大而增大。当 $NPSH_a=4.51\text{ m}$ 时,压力面载荷变化趋势与 $NPSH_a=6.57\text{ m}$ 时一致,在 $0\leq\lambda\leq0.5$ 处,后掠叶片与原型叶片吸力面载荷几乎相同,随着弦长系数增加,叶片吸力面载荷则随后掠角度的增大而增大。当 $NPSH_a=3.47\text{ m}$ 时,后掠叶片与原型叶片吸力面载荷在 $0\leq\lambda\leq0.8$ 处相同,仅在 $0.8\leq\lambda\leq1$ 处,叶片吸力面载荷随后掠角度的增大而增大。综上所述,叶片后掠增大叶片吸力面整体压力,减小压力面与吸力面压差,使叶片吸力面更不容易发生空化。

3.5 叶顶泄漏量分析

由上文分析可知,后掠叶片增大叶片吸力面压力,减小叶片叶顶区压差,而叶顶泄漏流正是在此压差下由压力面通过叶顶间隙流向吸力面,与主流卷吸形成叶顶泄漏涡,进而发生叶顶泄漏涡空化及一系列诱导涡空化。由于压差改变会导致叶顶泄漏量的变化,定义叶顶泄漏量为通过叶顶间隙中间截面的平均质量流量

$$\overline{Q_m} = \frac{\int_{\sigma_s} \rho v dS}{\int_{\sigma_s} dS} \tag{9}$$

式中 v ——叶顶间隙中间截面法向速度, m/s
 dS ——叶顶间隙中间截面上微元的面积, m^2
 σ_s ——叶顶间隙中间截面面积, m^2

图 13 为叶顶间隙中间截面示意图,根据式(9)

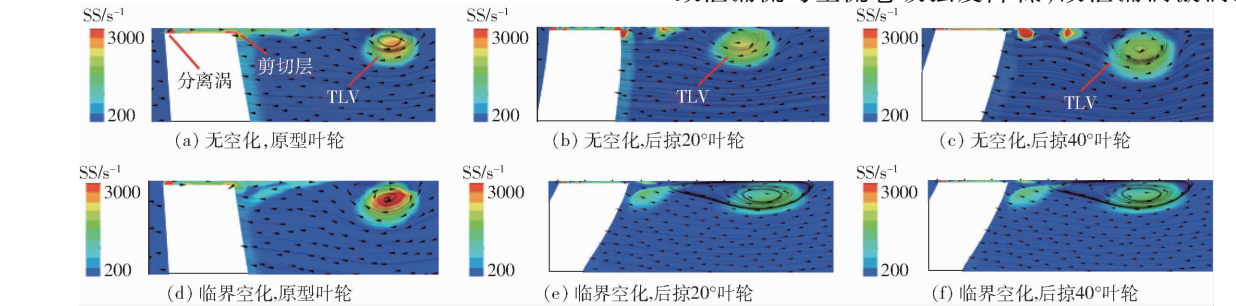


图 13 叶顶间隙中间截面图
Fig. 13 Mid section of tip clearance

计算得到原型叶轮泄漏量为 0.38 kg/s ,后掠 20° 叶轮泄漏量为 0.29 kg/s ,较原型叶轮下降 23.5% ,后掠 40° 叶轮泄漏量为 0.27 kg/s ,较原型叶轮下降 29.3% ,后掠叶轮叶顶泄漏量减小的原因主要是由于叶片后掠减小压力面与吸力面压差,导致壁面射流层的流速减小。

3.6 叶顶区空化流场分析

图 14 为不同空化条件下叶顶区漩涡强度 (Swirling strength, SS) 和速度矢量图。由于不同弦长系数截面分布规律相同,故取 $\lambda=0.5$ 截面进行分析,如图所示,叶顶泄漏流在叶片吸力面与主流卷吸形成叶顶泄漏涡,通过漩涡强度分布可确定泄漏涡位置,速度矢量显示在吸力面侧高漩涡强度区域形成漩涡结构。泄漏流在进入叶顶间隙时与主流发生流动分离而产生叶顶分离涡,通过间隙后与主流发生流动剪切,剪切层也存在局部高漩涡强度区。如图所示无空化发生时,叶片后掠减小叶片叶顶区压差,进而减小叶顶泄漏量,泄漏射流流速降低,导致泄漏流与主流卷吸强度降低,故泄漏涡漩涡强度

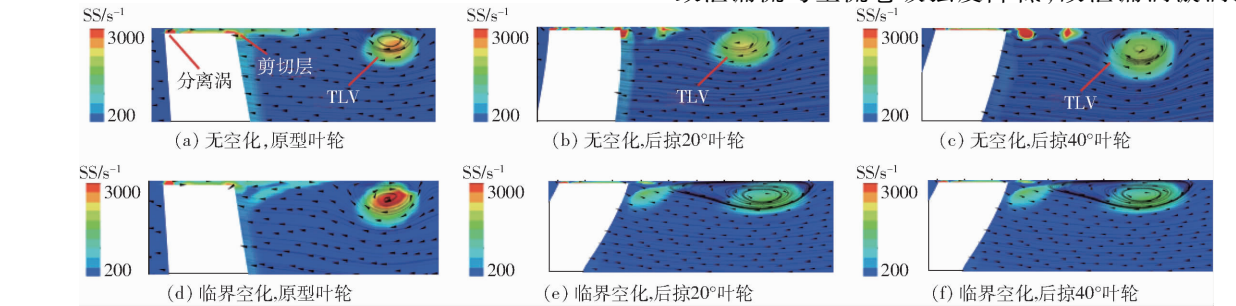


图 14 不同空化条件下叶顶区漩涡强度和速度矢量图

Fig. 14 Distributions of swirling strength and velocity vector in tip region under different cavitation conditions

随叶片后掠角度的增大而减小,泄漏涡尺度则随后掠角度的增大而增大,后掠叶片泄漏涡位置更加靠近叶片吸力面,在射流剪切层,后掠叶片高漩涡强度区域大于原型叶片。随着空化程度加剧,在临界空化条件下,TLV 涡心区域受到 TLV 空化结构影响,其漩涡强度大于无空化条件下,原型叶片和后掠叶片变化规律一致,剪切层空化与 TLV 空化连接,导致空化内部流场更加紊乱复杂,相比无空化条件下,剪切层空化结构内部漩涡强度有所降低。

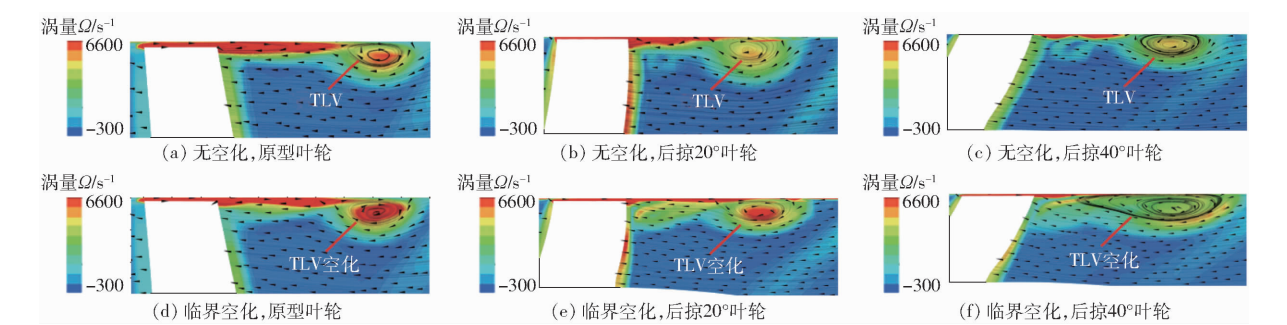


图 15 不同空化条件下叶顶区涡量分布和速度矢量图

Fig. 15 Distributions of vorticity and velocity vector in tip region under different cavitation conditions

无空化条件下更小。

图 16 为不同空化条件下叶顶区轴向速度分布云图,无空化条件下,间隙泄漏流在压差作用下与主流相反的速度射向吸力面,所以间隙区的轴向速度为负值,由于和主流发生卷吸,泄漏射流轴向速度逐渐减小,泄漏涡近壁区域出现局部轴向速度负值

区域,随着叶片后掠角度增大,泄漏涡引起的轴向速度负值区域增大,泄漏流对主流的干涉堵塞更明显,体现为扬程下降。临界空化条件下,叶顶泄漏流影响范围较无空化时明显增大,后掠叶片叶顶区低轴向速度区明显大于原型叶片,后掠 40°叶片剪切层尤为明显。

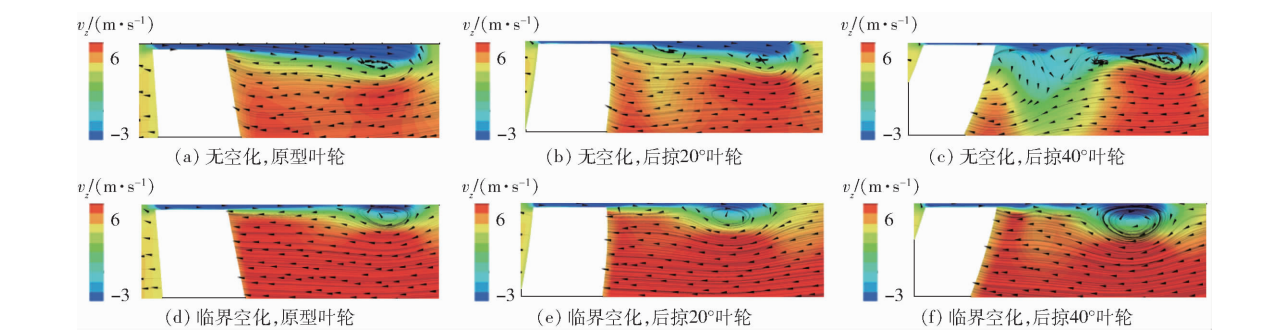


图 16 不同空化条件下叶顶区轴向速度分布云图

Fig. 16 Distribution of axial vorticity in tip region under different cavitation conditions

4 结论

- (1)后掠叶轮临界空化余量低于原型叶轮,后掠 20°最低,后掠 40°次之,且相同空化条件下,叶片吸力面空化面积和空泡体积分数随后掠角度的增加而减小,后掠叶片空化分布较原型叶片更靠近叶顶,表明叶片后掠对轴流泵空化有一定抑制作用。
- (2)轴流泵叶片后掠改变了叶顶区空化压力场分布,减小叶片吸力面侧低压区域,后掠角度越大,低压区域越小,叶片吸力面侧低压区为三角形空化

- 云结构,表明叶片后掠能有效抑制叶顶区三角形空化云的发展。
- (3)叶片后掠减小叶顶区压力面与吸力面压差,从而减小叶顶泄漏量。通过分析不同空化条件下叶顶区流场分布后发现,TLV 涡心处漩涡强度和涡量随叶片后掠角度的增大而减小,TLV 尺度则随叶片后掠角度的增大而增大,随着空化程度加剧,TLV 漩涡强度和涡量均变大,叶顶分离涡空化与 TLV 空化通过剪切层空化连接,使叶顶区流场更加复杂紊乱。

参 考 文 献

- [1] TAN D, LI Y, WILKES I, et al. Experimental investigation of the role of large scale cavitating vortical structures in performance breakdown of an axial waterjet pump[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2015, 137(11): 111301.
- [2] JI B, LUO X, PENG X, et al. Numerical analysis of cavitation evolution and excited pressure fluctuation around a propeller in non-uniform wake[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2012, 43(43): 13–21.
- [3] 李彦军,陈超,裴吉,等.不同空化工况下轴流泵装置压力脉动试验[J].*农业机械学报*,2018,49(12):158–164.
LI Yanjun, CHEN Chao, PEI Ji, et al. Experiment on pressure fluctuation of axial flow pump system under different cavitation conditions[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(12):158–164. (in Chinese)
- [4] BAI X, CHENG H, JI B, et al. Comparative study of different vortex identification methods in a tip-leakage cavitating flow[J]. *Ocean Engineering*, 2020, 207:107373.
- [5] ZHAO Y, WANG G, JIANG Y, et al. Numerical analysis of developed tip leakage cavitating flows using a new transport-based model[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 78: 39–47.
- [6] HUANG B, YIN L, WANG G, et al. Combined experimental and computational investigation of unsteady structure of sheet/cloud cavitation[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2013,135(7): 071301.
- [7] 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.
- [8] 沈熙,张德胜,刘安,等.轴流泵叶顶泄漏涡与垂直涡空化特性[J].*农业工程学报*,2018,34(12):87–94.
SHEN Xi, ZHANG Desheng, LIU An, et al. Cavitation characteristics of tip leakage vortex and suction-side-perpendicular vortices in axial flow pump[J]. *Transactions of the CSAE*,2018,34(12):87–94. (in Chinese)
- [9] 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. Experiment 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)
- [10] 梁武科,侯聪,董玮,等.卧式轴流泵空化特性的数值分析[J].*排灌机械工程学报*,2020,38(8):764–769.
LIANG Wuke, HOU Cong, DONG Wei, et al. Numerical analysis of cavitation characteristics of horizontal axial-flow pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2020,38(8):764–769. (in Chinese)
- [11] 陈斌,杨陈,张华,等.高速潜水轴流泵的空化特性[J].*排灌机械工程学报*,2021,39(2):109–115.
CHEN Bin, YANG Chen, ZHANG Hua, et al. Cavitation characteristics of high-speed submersible axial-flow pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2021,39(2):109–115. (in Chinese)
- [12] GUO Q, ZHOU L, WANG Z. Numerical evaluation of the clearance geometries effect on the flow field and performance of a hydrofoil[J]. *Renewable Energy*, 2016, 99(8): 390–397.
- [13] SHI L, ZHANG D, ZHAO R, et al. Effect of blade tip geometry on tip leakage vortex dynamics and cavitation pattern in axial-flow pump[J]. *SCIENCE CHINA (Technological Sciences)*, 2017, 60(10): 1480–1493.
- [14] 孟凡,李彦军,袁寿其,等.叶根间隙对双向轴流泵水力性能的影响[J].*农业机械学报*,2020,51(4):131–138.
MENG Fan, LI Yanjun, YUAN Shouqi, et al. Effect of hub clearance on hydraulic performance in bidirectional axial-flow pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(4):131–138. (in Chinese)
- [15] MCNULTY G S, DECKER J J, BEACHER B F, et al. The impact of forward swept rotors on tip clearance flows in subsonic axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2004, 126(4): 445–454.
- [16] 毛明明,宋彦萍,王仲奇,等.跨声速动叶弯和掠对非定常气动负荷的影响[J].*工程热物理学报*,2010,31(10):1663–1666.
MAO Mingming, SONG Yanping, WANG Zhongqi, et al. Effect of bowed and swept rotors on unsteady aerodynamic loading in a transonic compressor[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010,31(10):1663–1666. (in Chinese)
- [17] LARWOOD S M, ZUTECK M D. Swept wind turbine blade aeroelastic modeling for loads and dynamic behavior[R]. Pittsburgh: American Wind Energy Association Windpower, 2006.
- [18] TAESEONG K, HANSEN M, BRANNER K, et al. Development of an anisotropic beam finite element for composite wind turbine blades in multibody system[J]. *Renewable Energy*, 2013, 59: 172–183.
- [19] 郭龙凯,刘艳明,崔庆,等.叶片前缘不同后掠角对离心压气机气动性能的影响[J].*热能动力工程*,2016,31(4):45–51.
GUO Longkai, LIU Yanming, CUI Qing, et al. Back-swept leading edge effects on aerodynamic performance of small scale transonic centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2016, 31(4):45–51. (in Chinese)
- [20] 杨柳,童士寅,沈红节,等.叶片后弯角对车用离心压气机性能的影响[J].*能源研究与信息*,2017,33(2):100–105.
YANG Liu, TONG Shiyin, SHEN Hongjie, et al. Influence of blade backward curved angle on the performance of vehicle centrifugal compressor[J]. *Energy Research and Information*,2017,33(2):100–105. (in Chinese)
- [21] 刘竹青,肖若富,吕腾飞,等.弯掠叶片对轴流泵驼峰及空化性能的影响[J].*排灌机械工程学报*,2012,30(3):270–273.
LIU Zhuqing, XIAO Ruofu, LÜ Tengfei, et al. Effect of swept on hump and cavitation characteristics of axial flow pump[J]. *Journal Drainage and Irrigation Machinery Engineering*,2012,30(3):270–273. (in Chinese)
- [22] 尹喜庆,刘仲祥,穆勇.后掠叶片对轴流泵抗汽蚀性能的影响[J].*应用科技*,2005, 32(5):52–54.
YIN Xiqing, LIU Zhongxiang, MU Yong. Effect of backward-swept blade on axial flow pump performance of anti-cavitation [J]. *Applied Science and Technology*,2005,32(5):52–54. (in Chinese)
- [23] 郎涛,施卫东,陈列强,等.后掠式轴流泵内部流场的二维 PIV 试验研究[J].*流体机械*,2015,43(12):1–5.
LANG Tao, SHI Weidong, CHEN Keqiang, et al. 2D-PIV experiment of the flow field in back swept axial flow pump[J]. *Fluid Machinery*, 2015, 43(12):1–5. (in Chinese)
- [24] 马洋.后掠式叶片对轴流泵性能的影响[D].合肥:合肥工业大学,2019.
MA Yang. Effect of swept blade on the performance of axial flow pump[D]. Hefei:Hefei University of Technology,2019. (in Chinese)
- [25] 孙振兴.污泥回流泵叶片后掠式设计及性能研究[D].合肥:合肥工业大学,2018.
SUN Zhenxing. Research for blade back-swept design and performance of sludge reflux pump[D]. Hefei:Hefei University of Technology,2018. (in Chinese)