doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.11.017

翼型最大拱度位置对轴流泵水力性能影响的模拟与试验

石丽建[1]　付玲玲[2]　夏　烨[1]　汤方平[1]　孙丹丹[3]　翟林鹏[4]

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 扬州大学广陵学院, 扬州 225000;
3. 徐州市水利建筑设计研究院, 徐州 221002; 4. 江苏省农村水利科技发展中心, 南京 210029)

摘要: 为了研究翼型拱度对轴流泵水力性能的影响,采用数值模拟和模型试验的方法在参数化翼型的基础上,保持升力系数大体一致,改变翼型最大拱度的位置及高度设计得出对应轴流泵叶轮,分析翼型拱度对轴流泵水力特性的影响。在二维翼型最大拱度位置为 0.3L~0.65L 时采用翼型优化方法,保证翼型的升力系数基本一致,得到了不同最大翼型拱度位置下的翼型设计方案;针对 0.4L、0.5L 和 0.6L 共 3 种最大翼型拱度位置下的翼型设计方案,采用二维叶栅理论进行轴流泵叶轮设计。其余设计参数均保持不变,得到 3 副不同的轴流泵叶轮,将配套导叶、弯管、叶轮组合成泵段进行数值模拟计算。最后通过泵段模型试验验证了数值计算结果的可靠性。研究结果表明:为保证轴流泵具有较好的能量性能和汽蚀性能,最大翼型拱度最好选择在 0.4L~0.6L 的位置。当最大翼型拱度位置为 0.5L 时,水泵具有较宽的高效区运行范围,流量扬程曲线较为平顺。在小流量区域,最大翼型拱度位置靠近翼型前缘或尾缘时,效率均会下降;在大流量区域,最大翼型拱度位置越靠近翼型尾缘效率越高。随着最大拱度位置向翼型尾缘的偏移,水泵的汽蚀性能有一定的提高。在泵站工程应用时,可通过改变最大翼型拱度位置来满足泵站实际运行的能量性能和汽蚀性能要求。

关键词: 轴流泵; 翼型拱度; 数值计算; 试验

中图分类号: TH312　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2018)11-0148-07

Influence of Maximum Airfoil Camber Position on Hydraulic Performance of Axial-flow Pump

SHI Lijian[1]　FU Lingling[2]　XIA Ye[1]　TANG Fangping[1]　SUN Dandan[3]　ZHAI Linpeng[4]

(1. *School of Hydraulic Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou* 225127, *China*
2. *Guangling College, Yangzhou University, Yangzhou* 225000, *China*
3. *Xuzhou Water Conservancy Architectural Design and Research Institute, Xuzhou* 221002, *China*
4. *Rural Water Resources Science and Technology Development Center of Jiangsu Province, Nanjing* 210029, *China*)

Abstract: In order to study the influence of airfoil camber on the hydraulic performance of the axial-flow pump, the methods of numerical simulation and model test were adopted to do the research. The position and height of the maximum camber of the airfoil were changed to maintain the similar lift coefficient. Based on the parametric airfoil, different airfoils with different airfoil cambers were designed. The corresponding axial-flow impellers on the hydraulic characteristics were analyzed. Firstly, the airfoil optimization method was adopted for the maximum camber position of the two-dimensional airfoil at 0.3L~0.65L, which ensured that the lift coefficient of the airfoil was basically the same. So the airfoil design schemes with different maximum airfoil degrees were obtained. Secondly, the two-dimensional cascade theory was used to design the axial flow pump impeller based on the three designed airfoil schemes of the maximum airfoil camber position of 0.4L, 0.5L and 0.6L. The rest of the design parameters remained unchanged, and the three different axial-flow impellers were obtained. The matching guide vane, elbow and impeller were combined into a pump section for numerical simulation calculation. Finally, the reliability of the numerical calculation results was verified by the pump section model test. The research results showed that in order to ensure better energy and cavitation performance of the axial-

收稿日期: 2018-08-07　修回日期: 2018-09-11

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155)、江苏省水利科技项目(2017031)、扬州市科技计划项目(YZ2018103)和江苏省高校优势学科建设工程项目(PAPD)

作者简介: 石丽建(1989—),男,讲师,主要从事水利工程和流体机械设计研究,E-mail: shilijian@yzu.edu.cn

flow pump, the maximum airfoil camber position was preferably selected as $0.4L \sim 0.6L$. When the maximum airfoil camber position was $0.5L$, the pump had a wide range of high-efficiency area, and the flow-head curve was relatively smooth. In the large flow area, as the maximum airfoil camber position was closer to the airfoil trailing edge, the cavitation and the energy performance of the pump would increase. The research had important theoretical significance and guiding significance in the design of axial-flow pump and practical engineering application.

Key words: axial-flow pump; airfoil camber; numerical calculation; experiment

0　引言

轴流泵站中最核心的部件是叶轮,轴流泵叶轮设计的好坏直接关乎泵站的运行状况。而翼型拱度是轴流泵较多设计参数中最为关键的设计参数之一。因此,研究翼型拱度对轴流泵水力性能的影响非常有必要。

目前在轴流泵设计领域,除关醒凡[1]提出了适合于轴流泵设计的 791 翼型,未见其他关于轴流泵翼型的应用报道。但在风力机领域关于翼型研究的报道较多[2-13]。在轴流泵设计方面,LI[14]针对轴流泵的空化性能借助响应面方法进行了优化设计。LIU[15]兼顾对流动分离的控制对轴流泵进行优化设计,提高了机组的空化性能。严敬等[16]将奇点分布法应用于轴流泵叶轮叶片设计。杨敬江等[17]、汤方平等[18]、毛秀丽等[19]均在流体机械设计理论方法做了相关研究。

根据国内外研究现状可知,在风力机、航空航天领域关于翼型设计、翼型优化研究较多,而轴流泵设计过程中大多直接采用美国航天局研制的 NACA 翼型,关于轴流泵翼型研究较少,特别是关于翼型拱度对轴流泵水力性能的影响研究未见报道。本文从二维翼型角度出发,改变 NACA 翼型拱度大小及位置,其他设计参数保持不变,采用平面叶栅理论设计轴流泵叶轮,在试验数据基础上,分析翼型拱度对轴流泵水力性能的影响。

1　翼型数值计算与优化

1.1　翼型几何参数

流体机械叶片的截面形状称为翼型。翼型的形状一般都是圆头尖尾的流线形。翼型的各部分名称及相关几何参数(图 1)定义如下[20]。

前缘:翼型上最前端。

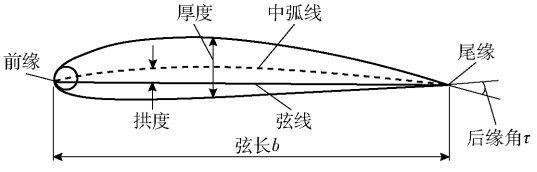


图 1　翼型几何参数

Fig. 1　Airfoil geometry parameters

尾缘:翼型上最后端。

前缘半径:构成翼型前缘区域的圆弧的半径。

弦线:前缘与后缘的连线,是翼型的基准线。

厚度:上弧线同下弧线之间内切圆的直径,也是翼型上下表面之间的距离。

中弧线:上弧线和下弧线之间的内切圆圆心的连线,即厚度中点的连线。

拱度:垂直于弦线,介于中弧线和弦线间的线段,其中最长的线段叫最大拱度。

1.2　翼型动力特性

实际液体绕翼型流动时,绕流液体和翼型之间会产生力的作用。可以将力分解为相互垂直的两个力:一个为垂直于来流方向的力 P_y,称为升力,另一个为平行于来流方向的力 P_x,称为阻力。其作用力分解如图 2 所示。

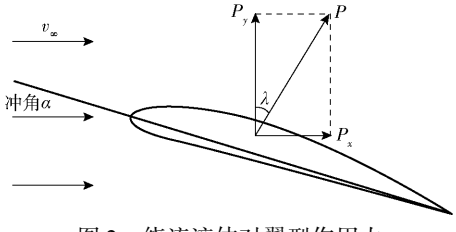


图 2　绕流液体对翼型作用力

Fig. 2　Airfoil force diagram

升力 P_y和阻力 P_x计算公式为

$$P_y = C_l \rho \frac{v_\infty^2}{2} A \tag{1}$$

$$P_x = C_d \rho \frac{v_\infty^2}{2} A \tag{2}$$

式中　C_l、C_d——翼型的升力和阻力系数

A——翼型的最大投影面积

v_∞——无穷远来流速度

ρ——水的密度

C_l、C_d的大小与翼型的几何参数、雷诺数及翼型的冲角有关,一般其数值可由风洞试验确定。升力系数 C_l与阻力系数 C_d的比值称为升阻比,该值较大的区域称为翼型工作高质量区。在设计翼型时,为提高效率通常希望翼型的升阻比处于翼型工作高质量区,即合力与升力的夹角 λ 越小,升力越大,阻力越小,翼型质量越好。

1.3 翼型数值计算

1.3.1 网格无关性分析

本文采用 ICEM 对翼型进行结构化网格划分。通过对翼型边界层网格加密,划分不同的网格数量,对 NACA66 翼型进行网格无关性分析,网格数从 20 万到 80 万共计分析 4 个方案,升阻比随着网格数增加而增大,当网格数达到 60 万左右时,升阻比趋于稳定。计算网格如图 3 所示。根据无关性分析结果,本文最终网格数量选择 613 584。不同方案网格数量相当。

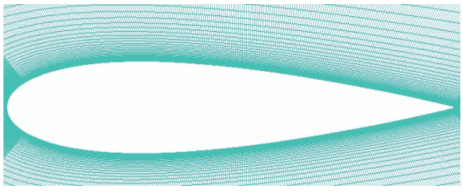


图 3 计算网格模型

Fig. 3 Grid computing model

1.3.2 翼型计算模型

为使进出水断面流态一致,采用矩形计算区域。为使来流充分发展,翼型上游长度取 5 倍弦长,下游长度取 10 倍弦长,宽度方向取 10 倍弦长。

轴流泵的叶轮直径为 300 mm,额定转速为 1 450 r/min。叶轮在半径为 r 处的流体速度为

$$u = \omega r = \frac{2\pi rn}{60} \tag{3}$$

式中 ω——叶轮旋转角速度,rad/s

n——水泵转速,r/min

通过计算,翼型无穷远来流速度设为 20 m/s。数值计算采用时均的 N-S 方程,紊流模型为 RNG $k-\varepsilon$ 模型。进口边界条件设置为速度进口条件。出口边界条件设置为压力出口条件。壁面边界条件设置为无滑移条件,其他边界设置为对称边界 symmetry 条件。

1.4 翼型优化

本文研究最大翼型拱度位置对轴流泵水力性能的影响。而根据轴流泵设计采用 NACA 的基础翼型,最大翼型拱度位置是固定的,从翼型前缘到翼型尾缘拱度分布规律也是给定的。当改变最大翼型拱度位置时,翼型的拱度分布无法给定,即使能得到翼型拱度的分布规律,此时翼型的升力系数和升阻比均发生了变化。继续进行轴流泵叶轮设计时,叶轮的设计工况会发生变化,设计工况改变后无法比较拱度变化对轴流泵性能的影响规律。因此,需对翼型进行优化,保证最大拱度位置发生变化时,寻求较好的拱度分布规律,使翼型的升力系数基本不变,进而使得设计得到的轴流泵叶轮同样的设计流量下设计扬程基本保持不变。

对于翼型的优化方式,本文主要研究在保证升力系数基本一致的情况下,仅改变翼型的中弧线分布规律,即改变最大拱度的位置及大小,在新的中弧线上加载相同厚度,对比分析新形成的翼型的升、阻力系数、翼型表面压力分布等特性。

其具体优化方法如下:

(1)通过 Matlab 编写应用程序,采用 Bezier 曲线控制翼型中弧线的分布规律,Bezier 曲线采用四阶曲线,第 1 和第 5 个控制点固定不动,改变其余 3 个控制点以改变中弧线分布。最大拱度位置分别设置在 $0.3L \sim 0.65L$,间隔长度 $0.05L$,L 为弦长,研究 8 个不同最大拱度位置的翼型性能。

(2)最大拱度位置固定后,以翼型的升力系数为目标。只改变控制点的纵坐标,寻找到升力系数与参考翼型升力系数相同的控制点,由此,确定新翼型的拱度分布规律。

(3)根据 Bezier 曲线通过程序得到新翼型的中弧线分布规律,与原始翼型保持相同厚度比,并加载相同的厚度分布规律,形成新翼型,计算比较新翼型与初始翼型的升力系数。考虑到升力系数计算值不完全一样,其误差在 2% 以内则认为寻找到目标翼型;若误差大于 2%,回到步骤(2),继续寻找。

最大拱度处于不同位置时的升、阻力系数及升阻比如表 1 所示。其中升力系数的误差为各翼型计算的升力与初始翼型升力的差值占初始翼型升力的比值。

表 1 不同最大拱度位置翼型参数

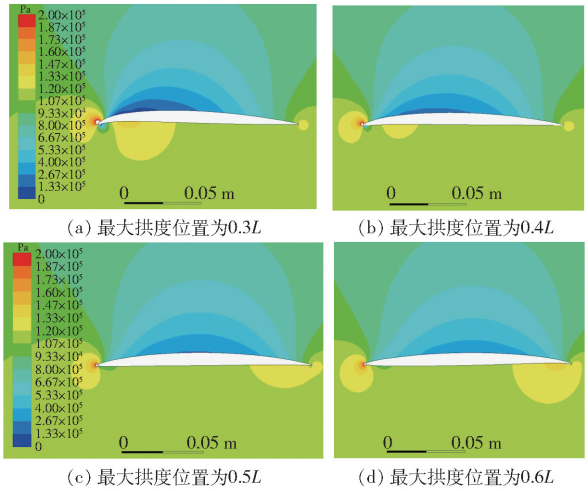
Tab. 1 Different airfoil design parameters

最大拱度位置	C_l		C_d	C_l/C_d
	数值	误差/%		
0.30L	0.354 4	0.119 00	0.016 6	21.350
0.35L	0.353 8	-0.043 51	0.015 1	23.280
0.40L	0.354 0	0.002 050	0.014 2	24.860
0.45L	0.354 1	-0.079 59	0.014 1	25.010
0.50L	0.354 1	0.043 64	0.014 1	25.120
0.55L	0.354 3	-0.018 24	0.014 1	25.120
0.60L	0.353 8	-0.117 10	0.014 1	25.053
0.65L	0.354 3	0.043 58	0.014 2	24.834

从表 1 可看出,升力系数的误差比较小,均不超过 2%,可认为翼型的升力系数是一致的。根据升阻比计算结果可知,在优化得到的翼型中,最大拱度位置偏大或者偏小时,翼型的升阻比减小,带来的影响是翼型的阻力增大,翼型设计质量偏低。因此,在轴流泵设计过程中翼型最大拱度位置不宜选择过小或过大,翼型最大拱度位置的选择应在 $0.4L \sim 0.6L$

之间。

最大拱度位置不同的翼型表面压力分布如图 4 所示。



(a) 最大拱度位置为0.3L　(b) 最大拱度位置为0.4L

(c) 最大拱度位置为0.5L　(d) 最大拱度位置为0.6L

图 4　不同优化翼型压力分布图

Fig. 4　Pressure distribution maps of different optimized airfoils

最大拱度位置不同时吸力面的整体变化规律基本相同。随着最大拱度位置向尾缘偏移，翼型背面局部低压区会朝着翼型尾缘移动，最小压力值有所增大。说明翼型背面低压区分布规律与最大翼型拱度密切相关，这也反映在轴流泵叶轮汽蚀性能上。当最大拱度位置靠近翼型前缘时，翼型前缘高压区范围较大，随着最大拱度位置向翼型尾缘移动，高压区范围缩小。这是因为当最大拱度位置靠进前缘时，翼型前缘位置拱度增加，进流冲击较大，固壁附近速度降低，压力增加。当翼型靠近尾缘时，翼型尾部会产生高压区，这是因为最大拱度处于翼型尾部导致翼型尾缘曲率增大。

2　轴流泵叶轮设计与性能分析

2.1　轴流泵设计

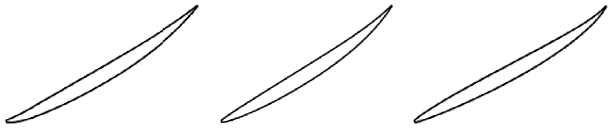
考虑到轴流泵叶片负荷小，在设计工况下径向分速度较小，本文采用径向平衡方程来进行通流计算，再根据平面叶栅理论，通过面元法求解来完成叶栅造型，从而实现既稳定快速又有一定精度的轴流泵叶轮设计。在轴流泵叶轮设计过程中，将叶片沿径向分成若干展开的圆周面，展开后即为不同翼型断面。本文将轴流泵叶轮从轮毂到轮缘分成 11 个翼型断面，翼型的半径为 50、60、70、80、90、100、110、120、130、140、150 mm。轴流泵叶轮设计涉及到 11 个断面的设计参数，包括翼型安放角、叶栅稠密度、最大拱度比(拱度长度与弦长的比值)和最大厚度比等。选取最大翼型拱度位置分别为 0.4L、0.5L 和 0.6L 的翼型共计 3 种方案，即采用上述对应的二维翼型优化结果作为 3 副轴流泵叶轮的基础翼型。3 副轴流泵叶轮除了翼型拱度不一样外其他设计参数均保持一致。以某一比转数轴流泵叶轮为例，其 11 个断面的主要设计参数如表 2 所示。

表 2　轴流泵各断面主要设计参数

Tab. 2　Each section design parameters of axial-flow pump

断面序号	叶栅稠密度	最大厚度比	翼型安放角/(°)
1	1.225	0.143 0	52.95
2	1.148	0.120 2	46.59
3	1.070	0.098 8	40.61
4	1.011	0.081 5	35.88
5	0.966	0.067 5	31.95
6	0.929	0.056 2	28.58
7	0.900	0.047 1	25.58
8	0.875	0.039 8	22.84
9	0.854	0.033 9	20.27
10	0.836	0.029 4	17.79
11	0.820	0.025 9	15.33

根据优化得到的二维翼型，计算最大拱度位置为 0.4L、0.5L 和 0.6L 共 3 种翼型的升力系数与最大拱度比之间的关系。具体计算保证每种翼型的拱度分布规律不变，只改变最大翼型拱度比，得到最大翼型拱度比与升力系数曲线。最后根据初始叶轮 11 个断面的翼型的升力系数，从曲线中找出对应的最大翼型拱度比，即为叶轮不同断面的最大翼型拱度比。不同拱度位置的翼型如图 5 所示。



(a) 最大拱度位置为0.4L　(b) 最大拱度位置为0.5L　(c) 最大拱度位置为0.6L

图 5　不同拱度位置的中间断面翼型

Fig. 5　Intermediate section airfoil with different camber positions

2.2　轴流泵 CFD 计算

采用 ANSYS－CFX 对叶轮内部三维不可压缩紊流流场进行数值模拟，计算流场外特性参数，为了快速准确地了解设计叶轮的性能，本文 CFD 计算的计算域包括进水直管、叶轮、配套导叶和 60°出水弯管。叶轮叶片安放角为 0°，叶片数为 4 片，导叶叶片数 7 片，叶顶间隙为 0.15 mm，转速为 1 450 r/min。叶轮与导叶的模型在 TurboGird 软件中建模，进水管及出水弯管均在 ICEM 软件中建模。计算模型如图 6 所示。叶轮模型示意图如图 7 所示。

采用定常计算方式进行外特性预测，采用 SST 紊流模型与雷诺时均 N－S 方程，收敛精度设置为 10^{-5}。流量计算工况为 300、330、350、360、370、390 L/s。进口边界条件设置为总压进口条件，总压设置为 101.325 kPa。出口边界条件设置为质量流

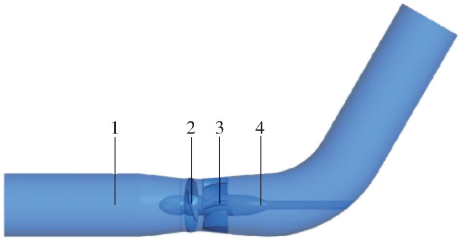


图 6 计算区域图

Fig. 6 Calculation model diagram

1. 进水直管 2. 叶轮 3. 导叶 4. 出水弯管

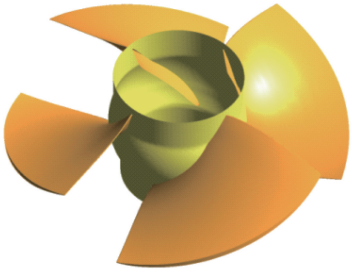


图 7 叶轮三维造型图

Fig. 7 Three-dimensional model of impeller

量出口。壁面边界条件设置包括叶片表面、轮毂表面、轮缘和管道内表面等。表面固壁上满足粘性流体的无滑移条件,因此在近壁区域采用标准壁面函数边界条件。导叶和叶轮之间的动静交界面采用速度平均的 Stage 交界面模型,其余交界面均使用 None 模型。

2.3 计算结果分析

基于能量方程计算泵装置扬程,由计算得到的速度场和压力场以及叶轮上作用的扭矩预测泵装置的水力性能。泵装置进水管进口处与出水弯管出口处的总能量差值设定为装置的扬程,计算公式为

$$H_{net}=\frac{\int_{S_2}P_2u_t\mathrm{d}S}{\rho Qg}+H_2+\frac{\int_{S_2}u_2^2u_{t2}\mathrm{d}S}{2Qg}-\left(\frac{\int_{S_1}P_1u_t\mathrm{d}S}{\rho Qg}+H_1+\frac{\int_{S_1}u_1^2u_{t1}\mathrm{d}S}{2Qg}\right) \tag{4}$$

式中 Q——流量,L/s

H_1、H_2——泵装置进、出水断面高程,m

S_1、S_2——泵装置进、出水断面面积,m^2

u_1、u_2——泵装置进、出水流道断面各点流速,m/s

u_t——水流圆周速度,m/s

u_{t1}、u_{t2}——泵装置进、出水流道断面各点流速法向分量,m/s

P_1、P_2——泵装置进、出水断面各点静压,Pa

泵段效率计算公式为

$$\eta=\frac{\rho gQH_{net}}{T_p\omega}\times100\% \tag{5}$$

式中 T_p——扭矩,N·m

将 3 副不同拱度的轴流泵水力模型组合成泵段进行水力性能计算,分别命名为 A 泵段(最大拱度位置 0.4L)、B 泵段(最大拱度位置 0.5L)和 C 泵段(最大拱度位置 0.6L)。3 副叶轮对应的泵段能量性能计算结果如图 8 所示。

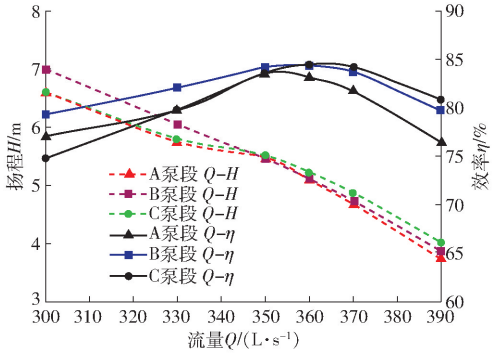


图 8 不同泵段外特性数值计算结果对比

Fig. 8 Comparison of numerical calculation results of different pump sections

根据图 8 可知,不同水力模型的泵段效率和扬程的总体变化趋势一致。从流量扬程曲线上看,最大拱度位置为 0.5L 时,流量扬程曲线较为平顺。在大流量区域,最大拱度位置越靠近翼型尾缘,做功能力越大,扬程越高。从流量效率曲线上看,B 泵段对应的高效区范围更宽。在设计工况时,B 泵段的效率较高,达到 84.31%。在小流量区域,B 泵段的效率均大于 A 泵段和 C 泵段,且随着流量的进一步减小,B 泵段的效率优势更为明显,说明对于小流量工况而言,翼型最大拱度位置处在翼型正中间会取得最优的效果。在大流量区域,C 泵段效率为 3 个泵段中最大,其次是 B 泵段,最后是 A 泵段,即翼型最大拱度位置越向翼型尾缘移动,其泵段大流量区域效率越高。对于常年运行在大流量工况的泵站而言,选用最大翼型拱度位置靠近尾缘的翼型有较好的效果。因此,翼型拱度的选择对轴流泵水力模型能量性能影响较大,总体而言,翼型最大拱度位置在 0.5L 时,具有较好的水力性能。对于大流量运行较多的泵站,在针对性设计时可适当将最大拱度位置向翼型尾缘偏移。

将叶片展向 90% 位置断面(span 值为 0.9)的压力分布取出,用以分析比较其汽蚀性能,如图 9 所示。

根据文献[21],可通过叶片背面沿叶片展向 90% 的断面且距离叶片进口 15% ~20% 弦长位置的最小压力来预测水泵的汽蚀性能。根据图 9 可知,A 泵段叶轮预测汽蚀位置的压力较小,说明最大翼型拱度靠近前缘时更容易发生汽蚀,对应叶轮的汽蚀性能较差。C 泵段叶轮该位置压力较大,对应

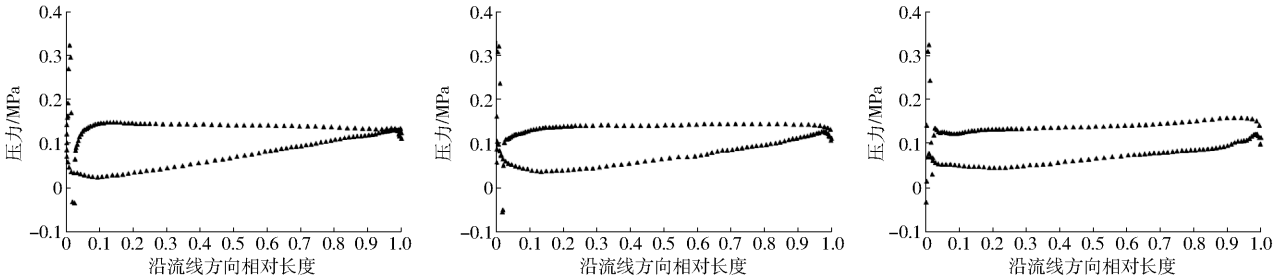


图 9　设计工况下 span 值为 0.9 位置压力分布

Fig. 9　Pressure distribution diagram with span of 0.9 under design condition

的必需汽蚀余量较小，汽蚀性能较好，这说明随着最大拱度位置向翼型尾缘的偏移，水泵的汽蚀性能会有一定的提高。

3　模型试验验证

3.1　泵段试验系统

根据泵段数值模拟结果，将 B 方案叶轮加工后在扬州大学测试中心的高精度水力机械试验台上进行泵段能量性能试验和汽蚀性能试验。模型泵叶轮直径 300 mm。叶轮如图 10a 所示，用黄铜材料经数控加工成型。导叶为配套导叶，用钢质材料焊接成型。模型泵段进出口直径 350 mm，带 60°标准弯管，叶轮室开有观察窗，便于观测叶片处的水流形态。



(a) 叶轮　(b) 泵段

图 10　叶轮和泵段实物图

Fig. 10　Model of impeller and pump device

3.2　测试方法

泵段模型试验测试参照 GB/T 18149—2000《离心泵、混流泵和轴流泵水力性能试验规范(精密级)》和 SL 140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》执行。

3.3　模型泵段试验结果及分析

模型泵段试验测试了 6 个叶片安放角(－4°、－2°、0°、2°、4°、6°)的能量性能和汽蚀性能。将 0°时的试验结果与数值模拟结果进行对比，如图 11 所示。并根据试验结果绘出 B 泵段叶轮水力模型综合特性曲线，如图 12 所示。

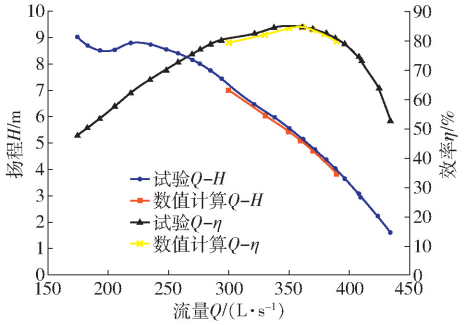


图 11　试验结果与数值模拟结果对比

Fig. 11　Comparison of simulation results and experiment results

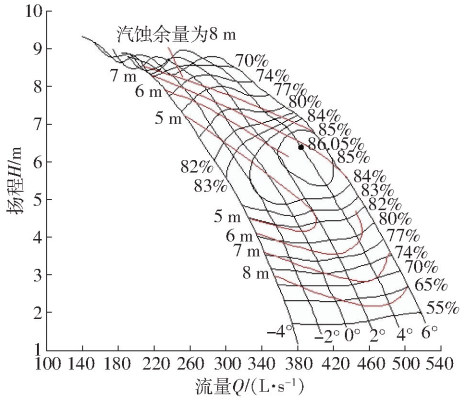


图 12　水泵水力模型综合特性曲线

Fig. 12　Hydraulic model synthetic characteristic curves

根据图 11 可知，B 泵段的数值模拟结果与试验结果误差较小，流量扬程曲线和流量效率曲线基本重合，只在小流量区域数值计算结果有些误差，但均未超过 2%。说明水力模型的泵段数值模拟结果是可靠的，数值模拟结果与试验结果得到了相互验证。同时也说明了针对本文翼型拱度的研究结果是准确、可靠的。根据图 12 水力模型的综合特性曲线可知，本文 B 泵段的最高效率出现在叶片安放角 4°、流量 382 L/s、扬程 6.487 m 时，最高效率为 86.05%，临界汽蚀余量 7 m，汽蚀比转数 1 170。叶片安放角 0°时，最高效率 84.6%，水泵水力模型的能量和汽蚀性能比较均衡，效率高、临界汽蚀余量小。

4 结论

(1)为保证轴流泵具有较好的能量性能和汽蚀性能,最大翼型拱度最好选择在 $0.4L \sim 0.6L$ 的位置。

(2)当最大翼型拱度位置为 $0.5L$ 时,水泵具有较宽的高效区运行范围,流量扬程曲线较为平顺。在小流量区域,最大翼型拱度位置靠近翼型前缘或尾缘时,效率均会下降。在大流量区域,最大翼型拱度位置越靠近翼型尾缘效率越高。

(3)随着最大拱度位置向翼型尾缘的偏移,水泵的汽蚀性能会有一定的提高。在泵站工程应用时,可通过改变最大翼型拱度位置以满足泵站实际运行的能量性能和汽蚀性能要求。

参 考 文 献

1 关醒凡. 轴流泵和斜流泵水力模型设计试验及工程应用[M]. 北京:中国宇航出版社,2008.
2 席德科,杨青,陆森林. 先进翼型与先进翼型风机的设计与实验研究[J]. 流体机械, 2000, 28(4):5 - 9.
3 钱杰,张锦光,吴俊. 小型低风速风力发电机叶片设计[J]. 武汉理工大学学报,2010,32(5):729 - 732,737.
QIAN Jie, ZHANG Jinguang, WU Jun. Design of a small low wind turbine's blade[J]. Journal of WUT, 2010,32(5):729 - 732,737. (in Chinese)
4 乔志德,宋文萍,高永卫. NPU - WA 系列风力机翼型设计与风洞实验[J]. 空气动力学学报,2012,30(2):260 - 265.
QIAO Zhide, SONG Wenping, GAO Yongwei. Design and experiment of the NPU - WA airfoil family for wind turbines[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2012,30(2):260 - 265. (in Chinese)
5 侯志勇,石磊,聂万胜. 对称翼型低速绕流流场特性的数值分析研究[J]. 科学技术与工程,2009,9(18):5610 - 5613.
HOU Zhiyong, SHI Lei, NIE Wansheng. Numerical simulation of the low wind speed flow fields around the symmetrical airfoil[J]. Science Technology and Engineering, 2009,9(18):5610 - 5613. (in Chinese)
6 白鹏,崔尔杰,李锋,等. 对称翼型低雷诺数小攻角升力系数非线性现象研究[J]. 力学学报,2006,38(1):1 - 8.
BAI Peng, CUI Erjie, LI Feng, et al. Study of the nonlinear lift coefficient of the symmetrical airfoil at low Reynolds number near the 0° angle of attack [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2006,38(1):1 - 8. (in Chinese)
7 徐浩然,杨华,刘超. 尾缘加厚的 DU 系列翼型气动性能数值分析[J]. 农业工程学报,2014,30(17):101 - 108.
XU Haoran, YANG Hua, LIU Chao. Numerical value analysis on aerodynamic performance of DU series airfoils with thickened trailing edge[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(17): 101 - 108. (in Chinese)
8 谢蓉,高博,赵锐. 非对称可逆轴流风机 S 型翼型的设计与性能研究[J]. 风机技术,2012(2):12 - 17.
9 崔莹莹. 轴流泵翼型水动力特性数值模拟研究[D]. 扬州:扬州大学,2009.
CUI Yingying. Numerical simulation study on the hydrodynamic characteristic of airfoils of axial-flow pump[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2009. (in Chinese)
10 CARDEW-HALL M, COSMAS J, RISTIC M. Automated proof inspection of turbine blades[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology,1988,3(2):67 - 88.
11 DONG Y, ZHANG D, BU K, et al. Geometric parameter-based optimization of the die profile for the investment casting of aerofoil-shaped turbine blades[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011, 57(9 - 12):1245 - 1258.
12 张为民,郝小忠,何磊. 基于 NURBS 的涡轮叶片参数化设计[J]. 机械设计与制造工程, 2013,42(8):23 - 26.
ZHANG Weimin, HAO Xiaozhong, HE Lei. The parametric design of turbine blade based on NURBS[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2013,42(8):23 - 26. (in Chinese)
13 MUKESH R, LINGADURAI K, SELVAKUMAR U. Airfoil shape optimization using non-traditional optimization technique and its validation[J]. Journal of King Saud University (Engineering Sciences), 2014,26(2):191 - 197.
14 LI Wenguang. NPSHr optimization of axial-flow pumps[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 1 - 4.
15 LIU G L. Optimization of axial-flow pump cascade solidity subject to cavitation and separation-free constraints[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines,1995,12(3):231 - 236.
16 严敬,刘小兵,周绪成,等. 基于奇点分布法的轴流泵叶片翼型设计与计算[J]. 农业工程学报, 2016, 32(7): 100 - 105.
YAN Jing, LIU Xiaobing, ZHOU Xucheng, et al. Design and calculation of airfoil profile of blade in axial flow pump based on singularity approach[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(7):100 - 105. (in Chinese)
17 杨敬江,关醒凡. 高比转数轴流泵水力模型设计[J]. 农业机械学报,2008,39(12):89 - 92.
YANG Jingjiang, GUAN Xingfan. Hydraulic design of high specific speed model axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(12):89 - 92. (in Chinese)
18 汤方平,刘超,谢伟东, 等. "S"翼型叶片双向轴流泵设计[J]. 水泵技术,2002(5):11 - 13.
19 毛秀丽,李春华,屈波,等. 蜗壳轴向出流式低比转数水轮机设计与数值模拟[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(5):204 - 211. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20180523&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.023.
MAO Xiuli, LI Chunhua, QU Bo, et al. Design and numerical simulation of volute axial outflow hydraulic turbine with low specific speed[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(5):204 - 211. (in Chinese)
20 郭楚文. 叶栅理论[M]. 北京:中国矿业大学出版社. 2006.
21 石丽建,汤方平,谢荣盛,等. 轮毂比对轴流式叶轮水力性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2016,34(12):1045 - 1050.
SHI Lijian, TANG Fangping, XIE Rongsheng, et al. Effects of hub/tip ratio on hydraulic performance of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016,34(12):1045 - 1050. (in Chinese)