

叶轮出口环量非线性分布条件下混流泵性能研究

王梦成¹ 李彦军¹ 袁建平¹ 陈加琦¹ 郑云浩¹ 杨平辉²

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 武汉特种工业泵厂有限公司, 武汉 430058)

摘要: 为研究反问题设计中叶轮出口翼展方向环量非线性分布对混流泵外特性及内流场的影响, 拓展混流泵优化设计空间, 在试验验证数值模拟准确性的基础上, 通过在叶轮出口翼展方向插入 5 个控制点控制环量分布的方法构建了 17 种不同环量分布形式; 在其他设计参数不变的基础上使用反问题设计方法对其进行三维造型并使用商业软件 CFX 进行数值模拟, 对其外特性及内部流场进行对比分析。结果表明: 环量分布形式对设计工况与小流量工况叶轮效率影响较小, 对大流量工况叶轮效率影响较大; 在全工况范围内, 环量分布形式对叶轮空化性能影响均较大; 环量分布形式可显著改变叶轮内部流场, 影响叶片不同叶高处的做功能力。

关键词: 混流泵; 三维反问题设计; 非线性环量分布; 外特性; 内流场

中图分类号: TH313 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)11-0204-08

OSID:



Performance of Mixed Flow Pump under Condition of Non-linear Distribution of Impeller Exit Circulation

WANG Mengcheng¹ LI Yanjun¹ YUAN Jianping¹ CHEN Jiaqi¹ ZHENG Yunhao¹ YANG Pinghui²

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Wuhan Special Industrial Pump Factory, Wuhan 430058, China)

Abstract: In order to study the influence of impeller outlet span-wise circulation nonlinear distribution on external characteristics and internal flow field of the mixed flow pump in the inverse design, expand the optimization space, on the basis of the accuracy of numerical simulation verified by experiments, totally 17 different circulation distribution forms were constructed by inserting five control points into the span-wise of impeller exit to control the circulation distribution. Keeping other design parameters unchanged, the inverse design method was used to carry out three-dimensional modeling, and simulation calculation was carried out by commercial software CFX, the external characteristics and inner flow field were compared and analyzed. The results showed that the circulation distribution form had less influence of impeller efficiency on design points and small flow points. When the circulation value was small at the shroud and large at the $0.75r_a$, the pump efficiency under the condition of large flow would be greatly improved. In addition, compared with the circulation at the shroud, the circulation at $0.75r_a$ played a leading role in improving the pump efficiency under the condition of large flow. The circulation distribution form had a greater impact on the cavitation performance of the impeller under every flow condition. The cavitation performance under small flow conditions and design flow conditions can be effectively improved when the circulation value was bigger at shroud and small at $0.75r_a$, but the cavitation performance under large flow conditions would be decreased accordingly. The circulation distribution form can significantly change the internal flow field of the impeller and affect the work capacity of the blade at different blade heights. Therefore, to further improve the comprehensive performance of mixed flow pump when using inverse design method, researching the nonlinear distribution of impeller outlet circulation had an important significance.

Key words: mixed flow pump; 3-D inverse design; non-linear distribution of circulation; external characteristics; internal flow field

收稿日期: 2020-01-10 修回日期: 2020-05-04

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB0606103)和武汉市科技计划项目(2018060403011350)

作者简介: 王梦成(1992—),男,博士生,主要从事混流泵反问题设计与优化研究,E-mail: jdwmc2018@163.com

通信作者: 李彦军(1976—),男,副研究员,主要从事泵和泵装置优化设计及动力特性测试研究,E-mail: lyj782900@ujs.edu.cn

0 引言

混流泵性能介于轴流泵与离心泵之间,具有良好的综合性能,被广泛应用于工农业领域。然而,相比于离心泵,混流泵设计理论体系尚不成熟^[1-2]。目前,关于混流泵的设计优化方法主要有两种,分别为正问题设计(以叶片几何参数作为设计参数)和反问题设计(以叶片载荷或压力作为设计参数)^[3]。相比正问题设计,反问题设计的设计参数与水力性能联系更为紧密,其有效性已在各种涡轮机械的设计优化中得到证明^[4-8]。

反问题设计的核心是载荷分布的控制,这与叶轮性能密切相关^[9]。由势流理论可知,载荷与环量 $r\bar{V}_\theta$ (r 为圆柱坐标系径向坐标, $\bar{V}_\theta$ 为对应半径处切向速度)对沿轴面流线位移 m 的偏导数密切相关^[10],且文献[11-12]研究表明,翼展方向环量分布对叶片不同叶高处的做功能力具有较大影响。因此,改变翼展方向环量分布将通过影响流线方向载荷分布规律与叶片不同叶高处做功能力的双重作用共同影响叶轮性能。在以往的基于反问题设计的混流泵设计优化中,由于翼展方向环量分布参数化时存在约束条件,使各参数无法独立变化,导致设计者对其研究不够全面^[13-15],特别是各种非线性环量分布对混流泵性能的影响。

为研究叶轮出口翼展方向环量分布形式对混流泵性能的影响,本文以应用于南水北调东线工程中比转数为 510 的混流泵叶轮为基础模型,在不改变其轴面投影图和叶片厚度分布规律的基础上,保持流线方向载荷控制参数不变,对比分析 17 种不同翼展方向环量分布形式对混流泵外特性及内流场的影响规律,以期对混流泵的反问题设计提供参考。

1 反问题设计

1.1 反问题设计理论基础

全三维反问题设计最早由文献[16-17]提出,文献[18-20]基于势流理论对其进行了进一步发展,并通过引入阻塞因子提出了一种考虑粘性作用的全三维反问题设计方法。本文研究采用 ZANGENEH^[18,20]提出的全三维反问题设计方法。

在该方法中,假定流体定常、无粘、不可压缩,叶片形状满足叶片微分方程

$$\frac{\partial f}{\partial m} = \frac{\omega r - \bar{V}_\theta}{rV_m} \quad (1)$$

式中 f ——包角 m ——沿轴面流线位移
 ω ——叶轮旋转角速度
 V_m ——轴面相对速度

叶轮中流体速度可分解为周向平均速度与周期脉动速度,公式为

$$\mathbf{W} = \bar{\mathbf{V}} - \omega \mathbf{r} + \mathbf{v} = \bar{\mathbf{W}}(r, z) + \mathbf{v}(r, \theta, z) \quad (2)$$

式中 $\mathbf{W}$ ——相对速度

$\bar{\mathbf{V}}$ ——周向平均绝对速度

$\bar{\mathbf{W}}$ ——周向平均相对速度

$\mathbf{v}$ ——周期速度

θ, z ——圆柱坐标系切向、轴向坐标值

对于不可压缩流体,考虑到叶片的阻塞效应,周向平均绝对速度满足方程

$$\nabla \cdot (B_f \bar{\mathbf{V}}) = 0 \quad (3)$$

$$\text{其中 } B_f = 1 - \frac{t_\theta}{r} \frac{B}{2\pi} \quad (4)$$

式中 B_f ——阻塞因子

t_θ ——叶片切向厚度

B ——叶片数

根据式(3),定义流函数 $\Psi(r, z)$ 满足条件

$$\begin{cases} \bar{V}_r = -\frac{1}{rB_f} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \\ \bar{V}_z = -\frac{1}{rB_f} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \end{cases} \quad (5)$$

式中 $\bar{V}_r, \bar{V}_z$ ——周向平均绝对速度径向、轴向分量
 由不可压缩流体连续性方程可知,周向平均涡量 $\bar{\Omega}$ 可表示为

$$\bar{\Omega} = \nabla \times \bar{\mathbf{V}} = \nabla(r\bar{V}_\theta) \times \nabla \alpha \quad (6)$$

式中 α ——叶片角

周向平均涡量的切向分量为

$$\bar{\Omega}_\theta = \frac{\partial \bar{V}_r}{\partial z} - \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial r} \quad (7)$$

将式(5)、(6)代入式(7)得

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{rB_f} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{rB_f} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \right) = \frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial z} \frac{\partial f}{\partial r} - \frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial r} \frac{\partial f}{\partial z} \quad (8)$$

式(8)的求解需要壁面与上下游边界条件,在壁面处,流函数为定值,上下游边界条件由给出的平均速度条件确定,满足

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial s} = \bar{V}_\infty \quad (9)$$

式中 s ——沿上下游边界的距离

$\bar{V}_\infty$ ——进出口处周向平均速度

式(8)结合边界条件即可求解出周向平均绝对速度。

根据 Clebsch 公式,周期速度可被分解为势流部分与旋转部分,即

$$\mathbf{v} = \nabla \phi(r, \theta, z) - S(\alpha) \nabla r \bar{V}_\theta \quad (10)$$

$$\text{其中 } S(\alpha) = \text{Re} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \frac{e^{imB\alpha}}{\text{Im}B} \quad (11)$$

式中 $\phi(r, \theta, z)$ ——周期速度的势函数

$S(\alpha)$ ——周期脉动函数

将式(10)、(11)代入连续性方程可得

$$\nabla^2 \phi = S(\alpha) \nabla^2 r \bar{V}_\theta + (\nabla \alpha \nabla r \bar{V}_\theta) S'(\alpha) \quad (12)$$

由于流动具有周期性特征,因此势函数 $\phi(r, \theta, z)$ 可以在切向进行傅里叶级数展开,即

$$\phi(r, \theta, z) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \phi_m(r, z) e^{1mB\theta} \quad (13)$$

将式(13)代入式(12)可得

$$\frac{\partial^2 \phi_m}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi_m}{\partial r} + \frac{\partial^2 \phi_m}{\partial z^2} - \frac{m^2 B^2 \phi_m}{r^2} = \frac{e^{-1mBf(r, z)}}{1mB} \nabla^2 r \bar{V}_\theta - e^{1mBf(r, z)} \left(\frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial z} \right) \quad (14)$$

通过引入上下游处周期速度为零和壁面处周期速度法向矢量为零的向量,即可由式(14)求解出周期速度。

叶片形状由叶片处不可穿透条件和无滑移条件确定,即

$$W_{bl} \nabla \alpha = \mathbf{0} \quad (15)$$

式中 W_{bl} ——轴面相对速度

$\nabla \alpha$ ——垂直于叶片表面的向量

$\mathbf{0}$ ——零向量

结合式(2),可将式(15)展开为

$$(\bar{V}_z + v_{zbl}) \frac{\partial f}{\partial z} + (\bar{V}_r + v_{rbl}) \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{\bar{V}_\theta}{r} + \frac{v_{\theta bl}}{r} - \omega \quad (16)$$

式中 $v_{zbl}, v_{rbl}, v_{\theta bl}$ ——轴向、径向、周向周期速度分量

式(1)、(8)、(14)、(16)共同构成反问题设计控制方程组,在此基础上给定约束条件(设计参数),即可通过迭代计算得到对应的叶片形状。

1.2 反问题设计流程

本文原始模型为南水北调工程中比转数为510的混流泵,其额定流量 $Q = 420.7 \text{ kg/s}$,额定扬程 $H = 12.6 \text{ m}$,额定转速 $n = 1450 \text{ r/min}$,叶片数 $B = 4$,直径 $D = 320 \text{ mm}$ 。反问题设计中,需要给定条件如下:

(1)轴面投影图:轴面投影图由轮毂、轮缘和叶片进口边与出口边组成,由水力计算确定。本研究为探究翼展环量分布形式对混流泵性能的影响,对原始模型轴面投影图不作任何更改。

(2)叶片厚度分布:保持与原始模型相同的叶片厚度分布。

(3)额定转速与额定流量:保持额定转速、额定流量与原始模型一致。

(4)进、出口边翼展方向环量分布:与初始模型类似,假定叶轮进口边环量为零。出口边环量由叶

轮设计点扬程决定,分布形式由控制点处环量确定。

(5)流线方向载荷分布:轴面流线方向载荷分布由对应位置处翼展方向环量 $r\bar{V}_\theta$ 对沿轴面流线位移 m 的偏导数控制,符合方程

$$p^+ - p^- = \frac{2\pi}{B} \rho V_m \frac{\partial(r\bar{V}_\theta)}{\partial m} \quad (17)$$

式中 p^+ ——叶片压力面静压

p^- ——叶片吸力面静压

ρ ——流体密度

有研究表明,在混流泵中轮缘处前加载、轮毂处后加载可以有效抑制叶轮内部流动分离提升叶轮性能^[21-23],为使结果具有普遍性,本文采用相同的加载方式。流线方向载荷分布如图1所示,叶片其它位置处载荷分布通过插值确定。图中横坐标表示轴面流线相对长度,0代表进口边,1表示出口边;纵坐标表示载荷,由 $r\bar{V}_\theta$ 除以 ωr_s^2 做无量纲化处理,其中 r_s 为叶轮出口边半径。

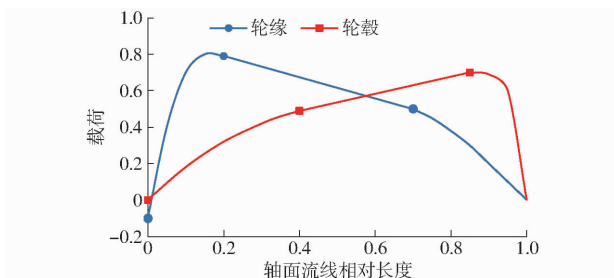


图1 轴面流线方向载荷分布

Fig. 1 Loading distribution along meridional streamlines

2 CFD数值模拟及准确性验证

2.1 计算设置

采用商业软件CFX对计算域进行数值计算。文中所有计算均采用SST $k-\omega$ 湍流模型,其有效地综合了 $k-\omega$ 模型在近壁面处计算优点与 $k-\varepsilon$ 模型在湍流充分发展区计算优点;泵段进口与出口分别采用总压进口与质量流量出口条件;旋转域与静止域之间的交界面采用冻结转子条件;对流项求解采用高精度模式;对于旋转机械,综合考虑计算收敛性与计算资源消耗,时间步长选定为 $1/\omega$;收敛精度设置为 10^{-5} 。

2.2 模型建立及网格无关性计算

计算域由进水直管、叶轮、导叶和出水弯管组成,如图2所示。使用结构化网格对计算域进行离散,并对壁面处进行加密处理,其中进水管与出水管网格划分使用ICEM完成,叶轮与导叶网格划分使用Turbogrid完成,如图3所示。

综合考虑各部件网格数对计算结果的影响,设计了9种不同网格数组合,如表1所示。以泵段效率和扬程作为外特性网格无关性检测标准,叶轮出

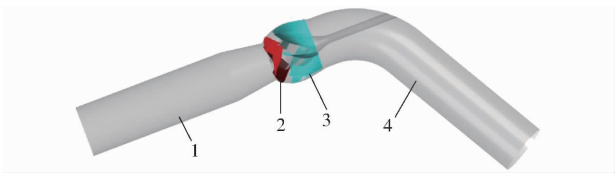


图 2 计算域

Fig. 2 Calculation field

1. 进水直管 2. 叶轮 3. 导叶 4. 出水弯管

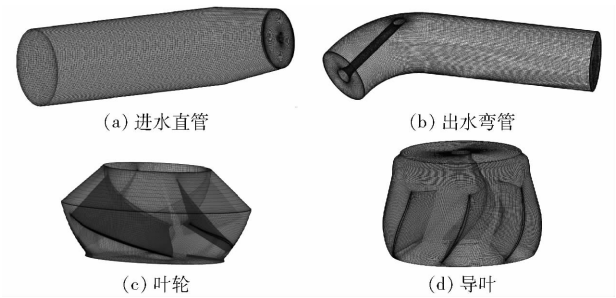


图 3 各部件网格图

Fig. 3 Meshes for different parts

表 1 网格数

Tab. 1 Grid number

进水直管	叶轮	导叶	出水弯管	总网格数
1.67×10^6	2.41×10^6	2.69×10^6	1.72×10^6	8.49×10^6
1.29×10^6	2.11×10^6	2.68×10^6	1.42×10^6	7.50×10^6
1.18×10^6	1.72×10^6	1.87×10^6	1.33×10^6	6.10×10^6
8.30×10^5	1.40×10^6	1.42×10^6	9.50×10^5	4.60×10^6
8.30×10^5	1.21×10^6	1.30×10^6	9.50×10^5	4.29×10^6
5.80×10^5	8.40×10^5	9.20×10^5	6.70×10^5	3.01×10^6
4.30×10^5	6.30×10^5	7.00×10^5	5.80×10^5	2.34×10^6
2.70×10^5	4.20×10^5	4.80×10^5	4.90×10^5	1.66×10^6
1.90×10^5	3.10×10^5	3.90×10^5	4.10×10^5	1.30×10^6

口边翼展方向轴向速度与总压分布作为内流场网格无关性检测标准,计算结果如图 4 所示。由图可知,当网格数由 460 万增加到 849 万时,网格数对外特性和内流场计算结果基本无影响,综合考虑计算精度与计算资源消耗,最终选定网格数为 460 万。

2.3 试验验证

原始模型试验由南水北调天津同台测试完成并在江苏大学试验台完成复核,两者结果吻合性良好。文中所有计算均采用 2.1 节所述计算设置与 2.2 节所述网格划分,将原始模型外特性计算结果与试验值进行对比并将原始模型与下文环量组合 1 (即各控制点取环量最大值与最小值之和的 1/2) 计算结果进行对比以确保下文数值模拟可行性,结果如图 5 所示。在整个流量范围内,原始模型试验值与模拟值变化趋势基本一致,最大误差不超过 3% 而环量组合 1 所对应混流泵与原始模型泵性能相近,因此本文所用数值模拟方法满足计算精度要求。

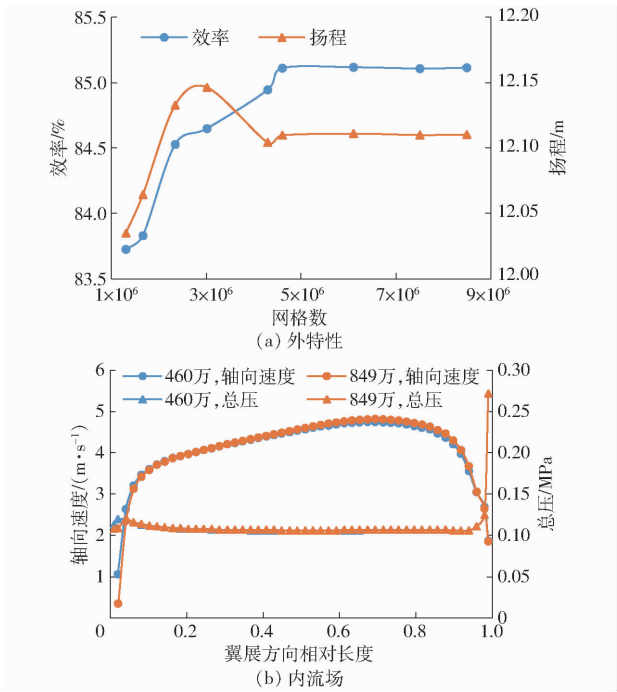


图 4 网格无关性测试结果

Fig. 4 Result of mesh independence test

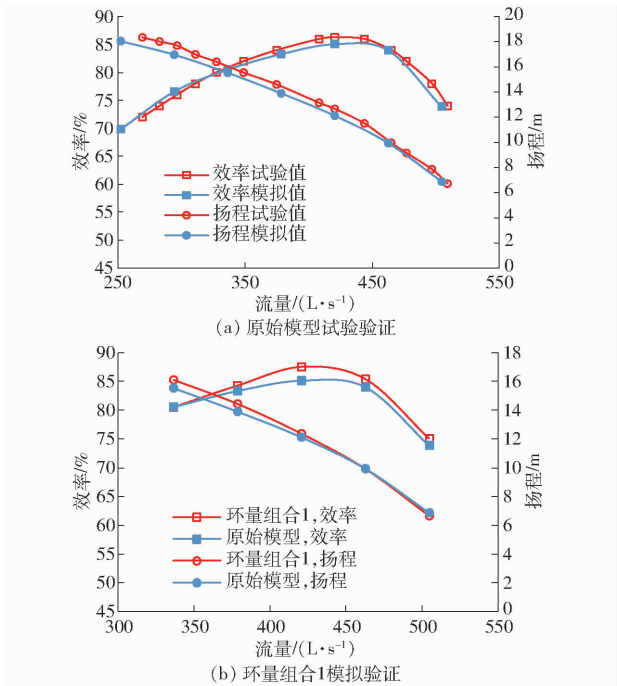


图 5 模拟验证

Fig. 5 Simulation verification

3 翼展方向环量分布控制方法

在过往研究中,设计人员通过给定轮毂与轮缘处环量,其它位置线性插值的方法来确定翼展方向环量分布形式,其所有可能的分布形式只有 3 种,分别为均匀分布、递增分布与递减分布^[24-25]。为详细探究翼展方向环量的分布形式与叶轮性能之间的关系,特别是各种非线性环量分布对叶轮性能的影响,本文通过自编文件增加控制点的方法控制翼展方向

环量分布形式。由微积分概念可知,当增加的控制点足够多时,可以实现任意形式的环量分布,然而,所需计算量也随之急剧增加。综合考虑环量分布形式的多样性与所需计算量,最终确定控制点个数为5个,分别位于叶片出口边轮毂、25%翼展位置、50%翼展位置、75%翼展位置和轮缘处。

为便于表述,下文中使用展向相对位置代替展向位置,定义展向相对位置

$$r_a=\frac{r-r_h}{r_s-r_h}$$

(18)

式中 r_a ——翼展方向无量纲化半径
 r_h ——轮毂半径 r_s ——轮缘半径
记轮毂到轮缘处5个控制点环量值分别为

$X_1 \sim X_5$,在反问题设计中,当翼展方向环量最大值与最小值相差较大时,叶片过度扭曲易造成计算失败,故对其施加约束条件

$$X_{\max}-X_{\min}\leqslant0.3\overline{rV_{\theta}}$$

(19)

式中 $\overline{rV_{\theta}}$ ——展向环量均值
 $X_{\max}$ ——控制点处环量最大值
 $X_{\min}$ ——控制点处环量最小值

为使各环量分布形式具有对比性且性能差异更加明显,参照正交设计试验方法,将各控制点处环量设定为3个水平且满足方程

$$X_{\max}-\overline{rV_{\theta}}=\overline{rV_{\theta}}-X_{\min}=0.15\overline{rV_{\theta}}$$

(20)

记 $X_{\max}$ 为1, $(X_{\max}+X_{\min})/2$ 为0, $X_{\min}$ 为-1。则所有具有代表性的环量分布组合如表2所示。

表 2 环量分布形式
Tab.2 Circulation distribution form

环量组合		控制点位置					环量组合		控制点位置				
序号		0	$0.25r_a$	$0.5r_a$	$0.75r_a$	r_a	序号		0	$0.25r_a$	$0.5r_a$	$0.75r_a$	r_a
1	0	0	0	0	0	0	10	1	0	0	-1	1	1
2	-1		0			1	11	-1	1	0	0	0	-1
3	1		0			-1	12	-1	0	1	0	0	-1
4	1	0	0	0		-1	13	-1	0	0	1	1	-1
5	-1	0	0	0		1	14	1	1	0	-1	-1	-1
6	0	1	0	-1	0	0	15	-1	-1	0	1	1	1
7	0	-1	0	1	0	0	16	1	-1	1	-1	1	1
8	1	-1	0	0	1	1	17	-1	1	-1	1	1	-1
9	1	0	-1	0	1	1							

表中空白处表示该处环量不做任何约束,由控制点间连接曲线决定。环量组合1~3为线性分布,分别为均匀分布、递增分布和递减分布,其环量分布形式如图6a所示。增加控制点后,3种具有代表性

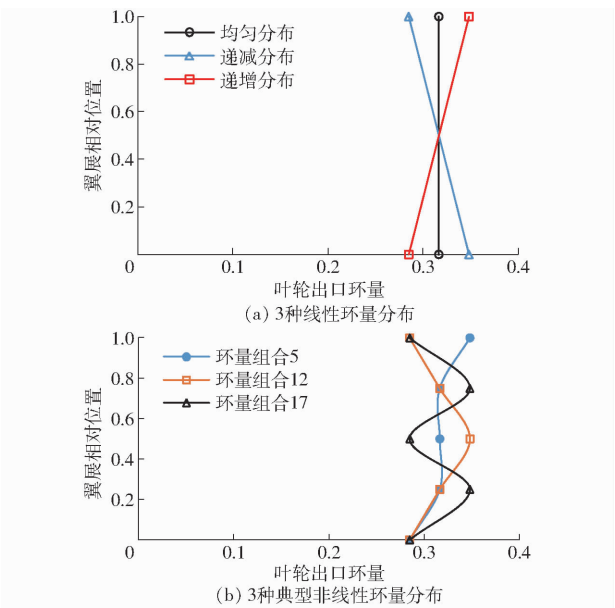


图 6 代表性环量分布形式

Fig. 6 Typical circulation distribution forms

的翼展环量非线性分布形式如图6b所示。图中横坐标环量由 $\overline{rV_{\theta}}$ 除以 ωr_s^2 做无量纲化处理。

环量组合1对应叶片形状如图7a所示,环量组合1与环量组合2、3、5、12、17对应叶片对比图如图7b~7f所示,图7中所有灰色叶片均为环量组合1对应叶片。由图7可知,当流线方向载荷控制参数保持不变时,控制叶轮出口翼展方向环量分布形式可有效控制叶片形状,因此,研究翼展方向环量分布形式对混流泵性能的影响是有必要的。

4 环量分布形式对混流泵性能的影响分析

4.1 效率及扬程

混流泵优点之一为具有广阔的高效区,若只关注设计点性能与环量分布形式间的关系,则难以满足后续混流泵参数化设计要求,故取 $0.8Q_{des}$ 、 Q_{des} 和 $1.2Q_{des}$ (Q_{des} 表示设计流量)3个工况点处性能参数作为目标函数。

为使结果更加直观具有代表性,以被广泛采用的环量分布1作为参考,定义

$$\Delta H_i=\frac{H_i-H_1}{H_1}\times100\%$$

(21)

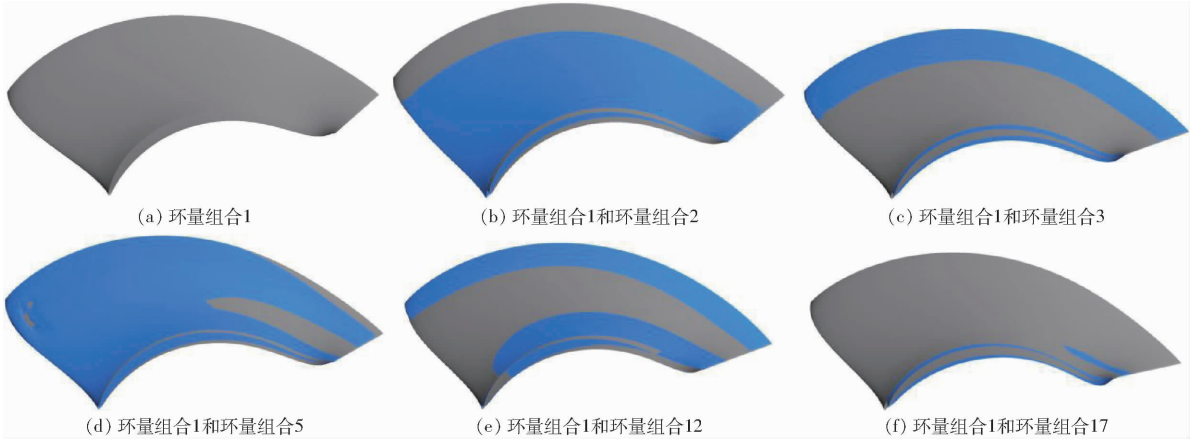


图 7 不同环量分布对应叶片形状

Fig. 7 Blade shapes for diffident circulation forms

$$\Delta\eta_i = \frac{\eta_i - \eta_1}{\eta_1} \times 100\%$$

(22)

式中 H_1 ——环量组合 1 对应的扬程
 H_i ——相同工况下环量组合 i 对应的扬程
 ΔH_i ——扬程相对提升百分比
 η_1 ——环量组合 1 对应的效率
 η_i ——相同工况下环量组合 i 对应的效率
 $\Delta\eta_i$ ——效率相对提升百分比

计算结果如表 3 (表中 ΔA_i 表示叶片空化面积相对提升百分比) 所示。由表 3 可知,通过简单调整叶轮出口处翼展方向平均环量值,可在改变环量分布形式的前提下保持设计工况处叶轮扬程波动小于 2%,此时,小流量工况处最大扬程波动为 2.41%,大流量工况处最大扬程波动为 5.96%。因此,在保持设计工况处扬程基本不变的前提下,通过控制出

口处翼展方向环量分布形式,可对大流量工况处扬程进行微弱调整。

分析表 3 中小流量工况处效率改变规律可知,当环量分布形式改变时,小流量工况处效率基本不变。分析环量组合 4、7、11、12、13、15、17 可知,当轮缘处环量较小、0.75 r_a 处环量较大时,大流量工况处效率有较大的提升,设计工况处效率有微弱的提升;对比环量组合 7、11、13 和 15 可知,相较于轮缘处环量,0.75 r_a 处环量对大流量工况处效率提升起主导作用。

因此,在保持叶轮设计工况处扬程基本不变的前提下,环量分布形式对大流量工况叶轮效率和扬程具有较大影响,而对设计工况与小流量工况叶轮效率和扬程的影响较小。为进一步拓宽混流泵叶轮优化设计空间,考虑翼展方向环量非线性分布是有

表 3 环量分布对混流泵叶轮性能的影响

Tab. 3 Effect of circulation distribution on performance of mixed flow pump impeller									%
环量组合	$\Delta\eta_i$			ΔH_i			ΔA_i		
序号	0.8 Q_{des}	Q_{des}	1.2 Q_{des}	0.8 Q_{des}	Q_{des}	1.2 Q_{des}	0.8 Q_{des}	Q_{des}	1.2 Q_{des}
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0.37	0.04	-1.18	-0.03	-1.26	-3.02	1.23	-42.54	8.71
3	0.14	-0.14	-0.86	0.78	1.98	4.32	5.71	81.48	32.65
4	-0.11	0.18	1.82	1.07	1.80	5.32	5.53	111.26	-15.62
5	-0.16	-0.27	-1.04	-0.07	-0.27	-2.86	-2.35	-42.74	8.13
6	-0.42	-1.15	-4.18	0	-1.53	-4.49	-9.11	-89.06	49.73
7	-0.11	0.10	2.01	2.27	1.53	5.96	9.90	52.42	-29.19
8	0.11	-0.42	-2.63	0	-1.53	-3.86	-6.77	-98.87	42.02
9	-0.11	-0.64	-3.03	2.41	1.78	4.11	2.60	-13.04	94.55
10	-0.11	-1.36	-7.35	0.57	-0.76	-5.08	-10.42	-3.23	83.13
11	-0.11	0.13	1.65	-0.57	1.44	5.54	5.21	145.94	-23.46
12	0.03	0.08	1.67	0.26	1.18	5.76	10.87	114.76	-22.04
13	-0.31	0.19	3.07	-0.19	-0.50	5.03	11.51	122.17	-58.57
14	-0.33	-0.58	-1.49	0.57	1.37	3.54	-3.00	-40.27	37.67
15	0	0.10	1.79	2.27	0.76	5.38	9.38	17.74	-18.22
16	-0.10	-1.58	-7.98	1.42	0.18	-4.55	-9.84	25.05	86.36
17	-0.95	0.42	1.73	-1.70	-1.53	4.36	6.77	88.71	-63.81

必要的,一种较为理想的环量分布形式是给予 $0.75r_a$ 处较大环量并给予轮缘处较小的环量。

4.2 空化性能

为节省计算时间,本文所有计算均采用单相流模型,假定叶片表面静压低于常温下水体所对应的气化压力处发生空化^[26-27],则可以此面积作为叶片空化性能的判别标准。与 4.1 节类似,定义

$$\Delta A_i = \frac{A_i - A_1}{A_1} \times 100\%$$

(23)

式中 A_1 ——环量组合 1 对应的叶片空化面积
 A_i ——相同工况下环量组合 i 对应的叶片空化面积

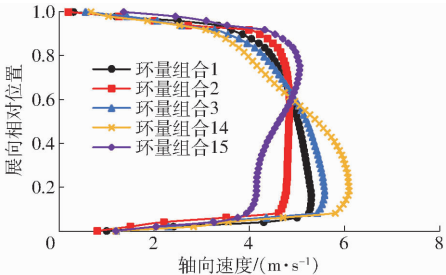
计算结果如表 3 所示。由表可知当轮缘处环量较大, $0.75r_a$ 处环量较小时,可有效提升小流量工况和设计工况处空化性能,但会降低大流量工况处空化性能,如环量组合 5、6、8 和 10;当轮毂处与轮缘处环量较小, $0.75r_a$ 处环量较大时,可有效提升大流量工况处空化性能,如环量组合 7、11、12、13 和 17。

因此,在保持叶轮设计工况处扬程基本不变的前提下,叶轮在各个工况下空化性能均对环量分布形式极为敏感,特别是大流量工况与设计流量工况。在混流泵的设计中,需根据实际需求谨慎选择叶轮出口处翼展方向环量的分布形式。

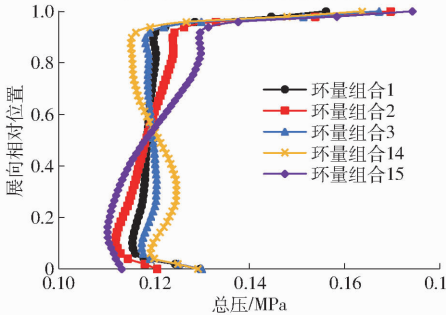
4.3 内流场

由于环量组合数目较多,若对比所有组合,则所需篇幅过大,为说明环量分布形式对内流场的影响,选取其中具有代表性的环量组合 1、2、3、14 和 15 进行内部流场对比分析。

5 种环量组合对应的叶轮出口翼展方向轴面速度与总压分布如图 8 所示,由图可知由于轮毂和轮缘处受壁面影响,压力梯度与速度梯度变化较大,影响范围约为总翼展长度的 10%。在叶片出口其它位置,对比环量组合 1,可以看出环量分布对轴面速度的影响十分明显,当某处环量较小时,该处轴面速度随之减小,反之亦然,且越靠近轮毂侧,该影响越强烈。其对叶轮出口总压分布具有相似影响,环量值较大处,总压随之增大,如环量组合 1 对应的翼展方向近似于等压分布,而环量组合 15 所对应的翼展方向总压分布则明显表现出轮缘侧大于轮毂侧,环量组合 14 与之相反。



(a) 环量分布对轴向速度的影响



(b) 环量分布对总压的影响

图 8 环量分布对内流场的影响

Fig. 8 Influence of circulation distribution on inner flow field

因此,通过改变翼展方向环量分布形式,可以有效改变叶轮做功能力与内部流场,进而影响叶轮下游部件的性能,且相较于线性环量分布,非线性环量分布具有更大的改变空间。

5 结论

(1)在反问题设计中,叶轮出口翼展方向环量分布形式对混流泵叶轮性能存在较大影响,且对不同工况点、不同目标参数呈现不同作用,因此在混流泵的多工况、多目标设计优化中,叶轮出口翼展方向环量分布可起到重要作用。

(2)叶轮出口翼展方向环量分布对叶轮内部流动状态具有较大影响,在对应位置处,环量与轴向速度和总压成正比,通过改变环量分布形式可有效改变叶轮出口处的流动状态,进而影响叶轮下游部件性能。

(3)针对不同工况点和不同目标参数,相较于翼展方向环量线性分布,存在更优的非线性分布形式。为有效提升叶轮效率,应给予翼展中后部较大的环量和轮缘处较小的环量;为提升小流量点和设计点的空化性能,应给予 $0.75r_a$ 处较小环量和轮缘处较大环量;为提升大流量点空化性能,应给予轮毂、轮缘处较小环量以及翼展 $0.75r_a$ 处较大环量。

参 考 文 献

[1] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011: 471-490.
[2] 潘中永,倪永燕,袁寿其,等. 斜流泵研究进展[J]. 流体机械,2009, 37(9): 45-49.
PAN Zhongyong, NI Yongyan, YUAN Shouqi, et al. Overview for research on mixed flow pumps with vane diffuser[J]. Fluid Machinery,2009, 37(9): 45-49. (in Chinese)
[3] YANG W, LIU B Q. Three-dimensional inverse design method for hydraulic machinery[J]. Energies, 2019, 12(17): 3210.
[4] ZHU B S, WANG X, TAN L, et al. Optimization design of a reversible pump-turbine runner with high efficiency and stability

- [J]. *Renewable Energy*, 2015, 81: 366–376.
- [5] MA Z, ZHU B S, RAO C, et al. Comprehensive hydraulic improvement and parametric analysis of a Francis turbine runner [J]. *Energies*, 2019, 12(2): 307.
- [6] 杨魏, 雷晓宇, 张志民, 等. 基于载荷分布的潜水轴流泵叶轮与导叶水力设计[J/OL]. *农业机械学报*, 2017, 48(11): 179–187.
YANG Wei, LEI Xiaoyu, ZHANG Zhimin, et al. Hydraulic design of submersible axial-flow pump based on blade loading distributions[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, 48(11): 179–187. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20171122&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.022. (in Chinese)
- [7] 张明宇, 林瑞霖, 王永生, 等. 泵喷的三维反问题设计及其与螺旋桨的敞水特性对比[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2017, 38(5): 690–696.
ZHANG Mingyu, LIN Ruilin, WANG Yongsheng, et al. 3-D inverse design of pump-jet and comparison with opening water performance of original propeller[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2017, 38(5): 690–696. (in Chinese)
- [8] 冷洪飞. 双吸离心泵叶片载荷特性及其应用研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
- [9] 张勤昭, 曹树良, 王宏, 等. 速度矩分布规律对混流泵叶轮设计的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2011, 29(3): 194–198.
ZHANG Qinzao, CAO Shuliang, WANG Hong, et al. Effects of velocity moment distribution law on design of mixed-flow pump impeller[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011, 29(3): 194–198. (in Chinese)
- [10] WILLIAM R H. On the theory of shear flow[M]. *Gas Turbine Laboratory of Massachusetts Institute of Technology*, 1966: 50–83.
- [11] 张德胜. 轴流泵叶轮非线性环量分布理论及实验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2010.
- [12] DUCCIO B, MEHRDAD Z, AARTOJARVI R, et al. Parametrical design of a waterjet pump by means of inverse design, CFD calculations and experimental analyses[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2010, 132(3): 201–215.
- [13] 肖若富, 陶然, 王维维, 等. 混流泵叶轮反问题设计与水力性能优化[J/OL]. *农业机械学报*, 2014, 45(9): 84–88.
XIAO Ruofu, TAO Ran, WANG Weiwei, et al. Inverse design and hydraulic optimization of mixed-flow pump impeller[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(9): 84–88. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140914&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.014. (in Chinese)
- [14] HUANG R F, LUO X W, JI B, et al. Multi-objective optimization of a mixed-flow pump impeller using modified NSGA-II algorithm[J]. *Science China (Technological Sciences)*, 2015, 58(12): 2111–2130.
- [15] 王旭鹤, 祝宝山, 曹树良, 等. 可逆式水泵水轮机转轮的三维反问题优化设计[J]. *农业工程学报*, 2014, 30(13): 78–85.
WANG Xuhe, ZHU Baoshan, CAO Shuliang, et al. Optimal design of reversible pump-turbine runner[J]. *Transactions of the CSAE*, 2014, 30(13): 78–85. (in Chinese)
- [16] HAWTHORNE W R, WANG C, TAN C S, et al. Theory of blade design for large deflections; part I—two-dimensional cascade[J]. *J. Eng. Gas Turbines and Power*, 1983, 106(2): 346–353.
- [17] TAN C S, HAWTHORNE W R, MCCUNE J E, et al. Theory of blade design for large deflections; part II—annular cascades[J]. *J. Eng. Gas Turbines and Power*, 1983, 106(2): 354–365.
- [18] ZANGENEH M. Compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades [J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1991, 13(5): 599–624.
- [19] BORGES J E. A three-dimensional inverse method for turbomachinery; part I—theory[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(3): 346–354.
- [20] ZANGENEH M. Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1994, 116(2): 280–290.
- [21] ZANGENEH M, GOTO A, TAKEMURA T. Suppression of secondary flows in a mixed-flow pump impeller by application of 3D inverse design method; part 1—design and numerical validation[C]//*Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Turbine and Aero engine Congress and Exposition, The Hague*, 1994.
- [22] GOTO A, TAKEMURA T, ZANGENEH M. Suppression of secondary flows in a mixed-flow pump impeller by application of 3D inverse design method; part 2—experimental validation[C]//*Proceedings of the ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, The Hague*, 1994.
- [23] ZANGENEH M, GOTO A, HARADA H. On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(4): 723–735.
- [24] DUCCIO B, ZANGENEH M. On the coupling of inverse design and optimization techniques for the multi-objective, multi-point design of turbomachinery blades [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(2): 116–132.
- [25] 常书平, 石岩峰, 周晨, 等. 出口环量分布对混流泵性能的影响 [J/OL]. *农业机械学报*, 2014, 45(1): 89–93.
CHANG Shuping, SHI Yanfeng, ZHOU Chen, et al. Effect of exit circulation distribution on performances of mixed-flow pump [J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(1): 89–93. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140115&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.01.015. (in Chinese)
- [26] 石丽建, 焦海峰, 苟金澜, 等. 全贯流泵回流间隙对泵水力性能的影响[J/OL]. *农业机械学报*, 2020, 51(4): 139–146.
SHI Lijian, JIAO Haifeng, GOU Jinlan, et al. Influence of backflow gap size on hydraulic performance of full-flow pump[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(4): 139–146. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20200416&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.04.016. (in Chinese)
- [27] 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/OL]. *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/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(4): 131–138. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20200415&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.04.015. (in Chinese)