

# 轮毂比对高比转速轴流泵水力性能影响

何磊, 王万鹏, 赵立策, 刘振, 易艳林, 张志民  
(中国水利水电科学研究院, 北京 100000)

**摘要:** 为了研究不同轮毂比对轴流泵水力性能的影响, 针对比转速  $n_s=1\ 200$  的轴流泵叶轮, 基于 N-S 方程和 SST 湍流模型, 使用 CFD 方法分别对三种轮毂比的轴流泵模型进行了数值模拟计算。计算结果表明: 在三种轮毂比设计方案中, 最小轮毂比  $\lambda=0.38$  是最优设计方案, 适当缩小轮毂比可以提高轴流泵扬程和效率, 相比小流量工况, 大流量工况下轮毂比对轴流泵效率的影响更为显著, 轮毂比对轴流泵导叶水力损失影响较小, 从轴流泵内部流动特性看, 缩小轮毂比, 轴流泵叶片静压分布和叶轮流动分布更为合理, 叶轮表面湍动能整体上有所降低, 轴流泵内部流态得到了改善。

**关键词:** 高比转速; 轴流泵; 轮毂比; 水力性能; 数值计算

中图分类号: TH31

文献标识码: A

文章编号: 1672-5387(2025)01-0018-06

DOI: 10.13599/j.cnki.11-5130.2025.01.005

## 1 研究背景

轴流泵特点是出水量大、扬程低, 在我国江河中下游平原地区、河网地区的农田灌溉与排涝中应用较为广泛<sup>[1]</sup>。伴随着我国工农业的持续发展和科技进步, 我国的轴流泵设计水平有了长足的进步<sup>[2]</sup>。但对比国外优秀水力模型, 国内轴流泵水力模型性能参数还有不小的差距<sup>[3]</sup>。国外轴流泵技术指标明显高于国内, 国外制造的泵具有效率高、转速高、重量轻等特点, 其流量是我国同口径水泵的 1.5~2 倍, 如荷兰扬程 1.8 m 的泵与我国 2.8 m 的泵性能相同, 前者重量 23.1 t, 后者重量 48 t, 两者重量相差不止一倍。日本荏原公司、美国 IIT 公司和奥地利安德里兹公司等研制的 300 mm 口径的水泵水力模型, 效率已接近 90%<sup>[4]</sup>。因此, 开发高性能的轴流泵水力模型成为必要。

对于轴流泵优化设计, 国内外学者做了大量的研究, 研究内容主要集中在叶轮设计优化、流道优化、提高运行效率等方面。Park 等<sup>[5]</sup> 基于神经网络算法, 以轮毂角、叶片厚度等设计参数, 得到的轴流泵优化设计方案效率提高了 4.24%。施卫东等<sup>[6]</sup> 发现采用倒圆斜切叶顶方法可以较好地改善轴流泵水力性能。谢传流等<sup>[7]</sup> 对轴流泵装置的进水流道

和出水流道进行了改进设计, 优化后泵装置最高效率达到 76.47%。周龙才等<sup>[8]</sup> 通过数值解法来辅助泵站, 根据水池水位变化确定轴流泵运行中的最优叶片角度。

目前轴流泵水力设计主要通过优化进出口角、叶片数、翼型、叶顶间隙等提高水力性能<sup>[9-12]</sup>, 轮毂比是影响轴流泵水力性能的重要设计参数<sup>[1]</sup>, 国内研究轮毂比对轴流泵水力性能的影响相关文献还不多。石丽建等<sup>[13]</sup> 针对比转速  $n_s=743$  的轴流泵叶轮, 采用 4 种轮毂比的叶轮进行优化设计, 计算结果表明, 增大轮毂比, 有利于提高叶轮效率, 但会降低汽蚀性能。陈斌等<sup>[14]</sup> 以比转速  $n_s=1\ 000$  的轴流泵为研究对象, 选取 5 种轮毂比的潜水轴流泵模型, 进行数值模拟计算, 确定该轴流泵的最佳轮毂比, 数值模拟结果表明, 合适的轮毂比可以改善内部流态, 减小流动损失。目前所研究的轴流泵的比转速范围一般在 500~1 000 区间, 针对比转速在 1 000 以上的高比转速轴流泵叶轮轮毂比对轴流泵水力性能影响的研究较少。本文以比转速  $n_s=1\ 200$  的轴流泵叶轮为研

收稿日期: 2024-09-30

基金项目: 中国水利水电科学研究院科研专项(HM0145B222020)。

作者简介: 何磊(1989-), 男, 工程师, 从事流体机械试验和数值模拟研究工作。

究对象,基于 3 种不同的轮毂比,采用 CFX 软件开展 CFD 数值计算,探索不同轮毂比下叶轮对轴流泵水力性能及内部流动的影响规律,为开发高性能的高比转速轴流泵水力模型提供技术参考。

## 2 数值计算

### 2.1 计算模型

本文选用的轴流泵基本设计参数如表 1 所示,几何参数为:叶轮直径  $D=0.3$  m,叶轮叶片数为 4 片,导叶叶片数为 7 片。

表 1 轴流泵水力模型基本设计参数

转速 $n/r/min$	扬程 $H/m$	流量 $Q/m^3/s$	轴功率 $P/kW$
1 450	3.59	0.35	14.51

在设计状态下,认为水流进入泵时已是充分发展的湍流,进口速度沿轴向方向且呈轴对称分布。计算中不考虑叶顶间隙。为了保证入流的均匀性和充分流出,在叶轮进口及导叶出口分别设置了一定长度的延伸段。计算模型由进口前延伸、泵段流动区域(叶轮和导叶)和出口后延伸三部分组成,如图 1 所示。

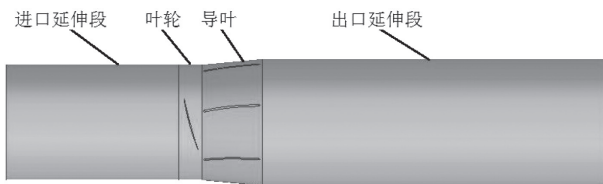


图 1 流体计算域

轮毂比是轮毂直径与轮毂外径的比值,本文选取 3 组不同轮毂比进行研究分析,保证叶轮外径不变,通过改变进口轮毂直径来改变轮毂比大小,轮毂比方案如表 2 所示。本文主要研究叶轮轮毂比对轴流泵水力性能的影响,故下文中轮毂比均指叶轮区域轮毂比。为避免其他组件对其水力性能的影响,其余进出水流道段均不做改动。

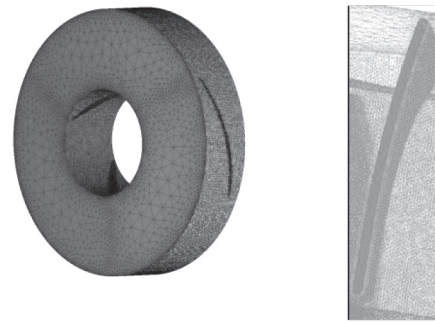
表 2 轮毂比方案

方案	1	2	3
进口轮毂比 $\lambda$	0.38	0.40	0.42
轮毂直径 /mm	114	120	126

### 2.2 网格划分

本研究采用 ICEM 软件进行网格划分,进出口延伸段结构简单,流体域采用六面体网格,网格生成速度快,网格质量较好,网格质量高于 0.7;泵段空间结构相对扭曲,叶片进水边和出水边尺寸较小,建立

六面体拓扑结构较为困难,因此叶轮和导叶流体域采用四面体网格,对叶片、壁面等重要区域进行局部加密处理,来提高数值计算精度,非结构化网格质量均高于 0.32。泵段区域网格如图 2 所示。由于本文只研究轮毂比对轴流泵性能的影响,在计算中,除了叶轮模型网格之外,其他部件结构和网格不变。基于相同的计算模型,不同轮毂比的轴流泵模型网格经过网格无关性分析,考虑计算精度和计算效率,最后确定流道网格总数为 700 万左右。



(a) 叶轮体网格

(b) 导叶轮毂侧网格

图 2 泵段区域网格

### 2.3 控制方程与湍流模型

高比转速轴流泵模型内部流动为不可压缩三维湍流流动,其内部流动可用连续性方程、动量方程和能量守恒方程来描述。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中,  $\rho$  为密度,  $t$  为时间,  $u$ 、 $v$ 、 $w$  为速度  $U$  在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的分量。

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

式中,  $\text{grad}(\ ) = \partial(\ )/\partial x + \partial(\ )/\partial y + \partial(\ )/\partial z$ ,  $P$  为流体微团压力,  $\mu$  为动力黏度,  $S_u$ 、 $S_v$ 、 $S_w$  为动量方程的广义源项。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho U T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

式中,  $k$  为热传导系数,  $T$  为温度,  $c_p$  为质量比定压热容,  $S_T$  是流体内热源及机械能转化为热能的部分。

本次数值计算采用 SST  $k-\omega$  湍流模型。SST  $k-\omega$  双方程湍流模型完善了  $k-\omega$  湍流模型,消除了  $k-\omega$  湍流模型对自由流  $\omega$  值的敏感性。SST  $k-\omega$  湍流模型具有的特点使其具有广泛的适用范围,已在水泵和水轮机等流体机械装置的流动数值模拟中得到了大量的应用<sup>[15]</sup>。

## 2.4 边界条件设置

给定进口总压条件,出口给定流量条件。采用无滑移边界条件,壁面函数为标准壁面函数,动静交界面采用 Stage 类型。在设计状态下,认为水流进入泵时已是充分发展的湍流,进口速度沿轴向方向且呈轴对称分布。计算中忽略热量的变化以及流体温度的变化。轴流泵 CFD 数值计算结果对进口湍动能参数的选择并不敏感,可指定中等湍流强度为 5%。在数值计算过程中,计算迭代最大步数设为 2 000 步,物理时间步长设为 0.001 s,设置默认残差收敛值  $1 \times 10^{-4}$ 。对质量流量守恒量的变化、出口压力的变化、叶轮旋转方向的叶片扭矩的变化进行监测,当以上监测值变化量小于 0.5% 时,再结合残差收敛曲线来判定数值计算是否达到稳定。

## 3 计算结果分析

### 3.1 轮毂比对外特性的影响

对轴流泵模型进行定常计算,得到了计算模型内外特性结果。在数值计算中,选取  $0.7Q \sim 1.2Q$  流量之间的 6 个工况进行计算分析。图 3 为根据计算结果得到的轴流泵水力性能曲线。

由图 3 可知:

(1) 三种轮毂比设计方案下,轴流泵的扬程和轴功率均随着流量的增大而减小,效率均随着流量的增大先增大后减小,且轴流泵效率均在设计工况点最高,说明三种方案均符合设计要求。

(2) 在设计流量点,轮毂比 0.38、0.40、0.42 的轴流泵扬程分别为 4.14 m、3.99 m、3.91 m,相同工况下,轮毂比  $\lambda=0.38$  的泵扬程最高,且随着轮毂比的增大,泵的扬程呈减小的趋势,大流量工况下该变化趋势尤为明显;在设计流量点,轮毂比 0.38、0.40、0.42 的轴流泵水力效率分别为 84.7%、83.1%、83.3%,轮毂比  $\lambda=0.38$  的轴流泵在  $0.8Q \sim 1.2Q$  流量之间的 5 个工况点效率最高,在小流量工况下,轮毂比对效率的影响相对较小,而在大流量工况下,不同轮毂比的泵之间效率值差别较大,即轮毂比对水泵

效率影响较明显;在设计流量点,轮毂比 0.38、0.40、0.42 的轴流泵轴功率分别为 16.8 kW、16.6 kW、16.1 kW,轮毂比  $\lambda=0.38$  的泵轴功率最大,在  $0.7Q \sim 1.0Q$  流量之间的 4 个工况点,相同工况下,轴功率均随着轮毂比的增大而减小。

综上所述可知适当减小轮毂比,增大了过流面积,有助于叶片做功,扬程和效率可以得到提高。

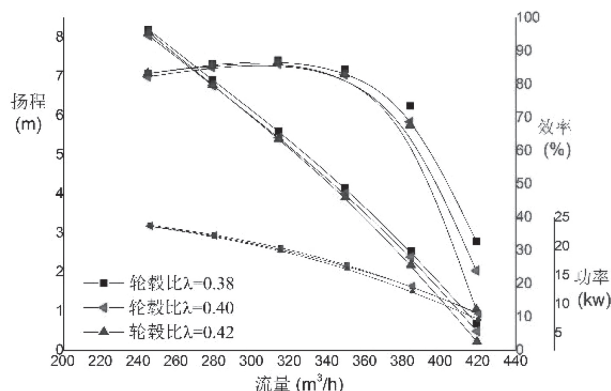


图3 轴流泵性能曲线

### 3.2 轮毂比对导叶区水力损失的影响

具有速度势能和压力势能的流体流出叶轮后,进入导叶流动区域,导叶通过消除流体环量,将速度能转换为压力能,降低旋转流体的冲击损失和漩涡损失,因此导叶对于泵段压力能的转化发挥了重要的作用<sup>[1]</sup>。因此有必要研究轮毂比对导叶区水力损失的影响。

对于不同轮毂比的轴流泵,选取导叶进出口截面的总压,根据式(6)求得导叶区域的水力损失。图4为不同轮毂比的轴流泵导叶在不同流量工况下的水力损失曲线。

$$\Delta h = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \quad (6)$$

其中,  $\Delta h$  为导叶区水力损失,  $P_1$  和  $P_2$  分别为导叶进、出口截面总压,  $\rho$  为流体密度,  $g$  为重力加速度。

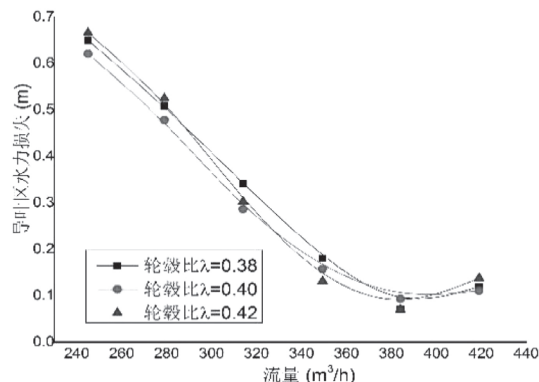


图4 导叶区水力损失曲线

由图 4 可知:

(1) 三种轮毂比方案下,随着流量增大,导叶区水力损失均先减小后增大,且在设计工况点,导叶区水力损失相比小流量工况明显减小,这说明导叶设计合理,设计良好的导叶能够有效的回收叶轮出口环量,将流体动能转化为压能。

(2) 在选取的流量区间,不同轮毂比的轴流泵导叶区水力损失相差不大,说明改变叶轮轮毂比对导叶区水力损失影响相对较小,这也有利于在其他设计参数不变的条件下,研究叶轮轮毂比对轴流泵水力性能的影响。

### 3.3 轮毂比对叶轮内流场的影响

叶轮是叶片泵的核心部件,在泵装置的流体输送过程中发挥了关键的作用。本文采用 CFD-POST 软件进行后处理,得到了设计工况点的叶片静压分布图。图 5、图 6 为设计流量下不同轮毂比下轴流泵叶片静压分布。

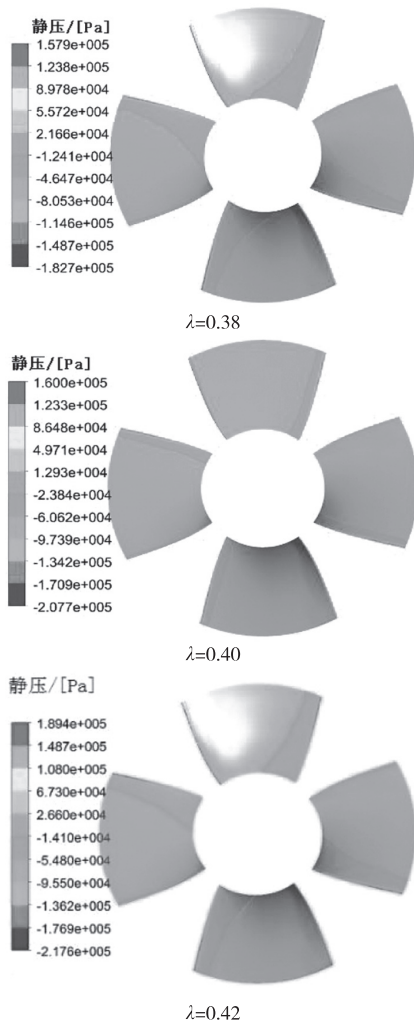


图 5 不同轮毂比下的叶轮压力面分布云图

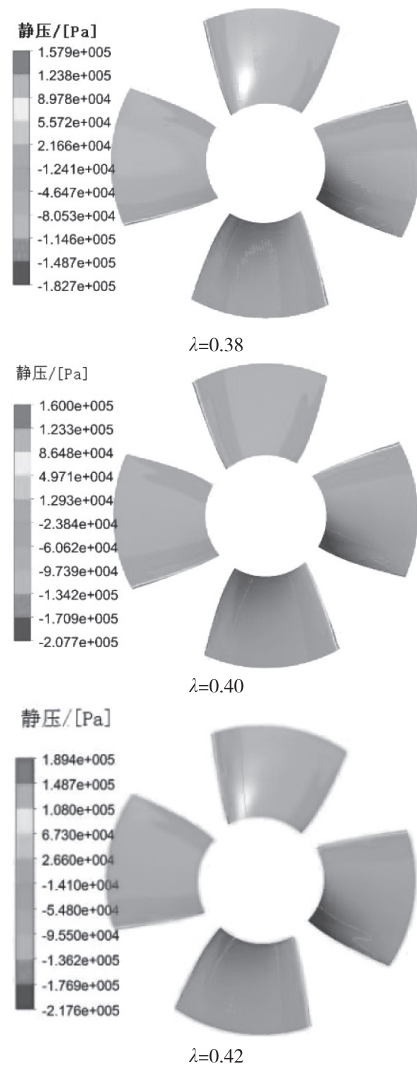


图 6 不同轮毂比下的叶轮吸力面分布云图

从图 6 可知,压力最小值出现在叶片吸力面进口区域,而压力最大值出现在叶片压力面进水边靠近轮缘区域。对于不同轮毂比下的叶片表面,压力分布趋势基本一致。轮毂比小的叶轮压力面的表面压力更大一些,说明叶轮获得了更多的能量输入,这从图 3 中设计点最小轮毂比的泵轴功率最大也可以得到验证。随着轮毂比的增大,吸力面静压值最小值变小,低压区有所扩大,不利于提高泵的汽蚀性能。对比其他两个轮毂比方案,轮毂比  $\lambda=0.38$  的轴流泵叶轮静压变化梯度小,叶片整体静压分布均匀合理。

图 7、图 8、图 9 为设计流量下不同轮毂比下的叶轮表面流线,每个叶轮均取  $\text{span}=0.1$ 、 $\text{span}=0.5$ 、 $\text{span}=0.9$  的三个叶高断面。由图可以看出:在叶片前缘位置,随着叶片进口冲角的变化,入口流量向叶片吸力面侧倾斜,使得叶片吸力面前缘处速度较高,

相对容易发生空化。随着轮毂比的增大,对于同一流面,最小流速值有所减小,而最大流速值先减小后增大。减小轮毂比,叶片进口边流线分布更为均匀,紊流、脱流等不良流态的产生有所改善。

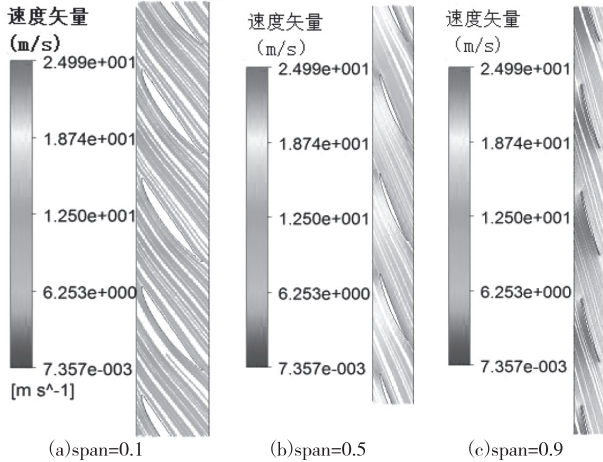


图 7 不同轮毂比下的叶轮表面流线 (轮毂比  $\lambda=0.38$ )

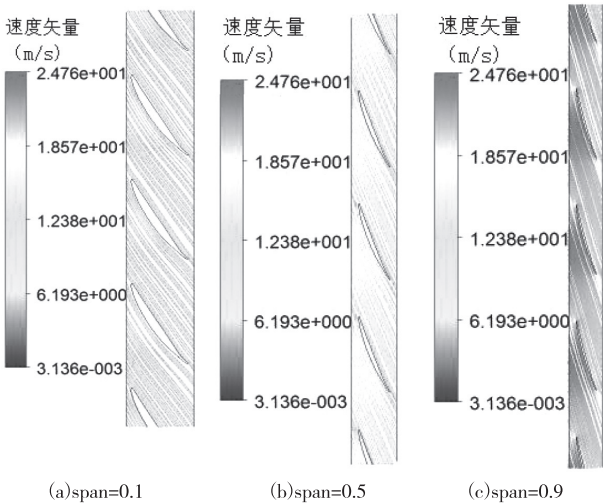


图 8 不同轮毂比下的叶轮表面流线 (轮毂比  $\lambda=0.40$ )

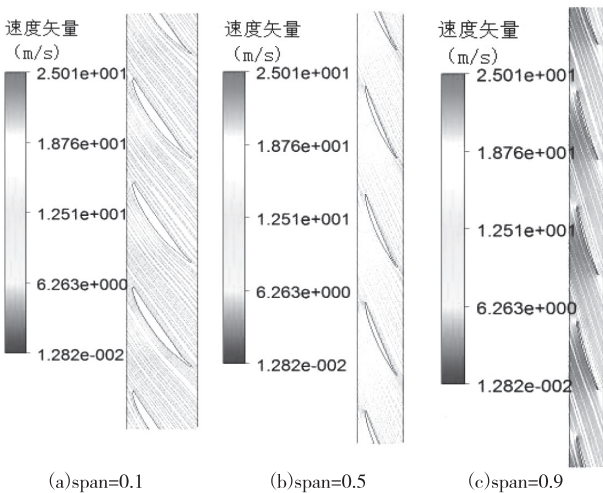
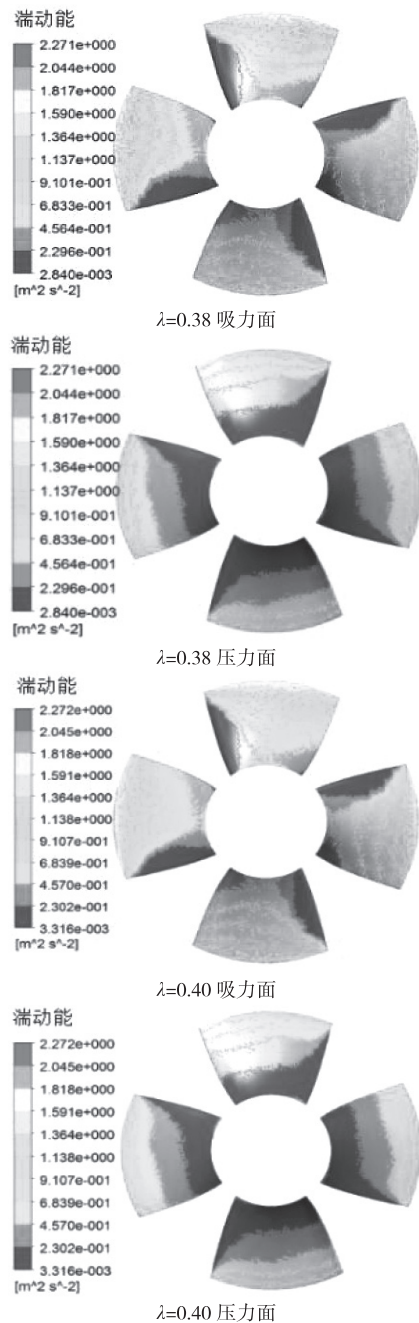


图 9 不同轮毂比下的叶轮表面流线 (轮毂比  $\lambda=0.42$ )

图 10 为设计流量下不同轮毂比的叶轮表面湍动能分布图。对于轮毂比分别为 0.38、0.40 和 0.42 的三个轴流泵叶轮模型,叶轮表面湍动能分布情况一致,均是靠近叶片轮缘处湍动能较高,但高湍动能区域较小,叶片轮毂处湍动能较低,叶轮进出口边湍动能较小,流体能量损失小,说明叶轮设计合理。随着轮毂比的缩小,叶轮湍动能相当部分区域是降低的,也有少数区域会升高。轮毂比  $\lambda=0.38$  的叶轮模型湍动能较小,但在三种轮毂比轴流泵叶轮中并不是最小的,说明缩小轮毂比增加叶轮的扭曲,也会一定区域内增强湍流扰动。



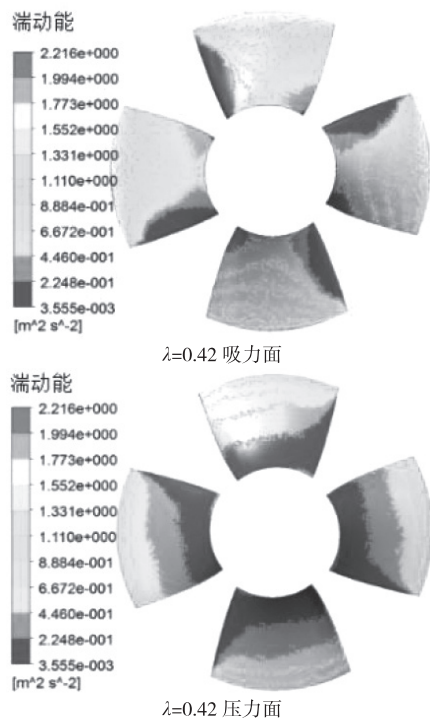


图 10 不同轮毂比下的叶轮表面湍动能分布

#### 4 结语

本文以  $n_s=1200$  的轴流泵叶轮为研究对象,选取 6 个流量工况,采用 CFX 软件对三种轮毂比的轴流泵模型进行了数值模拟计算,发现:

(1) 适当缩小轮毂比可以提高轴流泵扬程和效率,相比小流量工况,大流量工况下轮毂比对轴流泵效率的影响更为显著,不同轮毂比的轴流泵导叶区水力损失差别不大,在一定范围内可以近似忽略轮毂比对导叶区水力损失的影响。

(2) 在本文中,最小轮毂比  $\lambda=0.38$  是最优设计方案,缩小轮毂比增大了过流面积,水力摩擦损失更小,轴流泵叶片静压分布和叶轮流动分布更为合理,叶轮表面湍动能整体上也有所降低,改善了轴流泵内部湍流流动,在高比转速轴流泵设计

中,可以适当考虑减小轮毂比来提高轴流泵水力性能。

#### 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,2009.
- [2] 孟敬峰. 高比转速轴流泵水力优化设计 [D]. 扬州:扬州大学,2012.
- [3] 杨敬江. 轴流泵水力模型设计方法与数值模拟研究 [D]. 镇江:江苏大学,2008.
- [4] 王福军. 我国大型灌溉泵站的技术现状与发展趋势 [J]. 中国水利,2009(23):19-21,38.
- [5] PARK H S, MIAO F, NGUYEN T T. Impeller design for an axial-flow pump based on multi-objective optimization [J]. Indian Journal of Engineering and Materials Sciences, 2018, 25(2):183-190.
- [6] 施卫东,吴苏青,张德胜,等. 叶顶形状对轴流泵空化性能的影响 [J]. 农业机械学报,2014,45(9):101-106.
- [7] 谢传流,汤方平,朱泉荣,等. 钟型进水流道轴流泵装置数值优化与试验分析 [J]. 农业机械学报,2018,49(5):195-203.
- [8] 周龙才,曾礼成. 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵的运行优化研究 [J]. 中国农村水利水电,2010(9):122-124.
- [9] 沙毅,侯丽艳. 叶片厚度对轴流泵性能影响及内部流场分析 [J]. 农业工程学报,2012,28(18):75-81.
- [10] 邢树兵,朱荣生,朱冬欣,等. 基于正交试验的轴流泵优化设计 [J]. 中国农村水利水电,2015(1):167-171.
- [11] 肖蕾,张孟杰,吴钦,等. 基于代理模型的轴流式喷水推进泵优化设计 [J]. 北京理工大学学报,2018,38:63-66.
- [12] 马鹏飞. 双向轴流泵的优化设计及内流特性研究 [D]. 武汉:华中科技大学,2016.
- [13] 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.
- [14] 陈斌,李贞彬,张华,等. 基于轮毂比的潜水轴流泵优化设计研究 [J]. 中国给水排水,2019,35(23):91-95.
- [15] 贺蕾,高忠信. 水泵水轮机导叶间不同周向偏距对水力效率的影响研究 [J]. 中国水利水电科学研究院学报,2019,17(5):386-393.