

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.03.014

# 不同叶片型式旋流泵能量转换机理分析

权辉<sup>1,2</sup> 郭英<sup>1</sup> 杨宇娥<sup>1</sup> 蔡婷<sup>1</sup> 陈祥玉<sup>1</sup> 于欣洋<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 日本大学工学院, 福岛 963-8642)

**摘要:** 针对旋流泵内部流动结构形式所引起的整机效率下降问题,以卧式 150WX-200-20 型旋流泵为研究对象,进行旋流泵水力和结构设计,运用 Pro/E 三维设计软件建立前弯型和后弯型两种折叶片三维模型。设计 6 组前弯和后弯叶片为对照组,采用 CFD 流体计算软件进行数值计算,以两种折叶片组成叶轮型式为研究对象,结合叶片进出口速度三角形,对旋流泵不同叶轮的做功过程和能量损失过程进行了分析,从而找到两种不同叶轮型式下的能量损失传递转换机理。研究发现,对于旋流泵效率而言,在设计流量点之前,前弯叶轮的效率高于后弯叶轮效率;在设计流量点之后,后弯叶轮效率高于前弯叶轮效率。对于两种不同型式的叶轮,在设计流量点之前,前弯叶片的做功能力更强,能量损失更小;在设计流量点之后,后弯叶片的做功能力更强,能量损失更小。

**关键词:** 旋流泵; 叶片型式; 能量损失; 能量转换; 数值模拟

中图分类号: TK734 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)03-0123-07

OSID:



## Effect of Blade Type on Energy Conversion of Vortex Pump

QUAN Hui<sup>1,2</sup> GUO Ying<sup>1</sup> YANG Yu'e<sup>1</sup> CAI Ting<sup>1</sup> CHEN Xiangyu<sup>1</sup> YU Xinyang<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. College of Engineering, Nihon University, Fukushima 963-8642, Japan)

**Abstract:** Aiming at the problem that the blade type and energy loss of the vortex pump cause the whole machine efficiency to decline seriously, the model 150WX-200-20 vortex pump was taken as the research object, and the hydraulic and structural design of the vortex pump was carried out. The three-dimensional models of the forward-curved ( $R_1-F_2$ ) and the backward-curved ( $F_1-R_2$ ) blades were established by using Pro/E of three-dimensional design software. In this process, six groups of forward-curved ( $R_1-F_2$ ) and backward-curved ( $F_1-R_2$ ) blades were designed as control group. CFD of fluid calculation software was used for numerical calculation. Taking two kinds of blade deflecting as breakthrough point, combined with inlet and outlet velocity triangle of blade, the work process and energy loss process of different impellers of vortex pump were compared and analyzed. The energy loss transfer and transformation mechanism under these two different impeller types can be found. It was found that for the efficiency of vortex pump, the efficiency of forward-curved impeller was higher than that of backward-curved impeller before the design flow point, and after the design flow point, the efficiency of backward-curved impeller was higher than that of forward-curved impeller. For two different types of impellers, before the design flow point, the forward-curved blade had stronger function and less energy loss; after the design flow point, the backward-curved blade had stronger function and less energy loss. It was of great significance to the national agricultural development, and it had a certain reference value for the selection of the blade of vortex pump in the future.

**Key words:** vortex pump; blade type; energy loss; energy conversion; numerical simulation

## 0 引言

作为一种广泛应用的水力机械,旋流泵在农业

领域应用比较广泛<sup>[1-2]</sup>。1954年美国西部机械公司(Western machine company)研制出第一台 WEMCO 型旋流泵<sup>[3-6]</sup>。旋流泵叶片型式及装配位

收稿日期: 2019-07-31 修回日期: 2019-08-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51969014、51609113)、中国博士后科学基金项目(2018M633651XB)、甘肃省自然科学基金项目(2017GS10829)、山东省博士后科学创新基金项目和兰州理工大学红柳优秀青年基金项目

作者简介: 权辉(1984—),男,副教授,主要从事水力机械多相流理论及应用研究,E-mail: quan2010@163.com

置不同于普通的离心式叶轮,且叶轮安装在压水室后的后缩腔中,电机启动利用扭矩带动叶轮旋转,从而把电能转化为流体的机械能。根据旋流泵的特殊结构形式,流体在无叶腔内主要形成循环流,经过后缩腔的流体主要形成贯通流。由于旋流泵特殊的结构形式,其流动结构与传统泵有很大差别,特点是结构简单、无堵塞、性能良好,可以输送含固体颗粒的液体<sup>[7-10]</sup>。

本文设计前弯和后弯两种折叶片结构,在现有研究成果基础上,对旋流泵内部流动模型及能量转换机理作进一步研究<sup>[11-13]</sup>。采用数值模拟和试验相结合的方法对两种叶片结构的旋流泵内部流动进行研究分析,探究不同叶片型式下旋流泵内部能量损失以及能量转化机理<sup>[14-20]</sup>。

## 1 模型建立与网格划分

### 1.1 水力设计和结构设计

以 150WX-200-20 型卧式旋流泵为研究对象,根据结构设计所需参数,针对旋流泵的叶轮和蜗壳进行水力设计。主要设计参数为额定流量  $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ 、额定扬程  $H = 20 \text{ m}$ 、额定转速  $n = 1450 \text{ r}/\text{min}$ 、比转数  $n_s = 132$ 、额定效率  $\eta = 50\%$ 、轴功率  $P = 21.952 \text{ kW}$ 。根据旋流泵的流动特点,选用环形蜗壳。依据上述旋流泵参数进行水力设计,得旋流泵主要几何参数。

根据所需旋流泵模型进行水力设计和结构设计,可得到旋流泵二维结构装配如图 1 所示。

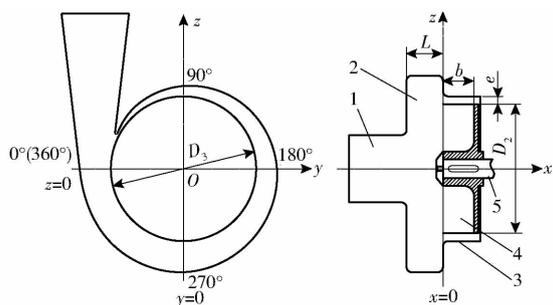


图 1 旋流泵二维结构示意图

Fig. 1 Two-dimensional structure of vortex pump

1. 进口段 2. 无叶腔 3. 后缩腔 4. 叶轮域 5. 轴

### 1.2 折叶片结构设计

叶片的结构型式对泵的整机性能有重大影响,因此选择合理的叶片结构尤其重要。常用旋流泵叶片有直叶片、折叶片和弯叶片。根据研究需要,此次选择折叶片作为研究对象,针对折叶片结构设计两种型式的折叶片,折叶片具体结构型式如图 2 所示。

将叶片型线与  $y$  轴夹角记为  $\alpha$ , 设为第一段倾斜角;若叶片型线偏转方向与旋转方向相同,偏转角

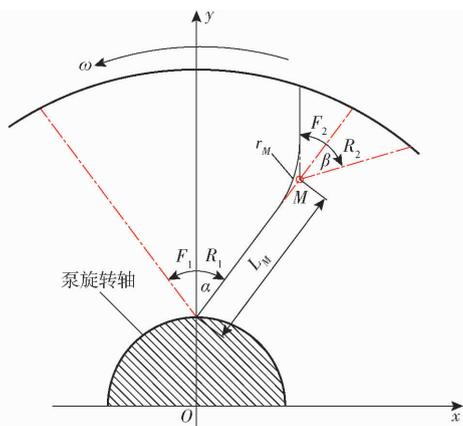


图 2 折叶片结构型式设计

Fig. 2 Design of type of deflection blade

度则为  $F_1$ , 反之则为  $R_1$ ; 同理可定义  $F_2$  和  $R_2$ 。可得到前弯型 ( $R_1 - F_2$ ) 和后弯型 ( $F_1 - R_2$ ) 两种折叶片结构。

### 1.3 三维模型及网格

依据旋流泵以上的设计,通过 Pro/E 软件建立三维水体模型,三维水体模型和实体模型如图 3 所示。

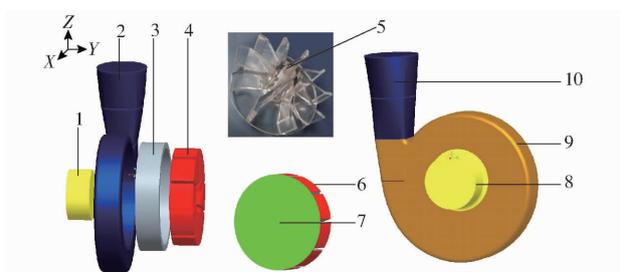


图 3 旋流泵三维模型

Fig. 3 3D model of vortex pump

1, 8. 进口段 2. 蜗壳 3. 后缩腔 4. 叶轮 5. 叶轮实体 6. 叶轮出口 7. 叶轮进口 9. 无叶腔 10. 扩散段

为了更好地实现区域的边界拟合,适于流体的计算,采用 ICEM 对旋流泵水体模型进行结构化网格划分,并进行网格无关性检查,模型网格如图 4a 所示。验证网格无关性时,对 6 套网格都采用 RNG  $k - \varepsilon$  湍流模型做定常计算,得到扬程变化趋势如图 4b 所示。由图可知,当网格数大于 300 万时,扬程变化不超过 1%,此时认为加密网格数对计算的影响可忽略不计,综合考虑之后采用静止域 245 万、旋转域 56 万的网格组合,检查指标如图 4b 所示。

### 1.4 计算方法和边界条件

计算求解过程中,采用相对参考坐标系,叶轮流道区域采取旋转坐标系,旋转速度为  $1450 \text{ r}/\text{min}$ 。旋流泵进口设置为无旋流动;出口流动设置为自由出流 (outflow);模型计算时采用三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程和 RNG  $k - \varepsilon$  方程相结合的数学模型进行计算求解。泵进口采用质量进口条件;蜗

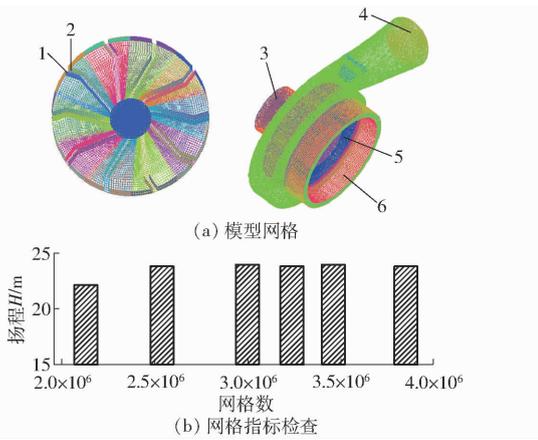


图 4 模型网格及检查

Fig. 4 Model grid and inspect

1. 工作面 2. 背面 3. 进口段 4. 泵出口 5. 交界面 2-1 6. 交界面 3-1

壳流道区域采取静止坐标系;旋流泵的内部流动被认为是以定常角速度绕固定转轴旋转的旋转流场,属于复杂的三维不可压湍流流动。

### 1.5 研究方案与目标

本研究设计两种折叶片结构型式,前弯型和后弯型叶片,对两种折叶片型式分别建立 6 组叶轮模型,如表 1 所示(表中  $L$  代表整个叶片的长度)。通过 Fluent 15.0 进行数值计算。本次研究目标有

3 个,通过计算结果判断两种折叶片水力性能的优越性;通过流场分析,解释不同折叶片结构造成损失的原因;通过外特性和内流场综合比较,建立两种不同叶片型式流道中涡的演变过程。

表 1 方案配置

Tab. 1 Scheme configuration

方案	进口角/ (°)	折点位置	折点倒角/ mm	楔形种类
1	30	2L/3	3	轴向
2	30	3L/4	4	径向
3	30	4L/5	5	反轴
4	45	2L/3	4	反轴
5	45	3L/4	5	轴向
6	45	4L/5	3	径向

## 2 计算结果分析

### 2.1 性能曲线

随着流量从  $0.2Q_d$  ( $Q_d$  表示设计流量) 逐渐增大到  $1.4Q_d$ , 每个模型进行 7 个不同工况点的数值计算, 得到旋流泵两种折叶片的扬程  $H$ 、效率  $\eta$ 、轴功率  $P$  的性能曲线变化规律如图 5 所示。前弯折叶片的外特性参数分别用  $H_1$ 、 $\eta_1$  和  $P_1$  表示; 后弯折叶片的外特性参数分别用  $H_2$ 、 $\eta_2$  和  $P_2$  表示。

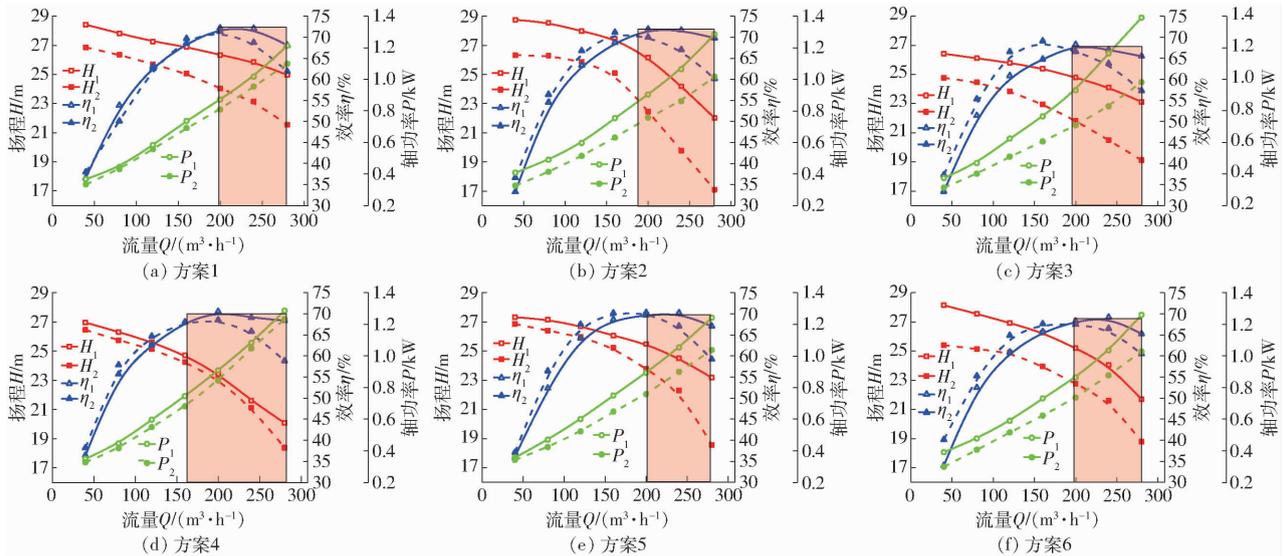


图 5 两种折叶片水力性能变化规律

Fig. 5 Variations of hydraulic performance of two kinds of folded blades

经观察图 5 所示 6 种方案性能曲线规律, 由效率曲线组成的红色阴影区域较为特殊, 且效率最大值位于设计工况点附近。其原因是当流量小于设计工况点  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时, 流体在后缩腔中形成的循环流没有充满整个后缩腔容积, 由于前弯折叶片对流体控制能力强, 因此后缩腔中大多数流体随叶轮在后缩腔中旋转, 流入贯通流的流体较少。后弯折叶片对流体控制能力相对较弱, 从而使经前弯折叶片做

功之后流入贯通流的流体较多。流量超过设计工况点  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时, 大量流体流入后缩腔, 流体充裕导致后弯折叶片发生回流现象。分析如下:

(1) 在旋流泵的后缩腔中, 叶片旋转对流体做功传递能时, 前弯折叶片对流入后缩腔的贯通流传递较高的能量, 使得旋流泵的扬程增大; 后弯折叶片与前弯折叶片结构相反, 当叶片对流体做功时, 折叶片结构造成流体溢流现象, 因此对贯通流

的能量传递损失较严重,导致旋流泵整机扬程下降。

(2)依据前弯和后弯两种折叶片在后缩腔中传递能量能力不同,由此判断出前弯折叶片在提供高扬程的同时也需要较大的轴功率,而后弯折叶片所需轴功率较小。

(3)流量小于设计工况点  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,流体在后缩腔中形成的循环流没有充满整个后缩腔容积,由于前弯折叶片对流体控制能力强,因此后缩腔中大多数流体随叶轮在后缩腔中旋转,流入贯通流的流体较少。后弯折叶片对流体控制能力相对较弱,从而使经前弯折叶片做功之后流入贯通流的流体较

多。因此在流量小于设计工况点时后弯折叶片的水力效率更好;流量超过设计工况点  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,大量流体流入后缩腔,流体充裕导致后弯折叶片发生溢流现象,因此在同等充裕流体条件下前弯折叶片水力效率更好。

## 2.2 流场规律

通过旋流泵两种折叶片型式7个不同工况点的数值计算,得到图6~8中两种折叶片型式的流线以及涡粘度和涡核演化图,与性能曲线结合分析得,随着流量增大,由于叶片折点结构的差异,在叶轮后缩腔径向流面上涡的直径变化及分布位置和涡的数量表现出两种演化规律。

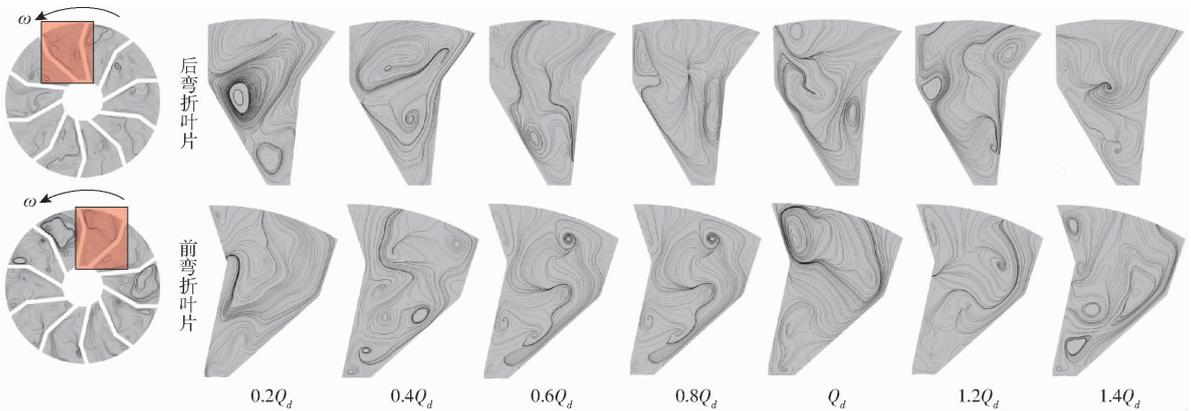


图6 两种折叶片流道流线轨迹

Fig. 6 Streamline trajectories of two kinds of blade deflecting channels

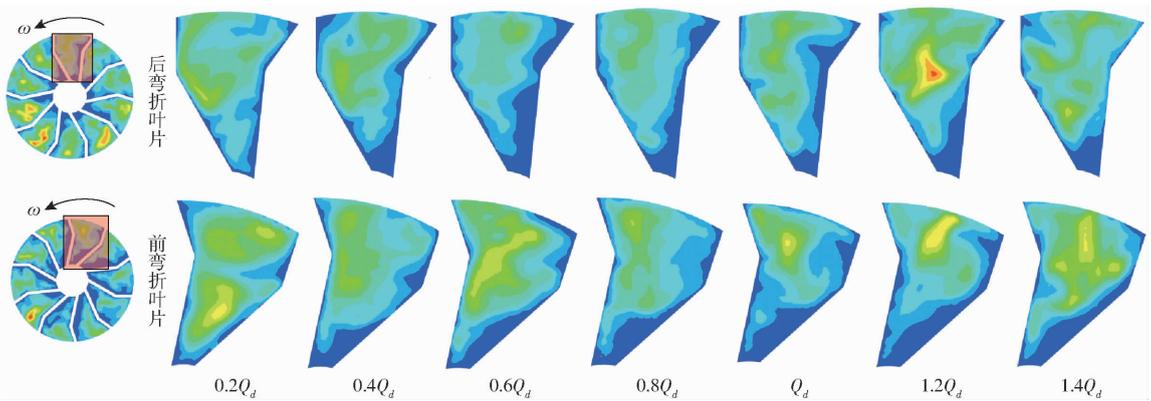


图7 两种折叶片涡粘度演化对比

Fig. 7 Comparison of evolution of vortex viscosity of two kinds of blades

(1)两种折叶片流道间流动共性。当流量小于设计工况点  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,两种折叶片的流道之间都形成直径尺度较大的涡,涡的半径逐渐减小但涡数量逐渐增多;当流量等于  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,两种折叶片流道间涡的半径变小且涡的数量也减少,流线轨迹变得光滑平顺;当流量大于  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,涡的半径开始增大且涡旋数量增多。

(2)两种折叶片结构流场差异性。当流量从  $0.2Q_d$  增到  $Q_d$  的过程中,后弯折叶片生成的大多数涡主要集中在叶片背面折点下方附近,前弯折叶片

生成的涡集中在靠近叶片背面和工作面的流道间,且位置靠近折点上方附近。

(3)综合分析得旋流泵能量损失与涡的演化过程有着密不可分的联系。在流量小于  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,流体在前弯折叶片中衍生出少量涡且涡的半径小于后弯折叶片,从而前弯折叶片在小流量工况时前弯折叶片效率高于后弯折叶片效率;当流量大于  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,由于前弯折叶片约束力较强且流体充裕,流体在流道中产生大量涡导致部分能量损失,后弯折叶片结构与之相反,在流量大于  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  时,

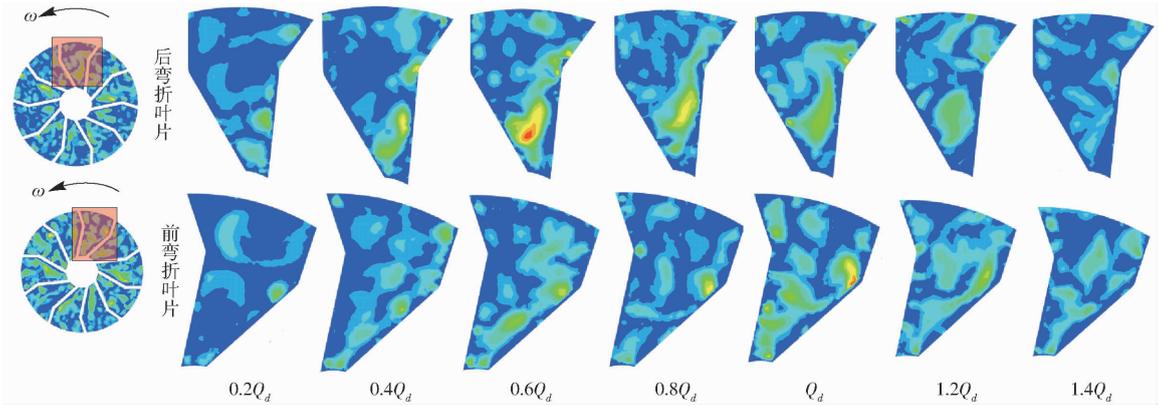


图8 两种折叶片涡核演化对比

Fig. 8 Comparisons of vortex core evolution of two kinds of blades

后弯折叶片效率高于前弯折叶片效率。通过图6定量和图7定性分析,可以观察得到,流量从小增加到设计工况点时,涡的数量减少,相对应的旋流泵效率曲线呈现不断升高的趋势;由设计工况点到过载工况运行的过程中,涡的数量减少,但形成的涡直径变大,效率曲线开始下降。

### 3 试验测试与可靠性分析

#### 3.1 试验测试台系统

为验证数值计算结果可靠性和准确度,建立了旋流泵开式试验测试系统,对同一3/4R30F30型折叶片叶轮模型进行试验测试和数值模拟,如图9所示。

#### 3.2 试验测试性能结果比较

在实体叶轮模型和水体模型下,通过试验测试与数值计算结果对比,进行数值模拟可靠性验证。试验和模拟结果的水力性能对比如图10所示。

由图10分析得,随着流量从 $0.2Q_d$ 增大到 $1.4Q_d$ 的过程中,试验泵测试数据和数值计算数据之间存在误差。经计算,扬程和效率的平均误差分别为2.27%和5.26%,误差均小于6%,通过试验测试说明文中采用的数值方法对于研究该泵是可靠的。

#### 3.3 旋流泵内部流动状态试验测试

为研究旋流泵内部流体的具体流动形式,运用高速摄像机拍摄流体在整个旋流泵中运动形式和流

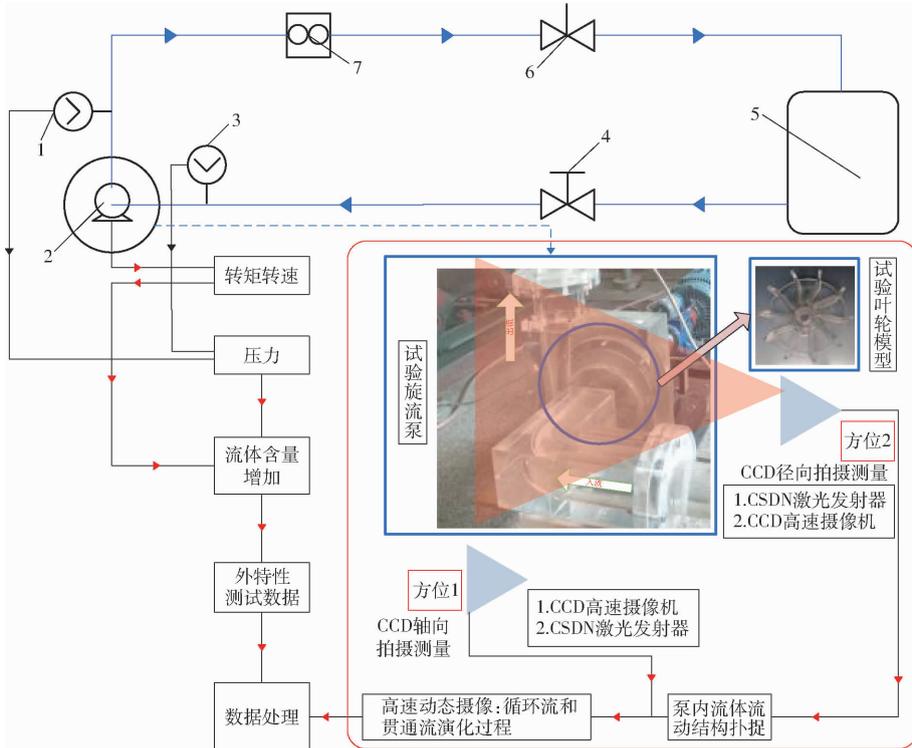


图9 试验台测试系统

Fig. 9 Test-bed test system

1. 出口压力表 2. 旋流泵 3. 进口压力表 4,6. 进口流量阀 5. 水箱 7. 电磁流量计

动结构,试验测试拍摄流场结构和数值模拟获得内流场流动结构分别如图 11、12 所示。

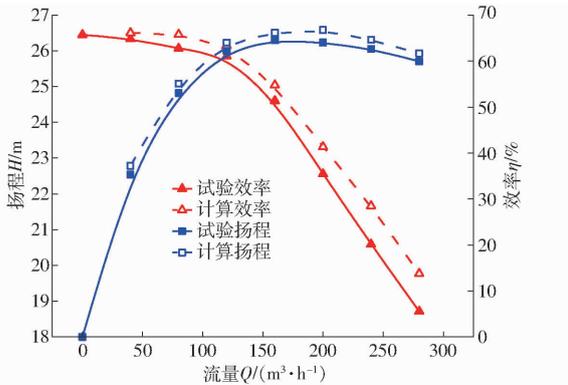


图 10 水力性能误差验证

Fig. 10 Verification of hydraulic performance error

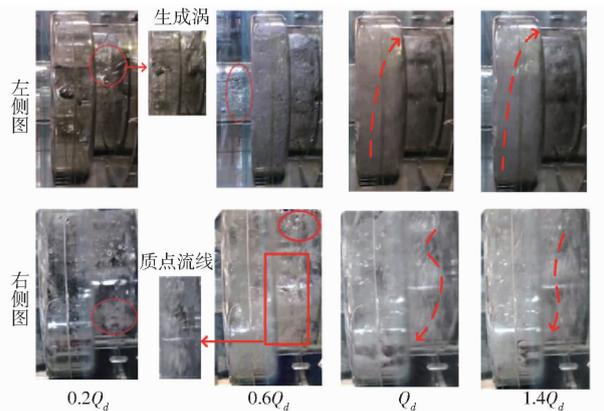


图 11 试验结果

Fig. 11 Experimental results

结合图 12 数值模拟流场分析发现旋流泵内部存在复杂的湍流流动,其主要能量损失由大量的涡造成,与本次设计旋流泵数值模拟结论保持一致。

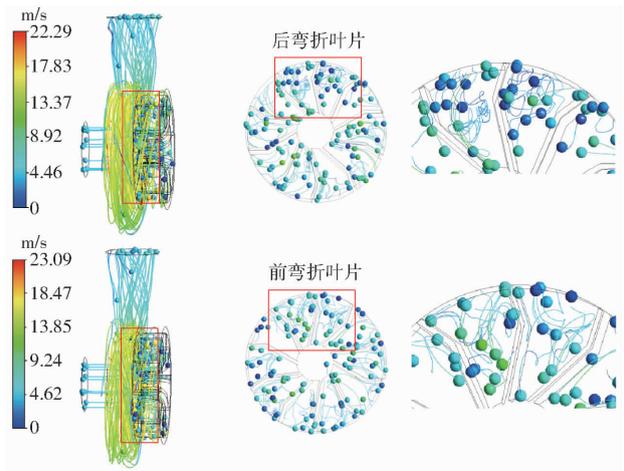


图 12 两种折叶片流线

Fig. 12 Two kinds of blade deflecting streams

## 4 结论

(1) 从小流量增加到设计工况点时,前弯折叶片效率高于后弯折叶片效率;当旋流泵流量超过设计工况点时,后弯折叶片效率高于前弯折叶片效率。

(2) 流体从旋流泵进口流入,依次流过无叶腔和后缩腔。流体从叶片进口到叶片出口的过程中需经历两次速度转换,因此有大量的流体质点运动轨迹是涡旋形状,在同一时刻大量的流体质点在相互叠加后形成大量涡,造成旋流泵能量损失。

(3) 在旋流泵中,能量损失主要是由大量直径不等的涡造成的,且涡与涡之间的能量损失主要由相互干涉和叠加的两种形式表现出来。涡的直径越大,涡与涡之间主要形成干涉,造成的能量损耗越严重;涡的直径越小,涡与涡之间主要形成叠加,造成的能量损耗越小。

## 参 考 文 献

- [1] 权辉,傅百恒,李仁年,等.旋流泵的研究现状及发展趋势[J].流体机械,2016,44(9):36-40  
QUAN Hui, FU Baiheng, LI Rennian, et al. Research stage and development tendency of vortex pump[J]. Fluid Machinery, 2016, 44(9):36-40. (in Chinese)
- [2] 汪永志,施卫东,董颖,等.旋流泵的研究现状与展望[J].排灌机械,2004,22(2):8-11.  
WANG Yongzhi, SHI Weidong, DONG Ying, et al. Present status and development prospect of vortex pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2004, 22(2):8-11. (in Chinese)
- [3] RUTSCHI K. Die Arbeitsweise von freistrompumpen[A]. Schweizerische Bauzeitung, 1968, 8:26-32.
- [4] SCHIVLEY G P. An analytical and expermental study of a vortex pump[J]. Trans. ASME, 1970, 92(4):88-90.
- [5] 大庭英树.关于旋流泵内部流动和性能的研究(第一版)[C]//日本机械学会论文集(B篇),1982.  
ORABA Hideki. The reasearch internal flow of and performance of a vortex pump (the front page) [C] // Proceedings of the Japan Institute of Machinery (B Piece of Writing), 1982. (in Chinese)
- [6] 蔡振成.涡流杂质泵[J].水泵技术,1979(2):30-35.  
CAI Zhencheng. Eddy current pump[J]. Pump Technology, 1979(2):30-35. (in Chinese)
- [7] MING Zheng, QUAN Cheng. The inner flow of vortex pump and raising its efficiency[J]. Journal of Fluid Engineering, ASME, 1991, 169:143-149.
- [8] 施卫东,汪永志,沙毅,等.旋流泵内部流动的研究[J].农业机械学报,2006,37(1):68-70.  
SHI Weidong, WANG Yongzhi, SHA Yi, et al. The study internal flow of a vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(1):68-70. (in Chinese)
- [9] 沙毅.旋流泵叶轮位置对性能影响与无叶腔流场测定[J].农业机械学报,2010,41(11):57-62.

- SHA Yi. Effect of impeller location and flow measurement in volute of a vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(11):57-62. (in Chinese)
- [10] QUAN Hui, FU Baiheng, LI Rennian, et al. Mathematical model of energy conversion mechanism in screw centrifugal pump based on load criteria of blade airfoil[J]. Engineering Computations, 2017, 34(7):2168-2188.
- [11] 朱荣生, 苏保稳, 王秀礼, 等. 折边对旋流泵性能影响的数值计算与试验[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(5):398-401. ZHU Rongsheng, SU Baowen, WANG Xiuli, et al. Numerical simulation and experiment of influence of hem on performance of vortex pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(5):398-401. (in Chinese)
- [12] 施卫东, 孙新庆, 陆伟刚, 等. 矿用潜水电泵性能正交试验[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1):6-10. SHI Weidong, SUN Xinqing, LU Weigang, et al. Orthogonal experiment on performance of submersible mining pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1):6-10. (in Chinese)
- [13] 王洪亮, 施卫东, 陆伟刚, 等. 基于正交试验的深井泵优化设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5):56-63. WANG Hongliang, SHI Weidong, LU Weigang, et al. Optimization design of deep well pump based on latin square test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5):56-63. (in Chinese)
- [14] SCHIVLEY G P. An analytical and experimental study of a vortex pump [J]. ASME Journal of Basic Engineering, Ser. D, 1970, 92(4):889-900.
- [15] 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场的测试[J]. 农业机械学报, 1996, 27(1):49-54. CHEN Hongxun. Measurement of rotating flow field with in the impeller of vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996, 27(1):49-54. (in Chinese)
- [16] YE C X, UMEZU M, NUGENT A H, et al. The spiral vortex pump-design concept, flow characteristics & test results[J]. Proc. of the 7th ISAO, Artif. Organs., 1990, 14(Supp.1):46-49.
- [17] UMEZU M, YE C X, NUGENT A H, et al. Advantage of the spiral vortex design in pneumatic blood pumps as demonstrated by dye-washout tests[J]. Proc. of the 7th ISAO, Artif. Organs., 1990, 14(Supp.4):31-33.
- [18] IMACHI K, FUJIMASA I, MABUCHI K, et al. A newly designed jellyfish valve for an artificial heart blood pump[J]. Trans. Am. Soc. Artif. Intern. Organs., 1988, 34(12):726-728.
- [19] IWASAKI K, UMEZU M, IMACHI K, et al. Design improvement of the Jellyfish valve for long-term use in artificial hearts [J]. Int. J. Artif. Organs., 2001, 24(7):463-469.
- [20] 黄剑峰, 张立翔, 杨松. 水轮机槽道内导叶动态绕流水力特性大涡模拟分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(4):125-130. HUANG Jianfeng, ZHANG Lixiang, YANG Song. Analysis on hydraulic characteristics of dynamic flow around vane in hydro-turbine channel using large eddy simulation[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(4):125-130. (in Chinese)

## (上接第105页)

- [15] 孙伟, 刘小龙, 石林榕, 等. 刮板升运带式膜上覆土装置覆土特性[J]. 机械工程学报, 2016, 52(7):38-45. SUN Wei, LIU Xiaolong, SHI Linrong, et al. Covering soil on plastic-film characteristics of scraper lifting belt mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(7):38-45. (in Chinese)
- [16] 李强, 刘国彬, 许明祥, 等. 黄土丘陵地区撂荒地土壤抗冲性及相关理化性质[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10):153-159. LI Qiang, LIU Guobin, XU Mingxiang, et al. Soilanti-scouribility and its related physical properties on abandoned land in the Hilly Loess Plateau [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(10):153-159. (in Chinese)
- [17] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册(下册)[M]. 北京:中国农业科学技术出版社, 2007.
- [18] NY/T 987—2006 铺膜穴播机作业质量[S]. 2006.
- [19] DB62/T 1935—2010 全膜双垄沟铺膜机操作规程及作业质量验收[S]. 2010.
- [20] 赵立军, 何堤, 周福君. 2BF-1400型水稻覆膜播种机覆土机构参数优化与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8):21-26. ZHAO Lijun, HE Di, ZHOU Fujun. Parameter optimization and test on soil-covering mechanism of 2BF-1400 rice mulching film seeder machine[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(8):21-26. (in Chinese)
- [21] 彭飞, 李腾飞, 康宏彬, 等. 小型制粒机喂料器参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2):51-58. PENG Fei, LI Tengfei, KANG Hongbin, et al. Optimization and experiment on feeder for small-scale pellet mill [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2):51-58. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20160207&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160207&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.007. (in Chinese)
- [22] 高筱钧, 周金华, 赖庆辉. 中草药三七气吸滚筒式精密排种器的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(2):20-28. GAO Xiaojun, ZHOU Jinhua, LAI Qinghui. Design and experiment of pneumatic cylinder precision seed-metering device for *Panax notoginseng* [J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(2):20-28. (in Chinese)
- [23] 戴飞, 赵武云, 宋学锋, 等. 提土-全膜面覆土装置作业参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(11):88-96. DAI Fei, ZHAO Wuyun, SONG Xuefeng, et al. Operating parameter optimization and experiment of device with elevating and covering soil on plastic-film [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11):88-96. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20171111&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20171111&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.011. (in Chinese)
- [24] 贾富国, 姚丽娜, 韩燕龙, 等. 基于离散元法的糙米匀料盘仿真优化设计[J]. 农业工程学报, 2016, 32(4):235-241. JIA Fuguo, YAO Li'na, HAN Yanlong, et al. Simulation and optimal design of uniform plate of brown rice based on discrete element method [J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(4):235-241. (in Chinese)