

# 基于 CFD 的离心泵浮动叶轮平衡腔压力 数值分析与验证

魏清顺<sup>1</sup>, 刘在伦<sup>2</sup>

- (1. 山西农业大学林学院, 山西省 太谷县 030801;
2. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃省 兰州市 730050)

## Numerical Analysis and Validation of Floating Impeller Balance Chamber Pressure in Centrifugal Pump Based on CFD

WEI Qingshun<sup>1</sup>, LIU Zailun<sup>2</sup>

- (1. College of Forestry, Shanxi Agricultural University, Taigu 030801, Shanxi Province, China;
2. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, Gansu Province, China)

**ABSTRACT:** The pressure distribution in balance chamber is the key technology that centrifugal pump with floating impeller balances axial force automatically. Based on two important parameters, ring seal diameter of impeller and area of balancing hole, different combination groups were formed to construct the 3-D model of 3BA-6 single stage single suction centrifugal pump. Through the numerical simulation after the model by computational fluid dynamics (CFD) theory, the pressure distributions in balance chamber were obtained. Then axial compound stress was calculated and balance analysis was made. Simultaneously, the pressure in balance chamber was tested practically. The results show that axial force of centrifugal pump with floating impeller can be balanced under the condition that rate of flow amounted to  $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ , and when  $k=1.2$ ,  $A=7.07\text{ mm}^2$ . And the pressure in balance chamber is 13%~20% of lift corresponding operating condition. Simulated values are closely matched with the measured value, which proved the appropriateness of numerical simulation. The practical significance is supplied by using CFD technology and changing parameters to design the most proper structure.

**KEY WORDS:** centrifugal pump; axial force; floating impeller; balance chamber pressure; numerical analysis; computational fluid dynamics (CFD)

**摘要:** 平衡腔内的压力分布是浮动叶轮实现轴向力自动平衡的关键所在。引用加大后的叶轮后密封环直径和叶轮平衡孔

的面积这2个重要设计参数,建立不同参数组合下的3BA-6单级单吸离心泵三维模型,运用CFD理论对其进行数值模拟,得到平衡腔内的压力分布,并进行轴向合力计算与平衡分析,同时在水泵开式试验台上实测平衡腔内的压力。结果表明:当水泵工作流量位于 $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ 这一区域时,取 $k=1.2$ , $A=7.07\text{ mm}^2$ ,水泵可以通过采用浮动叶轮来实现其轴向力的平衡。平衡腔内压力 $p$ 为相应工况下扬程的13%~20%。模拟值与实测值吻合较好,验证了数值方法的正确性。运用CFD技术,通过参数的改变,找到最优设计方案,为其结构设计提供重要的实践指导意义。

**关键词:** 离心泵; 轴向力; 浮动叶轮; 平衡腔压力; 数值分析; 计算流体力学

## 0 引言

离心泵是应用最广泛的通用机械,它不仅用于工业,还广泛应用于农村。但在实际使用中,往往由于轴向力过大,引发离心泵故障停车。轴向力平衡问题一直被人们视为关系泵的正常工作与使用寿命的重要问题。造成水泵轴向力的主要原因是叶轮(多级泵是叶轮组),因此最好的解决办法是在轴向力产生的地方消除或平衡。文献[1]指出离心泵轴向力的产生机制是因为叶轮前后两侧的液体压强分布和受力面积不同,造成前盖板侧压力低,后盖板侧压力高,作用于两盖板上的液体压力以及作用于吸入口的压力在轴向方向上不能平衡,叶轮受到一个从后盖板指向叶轮入口方向的分轴向力,这个分轴向力是轴向力的主要组成部分。可见,平衡轴向力研究的基本思路及方法就是改变叶轮前后盖

基金项目: 山西农业大学科技创新基金(2008034)。

Science and Technology Innovation Fund of Shanxi Agricultural University (2008034).

板的压力分布。

平衡轴向力常用的方法有：止推轴承、叶轮对称布置、背(副)叶片、平衡孔或平衡管、平衡盘和平衡鼓等<sup>[2-6]</sup>。从文献资料中可以看出，目前，大多数泵在设计时仍沿用这些传统的平衡轴向力的方法。近年来，国内外研究人员也提出了一些新的平衡轴向力方法，这些方法是基于对背叶片、平衡盘、平衡鼓的改进，针对某种类型的泵，这些装置确实起到了良好的平衡作用<sup>[7-9]</sup>。一种带有双密封环和平衡孔的浮动叶轮，可以实现自动平衡全部轴向力。这种浮动叶轮在磁力泵和屏蔽泵各种工况下工作时，泵轴不承受任何轴向力，对提高磁力泵和屏蔽泵的工作可靠性起到了积极作用。

在离心泵中采用浮动叶轮自动平衡轴向力的新方法至今未得到广泛的应用<sup>[10]</sup>，其主要原因是这种浮动叶轮自动平衡全部轴向力的原理缺乏透彻的理论分析。研究人员主要是通过试制试样，进行试验测量来预测轴向力，其结构设计缺乏理论依据<sup>[11]</sup>，往往耗费大量时间和财力，较少能达到满意效果。

随着计算机技术的发展，基于计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)的数值模拟方法在流体机械中得到广泛的应用，通过 CFD 技术来预测水泵性能及对其进行优化设计已基本达到工程实用的程度<sup>[12]</sup>，但涉及水泵轴向力的计算文献却很少<sup>[13-14]</sup>。笔者基于改变浮动叶轮平衡腔内的压力分布，开展了平衡腔内压力的测试与流场数值计算，并依此来调节影响平衡腔压力分布的重要设计参数，对浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的结构设计有较大的指导意义。

## 1 浮动叶轮的基本结构与原理

图1为浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力装置的基本结构<sup>[15]</sup>。在叶轮上采用双密封环且加大后密封环直径，同时在其轮毂上开设若干个平衡孔，以滑动配合安装在泵轴上，实现在轴向力作用下叶轮沿泵轴上下自由浮动。上密封环设置在叶轮的后盖板和蜗壳上侧面之间，下密封环设置在叶轮的前盖板和蜗壳的下侧面之间，同时，为了限制叶轮的浮动范围，在蜗壳的上下侧板上分别设置一个止推面。这样就形成了一个由叶轮轮毂、蜗壳的上侧面和上密封环组成的平衡腔，并通过平衡孔与叶轮的进口相联通。

此种装置的平衡原理<sup>[16]</sup>为：当轴向力合力方向

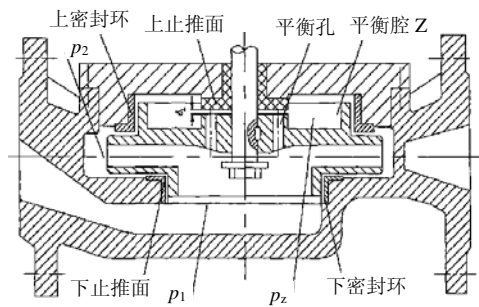


图1 浮动叶轮基本结构图

Fig. 1 Basic structure of floating impeller

向下时，叶轮沿泵轴下移，叶轮轮毂和上止推面的间距 $\delta_1$ 变大，平衡孔的过流量增大，使得平衡腔中的压力 $p_2$ 降低，液体作用在后盖板侧的压力减少，而前盖板侧的压力保持不变，这样就形成了一个向上的合力，有效地抑制了叶轮向下浮动的趋势，进而促使叶轮向上移动返回到平衡位置，此时泵轴向力的合力为0，轴向力完全平衡。同理，当轴向力合力方向向上时，叶轮沿泵轴上移，叶轮轮毂和上止推面的间距 $\delta_1$ 变小，平衡孔的过流量减小，使得平衡腔中的压力 $p_2$ 升高，液体作用在后盖板侧的压力增加，而前盖板侧的压力保持不变，这样就形成了一个向下的合力，有效地抑制了叶轮向上浮动的趋势，进而促使叶轮向下移动返回到平衡位置，此时泵轴向力的合力为0，轴向力完全平衡。可见，开设平衡孔可以起到调压的作用，进而消除轴向力的影响。

离心泵平衡腔内的压力是否能够随着泵工况的变化得到及时而适量的调节是实现轴向力自动平衡的关键所在，而影响平衡腔压力分布的设计参数有多个：加大后的叶轮后密封环直径、叶轮平衡孔的面积、叶轮旋转角速度和叶轮可浮动的最大间距等，其中，前两者对平衡腔压力分布的作用效果较明显<sup>[16]</sup>。

## 2 浮动叶轮平衡腔流场的数值模拟

### 2.1 计算模型及网格划分

#### 2.1.1 几何模型

离心泵平衡腔内的压力是引起叶轮上下浮动，实现轴向力自动平衡的主要原因。因此，本文选取3BA-6单级单吸离心泵平衡腔为研究对象，分析叶轮后密封环直径加大量和叶轮平衡孔的面积变化对其压力的影响。该泵的性能及结构参数见表1。

应用Pro/E软件建立3BA-6单级单吸离心泵的全流道几何模型，为了使叶轮前后盖板带动旋转的液体能够顺畅地流入蜗壳，回收一部分圆盘摩擦功

**表 1 离心泵的性能及结构参数**  
**Tab. 1 Performance and structural parameter of centrifugal pump**

流量 $Q$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )	扬程 $H$ /m	转速 $n$ / ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	效率 $\eta$ /%	叶轮外径 $D_2$ /mm	密封环名义 直径 $r_m$ /mm	叶片 数 $z$
$16.6 \times 10^{-3}$	50	2 900	66.3	218	80	6

率，同时也为能更准确地描述离心泵中的速度、压力等参数的变化规律，在叶轮的进口边添加一段高为 50 mm 的同心圆柱体，与此同时，在出口方向为防止主流区域的干扰流，亦添加一段高为 50 mm 的同心圆柱体，使出流液体能够得到充分发展。

2.1.2 网格划分

以离心泵壳内流道为计算区域，采取全流道模拟方式<sup>[17]</sup>，同时将整个流场分为 4 部分：进口延伸段流体、叶轮区域流体、涡壳区域流体和出口延伸段流体。2 个子区域之间连接的平面作为分界面。采用 GAMBIT 软件进行有限元网格划分，由于叶轮流道结构较复杂，叶轮叶片扭曲严重，为使计算网格更好地描述模型的结构特征，尽量做到不失真，故采用对复杂边界适应性强的混合网格(见图 2)。同时，对平衡腔表面进行网格细化。划分的网格总数为 69 万，所有网格扭曲率均小于 0.92。

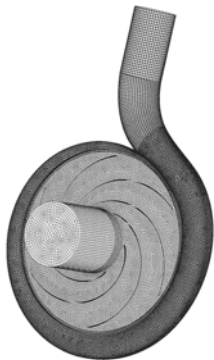


图 2 计算网格模型

Fig. 2 Computational grid model

2.2 数学模型及边界条件

2.2.1 数学模型

离心泵的工作介质为水，故泵体内的流动可以视为不可压缩定常湍流流动。流体运动的控制方程选用三维雷诺时均 N-S 方程，内部流场模拟采用分离隐式求解器，选取 RNGk- $\epsilon$ 湍流模型，模型系数采用默认值<sup>[18]</sup>。差分格式中，压力项采用标准格式，动量方程、湍动能与耗散率输运方程的离散均采用二阶迎风差分格式，压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法。求解过程中各松弛因子为：压力项 0.3，速度项 0.7，湍动能项 0.5，湍流耗散项 0.3。离心泵模型包含旋转的流动区域(叶轮内流体)和静

止不动的区域，对于旋转部分和静止部分之间的耦合采用多参考系模型。

2.2.2 边界条件

计算域进口采用速度进口边界条件，假设进口是无旋流动，且切向速度和径向速度为 0，则通过式(1)可确定进出口速度，其方向垂直于叶轮进口截面。

$$v = Q/A \tag{1}$$

式中： $v$  为进口速度； $Q$  为进口质量流量； $A$  为叶轮进口截面面积。

计算域出口边界条件为自由出流。

叶片表面，涡壳等固壁面采用固壁无滑移假设，并应用标准壁面函数法对近壁面的流动进行处理<sup>[19]</sup>。

2.3 模拟结果及分析

2.3.1 平衡腔体内压力分布

通过数值计算，得出平衡腔内的压力分布，然后与试验数据对比，分析结果。根据影响平衡腔压力分布的 2 个主要参数为加大后的叶轮后密封环直径和叶轮平衡孔的面积<sup>[20]</sup>，试验是在 2 组叶轮后密封环直径(用叶轮后密封环直径与叶轮前密封环直径比值  $k$  表示)，配合 5 组不同平衡孔面积下进行的，依次计算在不同正交组合下平衡腔内压力随流量的变化规律，试验参数见表 2。

表 2 试验参数表

Tab. 2 Table of test parameters

前、后密封环 直径比值 $k$	面积 $A_1/\text{mm}^2$	面积 $A_2/\text{mm}^2$	面积 $A_3/\text{mm}^2$	面积 $A_4/\text{mm}^2$	面积 $A_5/\text{mm}^2$
1.0	0	3.14	7.07	19.6	86.5
1.2	0	3.14	7.07	19.6	86.5

运用 FLUENT 软件模拟出在 7 个不同工况点(流量  $Q$  为 0, 0.003, 0.005, 0.007, 0.010, 0.013, 0.015  $\text{m}^3/\text{s}$ )平衡腔内的压力分布，利用 FLUENT 的后处理功能，计算出作用在后密封环上的压力。同时，引用文献[10]中的轴向合力表达式，计算出轴向合力与流量的关系，从而可分别拟合出轴向合力与流量的关系及平衡腔内压力随流量的变化规律曲线，见图 3、4。

从图 3 中的  $F_{\text{合}}-Q$  曲线上可以看出：在不同  $k$  值下，轴向合力的总体变化趋势都是随着流量的增加而增大。当  $k=1$ ，即叶轮前后密封环直径相等时，5 组不同平衡孔面积下所产生的轴向合力均大于 0，轴向力不能被完全消除，平衡孔的开度不会对轴向力的减小，甚至消除起到有效作用。但平衡孔面积

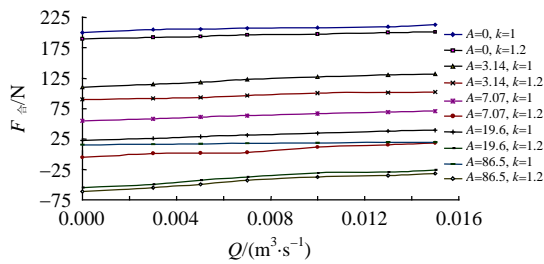


图3 轴向合力与流量的关系曲线

Fig. 3 Curve of axial compound stress and flow rate

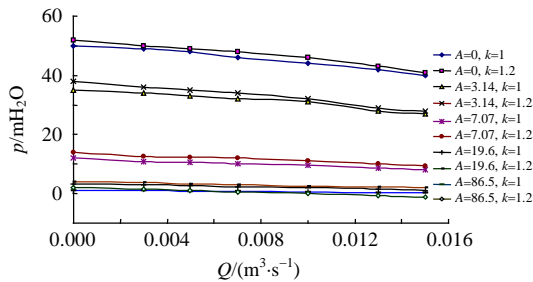


图4 平衡腔内压力随流量的变化规律曲线

Fig. 4 Curve of balance cavity pressure change with flow rate

不同,会影响到对应工况下轴向合力的大小及曲线的曲率,随着平衡孔面积的增大,轴向合力在一定程度上有所减小,但减小的幅度逐渐降低,在曲线上表现为曲线曲率下降,曲线趋于水平。当 $k=1.2$ ,即加大了叶轮后密封环直径后,与 $k=1$ 情况下相比,轴向合力有显著降低,其减小值随着平衡孔面积的加大而增加。当平衡孔面积 $A$ 为0和 $3.1\text{ mm}^2$ 时,在水泵内仍然存在较大的轴向合力,轴向合力均为正值,即指向进水口一侧。当 $A$ 为 $7.07\text{ mm}^2$ 时,轴向合力有正有负,且在 $Q$ 为 $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ 时,轴向合力近似为0,表明浮动叶轮在此流量范围内可以实现自动平衡轴向力。 $A$ 为19.6和 $86.5\text{ mm}^2$ 时,轴向合力全部变为负值,即背离进水口一侧。

图4为平衡腔压力随流量变化曲线,平衡腔内压力在零流量下大于水泵在其他工况下的压力,且随着后密封环直径的增大而增大。当 $k=1$ ,即叶轮前后密封环直径相等时,平衡腔压力随流量的增大迅速降低,且在相邻工况点变化梯度大,随着平衡孔面积的加大,压力逐渐降低,开孔面积超过 $19.6\text{ mm}^2$ 时,压降幅度减小。当 $k=1.2$ ,同一工况下,平衡腔压力值大于 $k=1$ 所对应的压力,在图上除 $A$ 为 $7.07\text{ mm}^2$ 外,其余都是随着流量的增大迅速下降,且开孔面积越大,其降低速率越缓。当平衡孔面积为 $7.07\text{ mm}^2$ 时,曲线上有一随流量增大曲率变化较缓的弧段,它所对应的流量范围是 $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ ,与轴向合力近似为0的流量区间一致,

由此表明在该流量范围内,平衡腔压力趋于一固定值,认为浮动叶轮平衡。从图上可以看出,当 $k=1.2$ , $A=7.07\text{ mm}^2$ 时,在 $Q$ 为 $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ 区域,平衡腔内压力 $p$ 为相应工况下扬程的13%~20%。

图5为叶轮后密封环直径与叶轮前密封环直径比值 $k$ 为1.2、平衡孔面积 $A$ 为 $7.07\text{ mm}^2$ ,对应流量 $Q$ 为 $0.003\text{ m}^3/\text{s}$ 这一工况点的平衡腔内压力分布图。液体作用在后盖板侧的径向压力随半径的增加曾现出逐渐增大的变化趋势,但这种变化相对较平缓,最大压力和最小压力的差值较小,因此可以近似认为平衡腔内压力不变,并等于叶轮密封的出口处压力,即取后盖板侧径向压力的最大值作为平衡腔内的压力。

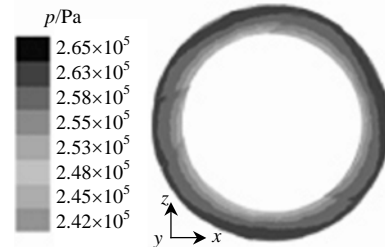


图5 平衡腔压力分布图

Fig. 5 Balance cavity pressure distribution chart

通过上述分析可知,当 $k=1.2$ , $A=7.07\text{ mm}^2$ 时,水泵可以通过采用浮动叶轮来实现其轴向力的平衡,但其工作范围仅限于 $0.002\sim 0.006\text{ m}^3/\text{s}$ ,这主要是由于:一方面,影响平衡腔压力分布的因素有多个,在试验时重点考虑了对其作用效果较明显的加大后的叶轮后密封环直径与叶轮平衡孔的面积这2项;另一方面,叶轮不同平衡孔面积下的预测值是基于 $k=1.2$ 这一特定条件的,而实际操作中若选取不同的 $k$ 值,则其结果亦有所不同。

### 2.3.2 试验分析

为了对数值计算结果进行验证,在兰州理工大学水泵开式试验台上对平衡腔内的压力进行测量,如图6所示。通过测量后密封环出口处的压力,可得出不同工况下平衡腔内的压力实测值。为了比较模拟值和实测值的大小,做出平衡腔 $k=1, 1.2$ , $A=19.6\text{ mm}^2$ 时的压力-流量曲线,见图7,表3为不同工况下的模拟值与实测值数据。

从图中可以看出,平衡腔内的压力数值模拟结果与实测结果基本吻合,变化趋势都是随着流量的增加而逐渐减小。引用相对误差公式(2),计算各个工况下平衡腔压力模拟与实测的相对误差值。通过计算得出7个不同工况点的相对误差最大值为9.5%,最小值为2.6%,平均相对误差为5.8%,误

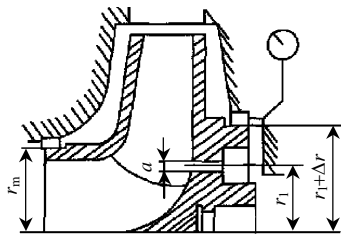


图 6 平衡腔压力测量示意图

Fig. 6 Measure schematic diagram of balance cavity pressure

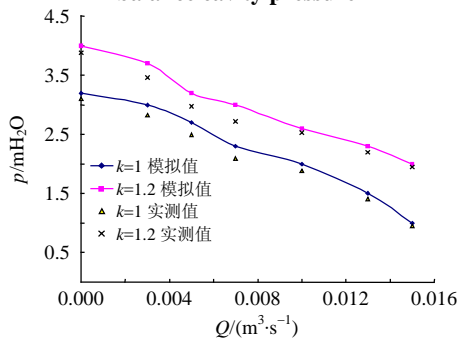


图 7 平衡腔压力模拟与试验对比图

Fig. 7 Simulation and test comparison diagram of balance cavity pressure

表 3 不同工况下平衡腔压力的模拟值与实测值

Tab. 3 Simulation and test data of balance cavity pressure under different operating condition

k	参数	流量 $Q/(m^3 \cdot s^{-1})$						
		0	0.003	0.005	0.007	0.010	0.013	0.015
1	模拟值/mH <sub>2</sub> O	3.20	3.00	2.70	2.30	2.00	1.50	1.00
	实测值/mH <sub>2</sub> O	3.11	2.83	2.49	2.10	1.88	1.41	0.95
1.2	模拟值/mH <sub>2</sub> O	4.00	3.70	3.20	3.00	2.60	2.30	2.00
	实测值/mH <sub>2</sub> O	3.88	3.46	2.98	2.75	2.53	2.20	1.95

差值较小，模拟结果的可信程度较高。

$$\Delta p = \left| \frac{p_{\text{模拟}} - p_{\text{实测}}}{p_{\text{实测}}} \right| \times 100\% \quad (2)$$

误差产生的原因有以下 3 方面：

1) 建模时忽略了浮动叶轮与泵轴间隙对平衡腔压力的影响；

2) FLUENT 软件模型误差，如 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型与实际的湍流流动并不完全符合，湍流模型是在一定的条件下对实际问题的近似处理。同时，离散误差、舍入误差也会对计算结果造成影响；

3) 不同计算节点的网格划分、计算方法及对实际问题的简化处理也是产生误差的原因。

### 3 结论

1) 对浮动叶轮平衡腔内的流场进行数值模拟，得出了其压力分布，进行了轴向合力计算和平衡分析等，结果表明当水泵工作流量位于 0.002~

0.006 m<sup>3</sup>/s 这一区间时，取  $k=1.2$ ,  $A=7.07 \text{ mm}^2$ ，水泵可以通过采用浮动叶轮实现其轴向力的平衡。平衡腔内压力  $p$  为相应工况下扬程的 13%~20%。

2) 通过相对误差分析，数值模拟结果与实测结果基本吻合，平均相对误差值为 5.8%，误差较小。运用 CFD 数值模拟进行新轴向力平衡试验的方法是未来研究的一种有效方法。但轴向力测量装置通常适用于小流量、低扬程的工况，数值模拟的精度及可靠性还有待于进一步研究。

通过数值模拟调节影响平衡腔压力分布的重要设计参数，不但可以节省大量试验费用，同时还可以通过参数的改变，找到最优的设计方案，指导生产实践，对浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的结构设计有较大的指导意义。

### 参考文献

- [1] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 230-300.  
Guan Xingfan. Theory and design of the pump[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1987: 230-300(in Chinese).
- [2] 朱祖超. 高速离心泵轴向力平衡方法研究[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(6): 60-63.  
Zhu Zuchao. A study on axial-force balance method of high-speed centrifugal pumps[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(6): 60-63(in Chinese).
- [3] 张翼飞, 全晓龙. 离心泵轴向力的自动平衡法[J]. 水泵技术, 2005(4): 27-29.  
Zhang Yifei, Tong Xiaolong. A study on axial-force balance method of centrifugal pumps[J]. Pump Technology, 2005(4): 27-29(in Chinese).
- [4] 陆伟刚, 张金凤, 袁寿其. 离心泵叶轮轴向力自动平衡新方法[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2037-2040.  
Lu Weigang, Zhang Jinfeng, Yuan Shouqi. A new method to axial thrust self-balance for centrifugal pump impeller[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(17): 2037-2040(in Chinese).
- [5] 马旭丹, 吴大转, 王乐勤. 多级离心泵轴向力平衡装置的设计与分析[J]. 农业工程学报, 2010, 26(8): 108-112.  
Ma Xudan, Wu Dazhuan, Wang Leqin. Design and analysis of an axial thrust balancing device for multistage centrifugal pumps [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2010, 26(8): 108-112(in Chinese).
- [6] Gantar Marian, Floriancic Dusan, Sirok Brane. Hydraulic axial thrust in multistage pumps-origins and solutions[J]. Journal of Fluids Engineering-transactions of the ASME, 2002, 124(2): 336-341.
- [7] 孙章虎. 新型轴向力平衡装置间隙内部流场的 CFD 数值计算[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2006.  
Sun Zhanghu. Numerical computation the interior flow field of the new type axial-balancing device gap based on CFD[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2006(in Chinese).
- [8] 李合, 许洪元, 张文达, 等. 立式屏蔽泵的轴向力及石墨轴承耐磨性试验研究[J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 128-131.

- Li He, Xu Hongyuan, Zhang Wenda, et al. Experimental research on axial thrust and the wearability of graphite bearing of a vertical canned motor pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2004, 20(1): 128-131(in Chinese).
- [9] 孔繁余, 高翠兰, 张旭锋, 等. PBN65-40-250 型屏蔽泵轴向力平衡计算及其试验[J]. 农业工程学报, 2009, 25(5): 68-72.
- Kong Fanyu, Gao Cuilan, Zhang Xufeng, et al. Computation and experiment for axial force balance of canned motor pump PBN65-40-250[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2009, 25(5): 68-72(in Chinese).
- [10] 阮志坤, 周淑萍. 浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的原理与实践[J]. 水泵技术, 2002(2): 29-32.
- Ruan Zhikun, Zhou Shuping. Principles and practice of automatic balancing centrifugal axial force based on floating impeller[J]. Pump Technology, 2002(2): 29-32(in Chinese).
- [11] 刘在伦, 王保明, 梁森. 浮动叶轮平衡腔压力的试验分析[J]. 排灌机械, 2007, 25(4): 6-8.
- Liu Zailun, Wang Baoming, Liang Sen. Experimental study on the pressure in the balance cavity of floating impeller[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(4): 6-8(in Chinese).
- [12] 王福军, 黎耀军, 王文娥. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考[J]. 排灌机械, 2005, 23(5): 1-10.
- Wang Fujun, Li Yaojun, Wang Wen'e. Analysis on CFD application in water pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(5): 1-10(in Chinese).
- [13] 张启华, 施卫东, 陆伟刚. 新型深井离心泵轴向力的数值计算及平衡分析[J]. 排灌机械, 2007, 25(6): 7-10.
- Zhang Qihua, Shi Weidong, Lu Weigang. Numerical calculation of axial force and balancing on newtype deep well pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(6): 7-10(in Chinese).
- [14] 施卫东, 李启锋, 陆伟刚, 等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 60-63.
- Shi Weidong, Li Qifeng, Lu Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 60-63(in Chinese).
- [15] 齐学义. 流体机械设计理论与方法[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008: 108-131.
- Qi Xueyi. Design theory and methods of fluid machinery [M]. Beijing: Press of Water-control and Hydropower, 2008: 108-131(in Chinese).
- [16] 刘在伦. 浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的理论分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2006.
- Liu Zailun. Theory analysis about axial force of centrifugal pump with floating impeller and self-poise ability[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2006(in Chinese).
- [17] 赵斌娟, 袁寿其, 李红. 双吸式叶轮内流三维数值模拟及性能预测[J]. 农业工程学报, 2006, 22(1): 93-96.
- Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Li Hong. 3D numerical simulation and performance prediction of double-suction impeller[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2006, 22(1): 93-96(in Chinese).
- [18] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 89-125.
- Wang Fujun. The analysis of calculation flow mechanics——CFD principle and application[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 89-125(in Chinese).
- [19] 梁双印, 胡三高, 樊晓芳, 等. 大容量火电机组固液两相流离心泵数值分析及结构优化[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(17): 82-86.
- Liang Shuangyin, Hu Sangao, Fan Xiaofang, et al. Numerical analysis and structure optimization of solid-liquid two-phase flow centrifugal pump in large capacity power station[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(17): 82-86(in Chinese).
- [20] 陆雄. 单级单吸离心泵后密封环加大量和平衡孔直径最佳值实验研究[J]. 水泵技术, 1998(5): 3-9.
- Lu Xiong. The study of single-stage single-suction centrifugal pump based on increasing seal ring and balance hole diameter[J]. Pump Technology, 1998(5): 3-9(in Chinese).



魏清顺

收稿日期: 2010-12-22。

作者简介:

魏清顺(1978), 男, 工学硕士, 讲师, 主要从事农业水利工程方面的研究, weiqingshunlyh@163.com;

刘在伦(1961), 男, 副教授, 硕士生导师, 主要从事水力机械测试技术的研究。

(责任编辑 张媛媛)