

离心泵叶轮平衡腔内液体流动特性及圆盘损失分析

董 玮¹ 楚武利^{1,2}

(1. 西北工业大学动力与能源学院, 西安 710129; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘要: 在离心泵 $0.8Q_{sp}$ 、 Q_{sp} 、 $1.2Q_{sp}$ 流量工况点, 外特性及平衡腔内流动特性数值计算结果与试验结果基本一致的基础上, 研究平衡腔液体流场分布情况, 绘制平衡腔内液体不同角度和半径无量纲圆周、径向分速度沿轴向分布曲线, 分析平衡腔液体流动特性, 计算平衡腔区域叶轮盖板外侧圆盘摩擦损失。结果表明: 平衡腔液体流动存在核心区 and 两端流边界层, 主要流动特征为圆周剪切流与径向压差流。同一流量点, 平衡腔流动核心区无量纲圆周分速度随半径的增大而减小, 无量纲径向分速度近似为零, 而湍流边界层液体受泄漏流影响较大, 且不具有轴对称性。流量越小, 同一角度和半径的平衡腔液体旋转角速度越小, 平衡腔区域叶轮圆盘摩擦损失越大。泵内圆盘摩擦损失理论公式未考虑流量工况变化因素影响, 且理论公式结果大于试验结果和数值计算结果。

关键词: 离心泵; 平衡腔; 圆周分速度; 径向分速度; 圆盘摩擦损失; 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)04-0029-07

Analysis of Flow Characteristics and Disc Friction Loss in Balance Cavity of Centrifugal Pump Impeller

Dong Wei¹ Chu Wuli^{1,2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China

2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The disc friction loss and axial force calculation of centrifugal pump and flow characteristics of balance cavity liquid are closely related. At operating points of $0.8Q_{sp}$, Q_{sp} and $1.2Q_{sp}$, numerical calculation results and experimental results were basically consistent on performance of pump and flow characteristics of balance cavity. Distribution of velocity field was researched in the balance cavity. The distribution curve of dimensionless circumferential velocity component and dimensionless radial velocity component were drawn along the axial direction at different angles and radiuses of balance cavity to analyze the flow characteristics and calculate the disc friction loss in the balance cavity area. The results showed that flow core and turbulent boundary layer existed in the balance cavity liquid. The main flow characteristics were circumferential shear flow and radial differential pressure flow. The dimensionless circumferential velocity component of flow core decreased with the increase of radius, the dimensionless radical velocity component was approximately zero, while turbulent boundary layer liquid was greatly influenced by leakage flow, which was asymmetric under the same flow condition. The radical leakage flow in the sealing back-ring and the axial leakage flow in the balance hole of the impeller played an important part in the flow of radical velocity component at the turbulence boundary layer and circumferential velocity component at the balance holes area. The rotational angular velocity of balance cavity liquid at the same angle and radius increased with the increase of flow. The disk friction loss in the balance cavity decreased with the increase of the flow. Theoretical formula of disc friction loss did not

收稿日期: 2015-11-05 修回日期: 2015-12-08

基金项目: 国家自然科学基金项目(51576162, 51236006)

作者简介: 董玮(1987—), 男, 博士生, 主要从事流体机械流动理论、测试与控制研究, E-mail: 735381559@qq.com

通信作者: 楚武利(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事叶轮机械气动热力学研究, E-mail: wlchu@nwpu.edu.cn

consider the effect of variable flow conditions on pump. The theoretical results were greater than the experimental results and the numerical calculation results.

Key words: centrifugal pump; balance cavity; circumferential velocity component; radial velocity component; disc friction loss; numerical simulation

引言

离心泵平衡腔是后密封环间隙与平衡孔相连通的叶轮后盖板侧腔体区域,由于其径向和轴向尺寸较小,腔内液体流动状态复杂,目前少有相关研究报道。圆盘摩擦损失是离心泵机械损失中最主要的能量损耗^[1-3]。轴向力是决定离心泵安全运行的直接因素^[4-6]。而平衡腔内液体流动速度分布情况,对离心泵叶轮圆盘摩擦损失和轴向力均有较大影响。长期以来,由于对叶轮盖板侧腔体内液体流动机理研究的不透彻,计算离心泵圆盘摩擦损失与轴向力常采用半理论性的经验公式^[7-9]。文献[10]认为泵的圆盘摩擦损失,由叶轮盖板及其侧腔内液体相对旋转运动决定。文献[11-12]指出国内外离心泵轴向力计算公式推导中,均假设叶轮盖板侧液体无泄漏流动,忽略圆盘摩擦损失,甚至平衡腔内液体不旋转运动。文献[13-14]通过对离心泵平衡腔液体压力及泄漏量进行了计算与试验测量,为平衡轴向力提供了理论与实践指导。因此开展平衡腔内液体流动特性的研究,能够从机理上揭示平衡腔圆盘摩擦损失产生的原因,对减小泵内能量损耗和准确计算轴向力具有重要的意义。

本文在离心泵小流量 $0.8Q_{sp}$ 、设计流量 Q_{sp} 、大流量 $1.2Q_{sp}$ 的性能数值计算结果与试验测试结果基本吻合,平衡腔流动速度分布数值计算结果与试验结果基本一致的基础上,分析3种工况下,平衡腔内液体圆周剪切流动与径向压差流动分布情况,研究平衡腔液体在 0° 、 90° 、 180° 、 270° 4种角度上, $0.6R$ 、 $0.7R$ 、 $0.8R$ 、 $0.9R$ (R 为平衡腔半径) 4种半径无量纲圆周、径向分速度沿轴向分布规律,分析平衡腔液体流动特性,利用平衡腔液体轴向中心圆周分速度均值,计算小流量至大流量平衡腔区域叶轮盖板外侧圆盘摩擦损失,并与理论公式结果和试验结果对比分析。

1 研究对象与数值计算

1.1 研究对象及性能验证

离心泵主要参数:叶轮转速 $n = 1450$ r/min,叶轮外径 $D = 325$ mm,密封环径向间隙 $b = 0.22$ mm,后密封环直径 $D_m = 165$ mm,叶轮轮毂直径 $D_h = 60$ mm,平衡腔直径 $D_n = 150$ mm,平衡孔直径 $d =$

8 mm,平衡孔与叶片数均为6,计算模型如图1所示。由于离心泵主要由蜗壳和叶轮组成,在数值计算中,将其定义在三维立体坐标系下,叶轮在泵体内固定空间位置,平衡腔轴向宽度保持不变。为了达到精确计算平衡腔内液体流动特性的目的,提高网格对流动的分辨率,将平衡腔区域采用结构网格划分方式,其网格单元数约为197万,离心泵整体网格质量扭曲率小于57.48%。

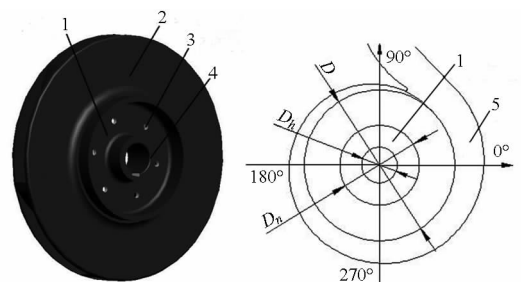


图1 计算模型

Fig.1 Calculation model

1. 平衡腔 2. 叶轮后盖板 3. 平衡孔 4. 轮毂 5. 蜗壳

离心泵性能数值计算结果与试验测量结果,如表1所示。

表1 泵性能模拟结果与试验结果对比

Tab.1 Pump performance comparison of simulation and experimental results

参数	$0.8Q_{sp}$	Q_{sp}	$1.2Q_{sp}$
试验扬程/m	33.67	32.00	30.51
模拟扬程/m	33.72	32.85	31.31
试验效率/%	77.50	81.00	79.48
模拟效率/%	78.00	82.80	81.84

通过表1可知,模拟结果与试验结果相比,扬程相差最大在设计流量 Q_{sp} 工况点,相对误差为2.66%;效率相差最大在大流量 $1.2Q_{sp}$ 工况点,相对误差为2.97%。由于扬程、效率模拟结果与试验结果的最大相对误差均小于5%,因此其结果较为准确,能够为后续研究提供可靠保证。

1.2 数值计算方法

采用 Fluent 计算软件,泵内工作介质选取为清水。除常规的进口、出口、叶轮和蜗壳的网格分界面耦合之外,在密封环间隙、泵腔、平衡腔、平衡孔之间创建网格分界面,并全部耦合,达到与泵内实际流动情况一致,能够将不同计算域网格分界面数据完整的传递,形成泵内循环流动。

(1) 进、出口条件

入口边界设为速度进口,出口边界设为自由流出。

(2) 壁面条件

设定无滑移固壁面,近壁面湍流流动应用标准壁面函数法。

(3) 流动模型

泵体内流动设为不可压缩定常湍流流动,湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ [15-17]。

(4) 控制方程与算法

控制方程组为建立在相对坐标系下的时均连续方程以及 N-S 方程,压力与速度的耦合计算采用 SIMPLEC 算法。

(5) 差分格式

选取压力亚松弛项为标准格式,动量亚松弛项、湍动能亚松弛项、湍动能耗散率均为二阶迎风格式离散差分方程。

2 计算方法验证

文献[18]使用热线风速仪对封闭缸体内旋转圆盘湍流流场速度分布进行了试验测量,取得了大量的试验数据。文献[19]采用 PIV 测试方法与热线测量数据对比,发现在圆盘径向中心位置 $0.6R \sim 0.8R$ 处,圆周、径向分速度分布吻合较好。平衡腔区域 $0.8R$ 接近密封环间隙出口与平衡孔位置的径向几何中心,该区域液体流动受泄漏流动影响较小,可近似为封闭缸体内旋转圆盘流动。采用文献[18]中 $0.8R$ 处试验数据与平衡腔内 $0.8R$ 处设计流量点圆周、径向分速度沿轴向分布曲线对比,如图2所示。引入无量纲量分析圆周分速度、径向分速度沿轴向的分布情况,其定义为

$$\bar{v}_u = \frac{v_u}{u_{ref}} \quad (1)$$

$$\bar{v}_r = \frac{v_r}{u_{ref}} \quad (2)$$

$$\bar{s} = \frac{s}{\delta} \quad (3)$$

其中

$$u_{ref} = \omega r$$

式中 \bar{v}_u ——无量纲圆周分速度系数

\bar{v}_r ——无量纲径向分速度系数

\bar{s} ——无量纲轴向距离系数

v_u ——平衡腔内测点圆周分速度, m/s

v_r ——平衡腔内测点径向分速度, m/s

r ——平衡腔内测点半径, m

ω ——叶轮旋转角速度, rad/s

δ ——叶轮后盖板外侧壁面与泵壳体壁面之间的轴向距离, m

s ——测点至叶轮后盖板外侧壁面的轴向距离, m

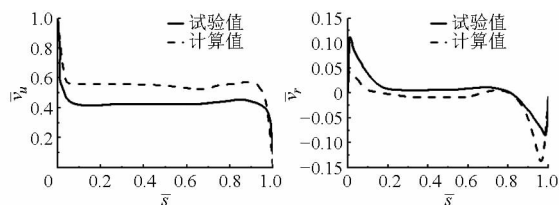


图2 数值计算结果与试验结果对比曲线

Fig.2 Comparison of computational and experimental results

由图2可知,平衡腔液体流动的无量纲圆周、径向分速度沿轴向分布的数值计算结果与试验结果变化趋势一致,由于液体粘性作用,靠近旋转叶轮后盖板外壁面和固定不动的泵盖内壁面附近,仍然存在着湍流边界层,两边界层之间存在沿轴向变化不大的流动核心区 [18-20]。由于存在泄漏流动,平衡腔由密封环间隙泄漏获得高能液体,导致平衡腔内液体圆周分速度大于试验测得的旋转圆盘运动引起的液体圆周分速度,泵盖壁面附近的径向泄漏速度也偏大,造成试验结果与数值计算结果存在一定误差,但不影响平衡腔液体圆周分速度整体变化趋势。说明采用本文的计算方法能够反映平衡腔内液体流动特性,所采用的计算方法是可行的。

3 数值计算结果及分析

3.1 平衡腔液体流场分布

在叶轮密封环轴向、径向间隙不变的条件下,对流量 $0.8Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$ 的工作区域内3种工况平衡腔内液体流动进行数值分析,平衡腔内液体轴向中心截面速度分布云图如图3所示。

由图3可以看出,在流量为 $0.8Q_{sp}$ 和 Q_{sp} 时,平衡腔内液体速度沿径向分布不具有规律性,主要由于流量较小时,密封环间隙与平衡孔液体泄漏流动严重影响了腔内液体流动状态,腔内无法形成沿圆周方向稳定的液体流动,造成腔内液体速度分布不均,且取值偏小;在大流量 $1.2Q_{sp}$ 时,平衡腔内液体速度沿径向先增大再减小,这是由于密封环间隙液体径向泄漏流动与叶轮后盖板旋转角速度的共同影响,导致半径较大处液体压差降低,速度减小,但靠近轮毂处液体在轮毂旋转角速度的影响下,形成了液体速度沿圆周由平衡腔内径至外径逐渐增速的过程。

3.2 平衡腔液体流动特性分析

经过以上分析,为了更加清晰地研究平衡腔内液体圆周、径向流动特征,图4、5显示了在 $0.8Q_{sp}$ 、 Q_{sp} 、 $1.2Q_{sp}$ 3种流量工况条件下,平衡腔液体在 0° 、 90° 、 180° 、 270° 4种角度上, $0.6R$ 、 $0.7R$ 、 $0.8R$ 、 $0.9R$

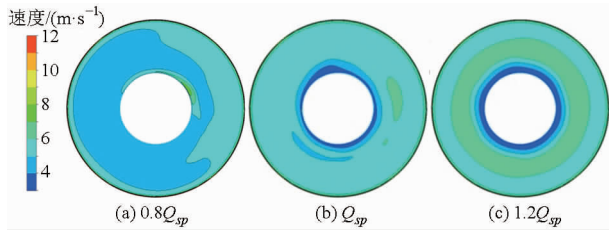


图3 平衡腔内液体速度分布云图

Fig. 3 Velocity distributions in balance cavity

4种半径($R = D_n/2$)的无量纲圆周、径向分速度沿轴向分布曲线。

由图4可以看出,同一流量工况点,相同半径的

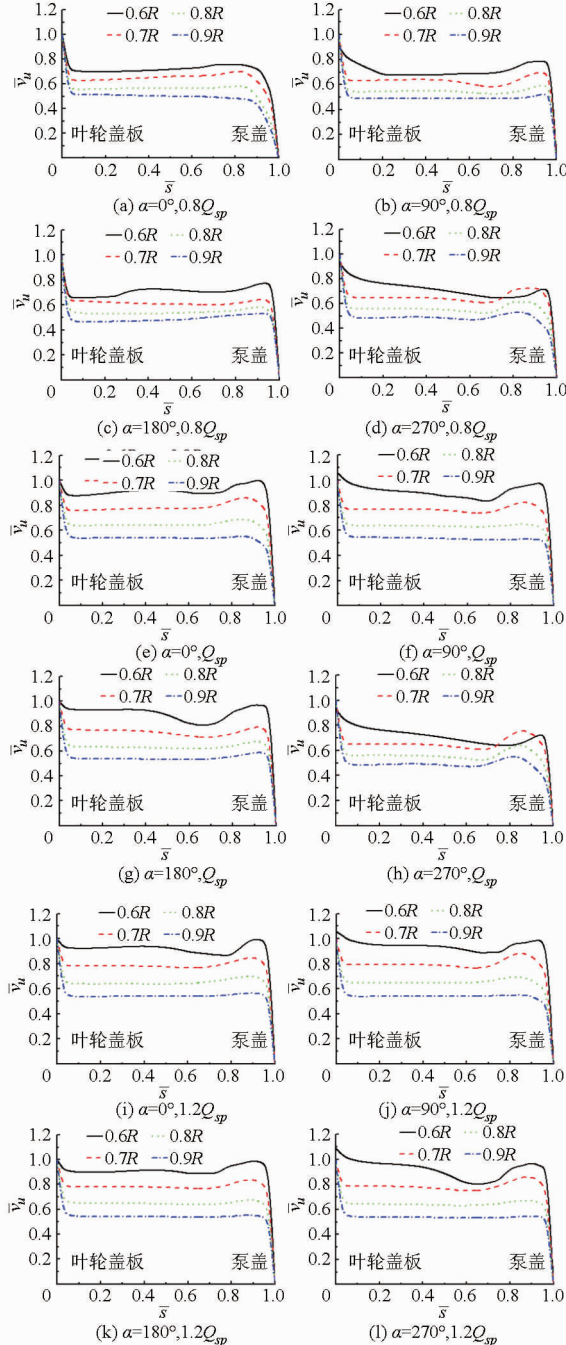


图4 无量纲圆周分速度沿轴向分布

Fig. 4 Axial distributions of circumferential velocity component in balance cavity

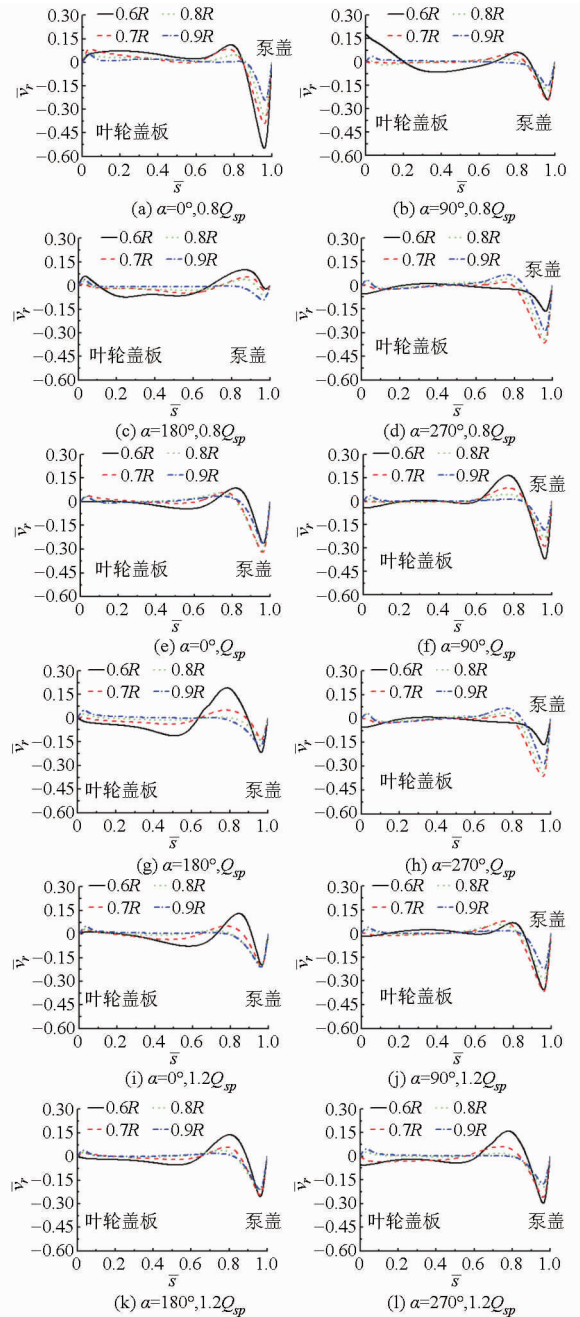


图5 无量纲径向分速度沿轴向分布

Fig. 5 Axial distributions of radial velocity component in balance cavity

0° 、 90° 、 180° 、 270° 角度(即沿圆周)上,平衡腔核心区液体无量纲圆周分速度沿轴向的取值,基本保持不变;相同角度的 $0.6R$ 、 $0.7R$ 、 $0.8R$ 、 $0.9R$ 半径(即沿径向)上,平衡腔核心区液体无量纲圆周分速度沿轴向的取值,随半径的增大而减小,主要是由于密封环间隙径向泄漏和密封环壁面旋转带动的高能液体,将能量由平衡腔外径向内径传递,内径处液体动能提升,圆周分速度增大。小流量 $0.8Q_{sp}$ 工况时,后密封环与平衡孔之间的压差较大,导致平衡腔内液体压力势能较大,其动能较小,造成核心区液体无量纲圆周分速度沿径向分布差异较小。大流量 $1.2Q_{sp}$

工况时,由于后密封环与平衡孔之间的压差较小,平衡腔压力势能较小,动能较大,核心区液体无量纲圆周分速度沿径向分布差异较大。由于平衡腔内 $0.6R$ 的液体无量纲圆周分速度受叶轮平衡孔区域 $0.53R \sim 0.64R$ 液体轴向泄漏流动的影响,其流动规律发生改变。当流量增大时,平衡腔内 $0.6R$ 的液体无量纲圆周分速度,湍流边界层波动幅度增强,流动核心区取值增大,且逐渐趋近于1。平衡孔区域外径处,液体仍然以近似刚体旋转运动规律分布,如平衡腔内 $0.7R \sim 0.9R$ 的无量纲圆周分速度均位于 $0.4 \sim 0.8$ 之间。

由图4还可知,平衡腔液体在叶轮后盖板壁面的湍流边界层,相比流动核心区轴向范围极小,叶轮旋转速度与平衡腔内主流液体圆周分速度存在速度差,形成速度梯度变化,导致叶轮壁面产生圆盘摩擦损失。同一流量工况点,小半径 $0.6R$ 处,无量纲圆周分速度较大;大半径 $0.9R$ 处,无量纲圆周分速度较小。即平衡腔液体圆周分速度与叶轮盖板的旋转速度差随半径增大而增大,必然导致平衡腔区域叶轮圆盘摩擦损失随之增大。同时,流量由 $0.8Q_{sp}$ 增至 $1.2Q_{sp}$ 时,相同半径的无量纲圆周分速度逐渐增大,与叶轮旋转速度差减小,产生的圆盘摩擦损失也减小。

由图5可以看出,同一流量工况点,由于平衡腔区域半径较小,由离心力引起的叶轮壁面旋转速度较小(叶轮外径旋转速度约 25.2 m/s ,平衡腔区域叶轮盖板旋转速度小于 12 m/s),且泵盖静止,导致叶轮盖板外壁面附近存在较小的无量纲径向分速度波动,泵盖内壁面附近存在无量纲径向分速度小于零区域,而核心区液体无量纲径向速度,在相同角度的 $0.6R, 0.7R, 0.8R, 0.9R$ 半径,或相同半径的 $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ 角度的大小基本相等,且近似为零。说明平衡腔内液体在径向压力差的作用下,存在径向泄漏流动,且泄漏主要发生在泵盖壁面边界层附近,核心区液体基本不存在径向流动。其中叶轮平衡孔区域 $0.53R \sim 0.64R$,造成平衡腔内 $0.6R$ 的液体无量纲径向分速度波动较大。

从图5还可知,平衡腔内液体无量纲径向分速度,在湍流边界层随角度和半径的变化较大,主要由于密封环间隙及平衡孔液体泄漏流动,导致腔内无法形成稳定的液体流动,从而造成腔内液体径向分速度分布不均。当流量由 $0.8Q_{sp}$ 增至 $1.2Q_{sp}$ 时,平衡腔内靠近泵盖壁面的湍流边界层中, $0^\circ, 270^\circ$ 角度径向的无量纲径向速度小于零区域显著减小,说明当流量增大时,径向压差减小,导致平衡腔径向泄漏速度减小。

通过以上分析证明平衡腔液体流动主要是由圆周方向剪切流和径向压差流组成,前者是由于叶轮盖板壁面以规定转速旋转运动,而泵盖壁面保持静止,两者的相对运动,导致平衡腔内液体沿圆周方向形成剪切流动;后者是由于后泵腔与平衡腔之间存在径向压力差,导致液体经过后密封环间隙泄漏流动,造成平衡腔液体沿径向的压差流动。可视为二维粘性层流运动^[21-22]。因此本文的研究结果符合泵内流动实际情况,具有较高的可信度。

4 圆盘摩擦损失分析

结合以上分析,由于平衡腔核心区液体圆周分速度沿轴向变化较小,平衡腔轴向中心圆周分速度,受平衡孔轴向泄漏流动和密封环间隙径向泄漏流动等因素影响,能够真实反映平衡腔内液体流动情况。为了更加准确地计算圆盘摩擦损失,取 $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ 4种角度的平衡腔轴向中心 ($\bar{s} = 0.5$) 沿径向的圆周分速度均值 v_{u1} 和平衡腔区域叶轮盖板的旋转速度 u_{ref} 均值 (7.968 m/s),计算圆盘摩擦损失 P ,如表2所示。

表2 圆盘摩擦损失计算结果

Tab.2 Computational results of disc friction loss

参数	$0.8Q_{sp}$	Q_{sp}	$1.2Q_{sp}$
$v_{u1}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	5.109	5.240	5.806
P/kW	0.251	0.229	0.144

平衡腔区域叶轮后盖板外壁面所产生的力矩 M 可表示为^[10]

$$M = \int_{R_h}^R \lambda \rho (u_{ref} - v_{u1})^2 \pi r^2 dr \quad (4)$$

其中 $R_h = D_h/2$

式中 λ ——摩擦因数,取 0.05

ρ ——液体密度, kg/m^3

R_h ——轮毂半径, m

圆盘摩擦损失计算公式为

$$P = M\omega \quad (5)$$

由表2可知,平衡腔轴向中心的圆周分速度均值和圆盘摩擦损失并非固定值,圆盘摩擦损失由小流量至大流量逐渐减小。即流量增大时,圆盘摩擦损失呈现一定的下降趋势^[23]。文献[24]对泵内圆盘摩擦损失进行了试验研究,其中在叶轮转速为 1450 r/min 时,轴向间距比为 $0.03636 \sim 0.22727$,试验测得圆盘摩擦损失功率为 $0.155 \sim 0.171 \text{ kW}$,轴向间距变化对圆盘摩擦损失影响较小。本文平衡腔轴向间距比约为 0.22 ,在试验测量的轴向间距比值之内,试验测量结果位于 Q_{sp} 与 $1.2Q_{sp}$ 流量工况的数值计算结果之间,尤其是大流量 $1.2Q_{sp}$ 工况点,圆

盘摩擦损失数值结果与试验结果最小相对误差为7.64%，数值计算结果与试验结果基本相符。

通过理论公式直接求得平衡腔区域圆盘摩擦损失功率时，同时考虑粘性作用，假设平衡腔无泄漏流动，其内液体约以叶轮旋转角速度的1/2绕泵轴旋转，即 $v_u = \omega r/2$ ^[1]。此时，圆盘摩擦损失功率为0.632 kW。经过数值计算圆周分速度，得到的 $0.8Q_{sp}$ 、 Q_{sp} 和 $1.2Q_{sp}$ 流量工况点，平衡腔区域圆盘摩擦损失功率小于理论公式直接计算结果，与文献[25]通过试验得出实际情况下，离心泵圆盘摩擦损失小于按现行公式的计算结果的结论相吻合。数值计算充分考虑了平衡腔内液体流动的实际情况，本文计算结果是可信的。同时，说明现行理论计算公式或修正公式，未考虑同一泵中流量工况变化对圆盘摩擦损失的影响，因此圆盘摩擦损失计算公式仍需进一步修正。

5 结论

(1) 平衡腔液体流动特征主要为圆周剪切流与径向压差流，可视为二维粘性层流运动。

(2) 同一流量工况点，平衡腔流动核心区液体无量纲圆周分速度随半径的增大而逐渐减小，无量纲径向分速度近似为零，但湍流边界层液体受泄漏流影响较大，不具有轴对称性。

(3) 从小流量至大流量，同一角度和半径的平衡腔内液体旋转角速度逐渐增大，平衡腔轴向中心圆周分速度均值增大，圆盘摩擦损失减小。

(4) 圆盘摩擦损失按理论公式中，假设液体以叶轮旋转角速度1/2绕泵轴旋转的计算结果大于试验结果和数值计算结果，且未考虑流量工况变化对其影响，还需修正。

参 考 文 献

- 张克危. 流体机械原理[M]. 北京:机械工业出版社, 2001.
- LADOUANI A, NEMDILI A. Influence of Reynolds number on net positive suction head of centrifugal pumps in relation to disc friction losses[J]. *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research*, 2009, 73(3):173-182.
- YUAN Danni, ZHANG Chuhua, LIU Si. Performance prediction method of low specific speed centrifugal and vortex refrigerant pump[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(8):1326-1329.
- DOMINIK Lefor, JAN Kowalski, BORIS Kutschelis, et al. Optimization of axial thrust balancing swirl breakers in a centrifugal pump using stochastic methods[C]//ASME 2014 12th International Conference, 2014 1B: FEDSM2014-21262.
- 周岭, 施卫东, 陆伟刚, 等. 深井离心泵轴向力数值预测与试验[J]. *农业机械学报*, 2012, 43(7):100-103.
ZHOU Ling, SHI Weidong, LU Weigang, et al. Numerical prediction and experiment of axial force on deep-well centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012, 43(7):100-103. (in Chinese)
- YE Xiaoyan, HU Jingning, WANG Jing, et al. Numerical and experimental investigation of performance and reliability in new reverse osmosis seawater desalination high pressure pump[C]//ASME, IMECE2013-62598, 2013.
- 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. *农业工程学报*, 2006, 22(12):107-109.
LIU Houlin, TAN Minggao, YUAN Shouqi. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps[J]. *Transactions of the CSAE*, 2006, 22(12):107-109. (in Chinese)
- 李伟, 施卫东, 蒋小平, 等. 多级离心泵轴向力的数值计算与试验研究[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(23):52-59.
LI Wei, SHI Weidong, JIANG Xiaoping, et al. Numerical calculation and experimental study of axial force on multistage centrifugal pump[J]. *Transactions of the CSAE*, 2012, 28(23):52-59. (in Chinese)
- 牟介刚, 李思, 郑水华, 等. 多级离心泵叶轮级间泄漏对轴向力的影响[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(7):40-44.
MOU Jiegang, LI Si, ZHENG Shuihua, et al. Influence of interstage leakage on the axial force of the multistage centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(7):40-44. (in Chinese)
- 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2011.
- 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)
- 高红俐, 杨继隆, 叶力, 等. 分段式多级离心泵的轴向力计算[J]. *水泵技术*, 2000(2):8-12.
- 刘在伦, 何睿, 范赢. 浮动叶轮平衡腔内液体泄漏量特性试验[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(9):113-115.
LIU Zailun, HE Rui, FAN Ying. Fluid leakage characteristics test on the balance cavity of floating impeller[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(9):113-115. (in Chinese)
- 刘在伦, 董玮, 张楠, 等. 离心泵平衡腔液体压力的计算与验证[J]. *农业工程学报*, 2013, 29(20):54-59.
LIU Zailun, DONG Wei, ZHANG Nan, et al. Calculation and validation of fluid pressure of balance cavity in centrifugal pump[J]. *Transactions of the CSAE*, 2013, 29(20):54-59. (in Chinese)
- 王秀勇, 王灿星, 黎义斌. 离心泵泵腔内流动特征的数值分析[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(4):86-90.
WANG Xiuyong, WANG Canxing, LI Yibin. Numerical study of flow characteristics in the impeller side chamber of centrifugal

- pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4):86-90. (in Chinese)
- 16 董玮, 楚武利. 平衡孔直径对离心泵性能及平衡腔压力的影响[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6):73-77.
DONG Wei, CHU Wuli. Influence of balance hole diameter on performance and balance chamber pressure of centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):73-77. (in Chinese)
- 17 赵斌娟, 王瑜, 陈汇龙, 等. 偏工况下壁面粗糙度对泵腔内流动规律的影响[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(9):1927-1932.
ZHAO Binjuan, WANG Yu, CHEN Huilong, et al. Impact of wall roughness on the flow law in chamber of a centrifugal pump at off-design operating condition[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(9):1927-1932. (in Chinese)
- 18 ITOH M, YAMADA Y, IMAO S, et al. Experiments on turbulent flow due to an enclosed rotating disk[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1992, 5(3):359-368.
- 19 潘冬远, 王彤, 张斌, 等. 封闭缸体内旋转圆盘流动的 PIV 测试研究[J]. 水动力学研究与进展, 2009, 24(2):200-206.
PAN Dongyuan, WANG Tong, ZHANG Bin, et al. PIV measurement on rotating disks flow in cylinder [J]. Journal of Hydrodynamics, 2009, 24(2):200-206. (in Chinese)
- 20 SANG Hyun Park, GERALD L Morrison. Analysis of the flow between the impeller and pump casing back face for a centrifugal pump[C] // Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM2009), 2009, 1:221-235.
- 21 张元勋, 唐倩, 李忠华, 等. 基于流体力学泄漏模型的螺杆泵泄漏机理分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(10):326-332.
ZHANG Yuanxun, TANG Qian, LI Zhonghua, et al. Leakage mechanism of screw pump based on leakage model in fluid mechanics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10):326-332. (in Chinese)
- 22 刘在伦, 许立中, 贾晓, 等. 离心泵浮动叶轮轴向间隙的液体流动分析及轴向力计算[J]. 农业工程学报, 2013, 29(12):79-85.
LIU Zailun, XU Lizhong, JIA Xiao, et al. Analysis of liquid flow and axial force calculation in axial clearance for floating impeller of centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(12):79-85. (in Chinese)
- 23 黄思, 宿向辉, 杨文娟. 节段式多级离心泵的能耗分析[J]. 武汉大学学报:工学版, 2014, 47(4):557-560.
HUANG Si, SU Xianghui, YANG Wenjuan. Energy consumption analysis of multistage centrifugal pumps[J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2014, 47(4):557-560. (in Chinese)
- 24 李巍, 徐忠, 陆逢升. 泵内圆盘摩擦损失实验研究[J]. 农业机械学报, 1998, 29(2):58-61.
LI Wei, XU Zhong, LU Fengsheng. Experimental study of the disk friction losses in the pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1998, 29(2):58-61. (in Chinese)
- 25 陈强, 李国玉, 吴生盼, 等. 离心泵圆盘摩擦损失浅析[J]. 水泵技术, 2009(1):13-15.

(上接第 41 页)

- 14 吴绍斌, 陈慧岩, 郑慕侨. 遥控履带车辆的转向控制方法[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(8):680-683.
WU Shaobin, CHEN Huiyan, ZHENG Muqiao. Steering control methods of remote operated tracked vehicle[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(8):680-683. (in Chinese)
- 15 张海岭, 李和言, 马彪, 等. 静液传动履带车辆转向神经元自适应 PID 控制[J]. 北京理工大学学报, 2013, 33(1):52-56.
ZHANG Hailing, LI Heyan, MA Biao, et al. Steering control of tracked vehicle with hydrostatic transmission based on neural PID [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2013, 33(1):52-56. (in Chinese)
- 16 杨磊, 马彪, 李和言. 静液驱动履带车辆转向神经网络 PID 控制仿真[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7):15-20.
YANG Lei, MA Biao, LI Heyan. Steering neural network PID control for tracked vehicle with hydrostatic drive[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7):15-20. (in Chinese)
- 17 王红岩, 王钦龙, 芮强, 等. 高速履带车辆转向过程分析与试验验证[J]. 机械工程学报, 2014, 50(16):162-172.
WANG Hongyan, WANG Qinlong, RUI Qiang, et al. Analyzing and testing verification the performance about high-speed tracked vehicles in steering process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(16):162-172. (in Chinese)
- 18 汤久望, 刘维平, 刘德刚, 等. 非精确转向情况下履带车辆转向轨迹分析[J]. 兵工学报, 2006, 27(5):779-783.
TANG Jiuwang, LIU Weiping, LIU Degang, et al. An analysis of steering track for tracked vehicle at inaccurate steering [J]. Acta Armamentarii, 2006, 27(5):779-783. (in Chinese)
- 19 程伟军, 高连华, 王红岩. 基于打滑条件下的履带车辆转向分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊):192-195.
CHENG Junwei, GAO Lianhua, WANG Hongyan. Steering analysis of tracked vehicle based on skid condition[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(Supp.):192-195. (in Chinese)
- 20 毕小平, 王普凯, 李海军, 等. 履带车辆动态转向过程的仿真模型[J]. 兵工学报, 2003, 24(4):551-554.
BI Xiaoping, WANG Pukai, LI Haijun, et al. A simulation model for dynamic steering processes of tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2003, 24(4):551-554. (in Chinese)