

基于旋壳圆筒效应的旋喷泵内部压力计算模型

黄 祺 刘在伦 权 辉 李琪飞 郭广强 王小兵

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘要: 旋喷泵内部压力提升是叶轮与旋壳共同作用的结果,一直以来泵腔内部压力根据叶轮出口压力确定,忽略了旋壳的圆筒效应,导致泵腔压力计算不够准确。为解决这一问题,基于旋壳圆筒效应建立旋喷泵内部压力数学模型,引入液体旋转系数,应用试验与数值计算相结合的方法对液体旋转系数进行了分析验证,并对液体旋转系数的影响因素进行了敏感性分析。结果表明:可以建立旋喷泵内部压力数学模型,通过理论计算内部压力分布,旋喷泵内部压力计算需考虑旋壳效应;试验泵液体旋转系数为 0.75,在该系数下泵腔内部压力理论值与试验值吻合度较高;以一复式叶轮旋喷泵为实例,验证了该旋喷泵内部压力数学模型的可靠性。液体旋转系数影响因素敏感性分析表明:壁面粗糙度、转速、流量对液体旋转系数影响较小,试验范围内液体旋转系数介于 0.736~0.764 之间,波动较小,不超过 3%,可以认为是定值。本研究结果可为旋喷泵内部压力理论计算及集流管安装高度选取提供参考。

关键词: 旋喷泵; 内部压力; 旋壳; 圆筒效应; 计算模型

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2020)09-0127-08

OSID:



Internal Pressure Calculation Model of Roto-jet Pump Based on Cylinder Effect of Rotating Shell

HUANG Qi LIU Zailun QUAN Hui LI Qifei GUO Guangqiang WANG Xiaobing

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: As a small flow, high head and low specific speed pumps, roto-jet pumps are widely used in the liquid delivery and it has very simple construction and smooth performance curve and cheap maintainment. The pressure in the chamber increase is the result of impeller and rotating shell. It has been determined according to the impeller but ignoring cylinder effect of the rotating shell for a long time which makes the calculation of pump cavity pressure inaccurate. In order to solve this problem, a mathematical model of the roto-jet pump internal pressure was established based on cylinder effect of the rotating shell and the liquid rotation coefficient was introduced. Combining experiment with numerical calculation the liquid rotation coefficient was verified and the influencing factors were subjected to sensitivity analysis. The results showed that a mathematical model can be established to calculate the internal pressure distribution of the roto-jet pump in a theoretical way. Effect of rotating shell must be taken into account of the internal pressure. The liquid rotation coefficient of the test pump was 0.75 and the theoretical pressure value at this coefficient was in good agreement with the test value. The mathematical model was verified by an example of a double-type impeller roto-jet pump. Sensitivity analysis of factors affecting showed that the wall roughness, rotation speed and flow had a weak effect on the liquid rotation coefficient. The rotation coefficient was between 0.736 and 0.764 in the test range and the fluctuation was small, which value not exceeding 3% was considered as a fixed. Tests showed that the larger the radius of the pump chamber was, the more obvious the pressure increase caused by the shell effect was, the research results can provide an important basis for internal pressure theoretical calculation of the roto-jet pump, the design of collecting pipe and the selection of installation height of collecting pipe.

Key words: roto-jet pump; internal pressure; rotating shell; cylinder effect; calculation model

收稿日期: 2019-12-23 修回日期: 2020-03-04

基金项目: 国家自然科学基金项目(51969014)

作者简介: 黄祺(1984—),男,博士生,主要从事水力机械内部流动研究,E-mail: 249526474@qq.com

通信作者: 刘在伦(1961—),男,教授,博士生导师,主要从事泵技术理论与测试技术研究,E-mail: liuzl88@sina.com

0 引言

旋喷泵作为一种小流量、高扬程、低比转数泵^[1],其过流部件与普通离心泵有所差异,旋喷泵叶轮与旋壳同步旋转,从而避免了圆盘摩擦损失,在低比转数泵中,其效率高于普通离心泵^[2]。目前,旋喷泵主要研究方向集中在叶轮优化设计以及数值计算的改型设计方面。如文献[3]提出了旋喷泵叶轮的优化设计方法及水力参数的设计原则;文献[4]通过在集流管内部加装导流板,使集流管所受的径向力略下降;文献[5]利用 Standard 湍流模型以及 SIMPLEC 算法,总结了叶轮内部流道的流动规律;文献[6]用数值模拟方法对旋喷泵腔体结构进行了优化改型。一直以来旋喷泵腔内压力根据叶轮的出口压力确定,忽略了旋壳的圆筒效应,旋喷泵腔内压力理论计算、测试尚无先例可循。相比而言,普通离心泵在腔体内部压力的理论计算与测试方面均较成熟。文献[7]对一离心泵腔体内部压力的理论值和试验值进行了比较,给出了离心泵腔内压力分布方程。文献[8]以 IS80-50-315 型离心泵为研究对象,利用数量级比较法,对 N-S 方程进行简化,推导了离心泵腔液体压力数学模型。离心泵的压力测试方法比旋喷泵更为丰富,如泵腔内部瞬态压力遥测技术^[9]、瞬态压力测量与数值模拟结合预测腔体压力脉动^[10]、腔内 PIV 测试技术^[11]、泵体内部压力脉动测量^[12]等。

考虑到旋喷泵特殊的结构形式,以上方法并不能完全适用于旋喷泵的研究。本文在借鉴以上原理和方法基础上,基于旋壳圆筒效应建立旋喷泵腔体内部压力数学模型,旋壳内加装测压管以测试其压力,利用数值计算验证旋转系数的准确性及其影响因素的敏感性,以期旋喷泵腔内压力理论计算、压力测试、性能分析、集流管进口位置的选取提供理论参考。

1 旋喷泵内部压力场理论分析

1.1 旋壳对压力场的影响

液体分子在旋壳内壁面拖拽下作旋转剪切运动,旋壳内流场从壁面沿径向跨越了层流、过渡流、粘性紊流区域,能量传递引起旋壳内部液体切速度与压力上升,液体平均能量增加,这就是旋壳的圆筒效应。因此按照叶轮出口压力来计算旋喷泵内部压力分布不够准确,假设在旋壳作用下腔内液体形成一等角速度旋转涡束,液体做环流运动,如图 1 所示,旋喷泵的旋壳绕其中心轴 Z 以均匀角速度 ω 旋

转,流体质点受离心力和重力作用,其自由液面压力分布呈现旋转抛物面分布规律。假设旋壳内的流体为连续介质且流体运动遵循纳维-斯托克斯方程,高雷诺数下流体所受的重力与离心力相比可忽略。旋壳的半径为 r_3 ,内表面压力为 p_3 ,液体从旋壳内表面到轴心区域的压力降为一常数,根据均质流体相对平衡的基本理论,任一点液体压力与旋转角速度 ω 及所处半径 r 有关。

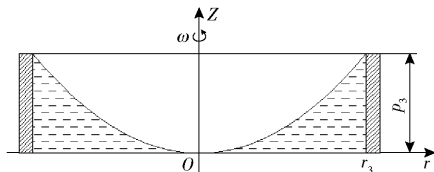


图 1 旋壳内液体流动模型

Fig. 1 Liquid flow model in rotating shell

由于旋壳内液体轴向速度几乎为零,该流动可简化为平面流动,旋壳绕轴线等角速度旋转诱导出流体的流线是一组同心圆,该同心圆在流场中各点压力、圆周切速度是半径的函数。旋壳圆筒效应满足轴对称平面流压力平衡微分方程,沿半径方向压强梯度^[13]、切速度分布^[14]表示为

$$\frac{v_{\theta}^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp_3}{dr} \quad (1)$$

$$v_{\theta} = (r/r_3)^2 v_{\theta 3} \quad (2)$$

其中

$$v_{\theta 3} = \omega r_3$$

式中

ρ ——流体密度, kg/m^3

v_{θ} ——泵腔任意位置液体旋转切速度, m/s

$v_{\theta 3}$ ——旋壳外环壁面旋转切速度, m/s

对式(1)积分,得

$$p_3 = \frac{\rho \omega^2 r^4}{4r_3^2} + C_1 \quad (3)$$

式中 C_1 ——积分常数

当旋壳与叶轮同步旋转时,液体旋转角速度与叶轮、旋壳旋转角速度并不相等。文献[15-16]明确指出旋喷泵腔内液体旋转符合刚性运动规律且液体旋转角速度为旋壳角速度的 78%,考虑到旋壳内部液体实际旋转角速度与旋壳旋转角速度有偏差,令液体旋转系数

$$k_L = \omega_L / \omega \quad (4)$$

式中 k_L ——液体旋转系数

ω_L ——液体实际旋转角速度, rad/s

代入边界条件,当 $r = 0$ 时, $p_3 = 0$, 则 $C_1 = 0$, 式(3)表示为

$$p_3 = k_L^2 \frac{\rho \omega^2 r^4}{4r_3^2} \quad (5)$$

显然,在旋壳圆筒效应的影响下,腔内压力较未旋转发生了改变。

1.2 叶轮对压力场的影响

本文试验泵安装 5 叶片后弯式离心叶轮,并且集流管置于前泵腔。对于离心式叶轮而言,文献[17]假设泵腔无泄漏,流动是定常的,泵腔内部液体压力和速度只沿径向变化,液体压力沿径向分布为

$$p_1 = p_2 - \frac{1}{8}k'\rho u_2^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right) \tag{6}$$

式中 p_1 ——离心叶轮腔体内部任意半径处液体压力,Pa

p_2 ——叶轮出口压力,Pa

k' ——液体压力损失系数

u_2 ——叶轮出口圆周速度,m/s

r_2 ——叶轮半径,m

文献[18]通过理论结合试验指出前泵腔内液体压力损失系数 $k' = 1$ 。假设叶轮进口处液体没有旋转,考虑到水力损失、有限叶片数、排挤系数、滑移系数的影响,叶轮出口压力为

$$p_2 = \rho u_2 c_{u2} = \rho \eta_h u_2 \left(\sigma u_2 - \frac{q_v}{2\psi \pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right) \tag{7}$$

其中
$$\psi = 1 - \frac{z S_u}{2 \pi r_2}$$

式中 S_u ——叶片圆周方向厚度,m

z ——叶片数

c_{u2} ——叶轮出口绝对速度在圆周的分量,m/s

q_v ——流量,m³/s

β_2 ——叶片出口相对液流角,(°)

b_2 ——叶片出口宽度,m

ψ ——排挤系数

η_h ——水力效率,%

σ ——滑移系数

水力效率与滑移系数对内压有明显影响,文献[19]通过现有 6 种水力效率计算公式研究表明:苏哈诺夫公式平均计算值与最大计算值都小于其他公式,计算精度高。文献[20]指出离心叶轮滑移系数计算建议在比转数小于 65 时用威斯奈公式,比转数大于 65 时用斯基克钦公式。本文所用试验泵比转数为 18,采用苏哈诺夫水力效率公式与威斯奈滑移系数,公式为

$$\eta_h = \left(1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{\pi q_v}{30 \omega}} \right) \times 100\% \tag{8}$$

$$\sigma = 1 - \sqrt{\sin \beta_2 / z^{0.7}} \tag{9}$$

1.3 叶轮、旋壳共同作用数学模型

结合式(5)~(7)考虑旋壳圆筒效应的旋喷泵内部压力分布数学模型为

$$p = \rho \eta_h u_2 \left(\sigma u_2 - \frac{q_v}{2\psi \pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right) - \frac{1}{8} \rho u_2^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) + k_L^2 \frac{\rho \omega^2 r^4}{4 r_2^2} \tag{10}$$

式中 p ——旋壳内液体压力,Pa

式(10)中 r 、 q_v 是已知变量, k_L 是未知量,其余均是泵的几何参数或物性参数。若已知泵的结构参数与工况点,只要确定旋转系数 k_L ,代入数值便能够计算泵腔内部压力。

2 试验设计与结果分析

2.1 试验设计

旋壳内部压力测定在旋喷泵专用试验台上进行,如图 2 所示。该泵采用清水作为工作介质,额定流量 $Q_{n0} = 7.5 \text{ m}^3/\text{h}$,额定扬程 $H_0 = 80 \text{ m}$,额定转速 $n_0 = 2900 \text{ r/min}$,额定效率 $\eta_0 = 25.8\%$,必需汽蚀余量 1.8 m ,轴功率 $P_0 = 7.5 \text{ kW}$,叶片圆周方向厚度 $S_u = 4 \text{ mm}$,叶轮外径 $D_2 = 2r_2 = 242 \text{ mm}$,旋壳半径 $r_3 = 0.153 \text{ m}$,叶片数 $z = 5$,叶片出口宽度 $b_2 = 6 \text{ mm}$,出口相对液流角 $\beta_2 = 17^\circ$ 。试验系统主要由试验泵、电机、NJ1 型转矩转速传感器(四川诚邦测控技术有限公司,精度 $\pm 0.2\%$)、AXY-110/C 型压力传感器(上海安钧实业有限公司,精度 $\pm 0.5\%$)、LWGY-32 型涡轮流量计(上海帆扬机电有限公司,精度 $\pm 0.5\%$)、管路、阀门以及控制设备组成。



图 2 旋喷泵试验台

Fig. 2 Test-bed of roto-jet pump

- 1. 集流管出口 2. 叶轮进口 3. 旋喷泵 4. 泵悬架 5. 电机
- 6. 扭矩仪

为测试旋壳内压力分布,在旋壳内部安装一测压管,测压管与集流管呈 180°对称布置,测压管上设有 7 个测压孔,采用 1 个测压孔开放、6 个测压孔封闭的方式来读取腔内压力。测压孔中心距泵轴心线的半径 r 分别为 72、82.5、93、103.5、114、124.5、135 mm,如图 3 所示。

2.2 试验结果分析

试验前对传感器、仪器仪表进行校准标定,额定工况点重复试验 3 次取平均值以减小试验误差并逐

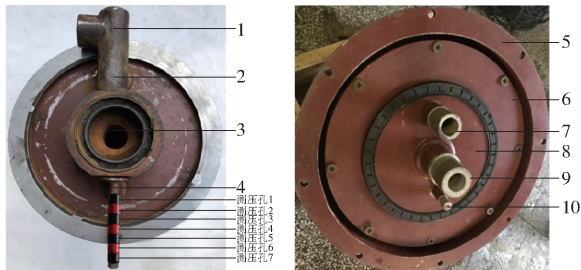


图 3 旋壳上的集流管与测压管

Fig. 3 Collecting pipe and piezometer tube

1. 集流管 2. 固定盘 3. 骨架密封 4. 测压管 5. 泵外壳 6. 旋壳盖板 7. 集流管出口 8. 进口固定盘 9. 泵进口管 10. 测压管出口

次记录腔内 7 个测压点的压力。叶轮与旋壳同步旋转时,液体旋转角速度介于零到旋壳旋转角速度之间,液体旋转系数介于 0 到 1 之间,令旋转系数 k_L 为 0、0.1、0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9、1.0,额定工况点泵的相关参数代入式(10)中计算,试验与理论计算结果如图 4 所示。

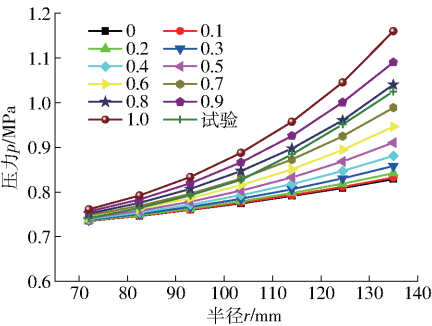


图 4 泵腔液体压力试验与理论曲线

Fig. 4 Experimental and theoretical pressures in chamber

由图 4 可见,轴心位置压力低,靠近旋壳外环壁面区压力高。中心区流体在叶轮作用下沿径向流动并聚集挤压旋壳,压力由中心区向壁面区沿半径递增。壁面区流体受旋壳圆筒效应影响,能量由壁面区通过内摩擦力向湍流核心区传递,二者叠加效应引起 $115\text{ mm} < r < 135\text{ mm}$ 范围内液体压力上升较快。旋转系数 k_L 导致的流变是影响压力场分布的重要参数,决定了径向压力梯度,旋转系数越大,液体与旋壳旋转角速度越接近,压力梯度越大。额定参数下旋壳内部压力试验值介于旋转系数 $k_L = 0.7$ 与 $k_L = 0.8$ 理论值之间,半径为 72、82.5、93、103.5、114、124.5、135 mm 时,试验值为 741 000、764 000、792 000、827 000、884 000、951 000、1 008 000 Pa, $k_L = 0.7$ 理论值为 747 477、768 540、795 544、829 665、872 220、924 663、988 594 Pa,偏差分别为 0.86%、0.59%、0.44%、0.32%、1.35%、2.84%、1.96%。 $k_L = 0.8$ 理论值为 751 443、775 377、806 585、846 602、897 148、960 123、1 037 620 Pa,偏差分别为

1.39%、1.46%、1.81%、2.32%、1.46%、0.09%、2.85%。这说明当试验泵液体旋转系数在 0.7 ~ 0.8 之间,式(10)计算所得理论值与试验值偏差小于 3%,二者最为接近,由于试验条件所限不能直接测出旋壳内液体旋转角速度,液体旋转角速度验证用数值计算来代替,并用试验数据检测数值计算结果是否可靠。

3 数学模型可靠性验证及旋转系数分析

3.1 计算模型、网格及边界条件

以试验泵为对象用 SolidWorks 建立实体模型,采用 ICEM 划分网格,模型泵生成网格总数为 7 911 042,节点数为 1 561 926。模型中的关键部件进行局部加密以提高计算精确度,计算域和网格如图 5 所示,在额定工况点进行网格无关性试验验证。根据模型特点,为应对旋喷泵中高应变率和流线弯曲程度大的流动特性,提高模型在大曲率情况下的准确性以及避免各向同性涡粘假设,考虑哥氏效应,选择对复杂流动有更高预测精度的雷诺应力 RSM linear pressure - strain 模型,过流表面粗糙度为 $50\text{ }\mu\text{m}$,压力与速度耦合 SIMPLE 算法。选用标准格式压力亚松弛项,动量、湍动能、耗散率表达式均为二阶迎风格式离散差分方程,叶轮进口设置为质量流量进口,集流管出口设置为自由出流,无滑移固壁面假设,标准壁面函数法边界条件应用 Fluent 16.0 数值计算。

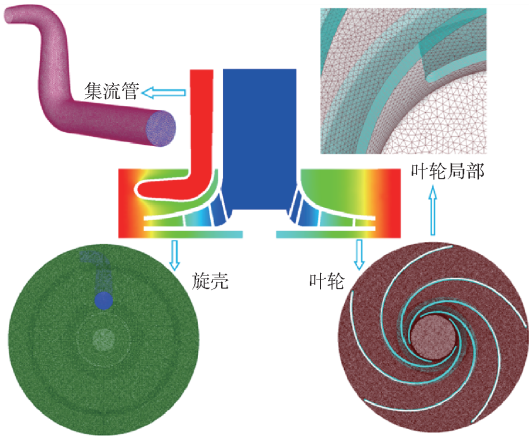


图 5 旋喷泵计算域与局部网格

Fig. 5 Calculation domain of roto-jet pump and local mesh

模型选取过集流管进口中心点且垂直于泵轴中心线的特征轴截面 Z_1 ,轴截面 Z_1 上取 3 个极半径,记为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 。任两个极半径夹角为 120° ,用于试验与数值计算对比分析,其中测压管所在位置为 θ_2 极半径,如图 6 所示。

3.2 模型可靠性分析

在额定工况点对该泵进行数值计算,收敛后截

取 Z_1 特征轴截面压力云图如图 7 (图中压力单位为 Pa) 所示, 读取 θ_2 极半径液体压力数据与试验值对比, 结果如图 8 所示。

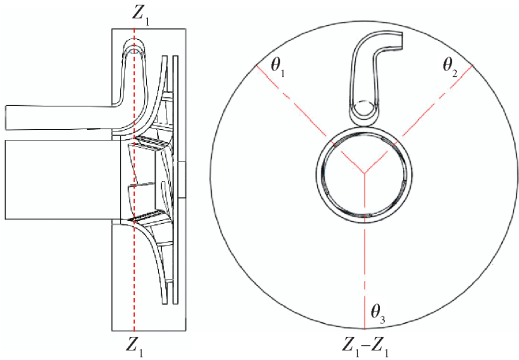


图 6 泵腔特征截面及极半径

Fig. 6 Characteristic section and polar radius in chamber

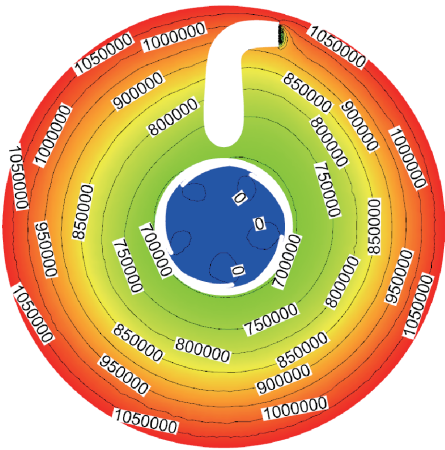


图 7 Z_1 特征轴截面压力云图

Fig. 7 Pressure nephogram of Z_1 characteristic axis section

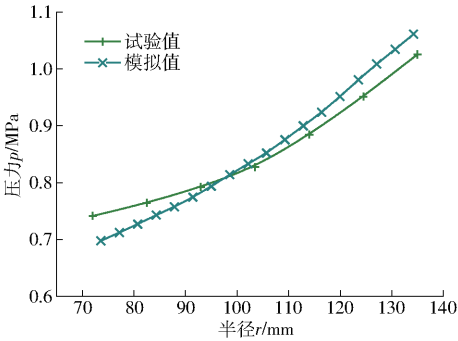


图 8 泵腔液体压力试验与模拟曲线

Fig. 8 Experimental and numerical simulation pressures in chamber

由于数值计算忽略了泵的容积损失, 没有考虑泄漏量, 泵腔中泄漏量是通过影响液体在旋壳内部的旋转角速度来影响液体压力的径向分布, 泄漏量越大, 液体旋转角速度越低, 压力梯度越小。图 7 中转子腔内压力分布具有规律性。特征轴截面液体压力沿径向随半径的增大而增加, 但相同半径液体压力基本不变, 说明转子腔内液体流动的轴向速度几乎为零, 腔内液体流动可简化为平面流动。由旋壳

的内侧壁面和叶轮前盖板的外侧壁面构成了一个旋转腔体, 旋转腔体内液体流动是由附面层和核心区组成, 当介质粘性很小时, 旋转腔体液体流动的雷诺数较大, 流体与壁面相对速度的下降几乎发生在贴近固壁的微薄附面层内, 核心区流体符合刚性运动规律, Z_1 轴截面位于流动核心区, 等压线分布近似为同心圆。集流管附近等压线有轻微高度差, 半径相同时, 集流管迎流区域压力约比尾流区域高 2%, 叶轮和旋壳带动腔内液体一起高速旋转, 高速流体在集流管迎流面碰撞聚集造成该区域切向速度下降, 压力上升。图 8 中液体压力曲线沿径向以抛物线形状呈先慢后快的上升趋势, 由叶轮与旋壳共同作用引起核心流动区液体旋转角速度提升, 旋壳的圆筒效应引起的压力提升与半径有关, 当半径增大时, 旋壳旋转效应更加明显, 液体压力也随之增大。径向液体压力梯度模拟值较试验值大, 半径为 72、82.5、93、103.5、114、124.5、135 mm 时, 模拟值为 697 513、731 833、784 266、841 817、919 568、990 620、1 060 890 Pa, 试验数据性能曲线与数值模拟曲线误差均小于 6%, 证明采用数值方法预测该泵内部流动特性是可靠的。

3.3 旋壳内旋转系数分布

额定工况下旋壳内 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 极半径上液体旋转系数与半径关系曲线如图 9 所示。

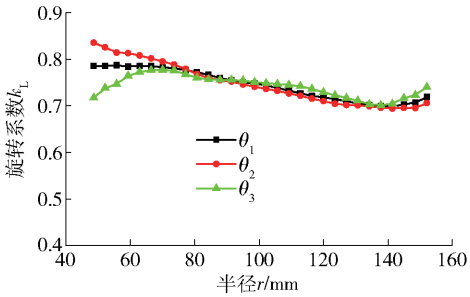


图 9 泵腔内液体旋转系数变化曲线

Fig. 9 Distribution of liquid rotation coefficient in pump chamber

离散点组成图形近似于直线, 液体符合刚体运动规律。在 $r < 75$ mm 和 $r > 135$ mm 范围, 液体旋转系数发生了大幅度波动, 这两个区域分别位于叶轮进口轴向段及旋壳外环壁面区, 流体粘性剪切力促使该区域有较大的相对速度, 液体旋转系数最大值达到 0.835, 最小值为 0.694, 3 个极半径对应 k_L 的平均值依次为 0.745、0.747、0.742。泵腔内集流管钝体绕流引起 θ_1 与 θ_3 区域液体旋转角速度有轻微下降, θ_2 区域液体平均旋转角速度略大于 θ_1 与 θ_3 , 说明集流管对液体旋转角速度影响微弱, 可以忽略, 认为液体在周向旋转角速度不变, 旋转系数为 0.75。

3.4 旋转系数影响因素敏感性分析

旋转系数的准确性对旋壳内部压力计算尤为关键,为此本文对该模型赋予不同流量、转速、壁面粗糙度来考核流动模型对旋转系数的敏感性,工况参数及 θ_2 极半径液体平均旋转系数如表 1 所示。

表 1 液体平均旋转系数及敏感性相关参数
Tab.1 Sensitivity analysis of average rotation coefficient of liquid

试验序号	流量 $Q/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	转速 $n/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	液体平均旋转 系数 k_L
1	7.50	50	2 900	0.747
2	6.00	50	2 900	0.745
3	9.00	50	2 900	0.748
4	7.50	25	2 900	0.736
5	7.50	75	2 900	0.764
6	3.75	50	1 450	0.750
7	11.25	50	4 350	0.743

以试验 1 作为参照,当转速和旋壳表面粗糙度不变,流量由 $7.50 \text{ m}^3/\text{h}$ 降低到 $6.00 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,液体旋转系数由 0.747 降低到 0.745,降幅为 0.27%,流量由 $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 增加到 $9 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,液体旋转系数由 0.747 增加到 0.748,增幅为 0.13%,这表明流量越大,旋转系数越大,旋喷泵流量增加引起旋壳内部液体径向速度增加,绝对速度增大,导致液体旋转切速度和液体旋转系数有上升趋势。当转速和流量不变,旋壳表面粗糙度由 $50 \mu\text{m}$ 降低到 $25 \mu\text{m}$ 时,液体旋转系数由 0.747 降低到 0.736,降幅为 1.47%,旋壳表面粗糙度由 $50 \mu\text{m}$ 增加到 $75 \mu\text{m}$ 时,液体旋转系数由 0.747 增加到 0.764,增幅为 2.22%。这意味着壁面粗糙度越大,旋转系数越大,粗糙的旋壳壁面带动周围液体以较快速度旋转,增加了液体旋转角速度,液体能量增加,但这种依靠粗糙表面增加液体能量的方式通常是以牺牲泵性能为代价,会降低旋喷泵的效率。当流量和旋壳表面粗糙度不变,旋壳转速由 $2\,900 \text{ r/min}$ 降低到 $1\,450 \text{ r/min}$ 时,液体旋转系数由 0.747 增加到 0.750,增幅为 0.4%,旋壳转速由 $2\,900 \text{ r/min}$ 增加到 $4\,350 \text{ r/min}$ 时,液体旋转系数由 0.747 降低到 0.743,降幅为 0.5%。这说明转速升高会降低液体旋转系数,对此现象鲜有资料阐述,根据试验结果该泵在转速升高时效率会降低,旋喷泵相比普通离心泵降低了圆盘摩擦损失,但是并没有完全消除,旋转系数 $k_L = 0.75$ 是旋壳与液体之间存在圆盘摩擦损失的例证,低比转数泵圆盘摩擦损失在总损失中占比大,转速升高加剧圆盘摩擦损失及液体径向压力梯度,引起液体旋转系数下降。在所试验范围内旋转系数 k_L 介于 0.736 ~ 0.764 之

间,波动较小,不超过 3%,受各因素影响微弱。文献[21-23]认为普通离心泵腔体中液体平均旋转角速度为叶轮旋转角速度的 1/2,液体旋转系数是定值。本文试验结果与文献[7]推荐值接近,由此判定旋喷泵中液体旋转系数也为定值 0.75,并用一算例进一步验证旋转系数与式(10)的正确性。

3.5 实例验证

文献[24]对一复合叶轮旋喷泵内部压力进行了数值计算。该泵性能参数为:额定流量 $Q_{r0} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,工作介质为水,额定扬程 $H_0 = 160 \text{ m}$,额定转速 $n_0 = 2\,950 \text{ r/min}$,叶片圆周方向厚度 $S_u = 3 \text{ mm}$,叶轮外径 $D_2 = 2r_2 = 310 \text{ mm}$,叶片数 $z = 8$,叶片出口宽度 $b_2 = 6 \text{ mm}$,出口相对液流角 $\beta_2 = 90^\circ$,取 $k_L = 0.75$ 。当 $r = 155 \text{ mm}$ 时,代入式(10)计算得 $p = 1\,868\,814 \text{ Pa}$,对比文献[24]可知,该半径压力平均值为 $1\,700\,000 \text{ Pa}$,压力相对误差为 9.03%。当 $r = 135 \text{ mm}$ 时,计算得 $p = 1\,487\,165 \text{ Pa}$,对比文献[24]可知,该半径压力平均值为 $1\,400\,000 \text{ Pa}$,压力相对误差为 5.86%,经过对比分析,验证了本文所提旋喷泵内部压力数学模型有很高的可信度,能够应用于旋喷泵腔内压力分布的理论计算。

3.6 模型的对比

目前,旋喷泵腔内压力分布还没有完整的计算公式,文献资料中关于旋喷泵腔内压力理论计算普遍遵循以下原则:腔内压力计算忽略旋壳的圆筒效应;集流管进口压力用叶轮出口压力代替。由此认为在 $r \leq r_2$ 区域,忽略圆筒效应的旋喷泵内部压力可以用式(6)来计算,对于 $r > r_2$ 区域,认为该区域压力等于叶轮出口压力,则旋壳内经典压力分布数学模型为

$$p = \begin{cases} p_2 - \frac{1}{8}k'\rho u_2^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right) & (r \leq r_2) \\ p_2 & (r > r_2) \end{cases} \quad (11)$$

图 10 为额定工况下旋壳内部压力式(10)、(11)理论计算以及试验结果的径向分布曲线。

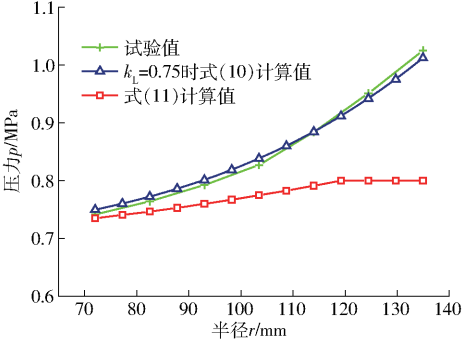


图 10 泵腔内液体压力径向分布

Fig. 10 Radial distribution of liquid pressure in pump chamber

由图 10 可见,相同半径位置式(10)计算值普遍高于式(11),这与旋壳效应的影响本质相吻合,旋壳效应通过旋壳的边界区带动液体旋转向流动核心区传递,液体符合刚性运动规律的前提下,半径越大,旋壳效应引起的压力提升越明显,式(11)的计算值与试验值误差随半径的增加而增大,半径 r 为 72、82.5、93、103.5、114、124.5、135 mm 时,式(11)的计算值为 734 520、746 205、759 478、774 340、790 789、799 610、799 610 Pa,与试验值最小相对误差为 0.8%,最大相对误差为 21.9%,由于式(11)不考虑旋壳效应且在叶轮出口区域由于没有足够理论支撑,当 $r > r_2$ 时,压力曲线变为一条水平直线,这种假设与实测压力误差较大。以上分析表明忽略旋壳效应且以叶轮出口压力作为集流管进口压力这种假设计算旋喷泵扬程误差较大,以下针对这一问题及数学模型的应用展开相应的理论分析。

3.7 数学模型及旋转系数的应用

集流管作为旋喷泵重要组成部分,其性能对旋喷泵内部能量转化尤为关键,集流管进口直径、高度选取与旋喷泵流量、扬程有必然联系,不考虑旋壳圆筒效应的旋喷泵扬程及集流管进口直径^[25]计算公式为

$$H_t = \frac{p_2 \eta_j}{\rho g} \tag{12}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4u_2 Q_t \eta_v}{\pi g H_t}} \tag{13}$$

式中 H_t ——旋喷泵理论扬程,m
 η_j ——集流管能量转化效率,%
 g ——重力加速度,m/s²
 d_1 ——集流管进口直径,m
 Q_t ——旋喷泵理论流量,m³/s
 η_v ——容积效率,%

式(12)、(13)是旋喷泵扬程计算、集流管设计的重要理论依据,但二者计算结果均与腔内半径无

关,这说明泵腔中压力、液体圆周速度处处相等,显然与实际不符。式(12)中用叶轮出口压力 p_2 代替集流管进口压力,忽略了旋壳圆筒效应以及腔体半径 r 对液体压力的影响,式(13)中用叶轮出口圆周速度 u_2 代替集流管进口液体圆周速度,忽略了液体旋转系数 k_L 以及腔体半径 r 对液体圆周速度的影响。这样简化处理势必引起旋喷泵理论扬程与集流管进口直径计算不够准确,具有一定的局限性。假设集流管进口中心点距轴心线半径为 r ,则式(12)、(13)可以改写为

$$H_t = \frac{p \eta_j}{\rho g} \tag{14}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4k_L \omega r Q_t \eta_v}{\pi g H_t}} \tag{15}$$

式(14)、(15)中半径 r 与液体旋转系数 k_L 对腔内压力 p 、理论扬程 H_t 、集流管进口直径 d_1 均有影响,这为旋喷泵扬程理论计算、集流管设计及集流管安装高度选取提供了一定的理论基础,也是经典理论计算方法的完善。

4 结论

(1)基于旋壳圆筒效应建立了旋喷泵腔内压力数学模型,该数学模型是对现有旋喷泵内部压力场计算方法的补充。

(2)由于液体与旋壳旋转角速度有偏差,因此在泵腔压力数学模型中引入液体旋转系数 k_L ,分析结果表明,该试验泵液体旋转系数 $k_L = 0.75$,此时液体压力理论值与试验值吻合较好。对一复式叶轮旋喷泵的试验结果进行计算,验证了本文提出的旋喷泵腔内压力数学模型的可靠性。

(3)液体旋转系数影响因素的敏感性分析表明:壁面粗糙度、转速、流量对液体旋转系数 k_L 影响较小,试验范围内旋转系数 k_L 介于 0.736 ~ 0.764 之间,波动较小,不超过 3%,可以认为是定值。

参 考 文 献

[1] STEVE O. The roto-jet pump:25 years new[J]. World Pumps,1996,363:32-36.
[2] 杨军虎,齐学义,马希金.旋喷泵的效率分析及集流管的水力设计[J].兰州理工大学学报,1995,21(2):33-36.
YANG Junhu, QI Xueyi, MA Xijin. Efficiency analysis of rotary jet pump and hydraulic design of collecting pipe[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 1995, 21(2): 33-36. (in Chinese)
[3] 杨军虎.旋喷泵的理论扬程和叶轮的优化设计[J].兰州理工大学学报,1995,21(1):26-30.
YANG Junhu. Theoretical head and impeller optimization design of rotary jet pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 1995, 21(1): 26-30. (in Chinese)
[4] 朱洋,康灿,毛宁.集液管及其内部导流板对旋喷泵性能的影响[J].流体动力学,2016,4(3):33-42.
ZHU Yang, KANG Can, MAO Ning. Influence of the collector and the inner guide vane on roto-jet pump performance international [J]. Journal of Fluid Dynamics, 2016, 4(3): 33-42. (in Chinese)
[5] 王云云,陈次昌,杨昌明,等.旋转喷射泵叶轮内部流动的研究[J].西华大学学报(自然科学版),2004,9(23):194-196.

- WANG Yunyun, CHEN Cichang, YANG Changming, et al. Research of internal flow with in the impeller of roto-jet pump[J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2004, 9(23): 194 – 196. (in Chinese)
- [6] 刘宜, 陈文鹏, 梁润东, 等. 旋喷泵转子腔的结构优化及数值模拟计算[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(1): 26 – 30.
LIU Yi, CHEN Wenpeng, LIANG Rundong, et al. Structure optimization and flow numerical simulation in rotor cavity of roto-jet pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(1): 26 – 30. (in Chinese)
- [7] 陈云富, 史立新. 离心泵泵腔内压力分布的试验研究[J]. 沈阳工业大学学报, 2007, 29(4): 372 – 375.
CHEN Yunfu, SHI Lixin. Experimental study of pressure distribution in pump chamber of centrifugal pump[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2007, 29(4): 372 – 375. (in Chinese)
- [8] 刘在伦, 张森, 邵安灿, 等. 离心泵泵腔液体压力分布理论计算及验证[J]. 机械工程学报, 2016, 52(4): 178 – 184.
LIU Zailun, ZHANG Sen, SHAO Ancan, et al. Theoretical computation and verification for fluid static pressure in centrifugal pump side chamber[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(4): 178 – 184. (in Chinese)
- [9] PARRONDO-GAYO J L, GONZÁLEZ-PÉREZ J, FERNÁNDEZ-FRANCOS J. The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 784 – 790.
- [10] RAUL B, JORGE P, EDUARDO B. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points[J]. Computers and Fluids, 2010, 39(5): 859 – 870.
- [11] BENRA F K, HANS J D, MARCEL Z. Comparison of experimental and numerical obtained velocity fields in a single-blade centrifugal pump[C]. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 265 – 271.
- [12] GU Y, JU Y L, CHEN J, et al. Experimental investigation on pressure fluctuation of cryogenic liquid transport in pitching motion[J]. Cryogenics, 2012, 52(10): 530 – 537.
- [13] 冯俊杰, 毛玉红, 叶强, 等. Taylor – Couette 流场特性的 PIV 测量及数值模拟[J]. 实验流体力学, 2016, 30(2): 67 – 74.
FENG Junjie, MAO Yuhong, YE Qiang, et al. PIV measurement and numerical simulation of Taylor – Couette flow[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2016, 30(2): 67 – 74. (in Chinese)
- [14] IMAO S, ITOH M, HARADA T. Turbulent characteristics of the flow in an axially rotating pipe[J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 1996, 17(5): 444 – 451.
- [15] 张红霞. 旋转喷射泵的启动特性及内部流场研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2009.
ZHANG Hongxia. Characteristic of the start-up and analysis about inside flow field of the roto-jet pump[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [16] 唐莲花. 旋转喷射泵内部流场计算、分析与性能预测[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2008.
TANG Lianhua. Calculation and analysis about inside flow field and performance prediction for roto-jet pump[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [17] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2010: 564 – 565.
- [18] 刘在伦, 王东伟, 侯伟华, 等. 离心泵泵腔和平衡腔液体压力试验与计算[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(8): 42 – 47, 324.
LIU Zailun, WANG Dongwei, HOU Yihua, et al. Experiment and calculation of fluid pressure in pump chamber and balance cavity of centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(8): 42 – 47, 324. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160807&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.08.007. (in Chinese)
- [19] 何希杰, 劳学苏. 离心泵效率计算若干公式评价[J]. 水泵技术, 2009(6): 16 – 19.
HE Xijie, LAO Xuesu. The efficiency of centrifugal pump is evaluated by several formulas[J]. Pump Technology, 2009(6): 16 – 19. (in Chinese)
- [20] 刘厚林, 谈明高, 袁寿其, 等. 离心泵滑移系数精度的比较[J]. 排灌机械, 2006, 24(6): 4 – 6, 11.
LIU Houlin, TAN Minggao, YUAN Shouqi, et al. Precision comparison on slip factor of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(6): 4 – 6, 11. (in Chinese)
- [21] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [22] 董玮, 楚武利. 离心泵叶轮平衡腔内液体流动特性及圆盘损失分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 29 – 35.
DONG Wei, CHU Wuli. Analysis of flow characteristics and disc friction loss in balance cavity of centrifugal pump impeller[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 29 – 35. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160405&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.005. (in Chinese)
- [23] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [24] 王春林, 史亚婷, 吕亚云, 等. 旋喷泵复合叶轮型式及性能对比[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 103 – 106, 111.
WANG Chunlin, SHI Yating, LÜ Yayun, et al. Complex impeller shape and performance comparisons of roto-jet pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2): 103 – 106, 111. (in Chinese)
- [25] 杨军虎, 齐学义. 旋喷泵的效率及集流管水力设计方法探讨[J]. 化工机械, 1996, 23(2): 29 – 31, 45, 62.
YANG Junhu, QI Xueyi. Discussion on efficiency of rotary jet pump and hydraulic design method of collecting pipe[J]. Chemical Engineering & Machinery, 1996, 23(2): 29 – 31, 45, 62. (in Chinese)