

离心泵泵腔和平衡腔液体压力试验与计算

刘在伦¹ 王东伟^{1,2} 侯祯华¹ 马希金¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院, 温州 325105)

摘要: 设计了针对泵腔和平衡腔的液体压力测试装置,采用同一块压力传感器测量不同测点压力的方法,对不同直径平衡孔前、后泵腔和平衡腔的液体压力进行了测试及分析。试验发现,对这种前后密封环直径相同的叶轮,在密封环正常时密封环以上的前、后泵腔液体压力分布是不同的,且后泵腔液体压力普遍较前泵腔液体压力高。基于有、无液体泄漏泵腔液体压力曲线的分析,引入了泵腔液体压力损失系数,提出了设计工况有液体泄漏泵腔液体压力计算公式及其压力损失系数的具体确定方法。并用2台离心泵泵腔液体压力测试结果,验证了设计工况有液体泄漏泵腔液体压力计算公式具有较高的可信度。比较分析了设计工况平衡腔液体压力的理论计算结果和试验结果,验证了设计工况平衡腔液体压力数学模型能准确地预测出平衡腔液体压力,并从控制平衡腔液体泄漏量减少其液体压力及轴向力的角度,提出试验泵的平衡孔直径在6~8 mm较为合适。

关键词: 离心泵; 泵腔; 平衡腔; 液体压力; 试验; 数学模型

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)08-0042-06

Experiment and Calculation of Fluid Pressure in Pump Chamber and Balance Cavity of Centrifugal Pump

Liu Zailun¹ Wang Dongwei^{1,2} Hou Yihua¹ Ma Xijin¹

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

2. Engineering Institute of Wenzhou Pump & Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105, China)

Abstract: A special testing apparatus was designed for measuring and calculating fluid pressure in pump chamber and balance cavity, fluid pressure in front-back pump chambers was measured and analyzed by changing balance hole diameter and using a pressure sensor. It was found that liquid pressure in back cavity was generally bigger than that in front cavity under normal conditions of seal ring, and the curves of fluid pressure in front-back pump chamber above the diameter of seal ring were different. Based on systematical analysis of pressure curve of pump chamber with or without fluid leakage, the computational formula of fluid pressure in pump chamber with fluid leakage was presented by introducing pressure loss coefficient under the design condition. The fitting formulas of pressure loss coefficient were given by calculation of experimental data under the design condition. Moreover, the theoretical calculation results and the experiment results of fluid pressure in pump chamber with fluid leakage had also been contrasted and analyzed for two centrifugal pumps. The results showed that the computational formula of fluid pressure in pump chamber with fluid leakage had high credibility. Fluid pressure in balance cavity was calculated using mathematics model under the design condition. The experiment results proved that this mathematics model could accurately forecast fluid pressure in pump chamber. In order to control the fluid leakage and reduce the axial thrust, it was proposed that the balance holes diameter of 6~8 mm was appropriate through analyzing the theoretical calculation results and experimental results.

Key words: centrifugal pump; pump chamber; balance cavity; fluid pressure; experiment; mathematical model

收稿日期: 2015-12-17 修回日期: 2016-04-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(51269010)、甘肃省自然科学基金项目(1508RJYA077)和浙江省自然科学基金项目(LY12E09002)

作者简介: 刘在伦(1961—),男,教授,博士生导师,主要从事泵设计理论与测试技术研究, E-mail: liuzl88@sina.com

引言

文献[1-2]详尽地分析了作用在泵转子上的各分轴向力,指出叶轮盖板力是轴向力的主要组成部分,可见研究泵腔和平衡腔的液体压力分布及计算是准确计算轴向力的关键。目前对泵腔液体压力分布传统认识是,基于泵腔内液体无泄漏且以叶轮旋转角速度的 1/2 像刚体一样旋转的假设,泵腔内液体压力沿着径向按抛物线规律分布。在离心泵轴向力计算中,对前后密封环直径相同的叶轮,一般认为密封环正常时密封环以上的前后泵腔液体压力分布相同,造成的轴向力相互抵消,平衡腔区域叶轮盖板前后液体压力差造成的盖板力是影响轴向力的主要因素。文献[3-7]研究表明,泵腔内液体并非以叶轮旋转角速度的 1/2 作刚体旋转,前后泵腔内液体旋转角速度也不相同。在离心泵中,常采用开平衡孔的双密封环叶轮、平衡盘和平衡鼓等方法来减小叶轮轴向力,这将会造成前后泵腔液体泄漏量不同,由此引起的液体压力分布也不相同^[8-11]。由此可见,实测前、后泵腔和平衡腔的液体压力并提出其计算方法就显得格外必要。本文在 IS80-50-315 型离心泵上,采用同一块压力传感器测量不同测点液体压力的方法,在不同直径平衡孔的条件下,系统测试前、后泵腔和平衡腔的液体压力,研究前、后泵腔和平衡腔的液体压力分布及计算方法,以达到准确计算叶轮盖板力的目的。

1 泵腔液体压力计算方法

假设泵腔内液体无泄漏,液体以叶轮旋转角速度的 1/2 作刚体旋转,泵腔液体压力沿着径向分布为^[1]

$$\frac{p'}{\rho g} = \frac{p'_3}{\rho g} - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad (1)$$

其中 $u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60}$

式中 p' ——无液体泄漏泵腔在任意半径 r 处液体压力, Pa

p'_3 ——无液体泄漏泵腔进口液体压力, Pa

u_2 ——叶轮出口圆周速度, m/s

r_2 ——叶轮外半径, m

n ——泵设计转速, r/min

r ——泵腔任意半径, m

ρ ——液体密度, kg/m³

式(1)为无液体泄漏泵腔液体压力理论计算公式。由于旋转叶轮与固定在泵体上的密封环存在径向间隙,其间隙引起的液体泄漏量使泵腔液体压力

较无液体泄漏泵腔液体压力低,图 1 给出了有、无液体泄漏泵腔液体压力曲线。在图 1 中, $p'_3 - p$ 为有液体泄漏泵腔液体压力损失, $p'_3 - p'$ 为无液体泄漏泵腔液体压力损失。为计算有液体泄漏泵腔液体压力损失,引入反映两者比值的泵腔液体压力损失系数 k_1 ,其数学表达式为

$$k_1 = \frac{p'_3 - p}{p'_3 - p'} \quad (2)$$

式中 k_1 ——泵腔液体压力损失系数

p ——有液体泄漏泵腔在任意半径 r 处液体压力, Pa

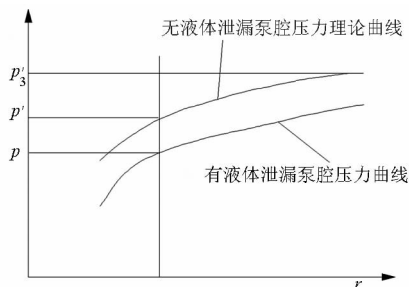


图 1 有、无液体泄漏泵腔液体压力曲线

Fig. 1 Curves of fluid pressure in pump chamber with or without liquid leakage

式(2)中,在任意半径 r 处有液体泄漏泵腔液体压力 p 小于无液体泄漏泵腔内液体压力 p' ,因此 $k_1 > 1$ 。将式(2)代入式(1),可得有液体泄漏泵腔液体压力沿着径向分布的数学表达式

$$\frac{p}{\rho g} = \frac{p'_3}{\rho g} - k_1 \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad (3)$$

液体从叶轮流后进入蜗壳,液体流动为轴对称流,且液体从叶轮出口到前、后泵腔进口的途径很短,认为 $p'_3 = p_2$, p_2 为叶轮出口液体压力,可由叶轮出口势扬程定义求出,其计算公式为^[1-2]

$$H_p = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = H_t \left(1 - \frac{gH_t}{2u_2^2} \right) \quad (4)$$

其中 $H_t = \frac{H}{\eta_h}$

$$\eta_h = \left(1 - 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \right) \times 100\%$$

式中 H_p ——叶轮势扬程, m

H_t ——泵理论扬程, m

H ——泵设计扬程, m

η_h ——水力效率, %

Q ——泵设计流量, m³/s

p_2 ——叶轮出口液体压力, Pa

p_1 ——泵进口液体压力, Pa

在式(3)中,如已知泵腔液体压力损失系数 k_1 ,则式(3)可解。

2 液体压力测试装置及结果

试验是在离心泵闭式试验台上进行。为了得到前、后泵腔和平衡腔的液体压力分布规律,设计了图2所示的测试装置^[12-14]。被测泵为IS80-50-315型离心泵,其设计参数为:流量 $Q=25\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=32\text{ m}$,转速 $n=1450\text{ r}/\text{min}$,效率 $\eta=52\%$ 。叶轮外半径 $r_2=158\text{ mm}$ 。考虑到液体从叶轮流出其流动为轴对称流,认为高压液体均匀地流入泵腔进口,又因泵腔的轴向间隙与径向尺寸之比很小,可近

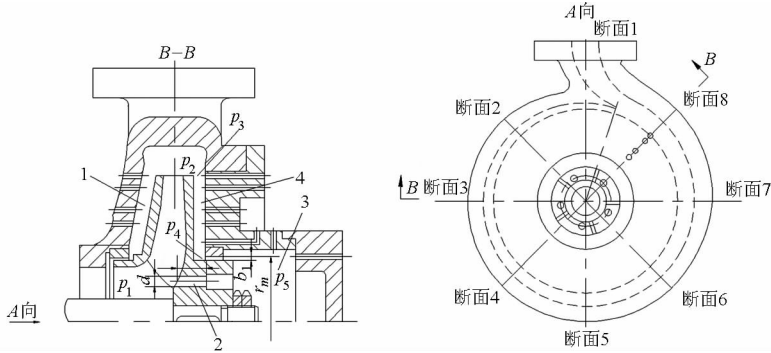


图2 泵腔和平衡腔液体压力测试装置

Fig. 2 Experimental device for measuring liquid pressure in pump chamber and balance cavity

1. 前泵腔 2. 平衡孔 3. 平衡腔 4. 后泵腔

不同测点液体压力的测量精度是保证研究结果可靠性的关键,为此设计了图3所示的稳压装置。稳压罐上设有精度为0.4级的精密压力表和精度为0.5级的电容式压力传感器,压力表和电容式压力传感器相互印证并可同时读出被测压力。稳压罐上的10个测压点分别与前、后泵腔测压孔和平衡腔测压孔相连接,通过切换阀门,用同一块精度为0.5级的电容式压力传感器测出各测压孔处液体压力。

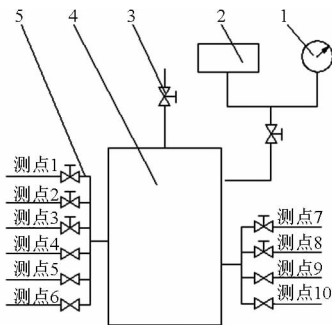


图3 压力测量仪表及稳压装置

Fig. 3 Measuring instruments and pressure stabilizing device

1. 压力表 2. 压力传感器 3. 排气孔 4. 稳压罐 5. 测压孔

试验方案是在同一个叶轮上加工不同直径平衡孔,使其平衡孔直径 d 为0、4、6、8、11 mm,在不同直径平衡孔下对前、后泵腔和平衡腔的液体压力进行测试。图4是设计工况下前、后泵腔液体压力的测

似认为泵腔内液体压力只沿径向变化。因蜗壳的第8断面是其特征断面,本文将前、后泵腔测压点布置在蜗壳第8断面所在的轴面上。分别在泵体上半径为155、146、116、75 mm处开设了4个测压孔,在泵盖上半径为155、146、116、75、54 mm处分别开设了5个测压孔和平衡腔液体压力测压孔。因密封环径向间隙及间隙液体泄漏量对泵腔液体压力有很大的影响,为此对前、后密封环进行了专门加工,密封环半径 r_m 为45 mm,径向间隙 b_1 为0.2 mm,长度 L 为18 mm。前、后泵腔的轴向间隙为5 mm和6 mm。

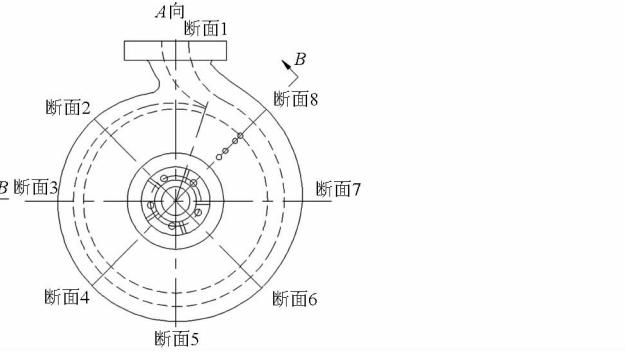
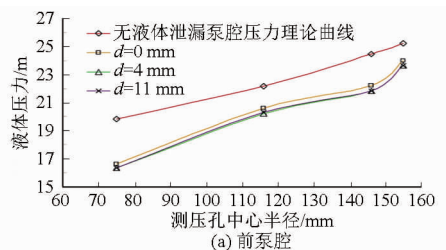


图4 泵腔液体压力试验曲线

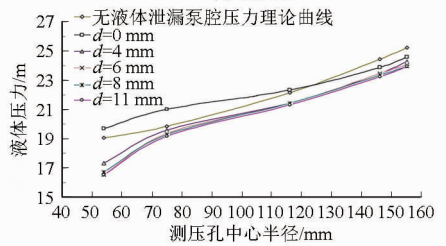
Fig. 4 Experimental curves of fluid pressure in

1. 压力表 2. 压力传感器 3. 排气孔 4. 稳压罐 5. 测压孔

试结果。为了使图4a清晰,图4a仅给出了平衡孔直径 d 为0、4、11 mm时前泵腔液体压力测试结果。由式(4)计算可得设计工况 $H_p=25.53\text{ m}$,试验得到泵进口液体 $p_1=0\text{ kPa}$,则叶轮出口液体压力 $p_2/(\rho g)=25.53\text{ m}$ 。再由式(1)求出无液体泄漏前、后泵腔液体压力的理论曲线,见图4。



(a) 前泵腔



(b) 后泵腔

图4 泵腔液体压力试验曲线

Fig. 4 Experimental curves of fluid pressure in pump chamber

从图4a可以看出,前泵腔液体压力试验曲线与无液体泄漏泵腔液体压力理论曲线相差较大。平衡孔直径 d 在0~11 mm变化时,前泵腔液体压力试

验曲线最大差值仅为 0.408 m,说明平衡孔直径对前泵腔液体压力几乎无影响;从图 4b 可以看出,叶轮平衡孔直径 $d=0$ mm 时,后泵腔液体压力试验曲线与无液体泄漏后泵腔液体压力理论曲线变化趋势较为一致,其他平衡孔直径时后泵腔液体压力试验曲线与无液体泄漏后泵腔液体压力理论曲线有较大差异。随叶轮平衡孔直径增大,后泵腔液体压力试验曲线几乎平行下移。从图 4 中还可看出,对这种前后密封环直径相同的叶轮,前后泵腔液体压力分布是不相同的,且后泵腔液体压力普遍较前泵腔液体压力高。其原因是后泵腔流道较前泵腔流道增设了平衡孔^[15-16],当泵工况一定时,可认为前后泵腔进口液体压力和叶轮进口液体压力是不变的,由于平衡孔对平衡腔液体压力调节作用,平衡腔液体压力大于前泵腔密封环出口液体压力(即叶轮进口液体压力),因此后泵腔进口到后密封环出口的液体压力差小于前泵腔进口到前密封环出口的液体压力差。泵腔液体流动是由核心区流动和边界层流动构成的^[5],在旋转坐标系下,核心区液体受顺转向的相对速度 v_u 产生径向哥氏力($2\rho\Omega v_u$)(Ω 为泵腔液体旋转角速度)、离心力($m\Omega r^2$)(m 为泵腔微环液体质量)和泄漏量引起的压差力共同作用,其中哥氏力和离心力是径向内流的主要阻力。平衡腔液体压力大于前泵腔密封环出口液体压力,这将导致后泵腔液体泄漏量小于前泵腔液体泄漏量,造成后泵腔液体压力较前泵腔高。

3 泵腔液体压力损失系数

为了分析相似泵中,不同直径平衡孔和后密封环间隙对前、后泵腔液体压力和平衡腔液体压力的影响,参照文献[10]引入平衡孔总面积与后密封环间隙断面面积的比值 \bar{k} ,其计算公式为

$$\bar{k} = \frac{d^2 z}{8r_m b_1} \quad (5)$$

式中 z ——平衡孔数量,取 5

平衡孔直径 d 为 4、6、8、11 mm,对应 \bar{k} 分别为 1.11、2.50、4.44、8.40。由图 4 及式(3)计算获得设计工况前、后泵腔液体压力损失系数与相对半径的关系曲线,见图 5,其中相对半径 $\bar{r} = r/r_2$ 。

从图 5 可以看出,随着相对半径增大,前、后泵腔液体压力损失系数都具有先保持几乎不变然后急剧增大的规律。为了完整地描述泵腔液体压力损失系数特性曲线,将该特性曲线划分成 2 段, $\bar{r} < 0.8$ 时,前、后泵腔液体压力损失系数取其变化的均值; $0.8 \leq \bar{r} < 1$ 时,对前、后泵腔液体压力损失系数进行多项式拟合,得出其拟合公式。

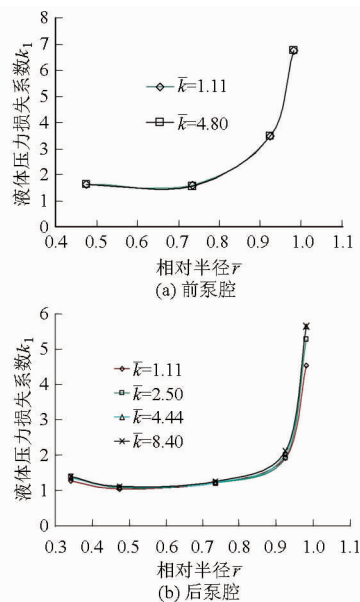


图 5 设计工况下泵腔液体压力损失系数特性曲线
Fig.5 Characteristic curves of pressure loss coefficient of pump chamber under design condition

对前泵腔, $\bar{r} < 0.8$, $k_1 = 1.592$; $0.8 \leq \bar{r} < 1$, k_1 计算公式为

$$k_1 = 11\ 880\bar{r}^4 - 40\ 879\bar{r}^3 + 52\ 761\bar{r}^2 - 30\ 258\bar{r} + 6\ 505 \quad (6)$$

对后泵腔, $\bar{r} < 0.8$, $k_1 = 1.272$; $0.8 \leq \bar{r} < 1$, \bar{k} 为 1.11、2.50、4.44、8.40 时 k_1 计算公式分别为

$$k_1 = 15\ 811\bar{r}^4 - 54\ 519\bar{r}^3 + 70\ 452\bar{r}^2 - 40\ 433\bar{r} + 8\ 696 \quad (7)$$

$$k_1 = 15\ 629\bar{r}^4 - 53\ 599\bar{r}^3 + 68\ 909\bar{r}^2 - 39\ 358\bar{r} + 8\ 427 \quad (8)$$

$$k_1 = 17\ 944\bar{r}^4 - 61\ 649\bar{r}^3 + 79\ 399\bar{r}^2 - 45\ 427\bar{r} + 9\ 742 \quad (9)$$

$$k_1 = 16\ 407\bar{r}^4 - 56\ 158\bar{r}^3 + 72\ 051\bar{r}^2 - 41\ 061\bar{r} + 8\ 770 \quad (10)$$

当 $0.8 \leq \bar{r} < 1$, 前、后泵腔液体压力损失系数拟合公式的决定系数 $R^2 = 0.9999$ 。

文献[17]在 150ROD-100×6 单级模型泵上,对前泵腔液体压力进行了测试。该泵性能参数为:流量 $Q = 220$ m³/h,扬程 $H = 100$ m,额定转速 $n = 2\ 950$ r/min。叶轮外半径 $r_2 = 140$ mm。由式(4)计算该泵在设计工况下叶轮出口势扬程为 79.85 m,实测泵进口液体压力 $p_1 = -20$ kPa。本文计算其前泵腔液体压力时, $\bar{r} < 0.8$, $k_1 = 1.592$; $0.8 \leq \bar{r} < 1$, 用式(6)计算其 k_1 值,图 6 为设计工况前泵腔测压孔中心半径为 95、110、125、137.5 mm 处液体压力测试与理论计算的结果。

文献[18]在 IS200-150-315 型离心泵上,对后泵腔液体压力进行了测试。该泵的性能参数为:

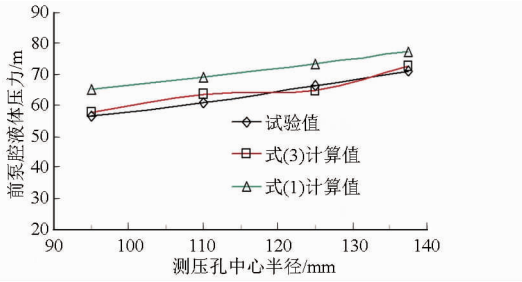


图6 前泵腔液体压力曲线

Fig. 6 Curves of fluid pressure in front pump chamber

流量 $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 32 \text{ m}$, 额定转速 $n = 1480 \text{ r}/\text{min}$ 。叶轮外半径 $r_2 = 162.5 \text{ mm}$ 。由式(4)计算出该泵在设计工况下叶轮出口势扬程为 26.19 m , 实测泵进口液体压力 $p_1 = -25 \text{ kPa}$ 。本文计算其后泵腔液体压力时, $\bar{r} < 0.8$, $k_1 = 1.272$; $0.8 \leq \bar{r} < 1$, 因该泵的比面积为 1, 用式(7)计算其 k_1 值。图 7 为设计工况后泵腔测压孔中心半径 110、130、155 mm 处液体压力测试与理论计算的结果。

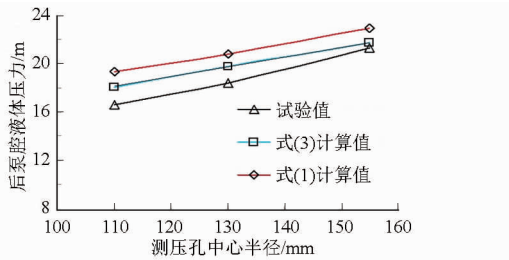


图7 后泵腔液体压力曲线

Fig. 7 Curves of fluid pressure in back pump chamber

由图 6、7 看出, 用式(1)计算前、后泵腔液体压力最大相对误差分别为 15.94%、16.32%, 用式(3)计算前、后泵腔液体压力最大相对误差分别为 4.61%、9.04%, 验证了本文提出的有液体泄漏泵腔液体压力计算公式具有较高的可信度。

4 平衡腔液体压力测试结果及计算

图 8 是叶轮平衡孔直径 d 为 0、4、6、8、11 mm 条件下, 设计工况下平衡腔液体压力试验结果。

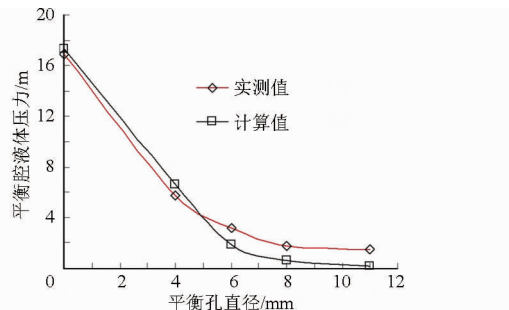


图8 平衡腔液体压力与平衡孔直径的关系曲线

Fig. 8 Relationship curves of fluid pressure in balance cavity and balance hole diameter

孔的液体泄漏量相等, 推导出的设计工况平衡腔液体压力数学模型为

$$\bar{p} = \frac{a}{1 + b k^2} \quad (11)$$

$$\text{其中 } \bar{p} = \frac{p_5 - p_1}{\rho g H} \quad a = \frac{p_4 - p_1}{H \rho g} \quad b = \left(\frac{\psi_k}{\psi_m} \right)^2$$

$$\psi_m = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.5\mu + \frac{\lambda L}{2b_1}}}$$

式中 \bar{p} ——平衡腔液体压力系数

a 、 b ——待定系数

μ ——密封环形状系数

ψ_k ——平衡孔流量系数, 取 $0.62^{[19]}$

ψ_m ——后密封环流量系数

λ ——密封环间隙的阻力系数

L ——后密封环长度, mm

p_4 ——后密封环进口液体压力, Pa

p_5 ——平衡腔液体压力, Pa

本文计算时认为平衡腔液体压力和泵进口液体压力都沿着径向方向均匀分布^[1,20]。后密封环进口液体压力 p_4 所在的半径为 r_m , 因 $\bar{r} = r_m/r_2 < 0.8$, 在平衡孔直径为 0~11 mm 时, $k_1 = 1.272$, 由式(3)可求出 p_4 。在计算平衡孔流量系数 ψ_k 时本文取 $\mu = 0.28$, $\lambda = 0.05$ 。经计算设计工况平衡腔液体压力数学模型为 $\bar{p} = \frac{0.5408}{1 + 1.3032k}$, 叶轮平衡孔直径 d 为 0、4、6、8、11 mm 时, 对应的 \bar{k} 为 0、1.11、2.50、4.44、8.40, 依据设计工况平衡腔液体压力数学模型和平衡腔液体压力系数定义, 可计算出平衡腔液体压力理论值, 计算结果见图 8。

平衡腔区域叶轮盖板前后液体压力差造成的盖板力为

$$F = \rho g \pi r_m^2 \left(\frac{p_5}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right) \quad (12)$$

式中 F ——平衡腔区域叶轮盖板力, N

从图 8 看出, 平衡腔液体压力的试验曲线与理论曲线较为一致。平衡孔直径 $d = 0 \text{ mm}$ 时平衡腔液体压力最大, 平衡孔直径 $d \geq 6 \text{ mm}$ 时平衡腔液体压力曲线趋于平坦, $d > 8 \text{ mm}$ 时液体压力曲线是几乎平行于横坐标轴的直线, 这表明叶轮平衡孔直径达到一定程度, 对降低平衡腔液体压力及减少轴向力的效果并不明显, 即过大的叶轮平衡孔直径平衡轴向力效果并不明显, 还会造成泵泄漏量增加, 容积效率降低。对于试验泵来说, 从控制平衡腔液体泄漏量减少其液体压力及轴向力的角度, 平衡孔直径在 6~8 mm 之间较为合适。平衡孔直径为 6~8 mm

文献[19]基于液体通过后密封环和叶轮平衡

时,平衡腔液体压力的实测与理论计算的差值为 1.19 ~ 1.27 m,由此造成的平衡腔区域盖板力由式(6)计算结果仅为 74 ~ 79 N,这一误差在轴向力计算的允许范围内,验证了设计工况下平衡腔液体压力数学模型较能准确地预测平衡腔液体压力。

5 结论

(1)通过对不同直径平衡孔时前、后泵腔液体压力测试发现,对这种前后密封环直径相同的叶轮,在密封环正常时密封环以上的前、后泵腔液体压力分布是不相同的,且后泵腔液体压力普遍较前泵腔液体压力高。

(2)提出了设计工况有液体泄漏泵腔液体压力计算公式及其液体压力损失系数的具体确定方法。前、后泵腔液体压力损失系数随着相对半径的增大都具有先保持几乎不变然后急剧增大的规律。并用 2 台离心泵泵腔液体压力测试结果,验证了设计工况有液体泄漏泵腔液体压力计算公式具有较高的可信度。

(3)设计工况下平衡腔液体压力的理论计算结果与试验结果对比表明,设计工况平衡腔液体压力数学模型能较准确地预测出平衡腔液体压力,并从控制平衡腔液体泄漏量减少其液体压力及轴向力的角度,提出试验泵平衡孔直径在 6 ~ 8 mm 较为合适。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2010:564 - 565.
- 2 沈阳水泵研究所,中国农业机械化科学研究院. 叶片泵设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,1979.
- 3 VERBA A, SEBESTYEM G. Contribution to the calculation of axial thrust of multistage pumps[J]. Pumps in Power Stations, 1966, 98(5):23 - 34.
- 4 LINO T, SATO H, MIYASHIRO H. Hydraulic axial thrust in multistage centrifugal pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1980, 210(3):163 - 174.
- 5 杨军虎,王春龙,李金平. 离心泵泵腔内液体流动数模型研究[J]. 农业机械学报, 2003, 34(6):68 - 72.
YANG Junhu, WANG Chunlong, LI Jinping. Mathematical model of flow inside a centrifugal pump casing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(6):68 - 72. (in Chinese)
- 6 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)
- 7 魏清顺,刘在伦. 基于 CFD 的离心泵浮动叶轮平衡腔压力数值分析与验证[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(14): 103 - 107.
WEI Qingshun, LIU Zailun. Numerical analysis and validation of floating impeller balance chamber pressure in centrifugal pump based on CFD[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(14): 103 - 107. (in Chinese)
- 8 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)
- 9 施卫东,李启峰,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)
- 10 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.
MU 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)
- 11 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 the floating impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 113 - 115. (in Chinese)
- 12 刘在伦,李琪飞. 水力机械测试技术[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2009.
- 13 刘在伦,贾晓,张森,等. 叶轮轴向位移对离心泵腔液体压力的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2014, 40(6):65 - 69.
LIU Zailun, JIA Xiao, ZHANG Sen, et al. Effect of impeller axial displacement on fluid pressure in pump cavity[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2014, 40(6):65 - 69. (in Chinese)
- 14 刘在伦,孙雨,王东伟,等. 离心泵泵腔流道液体泄漏量试验与计算方法[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6):97 - 101.
LIU Zailun, SUN Yu, WANG Dongwei, et al. Experiment and calculation method of fluid leakage in flow passage of pump chamber on centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):97 - 101. (in Chinese)
- 15 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):72 - 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):72 - 77. (in Chinese)

- 18 YOKOI K. A practical numerical framework for free surface flows based on CLSVOF method, multi-moment methods and density-scaled CSF model; numerical simulations of droplet splashing[J]. *Journal of Computational Physics*, 2013, 232(1): 252 – 271.
- 19 GUO Y, WEI L, LIANG G, et al. Simulation of droplet impact on liquid film with CLSVOF[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014, 53: 26 – 33.
- 20 杨宝海. 喷雾冷却中液滴撞击固体壁面的动态特性及传热特性研究[D]. 重庆:重庆大学, 2013.
- 21 UBBINK O, ISSA R I. A method for capturing sharp fluid interfaces on arbitrary meshes[J]. *Journal of Computational Physics*, 1999, 153(1): 26 – 50.
- 22 HSIANG L P, FAEH G M. Drop deformation and breakup due to shock wave and steady disturbances[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1995, 21(4): 545 – 560.
- 23 宋云超. 气液两相流动相界面追踪方法及液滴撞击壁面运动机制的研究[D]. 北京:北京交通大学, 2012.
- 24 SHINJO J, UMEMURA A. Simulation of liquid jet primary breakup; dynamics of ligament and droplet formation [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2010, 36(7): 513 – 532.

~~~~~

(上接第 47 页)

- 16 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)
- 17 何玉洁, 周广凤, 潘金秋, 等. 化多机泵轴向力实验[J]. *排灌机械*, 2009, 27(2): 108 – 109.  
HE Yujie, ZHOU Guangfeng, PAN Jinqiu, et al. Experiment for axial thrust of multi-stage pump for seawater desalination[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(2): 108 – 109. (in Chinese)
- 18 唐忻. 离心泵后盖板上压力分布规律的探索[J]. *水轮泵*, 1987(2): 30 – 34.  
TANG Xin. The exploration of pressure distribution on centrifugal pump rear shroud[J]. *Turbine Pump*, 1987(2): 30 – 34. (in Chinese)
- 19 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)
- 20 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京:石油大学出版社, 1990.

~~~~~

(上接第 232 页)

- 18 ACEVEDO N C, BRIONES V, BUERA P, et al. Microstructure affects the rate of chemical, physical and color changes during storage of dried apple discs[J]. *Journal of Food Engineering*, 2008, 85(2): 222 – 231.
- 19 KROKIDA M K, MAROULIS Z B. Effect of microwave drying on some quality properties of dehydrated products [J]. *Drying Technology*, 1999, 17(3): 449 – 466.
- 20 YAN Z, SOUSA-GALLAGHER M J, OLIVEIRA F A R. Shrinkage and porosity of banana, pineapple and mango slices during air-drying[J]. *Journal of Food Engineering*, 2008, 84(3): 430 – 440.
- 21 MAYOR L, MOREIRA R, SERENO A M. Shrinkage, density, porosity and shape changes during dehydration of pumpkin (*Cucurbita pepo* L.) fruits[J]. *Journal of Food Engineering*, 2011, 103(1): 29 – 37.
- 22 王庆慧, 戴光, 王丹枫. 过热液体爆炸能量及超压分析[J]. *化工机械*, 2011, 38(3): 301 – 304.
WANG Q H, DAI G, WANG D F. The analysis of the superheated liquid explosive energy and overpressure[J]. *Transactions of the Chemical Machinery*, 2011, 38(3): 301 – 304. (in Chinese)
- 23 胡连营, 张雷. 凝结水闪蒸与闪蒸凝结水[J]. *节能*, 2006, 25(1): 58 – 60.
- 24 余运波. 沸腾液体膨胀蒸汽爆炸模型修正探讨[J]. *湖南安全与防灾*, 2011(3): 46 – 47.
- 25 胡承望. 微元法的应用研究[J]. *长江大学学报:自然科学版*, 2008, 5(3): 142 – 143.