

离心泵叶轮平衡孔液体泄漏量特性试验*

刘在伦¹ 王东伟¹ 梁 森²

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050;
2. 霍尼韦尔环境自控产品(天津)有限公司, 天津 300457)

【摘要】 在3BA-6型单级单吸离心泵上,通过更换不同直径平衡孔叶轮的试验,测量了叶轮后密封出口压力、泵进口压力,得出了平衡腔内液体压力、泵进口压力与泵扬程的试验曲线。据此计算得到了平衡孔液体泄漏量特性曲线。在设计工况下,比较分析了当平衡孔直径不同时平衡孔液体泄漏量理论曲线与试验曲线。实测泵轴向力曲线表明依据平衡孔泄漏量特性曲线计算得到的轴向力曲线,可以满足工程计算需要。

关键词: 离心泵 叶轮 平衡孔 泄漏量 轴向力
中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)07-0085-04

Fluid Leakage Characteristic Test on Balance Aperture of Centrifugal Pump Impeller

Liu Zailun¹ Wang Dongwei¹ Liang Sen²

(1. College of Energe and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China
2. Honeywell Environmental and Combustion Controls (Tianjin) Co., Ltd., Tianjin 300457, China)

Abstract

The test by changing different diameters of balanced hole in the 3BA-6 single grade single suction pump was made. The pressure of outlet of impeller rear sealing and the pressure of inlet in pump were measured. The test curves of the liquid pressure in balance cavum and the pump head, and the pressure of import of the pump and the pump head were both obtained. Thus the fluid leakage characteristic curves of balance cavum were obtained. The theoretical curves and the test curves of fluid leakage in balance cavum at the different diameters were compared and analyzed in design condition. After measured the axial force curves of pump, the result showed that axial force curves which obtained by calculating based on the fluid leakage characteristic curves of balance cavum could meet the engineering calculation need.

Key words Centrifugal pump, Impeller, Balanced hole, Leakage, Axial force

引言

在水泵设计、运行中轴向力是必须考虑的重要因素。离心泵平衡轴向力的方法主要有平衡孔法、平衡管法、背叶片法、平衡鼓法及平衡盘法等。采用平衡孔平衡轴向力是在叶轮后盖板附设后密封,后密封环将叶轮与泵体之间的腔体分为泵腔和平衡腔,并在构成平衡腔体的叶轮后盖板上钻几个小孔,

故称平衡孔。叶轮排出的部分高压液体经后密封环减压后,通过平衡孔重新回到叶轮进口。平衡孔直径越大,液体流过平衡孔泄漏量越大,平衡腔内液体压力越小,平衡孔平衡轴向力能力就越大。平衡腔内液体流动是由叶轮旋转和平衡孔泄漏量共同引起的,且液体通过平衡孔泄漏引起的流动为主流。平衡孔泄漏量特性直接影响平衡腔内液体压力以及叶轮盖板力的精确计算。本文在3BA-6型离心泵

收稿日期: 2011-08-09 修回日期: 2011-10-15
* 国家自然科学基金资助项目(51079066)
作者简介: 刘在伦,教授,主要从事泵设计理论与测试技术研究,E-mail: liuzl88@sina.com

上,通过更换不同直径平衡孔叶轮进行试验,测量叶轮后密封环出口压力和泵进口压力,研究平衡孔液体泄漏量特性。通过对叶轮平衡腔内液体泄漏量特性的试验研究,为其结构在工程中的应用提供理论依据。

1 平衡孔液体泄漏量计算方法

叶轮以匀角速度旋转,叶轮平衡腔及其内部液体整体地绕泵轴以匀角速度旋转,液体处于相对静止的平衡状态,又由于平衡孔长径比 $0.5 < l/d \leq 4$,所以液体流经叶轮平衡孔的泄漏量可按短壁小孔来计算,其泄漏流量为^[1~2]

$$q_v = z c_q f \sqrt{2g\Delta H}$$

其中 $f = \frac{\pi}{4} d^2$

式中 z ——平衡孔数量 c_q ——流量系数
 f ——平衡孔过流断面面积, m^2
 d ——平衡孔直径, m
 ΔH ——平衡孔前后压力差, m

由于平衡腔体径向和轴向尺寸一般都较小,可认为平衡腔内液体压力沿着径向方向均匀分布^[3],也就是说平衡腔内液体的压力为后密封环出口压力。平衡孔前后的压力差 ΔH 为

$$\Delta H = \frac{p}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}$$

式中 p_1 ——泵进口液体压力, Pa
 p ——平衡腔内液体压力, Pa

2 平衡孔液体泄漏量特性试验

2.1 试验方案与测试结果

为了得到平衡孔液体泄漏量特性,专门设计了如图 1 所示的装置。试验泵型号为 3BA-6 型单级单吸离心泵,设计参数为:流量 $60\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 50 m ,转速 $2\,900\text{ r/min}$,比转数 87。

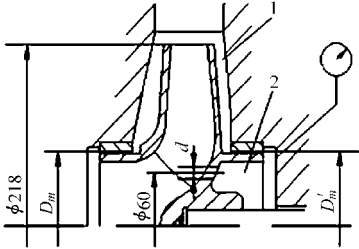


图 1 测量平衡腔压力的结构示意图

Fig.1 Structure of measuring pressure in balance cavum

1. 泵腔 2. 平衡腔

试验在兰州理工大学水泵开式试验台上进行,泵的进、出口液体压力用 1151 型智能压力变送器测量;后密封环出口的液体压力用 YB-150 型标准压

力表测量;流量用 LW-DN80 型智能涡轮流量计测量;转速与功率用安装在泵与电动机之间的转速转矩传感器测量,并配一台转速转矩仪显示转速和功率^[4~7]。

首先对叶轮几何尺寸进行了测量,后密封环直径 $D'_m = 80\text{ mm}$,长度 $L = 18\text{ mm}$;间隙 $b = 0.15\text{ mm}$,平衡孔数量 $z = 6$ 。

其次,对 3BA-6 型离心泵性能进行了测试,获得了该泵在额定转速下的流量与扬程对应关系,如表 1 所示。

表 1 泵性能测试结果
Tab.1 Performance of pump

$Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0	18	36	47	54	63
H/m	68	68	69	66	60	50

最后,在同一个叶轮上开直径 d 为 3.0、4.0、5.0、6.7、10.5 mm 的平衡孔。在泵体不变的条件下,通过更换不同直径平衡孔叶轮进行试验,获得了在不同直径平衡孔下,后密封环出口液体压力、泵进口液体压力随泵扬程的变化关系曲线,如图 2 所示。

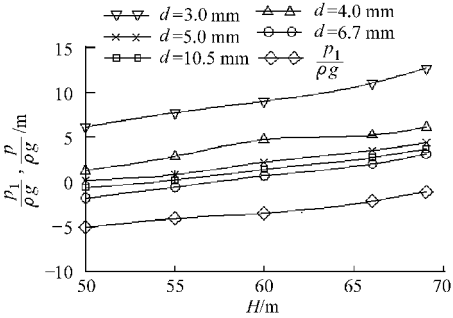


图 2 平衡腔压力与泵扬程的试验曲线

Fig.2 Test curves of liquid pressure in balance cavum and pump head

从图中可以看出,当叶轮平衡孔直径一定时,后密封环出口液体压力随着泵扬程的增大而增大,其关系曲线几乎是一条斜直线;在相同扬程下,当叶轮平衡孔直径增大时,后密封环出口液体压力随着叶轮平衡孔直径增大而降低,可见加大平衡孔直径能有效地降低内液体压力。

2.2 叶轮平衡孔液体泄漏量特性

由于叶轮高速旋转以及泵结构限制,平衡孔液体泄漏量一般不能直接测量。本文是通过测量后密封环出口和泵进口液体压力,按式(1)、(2)计算求得平衡孔泄漏量,取 $c_q = 0.62$,得到平衡腔内液体泄漏特性曲线,如图 3 所示。

从图 3 中可以看出,当平衡孔直径为定值时,平衡孔液体泄漏量随着泵扬程增大而增大,但变化不大。在相同扬程下,平衡孔液体泄漏量随着叶轮平

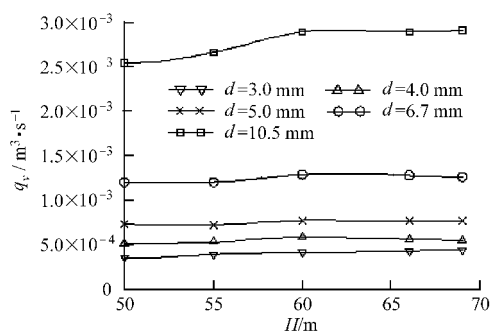


图3 平衡孔液体泄漏量特性曲线

Fig. 3 Characteristic curves of fluid leakage in balance cavity

平衡孔直径增大而增大。试验表明,叶轮平衡孔直径增大后,平衡孔液体泄漏量增大,后密封环出口液体压力降低,减少了液体作用在叶轮上的盖板力,随之也降低了泵的容积效率;选择合适的平衡孔直径,能实现泵在很小或零轴向力下工作。

文献[7]假设泵腔和平衡腔内的液体以叶轮角速度的一半旋转,密封环无泄漏量条件下推导出来了泵腔和平衡腔内的液体压力沿径向按抛物线规律分布,泵在设计工况下平衡孔液体泄漏量理论计算公式为

$$q = \sqrt{\frac{\left[H_p - \frac{1}{8g}(u_2^2 - u_B^2) \right] 2g}{\frac{\xi_m}{F_m^2} + \frac{\xi_B}{F_B^2}}} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } H_p &= \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = H_T \left(1 - \frac{gH_T}{2u_2^2} \right) \\ H_T &= \frac{H}{\eta_h} \quad \eta_h = 1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \\ \xi_m &= 1.5 + \frac{\lambda L}{2b} \quad \lambda = 0.04 \sim 0.06 \end{aligned}$$

$$F_B = z f$$

式中 H_p ——叶轮势扬程, m
 η_h ——泵水力效率
 u_2 ——叶轮出口圆周速度, m/s
 u_B ——平衡孔中心距的圆周速度, m/s
 ξ_m ——密封环间隙阻力系数
 ξ_B ——平衡孔阻力系数
 F_m ——密封环间隙过流面积, m²
 F_B ——平衡孔总面积, m²

为了便于分析相似平衡腔内液体的压力,定义比面积 $\bar{k}$ 为平衡孔总面积与后密封环间隙面积的比值,其表达式为

$$\bar{k} = \frac{\pi d^2 z}{\pi D'_m b} = \frac{d^2 z}{4 D'_m b} \quad (4)$$

将平衡孔直径 d 为 3.0、4.0、5.0、6.7、10.5 mm

分别代入式(4),计算求得比面积 $\bar{k}$ 为 1.13、2.00、3.13、5.61、13.78;将泵设计工况的性能参数及其后密封环几何尺寸代入式(3),并取 $\lambda = 0.04$, $\xi_B = 2$,得到平衡孔理论泄漏量;再由图4查出泵扬程 H 为 50、55、66、68 m 时平衡孔试验泄漏量,从而获得平衡孔液体泄漏量与比面积关系曲线,如图4所示。

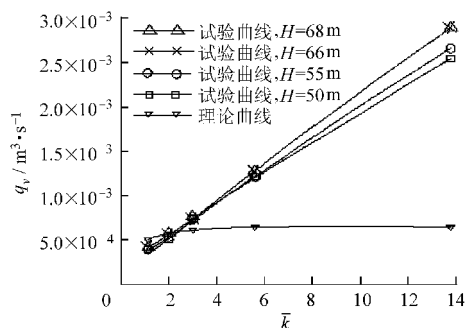


图4 平衡孔液体泄漏量与比面积关系曲线

Fig. 4 Curves of the relationship between fluid leakage and specific surface in balance cavity

从图4中可以看出,在 $1 < \bar{k} \leq 3$ 时,平衡孔液体泄漏量理论计算曲线与试验曲线基本相符;在 $\bar{k} > 3$ 时相差较大,原因是按式(3)计算平衡孔液体泄漏量时,变量 F_B 值对 q_v 值影响较小;在恒扬程下,试验获得的平衡孔液体泄漏量与比面积关系曲线几乎是一条斜直线。在离心泵设计中,传统做法是当后密封环直径确定后, $\bar{k}$ 取 4~5,并按式(3)计算出平衡孔泄漏量,使其值满足泵设计流量的 2%~5% 的给定条件,否则重新给定平衡孔直径。可见,按式(3)校核计算平衡孔泄漏量值得商榷。

3 轴向力计算与试验验证

计算 3BA-6 型单级单吸离心泵轴向力时,取与文献[7]相同工况点(流量 56 m³/h、扬程 60 m)和相同的平衡孔直径。当平衡孔直径 d 为 3.0、4.0、5.0、6.7、10.5 mm 时,相应的比面积 $\bar{k}$ 为 1.13、2.00、3.13、5.61、13.78 时,分别计算该泵轴向力。

3.1 平衡腔与叶轮进口液体压差产生的轴向力

平衡孔属短壁小孔,水力损失主要是突然扩大、突然收缩造成的局部损失,又由于平衡腔内液体叶轮是相对静止的平衡状态,平衡孔前后的压力差又可表示为^[8]

$$\Delta H = \xi_B \frac{1}{2g} \left(\frac{4q_v}{\pi d^2 z} \right)^2 \quad (5)$$

本文计算取 $\xi_B = 2$, q_v 由图4求得。

平衡腔与叶轮进口液体压差产生的轴向力为 F_1 ,其方向与叶轮进口流速方向相反

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_m'^2 - d_h^2) \rho g \Delta H \quad (6)$$

式中 d_h ——叶轮轴直径,取 0.04 m

3.2 动反力引起的轴向力

液体流入叶轮进口至叶轮出口流出的速度大小及方向均不相同,因此,在叶轮上作用着一个动反力 F_2 ,其方向与叶轮进口流速方向相同

$$F_2 = \rho Q_T (v_{m_0} - v'_{m_2} \cos \lambda) \quad (7)$$

其中 $Q_T = Q/\eta_v$

式中 Q_T ——流经叶轮理论流量, m^3/s

v_{m_0} ——液体进入叶轮叶片前轴面速度, m/s

v'_{m_2} ——液体流出叶轮后轴面速度, m/s

λ ——轴面速度 v'_{m_2} 与叶轮轴线夹角

3BA-6 型泵叶轮为径向叶轮, $v'_{m_2} \cos \lambda = 0$, $\eta_v = 0.97$, $v_{m_0} = 4.04 \text{ m/s}$ 。

3.3 轴头吸入压力和大气压力不同产生的轴向力

3BA-6 型为单级单吸离心泵,轴头吸入压力和大气压力不同产生的轴向力为 F_3 ,方向与叶轮进口流速方向相反

$$F_3 = \frac{\pi}{4} d_h \rho g \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right) \quad (8)$$

当地大气压 $\frac{p_a}{\rho g} = 8.5 \text{ m}$, $\frac{p_1}{\rho g}$ 值由图 2 可知,其值为 -3.6 m 。

3.4 液体作用在叶轮上总轴向力

定义轴向力方向与叶轮进口流速方向相反为正,相同为负,则液体作用在叶轮上总轴向力为

$$F = F_1 - F_2 + F_3 \quad (9)$$

理论计算轴向力、实测轴向力与比面积关系曲线如图 5 所示。

从图 5 可以看出,轴向力理论曲线与试验曲线形状相似,但在相同比面积下理论值小于试验值,这主要原因是高压液体作用在扭曲叶片工作面 and 背面

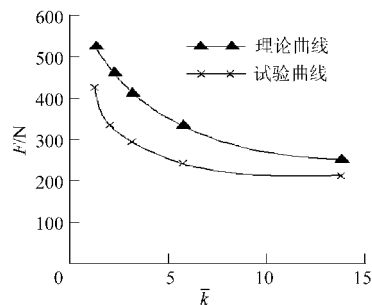


图 5 轴向力与比面积关系曲线

Fig. 5 Curves of relationship between axial force and specific surface

压差产出轴向力很难计算;密封环以上液体作用在叶轮前、后盖板压力也不完全相同;测试装置精度及测量误差等。图 5 也说明按图 4 给出的平衡孔泄漏量特性曲线计算泵轴向力,可以满足工程计算需要。

4 结束语

在 3BA-6 型单级单吸离心泵叶轮前、后密封环直径相同条件下,通过更换不同平衡孔直径的叶轮试验,测量了叶轮后密封出口压力、泵进口压力,得出了平衡腔内液体压力、泵进口压力与泵扬程的试验曲线。依据试验曲线,按短壁小孔计算了液体通过平衡孔的泄漏量,获得了平衡孔液体泄漏量特性曲线。本文还比较分析了泵在设计工况下,当平衡孔直径不同时平衡孔液体泄漏量理论曲线与试验曲线。依据平衡孔泄漏量特性曲线,在不同平衡孔直径下对 3BA-6 型单级单吸离心泵轴向力进行了计算,得到了轴向力与比面积关系的轴向力理论曲线,并与轴向力试验曲线进行了比较分析,研究表明按本文给出的平衡孔泄漏量特性曲线计算泵轴向力,可以满足工程计算需要。

参 考 文 献

- 陆敏恂,李万莉. 流体力学与液压传动[M]. 上海:同济大学出版社,2006.
- 刘在伦,魏列江,齐学义,等. 新型轴向力平衡装置间隙泄漏量的计算[J]. 农业机械学报,2005,36(12):74~76.
Liu Zailun, Wei Liejiang, Qi Xueyi, et al. Calculation of gap leakage flow rate in new axial thrust device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(12):74~76. (in Chinese)
- 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)
- 牟介刚,李思,郑水华,等. 多级离心泵叶轮级间泄漏对轴向力影响[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)
- 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.
- 刘在伦,王保明,梁森. 浮动叶轮平衡腔内压力的试验分析[J]. 排灌机械,2007,25(5):6~8.
Liu Zailun, Wang Baoming, Liang Sen. Experimental study on the pressure in the balance of floating impeller [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(5):6~8. (in Chinese)

流占优的流动问题, Navier - Stokes 方程表现出非常接近对流扩散方程的性质, 此时应用 FCBI 类插值函数可以自动引入迎风格式, 不包含任何人工系数, 尤其是流线 FCBI 插值函数可以较精确地描述单元内对流速度的分布, 获得较精确的计算结果; 而对于非对流占优的流动问题, Navier - Stokes 方程表现出强烈的扩散特性, 此时用 FCBI 类插值函数并不能合理地描述单元内对流速度的分布。换句话说, 迎风格式在处理非对流占优问题上会引入过多的人工耗散, 并不适用。

3 结束语

研究了控制体有限元中传统 FCBI、推广 FCBI

和流线 FCBI 插值函数, 选择方腔流动和 S 型管道流动 2 个算例, 讨论了 3 种方法的特性与共性。对对流占优问题, 尤其是流动较为复杂的对流占优问题, 流线 FCBI 插值函数能更好的描述单元中速度的分布, 较其他 2 种单元更容易获得稳定的收敛解; 对非对流占优问题, 3 种方法的精度在 Re_Δ 数较高时略低, 这是因为 3 种方法均引入过多的人工粘性项, 此时在流线方向上引入的人工粘性项远远超过了在非流线方向引入的人工粘性项, 是数值误差的主要来源, 流线 FCBI 方法优势不明显。算例分析表明, 对于非对流占优问题, 当 Re_Δ 小于 5 时, FCBI 类方法能获得较精确的计算结果。

参 考 文 献

- Baliga B R, Patankar S V. A control volume finite-element method for two-dimensional fluid flow and heat transfer [J]. Numerical Heat Transfer, 1983, 6(3):245 ~ 262.
- Banaszek J. Comparison of control volume and Galerkin finite element methods for diffusion-type problems [J]. Numerical Heat Transfer, Part B, 1989, 16(1):59 ~ 78.
- Martinez M J. Comparison of Galerkin and control volume finite element for advection-diffusion problems [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2006, 50(3):347 ~ 376.
- Piller M, Stalio E. Development of a mixed control volume-finite element method for the advection-diffusion equation with spectral convergence [J]. Computers & Fluids, 2011, 40(1):269 ~ 279.
- Bathe K J, Zhang H. A flow-condition-based interpolation finite element procedure for incompressible fluid flows [J]. Computers & Structures, 2002, 80(14 ~ 15):1 267 ~ 1 277.
- Bathe K J, Zhang H. Finite element developments for general fluid flows with structural interactions [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 60(1):213 ~ 232.
- Ghia U, Ghia K N, Shin C T. High-Re solutions for incompressible flow using the Navier - Stokes equations and a multigrid method [J]. Journal of Computational Physics, 1982, 48(3):387 ~ 411.
- Bathe K J. Finite element procedures [M]. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1996.
- 李庆扬, 关治, 白峰杉. 数值计算原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- Zienkiewicz O C, Taylor R L. 流体动力学 [M]. 符松, 刘扬扬, 译. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- 宋宇, 曹树良. 考虑不可凝结气体的空化流模型及数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1):1 ~ 5.
Song Yu, Cao Shuliang. Cavitation model with non-condensable gas effect and its numerical simulation [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1):1 ~ 5. (in Chinese)

(上接第 88 页)

- 陆雄, 范宗林, 雪建欣. 单级单吸离心泵轴向力实验研究 [J]. 水泵技术, 1998(3):3 ~ 9.
Lu Xiong, Fan Zonglin, Xue Jianxin. The study of the axial force of single-stage single-suction centrifugal pump [J]. Pump Technology, 1998(3):3 ~ 9. (in Chinese)
- 关醒凡. 泵的理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- 何朝辉, 陈存东, 王拥军. 管道式磁力泵轴向力研究 [J]. 排灌机械, 2000, 18(6):3 ~ 7.
He Zhaohui, Chen Cundong, Wang Yongjun. The study on axial force of pipeline magnetic pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2000, 18(6):3 ~ 7. (in Chinese)
- 蒋庆磊, 戴维平, 吴大转, 等. 离心泵内泄漏流计算及其对转子振动的影响 [J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3):202 ~ 206.
Jiang Qinglei, Dai Weiping, Wu Dazhuan, et al. Computation of leakage flow in centrifugal pumps and its effects on rotor's vibration [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3):202 ~ 206. (in Chinese)