

多级离心泵叶轮级间泄漏对轴向力的影响^{*}

牟介刚 李思 郑水华 金建波 苏苗印 赵永攀

(浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310014)

【摘要】 理论分析了叶轮级间泄漏对叶轮前后盖板外侧腔体内液体流动状态的影响,指出轴向力的实际大小与计算值之间存在着差异。通过离心泵轴向力试验装置,对液流速度分布和轴向力进行了试验,研究表明:叶轮前后盖板外侧腔体内液体并不是以叶轮0.5倍的角度进行运转,前盖板外侧大于0.5倍,后盖板外侧小于0.5倍;叶轮两侧的压力分布不一致,前盖板外侧压力小,后盖板外侧压力大;轴向力计算值小于实际轴向力,应对行业应用的传统轴向力计算公式进行修正。

关键词: 多级离心泵 叶轮 级间泄漏 轴向力

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)07-0040-05

Influence of Interstage Leakage on the Axial Force of the Multistage Centrifugal Pump

Mou Jiegang Li Si Zheng Shuihua Jin Jianbo Su Miaoyin Zhao Yongpan

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract

The influence of interstage leakage among impellers to the flow state outside the front and back shrouds of the multistage centrifugal pump was studied. The velocity distribution of inner flow and the value of axial force were measured by the experimental device of centrifugal pump. The results indicated that the rotation velocity of the liquid outside the front shroud was 0.5 times larger than the angular velocity of impellers, and the velocity outside the back shroud was 0.5 times less than the angular velocity. The pressure outside the front shroud was lower than the value outside the back shroud. The actual value of axial force was lower than the calculated. And the formula of the axial force should be modified.

Key words Multistage centrifugal pump, Impeller, Interstage leakage, Axial force

引言

在多级离心泵的运行工作过程中,由于叶轮结构不对称以及介质冲击叶轮等原因,液体作用多级叶轮在轴向产生较高的轴向力。过高的轴向力对多级离心泵的正常运行造成危害,在高压的情况下,轴向力的大小有时将达到上百吨,直接影响泵运行的可靠性^[1-5]。因此在多级离心泵的设计过程中,必须要设计平衡装置将轴向力予以平衡。为了理想地设计平衡装置,首先要准确地计算轴向力,目前计算

轴向力的公式有几种^[6-8],但按传统计算方法算出的结果与实际结果差别较大,计算值小于实际轴向力,致使一些平衡装置经常出现故障,不能满足现场实际运行的要求。随着计算流体力学 CFD 的发展,国内外学者开始通过数值模拟方法对轴向力进行计算,但计算结果与试验值仍有一定差距^[9-11]。叶轮级间泄漏是影响计算值准确性的重要因素,本文在理论分析的基础上,通过离心泵轴向力试验装置对叶轮级间泄漏进行研究,测试轴向力的大小和叶轮前后两侧液体的速度、压力,对实测结果进行分析,

研究影响轴向力计算准确性的各种因素。

1 轴向力的计算

1.1 轴向力的理论假设

轴向力的传统理论计算以 5 种假设为前提条件^[12]：①叶轮前后盖板外侧的压力按相同抛物线规律分布。②叶轮前后盖板外侧的腔体内液体以叶轮角速度 0.5 倍的速度旋转。③每级叶轮前后盖板外侧的腔体内液体是无泄漏流动。④叶轮盖板两侧，密封环至叶轮出口外径处压力分布一致，压力互相抵消，不存在压差。⑤多级泵每级叶轮的出口宽度、流量、出口压力相同。

1.2 轴向力

产生轴向力的原因有多种，最主要的有两种，一是由于叶轮结构不对称，致使前后盖板外表面压力分布不对称，产生压差，形成一个轴向力；二是液体流经叶轮后，由于方向发生变化，液体冲击叶轮产生一个动反力。具体计算方法如下：

(1) 压差产生的轴向力 F_1

图 1 是闭式叶轮前后盖板上压力的分布情况。根据前面提出的假设，可推导出计算公式为

$$F_1 = \rho g \pi (R_{m1}^2 - r_h^2) \left[H_p - \left(1 - \frac{R_{m1}^2 - r_h^2}{2R_2^2} \right) \frac{u_2^2}{8g} \right] \quad (1)$$

式中 F_1 ——轴向力，N

H_p ——单级叶轮的势扬程，m

R_2 ——叶轮出口半径，m

R_{m1} ——叶轮密封环半径，m

r_h ——轮毂半径，m

ρ ——液体密度，取 $\rho = 1\ 000\ \text{kg/m}^3$

g ——重力加速度， m/s^2

u_2 ——叶轮出口直径圆周速度， m/s

轴向力的方向是由叶轮右侧指向叶轮左侧（即指向叶轮吸入侧）。

(2) 动反力 F_2 的计算

图 2 是液体进出口叶轮的轴面速度变化示意图

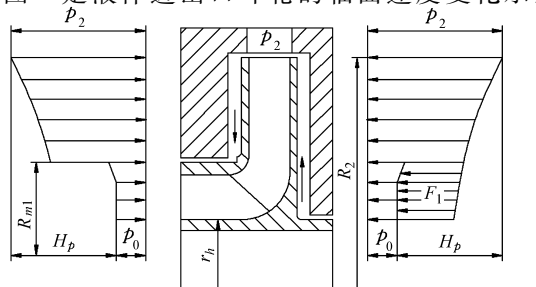


图 1 叶轮前后盖板上压力分布图

Fig. 1 Pressure distribution on the front and the back shroud of impeller

图，动反力的计算为

$$F_2 = \rho Q_i (v_{m0} - v'_{m2} \cos \lambda_2) \quad (2)$$

式中 F_2 ——动反力，N

Q_i ——流经叶轮流量， m^3/s

v_{m0} ——液体进入叶轮叶片前轴面速度， m/s

v'_{m2} ——液体流出叶轮后的轴面速度， m/s

λ_2 ——轴面速度 v'_{m2} 与叶轮轴线的夹角

动反力的方向是由叶轮左侧指向叶轮右侧。

(3) 总的轴向力 F 的

计算

对于多级泵总的轴向力计算公式为

$$F = \sum (F_1 - F_2) \quad (3)$$

估算总的轴向力数值，可按如下经验公式进行计算

$$F = KH_1 \rho g \pi (R_m^2 - r_h^2) i \quad (4)$$

式中 F ——轴向力，N

i ——叶轮级数

H_1 ——单级叶轮的扬程，m

K ——轴向力试验系数

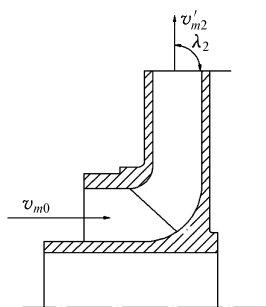


图 2 液体进出叶轮轴面速度变化示意图

Fig. 2 Axial velocity at inlet and outlet of impeller

2 计算误差的理论分析

轴向力大小和叶轮外表面与泵体之间液体流动状态有关，轴向力的计算式(3)是在前面 5 种假设情况下推导出来的，但由于存在叶轮级间泄漏的现象，液体的流动状态将发生变化，5 种假设是很难保证的^[13-14]。图 3 是多级离心泵叶轮级间泄漏情况的示意图，在运转工作过程中，首级叶轮和次级叶轮，在叶轮前盖板外侧腔体内，由于密封环处存在间隙，产生液体泄漏，液体由叶轮前盖板外侧的高压区向叶轮进口处的低压区流动，泄漏量的大小与口环处的间隙大小有直接关系。此泄漏导致叶轮前盖板外侧腔体内的液体流动状态发生变化，使液体旋转速度增大，压力变小。在叶轮后盖板外侧腔体内，由于导叶衬套处存在间隙，同样也要产生液体泄漏，液体由后一级叶轮进口的高压区向前一级叶轮后盖板外侧腔体内的低压区流动，泄漏量的大小与导叶衬套处的间隙大小相关，此泄漏导致叶轮后盖板外侧腔体的液体流动状态发生变化，使液体旋转速度变小，压力变大。在末级叶轮的后盖板外侧腔体内，由于节流衬套处存在间隙，液体由叶轮后盖板的外侧向密封腔体内泄漏，泄漏量的大小与节流衬套处的间隙大小相关。此泄漏使得末级叶轮后盖板外侧腔

体内的液体旋转速度增大,压力变小。

液体的流动状态与密封环间隙、导叶衬套间隙、节流衬套间隙相关,文献[15]对此问题进行了深入研究。研究发现,当泵密封环严重磨损时,叶轮前盖板外侧的液体按 $v_u r = \text{const}$ (v_u 为圆周速度, r 为液体质点半径, const 为常数) 的规律流动,叶轮后盖板外侧的液体是以速度近似等于叶轮圆周速度一半的速度流动。

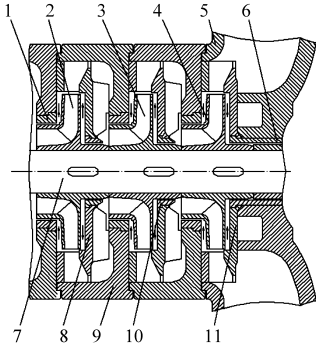


图3 叶轮级间泄漏情况的示意图

Fig.3 Interstage leakage of the impellers

1. 密封环 2. 首级叶轮 3. 次级叶轮 4. 末级叶轮 5. 出水段
6. 节流衬套 7. 泵轴 8. 导叶 9. 中段 10. 导叶衬套 11. 末级导叶

由上述分析可以看出,由于多级离心泵叶轮之间存在泄漏,改变了叶轮前后盖板外侧腔体的液体流动状态,液体压力并非按相同抛物线规律分布;两侧液体的旋转速度也不一致,前盖板外侧要大一些,后盖板外侧要小一些(不包括末级叶轮);叶轮前后盖板两侧密封环至叶轮出口外径处的压力分布不一致,压力不能相互抵消,存在压力差。通过式(4)计算轴向力要明显小于实际轴向力,当间隙增大,叶轮前后盖板外侧的流动状态差异将进一步加大,计算轴向力与实际轴向力的差异将急剧加大,按计算值设计的平衡机构,将很难保证平衡实际轴向力的需求,平衡机构频繁出现故障也就在所难免。

3 试验方案

为了进一步了解和掌握多级离心泵叶轮两侧液体的流动状态和实际轴向力的情况,本文通过设计离心泵轴向力试验装置,开展了对多级离心泵叶轮外侧液体的速度、压力和实际轴向力大小的研究。

3.1 试验装置的结构和性能参数

试验装置具体结构如图4所示。性能参数为: $Q = 180 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 40 \text{ m}$, $n = 1490 \text{ r}/\text{min}$ 。

3.2 试验内容

(1) 利用开式试验台测量试验装置测量泵的外特性,主要有流量、扬程、转速、效率、汽蚀余量等参

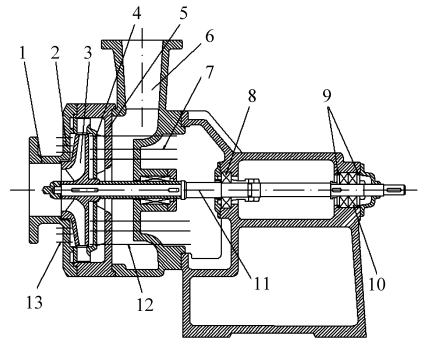


图4 试验装置具体结构示意图

Fig.4 Structure of the experimental device

1. 前泵盖 2. 前腔探针 3. 叶轮 4. 导叶 5. 中段 6. 吐出段
7. 后腔测压孔 8. 径向轴承 9. 轴向测力环 10. 推力轴承
11. 泵轴 12. 后腔探针 13. 前腔测压孔

数。

(2) 在叶轮前后盖板外侧的腔体内,沿不同半径设置测压孔和探针,测量前后腔体不同半径处的速度和压力,分析研究液体流动变化规律。

(3) 在轴承体的后轴承处,设计安装轴向测力环,测量不同工况下实际轴向力的大小,轴向测力环安装前经过专门标定并绘制测力环标定曲线。

多级离心泵轴向力主要是由首级叶轮和次级叶轮产生,在试验中主要针对首级叶轮和次级叶轮的 actual 运转工况进行研究。本次研究没有考虑末级叶轮的 actual 运转工况。

4 试验分析

试验结果具体内容如图5~8所示,图中 H_0 为设计点扬程; Q_0 为设计点流量; F_a 为轴向力; v_{a0} 为设计点叶轮出口处液体圆周速度; p_0 为设计点叶轮出口处液体的压力。

图5是试验装置的外特性曲线,曲线没有驼峰,属于比较标准的性能曲线,具有代表性。

图6是实测轴向力 F_{at} 和轴向力计算值 F_{ac} 与流量关系的曲线。由图中可明显看出,二者大小具有显著的差异,实测轴向力偏大,设计点处差异值为9.8%,小流量点处差异值为17.6%,流量越小差异越大,该测量数据是在密封环没有磨损,保证正常间隙的情况下测量的,若密封环发生磨损,实测值与计算值将有更大的差异,通过图6的曲线可以表明,经过式(4)计算的轴向力与实际轴向力的大小具有较大的差异,需要对公式进行修正。采用上述经验式(4)对试验结果进行回归统计经验系数 K , K 值随流量的变化而变化,轴向力 F 随流量变化,与扬程 H 随流量变化趋势相同,但变化规律不同。因此在式(4)中只有一个扬程 H 作为变量是不够的,应另外增加一项随扬程变化的系数,以改变轴向力随流

量的变化规律。为了提高轴向力计算的准确性,建议修改推荐的 K 值,且取值要大些。

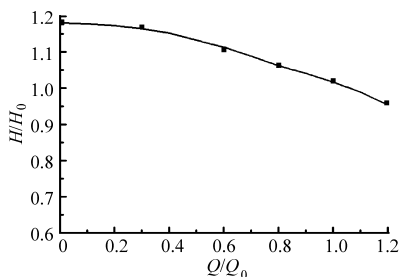


图 5 试验装置的外特性曲线

Fig. 5 External characteristic experimental curve

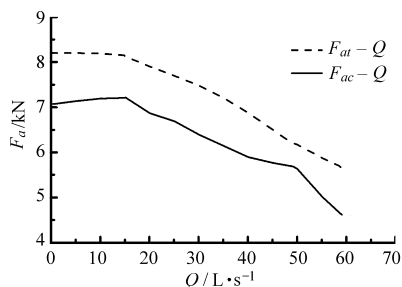


图 6 轴向力与流量关系的曲线

Fig. 6 Relationship between axial force and flow rate

图 7 是设计工况点叶轮前、后盖板外侧速度函数 v_u/v_{u0} 的分布情况,由图可以看出:前盖板外侧腔体内的液体角速度随着半径的增加反而减小,最大角速度在接近叶轮口环处,为叶轮角速度的 0.646 倍,整个腔体内液体的角速度均大于叶轮角速度的 0.5 倍;后盖板外侧腔体内的液体角速度随着半径的增加而增大,最大角速度在接近叶轮外径处,为叶轮角速度的 0.423 倍,整个腔体内液体的角速度均小于叶轮角速度的 0.5 倍。根据此实测结果可以得出结论,叶轮前后盖板外侧腔体内的液体角速度并不是以叶轮 0.5 倍的角速度旋转,前盖板外侧液体角速度大于 0.5 倍,且随着半径增大而减小;后盖板外侧液体角速度小于 0.5 倍,且随着半径增大而增大。

图 8 是设计工况点前、后盖板外侧腔体内液体压力系数的分布情况。由实测结果可以看出,前后盖板外侧腔体内的压力随着半径的增大而增大,但压力的大小并不一致,有着明显的差异,前盖板外侧的压力小,后盖板外侧的压力大,两侧存在着压差,产生一个相应的轴向力。

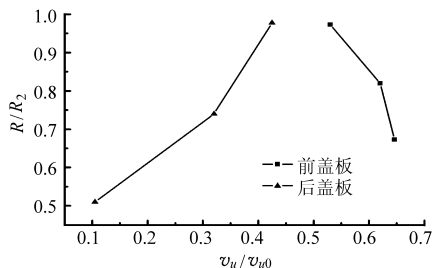


图 7 前、后盖板外侧 v_u 分布图

Fig. 7 v_u distribution of the fluid outside the front and back shrouds

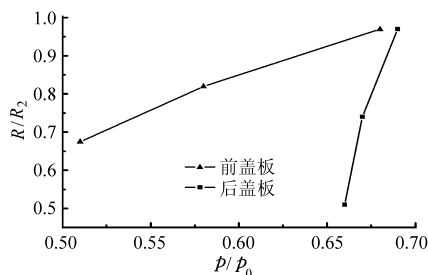


图 8 前、后盖板外侧液体压力系数分布图

Fig. 8 Pressure coefficient distribution of the fluid outside the front and back shrouds

通过以上对试验数据结果的分布研究可以看出,在轴向力公式推导中的 5 种假设,与实际情况有着较大的差异,推导得出的轴向力计算公式不准确,要进行相应的修正。

5 结论

(1) 通过理论推导公式计算的轴向力与实际的轴向力差异较大,计算值偏小,计算公式要进行修正,轴向力的大小与流量之间具有相应的变化规律,计算时应考虑流量的影响因素。

(2) 叶轮前后盖板外侧腔体内液体旋转的角速度不一致,前盖板外侧的液体角速度大于叶轮 0.5 倍的旋转角速度,后盖板外侧的液体角速度小于叶轮 0.5 倍的旋转角速度,二者随半径变化的规律不一致。前盖板外侧液体角速度随着半径增大而减小;后盖板外侧液体角速度随着半径增大而增大。

(3) 叶轮前后盖板外侧腔体内液体的压力不一致,前盖板外侧腔体的压力要明显低于后盖板外侧腔体的压力,在前后盖板两侧叶轮口环至叶轮外径处的压力分布不一致,存在着差异,产生一个轴向力。

参 考 文 献

- Elsevier Science Ltd. Experimental evaluation of axial thrust in pumps[J]. World Pumps, 1999(393): 34 ~ 37.
- Gantar Marjan, Florjancic Dusan, Sirok Brane. Hydraulic axial thrust in multistage pumps-origins and solutions[J]. J. Fluids Eng. Trans. ASME, 2002, 124(2): 336 ~ 341.
- Molland A F, Bahaj A S, Chaplin J R, et al. Measurements and predictions of force, pressure and cavitation on 2-D sections suitable for marine current turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering

- for the Maritime Environment, 2004, 218(2): 127 ~ 138.
- 4 苗海滨,武文斌,任新广. 浅谈大型机泵轴向力过平衡问题[J]. 水泵技术, 2009(4): 23 ~ 25.
Miao Haibin, Wu Wenbin, Ren Xinguang. Research on the balance of axial force in the large pump[J]. Pump Technology, 2009(4): 23 ~ 25. (in Chinese)
 - 5 胡敬宁,潘金秋,杨孙圣,等. 海水淡化用高压泵轴向力数值模拟计算与试验对比[J]. 流体机械, 2009, 37(7): 8 ~ 12.
Hu Jingning, Pan Jinqiu, Yang Sunsheng, et al. Axial thrust numerical calculation compared with experimental result of high pressure pump for seawater desalination[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(7): 8 ~ 12. (in Chinese)
 - 6 高扬,李增亮. 井下螺旋轴流式多相混抽泵轴向力计算及平衡[J]. 石油机械, 2009, 37(11): 25 ~ 28.
Gao Yang, Li Zengliang. The calculation and balance of the axial force of borehole helico-axial multi-phase pump[J]. China Petroleum Machinery, 2009, 37(11): 25 ~ 28. (in Chinese)
 - 7 何希杰,周广凤,潘金秋,等. 海水淡化多级泵轴向力试验[J]. 排灌机械, 2009, 27(2): 105 ~ 110.
He Xijie, 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): 105 ~ 110. (in Chinese)
 - 8 张启华,施卫东,陆伟刚,等. 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, et al. Numerical calculation of axial force and balancing on new-type deep well pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(6): 7 ~ 10. (in Chinese)
 - 9 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)
 - 10 Van H K, Bailey J, Majumdar A. Numerical prediction of transient axial thrust and internal flows in a rocket engine turbo pump[C]//35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Los Angeles, 1999.
 - 11 Caridad J, Kenyery F. CFD analysis of electric submersible pumps (ESP) handling two-phase mixtures [J]. Journal of Energy Resource Technology, Transactions of the ASME, 2004, 126(2): 99 ~ 102.
 - 12 郑建华,孙玉琢,刘志军,等. 多级离心泵的轴向力研究[J]. 水泵技术, 1994(4): 7 ~ 14.
Zheng Jianhua, Sun Yuzhuo, Liu Zhijun, et al. Research on axial force of multi-stage centrifugal pump [J]. Pump Technology, 1994(4): 7 ~ 14. (in Chinese)
 - 13 陈广川. 50CHTA/6 型给水泵轴向力平衡分析[J]. 电站辅机, 2006(4): 38 ~ 41.
Chen Guangchuan. Analysis of axial forces balance on 50CHTA/6 feed water pump[J]. Power Station Auxiliary Equipment, 2006(4): 38 ~ 41. (in Chinese)
 - 14 严俊峰,陈炜,蒲光荣. 叶轮盖板侧的流动对离心泵泄漏量的影响[J]. 火箭推进, 2007(3): 20 ~ 25.
Yan Junfeng, Chen Wei, Pu Guangrong. The effect of flow in the impeller shroud on the leakage rate in a centrifugal multiphase pump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007(3): 20 ~ 25. (in Chinese)
 - 15 [波兰]特罗斯科兰斯基 A T. 叶片泵计算与结构[M]. 北京:机械工业出版社, 1981.

(上接第 131 页)

- 6 Flores H E, Galston A W. Analysis of polyamines in higher plants by high performance liquid chromatography[J]. Plant Physiology, 1982, 69(3): 701 ~ 706.
- 7 Flores H E, Galston A S. Osmotic stress-induced polyamine accumulations in cereal leaves. II. Relation to amino acid pools [J]. Plant Physiology, 1984, 75(1): 110 ~ 113.
- 8 Flores S A, Walter G B. Polyamine concentrations and arginine decarboxylase activity in wheat exposed to osmotic stress [J]. Physiologia Plantarum, 2006, 82(2): 185 ~ 190.
- 9 郭健国,王敏. 纳他霉素分子生物学研究进展[J]. 微生物学通报, 2003, 30(5): 120 ~ 123.
Wu Jianguo, Wang Min. Progress in molecular biology of natamycin [J]. Microbiology, 2003, 30(5): 120 ~ 123. (in Chinese)