

反渗透海水淡化高压多级泵的轴向力平衡机构

柴立平¹, 王 俊¹, 江志焜², 肖霞平¹, 周广凤¹

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 广东省佛山水泵厂有限公司, 广东 佛山 528000)

摘 要: 针对海水淡化高压多级泵产生较大轴向力的平衡问题, 利用 VB6.0 编写海水淡化高压多级泵轴向力平衡机构的计算程序, 设计了平衡盘与平衡鼓相结合的轴向力平衡机构。设计中使平衡盘具有较高的灵敏度, 通过计算软件研究平衡盘外径与平衡鼓受力比的关系, 最终确定平衡鼓受力比为 70%, 平衡盘灵敏度 k 的范围为 0.23 ~ 0.28, 由此确定了平衡机构各个部件的尺寸。为了避免平衡盘端面接触摩擦, 在计算程序中研究了间隙 b_2 与平衡力波动的关系, 并且比较了计算程序所得泄露率与试验的结果, 误差仅为 5.11%。结果表明: 海水淡化高压多级泵的平衡机构, 有效解决了较大的轴向力平衡问题, 试验所得泄漏量仅为流量的 2.6%, 远低于一般多级泵平衡机构的泄漏量。

关键词: 高压泵; 反渗透海水淡化; 平衡机构; 灵敏度; 泄漏量; 轴向力

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-6254(2009)03-0154-04

Axial thrust equilibrator of multi-stage pumps in SWRO

Chai Liping¹, Wang Jun¹, Jiang Zhikun², Xiao Xiaping¹, Zhou Guangfeng¹

(1. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Guangdong Foshan Pump Factory Co., Ltd, Foshan, Guangdong 528000, China)

Abstract: In order to balance the large axial force on the SWRO-HP pump, a program for calculating the axial thrust equilibrator is written by the VB 6.0, and a special equilibrator making up with balancing disc and balancing sleeve is designed by using the program. In order to get a better sensitivity on the balancing disc, the connection between the diameter of balancing disc and the force bear by the balancing piston is studied by using the program. The force bear by the balancing piston is 70%, and the range of sensitivity is 0.23 ~ 0.28. Based on these the size of geometry for equilibrator is confirmed. In order to avoid the end-plate of balancing disc to contact friction, the connection about the change of b_2 and equilibrant is worked out by using the program. Compared with the test, the difference of the leakage rate is just 5.11%. The problem of large axial thrust which is brought by the SWRO-HP pump is successfully solved by the equilibrator. The leakage is 2.6% of the SWRO-HP pump's flow rate, far less than the general multi-stage pump.

Key words: HP-pump; SWRO; equilibrator; sensitivity; leakage; axial thrust

反渗透技术是一项效率高、易于大规模使用的海水淡化技术, 在水资源紧缺的今天, 有着广阔的应用前景。高压泵是反渗透海水淡化技术应用中的一个关键设备, 在反渗透膜选定的情况下, 反渗透海水

淡化系统的能耗指标主要取决于高压泵、提升泵和能量回收装置的能耗指标^[1-3]。

传统设计中, 一般节段式多级泵平衡机构泄漏量为额定流量的 4% ~ 10%, 高扬程小流量多级泵

收稿日期: 2009-02-17

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2006BAB03A02); 江苏省高新技术项目(BG2006024)

作者简介: 柴立平(1969—), 男, 安徽滁州人, 研究员(clppump@263.net), 主要从事流体机械及工程研究。

王 俊(1984—), 男, 江苏泰州人, 硕士生(wangfete2@163.com), 主要从事流体机械研究。

高达20%^[4]。为了降低泄漏量以提高效率,在设计海水淡化高压多级泵时,笔者选用平衡盘与平衡鼓相结合的平衡机构^[5],其结构如图1所示。图中, b_1 为由平衡套和平衡鼓形成的径向间隙; b_2 为平衡盘内端面与平衡套形成的轴向间隙; b_3 为平衡盘顶端与平衡盘压盖形成的径向间隙; R_2 为平衡套内半径, R_3 为平衡盘工作面内半径; R_4 为平衡盘工作面外半径; R_5 为平衡盘外半径; L_1 为 b_1 间隙长度; L_2 为 b_3 间隙长度。该平衡机构,在满足泵结构设计的要求下,减少泄漏量,解决高压多级泵较大轴向力平衡问题。

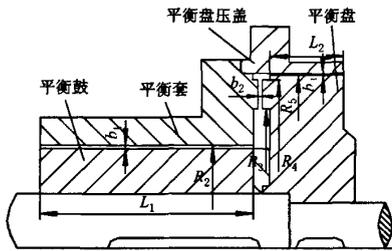


图1 海水淡化泵平衡机构结构示意图
Fig.1 Structure diagram of balance device

1 计算软件的设计

图2是轴向力平衡计算程序流程图。

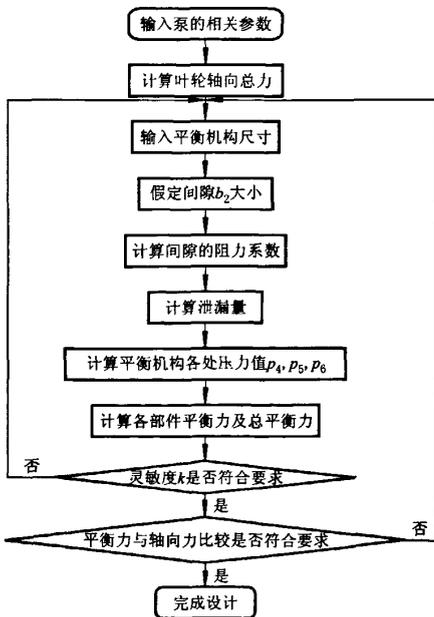


图2 计算程序流程图
Fig.2 Flow chart of program

文献[4]~[8]中对平衡盘及平衡鼓的平衡原理及计算有较多叙述。根据以上文献的分析,结合高压多级泵的轴向力平衡机构的特殊结构,总结推导出平衡机构的计算公式,采用VB6.0^[9]编写轴向力平衡计算程序。

程序采用“人机对话”模式,在输入界面中修改平衡机构的几何尺寸,能计算出灵敏度、泄漏量及平衡力等。比较平衡力与高压多级泵产生的轴向力,当两者达到平衡时,即认为平衡机构设计完成。

2 平衡机构的设计

2.1 受力比的选择

反渗透海水淡化高压多级泵的技术指标:流量 Q 为220 m³/h;扬程 H 为620 m;效率不低于80%。

扬程较高的泵,进出口压差大,产生了较大的轴向力;平衡盘是动态轴向力平衡装置,在泵运转时平衡盘会沿轴向有微小的窜动。为了防止平衡盘端面接触产生摩擦磨损,在设计时考虑让平衡鼓承受大部分的轴向力,降低平衡盘承受的轴向力。这样平衡盘的外径相对减小,能满足泵的结构要求。另一方面发挥平衡盘动态平衡的优点,在轴向力稍微变化的时候平衡盘能自动调整间隙 b_2 的大小,保证平衡机构能够完全平衡轴向力。

在计算软件中,使平衡力、3个间隙的宽度及长度不变,调整平衡盘的外径,得到平衡盘外径与平衡鼓受力比关系,如图3所示。

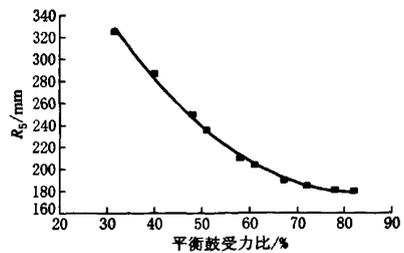


图3 平衡鼓受力比与平衡盘外径关系曲线图
Fig.3 Graph for proportion of force in balancing piston and diameter of balancing disc

由图3可知,平衡鼓的受力比较小,平衡盘外径越大;受力比在0.4左右时,平衡盘的外径超出了高压多级泵结构所允许的范围。受力比至0.7后,曲线趋于平缓,即使再增大平衡鼓所承受的轴向力,平衡盘的外径变化也很小。由此选择平衡鼓承受70%左右的轴向力,平衡盘仅承受30%。

2.2 灵敏度的选择

使平衡力、间隙 b_2 及间隙 b_3 大小不变,改变间隙 b_1 及平衡盘的外径 R_5 的大小,得到灵敏度 k 与泄漏量 q_v 、恢复力 F_h (吸入方向恢复力为 F_{h1} ,电机方向恢复力为 F_{h2}) 及平衡盘外径 R_5 的曲线图,如图 4 所示。

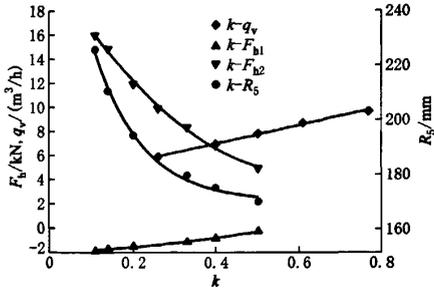


图 4 $k - q_v, k - F_h$ 及 $k - R_5$ 线
Fig. 4 Curve of $k - q_v, k - F_h$ and $k - R_5$

由图 4 中 $k - q_v, k - F_h$ 曲线可知,随着灵敏度的提高,泄漏量降低,平衡盘的恢复力也越大;即灵敏度越高,平衡盘工作安全性越好,越不容易因轴向力的变化而引起平衡盘端面接触产生摩擦磨损。但 $k - R_5$ 曲线显示出灵敏度越高,平衡盘外径就越大,甚至会超出泵结构所允许的范围。

为了获得较小的泄漏量及较大的恢复力,同时满足高压多级泵的结构要求,确定灵敏度 k 的范围为 0.23 ~ 0.28。

2.3 轴向力平衡机构的设计

结合以上分析,使用计算软件对平衡机构各部件尺寸调整,确定各部件尺寸及间隙宽度的取值,参数 $R_2, R_3, R_4, R_5, L_1, L_2, b_1, b_3$ 的取值分别为:64.5, 77.5, 95.0, 97.5, 130, 56, 0.2, 0.2 mm。在计算软件中,输入各部件的尺寸,运行软件则可以得到最终的设计结果,如图 5 所示。



图 5 海水淡化高压多级泵轴向力平衡计算结果
Fig. 5 Result computing by program

由图 5 可知,灵敏度 k 为 0.26,平衡盘承受 29.11% 的轴向力,平衡力与轴向力误差仅为 0.76%,符合设计分析。

2.4 轴向间隙 b_2 变化的分析

在轴向力计算软件中,改变轴向间隙 b_2 的大小,其余数值均不变,即模拟平衡盘沿轴向窜动,得到平衡盘轴向位移与平衡力变化的关系曲线,如图 6 所示。

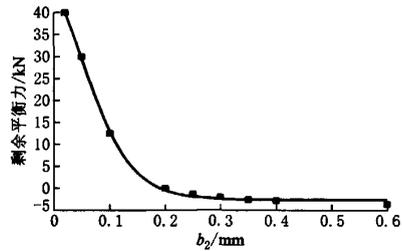


图 6 b_2 大小与剩余平衡力关系曲线
Fig. 6 Curve about change of b_2 and equilibrant

由图 6 可知, b_2 的大小在 0.1 ~ 0.3 mm 之间时,平衡力的变动范围为 -1.539 ~ 11.646 kN,当平衡盘向泵吸入口方向移动,即 b_2 减小时,平衡盘产生的作用力变化非常大,能防止平衡盘端面接触而摩擦磨损。当平衡盘向电机方向窜动,也就是 b_2 增大时,也有足够的回复力使其复位。另外增设止推轴承,防止平衡盘往电机方向有过大的窜动量。

3 泄漏量的试验比较

平衡机构的泄漏介质通过回流管送至泵的入口,因此在回流管上安装流量计可以获得泄漏量。试验方法参照 GB/T 3216 - 2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》中有关流量测定方法进行,试验原理图如图 7 所示。待泵平稳运行 1 h 后,每隔 10 min 读取一次数据,取平均值为测量结果,记录结果见表 1。



图 7 泄漏量试验原理图
Fig. 7 Test schematic of leakage

表1 泄漏量试验结果
Tab.1 Result of test about leakage

次数	1	2	3	均值
$Q/(m^3/h)$	227.00	224.00	223.00	224.70
H/m	619.00	624.00	627.00	623.30
$q_v/(m^3/h)$	6.01	5.77	5.74	5.84
泄漏率/%	2.65	2.58	2.57	2.60

实际试验中,泄漏量为 $5.84 m^3/h$, 占流量的 2.6%, 远低于一般多级泵 4% ~ 10% 的泄漏率. 表 2 为试验数据与程序计算结果的比较, 泄漏率的误差仅为 5.11%, 表明实际运行中, 平衡机构不仅正常工作, 且与设计分析结果相差很小, 这就说明了计算程序所设计尺寸是可取的.

表2 试验数据与程序计算结果的比较
Tab.2 Compare of result

	$Q/(m^3/h)$	H/m	$q_v/(m^3/h)$
试验数据	224.70	623.30	5.84
设计工况	220.00	620.00	5.87
误差率/%	2.13	5.32	5.11

4 结 论

1) 选择平衡鼓与平衡盘相结合的结构, 不仅能有效平衡较高的轴向力, 并且可以大为降低平衡盘的径向尺寸, 合理设计泵的结构;

2) 选择较高的灵敏度, 能够有效防止平衡盘端面接触而摩擦磨损;

3) 根据试验及程序计算结果来看, 该结构平衡机构的泄漏率很低, 效率得以提高.

参考文献 (References)

[1] Ghazi A E. Design consideration of RO units; case studies[J]. *Desalination*, 2002, 153: 281 - 286.
[2] Grundisch A, Schneider B P. Optimising energy consumption in SWRO systems with brine concentrators

[J]. *Desalination*, 2001, 138: 223 - 229.
[3] Stover R L. Seawater reverse osmosis with isobaric energy recovery devices[J]. *Desalination*, 2007, 203: 168 - 175.
[4] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
[5] 赵万勇, 刘天宝, 梁 森. 多级泵三间隙平衡盘间隙流动的理论分析[J]. 兰州理工大学学报, 2006, 32(6): 62 - 64.
Zhao Wanyong, Liu Tianbao, Liang Sen. Theoretical analysis of fluid flow within gaps in three-gap balance disc of multi-stage-section pump[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2006, 32(6): 62 - 64. (in Chinese).
[6] 许贤良, 朱 兵, 张 军, 等. 同心环形缝隙流理论研究[J]. 安徽理工大学学报: 自然科学版, 2004, 24(3): 40 - 42.
Xu Xianliang, Zhu Bing, Zhang Jun, et al. The research of the concentric ring slit flow[J]. *Journal of Anhui University of Science and Technology: Natural Science Edition*, 2004, 24(3): 40 - 42. (in Chinese)
[7] 赵万勇. 多级泵平衡盘间隙流动的理论分析[J]. 水泵技术, 2001(1): 21 - 23.
Zhao Wanyong. The theoretical analysis of clearance flow for balance disc in multistage pump[J]. *Pump Technology*, 2001(1): 21 - 23. (in Chinese)
[8] 赵万勇, 张 亮, 王 振, 等. 多级泵平衡盘灵敏度优化设计[J]. 排灌机械, 2008, 26(4): 14 - 17.
Zhao Wanyong, Zhang Liang, Wang Zhen, et al. Structural optimization design of balance disc in multistage pump for better sensitivity[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(4): 14 - 17. (in Chinese).
[9] 明日科技. Visual Basic 应用开发完全手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2006.

(责任编辑 贾国方)