

水泵机组节能优化及效果评价

宛如意, 颜浩, 吴彦辉

(深圳市水务<集团>有限公司, 广东 深圳 518000)

摘要: 在对S水厂送水泵进行效率曲线测试、实际效率计算和运行工况分析的基础上,指出了原有运行模式存在的问题,包括定速泵和调速泵均无法运行在高效区,定速泵因实际运行远离额定工况点导致水泵气蚀、电机过载运行。针对这些问题,提出对定速泵叶轮进行切削改造、优化组合搭配调速机组与定速机组的运行数量等措施,通过对采取具体措施前后的节能效果进行评价和经济效益分析,验证了调速水泵与切削叶轮的定速水泵组合运行时可获得较满意的节能效果。

关键词: 送水泵; 高效区; 叶轮切削; 优化运行

中图分类号: TU991 **文献标识码:** C **文章编号:** 1000-4602(2017)09-0053-04

Operation Optimization and Evaluation of Pumping Units in a Water Plant

WAN Ru-yi, YAN Hao, WU Yan-hui

(Shenzhen Water Group, Shenzhen 518000, China)

Abstract: This study monitored water-delivery pumps from S water plant, calibrated efficiency curves, tested actual efficiency, and analyzed operating conditions, in order to identify shortages of current operation plan. It was found that neither variable nor constant speed pumps were working close to the best efficiency point. Moreover, the constant-speed pumps were working offset from the best operation point and were causing cavitation and motor overloading. Two solutions were provided to resolve these problems—trim the impeller to modify the efficiency curve, or rearrange the number or the type of pumps to meet the need of water supply. Using economic and efficiency analysis, these solutions were proved valid and satisfying.

Key words: water-delivery pump; high-efficient zone; impeller trimming; optimal operation

1 水泵机组性能测试

S水厂一期设计规模为 $20 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$,送水泵采用中开双吸卧式离心泵,共6台,其中4台调速、2台定速。调速泵单泵特性参数: $Q=2\,920 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=48.5 \text{ m}$ (1 m水柱产生的压力约为9.8 kPa,下同),额定功率为500 kW,额定转速为845 r/min。定速泵单泵特性参数: $Q=2\,920 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=48.5 \text{ m}$,额定功率为500 kW,额定转速为735 r/min。

2009年初,水厂投产运行后发现水泵实际效率并没有达到厂家提供的效率水平,能耗高,给水厂运营带来不应有的损失,故开展了水泵性能测试工作,以核实水泵真实效率,并探索优化节能措施^[1~3]。

测定水泵在不同扬程工况下的相应流量和能耗,从而确定水泵不同工况下的实际效率及特性曲线,包括水泵 $H(Q)$ 曲线(即流量-扬程曲线)、水泵 $\eta(Q)$ 曲线(即流量-效率曲线)以及最高效率点(Q , H)。

通过调节水泵出口手动蝶阀的开度调节流量来实现出口压力的调节。每台水泵机组测试时,以当时最低水泵出口表压(稳定的压力读数)为起点,每间隔0.02 MPa测一组数,测量10个点。对于调速机组,分别在转速为额定转速的100%、90%、80%、70%时,同样间隔0.02 MPa逐点测试。测试过程中,计算机同时读取压力、流量、功率、功率因素和吸

水井水位等数据。通过把水泵性能测试结果与厂商提供的出厂试验报告曲线对比可知,6台水泵实测流量-扬程曲线及效率曲线与出厂曲线偏差过大,实测水泵最高效率均低于出厂曲线上的最高效率,有的水泵最高效率只有厂家提供效率的67%。

2 实际工况分析

通过分析2012年5月—2013年1月共4个月有代表性的运行数据2 976组,发现在特定流量下,系统扬程在特定范围内变化,大部分情况下在33~40 m扬程范围内运行,严重偏离额定工作扬程。

2.1 水泵首选运行区域

水泵首选运行区域(POR)一般指最高泵效点 $\pm 5\%$ 及之间的区域,是水泵稳定、高效运行的区域。

2.1.1 定速泵的首选运行区域

定速泵只有一条流量-扬程特性曲线。当系统条件改变时,水泵会沿着曲线在不同工况下运行。因此,定速泵的POR是最佳泵效点附近的一段曲线。依据图1中3[#]定速泵的特性曲线可知,在系统扬程范围(33~40 m)内,水泵实际平均工作效率为76%,与泵最高效点84%相比,降幅超过5%。说明定速泵在33~40 m扬程范围内未能运行在首选运行区域之内。

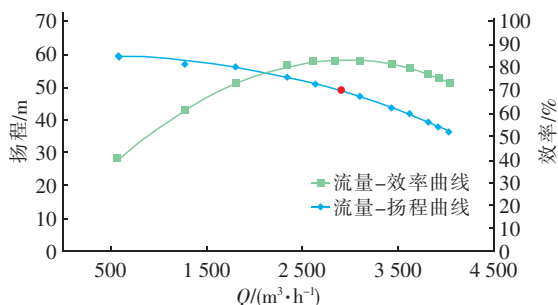


图1 3[#]定速泵特性曲线

Fig. 1 Characteristic curve of 3[#] constant-speed pump

2.1.2 调速泵的首选运行区域

调速泵随着速度的改变,POR是一块区域(图2的绿色区域)。调速泵高效段范围较宽,可以在不同的系统工况下保持高效运行,或者效率会稍微降低一些。如图2中5[#]调速泵的特性曲线所示,扬程为36 m时,若水泵全速运行(991 r/min),则其并不在POR范围内。但若为满足系统扬程的需求,将速度降低为850 r/min,则水泵可在POR区域内运行。流量也会随扬程降低而相应减少。其中,BEP为最佳效率点;BEP-5%为水泵效率最高点的两侧分别

下降5%所对应的水泵高效率区范围;AOR为允许运行区域。

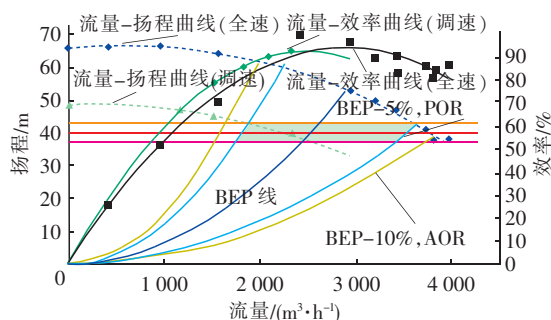


图2 5[#]调速泵的特性曲线

Fig. 2 Characteristic curve of 5[#] variable-speed pump

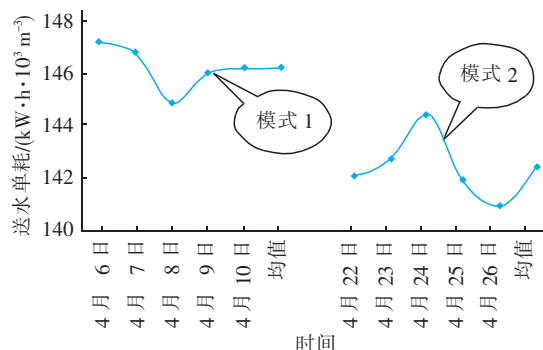
2.2 原有运行模式

S水厂日均供水量约为 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$,通常高峰用水时段开两台机,低谷用水时段开一台机。2012年初,按照小时水量、水压的调度要求,水厂采用高峰用水时段一定一调、低谷用水时段一调(频率为48 Hz)的开机模式。2012年2月,水厂对在用四台机组的性能进行测试后,发现在这样的开机模式和运行工况下,无论定速泵还是调速泵均无法运行在高效段。此外,由于定速泵远离额定工况点,还存在着水泵气蚀、电机过载的问题,有必要对原有运行模式进行优化。

3 优化措施及节能效果

3.1 叶轮切削前调、定机组优化组合

水厂对原有的开机模式进行调整,采用高峰用水时段两调(频率均为45 Hz左右)、低谷用水时段一调(运行频率为45~48 Hz)的开机模式,并跟进对送水泵机组运行数据的监控、记录和分析。为使数据具有可比性,在保证供水量相当、供水压力持平的前提下,取不同开机模式下连续5 d运行数据进行对比分析,结果见图3。



a. 两种运行模式下的送水单耗对比

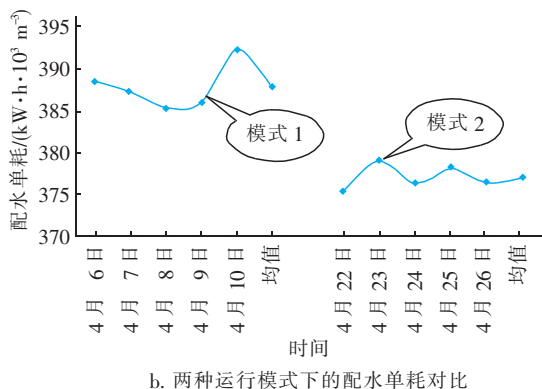


图 3 两种运行模式下送水单耗及配水单耗对比

Fig. 3 Comparison of water distribution consumption between two operation modes

通过上述对比分析可以看出:①满足相同的供水调度要求,即供水量相当、供水压力持平时,模式 2 相比模式 1,送水单耗、配水单耗均降低 3% 左右,开机模式 2 明显优于开机模式 1,节能效果明显。②在低扬程下调速机组更能发挥优势,通过调速机组合理搭配能达到水量、水压要求,并使机组运行在调速曲线对应的高效段。③定速泵在供水扬程降低后更加偏离额定工况点,实际运行效率也远离高效区,必须在叶轮切削或更换后才能正常使用。

3.2 定速泵叶轮切削

在目前的压力执行标准下,水厂定速机组单台开启时大流量、低扬程运行,两台定速机组的实际工况偏离设计工况,实际运行效率也远离高效区,导致定速机组运行能耗偏高。因此,对 3[#]定速机组水泵叶轮进行切削改造。

3.2.1 叶轮切削量计算

“原曲线参数”的流量、扬程数据来源于 2013 年 3 月 7 日水厂对 3[#]定速泵叶轮切削前特性曲线的实测数据。“切削后曲线参数”的流量、扬程数据则是根据原曲线的参数和叶轮切削前、后的直径($D_1 = 799 \text{ mm}$ 、 $D_2 = 750 \text{ mm}$),用流量、扬程换算公式计算得到,即 $Q_2 = Q_1 \times (D_2/D_1)$ 、 $H_2 = H_1 \times (D_2/D_1)^2$ 。按照计算,在维持原额定流量为 $3\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 不变的情况下,额定供水扬程将由切削前的 47 m 降至切削后的 41 m 左右。额定点泵的轴功率约为 400 kW 。

3.2.2 叶轮切削及动平衡测试

3[#]定速泵的叶轮切削量确定为 49 mm ,切削量为叶轮直径的 6%。切削时只切削叶片,盖板保留,以保证叶轮切削后基本不会改变泵的效率。叶轮切

削改造花费为 1.5 万元。

3.2.3 叶轮切削前、后特性曲线测试

叶轮切削前、后的水泵性能曲线见图 4。

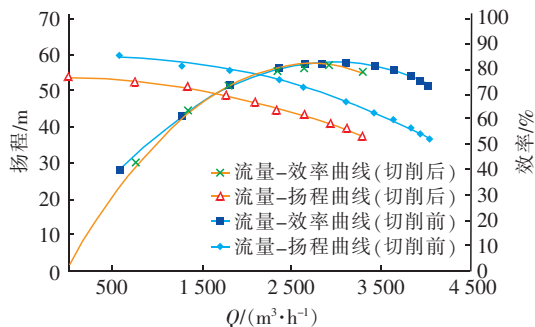


图 4 叶轮切削前、后特性曲线

Fig. 4 Characteristic curves before and after impeller trimming

叶轮切削前测得泵最高效率为 82% ($2\,847 \text{ m}^3/\text{h}$, 49.18 m),切削后泵最高效率仍为 82% ($2\,937 \text{ m}^3/\text{h}$, 41.14 m),6% 的叶轮切削量未引起水泵效率降低,额定点泵轴功率降至 400 kW 左右。由于目前实际工况的扬程为 38 m 、流量为 $3\,300 \text{ m}^3/\text{h}$ 左右,在此工况下泵的实际效率为 80%,与切削前相同扬程下 75% 的实际效率相比,提高了 5%。切削后实测结论与切削前理论计算基本相符,达到预期效果。

3.2.4 叶轮切削前、后运行数据分析

筛选 3[#]送水泵叶轮切削前、后各 4 d 部分时段的运行数据,使之满足 3[#]送水泵单独运行且工作扬程接近的条件。实际运行数据对比见表 1。结果表明:3[#]泵叶轮切削后,效率从 77% 左右提高至 82%。

表 1 3[#]泵叶轮切削前、后实际运行效率对比Tab. 1 Comparison of actual operation efficiency before and after impeller trimming of 3[#] pump

项 目	平均运行 扬程/m	平均运行 效率/%	效率 均值/%
切削前	2012-02-15	37.17	76.62
	2012-02-28	37.04	76.76
	2012-03-05	37.76	78.46
	2012-04-06	37.35	76.41
切削后	2013-06-13	37.85	81.79
	2013-06-24	37.44	82.24
	2013-06-25	37.76	82.33
	2013-06-28	37.38	82.51

3.3 叶轮切削后调、定机组优化组合

选取 2013 年 6 月 1 日—9 月 8 日期间的运行数据 4 组,每组不少于 7 d 的数据。使之满足下列条

件:日供水量接近、日均供水扬程持平。由此计算出每组数据的供水量、供水压力、送水单耗及配水单耗均值,结果见表2。可见,3[#]送水泵叶轮切削后,在日供水量为 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 左右、平均供水压力为0.35 MPa的需求下,从降低水厂泵机组能耗的角度出发,应该首选“峰期一定一调,谷期一定”的机组搭配模式。其次选择“峰期一定一调,谷期一调”和“峰期两调,谷期一定”的机组搭配模式,尽量避免选择“峰期两调,谷期一调”的模式。

表2 不同机组搭配方式下的能耗

Tab.2 Energy consumption of different pump collocations

日均供水量/ m^3	日均供水压力/ MPa	机组搭配方式	送水单耗/ ($\text{kW} \cdot \text{h} \cdot 1000 \text{ m}^{-3}$)	配水单耗/ ($\text{kW} \cdot \text{h} \cdot 1000 \text{ m}^{-3}$)	排序
103 054	0.35	峰期两调,谷期一调	139.39	373.38	4
108 878	0.35	峰期两调,谷期一定	136.13	369.36	3
105 595	0.35	峰期一定一调,谷期一定	135.73	363.27	1
105 654	0.35	峰期一定一调,谷期一调	137.19	367.96	2

4 经济性分析

S水厂2012年5月—12月的实际供水量为 $31\,678 \times 10^3 \text{ m}^3$,电费单价为0.833 7元,开机模式1、模式2的送水单耗分别采用145.75及141.89 $\text{kW} \cdot \text{h} / 1000 \text{ m}^3$,则送水泵机组开机模式调整后节约的电费约为10万元。

2013年7月—12月的供水量为 $23\,987 \times 10^3 \text{ m}^3$,电费单价按0.833 7元计算,叶轮切削改造后的预计节电量约为 $8.78 \times 10^4 \text{ kW} \cdot \text{h}$,节约的电费约为7.32万元。叶轮切削改造花费为1.5万元,投资在1个半月时间内即能收回。

水厂自2012年4月起实施送水泵机组运行方式优化调整及叶轮节能改造的系列措施后,2013年送水单位成本与2011年相比,由0.124元/ m^3 降至0.114 2元/ m^3 ,2013年1月—11月实际供水量为 $35\,719\,338 \text{ m}^3$,共节约电费约为35万元。

5 结论

① 离心泵实际运行效率是判断离心泵运行是否经济的主要指标,定期进行水泵实际运行效率检测是非常必要的。如果加工制造精度和安装质量不高,离心泵内的机械损失、流动损失和泄漏损失会过

大,从而造成离心泵机械效率、水力效率、容积效率低下,使得高效率离心泵在低效率状态下运行,无法发挥应有的作用。但通过维修,水泵效率可以有较大幅度的提高。

② 离心泵在首选运行区域运行效率高,但当选用离心泵的扬程偏高时,运行工况点将严重偏离额定工况,会造成水泵效率低下。

③ 调节离心泵的转速是变工况条件下实现节能的重要方法,可获得较宽的首选运行区域,但需考虑调速装置自身的能量消耗。

④ 叶轮切削是应对“大马拉小车”现象的重要节能措施,实施方法简单方便,且耗费小、见效快。在叶轮的最大切削余量允许的范围内,选择最常用的水泵运行工况点,实施叶轮切削。

⑤ 调速水泵与切削叶轮的定速水泵组合运行时,可以获得非常满意的节能效果。在水泵机组设计选型时,定速机组的水泵扬程应该低于调速机组的水泵扬程,方便进行调定优化组合。

参考文献:

- [1] 梁相钦,宛如意. 水泵调速及其控制技术的研究[J]. 给水排水,2004,30(9):107-110.
- [2] 李柱,高乃云,张根良,等. 城镇水厂供水泵房机泵节能改造工程实践[J]. 中国给水排水,2016,32(2):70-73.
- [3] 刘杰,姚福来,杨超,等. 可预知电耗的高能效水厂送水泵站设计[J]. 中国给水排水,2016,32(12):74-78.



作者简介:宛如意(1970—),男,安徽合肥人,硕士,高级工程师,研究方向为水务自动化与信息化、调速节能。

E-mail: rywater@139.com

收稿日期:2016-10-15