

上桥泵站改造泵装置模型试验研究及现场测试

李彦军¹, 黄良勇², 严登丰³, 袁寿其¹

(1. 江苏大学流体中心, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏省水利工程建设局, 江苏 南京 210029;
3. 扬州大学水利科学与工程学院, 江苏 扬州 225009)

摘要 针对上桥泵站的经常运行净扬程, 以装置效率最优为准则, 同时兼顾流量和空蚀性能, 优选了适合于上桥泵站更新改造的水力模型 350ZMB-3.8。针对上桥泵站的具体情况, 提出在保留原进出水流道、原电动机和原导叶的基础上只进行换泵的技术改造方案。针对该方案, 对上桥泵站模型泵装置的能量特性和空蚀特性进行了全面的试验研究, 确定了改造方案的可行性, 试验结果与改造后的现场实测结果吻合较好。技术改造前后的现场实测结果表明, 在经常运行扬程附近并满足设计流量要求的情况下, 改造后较改造前泵站的效率提高了 16%, 改造效果显著。

关键词 泵站技术改造; 试验研究; 水泵选型; 上桥泵站

中图分类号: TV675 文献标识码: A 文章编号: 1006-7647(2008)01-0070-04

Model experimental study and field test on pump sets for reform of Shangqiao Pumping Station//LI Yan-jun¹, HUANG Liang-yong², YAN Deng-feng³, YUAN Shou-qi¹(1. Center of Fluid Machinery Engineering of Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Jiangsu Water Conservancy Construction Bureau, Nanjing 210029, China; 3. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract : Based on the usual net lift of operation, a hydraulic model 350ZMB-3.8 was selected for reconstruction of the Shangqiao Pumping Station by optimization of the efficiency of pump sets, and a technical reform scheme was proposed, in which the original inflow and outflow channels, electromotors, and guide vanes were kept, but the original pump impellers were replaced. Model experimental studies on the characteristics of energy and cavitation of pump sets demonstrate that the experimental result is in good agreement with the measured data on spot after reconstruction, thus the reform scheme is feasible. Test data also show that the efficiency of the pumping station, which operates at the usual net lift and meets the requirement of design flow rate, is improved by 16% after reconstruction, therefore, the effect of technical reform is remarkable.

Key words : technical reform of pumping station; experimental study; pump selection; Shangqiao Pumping Station

在我国现有的大中型泵站中, 约有 2/3 的泵站建于 20 世纪六、七十年代。由于使用年限较长, 这些泵站的主机组老化破损严重, 运行效率显著下降。早期我国的泵产品类型单一, 技术落后, 因此很多泵站难以选到满足需要的泵型。部分泵站虽然当时选到了合适的泵型, 但随着外部条件的变化, 也出现了不能满足运行需要的问题。从泵站实际运行的统计资料看, 部分泵站的装置扬程变化幅度较大, 长期平均运行扬程偏离设计扬程, 泵运行工况点偏离高效区, 泵装置效率不高。安徽上桥泵站安装 2.8CJ-70 长江牌大型轴流泵, 配 40 极 1 600 kW 同步电动机 6 台套, 设计提水流量 120 m³/s。上桥泵站以灌溉为主, 结合排涝。泵站 1977 年建成投产至今, 已安全运行 20 余年, 发挥了巨大的社会、经济效益。但是,

原设计净扬程为 4.75 m, 实际运行净扬程多在 3.5 m 左右, 水泵偏离高效区运行, 造成浪费; 同时, 由于长江牌大泵水力模型开发较早, 性能不理想, 加之设备严重老化, 水泵叶片锈蚀磨损严重, 叶轮与外壳间隙加大, 导致水泵出水量和效率下降, 因此急需更新改造。本文对国内现有优秀水力模型进行了仔细的比选, 并对选用的模型进行了泵装置模型试验研究。改造的前后都分别对泵站的性能进行了现场实测, 以验证改造的效果, 并与模型试验结果进行了对比。

1 水泵选型及装置性能预测

水泵选型的目标应是使泵装置实际运行工况在高效区, 而并非使泵运行在高效点。本文将各水力模型的性能曲线直接转化为对应的装置性能曲线,

可方便地比较各水力模型在该泵站实际经常运行扬程条件下装置性能的优劣,从而可准确地选出适合该泵站改造的优秀水力模型。

假定装置中泵特性不变,可将泵的各工况点参数(Q, H, η)转化为对应的泵装置各工况点参数(Q, H_{sy}, η_{sy}),并绘成曲线。其中 Q, H, η 分别为泵的流量、扬程和效率; H_{sy}, η_{sy} 分别为装置扬程和装置效率,其关系如下:

$$H_{sy} = H - SQ^2 \tag{1}$$

$$\eta_{sy} = \eta \frac{H_{sy}}{H} \tag{2}$$

式中 S 为泵站进出水流道的阻力系数, S 值一般未知,通常采用实验测定或经验公式计算及 CFD 数值计算的方式获取。

本文针对上桥泵站进出水流道的具体形式,采用经验公式估算流道的 S 值^[1-2],对于水泵的选型具有足够的精度。上桥泵站的流道剖面形状如图 1 所示,根据进出水流道的形状特点,将其划分为 10 个断面,分别计算各个断面之间流道段的单位阻力系数 S_{0i} (即泵叶轮直径 $D = 1\text{ m}$ 时),如表 1 所示。

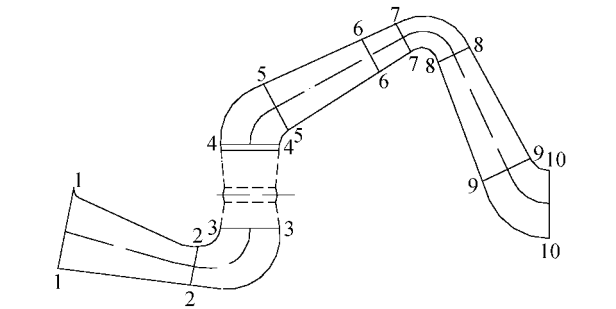


图 1 上桥泵站流道剖面形状

表 1 进出水流道各分段单位阻力系数 $10^{-3}\text{ s}^2 \cdot \text{m}^{-5}$

断面	S_{0i}	断面	S_{0i}	断面	S_{0i}
1-1	2.7829	5-6	2.7494	9-10	13.6120
1-2	0.8627	6-7	1.7350	10-10	7.6575
2-3	6.2901	7-8	3.7095		
4-5	10.7437	8-9	3.9074		

表 1 中,断面 1~2 中包括了进水流道检修门槽的阻力系数。由于标准模型泵($D = 300\text{ mm}$)出口带 $R/D = 1.5$ 等径弯管的弯曲角度 $\alpha = 60^\circ$,为作比较,此项单位阻力系数应从流道总单位阻力系数中扣除。根据参考文献 2 的计算方法,该项单位阻力系数可计算得 $S_{011} = 10.3325 \times 10^{-3}\text{ s}^2/\text{m}^5$ 。故流道的总单位阻力系数 S_0 可计算得

$$S_0 = \sum_{i=1}^{10} S_{0i} - S_{011} = 5.36788 \times 10^{-2}\text{ s}^2/\text{m}^5$$

设原模型流道管壁粗糙度或糙率系数满足相似要求,则换算为叶轮直径 $D_m = 0.3\text{ m}$ 的模型时的流道阻力系数 S_m 为^[1]

$$S_m = S_0/D_m^4 = \frac{5.36788 \times 10^{-2}}{0.3^4} = 6.627\text{ s}^2/\text{m}^5$$

因上桥泵站实际运行扬程多在 3.5 m 左右,选择比转数 $n_s = 1000$ 左右的水力模型比较适宜。在该比转数附近,国内高效的水力模型主要有 350ZMB-3.8, ZM3.0-Y991, ZBM791 等。利用计算出的流道阻力系数 S 并结合式(1)和式(2),用特定的计算机程序将上述 3 种水力模型的泵段特性曲线转换为装置特性曲线,并利用水泵相似律公式转化为原型泵装置特性曲线,如图 2~4 所示,其中效率特性按等效率换算。由图 2、图 3 和图 4 可以看出,3 种模型中,350ZMB-3.8 性能优越,叶片角为 -4° 、净扬程为 3.5 m 时,流量为 $28.4\text{ m}^3/\text{s}$,装置效率大于 71% ,此时电动机轴功率为 1370 kW ,远小于原电动机的额定功率。而达到相同流量时另外 2 个水力模型叶片角须采用 $+1^\circ$ 左右,且相应于 H_{sy} 为 3.5 m 时装置效率均小于 70% 。综合考虑效率和流量性能指标,兼顾空蚀性能,因此技术改造的模型泵优先选用了 350ZMB-3.8。更换新泵后,因设计扬程降低,性能提高,可较大幅度地加大流量(单泵流量可加大 $8\text{ m}^3/\text{s}$)和提高装置效率,但功率仍在电动机的额定功率之内,无须更换电动机。

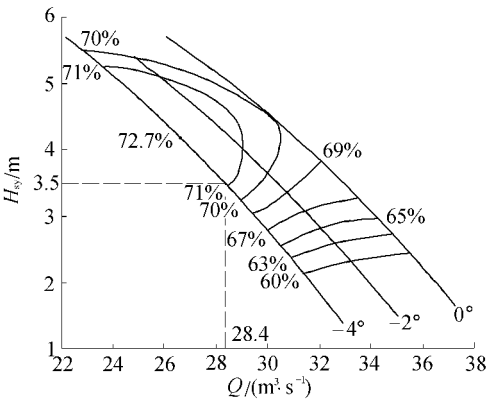


图 2 350ZMB-3.8 泵装置特性曲线

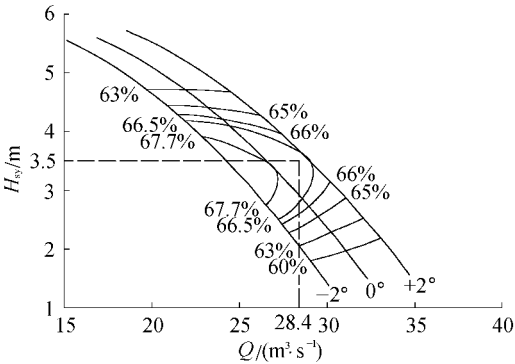


图 3 ZM3.0-Y991 泵装置特性曲线

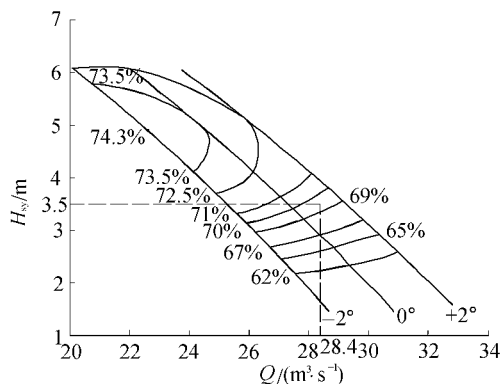


图4 ZBM791 泵装置特性曲线

2 泵装置模型试验

由于上桥泵站的主电动机及进出水流道性能完好以及改造经费的限制等原因,故决定只进行换泵改造。同时,由于该泵站更换水泵导叶的工程施工较复杂,改造经费较高,所以为了既节省投资,又能取得较明显的改造效果,提出了只更换水泵叶轮,保留原导叶的方案。本文对该方案的可行性进行了试验研究。

2.1 试验研究内容

a. 动力特性试验。通过模型试验,得出 350ZM-3.8 模型泵更换叶轮保留原导叶方案在叶片角度为 -6° , -4° , -2° , 0° 下的动力特性结果,包括扬程特性 $H = H(Q)$ 、效率特性 $\eta = \eta(Q)$ 和功率特性 $P = P(Q, H)$ 。装置扬程试验工况点最高扬程达到不稳定运行区(马鞍区),最低扬程小于泵站最低运行扬程。

b. 空蚀特性试验。完成更换叶轮保留原导叶方案在叶片角度为 -2° 时 3 种不同工况点(设计工况点 Q , $1.2Q$ 和 $0.8Q$)的空蚀特性试验。

2.2 模型设计及模型泵装置

按相似原理全模拟原型肘形进水流道、虹吸式出水流道,模型流道以钢板焊接制作,满足几何相似、糙

率相似要求,肘形进水流道设透明观察窗,以便观察流道内可能出现的各种旋涡及内部流态。350ZM-3.8 模型泵叶轮室采用中开结构,以利拆装及叶片角度调节。新叶轮配原导叶时,新叶轮轮毂较原导叶轮毂小,装置试验中,在新叶轮轮毂与原导叶轮毂间设锥型过渡段。模型泵装置系统如图 5 所示。

模型泵叶轮直径采用标准尺寸: $D_m = 300 \text{ mm}$,

原型泵叶轮直径 $D_p = 2800 \text{ mm}$,模型比为 $\lambda_D = \frac{D_p}{D_m} =$

9.33,原型泵转速 $n_p = 150 \text{ r/min}$,考虑到系统的安全性,模型试验采用 $n_m = 1100 \text{ r/min}$,设计扬程时,雷诺数 $Re_m > 3 \times 10^6$,符合规范要求^[3-4]。

空蚀特性试验按等扬程条件($nD = \text{const}$),模型装置试验转速为 $n_m = n_p D_p / D_m = 1400 \text{ r/min}$ 。空蚀余量比尺为 1。

2.3 测试设备及测试方法

a. 流量。采用 $\varnothing 500 \text{ mm}$ LDG 型电磁流量计和美国 FOXBORO 公司转换器 MT-25,检定精度为 $\pm 0.24\%$ 。配专用二次仪表数显,同时接 PLC 模块、组态王软件专用微机系统显示、记录,电磁流量计前安装普朗特(Prandtl)毕托管作为流量比测设备,流速系数误差为 $\pm 0.1\%$ 。

b. 泵装置扬程。泵装置扬程采用 CYG0204 型压差传感器(瑞士芯片)检定精度为 $\pm 0.05\%$ 。

泵装置扬程测试中,在进口水箱和出水压力水箱壁设两测压点,经稳压桶稳压后,接压差传感器。泵装置扬程等于进、出口水箱的总能头差(即相应于原型泵站内外水位差):

$$H_{sy} = \left[\left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \right] + \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

式中: $\left[\left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \right]$ 为静压(即静扬程);

$\left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right)$ 为动压差,其值由流量及进、出口水箱过水断面面积计算求得,本试验装置中的水箱过水断面

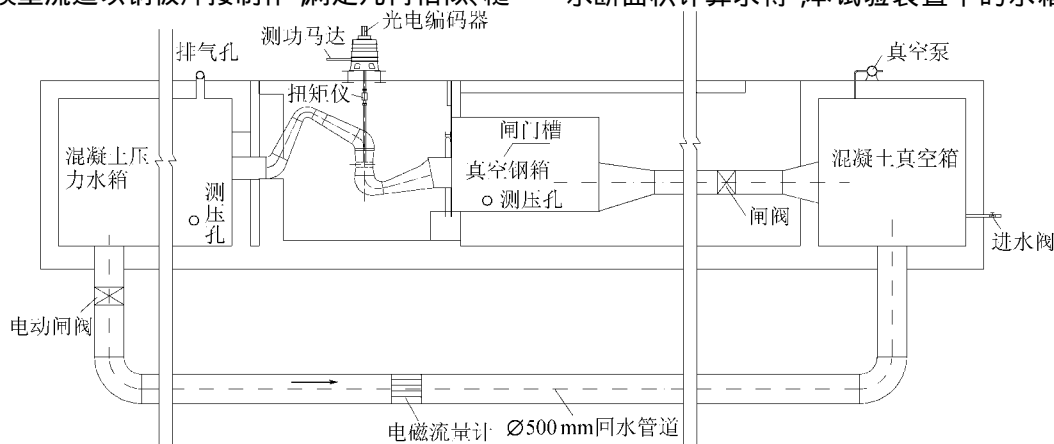


图5 上桥泵站模型泵装置系统

积足够大,故动压差可忽略。

2.4 泵装置模型试验结果

图 6 为模型泵装置试验结果换算为原型后的动力特性曲线,其中效率特性均按等效率换算。表 2 为空蚀特性试验结果。由图 6 可以看出,在经常运行扬程为 3.5 m 左右且满足设计流量要求时,可在叶片角为 -6°运行,这时装置效率可达 70% 左右,较改造前 50% 左右的效率有了大幅度的提高。当泵叶片角为 0°、净扬程为 4.0 m 左右时电动机配套功率仍在 1600 kW 以内,因此技术改造保持原电动机功率不变可以满足实际运行需要。且电动机不会过载,无须更换电动机,空蚀特性也能满足要求。说明该方案合理可行,能取得较显著的改造效果。

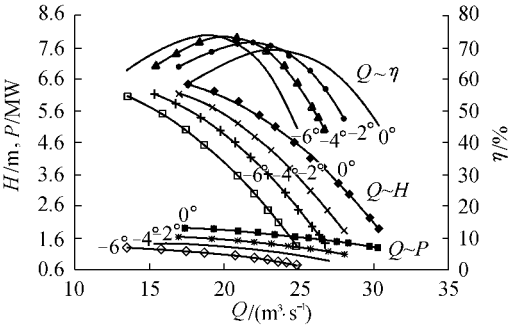


图 6 上桥泵站原型装置性能曲线

表 2 模型泵装置空蚀特性试验结果

装置扬程 H_{sy}/m	模型流量 $Q/(L \cdot s^{-1})$	原型流量 $Q/(m^3 \cdot s^{-1})$	临界空蚀余量 $\Delta h_c/m$
3.74	280.5	24.43	6.20
2.61	314.0	27.35	7.53
1.76	337.5	29.40	9.87

比较图 2 和图 6 可以看出,装置试验结果较预测结果在装置效率和流量上均有一定程度的下降,主要是因为导叶的不配套以及装置中进水条件的影响而导致泵的性能产生变化所致。但改造的效果仍较显著,验证了模型选择的正确性与改造方案的合理性。

3 改造效果现场实测

3.1 现场实测结果

安徽省排灌总站在改造前后分别对上桥泵站进行了现场实测,以作为改造前后效果对比的依据。

表 3 上桥泵站现场测试结果

叶片 角度/(°)	泵站扬程 H_{st}/m		流量 $Q/(m^3 \cdot s^{-1})$		电机输入功率 W/kW		泵站效率 $\eta_{st}/\%$	
	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
-8	3.41	3.44	17.117	21.23	1161	1038	49.29	68.97
-4	3.45	3.46	18.531	23.86	1271	1274	49.31	63.53
-2	3.49	3.51	20.228	25.63	1396	1417	49.58	63.18
0	3.54	3.51	22.255	27.34	1477	1633	52.29	57.61

(下转第 81 页)

前后 2 次的现场测试都在相同的位置采用了相同的测试仪器进行了各量的测量,具有较好的可比性。在泵站上游 200 m 附近处有 1 座 4 孔节制闸,可用来调控泵站的净扬程,使前后两次测试的泵站扬程保持同一数值附近。流量的测试采用标准断面明渠超声波测流法,测试时关闭其余的 3 扇闸门,开启 1 扇闸门,以作为流量的测试通道。闸孔为矩形断面,因此具有较好的测试条件。电动机输入功率采用两瓦特表法量测。测试结果如表 3 所示。现场同时还对振动、噪声等参数进行了测定,均在规范允许范围之内[5]。

由表 3 可以看出,上桥泵站的改造效果非常显著。改造前在经常运行扬程附近要满足流量要求可在 0°(叶片角度)运行,效率为 52.29%,而改造后在同一扬程附近,叶片角在 -8°即可满足设计流量的要求,此时效率可达到 68.97%。因此,在经常运行扬程附近,改造后较改造前泵站的效率提高了 16%。而改造后在 -2°运行时,流量比改造前增加 5 m³/s,效率可增加 10%,电动机功率仍未超载。

3.2 现场实测结果与试验结果对比

为了将现场实测结果与试验结果做一相互验证,将装置模型试验结果与现场实测结果做一对比。现将改造后运行几率较高的 -2°和 -4°2 个实测工况点与对应的试验结果作一比较。由于现场测得的效率为泵站的效率,包括电动机的效率及进出水池的效率,因进出水池影响较小,这里忽略不计。电动机的效率在负载大于 0.6 倍额定功率时变化很小,接近额定效率,现设电动机的效率为 94%,将泵站效率换算成泵装置效率。在这里将模型泵装置试验结果换算成原型时的泵站装置,流量和扬程参数均按各自的相似换算公式进行换算,而效率特性则根据文献[5]和文献[6]共同推荐的换算公式进行换算,具体换算公式:

$$\eta_p = [1 + \delta_E(1 - \Lambda)]\eta_m$$
$$\Lambda = (D_p/D_m)^{0.18}[0.4 + 0.6(e_p/e_m)^{0.18}]$$
$$\delta_E = [1.9(Q/Q_{opt} - 0.6)^2 + 0.7]\delta_{Eopt}$$
$$\delta_{Eopt} = 0.12985n_s^{-0.10} - 0.007$$
$$n_s = 3.65n\sqrt{Q_{opt}}/H_{opt}^{3/4}$$

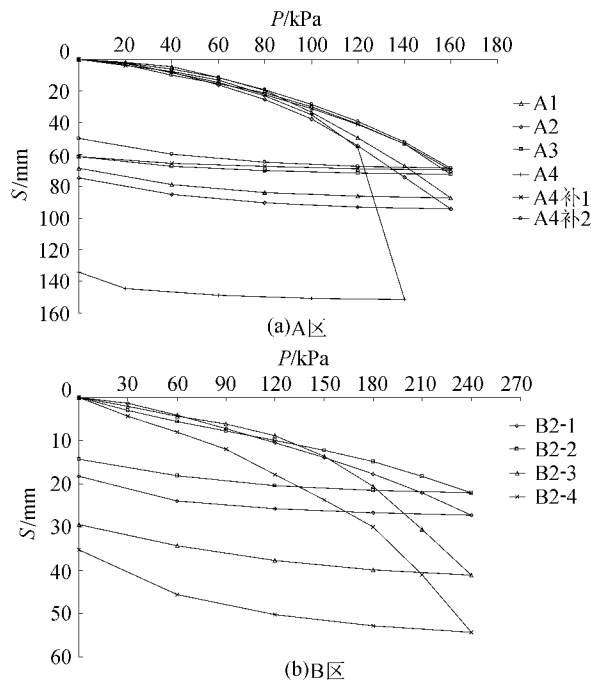


图4 A区和B区静载荷试验P~S曲线

区的吹填土有以下特点:黏土颗粒的含量差别大,黏土的含量在20%~41.3%之间;含水量高、强度较低;土的成分和强度在空间上分布极不均匀;检测点

的十字板剪切强度相差较大。检测结果表明:采用真空预压法、真空预压+表层拌和换填法加固不同功能区的吹填淤泥质黏土地基基本达到了设计承载力要求,地基承载力也有很大程度的提高,其中A区提高2.5倍左右,B区提高3~6.5倍。小面积区域如A区的西南角上部承载力较弱,使用前应进行处理。综上所述,利用真空预压法、真空预压+表层拌和换填法加固吹填淤泥质黏土地基是可行的,可以在类似的工程中推广。

参考文献:

[1] 姜炎.真空预压法加固技术[M].北京:人民交通出版社,2002.
[2] 朱建才,温晓贵,龚晓南.真空排水预压加固软基中的孔隙水压力消散规律[J].水利学报,2004(8):123-128.
[3] 张功新,董志良,莫海鸿,等.真空预压中真空度及其测试和分析[J].华南理工大学学报:自然科学版,2005,33(10):57-61.
[4] 梅国雄,徐锴,宰金岷,等.真空预压加固软土地基变形机理的探讨[J].岩土工程学报,2006,28(9):1168-1172.
[5] GB50021—2001 岩土工程勘察规范[S].
[6] 王清.土体原位测试与工程勘察[M].北京:地质出版社,2006.
[7] GB50007—2002 建筑地基基础设计规范[S].
[8] JTJ250—98 港口工程地基规范[S].

(收稿日期:2007-08-13 编辑:方宇彤)

(上接第73页)

式中: η_p 为原型泵的效率,%; η_m 为模型泵的效率,%; e_p 为原型泵过流表面的粗糙度; e_m 为模型泵过流表面的粗糙度,这里设 $e_p/e_m=2$; δ_E 为摩擦损耗系数; Q 为计算点的流量, m^3/s ; Q_{opt} 为最高效率点的流量, m^3/s ; δ_{Eopt} 为最高效率点的摩擦损耗系数; n_s 为泵的比转速; n 为泵的转速, r/min ; H_{opt} 为水泵在最高效率点的扬程, m 。

具体计算结果如表4所示。由表4可以看出,模型试验结果与现场实测结果非常吻合,因此也进一步说明了模型试验结果与现场实测结果均具有较高的准确性与真实性。

表4 模型试验结果与现场测试结果对比

叶片 角度/(°)	装置 扬程 H_{sy}/m	流量 $Q/(m^3 \cdot s^{-1})$		装置效率 $\eta_{sy}/\%$	
		模型 试验	现场 实测	模型试验 $\eta_m + \Delta\eta$	现场 实测
-4	3.46	23.18	23.86	$67.37 + 1.32$ $= 68.69$	$63.53/0.94$ $= 67.59$
-2	3.51	24.82	25.63	$65.3 + 1.48$ $= 66.78$	$63.18/0.94$ $= 67.21$

4 结 论

a. 本文首先采用理论计算的方法分段计算出上

桥泵站的流道阻力系数S值,然后将水力模型的泵段性能曲线转化为装置性能曲线,以装置效率最优为准则,同时兼顾流量和空蚀性能,直观有效地选出水力模型350ZMB-3.8作为上桥泵站技术改造换泵模型。泵装置模型试验和现场实测结果说明该水力模型的选择是正确的,方法是有效的,可作为其他泵站更新改造或新建选择水力模型时的参考。

b. 上桥泵站在保留原进出水流道、原电动机和原导叶的基础上只进行换泵改造的方案是可行的,在节省大量工程投资的条件下取得了显著的改造效果,对其他大型泵站的更新改造具有较高的参考价值。

参考文献:

[1] 严登丰.泵站工程[M].北京:中国水利水电出版社,2005.
[2] H E 依捷列契克.实用流体阻力手册[M].华绍曾,杨学宁,李世铎,等译.北京:国防工业出版社,1985.
[3] SL140—97 水泵模型验收试验规程[S].
[4] GB3216—89 离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法[S].
[5] SL317—2004 泵站安装及验收规范[S].
[6] JISB8327—2002 Test Methods for Performance of Pump Using Model Pump[S].

(收稿日期:2007-03-15 编辑:方宇彤)