

大型轴流泵站主泵改型研究与应用

刘超, 汤方平, 袁家博, 周济人, 成立

(扬州大学)

陆一忠

汤正军

(江苏省水利厅)

(江苏省江都水利工程管理处)

摘要: 对南水北调工程东线源头工程江都一、二抽水站主泵改造作了优化选型, 研制了流量大、效率高、汽蚀性能好的新泵型; 应用数控技术加工水泵叶片, 保证真机性能; 对装置特性曲线进行分析, 提出了不稳定工况区的新概念, 论证了稳定工况区的工作可靠性。

关键词: 泵装置, 轴流泵, 模型, 试验

文献标识码: A **文章编号:** 1005-6254(2002)03-0012-05

TV67

1 概述

江苏省江都水利枢纽是国家南水北调工程东线的源头工程。江都第一抽水站是我国最早建成的第一座大型抽水站, 1961年开工, 1963年建成。运行30多年来, 对经济发展作出了巨大贡献, 但原机组严重老化, 汽蚀损坏严重。1994年开始更新改造, 1996年完成。机组更新为8台1.75ZLQ-70全调节轴流泵, 配用TDL1000-24同步电动机, 新机组运行4年多, 性能良好, 已取得巨大经济效益。

江都水利枢纽第二抽水站紧接第一抽水站之后建成, 装机型号及台数与一站完全相同, 土建结构、流道形式亦基本相同。由于1.75ZLQ-70轴流泵在一站中的成功应用, 二站亦选用该全调节水泵8台, 于1998年完成二站改造, 投入运行。

江都水利枢纽第一、二抽水站主泵改型是整个泵站改造的关键。主泵型选择是建立在大量前期研究工作基础上的, 前后历经两年多时间, 对10多副水力模型(转轮+导叶)进行数十种组合的试验研究, 取得大量数据和重要成果, 保证了主泵型的良好性能, 使更新改造获得成功。

2 模型泵和泵装置

2.1 改型泵设计扬程

江都抽水站原设计扬程7~8m, 建站后30

多年的运行实践表明该设计扬程偏高, 导致实际运行效率偏低。经江苏省水利厅组织有关专家反复论证, 按照主泵改型三原则, 即大流量、高效率、抗汽蚀, 确定泵装置设计扬程如表1。

表1 改型泵、模型泵设计扬程参数

运行期	汛期	冬、春季节	最大运行扬程
装置扬程(m)	5.9	7.0	8.5

2.2 模型泵(水泵水力模型)

通过大量的初步试验优选, 确定两副水力模型(F_1 、 F_2)为主泵型最终复选方案, 其转轮的主要结构参数如表2所示。

表2 模型转轮主要结构参数

方案编号	叶片数	叶轮直径(mm)	轮毂直径(mm)	轮毂比	叶栅稠密度	
					根部	外缘
F_1	4	300	150	0.50	0.06	0.023
F_2	5	300	160	0.53	0.08	0.044

注: 表2中的 F_2 方案为非常规前倾叶片。

2.3 模型装置

模型装置见图1。进出水测压断面分别选取在进水流道进口前和出水流道出口后, 相应于原型前池和出水池断面(不包括拦污栅), 所测得的扬程为装置扬程。根据商定, 原型泵直径为1.54m, 转速为272.7 r/min。模型装置整体(包括肘形进水流道、虹吸出水流道和泵段)与原型装置几何相似, 缩尺为1:5.13。根据动力相似准则(即Sh

第一作者简介: 刘超(1950.11-), 男, 扬州大学副校长, 博导, 教授, 江苏省扬州市(邮编: 225009)。

数=idem),按照试验规范要求,模型泵的 $(nD)_m$ 与原型泵的 $(nD)_p$ 之比应在0.8~1.0范围内,试验转速应为1 120~1 400 r/min.选择试验转速为1 283 r/min, $(nD)_m/(nD)_p=0.917$,满足动力相似的要求。 Sh 数是表征离心惯性力相似的准则数,是针对转轮内的旋转流场而得到的。然而进出水道内的流动是以压力为主导力的运动,管流运动相似应满足 Eu 数相等。 Eu 数为非独立准则,在与其它准则不一致时,可不予考虑。长期的实验证明,这对整体装置整体性能相似性影响很小。

3 模型泵及其装置性能

3.1 模型泵段性能^[3]

所谓泵段,即按照国家标准GB3216—89所规定的轴流泵试验段:转轮+导叶+60°弯管,进出口取压断面为图2所示。图2中1-1为进口测压断面,2-2为出口测压断面,均按国家标准要求进行测试。

F_1 、 F_2 方案模型泵段的性能曲线如图3a和图3b所示,包括能量性能和汽蚀性能曲线,两种模型最高效率都超过84%,对应的流量较同类泵大,汽蚀比转速大于1 000,综合性能优于同类水

力模型。

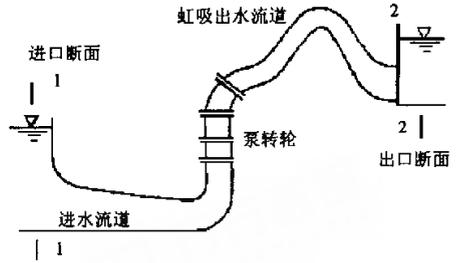


图1 泵装置及进出口测量断面图

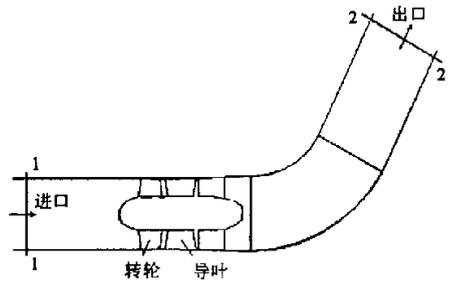


图2 模型泵段及测压断面示意图

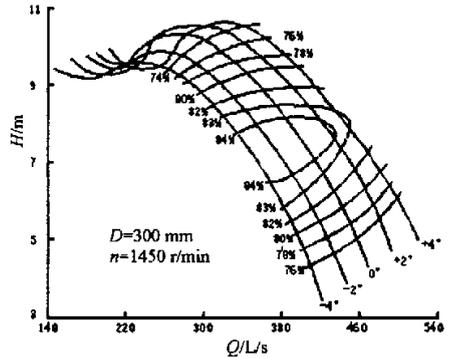
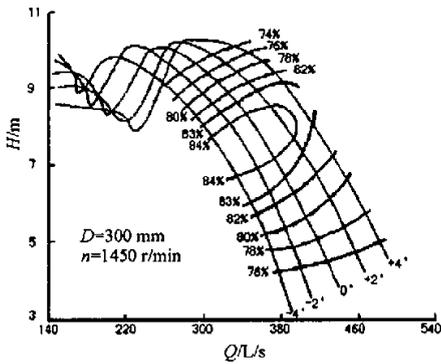


图3 模型泵段性能曲线

表3 模型泵装置的特征工况实测性能 $n=1 400$ r/min

方案	叶片角 (°)	装置扬程 H (m)	流量 Q (l/s)	轴功率 N (kW)	装置效率 η (%)
F_1	-2	7.361	301.4	29.35	73.92
	0	7.188	328.8	31.01	74.49
	+2	7.033	357.5	33.60	73.71
	+4	7.223	375.5	36.75	72.15
F_2	-4	7.478	294.0	29.04	74.08
	-2	7.198	325.4	31.32	73.19
	0	7.432	343.9	34.69	72.11
	+2	7.428	365.7	37.88	70.19

3.2 模型泵装置性能

3.2.1 能量性能

如表1所列,泵装置的特性扬程为:汛期运行扬程5.9 m,考虑到南水北调远期规划要求,可增加1 m;冬春季节运行扬程7.0~7.3 m;最大运行扬程为8.5 m。表3中的数据为不同叶片角度下,相应于特征扬程的模型装置性能的最高效率点参数试验数据。这里实验水泵转速为1 400 r/min。

图 4a、4b 分别为 F_1, F_2 方案泵装置综合性能曲线。

F_1 方案的最优工况点的扬程为 7.188 m, 流

量 328.8 l/s, 效率为 74.49%; F_2 方案的最优工况点的扬程为 7.198 m, 流量 325.4 l/s, 效率为 73.19%, 比 F_1 方案稍低。

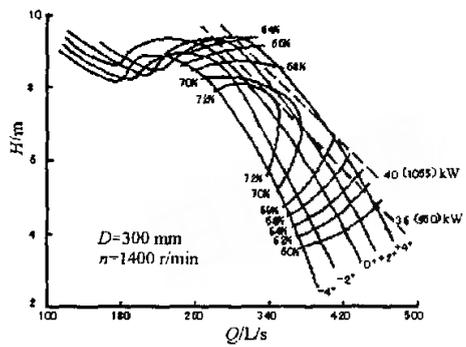
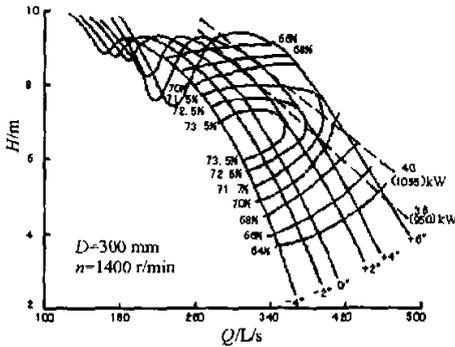


图 4 模型装置综合性能曲线

3.2.2 汽蚀性能

为确保水泵在装置条件下具有良好的汽蚀性能, 试验在装置条件下(肘形进水流道)实测了 3 组模型的必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 值, 以装置效率下降 1% 作为汽蚀发生确定工况的 $NPSH_r$ 值。在装置条件下, 两种方案设计工况时的 $NPSH_r$ 值分别为 7.0 m 和 8.5 m, 相应的汽蚀比转速为 1047 和 910。这一结果与泵段条件下测定的汽蚀性能是不同的。这是因为水泵进口(肘形弯管出口)处的水流条件改变了, 肘形弯管出口的水流均匀性比直管的当然要差些。然而, 由于是装置条件下测得的性能, 更为接近实际运行的情况。只要装置的有效汽蚀余量 $NPSH_a$ 大于 $NPSH_r$, 才能满足不发生汽蚀的要求。

3.2.3 最高装置扬程和不稳定区(马鞍形区)

两种方案最高装置扬程都超过 9 m, 满足 8.5 m 的设计要求。因而是可行的。随着对泵装置性能的深入研究, 一个问题不断被提出来, 这就是轴流泵装置性能曲线的不稳定区——马鞍形区的问题。而这一问题的核心是轴流泵装置性能曲线马鞍区的最小“谷底”扬程对大于这一扬程的工况运行有无影响。传统的看法在这一“谷底扬程”以上的工况运行是不稳定的, 工况点可能在图 5 中所示的 A, B, C 三点之间跳动。水泵进入不稳定运行区, 引起振动, 是不允许的。

事实上, 这种传统观点是不正确的。实验和现场运行都证明并不存在这一工作区, 真正的不稳定区如图 6 所示。就扬程而言, 当实际扬程大于 M 点扬程, 水泵进入不稳定区, 此时的流量一扬

程工况点极不稳定, 装置发生强烈振动; 扬程继续增加直至 N 点, 流量在 Q_1 和 Q_2 之间, 其工况点都是不稳定的, 如图 6 中 M—N 之间的无规则的点据, 振动一直存在。但当扬程大于 N 点后, 则水泵运行又趋于稳定。分析其原因, 当水泵工况处于 M 和 N 点之间, 轴流泵叶轮内产生小流量工况回流。在相当于最佳工况流量 Q_0 的比值 Q/Q_0 等于 0.5~0.6 时, 即可能出现这种回流。回流在轴面发生, 由轮毂流入, 由叶轮外缘流出, 如图 7。回流的出现消耗了能量, 使水泵产生的有效扬程减少, 导致扬程下降, 由于回流的不稳定性, 导致水泵工况的不稳定。实验中已经证实这种回流的存在^[1]。

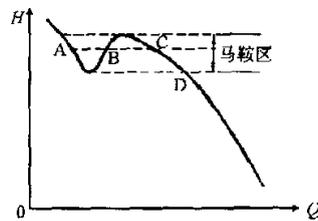


图 5 传统的不稳定马鞍区

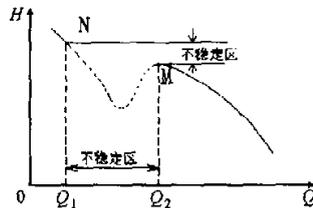


图 6 实际不稳定区

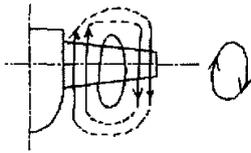


图7 小流量工况回流

然而当扬程继续增加,越过N点后,叶轮内的回流渐趋稳定,流出的水流回流后可能得到二次增压从而使水泵扬程增加,但回流使流量继续减少,所消耗的能量继续增加,因此效率极低。M—N区可称为水泵的不稳定工况区。

上述说明,只要水泵装置的扬程在稳定区最高扬程(图6中的M点)以下,水泵装置工况不会进入不稳定马鞍区,可以稳定运行。水泵装置扬程N点以上,水泵能够运行,但因损失过大效率极低,功率剧增,不容许长时间运行。

3.3 管路性能^[2]

泵装置由泵段和进出水流道构成,江都一站在建站前曾委托当时的南京水利交通科学研究所对出水流道作模型试验,把不带泵段的虹吸出水流道作为一般的管道进行水头损失测定。本试验对处于同一水泵装置中的虹吸出水流道和肘形进水流道进行水头损失试验。结果,进水流道水头损失同类研究一致,而出水流道则大不相同。在水泵运转情况下测量,按常规计算得到的虹吸出水流道水头损失数值为负值,显然违背真实情况。究其原因水泵出口的水流环量较大,未计及水流圆周分速的速头。后来去掉叶轮,仅对无泵过流的损失测试,所获水头损失比原南京水科所的试验结果稍大,因为泵导叶仍在装置中,增加阻力,消耗了部分水头,两种结果是一致的。

然而,无泵运行情况下测定的管路损失仍不能反映有泵运行情况。而唯一能得到真实的出水流道水力损失的方法是比较泵段的扬程—流量曲线和泵装置的扬程—流量曲线。

因为 $H_{sy} = H_p - h_l$ (1)
式中 H_{sy} ——装置扬程, m

H_p ——泵段扬程, m

h_l ——管路水头损失, 包括附加扬程损失^[2], m

$$h_l = h_{进} + h_{出} + h_{弯} + h_{附} \quad (2)$$

所以 $h_l = H_p - H_{sy} \quad (3)$

式(2)中右边各项依次为进水流道、出水流道、弯头损失和附加损失。 $h_{进}$ 和 $h_{出}$ 已测得, $h_{进} = 1.343Q^2$ 。根据文献[3]的计算, $h = 8.2Q^2$; 60° 弯头损失系数 $\xi = 0.187$, $h_{弯} = 1.6748Q^2$, 而 $h_{附}$ 与进水条件有关, 往往差异较大, 这里取 $1.50Q^2$ 。由式(2)有:

$$\begin{aligned} h_{出} &= h_l - h_{进} - h_{弯} - h_{附} \\ &= (8.2 - 1.343 - 1.6748 - 1.5)Q^2 \\ &= 3.682Q^2 \end{aligned} \quad (4)$$

式中, h 为模型水头损失, m, 以 h_l 代入; Q 为模型流量, m^3/s 。据式(4)计算, 该虹吸出水流道的损失与一般直管出水损失(含拍门损失)相近。

4 真机装置性能及分析

4.1 真机叶片加工

为了保证模型性能在真机中实现, 在对真机叶片的加工中应用了数控加工技术。考虑到水泵的制造成本, 减少数控加工工时, 采用数控加工叶片样模、仿形加工叶片的工艺, 既保证了叶片形状的准确性, 又降低了成本。自主研发了叶片空间曲面的计算和加工程序, 取得了满意的结果。真机叶片几何尺寸和形状得到了充分的保证, 并采用了抗汽蚀性能好的不锈钢材料, 1996年投入运行后至今尚未大修。

4.2 真机性能

为了获得真机的实际运行性能, 对水泵装置进行了数次现场测试。其中流量测试采用五孔球探针方法, 选择水泵叶轮进口断面(肘形流道出口断面)测量多点流速, 面积加权, 分部求和, 得到流量。通过功率变送器测得电动机输入功率, 水位变送器测量进出口水位, 进而求得泵站(装置)扬程, 对一站、二站的测试结果见表4, 表5。^[4,5]

表4 江都一站改造后现场测试结果

机组号	叶片角($^\circ$)	平均扬程 H (m)	电机输入功率 N (kW)	流量 Q (m^3/s)	机组效率 η (%)	泵装置效率 η (%)
3#	+2	4.445	742.0	12.01	70.50	74.22
6#	0	5.44	720.5	10.34	76.50	80.54
7#	+2	3.684	682.8	12.51	66.14	69.62
8#	0	3.978	671.5	11.79	68.45	72.05
8#	+2	4.155	732.0	12.58	69.98	73.66

表 5 江都二站改造后现场测试结果

机组号	叶片角(°)	平均扬程 H (m)	电机输入功率 N (kW)	流量 Q (m ³ /s)	机组效率 η (%)	泵装置效率 η (%)
4#	-2	5.72	766.0	10.13	74.1	78.0
4#	0	5.87	826.0	10.55	73.4	77.2
4#	+4	5.73	936.0	11.95	71.7	75.3
7#	0	3.85	650.0	11.61	67.4	70.9

将现场测试的结果与模型换算所得结果比较,所测得各点与换算曲线基本吻合,见图 8。这充分说明了真机叶片加工型线的保真性,确保了模型性能在真机上的实现。与改造前旧泵装置相比,新泵装置流量大幅度增加(单台增加了 3 m³/s)装置效率也大幅度增加(9%左右),在国内同类泵装置中达到相当高水平。

机组投入运行后,一直运行平稳,无汽蚀声,噪音降低,至今尚未大修,大大延长了大修周期,江都一、二站更新改造的直接经济效益及社会效益极为显著,改造取得巨大成功。

5 结论

1、在土建结构总体不变的情况下,通过更新改造,采用高性能轴流泵水力模型,增加流量,提高效率,使泵装置性能大幅度提升,取得巨大的经济效益,为大型泵站改造和建设创出一条新路。

2、水泵不稳定工况区实际上就是水泵最高扬程工况点(M)至水泵小流量最低点(N)之间的区域,水泵在最高扬程工况点(M)以下运行是稳定可靠的;水泵也可在 N 点以上作短暂运行,但不容许作长时间运行。

3、现场测试真机性能与模型换算结果基本吻合,真机叶片的精密加工充分保证了泵水力性能。

采用数控加工样模,仿形加工叶片的方法可靠,成本较低,可在大型泵站的水泵加工中推广应用。

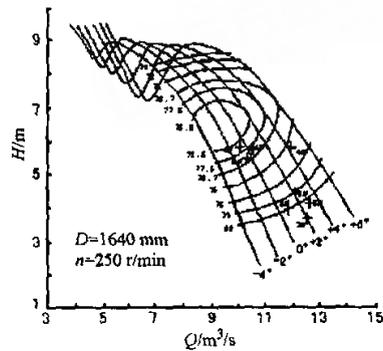


图 8 真机换算性能及实测性能点

参 考 文 献

- 1 刘超. 大型泵站钟形进水流道流速场的试验研究. 江苏农学院学报, 1985, 16(2): 43~48
- 2 刘超. 泵站经济运行. 北京: 水利水电出版社, 1995, 11~15
- 3 刘超. 江都一站主泵改造型泵模型试验报告. 扬州: 江苏机电排灌工程研究所, 1995, 9~11
- 4 刘超. 江都一站更新改造现场测试报告. 扬州: 江苏机电排灌工程研究所, 1996, 5~6
- 5 刘超. 江都二站更新改造现场测试报告. 扬州: 江苏机电排灌工程研究所, 1999, 6~8

Research and Application on Pump blade for the Renovation Project of Axis-flow pumping stations

LIU Chao, TANG Fang-ping, YUAN Jia-bo, ZHOU Ji-ren, CHENG Li
(Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225009, China)

LU Yi-zhong

(Jiangsu Water Conservation Managing Department, Nanjing, Jiangsu 210026, China)

TANG Zheng-jun

(Jiangdu Water Conservation Project Administration, Jiangdu, Jiangsu 225000, China)

Abstract: The new pump blade with large discharge, high efficiency, good cavitation performance is designed for the renovation project of headstream of South-North Water Discharge Project——Jiangdu No. 1 and 2 pumping stations. Numerically-controlled milling processing of pump blade is applied. It can ensure the performance of the prototype pump. Based on the analysis of system characteristic curve, the paper bring out the new concept of the unstable mode region and discuss the reliability of the stable mode region.

Key words: Pumping system, Axis-flow pump, Model, Test