

低扬程水泵选型新方法

汤方平,刘超,成立,周济人

(扬州大学水利与建筑工程学院,江苏扬州 225009)

摘要 通过理论分析和模型试验,研究泵与泵装置特性的关系.进出水管道水力损失占泵站净扬程的比重越大,泵装置最高效率点的流量越小,而泵装置最高效率点的扬程与最高效率点的泵段扬程基本一致.为保证泵装置运行在高效率点,所选用泵的扬程应与泵站净扬程相当,而流量必须加大,据此提出泵的等扬程加大流量选型方法.

关键词 水泵工作点,水泵机组,水泵性能,选型设计,效率

中图分类号: S277.9+2 文献标识码: B 文章编号: 1006-764X(2001)04-0041-03

国内低扬程轴流泵站的效率普遍较低,平均在 38% 左右,远低于水利部规定值(50%)的标准.对泵站的技术改造已经有了很多的研究与实践,泵站效率低的原因,公认为三个方面:①20 世纪 80 年代以前,国内没有合适的低扬程高比转数水力模型;②设计扬程不合理,实际运行扬程远低于设计扬程;③水泵选型和泵装置结构形式不合理.20 世纪 80 年代后,通过国内有关单位的努力,低扬程高比转数($n_s > 1000$)水力模型的研究与开发取得了较好的成绩^[1,2],基本上能满足低扬程泵站的选型要求.中国水利水电科学研究院、江苏省水利勘测设计研究院和江苏机电排灌工程研究所等单位在低扬程轴流泵装置结构型式方面进行了大量的研究工作,提出并应用了一些新型实用高效的装置形式.大中型泵站建设由于有装置模型试验,设计质量能够得到良好的保证.对于面广量大的中小型泵站建设与改造,在已有优秀水力模型和设计扬程准确合理的情况下,大量的现场测试表明,泵站效率仍然得不到很好的保证.本文从泵与泵装置特性的关系出发,指出传统泵选型方法的缺陷,并提出新的泵选型方法.

1 泵与泵装置特性的关系

泵特性引用了我国标准泵段(叶轮直径 300 mm)试验数据,泵由进口锥管、转轮室、导叶体和 60°出口弯管组成.定义泵装置扬程 H_Z 为上下游水位差.在正常工作范围内,某一叶片角度下泵的流量 Q 和扬程 H_p 的关系可近似用二次多项式表示:

$$H_p(Q) = A Q^2 + B Q + C \tag{1}$$

同样,轴功率 P 与流量 Q 的关系可表示为

$$P(Q) = D Q^2 + E Q + F \tag{2}$$

对于特定的泵,式(1)和(2)中的 A, B, C, D, E, F 为常数.

如果装置中使用标准泵段,进水流道设计合理,可假定装置中泵特性不变,仍然符合式(1)和(2),再假定管道水力损失 h 符合

$$h = S Q^2 \tag{3}$$

式中: S 为管道阻力参数.则装置扬程 H_Z 可表示为

$$H_Z = A Q^2 + B Q + C - S Q^2 \tag{4}$$

泵装置效率为

$$\eta_Z = \rho g Q H_Z(Q) / P(Q) \tag{5}$$

对式(5)求极值,泵装置最高效率点的性能参数即可求出.由于用代数分析泵装置最高效率点性能参数与管道阻力参数之间的关系比较困难,现引用两台典型的模型泵通过数值计算进行分析.模型泵 1($n_s = 1129$, 叶片角度 2°)性能曲线可表示为

$$H(Q) = 6.6287 + 0.389273 Q \times 10^{-1} - 0.121925 Q^2 \times 10^{-3} \tag{6}$$

$$P(Q) = 22.2773 + 0.119194 Q - 0.345933 Q^2 \times 10^{-3} \tag{7}$$

最高效率点基本性能参数为: $Q_p = 396 \text{ L/s}$, $H_p = 4.229 \text{ m}$, $\eta_p = 0.86$. 假定装置中管路水力损失分别占泵最高效率点扬程的 5%, 10%, 15%, 20% 和 25%, 可求得各种管路水力损失的装置中最高效率点的性能参数,见表 1.

模型泵 2($n_s = 873$, 叶片角度 -4°)性能曲线可表示为

$$H(Q) = 3.49279 + 0.387742Q \times 10^{-1} - 0.932205Q^2 \times 10^{-4} \quad (8)$$

$$P(Q) = 25.0073 + 0.805475Q \times 10^{-1} - 0.241116Q^2 \times 10^{-3} \quad (9)$$

可求出不同水力损失装置中的最高效率点变化情况,见表1.

模型	管路损失 h/H_p	管路阻力参数 $S/10^{-6}$	流量 Q $(L \cdot s^{-1})$	扬程 H_p /m	轴功率 P /kW	效率 η
模型1	0	0	396	4.229	19.093	0.860
	0.05	1.348	386	4.396	20.173	0.819
	0.10	2.697	376	4.511	21.205	0.784
	0.15	4.045	368	4.590	21.996	0.753
	0.20	5.394	359	4.703	22.849	0.724
	0.25	6.742	352	4.756	23.485	0.699
模型2	0	0	347	5.456	21.983	0.844
	0.05	2.266	336	5.688	23.271	0.805
	0.10	4.531	326.5	5.858	24.316	0.771
	0.15	6.797	318	5.991	25.198	0.741
	0.20	9.062	309.5	6.128	26.030	0.714

从表1可以看出,随着管路水力损失所占比例增大,泵装置效率降低,最高效率点的流量减小,扬程增加.如图1所示,随着S值的增大,最高效率点从A点移到A₁点,进一步移到A₂点,最高效率点往左上方移动.泵装置扬程-流量曲线($H_z \sim Q$ 曲线)往泵扬程-流量曲线($H_p \sim Q$ 曲线)左下方移动.

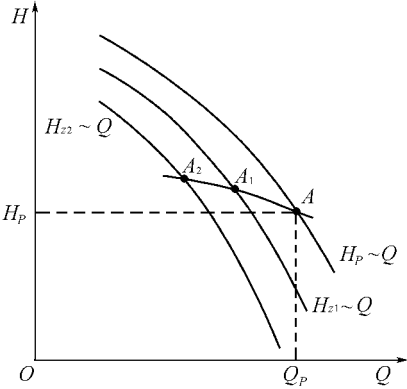


图1 最高效率点的移动

2 传统泵选型方法

根据泵站净扬程和抽水量的要求,可确定需要的泵装置性能曲线(图2),设计点为A(Q_z, H_z).传统方法选泵时,泵扬程根据式(10)计算:

$$H_p = H_z + SQ^2 \quad (10)$$

根据B点来选泵,如果B点为泵的最高效率点,则认为选泵达到最佳状态.根据前面分析,最高效率点在B点的泵,它的泵装置最高效率点在C点,可以看出,最高效率点C偏离设计点A,泵装置实际运行在低扬程大流量区域.这与大量的现场实测资料相吻合.轴流泵装置效率曲线在大流量一侧,

效率随流量增加急速下降,从而很容易造成泵站效率严重偏低,空蚀性能恶化.对于高扬程泵站,由于管路水力损失所占比例较小,C点和A点偏移不大,再加上高扬程离心泵、混流泵高效区较宽,因此,传统的等流量加大扬程选泵方法没有显示出它的弊端.对于低扬程泵站,由于管路损失所占比例较大,C点和A点偏移较大,传统的选泵方法必然导致泵站效率偏低.对于叶片角度可调节的泵,最高效率点还将从大角度移到小角度,角度的偏移达到 $6^\circ \sim 10^\circ$,C点和A点的偏移将更严重.

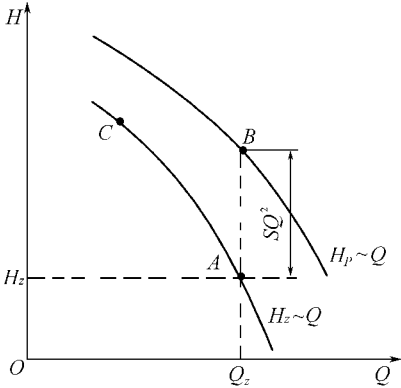


图2 传统的泵选型方法

3 等扬程加大流量选型方法

在假定装置中泵特性不变的情况下,泵装置最高效率点C位于泵最高效率点B左上方(图2).在实际泵站中,由于装置中泵叶轮进口的流态不可能像泵段试验时那样理想,产生较大的附加损失肯定会影响泵性能的发挥^[3],那么对泵装置最高效率点会有什么影响呢?大量的泵和泵装置模型试验表明,类似开敞式进水型式(喇叭口进水),C点和B点的扬程基本持平,配用各种进水流道的进水型式,C点扬程略高于B点的扬程.因此,作者提出了模型泵等扬程加大流量的设计方法,获得了成功^[4].这一方法同样适用于低扬程泵站的水泵选型.如图3所示,根据设计点A(Q_z, H_z),泵流量 $Q_p = Q_z +$

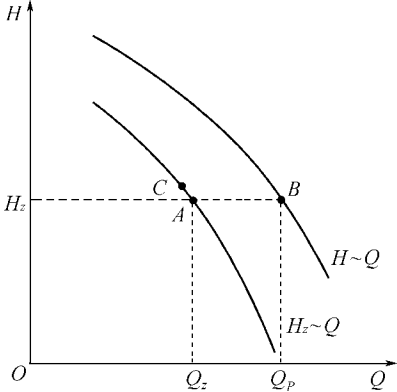


图3 等扬程加大流量选型方法

ΔQ 再用 (Q_p, H_z) 选泵, 就可以保证泵装置最高效率点 C 和设计点 A 非常接近. 这一方法应用的关键在于确定需要加大多少流量. 显然, 管路损失越大, 需要增加的流量越多. 由于低扬程泵站管路水力损失的计算精度难以保证, 再加上其它的影响因素, ΔQ 难以通过理论计算来获得. 利用现有的泵和泵装置模型试验资料可获得各种典型装置型式的流量增加量 ΔQ . 例如, 开敞式进水池、直管出水, 流量要增加约 16%; 双层涵洞型式, 流量增加约 14%; 钟型进水流道、虹吸式出水, 流量增加约 10%. 如果考虑叶片角度的变化, 流量需增加 35% 以上.

江苏省江都第三抽水站采用钟型进水流道、虹吸式出水流道, 设计扬程确定为 6 m, 按技术改造要求, 选用最高效率点扬程为 6 m 的 ZM6.0-Y981 水力模型, 通用性能曲线如图 4 所示, 泵装置模型试验结果如图 5 所示. 最高效率点的叶片角度由泵段的 $+4^\circ$ 移到泵装置的 -4° , 而最高效率点的扬程, 泵段为 6.2 m, 泵装置为 6.3 m, 基本不变. 就 0° 叶片角度而言, 泵装置最高效率点的扬程为 6.6 m, 也高于 6 m

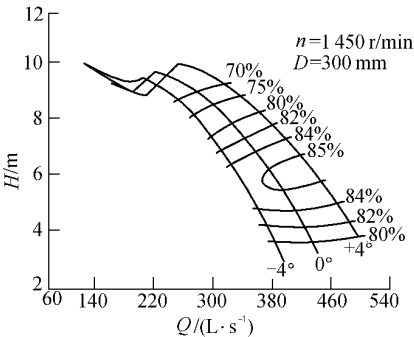


图 4 ZM6.0-Y981 模型泵性能曲线

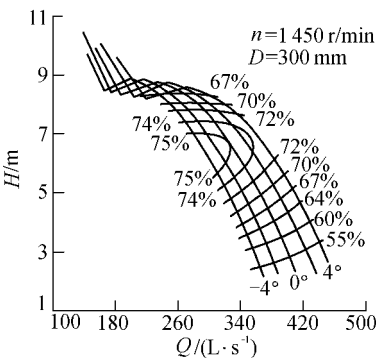


图 5 泵装置性能曲线

的泵最高效率点扬程. 很显然, 如果估算流道水力损失为 1.2 m, 传统选泵时将选用最高效率点扬程为 7.2 m 的水力模型, 这样, 泵装置最高效率点扬程将在 8 m 左右, 与设计扬程偏离较大, 从而影响运行效率. 校核工作主要针对所选泵能否满足泵站最大净扬程运行的要求, 由于进出水管道的水力损失, 泵装置最大扬程也将比泵原来的最大扬程小. 按等扬程

加大流量选型, 在泵站设计扬程运行时, 泵实际运行扬程高于泵高效率点扬程. 由于轴流泵的空蚀性能最优点扬程一般均小于高效率点扬程, 高扬程区域空蚀性能较差, 因此, 更要注意空蚀性能的校核. 国内很多泵站, 运行最高扬程与设计扬程相差较大, 既要保证设计扬程点为最高效率, 又要在最高扬程时稳定运行, 一般的水力模型难以同时满足, 这就对水力模型的开发提出了新的要求.

4 结 语

传统的水泵选型方法, 目标是使泵运行在高效点, 对于低扬程泵站必然导致泵装置实际运行工况偏在大流量区域, 造成泵站效率急剧下降. 在具备优秀水力模型和设计扬程合理的条件下, 采用等扬程加大流量选泵方法, 可保证泵装置最高效率点与设计点接近. 在水泵具体选型时要注意: ①搞清楚泵性能的测试条件, 有的泵带喇叭口, 是在开式进水池中测得的; 有的泵带进口锥管, 是在标准泵试验台测得的. ②注意装置中的泵段与引用泵性能的泵段是否一致, 在很多装置中, 往往只采用叶轮室和导叶体, 而没有进口锥管和 60° 出口弯管, 这时就不能直接引用泵性能数据. 由于叶片和导叶通常总是一起引用的, 由叶轮室和导叶体组成的泵段性能才最具应用价值, 这也正是国际上沿用的叶轮性能.

参考文献：

[1] 孙寿. 对我国发展低扬程轴流泵的分析研究[J]. 水泵技术, 1990 (1): 59~63.
 [2] 黄林泉. 中国跨流域调水工程泵站的技术进步[J]. 水泵技术, 1993 (2): 1~5.
 [3] 汤方平, 周济人. 低扬程泵装置性能的决定因素[J]. 排灌机械, 1997 (1): 12~14.
 [4] 汤方平, 刘超. 轴流泵水力模型 CAD/CAM[J]. 江苏农学院学报, 1998 (1): 1~5.

(收稿日期: 1999-11-25 编辑: 张志琴)