

泵站进水口临界淹没深度相似准则及换算公式探讨

华 明¹, 曹光华²

(1. 河海大学水文水资源及环境学院, 江苏南京 210098; 2. 河南省信阳市水利局, 河南信阳 464000)

摘要 结合大型斜式轴流泵站水力模型临界淹没深度试验研究, 就泵站进水口临界淹没深度相似准则进行探讨, 提出了泵站进水口临界淹没深度换算公式. 与其它泵站进水口临界淹没深度换算公式进行了比较, 验证了公式的适用性.

关键词 进水口 临界淹没深度 相似准则 换算公式

中图分类号: TV136⁺.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1980(2000)03-0055-05

泵站进水口淹没深度的确定是泵站设计的一项重要内容, 它直接关系着工程投资, 决定着水泵的进水条件、水泵的安装高程以及泵房的开挖深度等. 淹没深度过小会产生有害漩涡, 有可能引起机组超载、汽蚀、振动和噪音等不良后果, 使水泵及泵站效率降低, 严重时泵站不能正常运行. 过大的淹没深度势必会增加基坑开挖深度, 使工程的造价增加, 产生不必要的浪费. 泵站进水口淹没深度的确定取决于其临界淹没深度的大小, 因此, 如何正确确定泵站进水口临界淹没深度, 是一个重要而有实际意义的课题.

由于临界淹没深度是一个较为复杂的参数, 具体工程的边界条件又难以用数学公式来准确描述, 因此, 到目前为止仍难从理论上精确确定. 对重要的大型工程而言, 主要通过水力模型试验来确定进水口的临界淹没深度, 它能较准确地反映泵站进水池的水流特性, 是确定泵站进水口临界淹没深度的最有效方法之一. 但临界淹没深度试验的相似准则和特征参数的选取问题, 迄今为止一直没有得到较好地解决, 而由于相似准则及相似参数的选择不一, 使得模型试验结果换算至原型时相差较大.

1 临界淹没深度试验相似准则

1.1 临界淹没深度下进水口前的水流特性

泵站工程中, 将进水口前水流不发生有害吸气漩涡时的最小淹没深度称为临界淹没深度. 此时的漩涡通常称为 II 型漩涡, 即有较深的漏斗状, 空气开始断续进入进水口, 对水泵的性能开始产生影响. 在临界淹没深度状态下, 泵站进水口前的水流仍然为连续水流. 已有的研究表明, 固体边界是粘性流体产生漩涡的根源, 此外, 自由表面和两股流体汇合所形成的间断面都有可能导致粘性流体中出现漩涡. 带有水平进水流道的泵站, 来流在接近进水口时流线逐步向进口收缩, 表层水流在到达后壁时流速几乎为零, 这样在进水口前就存在一个流动间断面, 将水流分成流动特点不同的上下两个区域, 如图 1 所示. 沿水流方向, 下部区域水流的流速不断增大, 上部区域水流的流速则不断减小. 上部区域内的水流由于惯性流动, 在冲击到池壁上时有局部回流, 致使整个进水口前的水流流速分布不均匀, 从而为进水池中漩涡的产生提供了条件. 淹没深度对漩涡的发展起着阻碍作用, 淹没深度越大, 漩涡尾部能到达进口所需的速度环量就越大. 其他几何边界条件不变的情况下, 当进水口的流量增大时, 漩涡发展得很快. 对于流量一定的情况, 漩涡随着淹没深度的减小和行近流速的增加, 逐步由微凹漩涡向串通漩涡发展; 当流量改变时, 相对应的临界淹没深度也随之改变, 流量越大所需的临界淹没深度也越大.

因此, 就一定边界条件的进水口而言, 漩涡的产生和发展主要取决于淹没深度、流量和行近流速.

1.2 临界淹没深度试验相似准则

大型泵站设计时, 进水口的临界淹没深度主要通过水泵装置模型试验来确定. 在进行模型试验时, 根据

相似原理,原型与模型之间除满足几何相似外还应满足运动相似和动力相似;同时,为保证模型与原型水流具有相同的物理特性,还要求原型与模型的流动具有相似的边界条件和起始条件。因此,开敞式试验台上的水泵装置模型,能够比较真实地反映其原型的水流特性。大型水泵在进行装置性能试验时,原型泵与模型泵的扬程应当基本相等,同时又由于水泵的汽蚀性能主要与泵内的压力和叶片的线性速度有关,为更好地模拟原型泵的各种特性,所以大型水泵及其装置模型试验是按等扬程($n_p D_p = n_m D_m$)即等流速原则来进行的^[1]。

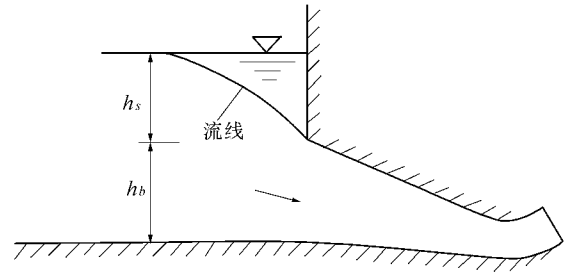


图1 进水口前水流示意图

Fig.1 Water flow in front of the intake

泵站进水口临界淹没深度试验主要是通过观察进水口是否发生有害吸气漩涡(Ⅱ型漩涡)来进行并确定临界淹没深度值的。按等扬程原则设计的模型进行临界淹没深度试验,能够比较真实地反映原型的漩涡特性。该水泵装置模型是水工和水力机械的综合模型,水工部分为几何正态模型,模型泵为按等扬程设计的几何相似水泵。泵站进水口前的漩涡运动主要与淹没深度、行近流速及进水口处的几何边界条件有关,受水泵本身的影响较小。该处的水流具有自由表面,水流主要受重力和惯性力支配,基本属于稳定流,则斯特劳哈数 Sh 和欧拉数 Eu 可以不予考虑,而当雷诺数 Re 大于 3×10^4 ,韦伯数 We 数大于 10^4 时,可以不计粘性力和表面张力的影响,它仍然是主要受重力控制的流动^[2]。水泵的模拟是按照工况相似来进行的,它所满足的相似准则与进水口临界淹没深度所应满足的相似准则并不完全一致。进水口处的水力特性和泵内的水力特性有着较大的差异,进行临界淹没深度试验时,必须使它与水泵性能试验两者所应满足的相似条件结合起来才是合理的。泵站进水口前的水力特性与流速有关,模型试验中,满足几何相似的条件下,流速和流量存在一定关系。因此,水泵性能试验和进口淹没深度试验之间存在着流量关系。试验时选用临界淹没深度和流量为特征参数,能够比较真实地反映进水口的水流特性。临界淹没深度既不能作为几何量选用几何比尺进行模拟,也不能与水泵扬程(或水位差)采用相同的比尺来进行模拟,它不同于上述两者,有着独特的模拟准则。

2 临界淹没深度换算公式推导

对于配置了进出水流道后的几何相似水泵,水泵的性能曲线(扬程~流量关系曲线)是一定的。对于某一特定流量,它所对应的泵扬程是确定且唯一的。该扬程 H 和流量 Q 是水泵在一定的抽水装置和一定的上下游水位条件下,能量和流量的平衡。水泵的扬程即为进出水池水位差与该流量所对应的流道(管道)损失之和。进水口前的水流在临界淹没深度下,进水池的水位与进水口临界淹没深度之间又存在着联系,则可将临界淹没深度与泵扬程联系起来。

2.1 原型与模型之间参数的换算关系

$$\text{线形比尺} \quad \lambda_l = D_p / D_m \quad (1)$$

$$\text{转速比尺} \quad \lambda_n = n_p / n_m \quad (2)$$

忽略水泵尺寸及转速对各种效率的影响,则各项参数的换算关系^[3]:

$$\text{流量比尺} \quad \lambda_Q = \frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \quad (3)$$

$$\text{扬程比尺} \quad \lambda_H = \frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (4)$$

式中: λ ——参数比尺; D ——水泵叶轮直径; Q ——流量; H ——扬程; n ——转速; 下标 p 和 m 分别对应于原型和模型参数。

2.2 临界淹没深度换算公式

2.2.1 临界淹没深度换算公式的推求

以斜式泵站为例,泵站示意图如图2所示^[4]。

对于图2中所示的带有水平进水口的泵站,水泵的扬程

$$H = H_0 + h \quad (5)$$

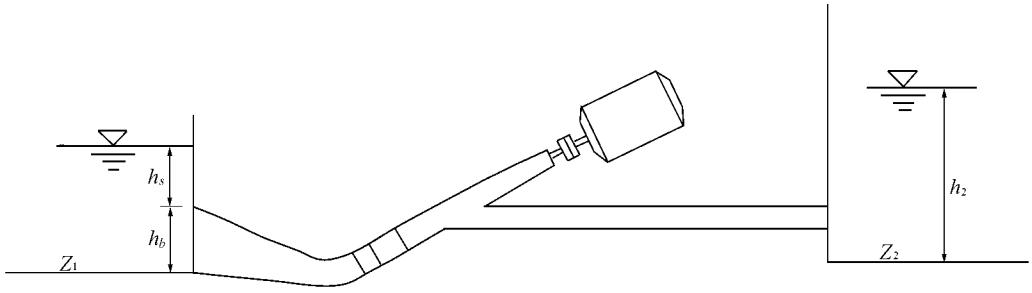


图 2 泵站示意图

Fig.2 Sketch of pumping station

式中： H_0 和 h 分别代表泵站净扬程和管路水头损失， $h = \alpha H_0$ ，取 $\alpha = 10\% \sim 30\%$ ，轴流泵站取大值。式(5)可写为

$$H = (1 + \alpha) H_0 \tag{6}$$

由图 2 可知

$$H_0 = h_2 + Z_2 - (h_s + h_b + Z_1)$$

即

$$H_0 = Z_2 - Z_1 + h_2 - h_b - h_s \tag{7}$$

式中各符号代表意义如图 2 所示。

对于原型泵站，水泵扬程

$$H_p = (1 + \alpha_p) (Z_{2p} - Z_{1p} + h_{2p} - h_{bp} - h_{sp}) \tag{8}$$

对于开敞式水泵试验台上的水泵装置模型，泵站模型中水泵扬程

$$H_m = (1 + \alpha_m) (Z_{2m} - Z_{1m} + h_{2m} - h_{bm} - h_{sm}) \tag{9}$$

已知

$$\lambda_H = H_p / H_m$$

对于按等扬程原则设计的几何正态泵站装置模型，其扬程较低，且与原型的 α 值相差不大，则在试验研究阶段，可近似取 $\alpha_p = \alpha_m$ 。

由式(8)-(9) $\times \lambda_H$ ，并将式(4)代入，可得

$$Z_{2p} - Z_{1p} + h_{2p} - h_{bp} - h_{sp} - \lambda_H (Z_{2m} - Z_{1m}) - \lambda_H h_{2m} + \lambda_H h_{bm} + \lambda_H h_{sm} = 0 \tag{10}$$

设待求的水深比尺为 λ_h ，则可得上式中有关参数的换算关系：

$$\begin{aligned} Z_{2p} - Z_{1p} &= \lambda (Z_{2m} - Z_{1m}) \\ h_{bp} &= \lambda_l h_{bm} \quad h_{2p} = \lambda_h h_{2m} \quad h_{sp} = \lambda_h h_{sm} \end{aligned}$$

代入式(10)可得

$$\lambda_h = \frac{\lambda_l \lambda_H (h_{2p} - h_{sp})}{(\lambda_l - \lambda_H) (Z_{2p} - Z_{1p} - h_{bp}) + \lambda_H (h_{2p} - h_{sp})} \tag{11}$$

或

$$\lambda_h = \lambda_H + \frac{(\lambda_l - \lambda_H) (h_{bm} - Z_{2m} - Z_{1m})}{h_{2m} - h_{sm}} \tag{12}$$

式(11)和式(12)是等价的。式(11)适用于根据原型尺寸来设计模型，式(12)适用于将模型的试验结果换算至原型。对于按等扬程设计的几何正态水泵装置模型，依照式(11)和式(12)来进行临界淹没深度试验，能够比较真实地反映泵站进水口前的水流特性。对已知的泵站或泵站模型而言，式(11)和式(12)两式右端项中各参数均为已知，则能够比较简便又准确地设计模型的淹没深度，或将模型试验的临界淹没深度值换算至原型。

2.2.2 临界淹没深度公式的适用说明

- 公式适用于原模型泵工况相似的几何正态装置模型；
- 当模型泵的试验转速与额定转速不相同，即调速运行时， $\lambda_H \neq 1$ ，式(11)和式(12)仍然适用；
- 公式适用于按等扬程设计的带有水平进水口的开敞式水泵装置模型(临界)淹没深度试验研究；

d. 公式是在假定 $\alpha_p = \alpha_m$ 的前提下求得的, 当 $\alpha_p \neq \alpha_m$ 时, 仍然可以根据两者的实际值结合式(8)式(9)和式(4)来进行临界淹没深度试验研究.

3 公式应用及比较

3.1 工程实例

某泵站是一座大型排涝泵站, 设计流量 $60 \text{ m}^3/\text{s}$, 设计净扬程 2.23 m , 选用 5 台 2.5 m 口径斜式轴流泵(1 台备用). 水泵的设计扬程 2.9 m , 设计流量 $15 \text{ m}^3/\text{s}$, 叶轮直径 $D_p = 2.2 \text{ m}$, 额定转速 $n_p = 167 \text{ r/min}$. 该泵站的水泵装置模型试验在开敞式水泵装置试验台上进行, 水工模型采用几何正态模型, 模型泵为几何相似水泵, 整个模型为水工及水力机械的综合模型. 模型泵按等扬程(等流速)设计, 即 $n_p D_p = n_m D_m$, 模型泵的叶轮直径 $D_m = 0.3 \text{ m}$, 则可得模型泵的额定转速^①

$$n_m = \frac{n_p D_p}{D_m} = 1225 \text{ r/min}$$

模型的几何比尺

$$\lambda_l = \frac{D_p}{D_m} = 7.33$$

模型中的有关参数为: $Z_{1m} = 0$, $h_{bm} = 0.68 \text{ m}$, $Z_{2m} = 0.286 \text{ m}$. 现对水泵进行调速运行, 选用 960 r/min 的电动机驱动, 经实测转速为 955 r/min .

转速、流量、扬程的换算关系(比尺):

$$\lambda_n = \frac{n_p}{n_m} = 0.175$$

$$\lambda_Q = \frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 = 68.88$$

$$\lambda_H = \frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 = 1.643$$

模型装置的设计流量

$$Q_m = \frac{Q_p}{\lambda_Q} = 0.2178 \text{ m}^3/\text{s}$$

在保持流量为 $0.2178 \text{ m}^3/\text{s}$ 不变的情况下, 对水泵装置模型进行临界淹没深度试验. 试验研究表明, 当进水口上缘淹没水深降至 0.375 m 时, 进水口前开始发生有害吸气漩涡, 因此, $h_{sm} = 0.375 \text{ m}$. 此时, 出水池中水深 $h_{2m} = 2.136 \text{ m}$, 故由式(12)可得临界淹没深度的换算关系(比尺):

$$\lambda_h = \lambda_H + \frac{(\lambda_l - \lambda_H) \left(h_{bm} - Z_{2m} - Z_{1m} \right)}{h_{2m} - h_{sm}} = 2.915$$

相应的原型临界淹没深度

$$h_{sp} = \lambda_h \times h_{sm} = 1.09 \text{ m}$$

3.2 同其它公式的分析比较

a. 以佛劳德数 Fr 作为试验准则, 临界淹没深度采用几何比尺进行模拟, 得到原型泵站的临界淹没深度

$$h_{sp} = \lambda_l \times h_{sm} = 2.75 \text{ m}$$

b. 试验时, 临界淹没深度采用与扬程相同的比尺, 可得原型泵站的临界淹没深度

$$h_{sp} = \lambda_H \times h_{sm} = 0.616 \text{ m}$$

c. 结合水泵性能试验, 文献[5]对泵站水平进水口前的漩涡特性进行了试验研究, 得出了临界淹没深度试验的经验公式

$$\frac{h_{sp}}{h_{sm}} = \lambda_l^4 \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{h_{sm} + h_b/\lambda_l}{h_s + h_b} \right)^2$$

① 河海大学, 上海张家塘泵闸枢纽工程水泵装置模型试验研究报告, 1997年12月.

经试算 ,可得 $h_{sp} = 1.04\text{ m}$.
采用 Fr 准则和等扬程原则将临界淹没深度换算至原型 ,则分别存在着偏大或偏小的问题 ;而由本文公式换算所得原型临界淹没深度值与文献 [5] 中经验公式的计算值非常接近 .

4 结 论

- a. 进行水泵装置临界淹没深度试验时 , 水工模型采用几何正态模型 , 模型泵按等扬程设计的几何相似水泵 , 能够比较真实地反映原型泵站进水口前的水流特性 .
- b. 泵站进水口临界淹没深度的相似模拟要求既满足水力相似又满足水泵工况相似条件 , 在此基础上 , 本文提出了临界淹没深度原型与模型间的换算公式 , 同其它公式的比较分析 , 验证了公式的适用性 .
- c. 临界淹没深度虽然具有长度量纲 , 但其比尺不同于几何比尺和扬程比尺 , 其特定比尺能够反映一定装置条件下进水池水流特性 .

参考文献 :

[1] 皮积瑞 , 丘传忻 . 大型立式轴流泵进出水流道型式的试验研究 [J] . 水泵技术 , 1982 (3) : 1 ~ 6 .
[2] Anwar H O , Weller J A , Amphlett M B . Similarity of free-vortex at horizontal intake[J] . J of Hydraulic Research , 1978 , 16(2) : 95 ~ 105 .
[3] 华东水利学院 . 抽水站 [M] . 上海 : 上海科学技术出版社 , 1987 . 162 ~ 167 .
[4] 华明 . 大型斜式轴流泵站进水系统水力特性研究 [D] [学位论文] . 南京 : 河海大学 , 1998 .
[5] 王林锁 . 水力进水口淹没深度相似准则若干问题的探讨和研究 [A] . '94 全国水动力学研讨会文集 [C] . 北京 : 海洋出版社 , 1994 . 316 ~ 322 .

Similarity Criterion and Conversion Equation of Critical Submergence Depth for Intakes of Pumping Stations

HUA Ming¹ , CAO Guang-hua²

(1. College of Water Resources and Environment , Hohai Univ . , Nanjing 210098 , China ;
2. Bureau of Water Conservancy of Xinyang , Xinyang 464000 , China)

Abstract : Based on the experimental study of critical submergence depth with the hydraulic model of large inclined axial-flow pumping stations , the similarity criterion of critical submergence depth for intakes is studied and an equation , for the conversion of critical submergence depth of the intake , is proposed . According to the data of a model pumping station , the present equation is compared with other conversion equations , and its applicability is verified .

Key words : intake ; critical submergence depth ; similarity criterion ; conversion equation