



# 射水清淤船管道压力损失和喷嘴流量的研究

王楠, 何炎平, 刘亚东, 赵永生  
(上海交通大学海洋工程国家重点实验室, 上海 200240)

**摘要:** 射水清淤船作为一种新型的疏浚及整平航道的工具, 得到了广泛的应用, 精确计算其管道压力损失和喷嘴流量强度将直接关系到该船抽水泵的选取及清淤效果。以某一射水清淤船为研究对象, 基于不同的喷嘴形状和分布情况, 建立了3种计算模型, 分别对其管道压力损失和喷嘴流量强度进行了分析对比和评价。计算结果表明, 圆台形喷嘴的管道局部压力损失比圆柱形喷嘴小。此外, 喷嘴的流量强度与该船清淤过程中产生的混合泥层的速度及厚度有关, 可以通过改变喷嘴流量强度来实现更好的清淤效果。

**关键词:** 射水清淤船; 管道压力损失; 喷嘴流量强度; 计算模型

中图分类号: U 674.31

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2013)02-0042-05

## Flow resistance in pipelines and nozzle flow analysis of water injection dredging

WANG Nan, HE Yan-ping, LIU Ya-dong, ZHAO Yong-sheng

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Water injection dredging (WID) has been widely used as a new dredging and leveling tools. Accurate calculation of pipe pressure loss and nozzle flow intensity is directly related to the type of ship pump selection and dredging effects. Three computational models are established by changing the shapes and distributions of the nozzles, the flow resistance and nozzles flow intensity of which are compared, analyzed and evaluated respectively. The calculated results show that the pressure loss in pipes of truncated cone shaped nozzles is smaller than that of cylindrical nozzles. Besides, the nozzle flow intensity is related to the speed and thickness of the layer in the process of dredging. We can change the nozzle flow intensity for better cleaning results.

**Key words:** water injection dredging; flow resistance; nozzle flow intensity; computational model

任何一条河流都不可避免地要面对清淤问题, 各国政府每年都要通过一系列的清淤工作来维持港口和航道的通畅。传统的清淤工具主要以挖泥船为主, 这些挖泥船都要通过管道或泥驳将挖出来的泥浆输送到指定地点。射水清淤船 (Water Injection Dredging -WID) 则通过低压将大量的水注射到淤泥层中, 使淤泥悬浮, 在水流的作用下将淤泥输送到指定的地点<sup>[1]</sup>。该类清淤船主要采用泵和管道输送水, 因此管道压力损失就成为了一个基本的问题, 精确计算管道压力损失直接关系到该类船泵的选取。此外, 喷嘴流量强

度关系到清淤过程中产生的混合泥层的速度及厚度, 影响到清淤效果。本文将基于Fluent软件, 建立3种计算模型, 对这3种模型的管道压力损失及喷嘴流量强度进行对比分析, 为该船喷嘴的设计与水泵的选取提供参考和依据。

### 1 射水清淤船的概念

20世纪80年代中期, 荷兰工程师Van Wezenbeek<sup>[2]</sup>首先提出了WID的概念。1987年, 荷兰HAM公司建造了世界上第一艘射水清淤船Jetsed号<sup>[3]</sup>。美国在1992年仿造荷兰的HAM922建造了

收稿日期: 2012-07-12

作者简介: 王楠 (1988—), 男, 硕士研究生, 主要从事射水清淤船的设计和研发。

第一艘射水清淤船BT-208号<sup>[4]</sup>,主要的工作地点在密西西比河。到目前为止,全世界大约有30艘射水清淤船,工作区域大都在具有一定宽度的航道、沿海港口以及入海口等特定的区域。

在清淤航行中,射流泵通过船体两侧的海底门吸取河中的水,泵出的水流通过船上的管路输送到射流装置中,再由喷嘴低压注入到注射区1(图1)中,使得此处淤泥的水含量升高,淤泥逐渐液化成水-泥混合层。同时喷嘴中喷出的垂直流使得原本水平的河床变成一个曲线,由于漩涡的存在,使得该混合层在水中分散开来,并不断吸收周围的水,此时混合层的密度并不单一,流体上的作用力不平衡。随着流动的继续,混合层的密度逐渐趋于一致,进而形成一个均匀的悬浮混合层,即过渡区2。这种混合层的密度大于周围水的密度,形成密度差,于是混合层开始移动,即形成了所谓的密度流。悬浮的水-泥混合层在密度流的作用下进入运输区3,直至输送到指定的地点,由此完成了清淤工作<sup>[5]</sup>。

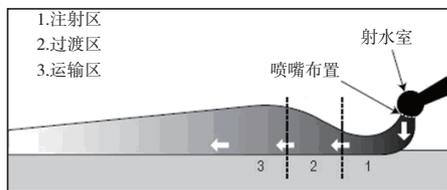


图1 WID基本原理

根据射水管道的布置形式和船型特点,射水清淤船可分为两种类型(图2),一类具有U型管道单元(类型A),另一类装有中央槽单元(类型B)<sup>[6]</sup>。

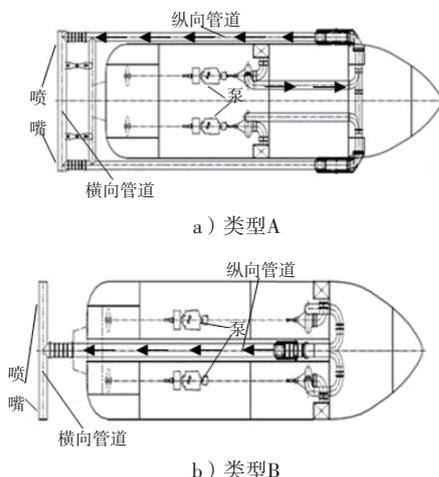


图2 射水清淤船的两种船型

一般来说,射水清淤船都是关于纵剖面对称,输送到管道内的水是由位于船舳左右对称的泵提供的,喷嘴则位于船尾横向管道处。其中类型A在整个船体的外围安装了一个U型射水管单元,这样就增加了清淤宽度,但同时也增加了管道受损的危险;类型B的管道位于中心开槽内,这样可以更好地保护输送管道,但其清淤宽度相对较小,且制造相对复杂。目前考虑到类型A可通过改装现有的船型得到,并且可建成多功能疏浚辅助船,因此目前市场上的射流清淤船大多是这种形式。本文是以A类清淤船为研究对象,研究其管道压力损失和喷嘴流量强度。

## 2 管道压力损失和喷嘴流量强度的理论计算

### 2.1 管道压力损失

射水清淤船主要通过水泵将水抽吸至管道内,然后通过喷嘴射出,达到清淤目的,因此管道是一个重要的环节,而流体在管道内必会产生一定的压力损失,直接关系到水泵的选取。本文以A类射水清淤船(图2)为研究对象,流体在管路中的压力损失主要包括两个部分:沿直管轴线长度方向的沿程损失 $\Delta P_f$ 和局部压力损失 $\Delta P_i$ 。沿程损失 $\Delta P_f$ 可根据达西-威斯巴赫公式<sup>[7]</sup>算出:

$$\Delta P_f / \rho = \lambda (l/d_e) (u_m^2/2) \quad (1)$$

式中: $d_e$ 为圆管直径; $u_m$ 为入口平均流速; $l$ 为管道的长度; $\rho$ 为流体的密度; $\lambda$ 为管道摩擦系数,它的取值可通过查表、经验公式或者利用计算机辅助设计法(CAGD)近似求得<sup>[8-9]</sup>。

由于本船中设置了弯管、阀门、喷嘴等零部件,流体流经这些零部件时会相互碰撞,产生漩涡,从而在管路系统中产生局部压力损失。通常局部压力损失是速度的函数,其表达式如下:

$$\Delta P_i = \sum_{i=1} \frac{\zeta_i \rho v_i^2}{2} \quad (2)$$

式中: $\rho_i$ 为管道流体的密度; $v_i$ 为管道内流体的平均速度; $\zeta_i$ 为局部压力系数,它是流动雷诺数和管道尺寸的函数,对于它的求解主要是在试验的基础上采用控制变量法,即在管道尺寸不变的情况下改变雷诺数,测出不同雷诺数下的压力损失,根据式(2)得到局部压力系数与雷诺数的关系,同样

保持雷诺数不变而改变管道的尺寸也得到一个局部压力系数与管道尺寸的关系，继而求得压损<sup>[10]</sup>。

### 2.2 喷嘴单位流量强度

当低压水流从喷嘴注入到淤泥层中，所形成的混合层的速度和厚度的大小决定了携带泥沙的数量以及清淤的长度，直接关系到清淤的效果。而混合层的速度取决于它与周围流体密度的差异，若忽略阻力的影响，引入修正因子 $\alpha$ （一般为0.9），其混合层的速度及厚度可由下式联立求得<sup>[2]</sup>：

$$\begin{cases} v_{fm} = \alpha \sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} gh_{fm}} \\ q = h_{fm}(v_{fm} + v_{dr}) - h_{cm}v_{dr} \\ h_{cm}v_{dr}c_m = h_{fm}(v_{fm} + v_{dr})c_{fm} \end{cases} \quad (3)$$

式中： $v_{fm}$ 是混合层的速度； $\Delta\rho$ 为混合层与水的密度差； $\rho$ 为水的密度； $g$ 为重力加速度； $h_{fm}$ 为混合层的厚度； $v_{dr}$ 为清淤船的速度； $h_{cm}$ 为需要清理的淤泥层的厚度； $c_{fm}$ 为混合层中固体的浓度； $c_m$ 为需要清理的泥层中固体的浓度； $\rho, g, \alpha$ 为常量， $v_{dr}$ 和 $c_m$ 可以在清淤工作前后测量得到，而

$$\Delta\rho \approx \frac{c_{fm}V + \rho V}{V} - \rho = c_{fm} \quad (4)$$

这里 $V$ 指的是混合层的体积，并且忽略了混合层中固体的体积。因此只要知道了 $q$ 的值就可以联立方程组求解出 $v_{fm}$ ， $h_{fm}$ ， $c_{fm}$ 的值。

$q$ 值称为喷嘴流量强度，即每个喷嘴的流量与该喷嘴影响尺度的比值（ $m^2/h$ ）。这里所讲的喷嘴影响尺度是指喷嘴左右间距中点的水平距离，其中最边上的喷嘴（图3中1#喷嘴）的影响尺度为最边缘的点（图3中最右边）至该喷嘴与相邻喷嘴（图3中2#喷嘴）中点的水平距离。理论上 $q$ 值的求解是通过所有喷嘴的总流量除以清淤宽度得来的，然而实际上每个喷嘴的 $q$ 值并不一定是相等的，这就造成理论与实际的差异。从式（3）可知，如果每个喷嘴的 $q$ 值不相等将会引起混合层运动速度的不均匀，从而影响清淤结果。为此，需要使每个喷嘴的 $q$ 值趋于一致来保证最终的清淤结果。

## 3 基于Fluent的实例计算

### 3.1 模型的建立

本文基于Fluent软件<sup>[11]</sup>来完成管道压力损失以

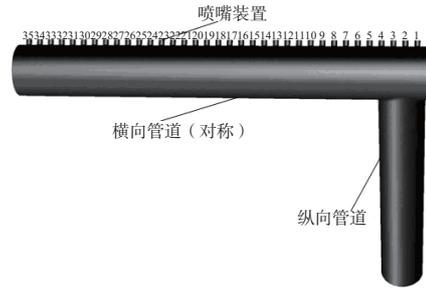


图3 射水管头模型

及喷嘴流量强度的计算，具体通过改变喷嘴的形状以及分布方式来讨论它们对管道压力损失及喷嘴流量强度的影响，建立了以下3种模型：

1) 模型1。考虑到对称性，取纵向管道长为5 000 mm，半径400 mm，横向管道长7 200 mm，半径为450 mm，均匀布置了35个半径为50 mm，长100 mm的圆柱形喷嘴，喷嘴编号从右至左依次为1~35，出口与水平面的夹角为45°，模型如图3所示。

2) 模型2。因为对于横截面突变的流动，壁面附近会产生分离现象，压力损失就会加重；而横截面平滑减小的流动，产生分离现象的会减少，压力损失相应的比较小<sup>[7]</sup>，因此在模型1的基础上，改变喷嘴的形状，将喷嘴改变成底面半径为60 mm，顶面半径为50 mm的圆台，而其他的参数不变。

3) 模型3。工程中需要每个喷嘴的单位流量强度一致，以保证喷嘴对单位距离内泥土的作用力一致，通过对前两个喷嘴均匀分布的模型分析，发现喷嘴单位流量强度不一致。故在模型2的基础上保持喷嘴的形状不变，扩大或者缩小小喷嘴的间距，通过逐次修改喷嘴间距使每个喷嘴的单位流量强度一致。表1为模型3最终的喷嘴间距值，表中的喷嘴间距为两个相邻喷嘴中点的水平距离。

### 3.2 管道压力损失的计算

#### 3.2.1 控制方程

首先，计算流动的雷诺数 $Re$ ：给定入口流量为1 000  $m^3/h$ ，管径 $d=800$  mm，水的运动黏性系数 $\nu=1.139 \times 10^{-6}$ ，则雷诺数为：

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} = 3.88 \times 10^5 \quad (5)$$

因此，流动为湍流，在Fluent中选取标准的 $k-\epsilon$ 湍流模型，根据此模型，可以建立三维坐标系

表1 模型3喷嘴分布数据

喷嘴编号	喷嘴间距/mm	喷嘴编号	喷嘴间距/mm
右端	0	18	200
1	130	19	210
2	210	20	200
3	250	21	210
4	220	22	200
5	220	23	210
6	190	24	200
7	180	25	210
8	190	26	200
9	180	27	210
10	190	28	210
11	190	29	210
12	190	30	210
13	200	31	210
14	200	32	210
15	210	33	210
16	200	34	210
17	210	35	210
中点	110		

中流场的控制方程。对于不可压流体, 相对定常流动, 雷诺时均控制方程 (RANS) 为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \bar{u}_i' \bar{u}_j') \quad (6)$$

式中:  $\rho$  为液体密度;  $u_i$  为  $i$  方向的雷诺平均速度;  $p$  为雷诺平均静压;  $\bar{u}_i'$  为脉动量。

标准  $k-\varepsilon$  方程:

$$\begin{cases} \mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j k - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \rho (P_k - \varepsilon) \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \varepsilon - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = \rho \frac{\varepsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \varepsilon) \\ P_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $\mu_t$  为涡黏性系数;  $P_k$  为湍动能  $k$  的生成项;  $C_\mu=0.09$ ;  $\sigma_k=1.0$ ;  $\sigma_\varepsilon=1.3$ ;  $C_1=1.44$ ;  $C_2=1.92$ 。

### 3.2.2 边界条件

进口条件: 给定入口处流体的速度, 假定沿轴向均匀分布, 具体数值由流量与进口面积的比值给定; 进口湍动能  $k$  和  $\varepsilon$  湍流耗散率由下式给定:

$$k_{in} = 0.005 u_{in}^2, \varepsilon_{in} = C_\mu^{3/4} k_{in}^{3/2} / l, l = 0.07 D_{inlet} \quad (8)$$

出口条件: 采用压力出口, 并设定为一个大气压。壁面条件: 在固壁处采用无滑移边界条件, 在近壁区采用标准壁面函数。

### 3.2.3 结果比较

在Fluent中分别计算这3种模型在流量1 000 ~

7 000  $\text{m}^3/\text{h}$  时管道压力损失情况, 结果见图4。

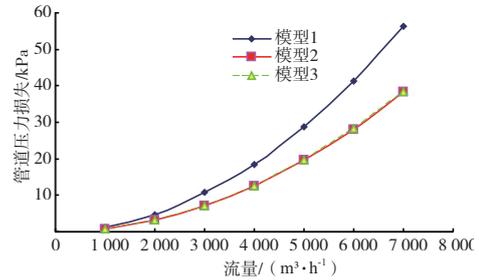


图4 不同的喷嘴形状下管道压力损失

得到图4不同流量下的压力损失之后, 加上直管部分的沿程损失以及阀门等处的局部压力损失, 并考虑泵的效率, 得到船舶总的管道压力损失, 可以根据某一转速下泵的特征曲线, 选择所需要的泵。

从图4中可以看出, 模型1的管道压力损失较大。相比之下, 模型2和模型3的管道损失几乎一致, 并且要比模型1减小了约0.5倍, 这是希望看到的结果。这就说明圆台喷嘴的管道压力损失要比圆柱形喷嘴小得多, 并且改变喷嘴的布置对其值的影响甚小。图5还给出了几种不同的圆台底面半径 (其他条件都相同) 下的入口压力损失。其中圆台喷嘴1,2,3分别是底面半径为65, 70, 75 mm的情况。底面半径越大, 其管道压力损失越小, 且随着底面半径的增大, 减小的幅度也逐渐趋于平缓。但是考虑到喷嘴的布置, 并不是喷嘴的底面半径越大就越好。

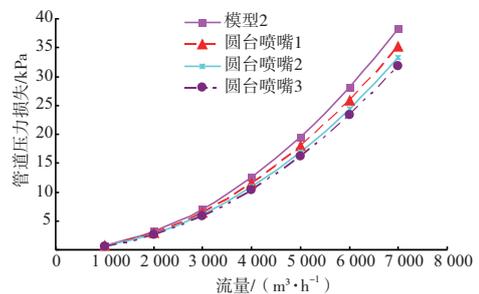


图5 不同的喷嘴形状下压力损失

### 3.3 喷嘴单位流量强度的计算

对于上述3种模型, 取入口流量为4 000  $\text{m}^3/\text{h}$  进行分析, 用Fluent软件分别计算出每个喷嘴处的流量, 然后除以其影响尺度, 得到每个喷嘴的单位流量强度, 见图6。

图6给出了3种模型在流量为4 000  $\text{m}^3/\text{h}$  时每

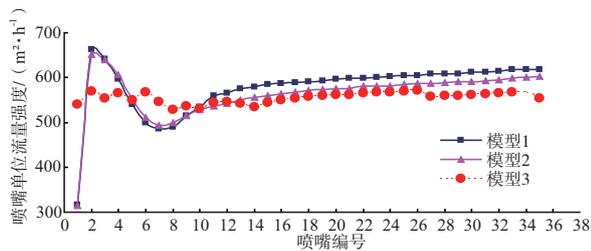


图6 流量为4 000 m<sup>3</sup>/h时每个喷嘴单位流量强度

个喷嘴的单位流量强度,从图中可以看出,模型1和模型2的喷嘴布置相同,但是其喷嘴的单位流量强度变化幅度相当的大。其中喷嘴2单位流量强度最大,这是因为喷嘴2正对应于入水管口,水流直接从喷嘴2射出;而喷嘴1处的单位流量强度则相当的小,这是因为喷嘴1的影响尺度包括了最右端的区域。喷嘴5,6,7,8,9处的单位流量强度也达到了谷底位置,这是因为水流从直管流进横管时,这些出口处的水流不断被后续水流挤压到左边的喷嘴位置处,当问题收敛时,喷嘴12到20的单位流量强度基本趋于一致,再往后略微增大则是水流累积的结果。从整个喷嘴来看,由于单位流量强度的不均匀性,会使得式(2)中的 $q$ 的值变化很大,继而使整个清淤过程中混合层的速度与厚度出现较大的波动,影响清淤结果。模型3为改变喷嘴布置后的单位流量强度曲线,该曲线则相比前两个模型要平缓得多,最大的相对误差只达到7.5%,这就表明每个喷嘴的 $q$ 值近似相等,计算得到的混合层的速度和厚度相差不大,从而保证了清淤效果。

#### 4 结语

本文研究了射水清淤船管道压力损失与喷嘴流量强度,对于船舶射水泵的选取以及清淤结果的评价具有一定的借鉴作用。通过对3种模型进行分析,结果表明,模型3的圆台式喷嘴能量损失上要比圆柱形喷嘴的效果好得多,并且其喷嘴布置使得每个喷嘴的单位流量强度趋于一致。因此,选用合适的喷嘴形式和喷嘴分布不但可以降低输水管道内的压力损失从而降低能耗,而且能够保证每个喷嘴对单位距离内泥土的作用趋于一致。

本文在喷嘴方面仍需进一步的探究。主要

为以下几点:喷嘴的形式是多样性的,本文并未概括出每一种喷嘴形式的优劣性,从其他的文献中也未曾发现,因此选取圆台喷嘴以及圆台的底面尺寸都具有一定的主观性。同样,对于喷嘴的布置,笔者只是根据计算结果进行逐次修改而得到的,并没有通过一定的理论计算求得最优的结果。由于喷嘴是与水平面呈45°角向下,喷嘴出口距离河床应不大于0.3 m,这就造成当船舶横倾时部分喷嘴陷入泥土时,就必须要考虑喷嘴强度以及喷嘴冲破泥土层的压力。

#### 参考文献:

- [1] Christian Maushake, William T Collins. Acoustic classification and water injection dredging-QTC view for assessment of dredging the Elbe River, Germany[J]. Hydro International, 2001, 6(2): 1-6.
- [2] Henk Jan Verhagen. Water injection dredging [C]// Varna, Bulgaria :2nd International Conference Port Development and Coastal Environment, 2000.
- [3] 姚霁彬. 机械疏浚新船型[R]. 北京: 水利部百船工程项目办公室, 1985: 55-59.
- [4] Army engineer waterways experiment station vicksburg ms. Water injection dredging demonstration on the upper Mississippi river, DRP-3-10[R]. USA: Army engineer waterways experiment station vicksburg ms, 1993.
- [5] Winterwerp J C, Wang Z B, Kester J A Th M van, et al. Far-field impact of water injection dredging in the Crouch River [J]. Water & maritime engineering, 2002(4): 285-296.
- [6] Gert de Vries, Jorne Beyen. A special unit for water injection dredgers [EB/OL]. [2012-06-14]. [http://www.cedaconferences.org/documents/dredgingconference/html\\_page/4/p-6.3-vries.pdf](http://www.cedaconferences.org/documents/dredgingconference/html_page/4/p-6.3-vries.pdf).
- [7] 张远君. 流体力学大全[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991.
- [8] 李晋, 孙铁, 张素香, 等. 基于CAGD的管道摩擦系数查取方法[J]. 化工设备与管道, 2004(2): 58-59.
- [9] 窦以, 松何希. 管路摩擦阻力系数的计算方法[J]. 水利学报, 1995(7): 28-31.
- [10] 张华. 管道截面突变处的局部阻力系数[J]. 山西水利科技, 1994(24): 79-83.
- [11] 李进良, 李承曦, 胡仁喜, 等. 精通Fluent6.3流场分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.