

# 离心泵的“二相流”理论及其设计原理

蔡 保 元

(水利电力部电力建设研究所, 北京)

离心泵的设计是按清水的“一相流”理论进行的,事实上经常在固液“二相流”的情况下工作。杂质泵以及黄河上的泵站均属“二相流”。因为设想和使用条件不同,所以泵的水力效率低、浸蚀性能差,使用寿命很短。

长期以来,对于水力机械的磨蚀问题进行了大量的研究,文献[1]对此作过系统的介绍。但是其研究方法是以“一相流”的理论为基础的,有时也进行二相介质试验,但是拿“二相流”的宏观速度进行分析研究<sup>[2]</sup>,并不反映“二相流”的力学特性。在“二相流”的条件下,因为惯性力不同,固液二相各以不同的速度运动,根据“二相流”水流的速度场来设计泵的叶型和流道,才能更有效地转换能量并降低磨损。

但是泵的流态极其复杂,即使清水也无法用纯数学的方法求解,至于“二相流”产生的困难要大得多。到目前为止,甚至还没有建立一个公认的数学方程式,更谈不上具体的设计计算方法。

从1975年以来,作者一直通过试验和研制新产品的工作来探讨一种“二相流”泵新的设计方法,其理论依据如下:

1. 流体机械只能转换液体的能量不能转换固体的能量,固体的能量是通过液体间接转换的,是在水流“裹挟”下的运动。

2. 假定固体是水流运动的,不连续的边界条件。由于固体的影响,使水流的速度场和过流通道发生某种畸变,使固体也获得一定的能量而产生运动。当固体运动比水流慢的时候,固体对水流的过流通道产生“相对阻塞”,使水流的过流通道“相对缩小”,水流的畸变速度升高。反之则产生“相对抽吸”,使水流的过流通道“相对扩大”,水流的畸变速度降低。

3. 假定固体是水流运动的边界条件的处理方式,有可能使离心泵的基本原理仍然适用,只是在“二相流”的情况下,过流面积和速度场发生某种畸变。

依据上述条件,就可以进行“二相流”泵的方程式的推导。泵的过流部件由吸入室、叶轮和压水室三部分组成,现分别介绍如下:

1. 吸入室 设清水的能量  $H_c$  为

$$H_c = Z_c + \frac{P_c}{\gamma_L} + \frac{V_c^2}{2g}, \quad (1)$$

由于固体颗粒的影响,水流的速度场和压力场畸变后(图1)的能量  $H_1$  为

$$H_1 = Z_L + \frac{P_L}{\gamma_L} + \frac{V_L^2}{2g}, \quad (2)$$

则固体从水流获得的能量为

本文 1982 年 6 月 23 日收到。

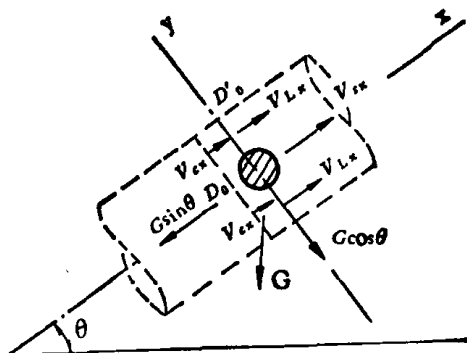


图1 水流速度场和压力场的畸变

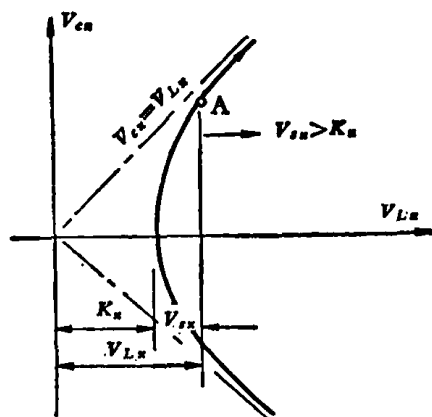


图2 “二相流”畸变速度场的选择

$$\Delta H = \frac{P_c - P_L}{\gamma_L} C_x = \frac{V_{Lx}^2 - V_{sx}^2}{2g} C_x. \quad (3)$$

水流施加于固体的有效推力为

$$F_x = \omega_x (P_c - P_L) C_x = C_x \omega_x \frac{\gamma_L (V_{Lx}^2 - V_{sx}^2)}{2g}. \quad (4)$$

固体颗粒的重力为

$$G_x = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma_s - \gamma_L) (\sin \theta + C_y \cos \theta). \quad (5)$$

对于球体,根据牛顿力学定律,则得到

$$V_{Lx}^2 - V_{sx}^2 = K_x^2, \quad (6)$$

式中

$$K_x = \sqrt{\frac{4gd(\gamma_s - \gamma_L)(\sin \theta + C_y \cos \theta)}{3C_x \gamma_L}}, \quad (7)$$

其中  $C_x$ ——迎流方向绕流阻力系数;  $C_y$ ——垂直于迎流方向的紊流阻力系数。标脚  $L, s$  分别代表水和固体。

方程式(6)称为“二相流”水流运动的畸变方程式。

$K_x$  称为固体特性系数,  $V_{sx}$  可以看成是一个已知的参照量。  $K_x$  一定,“二相流”水流的畸变速度场  $V_{Lx}$  也一定(图2)。

根据牛顿力学定律,可以导出球体在水中运动的微分方程式:

$$\begin{aligned} & \frac{\pi d^3}{6} \rho_L \frac{dV_{Lx}}{dt} - \frac{\pi d^3}{12} \rho_L \left( \frac{dV_{sx}}{dt} - \frac{dV_{Lx}}{dt} \right) - C_x \frac{\pi d^2}{4} \rho_L \frac{(V_{sx} - V_{Lx})^2}{2g} \\ & - \frac{\pi d^3}{6} (\rho_s - \rho_L) g - \frac{3\pi \eta d^2}{2\sqrt{\pi \nu}} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\frac{dV_{sx}}{dt} - \frac{dV_{Lx}}{dt}}{\sqrt{t_1 - t_0}} dt = \frac{\pi d^3}{6} \rho_s \frac{dV_{sx}}{dt}, \end{aligned} \quad (8)$$

对于定常流,则方程(8)左式中的 I、II、V 项为零,同理可得

$$V_{Lx} - V_{sx} = K_x. \quad (9)$$

方程式(9)称为“二相流”的输送方程式,只要  $V_{Lx}$  大于  $K_x$  就可以输送一定量的固体。

方程式(6)为双曲线方程,如果固液之间没有相对运动,则  $V_{Lx}$  和  $V_{sx}$  相近。容易获得良好的汽蚀性能,而且撞击磨损减轻。反之则磨蚀较重,但能量损失较少。

设固体的输送能耗  $\gamma$  为

$$\gamma = \frac{A[V_{ix} + K_x]^2}{2gS_{ix}V_{ix}}, \quad (10)$$

当  $V_{ix} = K_x$  时,  $\gamma \rightarrow \gamma_{\min}$ , 输送率最高.

由于固体的“相对阻塞”作用, 水流“相对缩小”的过流面积  $\Delta S_x$  为

$$\Delta S_x = \frac{\pi d^2}{4} \left[ 1 - \left( \frac{V_{ix}}{V_{cx}} \right)^2 \right]. \quad (11)$$

水中含有大量固体颗粒以后, 如果均匀分布, 则可利用  $\sum_{i=1}^n G_x = \sum_{i=1}^n F_x$  的关系式, 转化为当量直径  $d_i$  的球体进行计算, 当量直径  $d_i$  为

$$d_i = B_i N_i^{1/2} D_0, \quad (12)$$

式中  $N_i$ ——固体堆积的体积浓度;  $B_i$ ——吸入室的固体粒径归算系数;  $D_0$ ——吸入室的等效直径. 因此“二相流”泵吸入室的运动方程式为

$$\left. \begin{aligned} V_L - V_s &= K_i, \\ V_L^2 - V_s^2 &= K_i^2, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中

$$K_i = \sqrt{\frac{4gd_i(\gamma_i - \gamma_L)(\sin \theta + C_r \cos \theta)}{3C_r \gamma_L}}, \quad (14)$$

其中  $\gamma_i$ ——含间隙水的堆积容重.

“二相流”水流畸变的过流面积  $S_i$  为

$$S_i = S_c - \frac{\pi d_i^2}{4} \left[ 1 - \left( \frac{V_s}{V_c} \right)^2 \right]. \quad (15)$$

2. 泵轮 对于泵轮, 如果选择旋转坐标系, 则分析就比较简单. 从图 3 可以看出, 固体的“相对抽吸”作用, 主要取决于离心力和绕流阻力. 固液二相产生的离心力差为

$$F_{r1} = \omega^2 R (m_s - m_L). \quad (16)$$

固体轴面运动产生的“相对抽吸”力为

$$F_{r2} = C_r \frac{\pi d_r^2}{4} \left[ \frac{\gamma_L (V_{ms} - V_{mL})^2}{2g} \right]. \quad (17)$$

根据牛顿力学定律, 则得到

$$V_{ms} - V_{mL} = K_r, \quad (18)$$

式中

$$K_r = \sqrt{\frac{4\omega R d_r (\gamma_s - \gamma_L)}{3C_r \gamma_L}}, \quad (19)$$

图 3 泵轮中水流速度场的畸变

其中  $\omega$ ——泵轮旋转的角速度;  $R_i$ ——叶轮的旋转半径;  $d_r$ ——固体颗粒的轴面投影粒径;  $C_r$ ——固体轴面迎流阻力系数.

方程式(18)为泵轮的“二相流”输送方程式. 根据能量方程, 水流畸变的能量  $E_{r1}$  为

$$E_{r1} = (P_L - P_c) C_r = C_r \frac{\gamma_L (V_{ms}^2 - V_{mL}^2)}{2g}. \quad (20)$$

固体产生的有效抽吸力  $F'_{r1}$  为

$$F'_{r_2} = C_r \omega_r \cdot \frac{r_L(V_{mc}^2 - V_{mL}^2)}{2g} \quad (21)$$

根据牛顿力学定律,同理可得

$$V_{mc}^2 - V_{mL}^2 = K_r^2 \quad (22)$$

方程式(22)为泵轮的“二相流”水流畸变方程式.

固体相对抽吸扩大的过流面积  $\Delta S_{mi}$  为

$$\Delta S_{mi} = \frac{\pi d_{mi}^2}{4} \left[ \left( \frac{V_{mi}}{V_{mc}} \right)^\beta - 1 \right], \quad (23)$$

式中

$$d_{mi} = B_m \sqrt{\frac{2\pi R_2 b_2 N_i}{Z \epsilon_2}}, \quad (24)$$

其中  $\epsilon_2$ ——叶片出口的排挤系数;  $\beta_m$ ——固体颗粒的轴向归算系数;  $R_2$ 、 $b_2$ 、 $Z$ ——分别为叶轮的出口半径、出口宽度和叶片数.

3. 压水室 螺旋形泵壳的流线方程为

$$\lg \delta = \frac{V_r}{V_u} = \text{const}, \quad (25)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} V_r &= \frac{\partial \phi}{r \partial \phi} = \frac{q}{2\pi r}, \\ V_u &= \frac{\partial \phi}{\partial r} = \frac{\Gamma}{2\pi r}, \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

因为固体“相对抽吸”,使叶轮出口环量不足,而且压力场一定时使流量趋于增加,所以蜗旋角  $\delta$  加大. 因此,“二相流”泵的压水室为“宽蜗壳”. 如果按等速度计算,则压水室的“二相流”畸变速度  $V_{3L}$  为

$$V_{3L} = K_{V3} \sqrt{2gH} - \Delta V_{u2}, \quad (27)$$

式中  $K_{V3}$ ——螺旋形蜗室的速度系数. 只有确定的边界条件方程式仍无法求解,还必须有确定的起始条件,现以“二相流”泵叶型的入口为例,绘图4作简要说明.

叶轮入口,水流的畸变速度  $V_L$  升高,而且驻点的固体速度为零,加上哥氏力的影响,产生当量直径为  $d_i$  的固体堆积,以  $\delta_i = \frac{d_i + S_i}{\sin \beta'_i}$  阻塞流道,造成  $\epsilon'_i$  加大,  $V'_{mc}$  增加. 与此同时,水流方向急剧变化,过渡到“相对阻塞”的流道,轴面速度为  $V_{mL}$ , 加上  $u_i$  和  $V_L$  已知,所以叶片入口的速度三角形可解. 叶片出口按“相对抽吸”考虑,计算方法类似,不再重述.

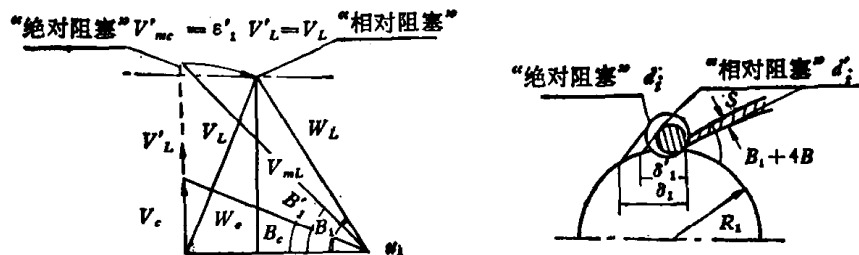


图4 叶片入口速度三角形的设计

蜗室也应当考虑固体的起始条件,如果均匀分布,则最大断面处的过流面积为

$$F_{vIII} = \frac{Q}{V_{3L}\eta_V[1 - N'_i]}, \quad (28)$$

式中  $N'_i$  ——固体“相对阻塞”的堆积体积浓度。再按均匀变化求出蜗室各断面的过流面积。

水利电力部电力建设研究所使用上述理论先后研制过六种不同类型的杂质泵产品,水力效率较高,  $\eta_{max} = 70-80\%$ ; 汽蚀性能良好,  $H_{s,max} = 6-8$  米水柱。

另外按图 5 的系统,在工作条件类似的情况下,曾进行使用寿命对比试验,结果见图 6。

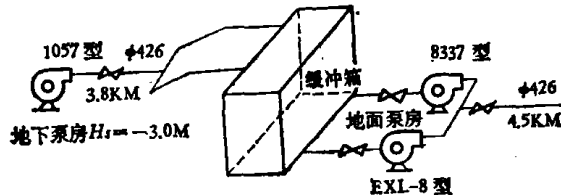


图 5 灰渣泵寿命对比试验系统图

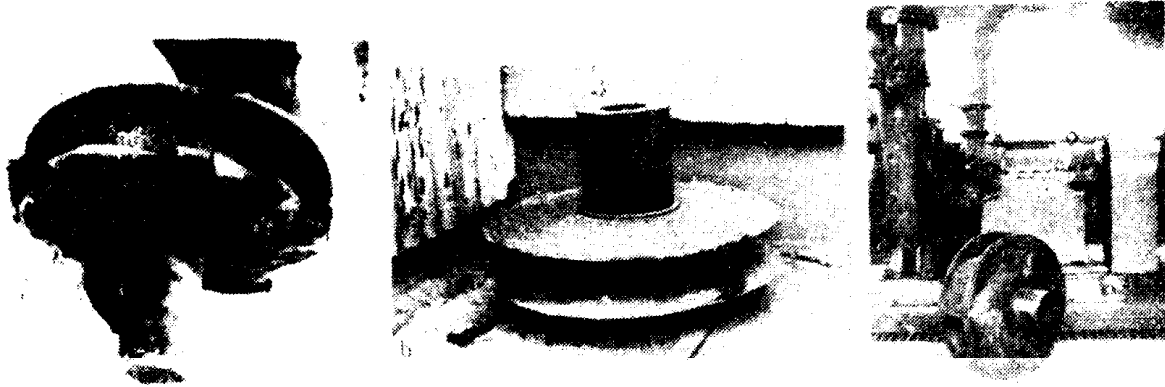


图 6

a) 8337 型灰渣泵, GZ35 铸钢叶轮, 使用寿命为 700 个小时; b) 1057 型灰渣泵, GZ35 铸钢叶轮, 使用寿命为 1200 个小时; c) EXL-8 型“二相流”灰渣泵, GZ35 铸钢叶轮, 运行 4437 个小时, 基本完好, 仍可使用

在黄河上输送高浓度泥沙也进行过类似的试验。最高水力效率为 82%, 使用寿命延长 4—6 倍, 平均节能 29%。因此用“二相流”理论研制的各种杂质泵, 水力效率高, 使用寿命长, 并可进行高位布置。

### 参 考 文 献

- [1] 段昌国编著, 水轮机沙粒磨损, 清华大学出版社, 1981, 19—175.
- [2] Карелин В.Я. и др., Водоснабжение и санитарная техника, 1971, 7:8—12.
- [3] Baker, P. J. & Jacobs, B. E. A., 4th Inter Conf. on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes, 1976, J1-2—16.