

# 卧式螺旋管内气液两相流截面含气率的研究

黎 耘 陈学俊 张鸣远

## 摘 要

本文利用快速关闭阀门法和电导探针法分别测量了卧式螺旋管内空气-水两相流的总平均截面含气率和平均截面含气率沿周向的分布,并以分相流动模型为基础,导出了平均截面含气率周向分布的计算公式。理论预测和实验结果符合较好。

主题词: 螺旋管 气液两相流 含气率

## 一、前 言

螺旋管具有许多优于直管的换热特性和结构特性,因此螺旋管式换热器和蒸汽发生器已经在动力、化工、宇航、核潜艇等工程领域得到了广泛的应用<sup>[1]</sup>。

以往螺旋管内气液两相流平均截面含气率的研究主要是在螺旋管立式放置的情况下进行的。试验结果同水平管的数据一致<sup>[2~4]</sup>或稍大于水平管的数据<sup>[5,6]</sup>。

对于卧式螺旋管,Watanabe等<sup>[7]</sup>在 $d/D=1/10$ 及 $1/20$ 两种情况下,用快速关闭阀门法测量了空气-水两相流的总平均截面含气率,其结果同用于直管的Armand公式<sup>[8]</sup>相符。

在卧式螺旋管中,由于重力沿流动方向的分力在不同的周向位置上大小不同,因此平均截面含气率沿周向有一个分布。本文以分相流动模型为基础,考虑了气液两相在两相界面上的相互作用力,推导出了计算这一分布的公式。试验是在空气-水试验台上进行的,总平均截面含气率和平均截面含气率的周向分布分别由快速关闭阀门法和电导探针法来测量。

## 二、试验装置

试验系统简图如图1所示。

螺旋管试验段是由有机玻璃弯制而成。管道内径 $d=0.025\text{ m}$ ,管道内径与螺旋管曲率直径之比 $d/D=1/24$ ,螺距 $t=0.04\text{ m}$ ,螺旋管长度 $L=3.77\text{ m}$ 。螺旋管沿轴向水平放置。

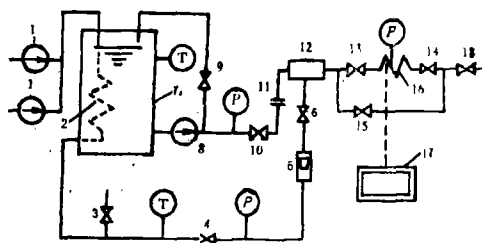


图 1 试验系统简图

1—空气压缩机; 2—螺旋管换热器; 3—旁通阀; 4, 10—流量阀; 5—空气转子流量计; 6—进口阀; 7—水箱; 8—水泵; 9—旁路阀; 11—转子流量计; 12—混合器; 13, 14, 15—电磁阀; 16—螺旋管试验段; 17—电导探针仪; 18—出口阀

螺旋管圈的总平均截面含气率用快速关闭阀门法测量。当两相混合物流动达到稳定时,迅速、同时关闭电磁阀13、14。电磁阀

15在同一瞬时打开,让两相混合物沿旁路通过。然后对关闭在试验段内的液相进行测量。设液相所占的容积为 $V_l$ ,试验段内总容积为 $V_t$ ,则总平均截面含气率 $\bar{\alpha}$ 为:

$$\bar{\alpha} = 1 - V_l/V_t \quad (1)$$

局部截面含气率用双探头电导探针来测量。电导法利用液相和气相的电导率相差很大的特征。当在探针上加一个电信号时,输出的电信号的大小就反映了是气相还是液相通过探头。通过对输出电信号的处理,便可得到局部截面含气率的数值。图2为探针的安装示意图。调节探针夹具可使探头在管径方向移动。以测出截面上各点的局部截面含气率 $\alpha_i$ 。平均截面含气率 $\alpha$ 通过对局部截面含气率进行面积加权平均而得到:

$$\alpha = \sum \alpha_i A_i / \sum A_i \quad (2)$$

### 三、理论分析

在卧式螺旋管中的情况与在立式螺旋管中不同,各个周向位置上的重力沿流动方向的分力大小各不相同,从而使气液两相流的平均截面含气率沿周向变化。为了考虑重力的这种影响,下面以分相流动模型为基础,推导平均截面含气率沿周向分布的计算公式。

图3为螺旋管周向位置示意图。取螺旋管中一微元段 $dL$ ,建立分相流模型,如图4所示。假设气液两相流在管中作一元稳定流动,管子横截面上的压力均匀分布且两相交界面上没有质量交换。此时微元内液相在流动方向受到的作用力有:重力的分力 $A_l \rho_l g \sin \theta \cdot dL$ ,管壁的摩擦阻力 $dF_l$ ,两相间的相互作用力 $S$ ,前后两个截面上受到的压力 $PA_l$ 及 $(P+dP)A_l$ 。由动量守恒:

$$\begin{aligned} PA_l - (P+dP)A_l - dF_l + S - \\ A_l dL \rho_l g \sin \theta = W_l(U_l + dU_l) \\ - W_l U_l \end{aligned} \quad (3)$$

其中 $W_l$ 和 $U_l$ 分别为液相的质量流量和

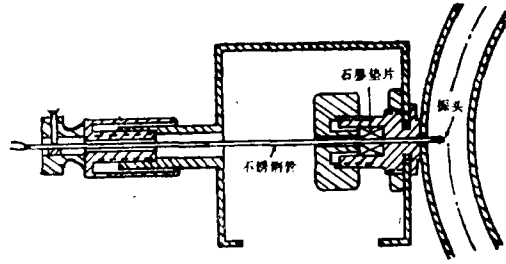


图2 电导探针安装示意图

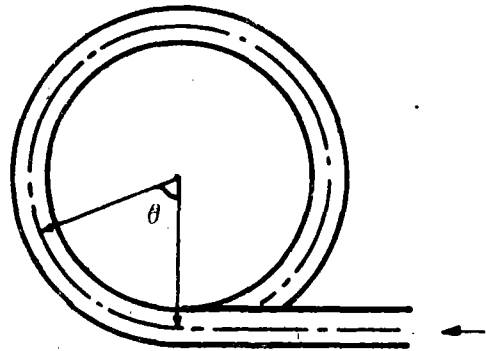


图3 周向位置示意图

真实流速。上式可化简为:

$$\begin{aligned} -A_l dP - dF_l + S - A_l dL \rho_l g \sin \theta \\ = W_l dU_l \end{aligned} \quad (4)$$

同样,对于气相有:

$$\begin{aligned} -A_g dP - dF_g - S - A_g dL \rho_g g \sin \theta \\ = W_g dU_g \end{aligned} \quad (5)$$

由平均截面含气率的定义可得:

$$A_l = (1 - \alpha)A \quad (6)$$

$$A_g = \alpha A \quad (7)$$

由气相质量守恒:

$$W_g = A_g \rho_g U_g = \alpha A \rho_g U_g = \text{const} \quad (8)$$

其中 $\rho_g$ 在微元内变化很小,可认为是常量。由上式:

$$\alpha dU_g + U_g d\alpha = 0 \quad (9)$$

同样,对液相有:

$$(1 - \alpha) dU_l - U_l d\alpha = 0 \quad (10)$$

联立以上两式得:

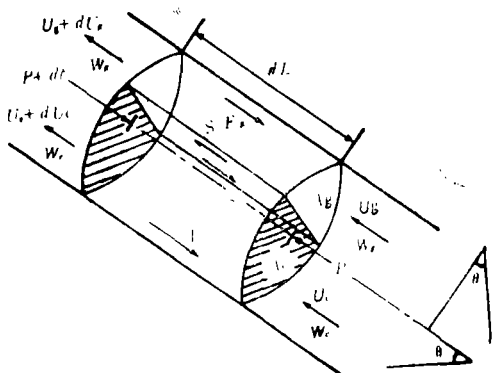


图4 微元段dL示意图

$$dU_l = -\frac{\alpha}{1-\alpha} \frac{U_l}{U_g} dU_g \quad (11)$$

由(4)~(7)式及(11)式, 可得:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{W_g}{\alpha} + \frac{\alpha W_l U_l}{(1-\alpha^2) U_g} \right) dU_g \\ &= AdL (\rho_g - \rho_l) g \sin \theta + \frac{dF_l}{1-\alpha} - \frac{dF_g}{\alpha} \\ & - \frac{S}{\alpha(1-\alpha)} \end{aligned} \quad (12)$$

两相各自的摩擦阻力为:

$$dF_g = \frac{\alpha A f_{c,g} \rho_g U_g^2}{2d} dL \quad (13)$$

$$dF_l = \frac{(1-\alpha) A f_{c,l} \rho_l U_l^2}{2d} dL \quad (14)$$

Rippel等<sup>[5]</sup>曾基于环状流动的情况, 推导了气液两相在接触面上的相互作用力的公式, 并将其结果应用于泡状及弹状流动。当气相流过液相表面时, 两相间的相互作用力正比于气相的滞止压力和作用面积:

$$S = f_s P_s A_d \quad (15)$$

其中  $f_s$  为比例系数。环状流动时的作用面积  $A_d = \alpha \pi d dL$ 。滞止压力可由伯努利方程求得:

$$P_s = \rho_g U^2 / 2g \quad (16)$$

因此:

$$S = f_s \alpha (\rho_g U^2 / 2g) \pi d dL \quad (17)$$

其中  $f_s \alpha$  是一个综合系数。由立式螺旋管的试验数据, Rippel等得出了如下形式的关系:

$$f_s \alpha = C_1 (1-\beta)^{0.2} \quad (18)$$

在他们的模型中, 速度  $U$  是采用气相流速  $U_g$ 。这是基于立式螺旋管中液相流速较小的考虑之上。但在卧式螺旋管下降段, 液相的流速较大, 不能忽略。因此将(17)式中的  $U^2$  用  $(U_g^2 - U_l^2)$  代替。则  $S$  的计算式可表示如下:

$$S = C_1 (1-\beta)^{0.2} \rho_g \pi d (U_g^2 - U_l^2) dL / (2g) \quad (19)$$

其中  $C_1$ 、 $C_2$  为经验常数, 由试验确定。

将(13)、(14)、(19)式代入(12)式, 得到:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{W_g}{\alpha} + \frac{\alpha W_l U_l}{(1-\alpha)^2 U_g} \right) dU_g \\ &= \{ (\rho_g - \rho_l) g \sin \theta + (f_{c,l} \rho_l U_l^2 \\ & - f_{c,g} \rho_g U_g^2) / (2d) + 2 \rho_g C_1 (1-\beta)^{0.2} \\ & (U_g^2 - U_l^2) / [\alpha(1-\alpha)gd] \} \\ & \cdot A \frac{D}{2} d\theta \end{aligned} \quad (20)$$

其中  $f_{c,l}$  和  $f_{c,g}$  近似地用计算螺旋管内单相摩擦阻力的  $It_0$  公式<sup>[9]</sup>计算:

$$\begin{aligned} f_{c,l} &= 0.029 \left( \frac{d}{D} \right)^{1/2} + 0.304 \\ & \cdot \left[ \frac{U_l \rho_l d}{(1-\alpha) \mu_l} \right]^{-1/4} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} f_{c,g} &= 0.029 \left( \frac{d}{D} \right)^{1/2} + 0.304 \\ & \cdot \left( \frac{U_g \rho_g d}{\alpha \mu_g} \right)^{-1/4} \end{aligned} \quad (22)$$

由式(8), 可得:

$$\alpha = W_g / (U_g A \rho_g) \quad (23)$$

给定  $C_1$ 、 $C_2$  的值, 就可以利用 (20)~

(23)式进行迭代求解,从而得到平均截面含气率的周向分布。换用不同的 $C_1$ 、 $C_2$ 进行计算、并将计算结果同试验值相比较,以确定合适的 $C_1$ 、 $C_2$ 值。

## 四、试验结果

### 1. 总平均截面含气率

本试验在水的质量流速 $G_1=439\sim 1538$  kg/s·m<sup>2</sup>,容积含气率 $\beta=0.334\sim 0.953$ 范围内测量了 $d/D=1/24$ 的卧式螺旋管内空气-水两相流的总平均截面含气率。试验结果如图5所示。总平均截面含气率 $\bar{\alpha}$ 同容积含气率 $\beta$ 的关系在 $\beta\geq 0.413$ 时可用下式表达:

$$\bar{\alpha}=0.873\beta \quad (24)$$

这个 $\bar{\alpha}$ 值显然大于相应工况下水平管、垂直管向上流动和立式螺旋管的数据。<sup>[2~6]</sup>它也与Watanabe等<sup>[7]</sup>在卧式螺旋管内得到的结论不同。后者的结论是:卧式螺旋管内总平均截面含气率的数值同计算水平管和垂直管向上流动时的Armand公式( $\alpha=0.833\beta$ )相符。

事实上,对于卧式螺旋管内的两相流动,若不考虑螺旋管曲率的影响,在上升管段,流动情况介于水平管和垂直管向上流动之间,平均截面含气率的数值应基本上与Armand公式的计算结果相同;但在下降段中,由于气体受到与流动方向相反的浮力的作用,它的速度减小,从而使平均截面含气率的数值增加。又,从立式螺旋管的试验结果<sup>[2~6]</sup>来看,管道曲率使平均截面含气率的数值不变或稍稍增大。因此,总的来看,卧式螺旋管内空气-水两相流的总平均截面含气率应该比水平管、垂直管向上流动和立式螺旋管向上流动时的总平均截面含气率大。

### 2. 平均截面含气率沿周向的分布

图6~7比较了平均截面含气率周向分布的理论曲线与试验值。在理论计算中,经验常数取值为 $C_1=3.60$ , $C_2=1.50$ 。图中纵

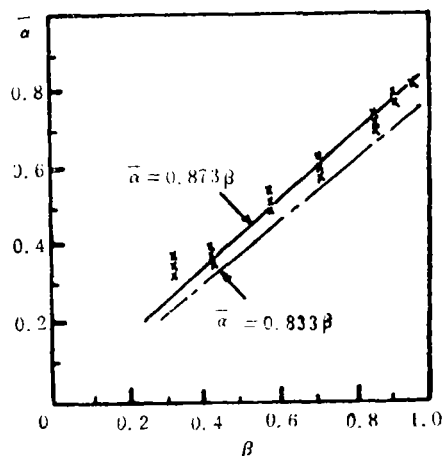


图5 总平均截面含气率

坐标表示的是平均截面含气率的相对值,即平均截面含气率与总平均截面含气率的比值。由图可见,理论曲线与试验值符合良好。

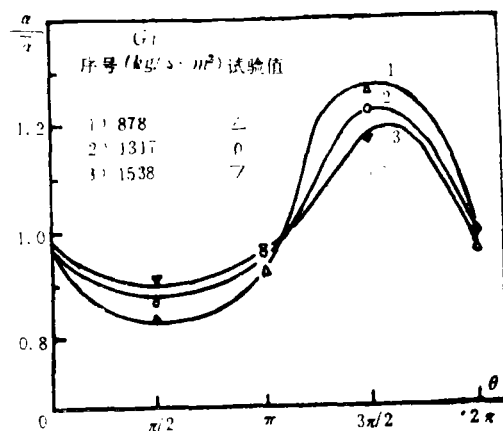


图6 平均截面含气率沿周向的分布  
 $\beta=0.334$

平均截面含气率沿周向的分布类似于余弦曲线。在螺旋管的上升段( $\theta=0\sim\pi$ ), $\alpha$ 较小,且约在 $\theta$ 等于 $\pi/2$ 时取得极小值;在下降段( $\theta=\pi\sim 2\pi$ ), $\alpha$ 较大,且约在 $\theta$ 等于 $3\pi/2$ 时取得极大值。

由图6可以看出,平均截面含气率的周向分布曲线随着液相质量流速的增加而变得平坦一些。这是因为随着液相质量流速的增

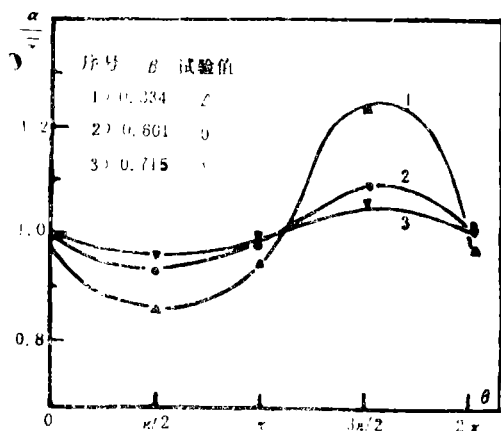


图7 平均截面含气率沿周向分布:  $G_L = 1076 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$

加,重力引起的速度变化在总流速中所占的份额减少,从而使平均截面含气率沿周向的变化减小。在容积含气率增加时,如图7,也可以看到相同的 $\alpha$ 分布变化趋势。这除了重力的影响减小的因素之外,还要归之于气相和液相间相对速度增大而使两相间相互作用加强。

另外,在流动中,两相间的相互作用力总是使得平均截面含气率趋向于容积含气率。在螺旋管上升段,平均截面含气率偏离容积含气率较大,两相间的相互作用较强,从而使这一区域内的平均截面含气率的分布曲线比下降段中的平坦。这一点可从图6和图7中明显地看出。

## 五、结 论

由上面的分析,可以得出结论如下:

1) 卧式螺旋管内空气-水两相流的总平均截面含气率要大于相应工况下直管和卧式螺旋管内的数据;其值可用(24)式来计算。试验参数范围:  $d/D = 1/24$ ,  $G_L = 439 \sim 1538 (\text{kg/s} \cdot \text{m}^2)$ ,  $\beta = 0.413 \sim 0.953$ 。

2) 卧式螺旋管内空气-水两相流的平均截面含气率的周向分布曲线类似于余弦曲线,且在上升段比在下降段平坦一些。此分布曲线随液相质量流速和容积含气率的增加而变得更平坦。此分布可用(20)~(23)式来计算。试验参数范围:  $d/D = 1/24$ ,  $G_L = 878 \sim 1538 (\text{kg/s} \cdot \text{m}^2)$ ,  $\beta = 0.334 \sim 0.715$ 。

## 参 考 文 献

- [1] 陈学俊, 屠传经, 核动力工程, 3: 5(48)
- [2] Stepanek, J. B. et al, Chem. Engng. Sci., 27(1881~1891), 1972
- [3] Banerjee, S. et al, paper presented at AICHE Tampa, Florida, 1968
- [4] Akagawa, K. et al, Bulletin of JSME, 14 (564~571), 1971
- [5] Rippel, G. R. et al, I&EC, 5(32~39), 1966
- [6] Chen, X. J. and Chou, F. D., 4th Int. Multi-Phase Flow Conf., Miami, 1985
- [7] Watanabe, O. et al, Heat Transfer, Japanese Research, 16(26~41), 1987
- [8] Armand, A. A. et al, AERE Lib. J./Trans. p. 816, 1959
- [9] Ito, H. J., ASME J. Bas. Engng., 181(123~132)



This paper reports on quantitative research concerning impingement of circulating fluidized bed ash particles on individual tubes and the ensuing erosion effect. The extent of tube wall erosion is calculated, the location of heaviest erosion is predicted and the dependance of the eroded volume on gas velocity and particle size is discussed. Comparison of prediction and test results show a fairly good fit.

**Li Yun, Chen Xue-jun, Zhang Ming-yuan, «Research on Sectional Air Percentage of Air-Liquid Two Phase Flow in Coiled Tubes», «Power Engineering», 1990, No.3, pp.28~32**

Total average sectional air percentage of air-liquid two phase flow in coiled tubes and circumferential distribution of average sectional air percentage are measured separately by using the quick-closed valve and electronic conducting probe method. A formula for calculating the circumferential distribution is derived on the basis of a separated flow model. Theoretical prediction fits well with test results.

**Huang Zheng-yi, «Stability Comparison of Three Wedge and Elliptical Bearings Used in Domestic 200MW Turbine-Generator Sets», «Power Engineering», 1990, No.3, pp.33~38**

The criterion for bearing stability is elucidated together with an analysis as regards to the relevant bearing of domestic 200MW units. A review of bearing types for large units in China and abroad as well as their stability is presented. A comparison of stability behavior before and after modification of bearings effected on unit No.6 at Xuzhou Power Station shows the suitability of using elliptical bearings because of their more favourable stability.

**Guo Jian-lin, «Performance Evaluation of Standard Flow Metering Devices and Improvement of Calibration Accuracy», «Power Engineering», 1990, No.3, pp. 39~44**

Standard flow metering devices used in China and abroad are critically discussed. With a view on the special features of throttling flow measuring devices used in power plant tests, the way to increase calibration accuracy is discussed and the necessity to set up weighting devices of high accuracy is stressed.

**Jian Jia-ling, Lin Xing-hua, Chen Xue-jun, Li Gui-xian, «Experimental Stress Analysis of a Triple Supported Power Plant Deaerator Tank», «Power Engineering», 1990, No.3, pp.45~49**

The paper presents test results and a stress analysis of a triple supported horizontal deaerator tank in some power plants, including stress and strain concentration at the intersection of the vertical deaerator dome with the tank, the variation of bearing reac-