

内螺纹管高压汽水两相流摩擦 压降特性的研究

西安交通大学 陈听宽 陈宣政 陈学俊

东方锅炉厂 赵家梁

摘 要

本文在高压条件下对水平布置的内螺纹管汽水两相流摩擦压降特性进行了比较系统的试验研究。两根内螺纹管的实测平均内径分别为11.69mm和35.42mm, 试验压力9.81~20.59MPa, 质量流速345~3560 $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$, 蒸汽干度从0到1.0。试验在西安交通大学高压电加热水回路上进行。对试验结果进行了分析, 给出计算内螺纹管摩擦压降的关联式。

主题词: 内螺纹管 汽水两相流 摩擦阻力

一、前 言

众所周知, 内螺纹管在高压条件下能有效地抑制传热恶化的发生, 因此在大型电站锅炉的水冷壁中被广泛采用。在锅炉设计中, 为了确定水冷壁管的水循环特性, 必须具有内螺纹管摩擦阻力的数据, 但至今还未有公认的计算式。此外, 不同的螺纹型式可能会有不同的阻力特性。为此, 东方锅炉厂与西安交通大学合作, 在西安交大的高压电加热水回路上分别对 $\phi 22 \times 5.5\text{mm}$ 四头内螺纹管和 $\phi 51 \times 7\text{mm}$ 八头内螺纹管在水平布置、绝热条件下进行了高压汽水两相流摩擦压降特性试验研究。为进行比较, 同时测定了相应尺寸的光管在相应运行工况下的两相流摩擦阻力。本文阐述这一研究的试验结果。

二、试验设备与方法

高压水回路试验系统的描述可参见[1] 试验用内螺纹管为 $\phi 22 \times 5.5\text{mm}$ 和 $\phi 51 \times 7\text{mm}$ 碳钢管。试验管由锅炉制造厂实际采用的管子中任意抽取。用充水法确定其实际平均内径。内螺纹管结构如图1所示, 其实测结构尺寸见表1。试验管长度均为5m, 用三台差压变送器同时测量三段压差。试验用光管的实际平均内径分别为10.90mm和36.44mm。

试验段进出口压力用弹簧管式精密压力表测量。工质温度用0.5mm镍铬-镍硅露头型铠装热电偶测量。试验段流量用给水旁路调节, 所有流量均用孔板测量。压差信号和热电偶信号由PF3型双积分式多路直流数

的试用研究》

[2] 孙亦聪:《煤灰渣滓特质综合判别模型工程应用的研究》

[3] 撒应禄:《加强煤灰特性对锅炉受热面沾污的研究》

[4] CE·KDL-81-F-14. OHIO. 6*《Coal to Assess Ash Slagging Potential》

[5] Claence. Karr,《Analytical Methods for Coal

and Coal Products》, Vol. III.

[6] 黄明达:《山西化肥厂1600锅炉摸底试验及初步改进小结》

[7] 上海发电设备成套设计研究所:《煤灰的结渣和沾污特性研究》

[8] O.A. 易斯等:《火法冶金过程的物理化学》

[9] 刘述权译:《硅酸盐手册》

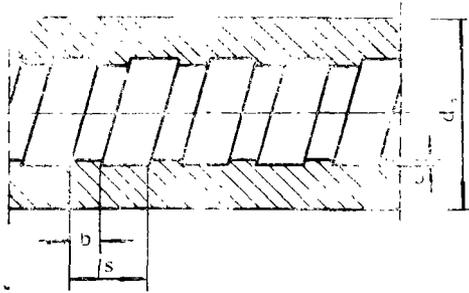


图1 内螺纹管结构

表1 试验内螺纹管的实测结构特性

管子规格 (mm)	实测平均内径 (mm)	螺纹头数 (头)	螺纹高度 e (mm)	螺纹间距 s (mm)	螺纹宽度 b (mm)	导程 h (mm)
φ22×5.5	11.69	4	0.58	10.04	5.38	40.16
φ51×7	35.42	8	1.0	24.1	8.28	192.8

字电压表通过LY4数字打印机打印记录,也可由计算机采集系统采集。所有孔板均经称重法标定。差压变送器预先用水柱静压进行标定。电加热功率用0.5级功率表测量。工质含汽率由热平衡法确定。试验装置总的误

差在15%以内。

试验压力为9.81MPa、12.75MPa、14.71MPa、16.67MPa、18.63MPa和20.59MPa。工质质量流速(均以实测平均内径计算),对φ22×5.5mm内螺纹管从1530到3560 kg/m²·s;对φ51×7mm内螺纹管从345到590kg/m²·s。

三、试验结果

1. 单相阻力系数

试验先测定了φ22×5.5mm和φ51×7mm光管和内螺纹管在不同压力、不同温度 and 不同流量下单相水的摩擦阻力系数λ,如图2所示。λ值按下式计算:

$$\lambda = \frac{\frac{\rho}{2} \Delta P_m}{L \rho w^2} \quad (1)$$

式中ΔP_m—压差的实测值。

图2中同时示出光滑管的摩擦阻力系数λ_s,当Re数在2×10³到10⁵之间,可用Blasius公式表示:

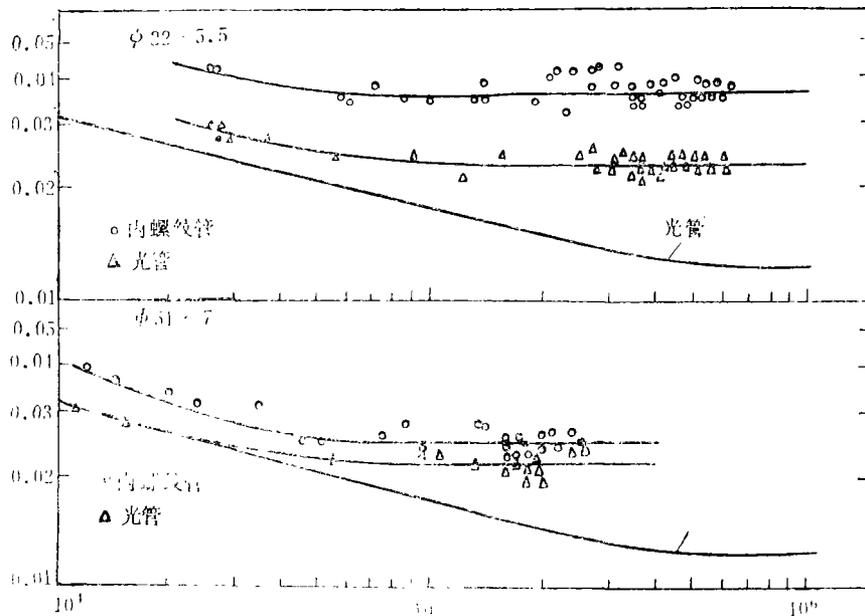


图2 单相水摩擦阻力系数

$$\lambda_s = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \quad (2)$$

由图 2 可见, 内螺纹管的摩擦阻力系数与雷诺数 Re 和管内表面的几何特性有关, 与光管相类似。在充分发展的紊流区 (即阻力平方区), 摩擦阻力系数仅与管内表面几何特性有关, 试验得出的数值如表 2 所示。

表 2 单相水阻力平方区摩擦阻力系数

试验管	$\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$		$\phi 51 \times 7 \text{mm}$	
	光管	内螺纹管	光管	内螺纹管
摩擦阻力系数	0.023	0.036	0.022	0.025

由表 2 可以看出, $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 内螺纹管的单相水阻力平方区摩擦阻力系数比相应规格的光管大 56.5%, 而 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 内螺纹管的单相水阻力平方区摩擦阻力系数仅比相应规格的光管大 13.6%。这主要是由于 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 内螺纹管的螺纹高度与平均内径的比值比 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 内螺纹管的螺纹高度与平均内径的比值大, 前者是 0.050, 而后者是 0.028。根据 Kolar^[3] 对在内壁上形成 60° 三角形螺纹的内螺纹管的试验结果可知, 摩擦阻力系数与 $(e/d)^{0.63}$ 成正比。本文中两种内螺纹管在阻力平方区内的阻力系数可近似地表示为:

$$\lambda = 0.238 \left(\frac{e}{d_s} \right)^{0.63} \quad (3)$$

式中: d_s —内螺纹平均内径, mm。

2. 光管两相流摩擦压降特性

汽液两相流动摩擦压降是一个十分复杂的问题, 至今尚未得到公认的通用计算方法。影响两相流摩擦压降的因素很多, 有压力、含汽率 (即蒸汽干度)、质量流速、热负荷、管内表面几何特性、管径和流动方向等。

其中压力和含汽率是两个主要因素。质量流速的影响在较新的计算方法中均加以考虑, 然而质量流速的影响十分复杂, 尚未取得一致的看法。在工业上常用的管径范围内, 管径的影响看来不大。本文在绝热条件下研究水平布置的内螺纹管及光管的两相流摩擦压降特性, 主要弄清压力、含汽率、管内表面几何特性及质量流速对两相流摩擦阻力的影响。

通常, 两相流摩擦压降可用下式表示:

$$\Delta P_{TP} = \phi_{L0}^2 \Delta P_{L0} \quad (4)$$

式中: ΔP_{L0} —假定流体全部为饱和液体时流过管子的摩擦压降;

ϕ_{L0}^2 —两相流全液相摩擦压降倍率。

ΔP_{L0} 可按单相流摩擦阻力计算。当在试验中测定两相流压降 $\Delta P_{TP}(m)$ 后, 则可按下式求得 ϕ_{L0}^2 ,

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\Delta P_{TP}(m)}{\Delta P_{L0}} \quad (5)$$

式中: $P_{TP}(m)$ —两相流摩擦压降实测值。

图 3 示出了 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 光管在压力分别为 12.75 MPa、18.63 MPa 和 20.59 MPa 时的试验结果。图 4 示出了 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 光管在压力分别为 9.81 MPa、14.71 MPa 和 18.63 MPa 时试验结果。图中虚线是试验曲线 (下同)。由图可见, 随着压力增大, 全液相摩擦压降倍率减小。当压力趋于临界压力时, 全液相摩擦压降倍率在整个干度范围 (即 $X=0.0 \sim 1.0$) 内趋于 1.0, 即趋于单相流动。由图 3 和图 4 还可见, 在确定的压力和质量流速下, 随含汽率增大, 全液相摩擦压降倍率先持续增大, 当含汽率超过某一值时, ϕ_{L0}^2 将有所减小或基本维持不变。这是由于当含汽率达到某值时, 管内速度很高的汽流将管壁上液膜撕破, 环状流转变为摩擦压降较小的雾状流所致。

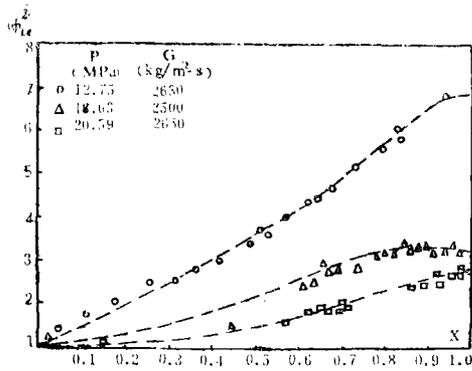


图 3 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 光管两相流
摩擦压降倍率

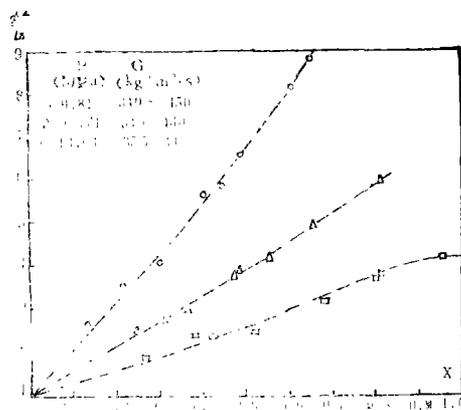


图 4 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 光管两相流
摩擦压降倍率

图 5 示出了压力 $P=12.75 \text{MPa}$ 时不同质量流速条件下的试验结果。可以看到，随着质量流速的增大，全液相摩擦压降倍率 ϕ_{L0}^2 减少。

为了关联试验数据，采用 Chisholm 的 B 系数法^[4]，可用下式表示：

$$\phi_{L0}^2 = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) [BX(1-X) + X^2] \quad (6)$$

式中 B 是一个与管壁表面几何特性及质量流速等因素有关的系数。当 $B=1.0$ 时，式(6)便简化为均相模型两相流全液相摩擦压降倍率计算式：

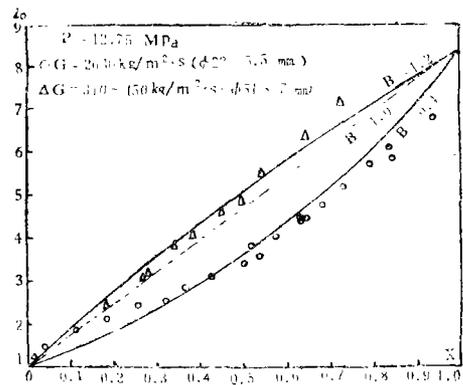


图 5 不同质量流速时光管摩擦压降倍率

$$\phi_{L0(H)}^2 = 1 + X \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \quad (7)$$

对于 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 光管，当质量流速 $G=2600 \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 左右时， $B=0.4$ ；对于 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 光管，当质量流速 $G=400 \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 左右时， $B=1.2$ 。图 5 中点划线表示均相模型的计算值，实线是按 Chisholm B 系数法计算结果。

3. 内螺纹管两相流摩擦压降特性

图 6 示出了 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 内螺纹管在压力分别为 12.75MPa 、 14.71MPa 、 18.63MPa 和 20.59MPa 时试验结果。图 9 示出了 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 内螺纹管在压力分别为 12.75MPa 、 16.67MPa 、 18.63MPa 和 20.59MPa 时的试验结果。由图可见，与光管类似，随着压力增大，内螺纹管两相流全液相摩擦压降倍率 ϕ_{L0}^2 减小，当压力趋于临界压力时在整个干度范围内 ϕ_{L0}^2 将趋于 1.0，即趋于单相流动；在确定的压力和质量流速条件下，随着含汽率的增大， ϕ_{L0}^2 先持续增大，当含汽率超过某一值后， ϕ_{L0}^2 又随含汽率的增大而减小。

图 8 和图 9 分别将 $\phi 22 \times 5.5 \text{mm}$ 内螺纹管与光管以及 $\phi 51 \times 7 \text{mm}$ 内螺纹管与光管的两相流摩擦压降倍率的比较。可以看到，内螺纹管摩擦压降倍率大于光管的数值，而且这种差别随着质量流速增大而增大，随着压力增大而减小。由图 8 及图 6 还可以看

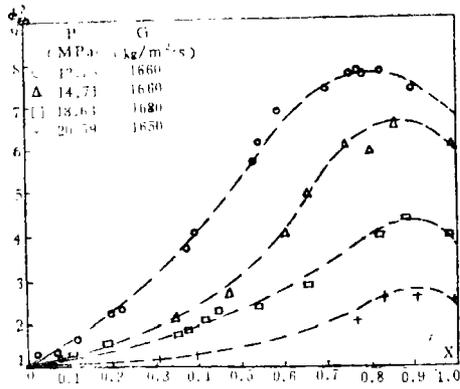


图 6 $\phi 22 \times 5.5$ mm 内螺纹管两相流摩擦压降倍率

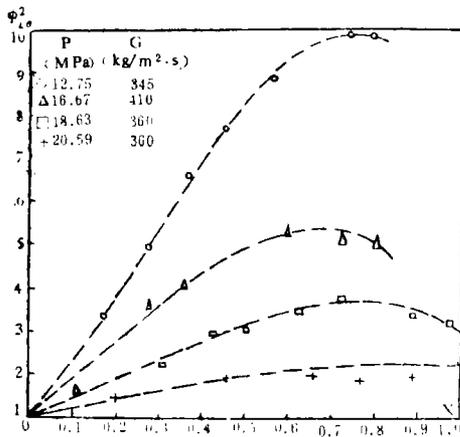


图 7 $\phi 51 \times 7$ mm 内螺纹管两相流摩擦压降倍率

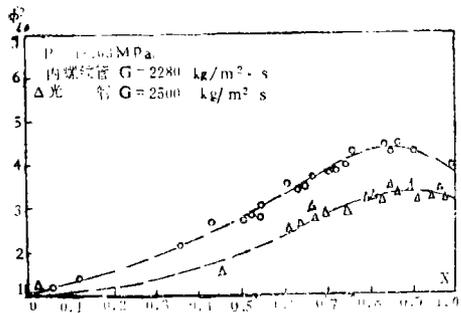


图 8 $\phi 22 \times 5.5$ mm 内螺纹管与光管摩擦压降倍率的比较

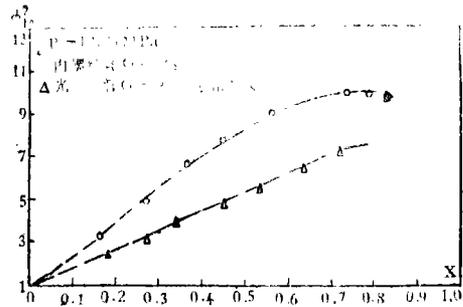


图 9 $\phi 51 \times 7$ mm 内螺纹管与光管摩擦压降倍率的比较

到,内螺纹管摩擦压降倍率在高含汽率区有一个比光管明显得多的峰值,这可能是因为内螺纹的旋流作用改变了光管两相液滴的夹带与沉降规律,使更多的液体以液膜的形式沿管壁流动,从而增大了两相流摩擦压降。

图10示出了 $\phi 22 \times 5.5$ mm内螺纹管在 $P = 18.63$ MPa下不同质量流速时两相流摩擦压降倍率。由图可知,对 $\phi 22 \times 5.5$ mm内螺纹管在质量流速 $G = 1680 \sim 3560$ kg/m²·s范围,质量流速的变化对其两相流摩擦压降倍率影响不大。根据 $\phi 22 \times 5.5$ mm内螺纹管的数据,得出式(6)的 $B = 2$ 。因此, $\phi 22 \times 5.5$ mm内螺纹管的两相流全液相摩擦压降倍率 ϕ_{L0}^2 值可用下式计算:

$$\phi_{L0}^2 = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) (2X - X^2) \quad (8)$$

按式(8)计算的结果如图10中的实线所示。

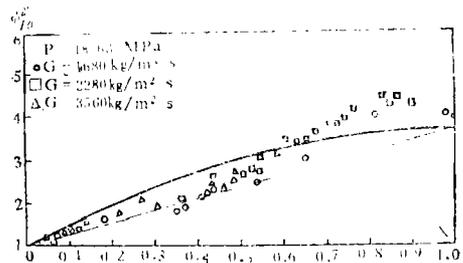


图10 22×5.5 mm内螺纹管在不同质量流速时摩擦压降倍率

对于 $\phi 51 \times 7$ mm内螺纹管,亦可用式(6)计算其两相流全液相摩擦压降倍率 ϕ_{L0}^2 。根据试验结果,当质量流速 $G=400$ kg/m²·s左右时,式中 $B=2.2$ 。

应该指出,本文是采用Chisholm B系数法关联试验数据的。尽管这种方法不能较好地反映内螺纹管在高含汽率区全液相摩擦压降倍率有一个较明显的峰值的特点,但这种方法形式简单,便于使用,且与绝大多数试验点的偏差均在 $\pm 20\%$ 以内,因而适合于工程设计计算。

四、结 论

1. 内螺纹管的单相摩擦阻力系数大于相应规格的光管的单相摩擦阻力系数,并主要取决于螺纹高度与内径的比值。在阻力平方区, $\phi 22 \times 5.5$ mm的内螺纹管(四头螺纹)的单相摩擦阻力系数比对应规格的光管大56.5%, $\phi 51 \times 7$ mm的内螺纹管(八头螺纹)的单相摩擦阻力系数比对应规格的光管仅大13.6%。

2. 与光管类似,随着压力的增大,内螺纹管全液相摩擦压降倍率减小;在确定的压力和质量流速条件下,随着含汽率的增大,全液相摩擦压降倍率先持续增大,当含汽率超过某一临界值后,又随含汽率的增大而减少。

3. 内螺纹管全液相摩擦压降倍率大于光管的值,而且在高含汽率区有一个比光管明显得多的峰值。

4. 对本文所研究的 $\phi 22 \times 5.5$ mm内螺纹管,质量流速的变化对其全液相摩擦压降倍率影响不大。其全液相摩擦压降倍率可用式(8)计算。

主要符号

B: Chisholm B系数
 b: 管内径, m
 e: 螺纹高度, m
 G: 质量流速, kg/m²·s
 P: 压力, MPa
 Re: 雷诺数
 w: 速度, m/s
 X: 含汽率(即蒸汽干度)
 λ : 单相摩擦系数
 ϕ_{L0}^2 : 全液相摩擦压降倍率

下 标

e: 平均内径
 TP: 两相流砂
 G: 汽相
 L: 液相

参 考 文 献

- [1] 陈昕宽、陈宣政、赵家梁:《亚临界压力自然循环锅炉水冷壁光管和内螺纹管两相流阻力特性试验研究》,《动力工程》,1987, N0.4,
- [2] 上海锅炉厂研究所、西安交通大学,《亚临界直流锅炉用鳍片管的传热特性试验》,《西安交通大学学报》,1976, N0.4.
- [3] Kolar, V., 《Heat Transfer in Turbulent Flow of Fluids Through Smooth and Rough Tubes》,《Int. J. Heat & Mass Transfer》, Vol. 8, pp. 639~653, 1965.
- [4] Chisholm, D., 《Two-phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers》, pp. 103~106, George Godwin, London, 1983.

参加本课题试验工作的还有西安交通大学罗毓珊、赵国凌、李遇龙、刘尧奇和东方锅炉厂朱伯顺、李航、何海华等同志。



ABSTRACT

Liang Jing-zhu, «Research on Furnace Slagging Caused by Mineral Ingredients in Coal», «Power Engineering», 1989, No. 3, pp. 1~10

Based on site investigation of coal and slagging deposits in three power boilers which were troubled by severe slagging, the author analyzes the slagging mechanism and proposes design and operation meliorating measures. Some advanced techniques such as the chemical analysis, gravitational segregation, X-ray diffraction, optical microscope and electronic microscopic scanning, etc. were used.

Chen Ting-kuan, Chen Xuan-zheng, Chen Xue-jun, Zhao Jia-liang, «Research on Frictional Pressure Drop of High Pressure Steam-Water Two-Phase Flow in Ribbed Tubes», «Power Engineering», 1989, No. 3, pp. 10~15

The paper presents experimental results on frictional pressure drop of high pressure steam-water two phase flow in two horizontal ribbed tubes with mean inside diameter of 16.69mm and 35.42mm at test pressure ranging from 9.81 to 20.59 MPa, mass velocity from 345 to 3560 kg/m² · s and steam quality from 0 to 1. The tests were performed in the high pressure electric heated hydraulic test loop of Xian Jiao Tong University. Based on test results, a calculation formula for the frictional pressure drop of ribbed tubes is proposed.

Yan Hong-qiang, «Finite Element Calculation and Test of Flexibility Coefficients for Fir-Tree Type Blade Roots», «Power Engineering», 1989, No. 3, pp. 16~23

Flexibility coefficients are calculated for a number of fir-tree type blade roots by means of the finite element method, with one experimental verification. The natural frequency of certain blades, considering blade root flexibility coefficients, is calculated and compared with test results. The influence of blade root flexibility coefficients on the natural frequency of blades with high stiffness is discussed.