

水平椭圆绕线管外的凝结换热研究

陶金瑞* 程尚模

(华中理工大学, 武汉)

摘 要

本文得到了椭圆绕线管外局部及平均凝结换热Nusselt数的变化规律, 分析了椭圆的几何参数、绕线参数及表面张力等因素对换热的影响, 并将结果与圆管情况进行了比较。在 $A=1\sim 8$ 范围内, 当 $\varepsilon=0\sim 0.9209$ 时, 绕线管与光管比较, 冷凝效果高29%~109%左右。理论分析与实验结果相结合, 得到了凝结换热无因次关系式和式中的经验常数, 确定了最佳绕线参数。

一、引 言

高效冷凝换热表面一直受到人们的关注, 许多学者对此进行了研究^[1~3]。藤井哲^[4,5]着重对圆形绕线管的凝结换热进行了研究, 结果表明, 其换热效果比圆形光管高很多。作者曾研究过椭圆光管的凝结换热问题^[6], 结果证实, 与圆形光管相比较, 当短长轴比小于0.4时, 其冷凝效果也可提高10%以上。鉴于文献[4~6]的研究, 本文对椭圆绕线管的凝结换热进行了探索。

二、理 论 分 析

直径为 D 的圆管被轧成离心率为 ε 的椭圆管(图1), 将直径为 D_w 的细金属线以螺距 l

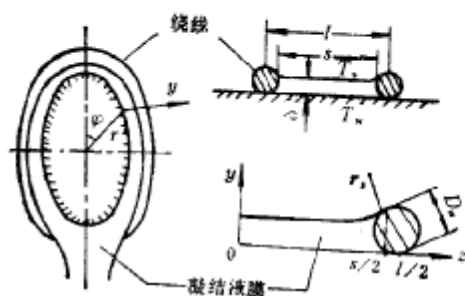


图1 物理模型与坐标

缠绕其上, 这样即构成椭圆绕线管。冷凝发生时, 由于表面张力的作用, 凝结液体被拉至细线附近, 从而使得细线间的液膜变薄, 换热得到强化。假定: (1)液膜为稳定的层流, 其厚度远小于管径 D ; (2)忽略动量方程的惯性项及能量方程的对流项; (3)不考虑蒸汽摩擦作用及汽液界面热阻; (4)恒壁温; (5)物性不变。可得到如下控制方程

$$\varphi \text{ 方向 } \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \rho g \cdot \Lambda(\varphi) = 0 \quad (1)$$

$$z \text{ 方向 } \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

且可导出能量积分方程为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \int_0^{\delta} u dy + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^{\delta} w dy = \frac{k \cdot \Delta T}{\rho L \delta} \quad (3)$$

1989-04-03收到初稿, 1989-12-16收到修改稿。

* 通讯联系人。现在深圳赛格微电脑有限公司工作。

式中 $\Lambda(\varphi) = \sin\varphi / \sqrt{1 + e^2(e^2 - 2)\cos^2\varphi}$ 为椭圆管形状因子,

$$r = \frac{1}{4} \pi D \cdot \sqrt{\frac{1 - e^2}{1 - e^2 \cos^2\varphi}} \bigg/ \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 t} dt.$$

边界条件为

$$\text{当 } y=0 \text{ 时 } u=0; w=0 \quad (4)$$

$$\text{当 } y=\delta \text{ 时 } \partial u / \partial y = \partial w / \partial y = 0 \quad (5)$$

在液膜很薄的情况下, 可以采用如下压力模型

$$P = - \frac{4\sigma}{s^2 r_s} z^2 \quad (6)$$

引进下述无因次参数

$$\left. \begin{aligned} \bar{\delta} &= \delta / D, \quad Ga = D^3 g / \nu^2 \\ H &= c_p \cdot \Delta T / L; \quad A = 4\sigma D / (\rho g s^2 r_s) \\ B &= 3H / (2GaPr) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

在式(4)~(6)的条件下求解式(1)~(3), 并利用式(7)变形后可得到

$$\partial \left(\frac{\bar{\delta}^4}{B} \right) / \partial \varphi + [A \cdot i(\varphi, e) + j(\varphi, e)] \cdot \frac{\bar{\delta}^4}{B} = i(\varphi, e) \quad (8)$$

式中 $0 < \varphi < \pi$, 且

$$i(\varphi, e) = \frac{2\pi}{3} \sqrt{1 - e^2} \cdot \left[\frac{1 + e^2(e^2 - 2)\cos^2\varphi}{\sin^2\varphi \cdot (1 - e^2 \cos^2\varphi)} \right]^{1/2} \bigg/ \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 t} dt \quad (9)$$

$$j(\varphi, e) = -\frac{4}{3} (1 - e^2)^2 \cdot \text{ctg}\varphi / [1 + e^2(e^2 - 2)\cos^2\varphi] \quad (10)$$

式(8)的解为

$$\frac{\bar{\delta}^4}{B} = e^{-\int [A \cdot i(\varphi, e) + j(\varphi, e)] d\varphi} \cdot \left\{ \int i(\varphi, e) \cdot e^{\int [A \cdot i(\varphi, e) + j(\varphi, e)] d\varphi} + C \right\} \quad (11)$$

为计算上的方便, 作者利用下述条件式(12)直接对式(8)进行了数值积分求解

$$\lim_{\varphi \rightarrow 0} \frac{\bar{\delta}^4}{B} = \frac{2M \cdot \sqrt{1 - e^2}}{2A \cdot M \cdot \sqrt{1 - e^2} + 1} \quad (12)$$

式中 $M = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 - e^2} \bigg/ \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 t} dt$

定义局部凝结换热系数 h_φ 、平均凝结换热系数 $\bar{h}$ 及其两者相应的Nusselt数分别为

$$\left. \begin{aligned} h_\varphi \cdot \Delta T \cdot s \cdot dx &= k \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \cdot l \cdot dx \\ Nu(\varphi) &= h_\varphi \cdot D / k \\ \bar{h} &= \frac{1}{\frac{1}{2} \pi D} \int_0^\pi h_\varphi \cdot r(\varphi) d\varphi \\ \bar{Nu} &= \bar{h} \cdot D / k \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

可以导出

$$Nu(\varphi) = \frac{l}{s} \cdot \left(\frac{1}{B} \right)^{1/4} \cdot F_1(\varphi, e, A) \quad (14)$$

$$\overline{Nu} = \frac{l}{s} \cdot \left(\frac{1}{B} \right)^{1/4} \cdot F_2(e, A) \quad (15)$$

其中

$$F_1(\varphi, e, A) = \left(\frac{\delta^4}{B} \right)^{-1/4} \quad (16)$$

$$F_2(e, A) = \frac{1}{2} \sqrt{1-e^2} \cdot \int_0^\pi \frac{F_1(\varphi, e, A)}{\sqrt{1-e^2 \cos^2 \varphi}} d\varphi \bigg/ \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-e^2 \sin^2 t} dt \quad (17)$$

由式(14)、(15)知, $F_1(\varphi, e, A)$ 、 $F_2(e, A)$ 的变化, 分别反映了局部凝结 $Nu(\varphi)$ 数及平均凝结 $\overline{Nu}$ 数的变化。由式(8)算出 $\frac{\delta^4}{B}$ 后, 即可根据式(16)、(17)计算出函数 $F_1(\varphi, e, A)$ 及 $F_2(e, A)$ 。

三、计算结果与讨论

1. 表征局部凝结换热强度的函数 $F_1(\varphi, e, A)$

图2标绘了 $F_1(\varphi, e, A)$ 的变化规律。它表明了下述结论: ①表面张力作用将使凝结换热得到加强。由图可知, 给定 φ 、 e 时, A 增大则 F_1 也增大, 即 $Nu(\varphi)$ 增大。(2) e 、 A 一定时, $Nu(\varphi)$ 随 φ 的增大而减小。(3) A 一定时, 随着 e 的增大, $Nu(\varphi)$ 的变化趋势逐渐发生变化, 主要表现为, 当 e 较小时, $Nu(\varphi)$ 的变化较为平缓, 见图2(a); 当 e 较大时, 在椭圆上下端部即 $\varphi=0$ 、 π 处, $Nu(\varphi)$ 的变化率较大, 而在 $\varphi=\frac{\pi}{2}$ 附近的中部位置, $Nu(\varphi)$ 的变化率则较小, 见图2(b), 这由椭圆管的几何特征及所采用的坐标 φ 不难得到理解。此外, 作者还对

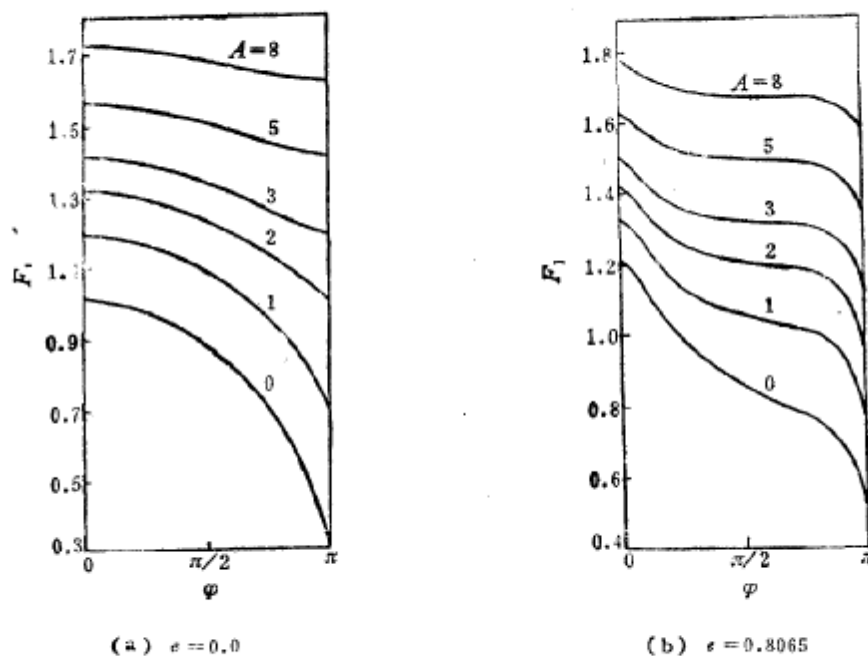


图2 函数 $F_1(\varphi, e, A)$ 的标绘

$e = 0.5, 0.9112, 0.9209$ 的情况进行了计算, 结果发现, $e > 0.5$ 时, F_1 的变化趋势与图2(b)接近, $e < 0.5$ 时则与图2(a)接近。(4)对 $e = 0$ 的情形, 作者的研究与文献[3~5]关于圆形绕线管的研究结果完全一致。

2. 表征平均凝结换热强度的函数 $F_2(e, A)$

表1列出了 F_2 的计算结果。在 F_2 已知的情况下, 即可由式 (15) 计算平均凝结换热系数。当 $e = 0, A = 0$ 时, 问题变为圆形光管的凝结换热情形, 由表1知, $F_2(0, 0) = 0.8018$, 由于此时 $\frac{l}{s} = 1$, 因而式 (15) 就完全蜕变为经典解 $\overline{Nu} = 0.725 (Ga \cdot Pr / H)^{1/4}$, 这说明本文的计算式是合理的。

表 1 F_2 计算值

$A \backslash e$	0	0.5	0.8065	0.9112	0.9209
0	0.8018	0.8189	0.8549	0.8770	0.8795
1	1.0348	1.0398	1.0547	1.0671	1.0687
2	1.1992	1.2000	1.2043	1.2107	1.2116
3	1.3203	1.3195	1.3199	1.3220	1.3224
5	1.4961	1.4947	1.4924	1.4907	1.4904
8	1.6799	1.6784	1.6757	1.6726	1.6722

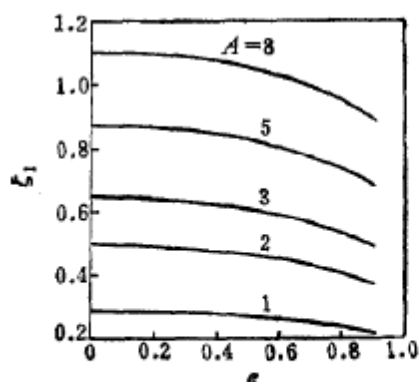


图 3 与光管的比较

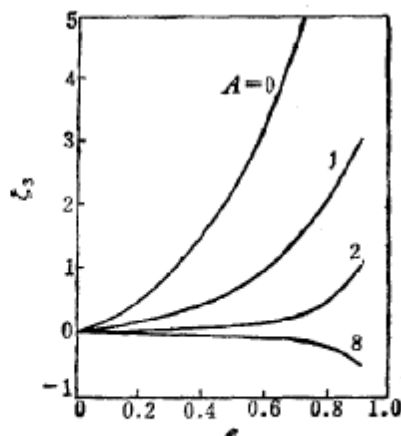


图 4 与圆形绕线管的比较

3. 与椭圆光管的比较

以 $\zeta_1 = \frac{F_2(e, A) - F_2(e, 0)}{F_2(e, 0)}$ 作为比较的评价指标。图3反映了比较结果, 可以看到: ① e 一定时, A 增大则 ζ_1 也增大, 说明绕线增强了换热。② A 一定时, ζ_1 随 e 的增大而减小, 这说明, 对于圆管, 绕线后强化换热的相对效果最好。当 $e = 0, A = 1 \sim 8$ 时, $\zeta_1 = 29.00\% \sim 109.52\%$ 。需要提及的是, 如果以 $\zeta_2 = \frac{F_2(e, A) - F_2(0, 0)}{F_2(0, 0)}$ 作为评价指标, 即与圆形光管相比较时, 则当 $A \leq 3$ 时, ζ_2 是随着 e 的增大而增大的, 这是因为, 椭圆光管相对于圆形光管而言, 其凝结效果会得到改善^[6]。 $A > 3$ 后, ζ_2 的变化则相反, 其原因与下文的讨论相同。

4. 与圆形绕线管的比较

此时, 评价指标采用 $\zeta_3 = \frac{F_2(e, A) - F_2(0, A)}{F_2(0, A)} \times 100\%$ 。图4示明了 ζ_3 的变化情况。 $A=0$ 相应于椭圆光管与圆形光管的比较, $A=1, 2, 8$ 三条曲线反映了椭圆绕线管与圆形绕线管的比较。结果表明, 当 A 增大时, ζ_3 随 e 增加的速率减小。至 $A=8$ 时, ζ_3 随 e 的增大反而减小, 即椭圆绕线管比圆形绕线管凝结效果还差, 这主要是因为, 当表面张力作用很强烈时, 椭圆管形状的改变已不成为排液的重要影响因素, e 增加后, 由于 A 较大, 使得椭圆管下部的“持液”现象更为严重, 从而影响了平均凝结换热效果。鉴此, 作者认为, 当液体的表面张力较大时, 可直接采用圆形绕线管; 反之, 可适当地增大椭圆离心率, 以使 Nu 得到一定的提高。

四、实 验 研 究

1. 实验系统及原理

实验装置如图5所示。实验时, 过热水蒸气进入实验筒体中, 在安装于筒内的实验元件外部进行凝结, 冷凝热量由给水系统提供的冷却水带走。通过量液计可测量凝结液体的流量; 通过测温系统可得到元件外壁的平均温度、蒸汽平均温度及冷却水进出口温度。实验进行前, 转子流量计、量液计及热电偶等均需标定。实验元件为 $D=25\text{mm}$ 的钢管压成的椭圆管, 绕线为直径 $D_w=0.38\text{mm}$ 的漆包线。试件情况列于表2。实验测得各有关参数后, 即可按下述关系求得平均凝结换热系数

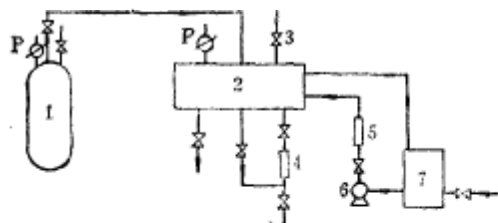


图5 实验系统与设备

1—锅炉; 2—实验段; 3—排气阀; 4—量液计; 5—转子流量计; 6—水泵; 7—混合池

表2 试件情况 ($D=25\text{mm}$, $D_w=0.38\text{mm}$)

e	l/D_w		
0.8065			
0.9112	2.0	3.0	4.0
0.9209			

$$Q_1 = h \cdot F \cdot \Delta T = \dot{m} L + \dot{m} \cdot c_{p,l} \cdot (T_v - T_{m1}) \quad (18)$$

上式右边的第二项通常相对很小, 可以忽略。且液膜定性温度 $T_{m1} = \frac{1}{2} (T_{wm} + T_v)$; 试件

外壁平均温度 T_{wm} 按各测点所代表的小块面积加权平均, 即 $T_{wm} = \frac{\sum_i (F_i T_i)}{\sum_i F_i}$; 平均

凝结温差 $\Delta T = T_{wm} - T_v$; 凝结液量按各次测量值进行算术平均, $\dot{m} = \frac{\sum_i \dot{m}_i}{N}$ 。需要提及的是, 热平衡关系还须通过冷却水侧来检验。冷却水带走的热量为

$$Q_2 = c_p \cdot M \cdot \Delta t \quad (19)$$

要求 Q_1 、 Q_2 两者的误差不超过5%。

2. 经验常数与最佳绕线参数

从式(7)中 A 的表达式可知, 其中涉及了两个未知参数 s 、 r_1 。对于 s , 最简单而又

不会导致太大误差的方法是近似地取 $s = l - D_w^{(4)}$ ，对于 r_s ，则需通过实验来确定。首先，采用文献[4]的方法，将 r_s 表示为 $r_s = K_0 \alpha^3 / D_w^2$ ，其中 $\alpha = \sqrt{2\sigma/\rho g}$ 为毛细管常数； K_0 为经验常数，由实验确定。从式(15)可得到椭圆绕线管外冷凝 $\overline{Nu}$ 数与圆形光管外的 Nusselt 解之比为

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_n} = \frac{l}{s} \cdot \frac{F_2(e, A)}{F_2(0, 0)} \quad (20)$$

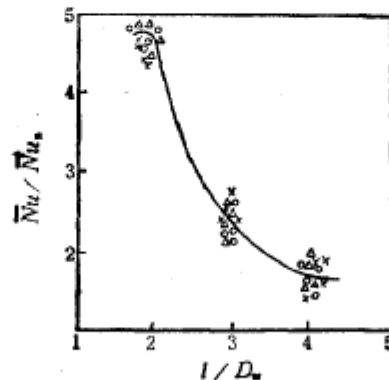


图6 实验结果

(实线为 $K_0=1.745$ 时的理论值)○ $e=0.8065$; × $e=0.9116$; △ $e=0.9209$

在将 s 、 r_s 作上述处理之后，式(20)仅为 e 及 $\frac{l}{D_w}$ 的函数，即 $\overline{Nu}/\overline{Nu}_n = f\left(e, \frac{l}{D_w}\right)$ 。

图6给出了 $\overline{Nu}/\overline{Nu}_n$ 的实验结果。(1) 当 $K_0=1.745$ 时，不论何种椭圆离心率及绕线参数 l/D_w ，理论值都能与实验结果很好地吻合。这就完全确定了 r_s 。(2) 绕线参数对换热有较大影响。由图6可知， $l/D_w=2$ 时， $\overline{Nu}$ 达到最大值。作者认为，这一绕线参数是最佳的。(3) 考虑到式(13)中 h_{θ} 的定义式，在实际过程中，绕线后换热面积减小了。因此， $\overline{Nu}/\overline{Nu}_n$ 并未完全反映冷凝换热量的比较。作者的实验研究表明， $l/D_w=2.0$ 时， $\overline{Nu}/\overline{Nu}_n = 4.6$ ，而 $Q/Q_s = 2.3$ 。

符号说明

α ——毛细管常数	K_0 ——常数
c_p ——比热，J/(kg·℃)	k ——导热系数，W/(m·℃)
D ——与椭圆管等周长的圆管直径，m	L ——汽化潜热，J/kg
D_w ——绕线直径，m	l ——绕线螺距
e ——椭圆离心率	M ——冷却水量，kg/s
F ——绕线管实际换热面积，m ²	m ——凝结液量，kg/s
F_1 、 F_2 ——函数	N ——凝液流量测量次数
H ——显潜热比	$Nu(\theta)$ ——局部换热 Nusselt 数
$\bar{h}$ ——平均换热系数，J/(m ² ·℃)	P ——压力，Pa
h_{θ} ——局部换热系数，J/(m ² ·℃)	Pr ——普朗特数
i ——各测点	Q ——冷凝换热量，W
j ——测量次数	Q_1 ——由凝结液侧算得的热量，W

- Q_1 ——冷却水带走的热量, W
 r ——径向坐标
 r_s ——绕线与液膜交界处液膜表面曲率半径, m
 s ——在一个螺距内液膜与绕线的两个交界点间的距离, m
 T ——温度, $^{\circ}\text{C}$
 ΔT ——凝结温差, $^{\circ}\text{C}$
 Δt ——冷却水进出口温差, $^{\circ}\text{C}$
 u, w ——分别为 x, z 方向液膜流速, m/s
 δ ——液膜厚度, m
 ζ_1, ζ_2 ——分别为椭圆绕线管与椭圆光管和圆形绕
- 线管比较的凝结换热效果所提高的比例
 μ ——动力粘度, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
 ν ——运动粘度, m^2/s
 ρ ——密度, kg/m^3
 σ ——表面张力系数, N/m
- 下角标
 l ——液体
 m ——平均
 n ——Nusselt解
 s ——液膜与绕线交界点
 v ——蒸汽
 w ——壁面

参 考 文 献

- Gregorig R Z. Angew Math Phys, 1954, 5(1):36
- 桜井彰. 第21回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1984(5):466
- 藤井・本田・日本機械学会論文集(B編), 昭和54, 45(393):740
- 藤井哲. 日本機械学会論文集(B編), 昭和60, 51(467):2436
- 藤井哲. 日本機械学会論文集(B編), 昭和60, 51(465):1699
- 陶金瑞. 华中理工大学学报, 1989(6):7

Condensation on Horizontal Wired Elliptical Tubes

Tao Jinrui and Cheng Shangmo

(Huazhong University of Science and Technology, Wuhan)

Abstract

Condensation heat transfer from the external surface of horizontally placed wired elliptical tubes was studied both theoretically and experimentally. The numerical solutions for local and average condensation Nusselt numbers $Nu(\varphi)$ and $\overline{Nu}$ were presented for a number of the values of parameters φ, e, A and were compared with classical solutions in a special case (circular smooth tube: $e=0, A=0$). The general non-dimensional formulae for condensation heat transfer were obtained and the empirical constants and optimum wiring parameters were proposed.