

管内对流沸腾系中过冷沸腾域真实干度及平均空隙率的解析

北京航空航天大学 韩振兴**

【摘要】发展了一种根据单相紊流速温分布来预测强迫对流沸腾系。特别是过冷域真实干度及空隙率的解析计算方法。该方法采用世古口、江崎提出的模型。采用了 Von Kaman 的三层速度分布和 Martinelli 的三层温度分布, 导出了真实干度及空隙率的计算公式。对于蒸汽—水系及 Freon R 113 在很广的压力、质量流速、热流密度范围内进行了计算并与有关实验结果进行了系统对比, 在 $Re = 10^4 \sim 10^6$, $Pr = 1 \sim 8$ 具有满意的精度。

主题词: 沸腾 湍流流动 空隙分数 计算方法

分类号: V 211. 17

1 物理模型

将世古口和江崎^[1, 2]方法用于氟里昂 R-113 换热实验时发现与实验结果有不吻合之处。其原因主要是该算法所采用的温度分布没有充分考虑普朗特数的影响。本解析法采用与世古口、江崎同样的物理模型, 为了更充分地考虑 Pr 数及 Re 数的影响, 采用 Von Kaman^[3] 三层速度分布和 Martinelli^[4] 三层紊流温度分布。

实验及理论分析表明, 从过冷沸腾开始点起, 沿流动方向真实干度 x_a 及平均空隙率 α 随热力学平衡干度 x 的变化规律如图 1 所示。图中 I 区为单相强迫对流, II 区为表面沸腾; III 区为拟饱和沸腾区; 到 B 点进入饱和沸腾区 IV。B 点与 $x = 0$ 的点并不重合, 这是由于在 $x = 0$ 点, 液相的平均焓仍是过冷的。

为了推断过冷沸腾域中气泡的生灭过程及其沿流动方向的变化, 世古口等人对蒸汽—水系沸腾流中的径向温度分布及空隙率分布进行了测定。图 2^[2]为过冷沸腾域中的 3 组结果 ($p = 4.12 \times 10^5 \text{ Pa}$, $q = 23.1 \times 10^4 \text{ W/m}^2$, $G = 498 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$)。图中用虚线标出了相应的单相紊流

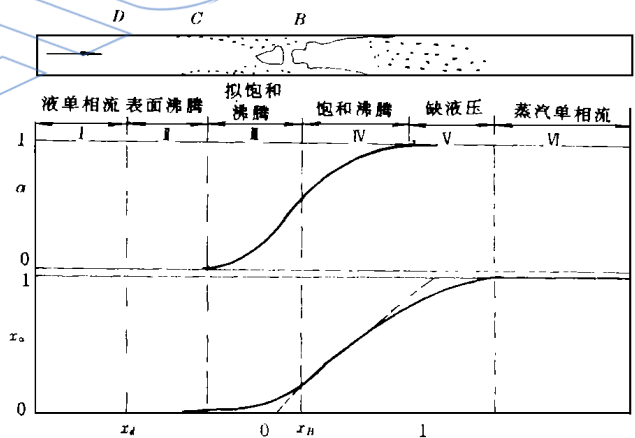


图 1 真实干度及空隙率随热力学平衡干度的变化

温度分布。从图中可看出, 在不存在汽泡的中心部分, 其温度分布几乎与单相流一致。而在有汽泡的壁面附近就与单相流不同了, 以空隙率 α 分布的峰值点为界, 靠壁面一侧其温度低于单相流温度, 而靠管中心一侧温度比单相流温度高。壁面附近的过热液层极薄。根据温度分布的特征可认为, 断面内两相流体的平均焓, 由液相焓与饱和蒸汽焓迭加而成。所以只要知道该断面内两相流体的焓以及蒸汽所拥有的焓的分量就能推算出真实干度 x_{α} 。

图 3^[2]用粗实线画出了简化的温度分布, 点画线表示真实温度分布。就是说, 简化模型假

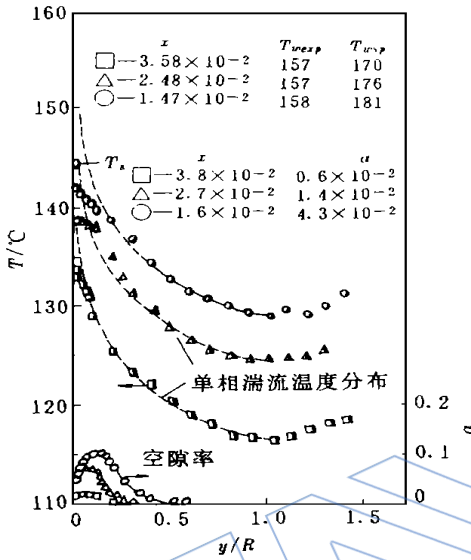


图 2 空隙率及流体温度沿径向分布实验结果

算的角度看却不会带来很大误差。这是因为: (1) 忽略掉的过热液层极薄; (2) 管中心简化温度分布与真实温度分布一致; (3) 在 α 的峰值两侧简化温度分布分别高于和低于真实温度, 有相互抵消、补偿作用。这样, 就可用简化温度分布来代替真实温度分布。用假想的液体单相流温度分布积分可以得到消耗于汽化潜热的过热热量部份(即图 3 中的斜线部分)。

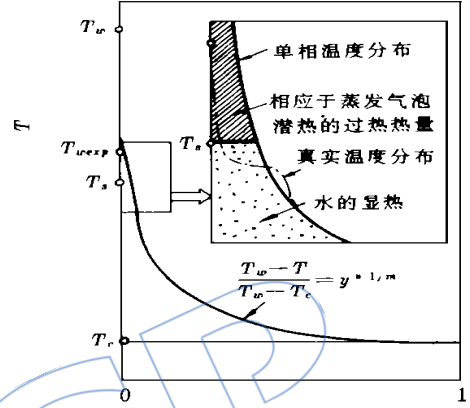


图 3 真实干度的计算模型

设, 在过冷沸腾中, 管中心部份(从管中心起, 直到饱和温度)温度分布与单相紊流完全相同, 到达饱和温度后直至壁面, 皆维持饱和温度。这种简化虽与真实温度分布有出入, 但从液体焓计

2 真实干度 x_{α} 及空隙率 α 的解析

三层速度、三层温度分布分别为:

$$\begin{cases} u^+ = y^+ & y^+ \leq 5 \\ u^+ = -3.05 + 5 \ln y^+ & 5 < y^+ \leq 30 \\ u^+ = -5.5 + 2.5 \ln y^+ & 30 < y^+ \leq R^+ \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \theta = K_1 y^+ & y^+ \leq 5 \\ \theta = K_5 + K_2 \ln(K_3 y^+ - K_4) & 5 < y^+ \leq 30 \\ \theta = K_6 + K_7 \ln(K_8 y^+) & 30 < y^+ \leq R^+ \end{cases} \quad (2)$$

其中 $u^+ = u / \sqrt{\tau_w / \rho}$, $y^+ = y \sqrt{\tau_w / \rho / \nu}$, $\theta = (T_w - T) / (T_w - T_c)$ (3)

$$\tau_w = C_f \cdot (1/2) \rho u_m^2, \quad f = 4C_f, \quad C_f = 0.079 Re^{-0.25}$$

$$R^+ = 0.5 \sqrt{\tau_w / \rho / \nu} = 0.0993 Re^{0.875}, \quad K_0 = P_r + \ln(1 + 5P_r) + 0.5 \ln[(Re/60) \sqrt{f/8}]$$

$$K_1 = P_r / 5K_0, \quad K_2 = 1/K_0, \quad K_3 = P_r / 5, \quad K_4 = P_r^{-1}, \quad K_5 = 5K_1$$

$$K_6 = [\bar{p}_r + \ln(1 + 5P_r)]/K_0, \quad K_7 = 1/2K_0, \quad K_8 = 1/30$$

无因次平均温度:

$$\Theta = \frac{T_w - T_B}{T_w - T_c} = \int \Theta^+ (R^+ - y^+) dy^+ / \int u^+ (R^+ - y^+) dy^+ = K_m = f(Re, P_r) \quad (4)$$

热力学平衡干度: $x = (h - h')/h_{fg}$

$$\text{在过冷区: } x = [\zeta_{pl}(T_B - T_s)]/h_{fg}, \quad T_B = T_s + x h_{fg}/C_{pl} \quad (5)$$

$$\text{由单相流对流换热知} \quad T_w = T_B + q/h_c \quad (6)$$

$$\text{由(3)~(6)得} \quad T = (1 - \Theta/K_m)(q/h_c) + (h_{fg}/C_{pl})x + T_s \quad (7)$$

在 $T = T_s$ 处, $y^+ = y_s^+$, $\Theta = \Theta = K_m \{ [(h_{fg})/(qC_{pl})]x + 1 \}$, 取 $h_c = 0.023(\lambda/D)Re^{0.8}P_r^{0.4} \{ (1 - x_a)/(1 - \alpha) \}^{0.8}$.

定义 $B_0 = q/(Gh_{fg})$ 为沸腾数

$$B_0^* = (q/h_c)(C_{pl}/h_{fg}) = 43.48B_0 Re^{0.2}P_r^{0.6} \{ (1 - x_a)/(1 - \alpha) \}^{0.8} \quad (8)$$

$$\text{则} \quad \Theta = K_m(1 + x/B_0^*) \quad (9)$$

y_s^+ 与 Θ 的关系由下式确定

$$\begin{cases} y_s^+ = \Theta/K_1 & \Theta \leq \Theta_1, y_s^+ \leq 5 \\ y_s^+ = (e^{(\Theta_1 - K_3)/K_2} + K_4)/K_3 & \Theta_1 < \Theta \leq \Theta_2, 5 < y_s^+ \leq 30 \\ y_s^+ = e^{(\Theta_2 - K_6)/K_7}/K_8 & \Theta_2 < \Theta \leq \Theta_3, 30 < y_s^+ \leq R^+ \end{cases} \quad (10)$$

其中 $\Theta_1 = 5K_1$, $\Theta_2 = K_5 + K_2 \ln(1 + 5P_r)$, $\Theta_3 = K_6 + K_7 \ln(R^+/30) = 1$, 分别为 y^+ 等于 5、30 及 R^+ 时的值。对应于 Θ_1, Θ_2 的 x 及 x_a 值分别为: $x_1 = (\Theta_1/K_m - 1)B_0^*$, $x_2 = (\Theta_2/K_m - 1)B_0^*$ 及 x_{a1}, x_{a2} 。

真实干度 x_a 由下式计算:

$$x_a = \frac{m_a}{m_t} = 40.32 Re^{-1.875} \int_0^+ \left\{ \left(1 - \frac{\Theta}{K_m} \right) B_0^* + x \right\} u^+ (R^+ - y^+) dy^+ \quad (11)$$

$$y_s^+ \leq 5 \text{ 时} \quad x_a = 40.32 Re^{-1.875} \int_0^+ \left\{ \left(1 - \frac{K_1}{K_m} y^+ \right) B_0^* + x \right\} y^+ (R^+ - y^+) dy^+ \quad (11-1)$$

$$5 < y_s^+ \leq 30 \text{ 时} \quad x_a = x_{a1} + 40.32 Re^{-1.875} \int_0^+ \left\{ \left(1 - \frac{K_5}{K_m} - \frac{K_2}{K_m} \ln(K_3 y^+ - K_4) \right) B_0^* + x \right\} \\ \times (-3.05 + 5 \ln y^+) \cdot (R^+ - y^+) dy^+ \quad (11-2)$$

$$30 < y_s^+ \leq R^+ \text{ 时} \quad x_a = x_{a2} + 40.32 Re^{-1.875} \int_0^+ \left\{ \left(1 - \frac{K_6}{K_m} - \frac{K_7}{K_m} \ln(K_8 y^+) \right) B_0^* + x \right\} \\ \times (5.5 + 2.5 \ln y^+) \cdot (R^+ - y^+) dy^+ \quad (11-3)$$

$$\text{若 } y_s^+ = R^+, \quad x = x_B, \quad x_a = x_B = (\Theta_3/K_m - 1)B_0^* = (1/K_m - 1)B_0^* \quad (11-4)$$

$$\text{若 } y_s^+ \geq 1 \quad dx_a/dx = 1, \quad x_a = x$$

空隙率 α 与 x_a 的关系采用 Smith 由分相混相流模型导出的下式

$$\alpha = \left\{ 1 + \frac{\rho_a}{\rho_l} \psi \left(\frac{1}{x_a} - 1 \right) + \frac{\rho_a}{\rho_l} (1 - \psi) \left(\frac{1}{x_a} - 1 \right) \left(\frac{\rho_l/\rho_a + \psi(1/x_a - 1)}{1 + \psi(1/x_a - 1)} \right)^{1/2} \right\}^{-1} \quad (12)$$

迭代求解(8)~(12)可得到 $B_0^*, y_s^+, \Theta, x_a$ 及 α 。若计算站较密, 可取上一站的 x_a, α 计算 B_0^* , 则可不必要迭代, 而直接计算出 Θ, y_s^+, x_a 及 α 。

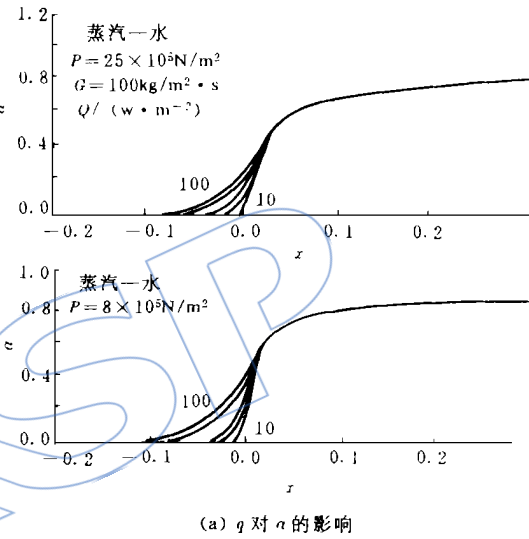
3 计算结果及与实验值的比较

应用三层速温分布模型的解析计算方法, 对水及氟里昂 R-113 进行了计算, 范围见表 1。

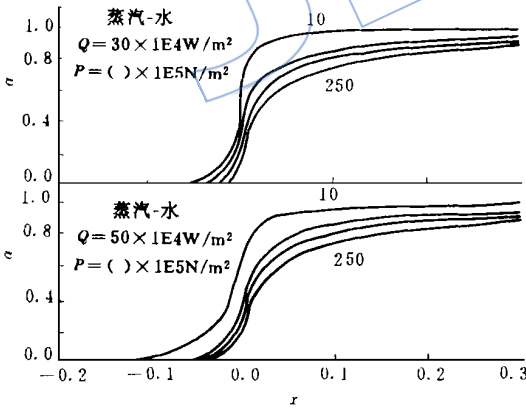
表 1 计算范围

参数	G (kg/(m ² · s))	P (Pa)	q (kW/m ²)	P_r	D (mm)
水	500~3000	$1 \times 10^5 \sim 137 \times 10^5$	20~1000	0.8~1.7	5.6~13.6
R-113	500~3000	$1 \times 10^5 \sim 4 \times 10^5$	30~100	6~8	8

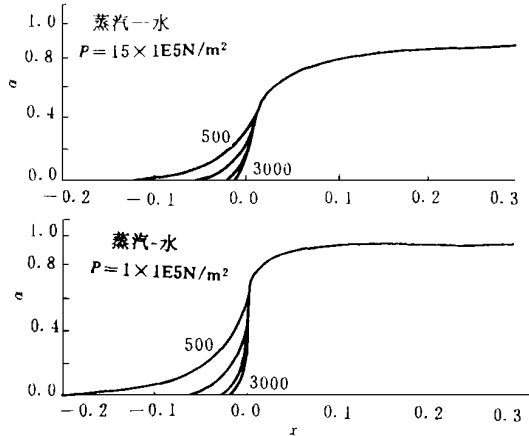
其计算结果示于图 4 (图 4a、4b 中 $G = 1000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 图 4(c) 上图 $Q = 50 \times 1\text{E}4 \text{ W}/\text{m}^2$, 下图 $Q = 30 \times 1\text{E}4 \text{ W}/\text{m}^2$) 和图 5。可看出压力、流量及单位热流对 α 的影响, 以及 α 随 x 的变化情况, 对比水及 R-113 的结果也可看出 P_r 对 α 的影响。对于蒸汽—水系, 计算结果与实验结果的比较示于图 6^[2]。同图中用虚线标出了按 $1/7$ 次方规律计算的结果。该算法在较广的压力、流量、热流以及管径范围内具有良好的精度。对于 FREON R-113 系, 把 α 的计算结果与壁温、换热系数分布的实测结果^[7]画在同一图上 (图 7), 同图用虚线标出了按 $1/7$ 次方规律的 α 的计算结果。由图可以看出, 由三层速温



(a) q 对 α 的影响



(b) p 对 α 的影响



(c) G 对 α 的影响

图 4 蒸汽对水系计算结果

分布计算的 α 分布来判断沸腾的开始与发展过程同由壁温分布来判断的沸腾开始与发展过程比较一致, 而由 $1/7$ 次方规律计算的 α 分布来判断的沸腾发展过程则滞后于实际的沸腾进程。

本解析法采用三层紊流、温分布模型以充分考虑 P_r 数及 Re 数的影响, 计算结果与实验数据的比较表明, 对于蒸汽—水系及 FREON R-113 $P_r = 1 \sim 8, Re = 10^4 \sim 10^6$ 具有较满意的精度。

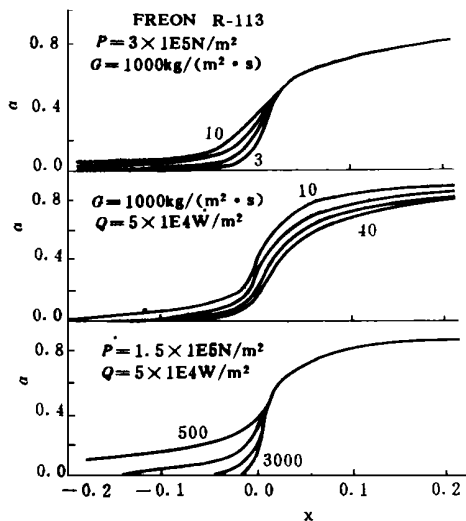
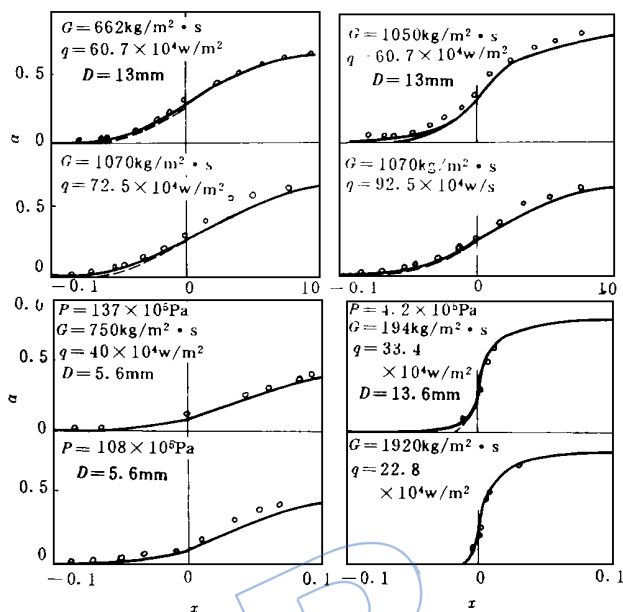
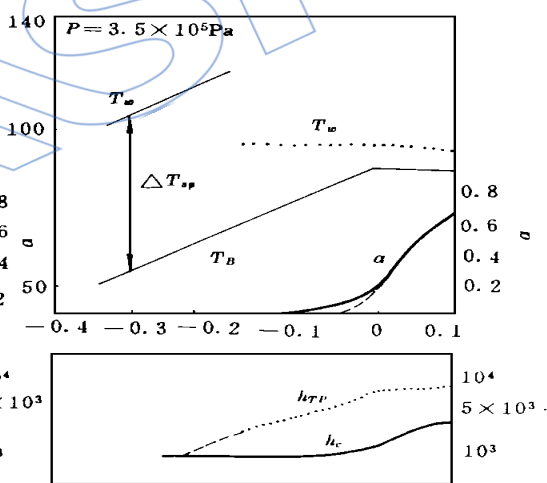
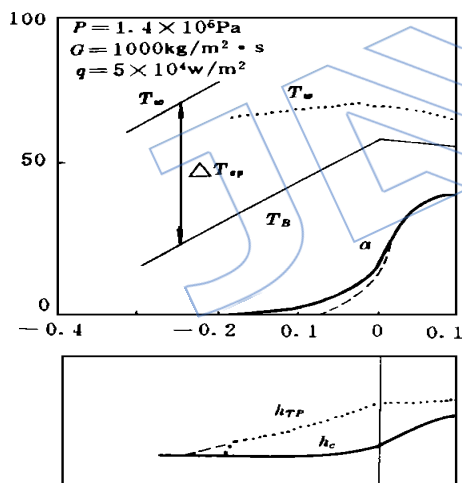
图5 R-113 空隙率随 x 的变化

图6 蒸汽—水系空隙率

图5 R-113 空隙率随 x 的变化图7 FREONR-113 系 α 的计算结果与壁温、换热系数分布的实测结果

参考文献

- 1 世古口 传热工学の进展 I. 养贤堂, 1973
- 2 江崎秀司 沸腾流のボイド率に関する研究: [博士论文] 日本九州大学, 1982
- 3 Kamman T V Trans ASME, 61, 1939: 705
- 4 Martinelli R C Trans ASME, 69, 1947: 947
- 5 植田辰洋 气液二相流 养贤堂, 1981
- 6 陈之航等 气液双相流动和传热 北京: 机械工业出版社, 1983
- 7 韩振兴 R113 强迫对流沸腾换热的实验研究 西南交通大学: 中国工程热物学会年会, 873114, 1987

(责任编辑 杨再荣)