

山西能源学院教案

授课班级 _____ 授课时间 _____ 计 2 学时

课题（章节及内容）	6.4 外部流动强制对流换热实验关联式、6.5 自然对流换热及实验关联式
教学目的和要求	<ol style="list-style-type: none"> 1. 了解工业生产中外掠单管及外掠管束的使用情况，理解圆管外表面边界层的基本特点及演变； 2. 了解管外表面局部表面传热系数变化规律； 3. 掌握外掠单管实验关联式，明确使用要求和适用范围； 4. 掌握外掠管束实验关联式，明确使用要求和适用范围。 5. 了解工业生产、日常生活中自然对流换热的应用情况，了解自然对流换热分类； 6. 了解竖直壁表面边界层的基本特点、演变及外表面局部表面传热系数变化规律； 7. 掌握实验关联式的基本形式以及各自的基本参数要求和适用范围。
重点难点	管表面边界层的基本特点及演变，外掠单管、管束关联式，公式应用的注意事项。壁表面边界层的基本特点及演变，关联式的基本形式，公式应用时注意事项。
教学进程（含课堂教学内容、教学方法、辅助手段等）	<p>教学内容：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 外部流动分类，生产实际中外掠单管及外掠管束的使用情况，管外表面边界层的基本特点及演变，圆管外表面局部表面传热系数变化规律，实验关联式的各种型式以及各自的基本参数要求和适用范围。 2. 工业生产、日常生活中自然对流换热的应用情况，壁表面边界层的基本特点及演变，局部表面传热系数变化规律，自然对流换热分类，实验关联式的各种形式以及各自的基本参数要求和适用范围。 <p>教学方法：讲授与练习、启发讨论、诱导式、归纳总结法。</p>
作业布置	6-35、6-44

主 要 参考资料	1. 杨世铭 陶文铨,《传热学》(第四版),高等教育出版社,2006. 2. 章熙民、任泽霈等,《传热学》,中国建筑工业出版社,2014.
课后自我 总结分析	在课堂教学中穿插一些生活实例.用力知学知识进行解释.使学生从根本上清楚原因,会提高学生的学习兴趣。

山西能源学院教案

6.4 外部流动强制对流换热实验关联式

外部流动：换热壁面上的流动边界层与热边界层能自由发展，不会受到邻近壁面存在的限制。

一. 横掠单管换热实验关联式

横掠单管：流体沿着垂直于管子轴线的方向流过管子表面。

流动具有边界层特征，还会发生绕流脱体。

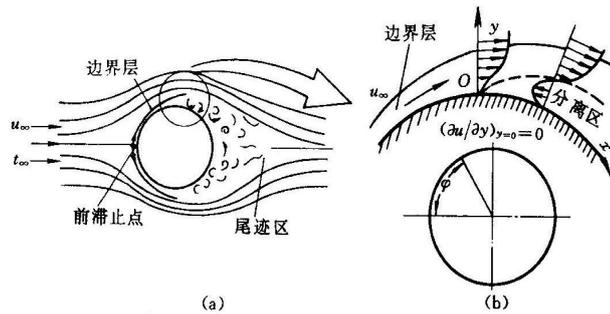


图 5-21 横掠单根圆管流动的情形

边界层的成长和脱体决定了外掠圆管换热的特征。

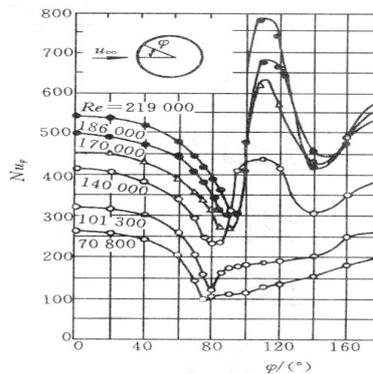


图 5-22 横掠圆管局部换热系数的变化

虽然局部表面传热系数变化比较复杂，但从平均表面换热系数看，渐变规律性很明显。

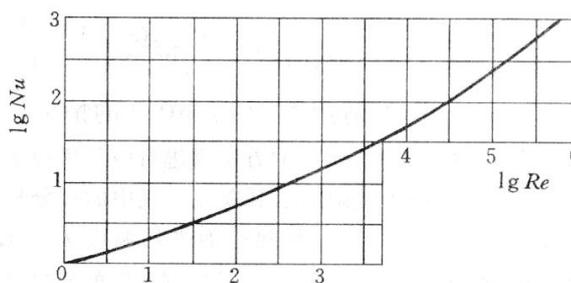


图 5-23 空气横掠圆管换热的实验结果^①

二. 横掠管束换热实验关联式

外掠管束在换热器中最为常见。

通常管子有叉排和顺排两种排列方式。叉排换热强、阻力损失大并难于清洗。

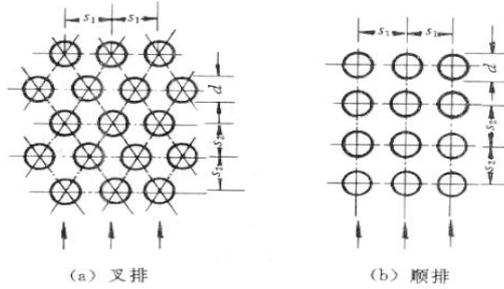


图 5-24 叉排与顺排管束

影响管束换热的因素除 Re 、 Pr 数外，还有：叉排或顺排；管间距；管束排数。后排管受前排管尾流的扰动作用对平均表面传热系数的影响直到 10 排以上的管子才能消失。

这种情况下，先给出不考虑排数影响的关联式，再采用管束排数的因素作为修正系数。

表 5-9 流体横掠顺排管束平均表面传热系数计算关联式(≥ 16 排)

关 联 式	适用 Re 数范围
$Nu_i = 0.9 Re_i^{0.4} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$1 \sim 10^2$ (5-75a)
$Nu_i = 0.52 Re_i^{0.5} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$10^2 \sim 10^3$ (5-75b)
$Nu_i = 0.27 Re_i^{0.63} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$10^3 \sim 2 \times 10^5$ (5-75c)
$Nu_i = 0.033 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ (5-75d)

表 5-10 流体横掠叉排管束平均表面传热系数计算关联式(≥ 16 排)

关 联 式	适用 Re 数范围
$Nu_i = 1.04 Re_i^{0.4} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$1 \sim 5 \times 10^2$ (5-76a)
$Nu_i = 0.71 Re_i^{0.5} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$5 \times 10^2 \sim 10^3$ (5-76b)
$Nu_i = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0.2} Re_i^{0.6} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}, \frac{s_1}{s_2} \leq 2$	$10^3 \sim 2 \times 10^5$ (5-76c)
$= 0.40 Re_i^{0.6} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}, \frac{s_1}{s_2} > 2$	$10^3 \sim 2 \times 10^5$ (5-76d)
$Nu_i = 0.031 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0.2} Re_i^{0.8} Pr_i^{0.36} (Pr_i / Pr_w)^{0.25}$	$2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ (5-76e)

表 5-11 茹卡乌斯卡斯公式的管排修正系数 ϵ_n

总排数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
顺排, $Re > 10^3$	0.700	0.800	0.865	0.910	0.928	0.942	0.954	0.965	0.972	0.978	0.983	0.987	0.990	0.992	0.994
叉排 $10^2 < Re < 10^3$	0.832	0.874	0.914	0.939	0.955	0.963	0.970	0.976	0.980	0.984	0.987	0.990	0.993	0.996	0.999
$Re > 10^3$	0.619	0.758	0.840	0.897	0.923	0.942	0.954	0.965	0.971	0.977	0.982	0.986	0.990	0.994	0.997

6.5 自然对流换热及实验关联式

一、自然对流的特点

自然对流：不依靠泵或风机等外力推动，由流体自身温度场的不均匀所引起的流动。

一般地，不均匀温度场仅发生在靠近换热壁面的薄层之内。

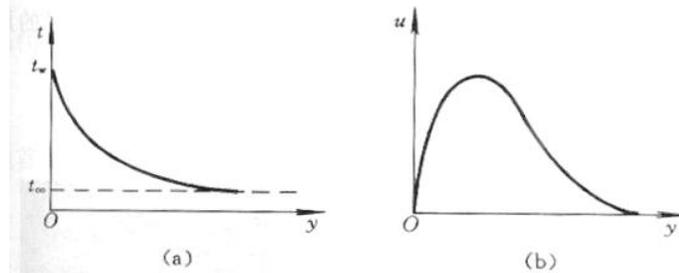
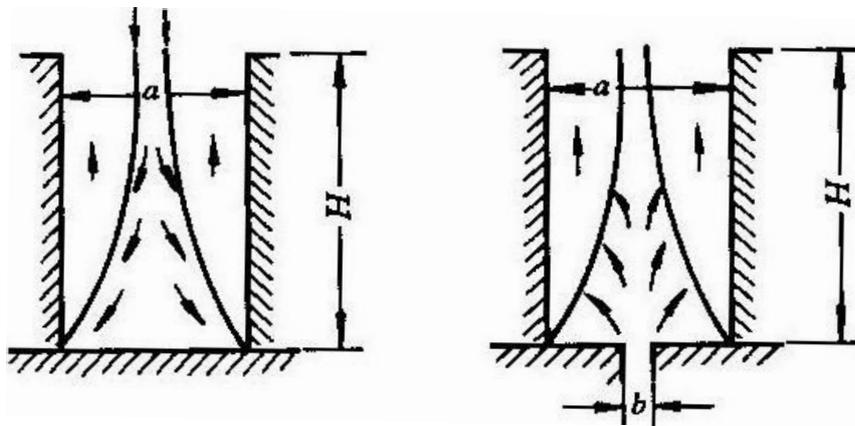


图 5-26 竖壁附近自然对流的温度分布与速度分布

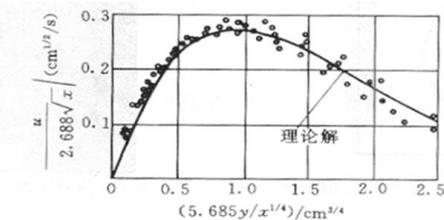
1. 自然对流换热可分成大空间和有限空间两类。

大空间自然对流：流体的冷却和加热过程互不影响，边界层不受干扰。

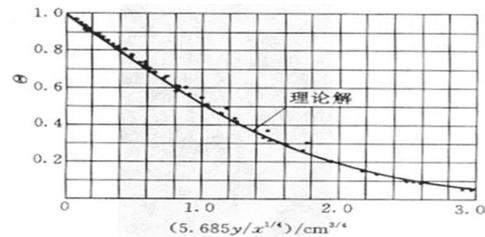
如图两个热竖壁，底部封闭，只要 $a / H > 0.28$ ；底部开口时，只要 $b / H > 0.01$ ，壁面换热就可按大空间自然对流处理。（大空间的相对性）



2. 波尔豪森分析解与施密特-贝克曼实测结果



(a) 速度分布

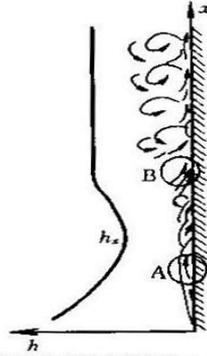


(b) 温度分布

3. 自然对流亦有层流和湍流之分。

层流时，换热热阻主要取决于薄层的厚度。

旺盛湍流时，局部表面传热系数几乎是常量。



(a) 沿壁高的流动情况及 h_x 的变化

从对流换热微分方程组出发，可得到自然对流换热的准则方程式

参照上图的坐标系，对动量方程进行简化。

在 x 方向， $F_x = -\rho g$ ，略去二阶导数。

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

由于在薄层外 $u = v = 0$ $\frac{dp}{dx} = -\rho_\infty g$ ，可推得

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

引入体积膨胀系数 α ：

$$\alpha = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T}$$

代入动量方程并令 $\theta = T - T_\infty$ ，改写原方程

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\alpha\theta + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

采用相似分析方法，以 u_0 、 l 及 $\Delta t = t_w - t_\infty$ 分别作为流速、长度及过剩温度的标尺，得

$$\frac{u_0^2}{l} \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) = g\alpha\Delta t \Theta^* + \frac{\nu u_0}{l^2} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}$$

式中 $\Theta^* = (t - t_\infty) / (t_w - t_\infty)$ 。

进一步化简可得

$$\frac{u_0 l}{\nu} \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) = \frac{g\alpha\Delta t l^2}{\nu u_0} \Theta^* + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}$$

式中第一个组合量 是雷诺数，第二个组合量可改写为（与雷诺数相乘）：

$$Gr = \frac{g\alpha\Delta t l^2}{\nu u_0} \frac{u_0 l}{\nu} = \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2}$$

Gr 称为格拉晓夫数。

在物理上， Gr 数是浮升力/粘滞力比值的一种量度。 Gr 数的增大表明浮升力作用的相对增大。

自然对流换热准则方程式为

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

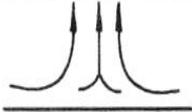
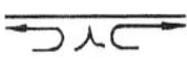
二、大空间自然对流换热的实验关联式

工程中广泛使用的是下面的关联式：

$$Nu = C(Gr Pr)^n$$

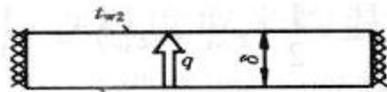
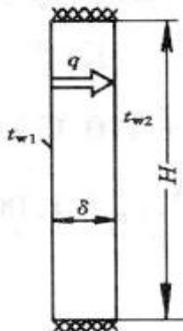
式中：定性温度采用 $t_m = (t_w + t_\infty) / 2$ ； Gr 数中的 Δt 为 t_w 与 t_∞ 之差，对于符合理想气体性质的气体， $\alpha = 1 / T$ 。特征长度的选择：竖壁和竖圆柱取高度，横圆柱取外径。

表 5-13 式(5-82)中的常数 B 和 m

加热表面形状与位置	流动图示	系数 B 及指数 p		Gr^* 数适用范围
		B	m	
水平板热面朝上或冷面朝下		1.076	1/6	$6.37 \times 10^5 - 1.12 \times 10^8$
水平板热面朝下或冷面朝上		0.747	1/6	$6.37 \times 10^5 - 1.12 \times 10^8$

三、有限空间自然对流换热

这里仅讨论如图所示的竖的和水平的两种封闭夹层的自然对流换热，而且推荐的关联式仅局限于气体夹层。



封闭夹层示意图 ($t_{w1} > t_{w2}$)

夹层内流体的流动，主要取决于以夹层厚度 δ 为特征长度的 Gr 数：

$$Gr_{\delta} = \frac{g\alpha\Delta t\delta^3}{\nu^2}$$

一般关联式为

$$Nu = C(Gr_{\delta} Pr)^n \left(\frac{H}{\delta}\right)^m$$

四、自然对流与强制对流并存的混合对流

在对流换热中有时需要既考虑强制对流亦考虑自然对流。考察浮升力与惯性力的比值。

$$\frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2} \frac{\nu^2}{u^2 l^2} = \frac{Gr}{Re^2}$$

一般认为, $Gr / Re^2 \geq 0.1$ 时自然对流的影响不能忽略, 而 $Gr / Re^2 \geq 10$ 时强制对流的影响相对于自然对流可以忽略不计。

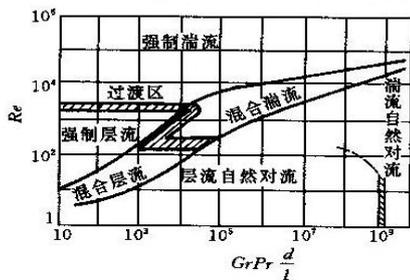


图 5-31 竖管内强制、自然、混合流动区的划分

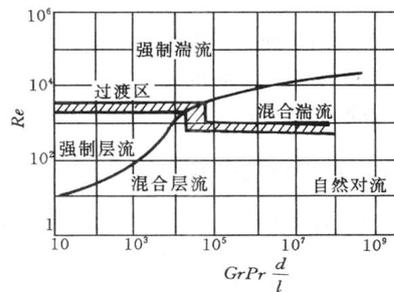


图 5-32 横管内强制、自然、混合流动区的划分