

3. 近似模化

保证主要同名准则相等。

流体的物性是温度的函数, 有时难以保证物性场与温度场同时相似。

4. 实验准则的确定

(1) 方程分析法

相似分析法, 前面已经介绍。

(2) 量纲分析法 (因次分析法)

优点: 方法简单, 不必列出微分方程, 只要知道影响因素。

缺点: 不分析现象的物理本质, 漏列因素导致错误。

π 定理: 一个表示 n 个物理量间的量纲一致的方程式, 一定可以转变成 $n - r$ 个独立无量纲物理量间的关系式 (r 是 n 个物理量中所涉及的基本量纲数目)。

基本量纲: 时间 $[T]$ 、长度 $[L]$ 、质量 $[M]$ 、温度 $[\theta]$

导出量纲——由物理定义导出, 由基本量纲组成, 如密度 $\rho [ML^{-3}]$ 。

分析步骤: (例: 稳态、无压力梯度强制对流换热) (考虑全部影响因素)

$$\text{① 原则性方程: } f(h, u, l, \lambda, \eta, c, \rho) = 0 \quad (6-73)$$

$$\begin{array}{l} \text{参数: } \quad h \quad u \quad l \quad \lambda \quad \eta \quad c \quad \rho \\ \text{量纲: } \quad [M^0 T^{-3}] \quad [L T^{-1}] \quad [L] \quad [M \theta^{-1} L T^{-3}] \quad [M L^{-1} T^{-1}] \quad [L^2 \theta^{-1} T^{-2}] \quad [M L^{-3}] \\ n - r = 7 - 4 = 3 \Rightarrow \phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \end{array} \quad (6-74)$$

② 各准则内涵表达式

(有多种组合方式, 首先选取与基本量纲数目相同的基本参数群, 本例中选取 u, l, λ, η 四个参数为基本参数群, 基本参数群必须包括全部基本量纲, 以使其本身不能组成无量纲数, 再将基本参数群分别与其余参数组合得到各准则内涵表达式。)

$$\pi_1 = u^{a1} l^{b1} \lambda^{c1} \eta^{d1} h \quad (6-75)$$

$$\pi_2 = u^{a2} l^{b2} \lambda^{c2} \eta^{d2} \rho \quad (6-76)$$

$$\pi_3 = u^{a3} l^{b3} \lambda^{c3} \eta^{d3} c \quad (6-77)$$

③ 解待定幂次

展开表达式中各参数量纲

$$\begin{aligned} \pi_1 &= L^{a1} T^{-a1} L^{b1} M^{c1} \theta^{-c1} L^{d1} T^{-3d1} M^{d1} L^{-d1} T^{-d1} M^0 T^{-3} \\ &= L^{a1+b1+c1+d1} M^{c1+d1} \theta^{-c1} T^{-a1-3c1-d1-3} \end{aligned} \quad (6-78)$$

无量纲 \rightarrow 因次为零 \rightarrow 各量纲指数为零

$$\Rightarrow a1 = 0, b1 = 1, d1 = 0, c1 = -1 \Rightarrow \pi_1 = u^0 l^1 \lambda^{-1} \eta^0 h = \frac{hl}{\lambda} = Nu \quad (6-79)$$

同理:

$$\pi_2 = \frac{\rho u l}{\eta} = \frac{u}{\eta/\rho} = \frac{ul}{\nu} = Re \quad (6-80)$$

$$\pi_3 = \frac{\eta c}{\lambda} = \frac{\eta/\rho}{\lambda(\rho c)} = \frac{\nu}{a} = Pr \quad (6-81)$$

5. 实验数据的整理方法

实验数据 (准则中所含一切量) \rightarrow 准则数 \rightarrow 准则方程

(1) 回归分析 (最小二乘法原理: 偏差平方和最小)

① 初等函数回归 (几何回归)

实验数据 \rightarrow 作图 } 确定回归函数 \rightarrow 回归分析 { 回归系数
理论分析 } 相关系数
标准偏差

② 多项式回归

回归函数形式为

$$y = \sum_{a=0}^n A_a x^a \quad (6-82)$$

(2) 作图法 (假定方程是已定准则的幂函数形式, 用双对数坐标图示) 作图方法参见参考文献 [1] P158

(关联式的每个点起到了无数个相似现象的代表作用)

6.3 概念汇总

1. 对流传热量等于附壁薄层的导热量, $h = - \frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$

2. 层流: 流体各层之间互不混合, 层间热量传递方式主要依靠分子扩散和导热作用。

3. 湍流: 流体质点不规则运动, 湍流区域的热量传递主要依靠流体微团的热对流作用, 但在靠近壁面的层流底层仍然依靠导热作用。

4. 流动边界层: $\begin{cases} y = 0 \cdots u = 0 \\ y = \delta \cdots u = 0.99u_{\infty} \\ \delta < l \cdots \left(\frac{\delta}{l} \sim 0.01 \right) \end{cases}$

5. 热边界层: $\begin{cases} y = 0 \cdots \theta = (t - t_w) = 0 \\ y = \delta \cdots \theta = 0.99\theta_{\infty} \\ \delta_t < l \end{cases}$

6. 普朗特准则: 流体动量扩散率与热量扩散率之比, 是物性准则, 其定义式为

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\eta c}{\lambda}$$

7. 平板层流强制对流精确解 (与实验解相符):

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 2 Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

8. 相似性质: 相似现象中各同名准则相等。

9. 相似判据: 各同名已定准则相等, 单值性条件相似。

10. 努塞尔特准则: 流体对流传热能力与导热能力的对比参数, 也可理解为壁面处的无

量纲温度梯度 $\left(Nu = \frac{hl}{\lambda} \right)$ 。

11. 雷诺准则：流体惯性力与粘性力的对比参数 $\left(Re = \frac{ul}{\nu} \right)$ 。

12. 格拉晓夫准则：流体浮升力与粘性力的对比参数 $\left(Gr = \frac{g\alpha\Delta tl^3}{\nu^2} \right)$ 。

13. 在物理现象中，物理量不是单个起作用的，而是由其组成的准则起作用的，所以微分方程的解都可以表示成准则方程式。

14. 已定准则：由已知量组成的准则。

15. 待定准则：含有未知量的准则。

16. 近似模化：保证主要同名准则相等的模拟试验方法。

17. 试验准则的确定方法：①方程分析法；②量纲分析法。

18. π 定理：一个表示 n 个物理量间的量纲一致的方程式，一定可以转换成 $n - r$ 个独立无量纲物理量间的关系式，其中 r 是 n 个物理量中所涉及的基本量纲数目。

19. 定性温度：用于确定准则中物性参数的温度。

20. 特征尺度：准则中所规定的尺度。

21. 特征流速：准则中所规定的流速。

6.4 思考题分析

6-1 试用简明的语言说明热边界层的概念。

答：流体与壁面发生热交换时，固体表面附近温度发生剧烈变化的一个薄层称为温度边界层或热边界层，边界层外流体的温度梯度几乎为零。

6-2 与完全的能量方程相比，边界层能量方程最重要的特点是什么？

答：忽略了 x 方向上的导热。

6-3 换热微分方程与导热问题的第三类边界条件表达式有什么区别？

答：换热微分方程中 h 是未知量，而第三类边界条件中 h 是已知量；换热微分方程中的 λ 为流体导热系数，而第三类边界条件中 λ 为固体的导热系数；换热微分方程中 h 为局部表面传热系数，而第三类边界条件中 h 一般是指平均表面传热系数。

6-4 换热微分方程表明，在边界上垂直于壁面的热量传递完全依靠导热，那么在对流换热过程中流体的流动起什么作用？

答：热量传递只是在附壁层完全依靠导热，附壁层外流体的流动使流体微团相互掺混，在对流和导热的联合作用下将热量传向流体深处。

6-5 对流换热问题完整的数学描写应包括什么内容？既然对大多数实际对流换热问题尚无法求得精确解，那么建立对流换热问题的数学描写有什么意义？

答：对流换热问题完整的数学描述应包括传热方程式、质量守恒（连续性）方程式、动量守恒方程式和能量守恒方程式。该方程组虽然不能精确求解复杂的工程问题，但它的理论完善，物理概念清晰，能揭示过程的物理本质，能指出影响因素的主次关系，能指导实验、

理论分析和数值求解。

6-6 什么叫两个现象相似, 它们有什么共性?

答: 对于两个同类物理现象, 如果在相应时刻和相应地点上与现象有关的物理量对应成比例, 则两现象彼此相似。凡是相似的物理现象, 其物理量场一定可以用一个统一的无量纲的场来表示。

6-7 当一个由若干个有量纲的物理量所组成的实验数据转换成数目较少的无量纲量后, 这个实验数据的性质与地位起了什么变化?

答: 实验数据不再是单个物理量, 而是由多个物理量组成的特征数 (准则), 个别试验得出的结果就上升到了代表整个相似组的地位。

6-8 试简述 Nu 数、 Pr 数及 Bi 数的物理意义, Nu 数与 Bi 数的区别在哪里?

答: Nu : 壁面上流体的无量纲温度梯度, 反映了流体的对流换热能力与其自身的导热能力之比。

Pr : 动量扩散厚度与热量扩散厚度之比。

Bi : 固体内部导热热阻与其界面上换热热阻之比。

Nu 中的 λ 为流体的导热系数, 而且 Bi 中的 λ 为固体的导热系数。

6.5 典型习题分析

6-1 取外掠平板边界层的流动由层流转变为湍流的临界雷诺数 (Re_c) 为 5×10^5 , 试计算 25°C 的空气、水及 14 号润滑油达到 Re_c 数时所需的平板长度, 取 $u_\infty = 1\text{m/s}$ 。

解:

$t = 25^\circ\text{C}$	空气	水	14# 油
$\nu (\text{m}^2/\text{s})$	15.53×10^{-6}	0.906×10^{-6}	313.7×10^{-6}
$x_{\text{空}} = \frac{\nu_{\text{空}}}{u_\infty} \cdot Re_c = \frac{15.53 \times 10^{-6}}{1} \times 5 \times 10^5 = 7.765\text{m}$			
$x_{\text{水}} = \frac{\nu_{\text{水}}}{u_\infty} \cdot Re_c = \frac{0.906 \times 10^{-6}}{1} \times 5 \times 10^5 = 0.453\text{m}$			
$x_{\text{油}} = \frac{\nu_{\text{油}}}{u_\infty} \cdot Re_c = \frac{313.7 \times 10^{-6}}{1} \times 5 \times 10^5 = 156.9\text{m}$			

分析与思考: 运动粘度越大的流体层流区域越长, 虽然水的动力粘度比空气大得多, 但运动粘度比空气小一个数量级, 所以水的层流区段短。

6-2 在一台缩小为实物特征尺度的 $1/8$ 的模型中, 用 20°C 的空气来模拟实物中平均温度为 200°C 空气的加热过程。实物中空气的平均流速为 6.03m/s , 问模型中的流速应为多少? 若模型中的平均换热系数为 $195\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 求相应实物中的值。在这一实验中, 模型与流体的 Pr 数并不严格相等, 你认为这样的模拟实验有无实用价值?

解: 根据相似理论, 模型与实物中的 Re 应相等。

空气在 20°C 和 200°C 时的物性参数为

$$20^{\circ}\text{C}: \nu_1 = 15.06 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}, \lambda_1 = 2.59 \times 10^{-2} \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}), Pr_1 = 0.703$$

$$200^{\circ}\text{C}: \nu_2 = 34.85 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}, \lambda_2 = 3.93 \times 10^{-2} \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}), Pr_2 = 0.680$$

$$\text{由} \quad \frac{u_1 l_1}{\nu_1} = \frac{u_2 l_2}{\nu_2}$$

$$\text{得 } u_1 = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right) u_2 = \frac{15.06}{34.85} \times 8 \times 6.03 = 20.85 \text{m/s}$$

$$\text{又} \quad Nu_1 = Nu_2$$

$$\text{得 } h_2 = h_1 \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\right) = 195 \times \frac{1}{8} \times \frac{3.93}{2.59} = 36.99 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

答: 模型中的流速应为 20.85m/s, 实物中的平均换热系数为 36.99W/(m²·K)。上述模化实验, 虽然模型与流体的 Pr 数并不严格相等, 但十分接近, 这样的模化实验是有实用价值的。

6-3 对于恒壁温边界条件的自然对流换热, 试用量纲分析方法导出: $Nu = f(Gr, Pr)$ 。

提示: 在自然对流换热中 $g\alpha\Delta t$ 起相当于强制对流中流速的作用。

解:

$$\begin{array}{cccccccc} h & (g\alpha\Delta t) & \lambda & \rho & c & \eta & L \\ [M^0 L^{-1} T^{-3}] & [LT^{-2}] & [M^0 LT^{-3}] & [ML^{-3}] & [L^2 \theta^{-1} T^{-2}] & [ML^{-1} T^{-1}] & [L] \end{array}$$

$$n - r = 7 - 4 = 3 \rightarrow \Phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$$

各准则内涵表达式:

$$\pi_1 = h L^{a_1} \lambda^{b_1} \eta^{c_1} (g\alpha\Delta t)^{d_1}$$

$$\pi_2 = \rho L^{a_2} \lambda^{b_2} \eta^{c_2} (g\alpha\Delta t)^{d_2}$$

$$\pi_3 = CL^{a_3} \lambda^{b_3} \eta^{c_3} (g\alpha\Delta t)^{d_3}$$

展开:

$$\begin{aligned} \pi_1 &= M^0 L^{-1} T^{-3} L^{a_1} M^{b_1} \theta^{-b_1} L^{b_1} T^{-3b_1} M^{c_1} L^{-c_1} T^{-c_1} L^{d_1} T^{-2d_1} \\ &= M^{1+b_1+c_1} \theta^{-1-b_1} T^{-3-3b_1-c_1-2d_1} L^{a_1+b_1-c_1+d_1} \end{aligned}$$

解得

$$b_1 = -1 \quad c_1 = 0 \quad d_1 = 0 \quad a_1 = 1$$

$$\pi_1 = h L^1 \lambda^{-1} \eta^0 (g\alpha\Delta t)^0 = hL/\lambda = Nu$$

$$\pi_2 = M L^{-3} L^{a_2} M^{b_2} \theta^{-b_2} L^{b_2} T^{-3b_2} M^{c_2} L^{-c_2} T^{-c_2} L^{d_2} T^{-2d_2}$$

$$= M^{1+b_2+c_2} L^{-3+a_2+b_2-c_2+d_2} \theta^{-b_2} T^{-3b_2-c_2-2d_2}$$

解得

$$b_2 = 0 \quad c_2 = -1 \quad d_2 = 1/2 \quad a_2 = 3/2$$

各系数乘以 2 得

$$\pi_2 = \rho^2 L^3 \lambda^0 \eta^{-2} (g\alpha\Delta t)^1 = g\alpha\Delta t L^3 / \nu^2 = Gr$$

$$\pi_3 = L^2 \theta^{-1} T^2 L^{a_3} M^{b_3} \theta^{-b_3} L^{b_3} T^{-3b_3} M^{c_3} L^{-c_3} T^{-c_3} L^{d_3} T^{-2d_3}$$

$$= L^{2+a_3+b_3-c_3+d_3} \theta^{-1-b_3} T^{-2-3b_3-c_3-2d_3} M^{b_3+c_3}$$

解得

$$b_3 = -1 \quad c_3 = 1 \quad d_3 = 0 \quad a_3 = 0$$

$$\pi_3 = CL^0 \lambda^{-1} \eta^1 (g\alpha\Delta t)^0 = c\eta/\lambda = Pr$$

即原则性准则方程

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

6-4 一块长 400mm 的平板, 平均壁温为 40℃。常压下 20℃ 的空气以 10m/s 的速度纵向流过该板表面。试计算离平板前缘 50mm、100mm、200mm、300mm、400mm 处的热边界层厚度、局部表面传热系数及平均表面传热系数。

解: $t_w = 40^\circ\text{C}$ $t_f = 20^\circ\text{C}$ $u = 10\text{m/s}$ $t = (t + t_f) / 2 = 30^\circ\text{C}$

查参考文献 [1] 附录 8: $\lambda = 0.267\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ $\nu = 16 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ $Pr = 0.701$

x	Re	δ_t (式 6-46)	h_x (式 6-28)	$\bar{h} = 2h_x$
0.05	31250	1.44×10^{-3}	27.84	55.68
0.10	62500	2.04×10^{-3}	19.69	39.37
0.20	12500	2.88×10^{-3}	13.92	27.84
0.30	187500	3.53×10^{-3}	11.37	22.73
0.40	250000	4.07×10^{-3}	9.84	19.69

6-5 对燃气轮机叶片冷却的模拟试验表明, 当温度为 $t_1 = 35^\circ\text{C}$ 的气流以 $u_1 = 60\text{m/s}$ 的速度吹过特性尺度 $l_1 = 0.15\text{m}$ 、壁温 $t_{w1} = 300^\circ\text{C}$ 的叶片时, 换热量为 1500W。试据此数据来估算同样温度的气流以 $u_2 = 40\text{m/s}$ 的速度流经特性尺度 $l_2 = 0.225\text{m}$ 的叶片 ($t_{w2} = 340^\circ\text{C}$) 时, 叶片与气流间所交换的热量。设两种情形下叶片均可作为二维问题处理, 计算可对单位长度叶片进行。

解: 按题意, 叶片作为二维问题处理, 这样换热面积正比于线性尺度, 即以单位长度叶片作比较, 于是, 实物与模型中的热交换量有下列关系:

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_1} = \left(\frac{h_2}{h_1}\right) \left(\frac{A_2}{A_1}\right) \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)$$

在模型与实物中的雷诺数

$$Re_1 = \frac{u_1 l_1}{\nu_1} = \frac{60 \times 0.15}{\nu_1} = \frac{9}{\nu_1}$$

$$Re_2 = \frac{u_2 l_2}{\nu_2} = \frac{40 \times 0.225}{\nu_2} = \frac{9}{\nu_2}$$

因为

$$\nu_1 = \nu_2$$

所以

$$Re_1 = Re_2$$

又 $Pr_1 = Pr_2$, 则 $Nu_1 = Nu_2$

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\right) \approx \frac{0.15}{0.225} = 0.6667$$

$$\begin{aligned} \text{于是} \quad \Phi_2 &= \Phi_1 \left(\frac{h_2}{h_1}\right) \left(\frac{A_2}{A_1}\right) \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right) = 1500 \times 0.6667 \times \frac{0.225}{0.15} \times \frac{340 - 35}{300 - 35} \\ &= 1726.4\text{W} \end{aligned}$$

答: 叶片与气流间交换的热量为 1726.4W。

7. 单相流体对流换热及其实验关联式

7.1 知 识 结 构

1. 实验关联式应用条件：适用范围，定性温度，特征尺度，特征流速，修正系数（入口、弯道、特性）。

2. 常用实验关联式：

管内强制对流（紊流、层流及过渡流）（非圆形管道的当量直径计算）；

外掠（平板、单管、管束）强制对流；

自然对流（大空间、有限空间）。

7.2 重 点 内 容 剖 析

由于对流换热问题的复杂性，大多数工程问题不能依靠分析解，而是依靠相似理论指导下的实验解。在应用实验关联式（准则方程）时要注意以下几个方面：

- (1) 实验范围（已定准则范围）内的相似现象一般不能外推；
- (2) 注意关联式所规定的定性温度、特征尺度、特征流速；
- (3) 正确选用各种修正系数（物性，入口，弯管，……）。

7.2.1 强制对流换热及其实验关联式

一、管槽内强制对流换热特征

1. 流动状态

Re 0 $\xrightarrow{\text{层流}}$ 2300 $\xrightarrow{\text{过渡流}}$ 10000 $\xrightarrow{\text{湍流}}$

2. 速度分布

温度对流速分布的影响是通过粘性作用的。液体粘性随温度升高而降低，气体粘性随温度升高而增加。相同切应力作用下，粘度越大，速度在壁面法线方向的变化率越小。

3. 典型边界条件

恒热流：边界处热流密度恒定不变，如电加热器。

恒壁温：边界处温度恒定不变，如冷凝器。

湍流时（除液态金属外）两种边界条件对传热系数的影响可忽略不计，但对层流和低 Pr 介质，两种边界条件下传热系数的差别不容忽视。

4. 原则性准则方程

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (7-1)$$

5. 入口效应

入口段：从入口至流动边界层在管道中心汇合处。

层流入口段长径比 (比湍流大) $l/d \approx 0.05 RePr$

湍流入口段长径比 $l/d < 60$

充分发展段: 流动边界汇合处下游。

入口效应: 由于入口段边界层较薄, 平均表面传热系数比充分发展段大, 入口段有强化传热的作用。(短管强化传热)

6. 努塞尔特准则的物性修正系数 (温度场不均匀 \rightarrow 物性场不均匀)

$$\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^n \left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^n \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^n$$

下标 f 流体温度下参数;

w ——壁面温度下参数。

二、管内湍流换热实验关联式

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \quad (7-2)$$

加热液体时: $n = 0.4$

冷却液体时: $n = 0.3$

定性温度: 流体平均温度 (管道进出口平均温度)

特性尺度: 管道内径 (由关联式分析可知 $h \sim d^{-0.2}$ \rightarrow 小管强化传热)

适用范围: $Re_f = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$, $Pr_f = 0.7 \sim 120$, $l/d > 60$

对于短管或弯管: 乘以相应修正系数

对于非圆形管道: 用当量直径代替管道直径

传热温差 $\begin{cases} \text{气体: 不超过 } 50^\circ\text{C} \\ \text{水: 不超过 } 30^\circ\text{C} \\ \text{油: 不超过 } 10^\circ\text{C} \end{cases}$

温差超出范围时, 参考文献 [1] P165 有推荐公式和使用条件。

注: (1) 非圆形管道 (当量直径)

$$d = d_e = \frac{4A}{U} \quad (7-3)$$

式中: A 为流动截面积; U 为湿周长。

(2) 入口效应修正系数 ($l/d < 60$)

$$c_l = 1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{0.7} \quad (7-4)$$

(3) 弯管修正 (二次环流强化传热) (弯管强化传热)

$$\text{对于气体} \quad c_r = 1 + 1.77 \frac{d}{R} \quad (7-5)$$

式中: R 为弯道半径 (曲率半径)。

$$\text{对于液体} \quad c_r = 1 + 10.3 \left(\frac{d}{R}\right)^3 \quad (7-6)$$

三、管内层流换热实验关联式 (层流充分发展段)

对于恒热流边界条件: $Nu = 4.36$

对于恒壁温边界条件: $Nu = 3.66$

(对于非圆形管道参见参考文献 [1] P168 ~ P169 表 5-3、4)

管内层流换热实验关联式的应用要注意以下几点:

- (1) 对于同一截面形状的通道, 恒热流 $Nu >$ 恒壁温 Nu ;
- (2) 等截面直通道内的层流充分发展段 Nu 与 Re 无关 (自模化);
- (3) 对于层流, 当量直径只是一几何参数, 不能用它来统一不同截面通道的换热和阻力计算表达式。

四、外掠单管换热实验关联式

1. 脱体流

外掠流体边界层脱离绕流壁面的流动。(参见参考文献 [1] 图 5-21)

2. 局部表面传热系数

由于绕流流体在圆周方向的流动状态和流动边界层的变化, 表面传热系数也发生较大变化 (参见参考文献 [1] 图 5-22), 圆周方向某一角度的换热系数称为局部表面传热系数。

3. 平均表面传热系数 (应用于工程计算)

局部表面传热系数在圆周方向上的平均值。

4. 实验关联式 (空气、烟气、气液通用)

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3} \quad (7-7)$$

C 、 n 查参考文献 [1] 表 5-5 (P173)。

定性温度: 壁温与来流温度平均值 $(t_w + t_\infty)/2$

特征流速: 来流速度 u_∞

特征尺度: 管外径

温度范围: $t_\infty = 15.5 \sim 982^\circ\text{C}$ $t_w = 21 \sim 1046^\circ\text{C}$

五、外掠管束换热实验关联式 (如: 换热器、锅炉排管、暖风器)

1. 管排形式 (参见参考文献 [1] 图 5-24)

顺排: 在流体流动方向上对齐排管, 流动阻力较小。

叉排: 在流体流动方向上交叉排管, 流动阻力大, 换热效果好。

2. 实验关联式

$$Nu = C Re^m \quad (7-8)$$

C 、 m 查参考文献 [1] 表 5-7 (P176) (适用于气体)。

定性温度: $(t_w + t_f)/2$ (t_f 为流体进出口平均温度)

特征流速: 最窄截面处流速

特征尺度: 管外径

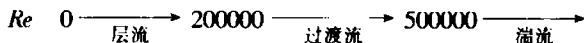
适用范围: $Re_f = 2000 \sim 40000$

低于 10 排时, 管排修正系数 (查参考文献 [1] 表 5-8, P176)

更广 Pr 、 Re 范围的关联式参见参考文献 [1] P177。

六、横掠平板对流换热实验关联式

1. 横掠平板强制对流流动状态



2. 横掠平板层流换热实验关联式

$$Nu = 0.664 Pr^{1/3} Re_L^{1/2} \quad (7-9)$$

定性温度：壁温与来流温度平均值 $(t_w + t_\infty)/2$

特征流速：来流速度 u_∞

特征尺度：板长 L (流体流动方向)

适用范围： $Re_L < 2 \times 10^5$

3. 板末端湍流换热实验关联式

$$Nu = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (7-10)$$

7.2.2 自然对流换热及其实验关联式

一、自然对流换热特征

运动动力：壁面与流体温度不同 \rightarrow 流体近壁处温度不均匀 \rightarrow 密度不均匀 \rightarrow 浮升力

近壁温度场：对于贴近热竖壁的流体，不均匀温度场仅发生在靠近壁面的薄层之内，壁面处流体温度与壁面温度相同，在离开壁面方向上逐渐降低，直到环境温度。

近壁速度场：壁面处流速为零，薄层外流速也为零，在薄层中速度有一个峰值。

流动状态与表面传热系数：从壁面底部生成层流薄层，薄层厚度随着高度增加而增加，对应的局部表面传热系数随高度的增加而减小，到达一定高度后，流体逐渐转变为湍流状态，表面传热系数有所回升，流动进入旺盛湍流后，表面传热系数不再变化，即与高度无关，换热现象进入自模化阶段。

流动状态的判据准则： $Gr = \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2}$ 。(不同几何形体有不同临界参数)

(对于理想气体，体积膨胀系数 $\alpha = 1/T$)

原则性准则方程： $Nu = f(Gr, Pr)$ 。

大空间：热边界层自由生长的空间。

有限空间：热边界层融合或相互干扰的空间。

二、大空间自然对流换热实验关联式

1. 垂直对流

$$Nu = C(GrPr)^n \quad C, n \text{ 查参考文献 [1] 表 5-12}$$

定性温度： $(t_\infty + t_w)/2$ $\Delta t = t_w - t_\infty$

特征尺度：竖壁、竖圆柱：高度

横圆柱：外径

2. 恒热流水平对流

$$Nu = B(Gr^* Pr)^m \quad \text{其中 } Gr^* = GrNu$$

B, m 查参考文献 [1] 表 5-13

定性温度: $(t_{\infty} + t_w)/2$ $\Delta t = t_w - t_{\infty}$

特征尺度: 短边板长

三、有限空间自然对流换热实验关联式

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

式中: Gr_{δ} 是以夹层宽度为特征尺度的格拉晓夫数。C、n、m 见参考文献 [1] P186 ~ P187 相关公式。定性温度: $(t_{w1} + t_{w2})/2$ 特征尺度: 夹层宽度 δ

7.3 概念汇总

1. 管流临界雷诺数: 2300 ~ 10000
2. 平板流临界雷诺数: $2 \times 10^5 \sim 3 \times 10^6$
3. 液体粘性随温度升高而降低, 气体粘性随温度升高而增加。相同切应力作用下, 粘度越大, 速度在壁面法线方向的变化率越小。
4. 恒热流: 边界处热流密度恒定不变, 如电加热器。
5. 恒壁温: 边界处温度恒定不变, 如冷凝器、蒸发器。
6. 一般情况下, 湍流状态对流换热的表面传热系数可不考虑恒壁温和恒热流两种边界条件的影响, 但对层流和低 Pr 介质, 两种边界条件下传热系数的差别不容忽视。
7. 强制对流原则性准则方程

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

8. 自然对流原则性准则方程

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

9. 入口段: 从入口至流动边界层在管道中心汇合处。
10. 充分发展段: 流动边界层汇合处下游。
11. 入口效应: 由于入口段边界层较薄, 平均表面传热系数比充分发展段大, 入口段有强化传热的作用。(短管强化传热)
12. 由管流湍流换热关联式分析可知: $h \sim d^{-0.2} \rightarrow$ 小管强化传热
13. 由于流体流经弯管时有二次流的作用, 弯管强化传热。
14. 等截面直通道内的层流充分发展段 Nu 与 Re 无关 (自模化)。
15. 对于管内层流换热, 当量直径只是一个几何参数, 不能用它来统一不同截面通道的换热和阻力计算表达式。
16. 局部表面传热系数: 管流、平板流、外掠单管流中, 流动边界层沿流动方向不断变化, 表面传热系数也不断变化, 对应点的表面传热系数称为局部表面传热系数。
17. 自然对流流动状态的判据准则是格拉晓夫数 Gr , 不同几何形体有不同的特征尺度和不同的临界参数。
18. 对于理想气体, 体积膨胀系数 $\alpha = 1/T$ 。

19. 有限空间: 热边界层融合或相互干扰的空间。

20. 大空间: 热边界层自由生长的空间。

7.4 思考题分析

7-1 什么是内部流动? 什么是外部流动?

答: 所谓内部流动, 是指流体流过与之换热的管壁内部, 其流动边界层与热边界层不能自由发展, 最后汇合于管道中心。而外部流动指的是换热壁面上的流动边界层和热边界层可以自由发展, 存在一个边界层外的区域。

7-2 试说明管槽内对流换热的入口效应并简释其原因。

答: 流体进入与之换热的管内后, 流动边界层和热边界层从零增长到汇合于管道中心的这一区域称为入口段, 在入口段中边界层较薄, 局部表面传热系数比充分发展段高, 这种入口段换热条件比充分发展段换热条件好的情况称为入口效应。

7-3 对于外掠管束的换热, 整个管束的平均表面传热系数只有在流动方向管排数大于一定值后才与排数无关, 试分析其原因。

答: 其原因是上游排管尾流扰动对后排管传热的影响直到一定排数后才能消失。

7-4 试简述充分发展的管内流动与换热这一概念的含义。

答: 当流动边界层和热边界层汇于管子中心线后称流动和换热已经充分发展, 此后的流速分布和换热强度将保持不变。

7-5 什么叫大空间自然对流换热? 什么叫有限空间自然对流换热? 这与强制对流中的外部流动及内部流动有什么异同?

答: 所谓大空间指的是边界层可以自由生长的空间, 而有限空间指的是边界层相互干扰的空间, 与强制对流相比, 除流动的成因不同外, 就边界层的生长方式而言, 大空间类似于外部流动, 有限空间类似于内部流动。

7-6 试分析管内湍流强制对流换热, 流速增加一倍时表面传热系数 h 如何变化? 管径缩小一半, 流速等其他条件不变时 h 如何变化? 管径缩小一半, 体积流量等其他条件不变时, h 如何变化?

答: 由式 (7-2) 分解可得

$$h \propto u^{0.8} d^{-0.2}$$

流速增加一倍: $\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{u_2}{u_1}\right)^{0.8} = 2^{0.8} = 1.74$

直径缩小一半 (u 不变): $\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0.2} = 2^{0.2} = 1.149$

直径缩小一半, 体积流量不变 \rightarrow 流速增加到 4 倍:

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{u_2}{u_1}\right)^{0.8} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0.2} = 4^{0.8} \times 2^{0.2} = 3.48$$

7-7 管内强迫对流传热时, 短管修正系数 $c_l \geq 1$, 弯管修正系数 $c_r \geq 1$, 流体横掠管束

时管排修正系数 $c_n \leq 1$, 为什么?

答: 短管: 由于入口段边界层较薄, h_x 较大, 使 $\frac{h}{h_x} > 1$, 即 $c_l > 1$ 。

弯管: 二次环流使弯曲处 $h_x \uparrow \Rightarrow c_k > 1$ 。

管排: 由于尾流的涡旋作用强化传热, 使后排的表面传热系数大于前排, 管排数达到一定数量后, 表面传热系数达到稳定值, 所以管排数较少时, 平均表面传热系数较小, $c_n < 1$ 。

7-8 湍流强制对流换热时, 在其他条件相同的情况下粗糙管的表面传热系数大于光滑管的表面传热系数, 为什么?

答: 湍流时层流底层很薄, 粗糙管凸起物露出层流底层, 扰动流体而强化了传热, 所以粗糙管湍流强迫对流传热系数与粗糙度有关, 且比光滑管大。

7-9 管内充分发展段中 ($t_w \neq t_f$) 液体的速度和温度都不沿轴向变化, 对吗? 为什么?

答: 进入充分发展段后, 速度分布不沿轴向变化, 但此刻流体一边流动一边吸热或放热, 液体温度场不仅沿径向变化, 而且沿轴向变化。

7-10 流体斜掠单管时, 表面传热系数随着流速与管轴线间夹角的减小而降低, 为什么?

答: 流体斜向冲刷 (斜掠) 单管或管束时, 相当于垂直冲刷椭圆管, 绕流的曲率半径变小, 流线平滑, 脱体和分离作用减弱, 流速与管轴线间夹角越小, 流线越平滑, 平均表面传热系数越小, 斜掠修正系数 $c_\varphi \leq 1$ 。

7-11 混合对流表面传热系数与同样情况下强制对流表面传热系数有何不同, 为什么?

答: 竖管内流体在壁面的自然对流与强制对流同向时, 使传热强化, 混合对流表面传热系数大于同样情况下强制对流表面传热系数; 竖管内流体在壁面的自然对流与强制对流方向相反时, 使传热弱化, 混合对流表面传热系数小于同样情况下强制对流表面传热系数; 水平管内自然对流方向与主流方向垂直, 相当于二次环流, 对传热起强化作用, 混合对流表面传热系数总大于同样情况下强制对流表面传热系数。

7-12 管内强制对流温度修正系数, 为什么液体用粘度来修正, 而气体用温度来修正?

答: 流体边界层温度场影响着流体的物性。对于液体, 主要影响着动力粘度 η , 对密度影响不大, 所以对于液体进行粘度修正, 即温度修正系数 c_t 用 $\left(\frac{\eta_l}{\eta_w}\right)^n$; 对于气体, 边界层温度场不但影响其粘度, 而且引起密度、热导率等变化, 而这些变化与其绝对温度都有一定的函数关系, 所以用温度来修正, $c_t = \left(\frac{T_l}{T_w}\right)^n$ 。

7.5 典型习题分析

7-1 试计算下列情形下的当量直径:

(1) 边长为 a 及 b 的矩形通道;

(2) 同 (1), 但 $b \ll a$;

(3) 环形通道, 内管外径为 d , 外管内径为 D ;

(4) 在一个内径为 D 的圆形筒体内布置了 n 根外径为 d 的圆管, 流体在圆管外作纵向流动。

解:

$$(1) \quad de = \frac{4A}{P} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$

$$(2) \quad b \ll a, \quad de = 2b$$

$$(3) \quad de = \frac{4A}{P} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}{\pi(D+d)} = D - d$$

$$(4) \quad de = \frac{4A}{P} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - nd^2)}{\pi(D+nd)} = \frac{D^2 - nd^2}{D + nd}$$

7-2 平均温度为 10°C 的流体以 1.5m/s 的平均速度流经内径为 16mm 的直管, 流体被加热, 换热已进入充分发展段。试比较当流体分别为氟里昂 134a 及水时对流换热表面传热系数的相对大小。(管壁平均温度与液体平均温度的差值小于 10°C)

解: $u = 1.5\text{m/s}$ $d = 0.016\text{m}$ $t_f = 10^\circ\text{C}$

水: $\nu = 1.306 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ $Pr = 9.52$ $\lambda = 0.574\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

R134a: $\nu = 0.2018 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ $Pr = 3.915$ $\lambda = 0.0888\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

$$Re_{\text{水}} = \frac{ud}{\nu_{\text{水}}} = \frac{1.5 \times 0.016}{1.306 \times 10^{-6}} = 18377$$

$$Re_{\text{a}} = \frac{ud}{\nu_{\text{a}}} = \frac{1.5 \times 0.016}{0.2018 \times 10^{-6}} = 118930$$

由式 (7-2):

$$\frac{Nu_{\text{水}}}{Nu_{\text{a}}} = \left(\frac{Re_{\text{水}}}{Re_{\text{a}}} \right)^{0.8} \left(\frac{Pr_{\text{水}}}{Pr_{\text{a}}} \right)^{0.4} = \left(\frac{18377}{118930} \right)^{0.8} \left(\frac{9.52}{3.915} \right)^{0.4} = 0.32$$

$$\frac{h_{\text{水}}}{h_{\text{a}}} = \frac{Nu_{\text{水}}}{Nu_{\text{a}}} \cdot \frac{\lambda_{\text{水}}}{\lambda_{\text{a}}} = 0.32 \times \frac{0.574}{0.0888} = 2.07$$

7-3 由内外管组成的套管式热水器, 环形空间流经初温为 30°C , 流量为 0.857kg/s 的水, 内管中水蒸气凝结放热使内管外壁温度维持在 100°C , 外管绝热。内管外径为 40mm , 外管内径为 60mm 。试确定将水加热到 50°C 所需的套管长度, 并计算管子出口处的局部热流密度。

解: 定性温度 $t_f = \frac{30 + 50}{2} = 40^\circ\text{C}$

$$\text{由此查出水的物性} \begin{cases} \lambda = 0.635\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \eta = 653.3 \times 10^{-6}\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}) \\ Pr = 4.31 \\ c_p = 4174\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \end{cases}$$

当量直径

$$de = D - d = 0.06 - 0.04 = 0.02\text{m}$$

$$Re_t = \frac{u \cdot de}{\nu} = \frac{G}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\rho} \cdot \frac{de}{\nu} = \frac{4Gde}{\pi(D^2 - d^2)\eta}$$

$$= \frac{4 \times 0.857 \times 0.02}{3.1416(0.06^2 - 0.04^2) \times 653.3 \times 10^{-6}} \approx 16702$$

水以壁温 $t_w = 100^\circ\text{C}$ 作为定性温度的动力粘度 $\eta_w = 282.5 \times 10^{-6} \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ，由于壁温与流体平均温度的温度差 $100 - 40 = 60 > 30^\circ\text{C}$ ，同时流体是被加热，因此选用参考文献 [1] 公式 5-56 较为合适。

$$Nu_t = 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\eta_t}{\eta_w} \right)^{0.14}$$

$$= 0.027 \times 16702^{0.8} \times 4.31^{0.333} \times (653.3/282.5)^{0.14}$$

$$= 118$$

$$h = Nu_t \left(\frac{\lambda}{de} \right) = 118 \times (0.635/0.02) = 3747 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

由热平衡方程: $c_p G(t'' - t') = Ah(t_w - t_t) = \pi dl \cdot h(t_w - t_t)$

$$l = \frac{c_p G(t'' - t')}{\pi d(t_w - t_t)h}$$

$$= \frac{4174 \times 0.857(50 - 30)}{3.1416 \times 0.04 \times (100 - 40) \times 3747} = 2.53\text{m}$$

$$q = h\Delta t$$

$$= 3747 \times (100 - 50) = 187350 \text{W}/\text{m}^2$$

答: 把水加热到 50°C 需要 2.53m 长套管，在管子出口截面处的局部热流密度是 $187.35 \text{kW}/\text{m}^2$ 。

分析与思考: 套管式换热器因流体纵向冲刷管壁而传热系数较小，一般很少使用。

7-4 水以 1.2m/s 的流速流过内径为 20mm 的长直管。如果: ①管子的壁温为 75°C ，水从 20°C 加热到 70°C ; ②管子壁温为 15°C ，水从 70°C 冷却到 20°C 。试计算两种情形下的换热系数，并讨论造成差别的原因。

解: 根据题意，上述两种情况下流体的平均温度，即定性温度都为

$$t_f = \frac{20 + 70}{2} = 45^\circ\text{C}$$

由此查出流体物性

$$\begin{cases} \lambda = 0.6415 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \\ \nu = 0.6075 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s} \\ Pr = 3.925 \end{cases}$$

$$Re_t = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{1.2 \times 0.02}{0.6075 \times 10^{-6}} = 39506 > 10^4$$

(1) 水被加热的情况

$$Nu_t = 0.023 Re_t^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023 \times 39506^{0.8} \times 3.925^{0.4} = 189.1$$

$$h = Nu_f \frac{\lambda}{d} = 189.1 \times \frac{0.6415}{0.02} = 6064 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(2) 水被冷却的情况

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr^{0.8} = 0.023 \times 39506^{0.8} \times 3.925^{0.8} = 164.9$$

$$h = Nu_f \frac{\lambda}{d} = 164.9 \times \frac{0.6415}{0.02} = 5289 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

这表明水被加热时比水被冷却时换热系数大, 这是因为水被加热时, 近壁处水的粘度降低, 对流加强。

7-5 在一摩托车引擎的壳体上有一条高 2cm、长 12cm 的散热片 (长度方向与车前进方向平行)。散热片表面温度为 150℃。如果车子在 20℃ 的环境中逆风前进, 车速为 30km/h, 风速为 2m/s, 试计算此时肋片的散热量。

解: 按题意, 可以按空气平行流过肋片两侧的问题来处理, 即相当于空气平行流过平板的问题。

$$\text{定性温度} \quad t_m = \frac{20 + 150}{2} = 85^\circ\text{C}$$

空气的物性参数

$$\lambda = 3.09 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\nu = 21.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.691$$

空气流速

$$u = 30000/3600 + 2 = 10.33 \text{ m/s}$$

$$\text{由 } Re = \frac{ul}{\nu} = \frac{10.33 \times 0.12}{21.6 \times 10^{-6}} = 57389 < 2 \times 10^5, \text{ 即流动为层流。}$$

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0.664 \times 57389^{\frac{1}{2}} \times 0.691^{\frac{1}{3}} = 140.6$$

$$h = Nu \left(\frac{\lambda}{l} \right)$$

$$= 140.6 \times \frac{0.0309}{0.12} = 36.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\Phi = 2hA\Delta t = 2 \times 36.2 \times 0.12 \times 0.02 \times (150 - 20) = 22.6 \text{ W}$$

答: 肋片的散热量为 22.6W。

7-6 气流横向冲刷直径为 10mm 的电加热圆柱, 在 $Re = 4000$ 时每米长圆柱的对流换热散热量为 150W。若把圆柱直径改为 20mm, 其余条件不变 (包括 t_w), 问每米长圆柱散热为多少?

$$\text{解: } d_1 = 10\text{mm} \quad Re_1 = 4000 \quad \phi_1 = 150\text{W/m} \quad d_2 = 20\text{mm}$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_1} = \frac{h_2 \pi d_2 \Delta t}{h_1 \pi d_1 \Delta t} = \frac{h_2 d_2}{h_1 d_1} = \frac{Nu_2}{Nu_1} = \frac{C_2 Re_2^{n_2}}{C_1 Re_1^{n_1}}$$

由

$$d_2 = 2d_1 \Rightarrow Re_2 = 2Re_1 = 8000$$

查参考文献 [1] 表 5-5 : $C_1 = 0.683$ $n_1 = 0.466$ $C_2 = 0.193$ $n_2 = 0.618$

$$\begin{aligned}\Phi_2 &= \frac{C_2 Re_2^{n_2}}{C_1 Re_1^{n_1}} \Phi_1 \\ &= \frac{0.193 \times 8000^{0.618}}{0.683 \times 4000^{0.466}} \times 150 = 229.5 \text{ W/m}\end{aligned}$$

答: 每米长圆柱散热 229.5W。

7-7 温度 $t_f = 35^\circ\text{C}$ 的空气横向吹过一组平均表面温度为 65°C 的圆形截面直肋, 在流动方向上肋片交叉排列, $s_1/d = s_2/d = 2$, $d = 10\text{mm}$, 排数大于 10, 最小截面处的空气流速为 3.8m/s , 肋片导热系数为 $98\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 肋根温度维持定值。为有效地利用金属, 规定肋片的 mH 值不应大于 1.5, 试计算此时肋片应多高?

解: 根据题意, 采用气流外掠管束的计算公式来计算肋束与气流间的对流换热。

$$\text{定性温度} \quad t_m = \frac{t_w + t_f}{2} = \frac{35 + 65}{2} = 50^\circ\text{C}$$

$$\text{空气物性} \begin{cases} \lambda = 0.0283 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \nu = 17.95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{cases}$$

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{3.8 \times 0.01}{17.95 \times 10^{-6}} = 2117$$

在参考文献 [1] 表 5-7 中, 由 $S_1/d = S_2/d = 2$, (叉排) 查得

$$c = 0.482 \quad m = 0.556$$

$$Nu = cRe^m = 0.482 \times 2117^{0.556} = 34.05$$

$$h = Nu \frac{\lambda}{d} = 34.05 \frac{0.0283}{0.01} = 96.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$m = \sqrt{\frac{4h}{\lambda d}} = \sqrt{\frac{4 \times 96.4}{98 \times 0.01}} = 19.84$$

$$H = 1.5/m = 1.5/19.84 = 0.0756 \text{ m}$$

答: 此时肋片高度应为 0.0756m。

7-8 一水平封闭夹层, 其上、下表面的间距 $\delta = 14\text{mm}$, 夹层内是压力为 $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 空气。设一个表面的温度为 90°C , 另一表面为 30°C , 试计算当热表面在冷表面之上及在冷表面之下两种情形下, 通过单位面积夹层的传热量。

$$\text{解: } \delta = 14\text{mm} \quad t_{w1} = 90^\circ\text{C} \quad t_{w2} = 30^\circ\text{C} \quad t_m = (t_{w1} + t_{w2})/2 = 60^\circ\text{C} \quad \alpha = 1/333$$

$$\text{空气物性} \quad \lambda = 2.9 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \quad \nu = 18.97 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr = 0.696$$

(1) 热面在上 (纯导热)

$$\begin{aligned}q &= \lambda \frac{\Delta t}{\delta} \\ &= 0.029 \frac{60}{0.014} = 124.3 \text{ W}/\text{m}^2\end{aligned}$$

(2) 热面在下

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

$$= \frac{9.80665 \times 60 \times 0.014^3}{333 \times (18.97 \times 10^{-6})^2} = 13473$$

由参考文献 [1] 式 (5-89):

$$\begin{aligned} Nu &= 0.212 (Gr_\delta Pr)^{1/4} \\ &= 0.212 \times (13473 \times 0.696)^{0.25} = 2.086 \\ h &= \frac{\lambda}{\delta} Nu \\ &= (0.029/0.014) \times 2.086 = 4.321 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \\ q &= h \cdot \Delta t \\ &= 4.321 \times 60 = 259.3 \text{ W}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

答: 热面在上时, 单位面积夹层传热量为 124.3W, 热面在下时, 单位面积夹层传热量为 259.3W。

7-9 一水平放置的正方形太阳能集热器, 边长为 1m, 在吸热表面上用玻璃作顶盖, 形成一厚为 10cm 的空气封闭夹层, 设吸热表面的平均温度为 90℃, 玻璃内表面温度为 30℃, 试确定由于夹层中空气自然对流放热而引起的热损失。如果让吸热表面直接暴露于大气之中, 试计算在表面温度为 90℃时, 由于空气的自然对流而引起的散热量 (环境温度取为 20℃)。

解: (1) 定性温度 $t_m = (90 + 30) / 2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$

由此查出空气的物性

$$\begin{cases} \lambda = 0.029 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \\ \nu = 18.97 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr = 0.696 \end{cases}$$

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

$$= \frac{9.8 \times \frac{1}{60 + 273} \times (90 - 30) \times 0.1^3}{(18.97 \times 10^{-6})^2} = 4.907 \times 10^6$$

$$(Gr_\delta \cdot Pr) = 4.907 \times 10^6 \times 0.696 = 3.415 \times 10^6$$

应用有限空间自然对流的实验关联式, 参考文献 [1] 式 (5-90):

$$\begin{aligned} Nu &= 0.061 (Gr_\delta Pr)^{1/3} \\ &= 0.061 \times (3.415 \times 10^6)^{0.333} = 9.18 \\ h &= \frac{\lambda}{\delta} Nu \\ &= (0.029/0.1) \times 9.18 = 2.66 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \\ \Phi &= A \cdot h \cdot \Delta t \\ &= 1 \times 2.66 \times (90 - 30) = 159.6 \text{ W} \end{aligned}$$

答: 由于夹层中空气自然对流而引起的散热量为 159.6W。

(2) 定性温度 $t_m = (90 + 20) / 2 = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$

由此查出空气的物性

$$\begin{cases} \lambda = 0.02865 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \\ \nu = 18.46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr = 0.697 \end{cases}$$

$$Gr = \frac{g\alpha \cdot \Delta t \cdot l^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times \frac{1}{55 + 273} \times (90 - 20) \times 1^3}{(18.46 \times 10^{-6})^2} = 6137 \times 10^6$$

$$(Gr \cdot Pr) = 6137 \times 10^6 \times 0.697 = 4277.49 \times 10^6$$

应用大空间自然对流的实验关联式, 参考文献 [2] 式 (6-26):

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n$$

由参考文献 [2] 表 6-6 查得 $C = 0.15$ $n = 0.333$

$$\begin{aligned} Nu &= 0.15(Gr \cdot Pr)^{0.333} \\ &= 0.15 \times (4277.49 \times 10^6)^{0.333} = 243.3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{\lambda}{l} Nu \\ &= (0.02865/1) \times 243.3 = 6.97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi &= A \cdot h \cdot \Delta t \\ &= 1 \times 6.97 \times (90 - 20) = 487.9 \text{ W} \end{aligned}$$

答: 不设空气夹层时由于自然对流而引起的散热量为 487.9W。

7-10 30℃的空气以 5m/s 的流速吹过温度为 120℃边, 长为 25mm 的正方形表面, 今在表面上安置一根直径为 10mm 的针肋, 肋片导热系数 $\lambda_{\text{肋}} = 36.7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 气流参数和表面温度不变。试确定: ①针肋能散失的最大热量; ②为达到这一散热量的 99% 所需的针肋长度; ③该针肋的散热量与未装针肋时平面散热量的比值。

解: $A = 0.025 \times 0.025$ $t_0 = 120^\circ\text{C}$ $t_\infty = 30^\circ\text{C}$ $u = 5 \text{ m/s}$ $d = 0.01 \text{ m}$

$$(1) t_m = (t_0 + t_\infty) / 2 = (120 + 30) / 2 = 75^\circ\text{C}$$

空气物性 $\lambda_{\text{空}} = 3.005 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ $\nu = 20.56 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $Pr = 0.693$

应用横掠单管公式:

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{5 \times 0.01}{20.56 \times 10^{-6}} = 2432$$

$$\begin{aligned} Nu &= 0.683 Re^{0.466} Pr^{1/3} \\ &= 0.683 \times 2432^{0.466} \times 0.693^{1/3} = 22.87 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{\lambda_{\text{空}}}{d} Nu \\ &= \frac{3.005 \times 10^{-2}}{0.01} \times 22.87 = 68.71 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda_{\text{肋}} A}} = \sqrt{\frac{4h}{\lambda_{\text{肋}} d}} = \sqrt{\frac{4 \times 68.71}{36.7 \times 0.01}} = 27.4$$

$$\Phi_{\text{max}} = \frac{hP}{m} \theta_0 = \frac{h\pi d}{m} \theta_0$$

$$= \frac{68.71 \times 3.14 \times 0.01}{27.4} \times 90 = 7.1 \text{ W}$$

$$(2) \text{th}(mH) = 0.99 \Rightarrow mH = 2.65$$

$$H = 2.65/m = 2.65/27.4 = 0.097 \text{ m}$$

(3) 未装针肋时的换热计算

$$Re = \frac{ul}{\nu} = \frac{5 \times 0.025}{20.56 \times 10^{-6}} = 6078$$

应用纵掠平板公式 (层流):

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3} = 0.664 \times 6078^{0.5} \times 0.693^{1/3} = 45.81$$

$$h = \frac{\lambda_{\text{空}}}{l} Nu = \frac{3.005 \times 10^{-2}}{0.025} \times 45.81 = 55.06 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

针肋与平面散热之比

$$x = \frac{\Phi_{\text{max}} \times 0.99}{hA\Delta t} = \frac{7.1 \times 0.99}{55.06 \times 0.025^2 \times 90} = 2.27$$

答: 针肋的最大散热量为 7.1W; 达到最大散热量的 99% 所需针肋长度为 0.097m; 该针肋的散热量是未装针肋时平面散热量的 2.27 倍。

8. 凝结与沸腾换热

8.1 知识结构

1. 凝结换热 (膜状凝结, 珠状凝结, 影响因素);
2. 沸腾换热 (气泡生成条件, 大容器及管内沸腾现象, 影响因素)。

8.2 重点内容剖析

8.2.1 相变换热与非相变换热的对比

换热形式:	单相	相变
交换热量:	(显热 $mc_p\Delta t$)	(潜热 mr)
相对单位质量热容量:	1	$\sim 100 \Rightarrow$ 介质流量 $m \downarrow$
相对表面传热系数:	1	$\sim 10 \Rightarrow$ 换热面积 $A \downarrow$

8.2.2 凝结换热现象

蒸汽 $t_v < t_s$ \rightarrow 液体——凝结 (t_s 是流体相变饱和温度)

蒸汽 $t_v < t_s$ \rightarrow 壁面上凝结——凝结换热

膜状凝结——凝结液在壁面上铺展成膜

珠状凝结——凝结液在壁面上凝聚成液珠

$h_{\text{珠}} > h_{\text{膜}}$ (表面改性技术)

8.2.3 膜状凝结分析解及实验关联式 (见图 8-1)

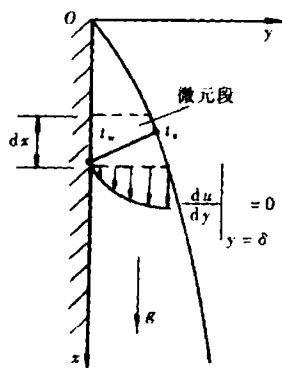


图 8-1 膜状凝结的努塞尔特理论分析模型

一、努谢尔特假设

- (1) 纯净蒸汽层流液膜;
- (2) 常物性;
- (3) 蒸汽是静止的, 气液界面上无对液膜的粘滞应力;
- (4) 液膜的惯性可以忽略;
- (5) 汽液界面上无温差;
- (6) 膜内温度分布是线性的, 即认为液膜内的热量转移只有导热而无对流作用;
- (7) 液膜的过冷度可以忽略;
- (8) 相对于液体密度, 蒸汽密度可忽略不计;
- (9) 液膜表面平整无波动。

二、膜状凝结数学描述

简化后的微分方程:

1. 动量方程 (重力与粘性力平衡)

$$\eta_l \frac{d^2 u}{dy^2} + \rho_l g = 0 \quad (8-1)$$

2. 能量方程 (膜层只有导热)

$$\frac{d^2 t}{dy^2} = 0 \quad (8-2)$$

3. 边界条件

$$y = 0 \text{ 时}, u = 0 \quad t = t_w \quad (8-3)$$

$$y = \delta \text{ 时}, \left. \frac{du}{dy} \right|_{\delta} = 0 \quad t = t_s \quad (8-4)$$

三. 分析解

1. 竖壁层流分析解 (膜层 $Re < 1600$) (求解过程参见参考文献 [1] 附录 4)

$$\begin{aligned} Nu &= 0.943 \left[\frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma}{c_p(t_s - t_w)} \cdot \frac{\eta_c}{\lambda} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.943 [GaJaPr]^{1/4} \end{aligned} \quad (8-5)$$

式中 Ga ——伽利略准则 (重力/粘性力);

Ja ——雅各布准则 (潜热/显热)。

2. 水平圆管的层流膜状凝结分析解

$$\begin{aligned} Nu &= 0.729 \left[\frac{g d^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma}{c_p(t_s - t_w)} \cdot \frac{\eta_c}{\lambda} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.729 [GaJaPr]^{1/4} \end{aligned} \quad (8-6)$$

3. 球表面的层流膜状凝结分析解

$$\begin{aligned} Nu &= 0.826 \left[\frac{g d^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma}{c_p(t_s - t_w)} \cdot \frac{\eta_c}{\lambda} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.826 [GaJaPr]^{1/4} \end{aligned} \quad (8-7)$$

定性温度: 膜层平均温度 $(t_s + t_w) / 2$

特征尺度 (伽里略): 竖壁: 壁高 l

横管、球: 外径 d

对比分析可见, 当 $l/d = 50$ 时, 横管的平均表面传热系数是竖管的两倍。(横管强化传热)

四、实验关联式

1. 层流水平管实验解与分析解相同;

2. 层流竖壁实验关联式

只要将分析解系数变为 $0.943 \times 1.2 = 1.13$ 即可 (由于表面波动使换热增强);

3. 紊流实验关联式

$$Nu = Ga^{1/3} \frac{Re}{58 Pr_s^{-1/2} (Pr_w / Pr_s)^{1/4} (Re^{3/4} - 253) + 9200} \quad (8-8)$$

定性温度: $Pr_w = f(t_w)$, 其余为 t_s 。

特性尺度: 竖壁高度

4. 膜层雷诺数及其临界值

$$\text{雷诺数: } Re = \frac{4hl(t_s - t_w)}{\eta''}$$

层流转变为湍流的临界值: $Re_c = 1600$

8.2.4 影响膜状凝结的因素

一、不凝气体——在壁温下不能凝结的气体

来源:

- (1) 蒸汽带入;
- (2) 蒸汽分解;
- (3) 负压条件下系统漏入;
- (4) 系统生成 (液体与金属不相容性)。

危害: 含气 1% $\rightarrow h \downarrow 60\%$

原因: 蒸汽与液膜间的热阻 \uparrow

措施: 断绝来源; 系统中安装抽气器、空气分离器等装置。

二、蒸汽流向

流向与液膜流动方向相同 \rightarrow 拉薄液膜 $\rightarrow h \uparrow$

三、过热蒸汽

对于蒸汽与壁面的静态凝结放热过程, 虽然过热蒸汽比饱和蒸汽放热量有所增加, 但由于传热温差比传热量增加的幅度更大, 所以表面传热系数反而有所下降。

对于过热蒸汽在换热器中的放热, 过程分为两个阶段:

过热蒸汽 $\xrightarrow{\text{冷却 (非相变)}}$ 饱和干蒸汽 $\xrightarrow{\text{冷凝 (相变)}}$ 饱和液体

由于冷却过程表面传热系数远低于冷凝过程, 所以过热蒸汽将使换热器的换热能力大大下降, 因此热用户应将过热蒸汽饱和化。例如某纺织厂溴化锂制冷机组的过热蒸汽进行饱和化处理后, 机组制冷能力提高了 20%。

四、液膜过冷度 (壁温) 及温度分布的非线性

蒸汽与壁面的传热过程如下:

蒸汽 $\xrightarrow{\text{凝结}}$ 液膜热侧 $\xrightarrow{\text{导热}}$ 液膜冷侧 $\xrightarrow{\text{对流}}$ 壁面

由于液膜的过冷, 使得放热量增加了液膜所释放的显热。

五、管子排数

由于上层排管凝结液滴落时对下层排管液膜撞击而产生飞溅作用, 使多层排管比单层排管的凝结放热有所增强。

六、对于管内冷凝, 蒸汽流速和凝液堆积现象影响换热效果

七、凝结表面的几何形状 (减薄液膜、及时排除凝结液)

8.2.5 沸腾换热现象

沸腾: 液体表面和内部同时发生气化的现象。

沸腾换热：温度高于沸点的壁面与液体之间的换热过程。

1. 大容器 饱和沸腾

- 液体饱和，壁面温度高于饱和温度
- 液体具有自由表面

随着壁面过热度的增加，依次发生核态沸腾、过渡沸腾、膜态沸腾。核态沸腾和过渡沸腾交界处的热流密度峰值叫做临界热流密度，亦称烧毁点。一般通过控制热流密度或控制壁面过热度避免越过该点，以达到设备的安全经济运行。

2. 汽化核心的分析（气泡的生成条件）

气泡内外压差 = 表面张力

$$\pi R^2(p_v - p_l) = 2\pi R\gamma \Rightarrow R = \frac{2\gamma}{p_v - p_l} \quad (8-9)$$

随着壁温的升高，壁面过热度加大，汽化核心的半径愈来愈小。

3. 管内沸腾——两相流

8.2.6 沸腾换热计算式

1. 大容器饱和和核态沸腾（参见参考文献 [1] P221 ~ 225）
2. 大容器饱和和沸腾的临界热通量（参见参考文献 [1] P225）
3. 膜态沸腾（参见参考文献 [1] P226）

8.2.7 影响沸腾换热的因素

1. 不凝结气体（强化沸腾）
2. 液位高度（低于临界液位时，表面传热系数明显升高）
3. 重力加速度（对核态沸腾无影响，但对自然对流影响较大）
4. 沸腾表面的结构（加工汽化核心）

8.3 概念汇总

1. 膜状凝结：凝结液在壁面上铺展成膜。
2. 珠状凝结：凝结液在壁面上凝聚成液珠。
3. 不凝气体：在壁面温度下不能凝结的气体。它的存在将使凝结换热系数下降，原因是增加了蒸汽与液膜间的热阻，所以在一些换热系统中要设气体分离器或抽气器。
4. 大容器沸腾：加热面沉浸在具有自由表面的液体中所发生的沸腾。
5. 蒸汽在管外凝结放热时，横管易于排放凝结液，横管强化传热。

8.4 思考题分析

8-1 什么叫膜状凝结，什么叫珠状凝结？膜状凝结时热量传递过程的主要阻力在什么地方？

答：凝结液体在壁面上铺展成膜的凝结叫膜状凝结，膜状凝结的主要热阻在液膜层，凝

结液体在壁面上形成液珠的凝结叫珠状凝结。

8-2 在努塞尔关于膜状凝结理论分析的 8 条假定中, 最主要的简化假定是哪两条?

答: 第 3 条, 忽略液膜惯性力, 使动量方程得以简化; 第 5 条, 膜内温度是线性的, 即膜内只有导热而无对流, 简化了能量方程。

8-3 有人说, 在其他条件相同的情况下, 水平管外的凝结换热一定比竖直管强烈, 这一说法一定成立吗?

答: 这一说法不一定成立, 要看管的长径比。

8-4 为什么水平管外凝结换热只介绍层流的准则式? 常压下的水蒸气在 $\Delta t = t_s - t_w = 10^\circ\text{C}$ 的水平管外凝结, 如果要使液膜中出现湍流, 试近似地估计一下水平管的直径要多大?

答: 因为换热管径通常较小, 水平管外凝结换热一般在层流范围。

对于水平横圆管:

$$Re = \frac{4\pi dh(t_s - t_w)}{\eta r}$$

$$h = 0.729 \left(\frac{gr\rho^2\lambda^3}{\eta d(t_s - t_w)} \right)^{1/4}$$

临界雷诺数

$$Re_c = \frac{9.161 d^{3/4} (t_s - t_w)^{3/4} (g\rho^2\lambda^3)^{1/4}}{\eta^{5/4} r^{3/4}} = 1600$$

由 $t_s = 100^\circ\text{C}$, 查表: $r = 2257\text{kJ/kg}$

由 $t_p = 95^\circ\text{C}$, 查表: $\rho = 961.85\text{kg/m}^3$ $\lambda = 0.6815\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

$$\eta = 298.7 \times 10^{-6}\text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

$$d = 976.3 \frac{\eta^{5/3} r}{(t_s - t_w)(g\rho^2\lambda^3)^{1/3}} = 2.07\text{m}$$

即水平管管径达到 2.07m 时, 流动状态才过渡到湍流。

8-5 对于热流密度可控及壁面温度可控的两种换热情形, 分别说明控制热流密度小于临界热流密度及温差小于临界温差的意义, 并针对上述两种情形分别举出一个工程应用实例。

答: 对于热流密度可控的设备, 如电加热器, 控制热流密度小于临界热流密度, 是为了防止设备被烧毁, 对于壁温可控的设备, 如冷凝蒸发器, 控制温差小于临界温差, 是为了防止设备换热率下降。

8-6 试对比水平管外膜状凝结及水平管外膜态沸腾换热过程的异同。

答: 稳定膜态沸腾与膜状凝结在物理上同属相变换热, 前者热量必须穿过热阻较大的汽膜, 后者热量必须穿过热阻较大的液膜, 前者热量由里向外, 后者热量由外向里。

8-7 从换热表面的结构而言, 强化凝结换热的基本思想是什么? 强化沸腾换热的基本思想是什么?

答: 从换热表面的结构而言, 强化凝结换热的基本思想是尽量减薄粘滞在换热表面上液膜的厚度, 强化沸腾换热的基本思想是尽量增加换热表面的汽化核心数。

8-8 在你学习过的对流换热中, 表面传热系数计算式中显含换热温差的有哪几种换热方式? 其他换热方式中不显含温差是否意味着与温差没有任何关系?

答: 表面传热系数计算式中显含换热温差的有凝结换热和沸腾换热。不显含温差并不意味着与温差无关, 温差的影响隐含在公式适用范围和物性计算中。

8-9 为什么稳定膜态沸腾的热流密度会随壁面过热度的增加而迅速上升?

答: 因为随着壁面过热度的增加, 辐射换热的作用越加明显。

8-10 为什么氨制冷系统要装空气分离器?

答: 由于空气进入冷凝器后会使得凝结热阻增大。

8-11 将同样的两滴水分别滴在温度为 120°C 和 300°C 的锅面上, 试问哪只锅上的水先被烧干, 为什么?

答: 120°C 锅上的水滴先被烧干。因为在大气压下, 锅表面过热度分别为 20°C 和 200°C , 由沸腾曲线可见, 前者表面发生核态沸腾, 后者发生膜态沸腾, 前者的热流密度比后者要大得多。

8-12 为什么氟里昂的相变换热系数比水相变换热系数小得多?

答: 相变换热靠汽化潜热传递热量, 氟里昂的汽化潜热一般只有水的十分之一, 所以氟里昂的相变换热系数比水相变换热系数小得多。

8.5 典型习题分析

8-1 饱和水蒸气在高度 $L = 1.5\text{m}$ 的竖管外表面上作层流膜状凝结。水蒸气压力为 $p = 2.5 \times 10^5 \text{Pa}$, 管子表面温度为 123°C 。试利用努塞尔特分析解计算离开管顶为 0.1m 、 0.2m 、 0.4m 、 0.6m 及 1.0m 处的液膜厚度和局部表面传热系数。

解: 水蒸气 $p = 2.5 \times 10^5 \text{Pa}$ 对应的饱和参数: $t_s = 127.2^{\circ}\text{C}$ $r = 2181.8 \text{kJ/kg}$

定性温度: $t_m = (t_s + t_w) / 2 = (127.2 + 123) / 2 = 125^{\circ}\text{C}$

查表得 $\lambda = 68.6 \times 10^{-2} \text{W/(m}\cdot\text{K)}$ $\eta = 227.6 \times 10^{-6} \text{kg/(m}\cdot\text{s)}$

$$\rho = 939 \text{kg/m}^3$$

由

$$\begin{aligned} \delta &= \left[\frac{4\eta\lambda(t_s - t_w)x}{g\rho^2r} \right]^{1/4} \\ &= \left[\frac{4 \times 227.6 \times 10^{-6} \times 68.6 \times 10^{-2} (127.2 - 123) \cdot x}{9.8 \times 939^2 \times 2181.8 \times 10^3} \right]^{1/4} \\ &= (1.3913 \times 10^{-16} x)^{1/4} = (0.00013913 x)^{1/4} \times 10^{-3} \text{m} \\ h_x &= \left[\frac{g\rho^2\lambda^3}{4\eta(t_s - t_w)x} \right]^{1/4} \\ &= \left[\frac{9.8 \times 2181.8 \times 10^3 \times 939^2 \times 68.6^3 \times 10^{-6}}{4 \times 227.6 \times 10^{-6} (127.2 - 123) x} \right]^{1/4} \\ &= \left[\frac{1.5917 \times 10^{15}}{x} \right]^{1/4} \end{aligned}$$

解得

x	0.1	0.2	0.4	0.6	1.0
δ (mm)	0.061	0.073	0.086	0.096	0.109
h_s	11232	9445	7942	7177	6316

8-2 大气压力下饱和蒸汽在 70℃ 的垂直壁上凝结放热, 壁面高 1.2m, 宽 0.3m, 求每小时的传热量及凝结水量。

解: 大气压下 $t_s = 100^\circ\text{C}$ $r = 2.257 \times 10^6 \text{ J/kg}$

由 $t_m = 0.5(t_s + t_w) = 0.5 \times (100 + 70) = 85^\circ\text{C}$, 查得

$\rho_l = 968.6 \text{ kg/m}^3$ $\lambda_l = 0.667 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ $\eta_l = 335 \times 10^{-6} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$

$$h = 1.13 \left[\frac{g r \rho_l^2 \lambda_l^3}{\eta_l l (t_s - t_w)} \right]^{1/4}$$

$$= 1.13 \left[\frac{9.81 \times 2.257 \times 10^6 \times 968.6^2 \times 0.677^3}{335 \times 10^{-6} \times 1.2 \times (100 - 70)} \right]^{1/4} = 5433 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

校核:

$$Re = \frac{4hl(t_s - t_w)}{r\eta_l} = \frac{4 \times 5433 \times 1.2 \times (100 - 70)}{2.257 \times 10^6 \times 335 \times 10^{-6}} = 1034.7 < 1600$$

层流 \rightarrow 以上计算有效。

$$\Phi = hA(t_s - t_w)$$

$$= 5433 \times 1.2 \times 0.3 \times (100 - 70) = 58676 \text{ W} = 2.11 \times 10^8 \text{ J/h}$$

$$m = \frac{\Phi}{r} = \frac{2.11 \times 10^8}{2.257 \times 10^6} = 93.6 \text{ kg/h}$$

答: 每小时凝结放热 $2.11 \times 10^8 \text{ J}$, 凝结水量为 93.6kg。

8-3 常压下直径为 30cm 的圆盘沸腾换热面每小时产生 2kg 水蒸气。问此时壁面温度应为多少?

解: 常压下水的物性值: $t_s = 100^\circ\text{C}$ $r = 2.257 \times 10^6 \text{ J/kg}$

$$q = \frac{mr}{A} = \frac{2 \times 2.257 \times 10^6}{3600 \times \frac{3.14}{4} \times 0.3^2} = 17739 \text{ W/m}^2$$

由 $h = 0.1224 \Delta t^{2.33} p^{0.5} = 0.5335 q^{0.7} p^{0.15}$ 得

$$\Delta t^{2.33} = \frac{0.5335}{0.1224} q^{0.7} p^{-0.35}$$

$$= 4.359 \times 17739^{0.7} \times 101325^{-0.35} = 72.71$$

壁面过热度 $\Delta t = 6.3^\circ\text{C}$

壁面温度 $t_w = t_s + \Delta t = 100 + 6.3 = 106.3^\circ\text{C}$

8-4 试分析: 液体在一定压力下作大容器饱和沸腾时, 表面传热系数 h 增加一倍, 壁面过热度应增加多少倍? 如果同一液体在圆管内作单相湍流强制对流传热 (湍流充分发展), 为使表面传热系数 h 增加一倍, 流速应增加多少倍? 这时流体的驱动功率将增加多少倍?

解：(1) 大容器饱和沸腾

$$h \sim \Delta t^{2.33} \quad \frac{\Delta t'}{\Delta t} = \left(\frac{h'}{h} \right)^{\frac{1}{2.33}} = 2^{\frac{1}{2.33}} = 1.35$$

(2) 管内湍流

$$h \sim V^{0.8} \quad \frac{V'}{V} = \left(\frac{h'}{h} \right)^{1/0.8} = 2^{1.25} = 2.39$$

$$\Delta p \sim V^2 \quad N \sim \Delta p \cdot A \cdot V \sim V^3$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{V'}{V} \right)^3 = 2.39^3 = 13.5$$

答：大容器饱和沸腾表面传热系数增加一倍，壁面过热度是原值的 1.35 倍。圆管内湍流强制对流传热表面传热系数增加一倍，流速是原值的 2.39 倍，这时流体的驱动功率是原值的 13.5 倍。

9. 热辐射基本定律及物体的辐射特性

9.1 知识结构

1. 辐射换热的特点;
2. 基本定律 [Planck, Wien, S-B, Lambert, Kirchoff (推论)];
3. 定义: 黑体, 灰体, 黑度 (发射率), 光谱黑度, 定向黑度, 吸收比, 光谱吸收比, 辐射力, 光谱辐射力, 定向辐射力, 定向辐射强度。

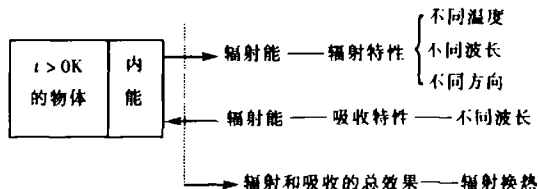
9.2 重点内容剖析

9.2.1 热辐射的基本概念

一、热辐射的物理本质

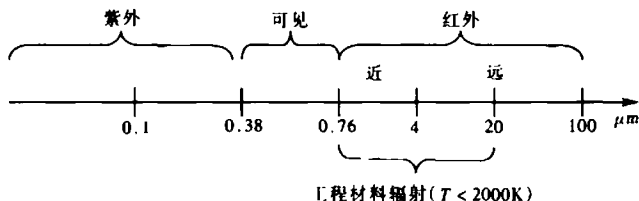
辐射——物体通过电磁波传递能量的现象。

热辐射——由于热的原因而产生的电磁波辐射 (改变物体内部微观粒子的热运动状态, 将部分内能转换为电磁波的能量发送出去的过程)。



热辐射传播速度 c 、波长 λ 和频率 f 之间的关系: $c = f \cdot \lambda$

热辐射的主要波谱:



二、吸收比、反射比和穿透比

热辐射到达物体表面后的传播途径如图 9-1。

根据热平衡原理, 投入辐射等于反射辐射、吸收辐射和穿透辐射之和。

$$Q = Q_o + Q_p + Q_r \Rightarrow \frac{Q_o}{Q} + \frac{Q_p}{Q} + \frac{Q_r}{Q} = 1 \Rightarrow \alpha + \rho + \tau = 1 \quad (9-1)$$

理想体:

吸收比 $\alpha = 1 \rightarrow$ 绝对黑体 (黑体)

反射比 $\rho = 1 \rightarrow$ 镜体 (对于漫反射称为白体)

穿透比 $\tau = 1 \rightarrow$ 绝对透明体 (透明体)

9.2.2 黑体辐射

辐射力——单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射的全部波长的辐射能总量, 记为: E 。

光谱辐射力——单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射的某一波长的辐射能, 记为: E_λ 。

$$\text{显然: } E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda \quad (9-2)$$

$$E_\lambda = f(T, \lambda, \text{表面特性})$$

一、普朗克定律 (黑体的光谱辐射力)

$$E_{b,\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} \quad (9-3)$$

式中 λ ——波长, m;

T ——黑体的绝对温度, K;

C_1 ——第一辐射常量, $3.742 \times 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$;

C_2 ——第二辐射常量, $1.4388 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K}$ 。

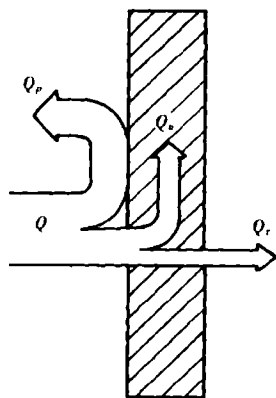


图 9-1 物体对热辐射的吸收、反射和透射

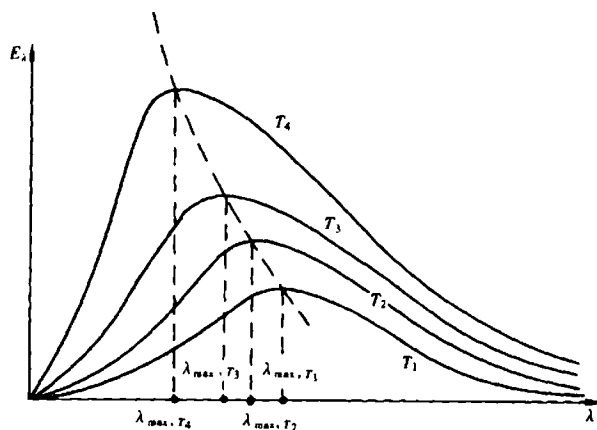


图 9-2 位移定律演示

二、维恩位移 (光谱辐射力的峰值点随温度的升高向短波区移动) 定律
由普朗克定律, 令

$$\frac{\partial E_{b,\lambda}}{\partial \lambda} = 0 \Rightarrow \lambda_{\max} T = 2.8976 \times 10^{-3} \quad (9-4)$$

式中 λ_{\max} ——某一温度下最大光谱辐射力所对应的波长 (如图 9-2)。

三、斯蒂芬—波尔兹曼定律 (四次方定律)

黑体辐射力:
$$E_b = \int_0^{\infty} E_{b,\lambda} d\lambda = \sigma T^4 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (9-5)$$

式中 σ ——黑体辐射常数, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

C_0 ——黑体辐射系数, $5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

四、黑体辐射函数

有时需要计算某一波段的辐射能, 如太阳辐射中可见光的份额 (如图 9-3)。为了方便计算, 引出黑体辐射函数。

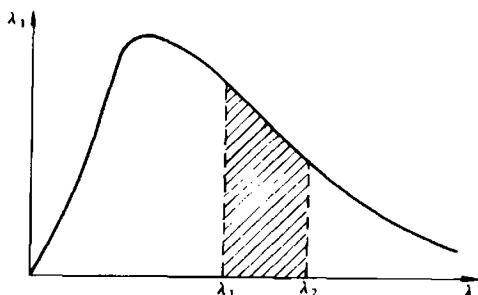


图 9-3 某一波段内的辐射能

黑体辐射函数: 黑体在 $0 \sim \lambda$ 波长范围内发出的辐射能在其辐射力中所占的份额。

$$F_{b,(0-\lambda)} = \frac{E_{b,(0-\lambda)}}{E_b} = \frac{\int_0^{\lambda} E_{b,\lambda} d\lambda}{\sigma T^4}$$

$$= \frac{\int_0^{\lambda} \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (9-6)$$

$$= \int_0^{\lambda T} \frac{c_1}{\sigma (\lambda T)^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} d(\lambda T) = f(\lambda T)$$

(其值可查参考文献 [1] 表 7-1, P246)

某一波段的辐射能份额

$$E_{b,(\lambda_1-\lambda_2)} = E_b [F_{b,(0-\lambda_2)} - F_{b,(0-\lambda_1)}] \quad (9-7)$$

五、兰贝特定律 (能量的空间分布——方向函数)

1. 为了描述辐射能的空间分布特性, 引入立体角的概念 (如图 9-4)

立体角
$$\Omega = \frac{A}{r^2} \text{ (sr) 球面度} \quad (9-8)$$

式中 A ——球面面积;

r ——球面半径。

$$d\Omega = \frac{dA}{r^2} = \frac{r d\theta \cdot r \sin\theta d\varphi}{r^2} = \sin\theta d\theta d\varphi \quad (9-9)$$

式中 θ ——天顶角;

φ ——平面方位角。

2. 定向辐射强度

单位时间、单位可见辐射面积在某一方向的单位立体角内所发出的辐射能, 称为该方向的辐射强度, 记为 $L(\theta)$ 。

$$L(\theta) = \frac{d\Phi(\theta)}{dA \cos\theta d\Omega} \quad (9-10)$$

所谓可见辐射面积, 是指在接受辐射方向所能看到的辐射表面积, 如图 9-5。

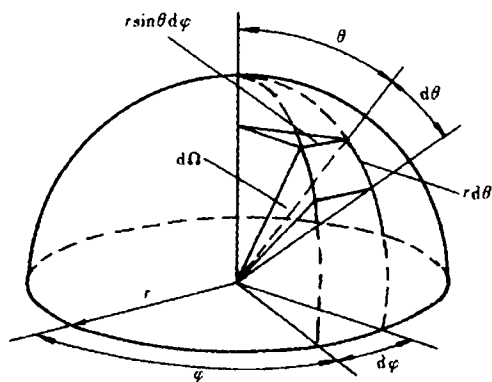


图 9-4 微元立体角

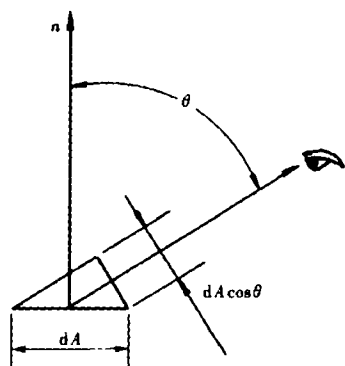


图 9-5 可见辐射面积

3. 兰贝特定律 (余弦定律)

黑体表面具有漫辐射 (均匀辐射) 的性质, 在半球空间各个方向上的定向辐射强度相等。

$$L(\theta_1) = L(\theta_2) = \dots = L \quad (9-11)$$

4. 定向辐射力

单位时间、单位辐射面积, 在某一方向 P 的单位立体角内辐射的能量, 称为该方向的定向辐射力, 记为 $E(\theta)$ 。

对服从兰贝特定律的辐射: $E(\theta) = \frac{d\Phi(\theta)}{dA d\Omega} = L \cos \theta$ (9-12)

上式表明: 单位辐射面上发出的辐射能落到空间不同方向单位立体角内的能量是不等的, 其值正比于该方向与辐射面法线夹角的余弦。

辐射力与定向辐射强度的关系:

$$\begin{aligned} E &= \int_{\Omega=2\pi} E(\theta) d\Omega = \int_{\Omega=2\pi} L \cos \theta d\Omega = L \int_{\Omega=2\pi} \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi \\ &= L \int_{\varphi=0}^{2\pi} d\varphi \int_{\theta=0}^{\pi/2} \cos \theta \sin \theta d\theta = L \cdot 2\pi \cdot \frac{1}{2} = L\pi \end{aligned} \quad (9-13)$$

9.2.3 实际物体和灰体的辐射

一、发射热辐射的性质

黑体辐射特性: $\begin{cases} \text{温度: } E(T) \sim T^4 \text{ (S-B 定律)} \\ \text{波长: } E(\lambda) \text{ (Planck 定律)} \\ \text{方向: } E(\theta) = L \cos \theta \text{ (Lambert 定律)} \end{cases}$

对于非黑体, 其辐射特性要作适当修正。

1. 黑度

实际物体的辐射力与同温度下黑体辐射力的比值称为实际物体的黑度, 又称发射率, 记为 ϵ 。

$$\epsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{\int_0^\infty E_\lambda d\lambda}{\sigma T^4} = \frac{\int_0^\infty \epsilon_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (9-14)$$

$$\Rightarrow E = \epsilon E_b = \epsilon \sigma T^4 \quad (9-15)$$

对于实际物体来说,黑度仍是温度的函数,即实际物体的辐射力不满足四次方关系。

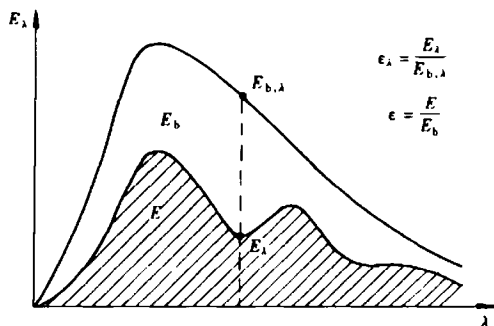


图 9-6 光谱黑度与黑度

2. 光谱黑度 (如图 9-6)

上式中, $\epsilon_\lambda = E_\lambda / E_{b,\lambda}$, 为实际物体的光谱辐射力与同温度同波长下黑体的光谱辐射力的比值,称为实际物体的光谱黑度,又叫光谱发射率。它是温度与波长的函数。

3. 定向黑度

实际物体在半球空间的辐射强度不服从兰贝特定律。

定向黑度:在某一方向上实际物体的辐射强度与同温度下黑体的辐射强度之比。

$$\epsilon(\theta) = \frac{L(\theta)}{L_b(\theta)} = \frac{L(\theta)}{L_b} \quad (9-16)$$

大量实验表明,物体的半球平均发射率与法向发射率之比为:高度磨光的金属表面 ~ 1.2,其他表面 ~ 0.96,为简化计算,往往不考虑方向的影响,近似认为大多数工程材料也服从兰贝特定律。

物体的黑度: $\epsilon = f$ (物质种类,表面温度,表面状况)

二、吸收热辐射的性质

投入辐射与吸收辐射的关系见图 9-7。

光谱吸收比:物体对某一特定波长投入辐射能的吸收份额。

吸收比:物体对投入辐射在全波长范围内吸收的份额。

$\alpha = f$ (自身表面性质与温度 T_1 , 辐射源性质与温度 T_2)

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha(\lambda, T_1) E(\lambda, T_2) d\lambda}{\int_0^\infty E(\lambda, T_2) d\lambda} \quad (9-17)$$

若投入辐射来自黑体,则吸收比为

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha(\lambda, T_1) E_b(\lambda, T_2) d\lambda}{\sigma T_2^4} \quad (9-18)$$

对来自黑体辐射的吸收比:

(1) 导体的 $\alpha(T_2)$ 为增函数,非导体的 $\alpha(T_2)$ 为降函数。

原因:黑体辐射: $T_2 \rightarrow \lambda_{\max} \uparrow$ (温度越高,短波份额越大)

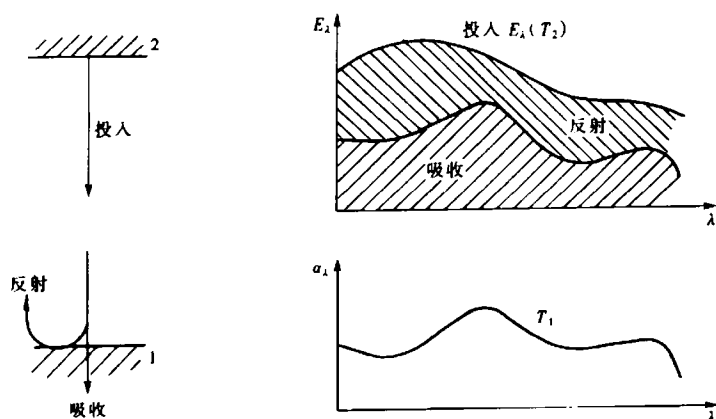


图 9-7 投入辐射与吸收辐射的关系

导体吸收比: $\lambda^* \rightarrow a_\lambda^* \rightarrow a^*$ (善于吸收短波辐射)

非导体吸收比: $\lambda^* \rightarrow a_\lambda^* \rightarrow a^*$ (善于吸收长波辐射)

(2) 金属表面吸收比小, 非金属及金属氧化物表面吸收比大。

(3) 当 T_2 很高时, 白色非金属表面吸收比可能低于金属表面吸收比。

原因: $T_2^* \rightarrow \text{可见光}^* \rightarrow \text{白色表面 } a_{\text{可见}}^* \rightarrow a^*$

(4) 物体表面颜色仅对可见光的吸收比有较大影响。

如 $a_{\text{白漆, 阳光}} = 0.12$ $a_{\text{白漆, 红外}} \approx 0.9$

$a_{\text{黑漆, 阳光}} = 0.96$ $a_{\text{黑漆, 红外}} \approx 0.9$

三、灰体——单色吸收比与波长无关的物体

$$a_\lambda = a = \text{常数}$$

(9-19)

是一个理想化的假设, 可以简化计算。

四、基尔霍夫定律

如图 9-8: 板 1 为黑体, 板 2 为实际物体, 两板间的辐射换热热流密度为 $q = E - aE_b$

当 $T_1 = T_2$ 时, $q = 0$

$$\frac{E(T)}{a(T)} = E_b(T) \quad (9-20)$$

结论: 在热平衡条件下, 任何物体的辐射力与它对来自黑体辐射的吸收比之比值, 恒等于同温度下黑体的辐射力。(只与温度有关, 与物体本身性质无关)

推论: (1) 同温度下, 善于辐射的物体必善于吸收。

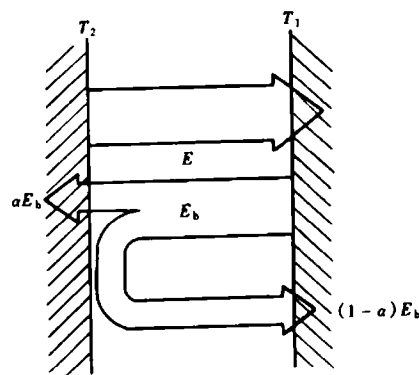


图 9-8 实际物体与黑体的辐射换热

(2) 实际物体 $\alpha < 1$, 同温度下黑体辐射力最大。

(3) 由黑度定义 $\epsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)}$, $\Rightarrow \alpha(T) = \epsilon(T)$ ——在与黑体处于热平衡的条件下, 任何物体对来自黑体辐射的吸收比等于同温度下该物体的黑度。

(4) 对于光谱辐射: $\alpha_\lambda(T) = \epsilon_\lambda(T)$ 。

(5) 对于灰体, 吸收比与外界条件无关, 无论投入辐射是否来自黑体, 无论是否处于热平衡, 只与自身温度有关。所以灰体的吸收比恒等于同温度下本身的黑度。

(一般工程材料在红外线范围内可近似按灰体处理)

9.3 概念汇总

1. 黑体: 吸收比为 1 的物体, 同温度下辐射力最大。
2. 辐射力: 单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射的全部波长的辐射能。
3. 光谱辐射力: 单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射的某一波长的辐射能。

$$4. \text{普朗克定律: } E_{b,\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

$$5. \text{维恩位移定律: } \lambda_{\max} T = 2.8976 \times 10^{-3}$$

$$6. \text{斯忒藩—波尔兹曼定律: } E_b = \sigma_b T^4$$

7. 兰贝特定律: 具有漫辐射特性的表面, 其定向辐射强度与方向无关。服从兰贝特定律的辐射, 在半球空间不同方向的单位立体角内的辐射能数值不等, 其值正比于该方向与辐射面法线方向夹角的余弦, 所以兰贝特定律又叫余弦定律。

8. 定向辐射强度: 单位时间、单位可见辐射面积在某一方向上的单位立体角内的辐射能称为该方向的定向辐射强度。

9. 定向辐射力: 单位时间、单位辐射面积在某一方向 P 的单位立体角内的辐射能称为该方向的定向辐射力。

$$10. \text{对服从兰贝特定律的辐射, } E(\theta) = L \cos \theta, E = L\pi。$$

11. 黑度: 实际物体的辐射力与同温度下黑体辐射力的比值称为实际物体的黑度 (发射率), 记为: $\epsilon = E/E_b$ 。

12. 光谱黑度: 实际物体的光谱辐射力与同温度及波长下黑体的光谱辐射力之比, 记为 $\epsilon_\lambda = E_\lambda/E_{b,\lambda}$ 。

13. 定向黑度: 在某一方向实际物体的定向辐射强度与同温度下黑体的定向辐射强度之比。

14. 光谱吸收比: 物体对某一特定波长辐射能的吸收份额, 记为: α_λ 。

15. 吸收比: 物体对投入辐射的吸收份额, 它不仅与自身的表面性质和温度有关, 还与辐射源的性质和温度有关。

16. 物体的颜色仅对可见光的吸收比有较大影响。

17. 灰体: 光谱吸收比与波长无关的物体。

18. 基尔霍夫定律: 在热平衡条件下, 任何物体的辐射力与它对来自黑体辐射的吸收比之比值, 恒等于同温度下黑体的辐射力。因此, 在与黑体处于热平衡的条件下, 任何物体对来自黑体辐射的吸收比等于同温度下该物体的黑度。

19. 对于灰体, $\alpha \equiv \epsilon$ (灰体吸收率与外界条件无关, 只与自身温度有关)。

20. 一般工程材料在红外线范围内可近似按灰体处理。

9.4 思考题分析

9-1 什么叫黑体? 在热辐射理论中为什么要引入这一概念?

答: 吸收比 $\alpha = 1$ 的物体叫做黑体, 黑体是一个理想化的物体, 黑体辐射的特性反映了物体辐射在波长、温度和方向上的变化规律, 这为研究实际物体的辐射提供了理论依据和简化分析基础。

9-2 温度均匀的空腔壁面上的小孔具有黑体辐射的特性, 那么空腔内部壁面的辐射是否也是黑体辐射?

答: 空间内部壁面不一定是黑体辐射, 之所以小孔呈现出黑体特性, 是因为辐射在空腔内经历了很多次吸收和反射过程, 使离开小孔的能量微乎其微。

9-3 试说明, 为什么在定义辐射力时要加上“半球空间”及“全部波长”的说明?

答: 因为辐射表面半球空间每一立体角都有来自辐射面的辐射能, 而辐射能的形式有各个不同波长, 全辐射必须包括表面辐射出去的全部能量, 所以要加上“半球空间”和“全部波长”的说明。

9-4 黑体的辐射能按波长是怎样分布的? 光谱辐射力 $E_{b,\lambda}$ 的单位中分母的“ m^3 ”代表什么意义?

答: 黑体辐射能按波长的分布服从普朗克定律, 光谱辐射力单位中分母“ m^3 ”代表了单位面积 m^2 和单位波长 m 的意思。

9-5 黑体的辐射能按空间方向是怎样分布? 定向辐射强度与空间方向无关是否意味着黑体的辐射能在半球空间各方向上是均匀分布的?

答: 黑体辐射能按空间方向分布服从兰贝特定律。定向辐射强度与空间方向无关并不意味着黑体辐射能在半球空间各个方向均匀分布, 因为辐射强度是指单位可见辐射面积的辐射能, 在不同方向, 可见辐射面积是不同的, 即定向辐射力是不同的。

9-6 什么叫光谱吸收比? 在不同光源的照耀下, 物体常呈现不同的颜色, 如何解释?

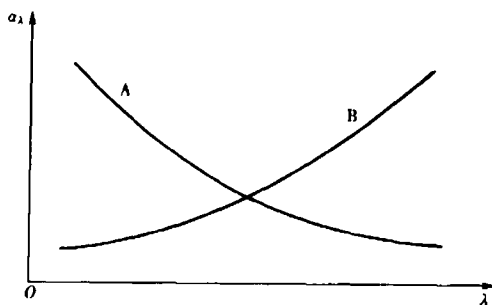
答: 所谓光谱吸收比, 是指物体对某一波长投入辐射的吸收份额, 物体的颜色是物体对光源某种波长光波的强烈反射, 不同光源的光谱不同, 所以物体呈现出不同颜色。

9-7 对于一般物体, 吸收比等于发射率在什么条件下成立?

答: 任何物体在与黑体处于热平衡的条件下, 对来自黑体辐射的吸收比等于同温度下该物体的发射率。

9-8 说明灰体的定义以及引入灰体的简化对工程辐射换热计算的意义。

答：光谱吸收比与波长无关的物体叫做灰体，灰体的吸收比恒等于同温度下的发射率，把实际物体当作灰体处理，可以不必考虑投入辐射的特性，将大大简化辐射换热的计算。



思考题 9-9 图

9-9 已知材料 A、B 的光谱吸收比 $\alpha(\lambda)$ 与波长的关系如图所示，试估计这两种材料的发射率 ϵ 随温度变化的特性，并说明理由。

答：根据基尔霍夫定律：

$$\epsilon \sim \alpha \quad \epsilon(\lambda) \sim \alpha(\lambda)$$

由维恩定律： $\lambda_{\max} \sim 1/T$

因为 A 的光谱吸收比随波长增加而降低，即其善于吸收短波辐射，必善于发射短波辐射，所以其发射率随温度升高而升高，可能是金属材料。B 的光谱吸收比随波长增加而增高，即其善于吸收长波辐射，必善于发射长波辐射，所以其发射率随温度升高而降低，可能是非金属材料。

9.5 典型习题分析

9-1 一炉膛内火焰的平均温度为 1500K，炉墙上有一直径为 20cm 的看火孔（可看成黑体）。试计算当看火孔打开时向外辐射的功率。该辐射能中波长为 $2\mu\text{m}$ 的光谱辐射力是多少？哪一种波长下的辐射能最多？

$$\begin{aligned} \text{解：} \Phi &= A\sigma T^4 = \frac{\pi d^2}{4} \sigma T^4 \\ &= \frac{3.14 \times 0.2^2}{4} \times 5.67 \times 10^{-8} \times 1500^4 = 9018 \text{ W} \end{aligned}$$

根据 Planck 定律， $\lambda = 2\mu\text{m}$ ， $T = 1500\text{K}$ 时

$$E_{b,\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} = \frac{3.742 \times 10^{-16} \times (2 \times 10^{-6})^{-5}}{\frac{1.4388 \times 10^{-2}}{2 \times 10^{-6} \times 1500} - 1} = 9.74 \times 10^{10} \text{ W/m}^3$$

由 Wien 位移定律：

$$\lambda_{\max} = 2.8976 \times 10^{-3} / 1500 = 1.93 \times 10^{-6} \text{ m}$$

答：当看火孔打开时向外辐射的功率为 9018W；该辐射能中波长为 $2\mu\text{m}$ 的单色辐射力是 $9.74 \times 10^{10} \text{ W/m}^3$ ；波长为 $1.93\mu\text{m}$ 的辐射能最多。

9-2 一漫射表面在某一温度下的单色辐射力与波长的关系可以近似用习题 9-2 图表示，试：

- (1) 计算此时的辐射力；
- (2) 计算此时法线方向的定向辐射强度。

解：(1) 辐射力

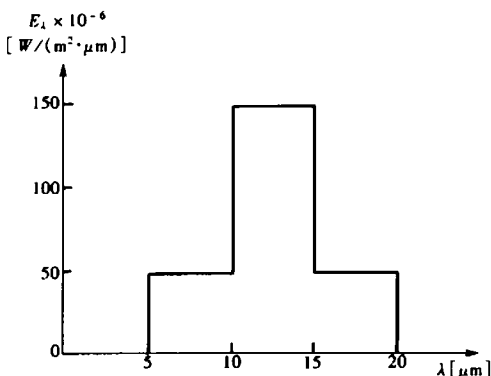
$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda = 50 \times (10 - 5) + 150 \times (15 - 10) + 50 \times (20 - 15) = 1250 \text{ W/m}^2$$

(2) 法向辐射强度

因为是漫反射表面, 各方向辐射强度相同。

$$I = E/\pi = 1250/3.1416 = 398 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{Sr)}$$

9-3 有一块厚为 3mm 的玻璃, 经测定, 其对波长为 $0.3 \sim 2.5 \mu\text{m}$ 的辐射能的穿透率为 0.9, 而对其他波长的辐射能可以认为完全不穿透。试据此计算温度为 5800K 的黑体辐射及温度为 300K 的黑体辐射投射到该玻璃上时各自的总穿透率。



习题 9-2 图

解: 根据穿透率定义:

$$\tau = \frac{1}{\sigma_0 T^4} \int_0^{\infty} \tau_{\lambda} E_{b,\lambda} d\lambda = \frac{1}{\sigma_1 T^4} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} 0.9 E_{b,\lambda} d\lambda = 0.9 [F_{b,(0-\lambda_2)} - F_{b,(0-\lambda_1)}]$$

在 $T = 5800\text{K}$ 时: $\lambda_1 T = 0.3 \times 5800 = 1740 \mu\text{m} \cdot \text{K}$

$\lambda_2 T = 2.5 \times 5800 = 14500 \mu\text{m} \cdot \text{K}$

查参考文献 [1] 表 7-1 得 $F_{b,(0-\lambda_1)} = 3.296\%$

$F_{b,(0-\lambda_2)} = 96.57\%$

所以 $\tau = 0.9 \times (0.9657 - 0.03296) = 0.8395 = 83.95\%$

在 $T = 300\text{K}$ 时 $\lambda_1 T = 0.3 \times 300 = 90 \mu\text{m} \cdot \text{K}$

$\lambda_2 T = 2.5 \times 300 = 750 \mu\text{m} \cdot \text{K}$

查表得 $F_{b,(0-\lambda_1)} = 0.0029\%$

$F_{b,(0-\lambda_2)} = 0.0242\%$

所以 $\tau = 0.9 \times (0.0242 - 0.0029) = 0.0192\%$

答: 温度为 5800K 的黑体辐射投射到该玻璃上时的总穿透率为 83.95%; 温度为 300K 的黑体辐射投射到该玻璃上时的总穿透率为 0.0192%。

分析与思考: 暖房的升温作用可以从本题中玻璃的单色穿透率特性得到解释, 太阳辐射类似于温度为 5800K 的黑体辐射, 暖房内物体的辐射类似于温度为 300K 的黑体辐射, 由于玻璃的选择透射而使太阳热辐射易于进入, 暖房内物体热辐射不易透出, 从而使暖房温度升高。

9-4 面积为 $A_1 = 4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 温度为 $T_1 = 1000 \text{ K}$ 的漫射表面向半球空间发出热辐射, 在与辐射表面法线成 45° 方向距离为 1m 处安置一直径为 20mm 的热流计探头, 测得该处的热流为 $1.2 \times 10^{-3} \text{ W}$, 探头表面的吸收比取为 1。试确定辐射表面的黑度。

解：探头对辐射表面构成的立体角为

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{A}{r^2} = \frac{(\pi d^2/4)}{l^2} \\ &= \frac{3.1416 \times 0.02^2}{4} = 3.1416 \times 10^{-4} \text{Sr}\end{aligned}$$

在 1000 K 下黑体的辐射力为

$$E_b = 5.67 \times 10^{-8} \times 1000^4 = 5.67 \times 10^4 \text{W/m}^2$$

由

$$\Phi = I A_1 \cos \varphi \cdot \omega = \left(\frac{\varepsilon \cdot E_b}{\pi} \right) A_1 \cos \varphi \cdot \omega$$

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{\pi \cdot \Phi}{E_b A_1 \cos \varphi \cdot \omega} \\ &= \frac{3.1416 \times 1.2 \times 10^{-3}}{5.67 \times 10^4 \times 4 \times 10^{-4} \times (\sqrt{2}/2) \times 3.1416 \times 10^{-4}} = 0.748\end{aligned}$$

答：辐射表面 A_1 的黑度为 0.748。

9-5 一表面的光谱反射比与波长之间的关系如下：对于波长小于 $4\mu\text{m}$ 的热辐射，其反射比 $\rho_1 = 0.2$ ，对于波长大于 $4\mu\text{m}$ 的热辐射，其反射比 $\rho_2 = 0.8$ 。试确定该表面对温度为 1000K 的黑体辐射的吸收比。

解：

$$T = 1000 \text{K} \quad \lambda = 4\mu\text{m} \Rightarrow \lambda T = 4000\mu\text{m} \cdot \text{K}$$

查黑体辐射函数：

$$F_{b,(0-\lambda)} = 48.13 \%$$

$$\begin{aligned}\alpha &= F_{b,(0-\lambda)}(1 - \rho_1) + (1 - F_{b,(0-\lambda)})(1 - \rho_2) \\ &= 0.4813 \times (1 - 0.2) + (1 - 0.4813) \times (1 - 0.8) \\ &= 0.48878\end{aligned}$$

答：该表面对温度为 1000K 的黑体辐射的吸收比为 0.48878。

10. 辐射换热的计算

10.1 知识结构

1. 定义（有效辐射，投入辐射，本身辐射）；
2. 角系数（定义，特性，积分形式，代数算法）；
3. 辐射热阻（表面，空间）；
4. 两个灰体间的辐射换热（内包物体，遮热板，系统黑度）；
5. 多个灰体间的辐射换热（辐射换热网络）；
6. 辐射换热的强化与削弱；
7. 气体辐射的特点。

10.2 重点内容剖析

10.2.1 黑体间的辐射换热及角系数

一、任意放置的两黑体间的辐射换热

1. 角系数（如图 10-1）：

表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的份额称为表面 1 对表面 2 的角系数，记为 $X_{1,2}$ 。[与物体温度无关，对于表面性质均匀的漫射表面，它是一个纯几何因子（形状、尺寸、相对位置）]

2. 两黑体表面的辐射换热（不存在重复反射）

$$\Phi_{1,2} = E_{b1}A_1X_{1,2} - E_{b2}A_2X_{2,1} \quad (10-1)$$

$$\text{热平衡时} \quad T_1 = T_2 \Rightarrow \Phi_{1,2} = 0 \Rightarrow A_1X_{1,2} = A_2X_{2,1} \quad (10-2)$$

结果只与几何因素有关，所以对于非黑体和非热平衡也是适用的。

$$\Rightarrow \Phi_{1,2} = (E_{b1} - E_{b2})A_1X_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{A_1X_{1,2}}} \quad (10-3)$$

└─→ 空间辐射热阻

黑体间辐射换热计算关键参数——角系数。

二、角系数的一般表达式和线算图（如图 10-2）

假设：（1）物体为漫射（漫辐射，漫反射）表面——服从兰贝特定律；

（2）表面性质（温度、黑度、吸收比）均匀。

微元表面 1 发出的辐射能落到微元表面 2 上的能量为

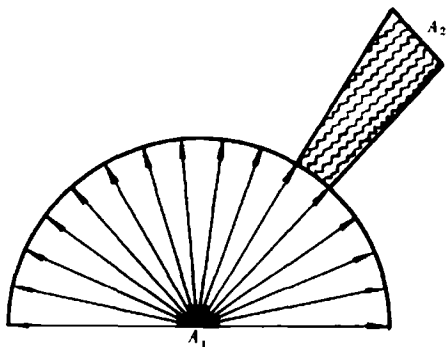


图 10-1 角系数定义

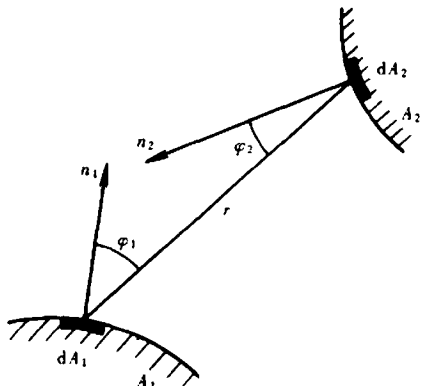


图 10-2 角系数计算

$$\begin{aligned}\Phi_{dA_1, dA_2} &= L dA_1 \cos \varphi_1 d\Omega = \frac{E_{bl}}{\pi} dA_1 \cos \varphi_1 \frac{dA_2 \cos \varphi_2}{r^2} \\ &= E_{bl} dA_1 \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dA_2\end{aligned}\quad (10-4)$$

微元表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的能量为

$$\Phi_{dA_1, A_2} = E_{bl} dA_1 \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dA_2 \quad (10-5)$$

表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的能量为

$$\Phi_{A_1, A_2} = E_{bl} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (10-6)$$

角系数

$$X_{1,2} = \frac{\Phi_{A_1, A_2}}{E_{bl} A_1} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (10-7)$$

这就是角系数计算的一般表达式，对于规则形状和位置，可借助于线算图（参考文献 [1] 图 8-7、8-8、8-9）进行计算。

三、角系数的性质

1. 相对性

$$A_i X_{i,j} = A_j X_{j,i} \quad (10-8)$$

2. 完整性

$$\text{对封闭系统的 } n \text{ 个表面,} \quad \sum_{i=1}^n X_{i,j} = 1 \quad (10-9)$$

注：对于凹形辐射面， $X_{i,i} \neq 0$ 。

3. 可加性

$$X_{1,(2+3)} = X_{1,2} + X_{1,3} \quad (10-10)$$

四、代数分析法求角系数示例

1. 对于三个非凹面组成的封闭空间如图 10-3，在垂直纸面方向足够长，可忽略端部辐

射, 则角系数之间存在如下关系:

$$\begin{cases} X_{1,2} + X_{1,3} = 1 \\ X_{2,1} + X_{2,3} = 1 \\ X_{3,1} + X_{3,2} = 1 \\ A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1} \\ A_1 X_{1,3} = A_3 X_{3,1} \\ A_2 X_{2,3} = A_3 X_{3,2} \end{cases}$$

$$\Rightarrow X_{1,2} = \frac{A_1 + A_2 - A_3}{2A_1} \quad (10-11)$$

其他类推。

2. 两个不相交的凸面 ab 和 cd 之间的角系数 (如图 10-4)

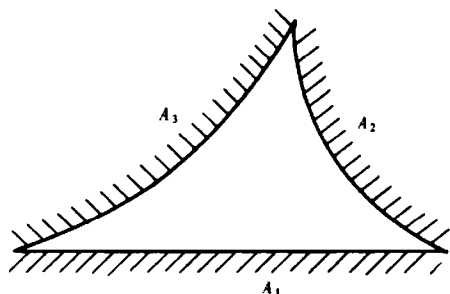


图 10-3 三个非凹面组成的封闭空间

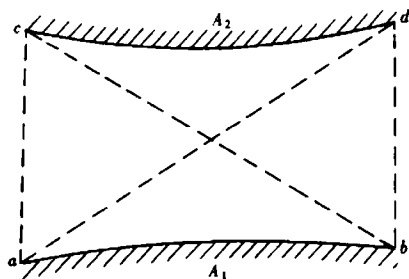


图 10-4 两个不相交凸面之间的角系数

对于假想的 abc 空间, 应用上述角系数公式:

$$X_{ab,ac} = \frac{ab + ac - bc}{2ab} \quad (10-12)$$

同理, 对于假想的 abd 空间, 有角系数

$$X_{ab,bd} = \frac{ab + bd - ad}{2ab} \quad (10-13)$$

根据角系数的完整性可得

$$X_{ab,cd} = 1 - X_{ab,ac} - X_{ab,bd} = \frac{(ad + bc) - (ac + bd)}{2ab} \quad (10-14)$$

10.2.2 灰体间的辐射换热

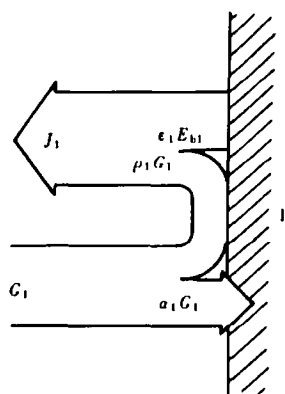
一、灰体表面净换热计算 (如图 10-5)

1. 投入辐射

单位时间投射到表面单位面积上的辐射能, 记为 G 。

2. 有效辐射

单位时间、单位面积离开表面的辐射能, 记为 J , 其值为本身辐射和反射辐射之和。



$$J_1 = E_1 + (1 - \alpha_1) G_1 \quad (10-15)$$

$$= \epsilon_1 E_{b1} + (1 - \alpha_1) G_1$$

由灰体表面特性可得投入辐射表达式

$$\alpha_1 = \epsilon_1 \Rightarrow G_1 = \frac{J_1 - \epsilon_1 E_{b1}}{1 - \epsilon_1} \quad (10-16)$$

灰体表面净换热

$$\Phi = A_1 (J_1 - G_1) = \frac{E_{b1} - J_1}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1}} \quad (10-17)$$

表面辐射热阻

二、灰体辐射换热网络

图 10-5 灰体表面的辐射热流

以上分析表明：物体间的辐射换热量与辐射力之差成正比，与辐射热阻成反比。辐射热阻分为两大类：一类是辐射角系数起主要作用的空间辐射热阻，一类是表面黑度起主要作用的表面辐射热阻。因此，各种形式的辐射换热都可以用类似于电路网络的相应辐射换热网络描述和计算。

辐射换热等效网络的特点：表面辐射热阻是各表面同温度下黑体辐射力与有效辐射间的热阻，反映物体表面特性对传热的影响，空间辐射热阻是各有效辐射之间的热阻，反映各表面间空间关系对传热的影响。

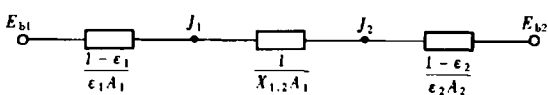


图 10-6 两表面封闭腔辐射换热等效网络

1. 两个灰体间的辐射换热（不存在第三个表面）

等效网络，如图 10-6。

辐射换热量

$$\begin{aligned} \Phi_{1,2} &= \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} = A_1 \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{X_{1,2}} + \frac{A_1}{A_2} \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}} \quad (10-18) \\ &= A_1 \epsilon_s (E_{b1} - E_{b2}) \end{aligned}$$

式中：系统黑度

$$\epsilon_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) + \frac{1}{X_{1,2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) \frac{A_1}{A_2}} \quad (10-19)$$

(1) 内包物体（内 1 外 2）

$$X_{1,2} = 1 \Rightarrow \epsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) \frac{A_1}{A_2}} \quad (10-20)$$

(2) 内包小物体（计算时无需知道大物体的面积和黑度）

$$\frac{A_1}{A_2} \sim 0 \Rightarrow \epsilon_s = \epsilon_1 \quad (10-21)$$

(3) 平行大平壁

$$\frac{A_1}{A_2} = 1 \Rightarrow \epsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (10-22)$$

2. 遮热板

为降低辐射换热，常用遮热板结构，即在两辐射换热表面间插入第三快板，应用上述平行大平壁公式可得遮热板结构的系统黑度为

$$\epsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1 + \frac{1}{\epsilon_3} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{2}{\epsilon_3} - 1\right)} \quad (10-23)$$

3. 多个灰体间的辐射换热（封闭空间）

解题思路：(1) 求出网络节点辐射力、表面热阻、空间热阻；

(2) 写出中间节点方程→方程组；

(3) 解方程组求得各点有效辐射 J_i ；

(4) 各表面辐射热计算 $\Phi_i = \frac{E_{b,i} - J_i}{R_{i,\text{表面}}}$

(5) 各表面间辐射换热计算 $\Phi_{i,j} = \frac{J_i - J_j}{R_{i,j,\text{空间}}}$

如：三表面间的等效网络，如图10-7。

节点方程：（流向节点的热流代数数和为零）

$$\text{如 } J_3 \text{ 点: } \frac{E_{b3} - J_3}{\frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3 A_3}} + \frac{J_2 - J_3}{\frac{1}{A_2 X_{2,3}}} + \frac{J_1 - J_3}{\frac{1}{A_1 X_{1,3}}} = 0 \quad (10-24)$$

其他类推。

4. 具有重辐射面的封闭腔辐射换热（与串并联电路解法类似）（如图 10-8）

10.2.3 气体辐射

一、概述

1. 气体辐射性质

对称双原子气体（ H_2 、 O_2 、 N_2 等）——热辐射的透明体（不辐射，不吸收）；

不对称双原子及多原子气体（ H_2O 、 CO_2 等）——具有吸收和辐射的本领。

2. 气体辐射的特点

(1) 选择性：气体在某些波长段（光带）有吸收和辐射能力，而在光带之外为热辐射的透明体。（气体不是灰体）

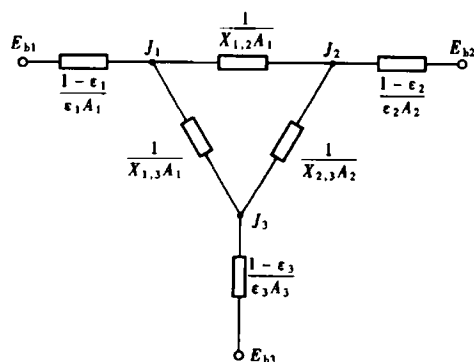


图 10-7 三表面封闭腔的等效网络图

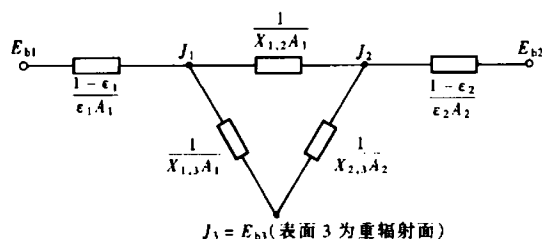


图 10-8 具有重辐射面的辐射等效网络图

(2) 在整个容积中进行。

3. 吸收辐射

辐射强度相对减少量正比于气体层厚度。

$$\frac{dL_{\lambda,x}}{L_{\lambda,x}} = -k_{\lambda} dx \quad (10-25)$$

式中 $L_{\lambda,x}$ —— x 处的光谱辐射强度；

x ——辐射行程；

k_{λ} ——光谱减弱系数，与波长、

气体密度和种类有关。

当温度压力不变时， k_{λ} 不变，上式积分得

$$\int_{L_{\lambda,0}}^{L_{\lambda,S}} \frac{dL_{\lambda,x}}{L_{\lambda,x}} = \int_0^S -k_{\lambda} dx \Rightarrow \tau_{\lambda,S} = \frac{L_{\lambda,S}}{L_{\lambda,0}} = e^{-k_{\lambda}S} \text{ (贝尔定律)} \quad (10-26)$$

$$\Rightarrow \alpha_{\lambda,S} = 1 - \tau_{\lambda,S} = 1 - e^{-k_{\lambda}S} \quad (10-27)$$

4. 发射辐射

$$\epsilon_g \sim E_g \sim S$$

式中 S ——平均射线程长 (查参考文献 [1] 表 8-1)。

二、辐射换热计算

1. 气体黑度

$$\epsilon_g = f(T_g, pS, p) \quad (10-28)$$

式中 T_g ——气体温度；

pS ——沿程分子数目；

p ——气体分压力。

对于含有 CO_2 和 H_2O 的气体：

$$\epsilon_g(\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}) = \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \epsilon_{\text{CO}_2} - \Delta\epsilon \quad (10-29)$$

其中：

$$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{H}_2\text{O}} \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}^* \begin{cases} C_{\text{H}_2\text{O}} = f(p, p_{\text{H}_2\text{O}} S) \\ \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}^* = f(T_g, p_{\text{H}_2\text{O}} S) \end{cases} \quad (10-30)$$

参见参考文献 [1] 图 8-39, 图 8-40。

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = C_{\text{CO}_2} \epsilon_{\text{CO}_2}^* \begin{cases} C_{\text{CO}_2} = f(p, p_{\text{CO}_2} S) \\ \epsilon_{\text{CO}_2}^* = f(T_g, p_{\text{CO}_2} S) \end{cases} \quad (10-31)$$

参见参考文献 [1] 图 8-41, 图 8-42。

式中 $\Delta\epsilon$ ——光谱重叠修正系数，参见参考文献 [1] 图 8-43。

2. 气体吸收比

$$\alpha_g(\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}) = \alpha_{\text{H}_2\text{O}} + \alpha_{\text{CO}_2} - \Delta\alpha \quad (10-32)$$

其中

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{H}_2\text{O}} \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^* \begin{cases} C_{\text{H}_2\text{O}} = f(p, p_{\text{H}_2\text{O}} S) \\ \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^* \end{cases} \quad (10-33)$$

参见参考文献 [1] 图 8-40, 式 (8-33a)。

$$\alpha_{\text{CO}_2} = C_{\text{CO}_2} \alpha_{\text{CO}_2}^* \begin{cases} C_{\text{CO}_2} = f(p, p_{\text{CO}_2} S) \\ \alpha_{\text{CO}_2}^* \end{cases} \quad (10-34)$$

参见参考文献 [1] 图 8-42, 式 (8-33b)。

$$\Delta\alpha = [\Delta\epsilon]_{T_w}$$

式中 T_w ——容器壁温。

3. 气体与外壳间辐射换热热流密度 (单位外壳面积)

$$q = \epsilon_g E_{b,g} - \alpha_g E_{b,w} = 5.67 \left[\epsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \alpha_g \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (10-35)$$

10.3 概念汇总

1. 角系数: 表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的份额称为表面 1 对表面 2 的角系数, 记为: $X_{1,2}$ 。

2. 空间辐射热阻: $\frac{1}{A_1 X_{1,2}}$

3. 对于性质均匀且服从兰贝特定律的表面, 其角系数是纯几何因子。

4. 角系数的相对性: $A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1}$

5. 角系数的完整性: $\sum_{j=1}^n X_{i,j} = 1$ (对于封闭系统的 n 个表面)

6. 角系数的可加性:

$$X_{1,2+3} = X_{1,2} + X_{1,3} \quad X_{1+2,3} = \frac{A_1}{A_{1+2}} X_{1,3} + \frac{A_2}{A_{1+2}} X_{2,3}$$

7. 投入辐射: 单位时间投射到表面单位面积上的辐射能, 记为 G 。

8. 有效辐射: 单位时间、单位面积离开表面的辐射能, 记为 J 。

9. 表面辐射热阻: $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$

10. 两灰体间辐射换热的系统黑度:

$$\epsilon_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) + \frac{1}{X_{1,2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{A_1}{A_2}}$$

11. 对于内包小物体: $A_1 \ll A_2$, $X_{1,2} = 1$, $\Rightarrow \epsilon_s = \epsilon_1$

12. 对于平行大平壁: $A_1 = A_2$, $X_{1,2} = 1$, $\Rightarrow \epsilon_s = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1}$

$$13. \text{对于遮热板: } \epsilon_s = \frac{1}{(1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1) + (2/\epsilon_3 - 1)}$$

14. 气体辐射特性: ①选择性; ②在整个容积中进行。

10.4 思考题分析

10-1 试述角系数的定义。“角系数是一个纯几何因子”的结论是在什么前提下得出的?

答: 表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的份额称为表面 1 对表面 2 的角系数。“角系数是一个纯几何因子”的结论是在物体表面性质及表面温度均匀、物体辐射服从兰贝特定律的前提下得出的。

10-2 角系数有哪些特性? 这些特性的物理背景是什么?

答: 角系数有相对性、完整性和可加性。相对性是在两物体处于热平衡时, 净辐射换热量为零的条件下导得的; 完整性反映了一个由几个表面组成的封闭系统中, 任一表面所发生的辐射能必全部落到封闭系统的各个表面上; 可加性是说明从表面 1 发出而落到表面 2 上的总能量等于落到表面 2 上各部份的辐射能之和。

10-3 为什么计算一个表面与外界之间的净辐射换热量时要采用封闭腔的模型?

答: 因为任一表面与外界的辐射换热包括了该表面向空间各个方向发出的辐射能和从各个方向投入到该表面上的辐射能。

10-4 实际表面系统与黑体系统相比, 辐射换热计算增加了哪些复杂性?

答: 实际表面系统的辐射换热存在表面间的多次重复反射和吸收, 光谱辐射力不服从普朗克定律, 光谱吸收比与波长有关, 辐射能在空间的分布不服从兰贝特定律, 这都给辐射换热计算带来了复杂性。

10-5 什么是一个表面的自身辐射、投入辐射及有效辐射? 有效辐射的引入对于灰体表面系统辐射换热的计算有什么作用?

答: 由物体内能转变成的辐射能叫做自身辐射, 投向辐射表面的辐射叫做投入辐射, 离开辐射表面的辐射叫做有效辐射, 有效辐射概念的引入可以避免计算辐射换热计算时出现多次吸收和反射的复杂性。

10-6 对于温度已知的多表面系统, 试总结求解每一表面净辐射换热量的基本步骤。

答: ①画出辐射网络图, 写出端点辐射力、表面热阻和空间热阻; ②写出由中间节点方程组成的方程组; ③解方程组得到各点有效辐射; ④由端点辐射力, 有效辐射和表面热阻计算各表面净辐射换热量。

10-7 什么是辐射表面热阻? 什么是辐射空间热阻? 网络法的实际作用你是怎样认识的?

答: 由辐射表面特性引起的热阻称为辐射表面热阻, 由辐射表面形状和空间位置引起的热阻称为辐射空间热阻, 网络法的实际作用是为实际物体表面之间的辐射换热描述了清晰的物理概念和提供了简洁的解题方法。

10-8 什么是遮热板？试根据自己的切身经历举出几个应用遮热板的例子。

答：所谓遮热板是指插入两个辐射表面之间以削弱换热的薄板。如屋顶隔热板、遮阳伞都是我们生活中应用遮热板的例子。

10.5 典型习题分析

10-1 两个微小面积表面的相对位置如习题 10-1 图所示， $A_1 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ， $A_2 = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 。 A_1 为漫射表面，辐射力 $E_1 = 5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 。试计算由 A_1 发出而落到 A_2 上的辐射能。

解： $\Phi_{A_1, A_2} = E_1 A_1 X_{1,2}$

$$\begin{aligned} &= E_1 \cdot A_1 \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \\ &= E_1 \cdot \int_{A_1} dA_1 \cdot \int_{A_2} dA_2 \cdot \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi r^2} \\ &= E_1 A_1 \cdot A_2 \cdot \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi r^2} \\ &= 5 \times 10^4 \times 2 \times 10^{-4} \times 3 \times 10^{-4} \times \frac{\cos 30^\circ \times \cos 60^\circ}{3.14 \times 0.5^2} \\ &= 1.655 \times 10^{-3} \text{ W} \end{aligned}$$

答：由 A_1 发出而落到 A_2 上的辐射能为 $1.655 \times 10^{-3} \text{ W}$ 。

10-2 已知一微元圆盘 dA_1 与有限圆盘 A_2 （半径为 R_0 ）相平行，圆盘中心的连线与两圆盘垂直且长度为 s （如习题 10-2 图）。试计算 $X_{d1,2}$ 。

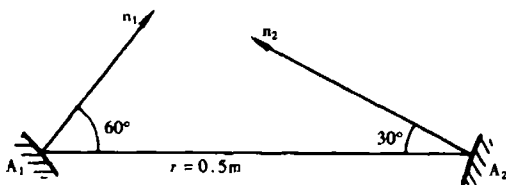
解：由几何关系：

$$\begin{aligned} \cos \varphi_1 &= \cos \varphi_2 = s/l \\ l^2 &= s^2 + r^2 \\ dA_2 &= 2\pi \cdot r \cdot dr \end{aligned}$$

根据角系数定义式

$$\begin{aligned} X_{d1,2} &= \int_{A_2} \frac{L \cdot dA_1 \cos \varphi \cdot d\omega}{dA_1 \cdot E_1} \\ &= \int_{A_2} \frac{(E_1/\pi) \cos \varphi \cdot d\omega}{E_1} \\ &= \int_{A_2} \frac{\cos \varphi}{\pi} \frac{dA_2 \cos \varphi}{l^2} \\ &= \int_{A_2} \frac{\cos^2 \varphi}{\pi \cdot l^2} dA_2 \end{aligned}$$

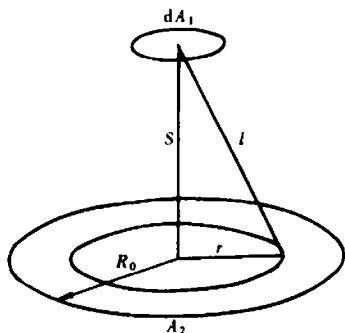
代入几何关系整理得



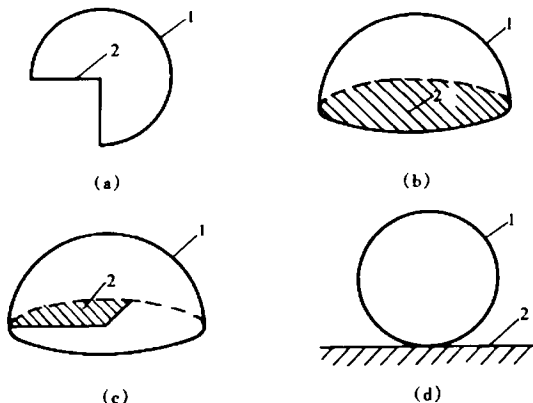
习题 10-1 图

$$X_{d1,2} = \int_0^{R_0} \frac{2s^2}{(s^2 + r^2)^2} \cdot r \cdot dr = \frac{R_0^2}{s^2 + R_0^2}$$

10-3 试用简捷方法确定习题 10-3 图中的角系数 $X_{1,2}$ 。



习题 10-2 图



习题 10-3 图

(a) 内柱面与过轴心的两个垂直平面；(b) 半球内表面与底面；

(c) 半球内表面与 1/4 底面；(d) 球与无限大平面

解：(1) 因为 $X_{2,1} = 1$

$$\begin{aligned} X_{1,2} &= A_2/A_1 \\ &= 2R/(2\pi R \times 3/4) = 0.4244 \end{aligned}$$

(2) 因为 $X_{2,1} = 1$

$$\begin{aligned} X_{1,2} &= A_2/A_1 \\ &= \pi R^2/2\pi R^2 \\ &= 0.5 \end{aligned}$$

(3) 参考 (2)，具有对称性。

$$X_{1,2} = 0.5/4 = 0.125$$

(4) 假设在球的顶面有另一块无限大平板存在，由对称性，得

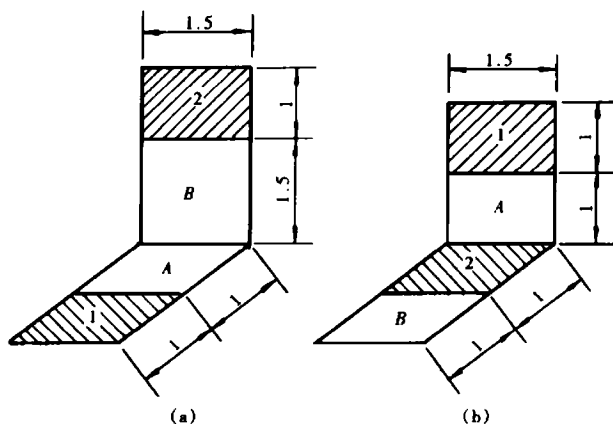
$$X_{1,2} = 0.5$$

10-4 试确定习题 10-4 图中几何结构的角系数 $X_{1,2}$ 。

(1) 由角系数性质可列出下列关系：

$$\begin{aligned} A_1 X_{1,2} &= A_2 X_{2,1} \\ &= A_2 (X_{2,1+A} - X_{2,A}) \\ &= A_{1+A} X_{1+A,2} - A_A X_{A,2} \\ X_{1,2} &= (A_{1+A}/A_1) (X_{1+A,2+B} - X_{1+A,B}) \\ &\quad - (A_A/A_1) (X_{A,2+B} - X_{A,B}) \end{aligned}$$

由图中尺寸查参考文献 [1] 图 8-8 得



习题 10-4 图

	$X_{1+A,2+B}$	$X_{1+A,B}$	$X_{A,2+B}$	$X_{A,B}$
Z/X	1.67	1.0	1.67	1.0
Y/X	1.33	1.33	0.667	0.667
角系数	0.19	0.165	0.275	0.255

代入原式, 得

$$X_{1,2} = (3/1.5)(0.19 - 0.165) - (1.5/1.5)(0.275 - 0.255) = 0.03$$

(2) 由角系数性质可列出下列关系:

$$\begin{aligned} A_1 X_{1,2} &= A_2 X_{2,1} \\ &= A_2 (X_{2,1+A} - X_{2,A}) \\ X_{1,2} &= (A_2/A_1) (X_{2,1+A} - X_{2,A}) \end{aligned}$$

由图中尺寸查参考文献 [1] 图 8-8 得

	$X_{2,1+A}$	$X_{2,A}$
Z/X	1.333	0.667
Y/X	0.667	0.667
角系数	0.27	0.225

代入原式, 得

$$X_{1,2} = (1.5/1.5)(0.27 - 0.225) = 0.045$$

10-5 两块平行放置灰体平板的表面黑度为 0.8, 温度分别为 $t_1 = 527^\circ\text{C}$ 及 $t_2 = 27^\circ\text{C}$, 板间距远小于板的宽度与高度。试计算:

- (1) 板 1 的本身辐射; (2) 对板 1 的投入辐射; (3) 板 1 的反射辐射;
- (4) 板 1 的有效辐射; (5) 板 2 的有效辐射; (6) 板 1、2 间的辐射换热量。

解: (1) 板 1 的本身辐射

$$E_1 = \epsilon E_{b1} = 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (527 + 273)^4 = 18579.5 \text{ W/m}^2$$

(2) 对板 1 的投入辐射

首先计算两板间的换热量

$$\begin{aligned} q_{1-2} &= \frac{E_{b1} - E_{b2}}{1/\epsilon_2 + 1/\epsilon_2 - 1} \\ &= \frac{5.67 \times 10^{-8} \times (800^4 - 300^4)}{2/0.8 - 1} = 15176.7 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{由 } J_1 - G_1 = q_{1-2} \quad J_1 = E_1 + G_1 (1 - \epsilon)$$

$$\text{则 } G_1 = (E_1 - q_{1-2}) / \epsilon = (18579.5 - 15176.7) / 0.8 = 4253.5 \text{ W/m}^2$$

(3) 板 1 的反射辐射

$$G_1(1 - \epsilon) = 4253.5(1 - 0.8) = 850.7 \text{ W/m}^2$$

(4) 板 1 的有效辐射

$$J_1 = E_1 + G_1(1 - \epsilon) = 18579.5 + 850.7 = 19430.2 \text{ W/m}^2$$

(5) 板 2 的有效辐射

$$J_2 = G_1 = 4253.5 \text{ W/m}^2$$

(6) 板 1、2 间的辐射换热量

$$q_{1-2} = 15176.7 \text{ W/m}^2$$

10-6 设热水瓶的瓶胆可以看作为直径为 10 cm、高为 26 cm 的圆柱体, 夹层抽真空, 其表面黑度为 0.05。试估算沸水刚冲入水瓶后, 初始时刻水温的平均下降速率。夹层两壁温可以近似地取为 100℃及 20℃。

解: 热水瓶的表面积为

$$\begin{aligned} A &= \pi d l + 2 \frac{\pi d^2}{4} \\ &= 3.1416 \times 0.1 \times 0.26 + 3.1416 \times 0.1^2 / 2 = 0.0974 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

热水瓶内外壁的辐射换热量为

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{\sigma_0 A (T_1^4 - T_2^4)}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \\ &= \frac{5.67 \times 10^{-8} \times 0.0974 \times (373^4 - 293^4)}{2/0.05 - 1} = 1.70 \text{ W} \end{aligned}$$

而

$$\Phi = \rho \cdot c_p V \frac{dt}{d\tau}$$

$$\text{其中: } V = \pi r^2 l = 3.1416 \times 0.05^2 \times 0.26 = 2.04 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

水的物性参数 $\rho = 958.4 \text{ kg/m}^3$; $c_p = 4220 \text{ J/(kg} \cdot \text{℃)}$

所以初始时刻水温的平均下降速率为

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\Phi}{\rho \cdot c_p V} = \frac{1.7}{958.4 \times 4220 \times 2.04 \times 10^{-3}} = 2.06 \times 10^{-4} \text{ ℃/s}$$

10-7 在一厚为 200 mm 的炉墙上有一直径为 200 mm 的孔, 孔的圆柱形表面可以认为是绝热的, 炉内温度为 1400 °C, 室温为 30 °C。试确定当该孔的盖板被移去时, 室内物体所得到的净辐射热量。

解: 这是三个表面间的辐射换热系统, 其中孔的圆柱形内表面为绝热表面 (重辐射表面), 孔的两端面可看作黑体。

$$\text{由题 10-2, } X_{1,2} = \frac{R_0^2}{s^2 + R_0^2}$$

$$R_0 = 100 \text{ mm}, \quad s = 200 \text{ mm} = 2R_0$$

$$\text{所以 } X_{1,2} = 1/5 = 0.2$$

$$X_{1,3} = 1 - X_{1,2} = 1 - 0.2 = 0.8$$

$$X_{2,3} = X_{1,3} = 0.8$$

$$\text{又 } A_1 = A_2 = \pi \cdot R_0^2 = 3.1416 \times 0.1^2 = 3.1416 \times 10^{-2}$$

$$\text{两端面间的辐射热阻 } R_1 = 1/(A_1 X_{1,2})$$

$$\text{端面与柱面间的辐射热阻 } R_2 = R_3 = 1/(A_1 X_{1,3})$$

辐射总热阻

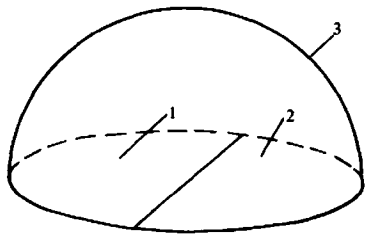
$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2 + R_3}}$$

代入数据计算可得净辐射热量

$$\Phi = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R} = 8364 \text{ W}$$

答: 当该孔的盖板被移去时, 室内物体所得到的净辐射热量为 8364 W。

10-8 设有如习题 10-8 图所示的几何体, 半球表面是绝热的, 底面被一直径 ($D = 0.2 \text{ m}$) 分为 1、2 两部分。表面 1 为灰体, $T_1 = 550 \text{ K}$, $\epsilon_1 = 0.35$; 表面 2 为黑体, $T_2 = 330 \text{ K}$ 。试计算表面 1 的净辐射热损失及表面 3 的温度。



习题 10-8 图

$$\text{解: } X_{1+2,3} = 1 \rightarrow X_{3,1+2} = \frac{\pi R^2}{2\pi R^2} X_{1+2,3} = 0.5 \rightarrow X_{3,1} = X_{3,2} = 0.5/2 = 0.25$$

$$X_{1,3} = X_{2,3} = 1$$

$$A_1 = \frac{1}{2} \times \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{8} \times 3.14 \times 0.2^2 = 0.0157$$

$$A_3 = 2\pi R^2 = 2 \times 3.14 \times 0.1^2 = 0.0628$$

$$E_{b1} = 5.67 \times \left(\frac{550}{100}\right)^4 = 5188.4 \text{ W/m}^2$$

$$E_{b2} = 5.67 \times \left(\frac{330}{100}\right)^4 = 672.4 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} = \frac{1 - 0.35}{0.35 \times 0.0157} = 118.3 \text{ m}^{-2}$$

$$\frac{1}{A_3 X_{3,1}} = \frac{1}{A_3 X_{3,2}} = \frac{1}{0.0628 \times 0.25} = 63.7 \text{ m}^{-2}$$

表面 1 的净辐射热损失

$$\Phi = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\Sigma R} = \frac{5188.4 - 672.4}{118.3 + 63.7 \times 2} = 18.38 \text{ W}$$

由

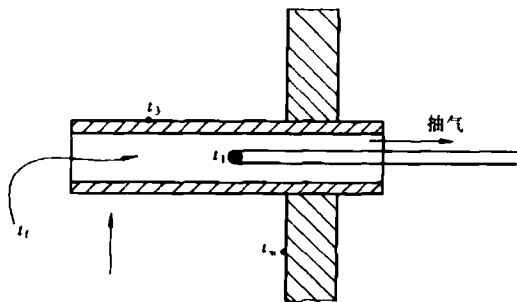
$$\Phi = \frac{E_{b1} - E_{b3}}{\Sigma R'} = \frac{5188.4 - E_{b3}}{118.3 + 63.7}$$

$$\Rightarrow E_{b3} = 5188.4 - 18.38 \times (118.3 + 63.7) = 1843.24 \text{ W/m}^2$$

又

$$\because E_{b3} = \sigma \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \Rightarrow T_3 = 100 \sqrt[4]{\frac{E_{b3}}{\sigma}} = 100 \sqrt[4]{\frac{1843.24}{5.67}} = 424.6 \text{ K}$$

因为 $T_1 \neq T_2$, 表面 1 发出的辐射热通过绝热面 3 可以反射到表面 2 上。



习题 10-9 图

10-9 用单层遮热罩抽气式热电偶测量 - 设备中的气流温度 (抽气式热电偶结构如习题 10-9 图)。已知设备内壁为 90°C , 热接点与遮热罩表面黑度均为 0.6, 气体对热接点及遮热罩的换热系数分别为 $40 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 及 $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。当气流真实温度为 $t_f = 180^\circ\text{C}$ 时, 热电偶的指示值为多少?

解: 设热电偶指示值为 t_1 , 遮热罩平均温度为 t_3 , 则

$$\text{对热接点} \quad h_1(t_f - t_1) = \varepsilon \sigma_0(T_1^4 - T_3^4) \quad (1)$$

$$\text{对遮热罩:} \quad 2h_2(t_f - t_3) = \varepsilon \sigma_0(T_3^4 - T_w^4) \quad (2)$$

由 (2) 式可解得

$$T_3 = 439.5 \text{ K}$$

代入 (1) 式可解得

$$T_1 = 449.9 \text{ K} = 177^\circ\text{C}$$

答: 热电偶的指示值为 177°C 。

11. 传热过程分析与换热器计算

11.1 知 识 结 构

1. 传热系数 k (平壁, 圆筒壁, 肋壁);
2. 热绝缘临界直径;
3. 肋壁传热 (肋化系数 β , 肋效率 η_l , 肋面总效率 η_o);
4. 平均温压 Δt_m ;
5. 换热器计算 (设计、校核) (平均温压法、 ϵ - NTU 法);
6. 污垢热阻, 传热过程分热阻的威尔逊图解法;
7. 换热器的型式与特点;
8. 传热的强化与削弱。

11.2 重 点 内 容 剖 析

11.2.1 传热过程分析与计算

一、传热计算公式与传热系数

传热量计算公式

$$\Phi = kA(t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{kA}} = \frac{t_1 - t_2}{R_k} \quad (11-1)$$

式中 k (传热系数) —— 传热强弱的度量参数, 数值上等于单位传热温差作用下的热流密度;

R_k —— 传热过程总热阻。

1. 平壁传热热阻和传热系数

$$R_k = \frac{1}{h_1 A} + \frac{\delta}{\lambda A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (11-2)$$

$$k = \frac{1}{R_k A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (11-3)$$

2. 圆筒壁传热热阻和传热系数

$$\begin{aligned} R_k &= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o A_o} \\ &= \frac{1}{h_i \pi d_i l} + \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o \pi d_o l} \end{aligned} \quad (11-4)$$

传热系数:

(1) 以外表面积为基准 ($A_o = \pi d_o l$)

$$k = \frac{1}{R_k A_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (11-5)$$

(2) 以内表面积为基准 ($A_i = \pi d_i l$)

$$k = \frac{1}{R_k A_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_i}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o} \frac{d_i}{d_o}} \quad (11-6)$$

热绝缘临界直径:

由圆筒壁传热热阻公式可见, 对于圆管外保温, 随着保温层厚度的增加, 导热热阻增加, 而外层换热热阻减小, 总热阻的极值点外径为临界直径。

$$\begin{aligned} \text{令} \quad \frac{\partial R_k}{\partial d_o} &= \frac{1}{2\pi\lambda l} \frac{1}{d_o} - \frac{1}{h_o \pi l} \cdot \frac{1}{d_o^2} = 0 \\ \Rightarrow \frac{1}{2\lambda} - \frac{1}{h_o d_o} &= 0 \Rightarrow d_{cr} = \frac{2\lambda}{h_o} \end{aligned} \quad (11-7)$$

由于保温材料的导热系数较小, 临界直径一般很小, 对于热力工程保温一般无须考虑。

进一步分析可知, 总热阻对外径的二阶导数大于零, 所以临界直径处总热阻达到最小值, 此时散热损失最大。

3. 通过肋壁的传热

单侧肋化的传热过程, 热量传递由三个串联环节组成, 各过程热流量相等。

$$\Phi = h_i A_i (t_{f,i} - t_{w,i}) \quad (11-8a)$$

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} A_i (t_{w,i} - t_{w,o}) \quad (11-8b)$$

$$\begin{aligned} \Phi &= h_o A_1 (t_{w,o} - t_{f,o}) + h_o A_2 (t_{w,o} - t_{f,o}) \eta_f \\ &= h_o (t_{w,o} - t_{f,o}) (A_1 + A_2 \eta_f) \\ &= h_o A_o (t_{w,o} - t_{f,o}) \eta_o \end{aligned} \quad (11-8c)$$

式中 A_i ——未肋化面面积;

$A_o = A_1 + A_2$ ——肋化面总面积, 其中 A_2 为肋片表面积;

η_f ——肋效率;

η_o ——肋面总效率。

$$\text{传热热阻} \quad R_k = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda A_i} + \frac{1}{h_o A_o \eta_o} \quad (11-8)$$

传热系数:

(1) 以 A_i 为基准

$$k = \frac{1}{R_k A_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_i}{h_o A_o \eta_o}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o \beta \eta_o}} \quad (11-9)$$

式中 β ——肋化系数, 其值为加肋后的总表面积与未加肋时的表面积之比。

(2) 以 A_o 为基准

$$k = \frac{1}{R_k A_o} = \frac{1}{\beta \left(\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{h_o \eta_o}} \quad (11-10)$$

二、传热面肋化目的

1. 强化传热 (一般肋化热阻较大一侧)

$$\left. \begin{array}{l} \eta_i < 1 \Rightarrow \eta_o < 1 \\ A_o \gg A_i \Rightarrow \beta \gg 1 \end{array} \right\} \eta_o \beta \gg 1 \Rightarrow R_k^* \Rightarrow k^*$$

2. 降低壁面温度 (低温侧)

$$\bar{\Phi} = h_o A_i (\beta \eta_o)^* (t_{w,o}^* - t_{f,o}) \quad (11-11)$$

三、污垢系数——单位面积的污垢热阻

$$R_f = \frac{1}{k_f} - \frac{1}{k_o} \quad (11-12)$$

式中 k_f ——传热面结垢后的传热系数;

k_o ——传热面干净无垢时的传热系数。

11.2.2 换热器的分类及平均传热温差

一、换热器的分类

1. 按工作原理分

- (1) 间壁式——冷热流体由固体壁隔开, 不互相混合;
- (2) 混合式——冷热流体相互混合 (直接接触), 如浴池、冷却塔等;
- (3) 回热式 (蓄热式)——冷热流体交替地与固体壁接触, 使固体壁周期地吸热和放热从而将热流体的热量传给冷流体。如炼钢热风炉, 燃气机空气预热器。

2. 按结构分 (间壁式)

- (1) 壳管式 (结构坚固, 制造方便);
- (2) 套管式 (k 值较小, 常用于高压流体, 如冰箱回热器);
- (3) 肋管式 (如汽车水箱、冷凝器、蒸发器);
- (4) 板式——以板作为间壁 (结构紧凑, 流动阻力大, 密封要求高, 可实现多股流体间的热交换, 常用于食品、化工行业);
- (5) 热管式 (重力式、吸液芯式、分离式)。

3. 按流动形式分

顺流——壁面两侧冷热流体流向相同;

逆流——壁面两侧冷热流体流向相反;

复杂流——交叉流、混合流。

二、平均传热温差 ($\Phi = kA\Delta t_m$)

在非相变换热过程中, 流体温度随换热过程而不断变化, 所以换热器中各点的传热温差也不断变化, 进行传热量计算必须了解换热器的平均传热温差。换热器计算中的比热容 c 指

的是流体定压比热容 c_p 。

假设: (1) 稳态 (流量、温度、热流不随时间变化);

(2) k 在整个传热面上不变;

(3) 换热器与环境绝热。

1. 顺流传热平均温差

传热微元段分析 (下标 1 代表热流体, 下标 2 代表冷流体):

$$d\Phi = k\Delta t dA \quad (11-13)$$

$$= -q_{m1}c_1 dt_1 = q_{m2}c_2 dt_2$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 \quad (11-14)$$

$$d(\Delta t) = dt_1 - dt_2 = -d\Phi \left(\frac{1}{q_{m1}c_1} + \frac{1}{q_{m2}c_2} \right) \quad (11-15)$$

$$\text{令} \quad \mu = \frac{1}{q_{m1}c_1} + \frac{1}{q_{m2}c_2} \quad (11-16)$$

$$d(\Delta t) = -\mu d\Phi = -\mu k\Delta t dA \quad (11-17)$$

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = \int_0^A -\mu k dA \quad (11-18)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta t'} = e^{-\mu k A} \quad (11-19)$$

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t_x dA = \frac{\Delta t'}{A} \int_0^A e^{-\mu k A_x} dA_x = -\frac{\Delta t'}{\mu k A} (e^{-\mu k A} - 1) \quad (11-20)$$

$$\text{又} \quad \int_{\Delta t'}^{\Delta t} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = \int_0^A -\mu k dA \Rightarrow \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-\mu k A} \quad (11-21)$$

$$\Delta t_m = \frac{-\frac{\Delta t'}{\Delta t''} \left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'} - 1 \right)}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \quad (11-22)$$

$\Delta t''$ 、 $\Delta t'$ 分别代表换热器两端的传热温差。

2. 逆流传热平均温差

同理可导出

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{t_2} - \Delta t_{t_1}}{\ln \frac{\Delta t_{t_2}}{\Delta t_{t_1}}} \quad (11-23)$$

3. 复杂流平均传热温差

$$\Delta t = \psi \Delta t_m \quad (11-24)$$

式中 Δt_m ——逆流条件下对数平均温差;

ψ ——温差修正系数 (表示接近逆流的程度)。

$\psi = f(P, R)$ 的求取方法: 查参考文献 [1] 图 9-15 ~ 图 9-18。

$$\text{式中} \quad P = \frac{t'_2 - t'_1}{t'_1 - t'_2} \quad R = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_2 - t'_2}$$

(上标 t' 代表进口温度, t'' 代表出口温度)

当 R 值超出图示范围时, $PR \rightarrow P$, $1/R \rightarrow R$ 。

在相同进出口温度条件下, 平均传热温差的排序为: 逆流最大, 顺流最小, 复杂流介于两者之间。当热流体侧发生相变时, 平均传热温差公式变形为

$$\Delta t_m = \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}} \quad (11-25)$$

11.2.3 换热器的热计算

一、计算基本方程与目的

1. 基本方程

$$\Phi = q_{m1} c_1 (t'_1 - t''_1) = q_{m2} c_2 (t''_2 - t'_2) = kA \Delta t_m \quad (11-26)$$

2. 设计计算

已知流体参数 \rightarrow 求 (换热器型式) 传热面积

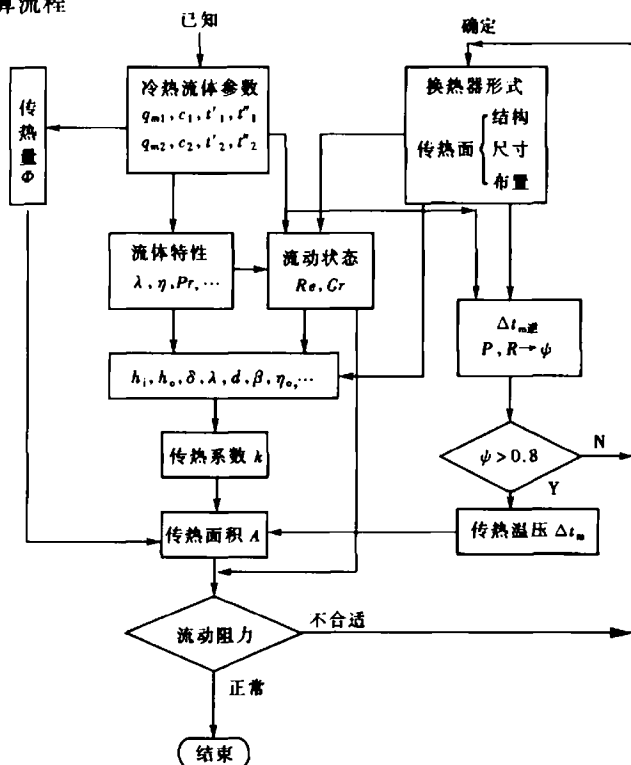
3. 校核计算

已知: 换热器 (型式、传热面积), 流体进口参数。求: 传热量, 出口参数。

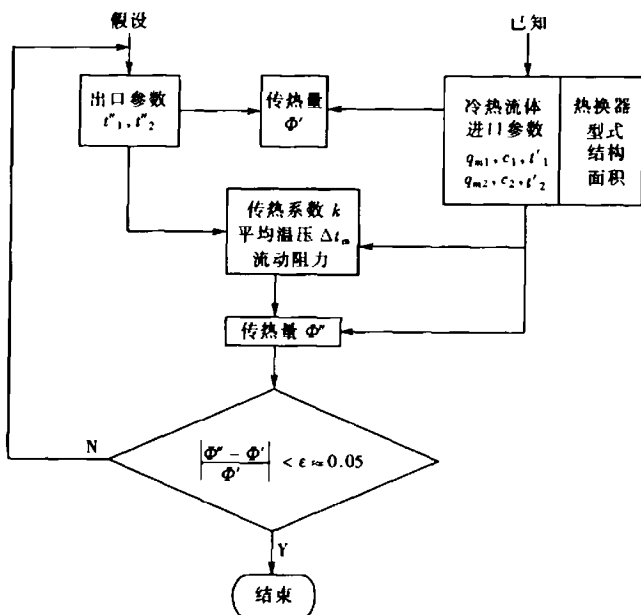
二、计算方法

1. 平均温压法

(1) 设计计算流程



(2) 校核计算流程 (缺点: $d\psi/dP$ 大 \rightarrow 查图误差大, 影响计算精度)



2. 效能—传热单元数法 (ϵ —NTU)

(1) 原理

定义: 换热器效能 $\epsilon = \frac{(t' - t'')_{\max}}{t'_1 - t'_2}$ (11-27)

(实际最大温升与最大可能温升之比)

冷热流体换热量相同, 大温升对应于小热容。

$$\Rightarrow \Phi = (q_{mc})_{\min} (t' - t'')_{\max} = (q_{mc})_{\min} \cdot \epsilon \cdot (t'_1 - t'_2) \quad (11-28)$$

对顺流式换热可求得 (参见参考文献 [1] P334 ~ 335)

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[(-NTU)(1+B)]}{1+B} \quad (11-29)$$

对逆流式换热可求得

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[(-NTU)(1-B)]}{1 - B \exp[(-NTU)(1-B)]} \quad (11-30)$$

上述两式皆为无量纲方程

$$\epsilon = f(NTU, B)$$

式中 $NTU = \frac{kA}{(q_{mc})_{\min}}$ ——传热单元数, 表征换热能力大小 (一般情况下, $k \uparrow \rightarrow$ 运行费用

上升, $A \uparrow \rightarrow$ 初投资上升); (11-31)

$B = \frac{(q_{mc})_{\min}}{(q_{mc})_{\max}}$ ——两种流体水当量比。 (11-32)

当有一侧发生相变时, $(q_m c)_{\max} \rightarrow \infty \Rightarrow B = 0$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (11-33)$$

当两侧水当量相等时, $B = 1$

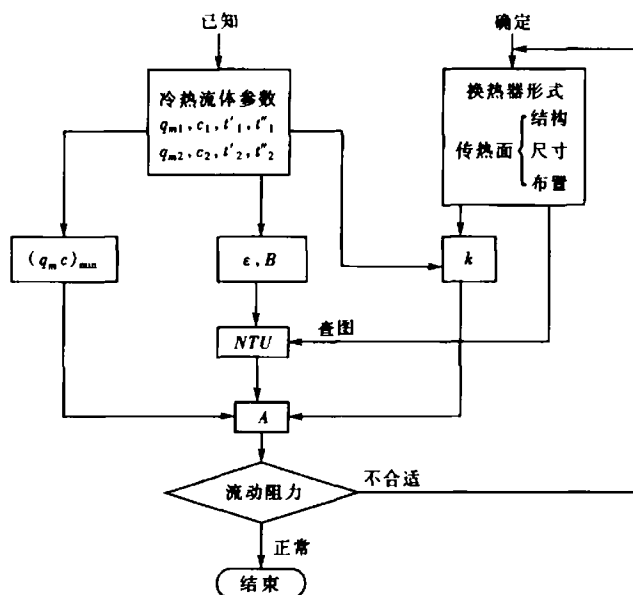
顺流
$$\varepsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU)] \quad (11-34)$$

逆流 (不定型 \rightarrow 分子分母同时对 B 求导)

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (11-35)$$

查参考文献 [1] 图 9-22 ~ 图 9-27 计算时要注意参变量的定义和适用的换热器形式。

(2) 设计计算 (与平均温压法相比, 由于不计及 ψ 的大小, 不能反映流动形式与逆流之间的差距)



(3) 校核计算 (参见下页流程图)

三、设计注意事项

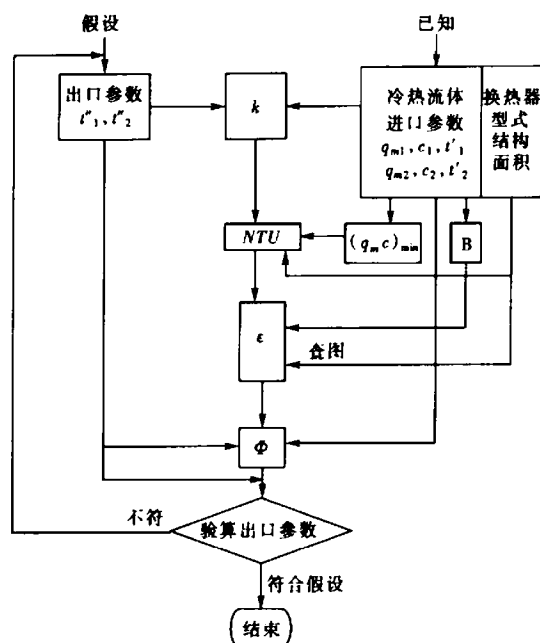
1. 传热量

$$\Phi = kA^{\uparrow} \Delta t_m \quad (\text{传热面积适当放大 (安全系数)})$$

2. 结构

(1) 合理的压降 (阻力), $u^{\uparrow} \Rightarrow \begin{cases} h^{\uparrow} \rightarrow k^{\uparrow} \rightarrow A^{\uparrow} \rightarrow \text{初投资}^{\uparrow} \\ \Delta P^{\uparrow} \rightarrow \text{运行费用}^{\uparrow} \end{cases}$

(2) 足够的强度 (安全) (压力容器 (设计许可、生产许可、试压、检漏));



(3) 先进的工艺（制造、维修、除垢、热变形、防堵、防腐）；

(4) 低廉的成本。

11.2.4 传热强化与削弱

一、目的

1. 强化

使换热器结构紧凑，重量轻→材料↓、空间↓

2. 削弱

降低能耗；减少对环境的热污染；改善劳动条件；防止局部超温。

二、方法

分析热阻构成——威尔逊图解法（参见参考文献 [1] P346 ~ P348）

1. 强化

(1) 增大传热温差

① 提高热源温度——控制燃烧条件、换热位置（高温区）。

② 降低冷源温度——寻求低温热源（如深井水），增加流量以降低温升。

③ 流程——尽量接近逆流。

(2) 减小传热总热阻

① 降低导热热阻——选择合适的材料和厚度，减少污垢（流程设计、清洗、吹灰）。

② 降低对流换热热阻

- 提高流速, 采用短管, 以减薄边界层;
- 螺旋管、波纹管、螺纹管、扰流子、机械振动、超声波以破坏边界层;
- 肋化, 以扩展传热面, 应注意防腐、防堵;
- 热管, 巧妙利用相变换热, 减少当量热阻; (常称热管为热超导元件, 根据工作温度分为中温、高温、低温, 其型式有重力式、吸液芯式、分离式等)
- 对于相变换热 (表面改性处理, 及时排除疏水、抽除不凝气体)。

③ 降低辐射换热热阻——增加表面黑度和辐射角系数

2. 削弱传热

- ① 选择导热系数低的材料进行保温, 保温材料的导热系数一般低于 $0.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 工业设备保温后的外壳温度应低于 50°C 。
- ② 采用真空夹层减小对流与导热传热。
- ③ 降低辐射传热的主要方法是采用遮热板和减小材料的表面黑度 (如: 铝箔)。
- ④ 增加保温层厚度 (初投资增加, 运行费用降低), 保冷时要注意外壁的防露。
- ⑤ 对于周期性运行设备, 要尽量减小其热容。

11.3 概念汇总

1. 热绝缘临界直径: $d_{cr} = 2\lambda/h$
2. 肋面总效率: $\eta_o = \frac{A_1 + A_2 \eta_f}{A_1 + A_2}$
3. 肋化系数: 加肋后的总表面积与未加肋时的表面积之比, 记为 β 。
4. 肋化目的: ①强化传热; ②降低壁温 (低温侧)。
5. 污垢系数: 单位面积的污垢热阻, $R_f = \frac{1}{k_f} - \frac{1}{k_o}$ 。
6. 传热平均温差: $\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$
7. 相同进出口温度条件下, $\Delta t_{m逆} > \Delta t_{m复杂} > \Delta t_{m顺}$ 。
8. 换热器效能: 流体实际最大温升与最大可能温升之比, 是传热单元数和水当量比的函数, $\epsilon = \frac{(t' - t'')_{\max}}{t'_1 - t'_2} = f(NTU, B)$ 。
9. 传热单元数: 表征换热能力大小的参数, $NTU = \frac{kA}{(q_m c)_{\min}}$ 。
10. 水当量比: 两种流体的热容比, $B = \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}$ 。
11. 强化传热的主要思路是增大传热温差, 减小总热阻。
12. 对周期性生产设备, 要减少其蓄热损失, 应设法降低热容。

11.4 思考题分析

11-1 所谓双侧强化管是指管内侧与管外侧均为强化换热表面的管子。设一双侧强化管用内径为 d_i ，外径为 d_o 的光管加工而成，试给出其总传热系数的表达式，并说明管内、外表面传热系数的计算面积。

答：由传热量公式

$$\Phi_1 = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h_i \pi d_i \beta_i \eta_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda} + \frac{1}{h_o \pi d_o \beta_o \eta_o}}$$

得以光管内表面为基准的传热系数

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i \beta_i \eta_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2\lambda} + \frac{d_i}{h_o d_o \beta_o \eta_o}}$$

管内表面传热系数的计算面积为 $\pi d_i \beta_i$

管外表面传热系数的计算面积为 $\pi d_o \beta_o$

11-2 在圆管外敷设保温层与在圆管外侧设置肋片从热阻分析的角度有什么异同？在什么情况下加保温层反而会强化其传热而加肋片反而会削弱其传热？

答：在圆管外敷设保温层和设置肋片都使表面换热热阻降低而导热热阻增加，而一般情况下保温使导热热阻增加较多，使换热热阻降低较少，使总热阻增加，起到削弱传热的效果；设置肋片使导热热阻增加较少，而换热热阻降低较多，使总热阻下降，起到强化传热的作用。但当外径小于临界直径时，增加保温层厚度反而会强化传热。理论上只有当肋化系数与肋面总效率的乘积小于1时，肋化才会削弱传热。

11-3 传热壁面为平壁时重新讨论上题中提出的问题。

答：传热壁面为平壁时，保温总是起削弱传热的作用，加肋是否起强化传热的作用还是取决于肋化系数与肋面总效率的乘积是否大于1。

11-4 对于 $q_{m1} c_1 > q_{m2} c_2$ ， $q_{m1} c_1 < q_{m2} c_2$ ， $q_{m1} c_1 = q_{m2} c_2$ 三种情形，画出顺流与逆流时冷、热流体温度沿流动方向的变化曲线，注意曲线的凹向与 q_{mc} 相对大小的关系。

答：定性绘制曲线时可使用如下简便方法：不管是冷流体还是热流体，也不管是逆流还是顺流，传热温差大的一端曲线斜率（绝对值）大。因为传热系数不变，相同面积下，温差大→传热量大→温度变化大。

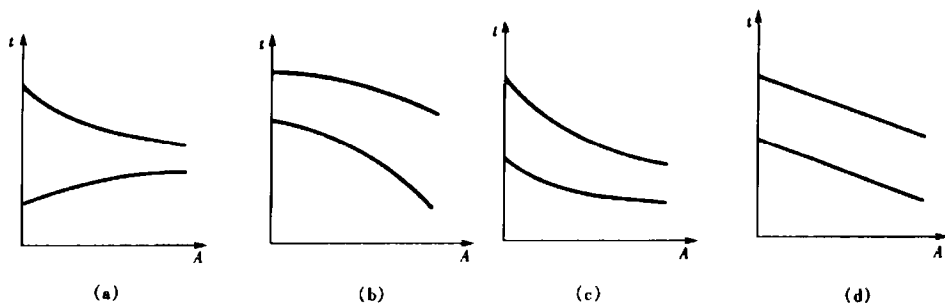
流体进出口温差与热容成反比（热容大的流体温度变化斜率相对小）。

温度曲线形状的理论分析如下（见思考题11-4图）：

(1) 顺流换热时（如图a）

$$\mu = \frac{1}{(q_{mc})_1} + \frac{1}{(q_{mc})_2} > 0$$

$$\frac{d^2 t_1}{dA_x^2} = \frac{k \Delta t'}{(q_{mc})_1} \mu k e^{-\mu k A_x} > 0 \text{ 热流体温度变化为凹形曲线}$$



思考题 11-4 图

$$\frac{d^2 t_2}{dA_x^2} = -\frac{k\Delta t'}{(q_m c)_2} \mu k e^{-\mu k A_x} < 0 \text{ 冷流体温度变化为凸形曲线}$$

(2) 逆流换热时

$$\mu = \frac{1}{(q_m c)_1} - \frac{1}{(q_m c)_2}$$

$$\frac{d^2 t_1}{dA_x^2} = \frac{k\Delta t'}{(q_m c)_1} \mu k e^{-\mu k A_x}, \quad \frac{d^2 t_2}{dA_x^2} = \frac{k\Delta t'}{(q_m c)_2} \mu k e^{-\mu k A_x}$$

当 $q_{m1}c_1 > q_{m2}c_2 \Rightarrow \mu < 0$, 两线皆为凸形曲线(如图 b);

当 $q_{m1}c_1 < q_{m2}c_2 \Rightarrow \mu > 0$, 两线皆为凹形曲线(如图 c);

当 $q_{m1}c_1 = q_{m2}c_2 \Rightarrow \mu = 0$, 两线为平行直线(如图 d)。

11-5 进行换热器热设计时所依据的基本方程是哪些? 有人认为传热单元数法不需要用到传热方程式, 你同意吗?

答: 换热器设计所依据的基本方程有

$$\Phi = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_2(t''_2 - t'_2) = kA\Delta t_m$$

传热单元数法将传热方程隐含在传热单元数和效能之中。

11-6 在传热单元数法中有否用到推导对数平均温差时所做的基本假设, 试以顺流换热器效能的计算式推导过程为例予以说明。

答: 传热单元数法中也用到了推导平均温差时的基本假设, 说明略(参见参考文献 [1] P334—335)。

11-7 什么叫换热器的设计计算, 什么叫校核计算?

答: 已知流体及换热参数, 设计一个新的换热器的过程叫做设计计算, 对已有的换热器, 根据流体参数计算其换热量和流体出口参数的过程叫做校核计算。

11-8 在进行换热器的校核计算时, 无论采用平均温差法还是采用传热单元数法都需要假设一种介质的出口温度, 为什么此时使用传热单元数法较为方便?

答: 用传热单元数法计算过程中, 出口温度对传热系数的影响是通过定性温度来体现的, 远没有对平均温差的影响大, 所以该法用于校核计算时容易得到收敛的计算结果。

11-9 试用简明的语言说明强化单相强制对流换热、核态沸腾及膜状凝结的基本思想。

答：无相变强制对流换热的强化思路是努力减薄边界层，强化流体的扰动与混合；核态沸腾换热的强化关键在于增加汽化核心数；膜状凝结换热强化措施是使液膜减薄和顺利排出凝结液。

11.5 典型习题分析

11-1 在一气—气套管式换热器中，中心圆管的内外表面都设置了肋片，试用下表所列符号导出管内流体与环形夹层中流体之间总传热系数的表达式。基管的导热系数为 λ 。

名 称	内表面	外表面	名 称	内表面	外表面
流 体 温 度	$t_{f,i}$	$t_{f,o}$	总传热面积	$A_{t,i}$	$A_{t,o}$
表面传热系数	h_i	h_o	肋效率	η_i	η_o
肋片部分面积	$A_{f,i}$	$A_{f,o}$	基管半径	r_i	r_o
基管面积	$A_{r,i}$	$A_{r,o}$			

解：由传热量公式，单位管长传热量

$$\begin{aligned}\Phi_1 &= \frac{\Delta t}{\frac{1}{h_i A_{r,i} + h_i A_{f,i} \eta_i} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_o A_{r,o} + h_o A_{f,o} \eta_o}} \\ &= \frac{t_{f,i} - t_{f,o}}{\frac{1}{h_i A_{t,i} \eta_{o,i}} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_o A_{t,o} \eta_{o,o}}}\end{aligned}\quad (1)$$

式中，内侧肋面总效率 $\eta_{o,i} = \frac{A_{r,i} + A_{f,i} \eta_i}{A_{t,i}}$

外侧肋面总效率 $\eta_{o,o} = \frac{A_{r,o} + A_{f,o} \eta_o}{A_{t,o}}$

对外侧总面积而言的传热系数 k ，则有

$$\Phi_1 = k A_{t,o} (t_{f,i} - t_{f,o}) \quad (2)$$

比较 (1) (2) 两式得

$$k = \frac{1}{\frac{A_{t,o}}{h_i A_{t,i} \eta_{o,i}} + \frac{A_{t,o}}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_o \eta_{o,o}}}$$

11-2 一卧式冷凝器采用外径为 25mm、壁厚为 1.5mm 的黄铜管换热表面。已知管外冷凝侧平均表面传热系数 $h_o = 5700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，管内水侧平均表面传热系数 $h_i = 4300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试计算下列两种情况下冷凝器按管子外表面积计算的总传热系数：

(1) 管子内外表面均是洁净的；

(2) 管内为海水，流速大于 1 m/s ，结水垢，平均温度小于 50°C ，蒸汽侧有油。

解： $1/h_o = 1/5700 = 1.7543 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$$\frac{1}{h_i} \cdot \frac{d_o}{d_i} = \frac{1}{4300} \cdot \frac{25}{22} = 2.643 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

由参考文献 [1] 表 9-1 查得

海水污垢系数 $R_{f,i} = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

蒸汽含油污垢系数 $R_{f,o} = 0.0002 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

黄铜的导热系数 $\lambda = 109 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$

(1) 管子内外表面均是洁净时的传热系数

$$\begin{aligned} k_o &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{d_o}{d_i}} \\ &= \frac{1}{1.7543 \times 10^{-4} + \frac{0.025}{2 \times 109} \ln \frac{25}{22} + 2.643 \times 10^{-4}} = 2200.9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

(2) 管子内外表面结污后的传热系数

$$k_{o,w} = \frac{1}{\frac{1}{k_o} + R_{f,o} + R_{f,i} \frac{d_o}{d_i}} = \frac{1}{\frac{1}{2200.9} + 0.0002 + 0.0001 \times \frac{25}{22}} = 1302.1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

11-3 已知 $t'_1 = 300^\circ\text{C}$, $t''_1 = 210^\circ\text{C}$, $t'_2 = 100^\circ\text{C}$, $t''_2 = 200^\circ\text{C}$, 试计算下列流动布置时的对数平均温差:

- (1) 逆流布置;
- (2) 一次交叉, 两种流体均不混合;
- (3) 1—2 型壳管式, 热流体在壳侧;
- (4) 2—4 型壳管式, 热流体在壳侧;
- (5) 顺流布置。

解:

$$(1) \quad t_1 = t''_1 - t_2 = 210 - 100 = 110^\circ\text{C}$$

$$t_r = t_1 - t'_2 = 300 - 200 = 100^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_r}{\ln \frac{t_1}{t_r}} = \frac{110 - 100}{\ln \frac{110}{100}} = 104.9^\circ\text{C}$$

$$(2) \quad P = \frac{t'_2 - t_2}{t_1 - t_2} = \frac{200 - 100}{300 - 100} = 0.5$$

$$R = \frac{t_1 - t'_1}{t'_2 - t_2} = \frac{300 - 210}{200 - 100} = 0.9$$

由参考文献 [1] 图 9-17 查得 $\psi = 0.92$

$$\Delta t_m = 104.9 \times 0.92 = 96.5^\circ\text{C}$$

(3) 由参考文献 [1] 图 9-15 查得 $\psi = 0.85$

$$\Delta t_m = 104.9 \times 0.85 = 89.2^\circ\text{C}$$

(4) 由参考文献 [1] 图 9-16 查得 $\psi = 0.97$

$$\Delta t_m = 104.9 \times 0.97 = 101.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$(5) \quad t_1 = t_1' - t_2 = 300 - 100 = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_r = t_1'' - t_2' = 210 - 200 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_r}{\ln \frac{t_1}{t_r}} = \frac{200 - 10}{\ln \frac{200}{10}} = 63.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

分析与思考：换热面的不同布置形式，所得平均传热温压不同，本题计算结果的相对大小反映了不同换热器结构传热能力的差别。

11-4 有一台 1-2 型壳管式换热器用来冷却 11 号润滑油。冷却水在管内流动， $t_2' = 20^{\circ}\text{C}$ ， $t_2'' = 50^{\circ}\text{C}$ ，流量为 3 kg/s ；热油的进出口温度为 $t_1' = 100^{\circ}\text{C}$ ， $t_1'' = 60^{\circ}\text{C}$ ，传热系数 $k = 350 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试计算：①油的流量；②所传递的热量；③所需的传热面积。

解：(1) 查得润滑油及水的比热分别为 $c_1 = 2148 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ $c_2 = 4174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$\text{则} \quad q_{m1} = \frac{q_{m2} c_2 \Delta t_2}{c_1 \Delta t_1} = \frac{3 \times 4174 \times (50 - 20)}{2148 \times (100 - 60)} = 4.37 \text{ kg/s}$$

$$(2) \quad \Phi = q_{m2} c_2 \Delta t_2 = 3 \times 4174 \times (50 - 20) = 375.66 \text{ kW}$$

$$(3) \quad t_1 = t_1'' - t_2 = 60 - 20 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_r = t_1 - t_2' = 100 - 50 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_r}{\ln \frac{t_1}{t_r}} = \frac{40 - 50}{\ln \frac{40}{50}} = 44.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{50 - 20}{100 - 60} = 0.375$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{100 - 60}{50 - 20} = 1.333$$

$$PR = 1.333 \times 0.375 = 0.5$$

$$1/R = 1/1.333 = 0.75$$

由参考文献 [1] 图 9-15 查得 $\phi = 0.9$

$$\Delta t_m = 44.8 \times 0.9 = 40.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$A = \frac{\Phi}{k \Delta t_m} = \frac{375.66 \times 10^3}{350 \times 40.32} = 26.62 \text{ m}^2$$

11-5 一个壳侧为一程的壳管式换热器用来冷凝 7335 Pa 的饱和水蒸气，要求每小时内凝结 18 kg 蒸汽。进入换热器的冷却水的温度为 25°C ，离开时为 35°C 。设传热系数 $k = 1800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，所需的传热面积是多少？

解：由水的饱和压力查得 $t_s = 39.87^{\circ}\text{C}$ ， $r = 2407.3 \text{ kJ/kg}$

$$\Phi = q_m \cdot r = 18 \times 2407.3 \times 10^3 / 3600 = 12036.5 \text{ W}$$

$$t_1 = t_s - t_2' = 39.87 - 25 = 14.87 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_r = t_s - t_2'' = 39.87 - 35 = 4.87 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_r}{\ln \frac{t_1}{t_r}} = \frac{14.87 - 4.87}{\ln \frac{14.87}{4.87}} = 8.96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{\Phi}{k \Delta t_m} = \frac{12036.5}{1800 \times 8.96} = 0.74 \text{ m}^2$$

11-6 压力为 $1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的饱和水蒸气在卧式壳管式冷凝器的壳侧凝结。经过处理的循环水在外径为 20mm、厚为 1mm 的黄铜管内流过，流速为 1.4m/s，其温度由进口处的 56°C 升高到出口处的 94°C 。黄铜管成叉排布置，在每一竖直排上平均布置 9 根。冷却水在管内的流动为两个流程，管内已积水垢。试确定所需的管长、管子数及冷却水量。 $\Phi = 1.2 \times 10^7 \text{ W}$ 。

解：(1) 平均传热温差

由冷凝压力查得饱和蒸汽温度为 111.32°C ，则

$$\Delta t_m = \frac{94 - 56}{\ln \frac{111.32 - 56}{111.32 - 94}} = 32.72^\circ\text{C}$$

(2) 管外凝结换热系数

设管外壁温度 $t_w = 105^\circ\text{C}$ ，则 $t_m = (111.32 + 105) / 2 = 108.2^\circ\text{C}$

查得凝结水物性参数

$$\rho_l = 952.3 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_l = 0.685 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

$$\eta = 263.2 \times 10^{-6} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$$

$$r = 2235 \text{ kJ/kg}$$

对于水平管外凝结换热，表面传热系数

$$\begin{aligned} h_o &= 0.729 \left[\frac{gr \rho_l^2 \lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w) \cdot n} \right]^{1/4} \\ &= 0.729 \times \left[\frac{9.8 \times 2235 \times 10^3 \times 952.3^2 \times 0.685^3}{263.2 \times 10^{-6} \times 0.02 (111.32 - 105) \times 9} \right]^{1/4} \\ &= 8809 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

(3) 管内换热系数

$$t_f = (56 + 94) / 2 = 75^\circ\text{C}$$

查得水物性参数

$$\lambda = 0.671 \text{ W/(m} \cdot ^\circ\text{C)} \quad \nu = 0.39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr = 2.38$$

对于管内对流换热，表面传热系数

$$\begin{aligned} h_i &= 0.023 \frac{\lambda}{d} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \\ &= 0.023 \times \frac{0.671}{0.018} \times \left(\frac{1.4 \times 0.018}{0.39 \times 10^{-6}} \right)^{0.8} \times 2.38^{0.4} = 8552 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

(4) 热阻

查参考文献 [1] 表 9-1：蒸汽侧污垢热阻 $r_o = 0.0001$

水侧污垢热阻 $r_i = 0.0002$ 管壁热阻 (黄铜 $\lambda = 131 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)

$$\frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{0.02}{2 \times 131} \times \ln \frac{0.02}{0.018} = 8 \times 10^{-6}$$

(5) 传热系数

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + r_o + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{d_1} \left(\frac{1}{h_i} + r_i \right)}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8809} + 0.0001 + 8 \times 10^{-6} + \frac{20}{18} \times \left(\frac{1}{8552} + 0.0002 \right)}$$

$$= 1743 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

由传热方程: $q_1 = k \Delta t_m = 1743 \times 32.72 = 57030 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 由凝结换热: $q_2 = h_o \Delta t = 8809 \times (111.32 - 105) = 55673 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ q_1 与 q_2 仅相差 2%, 上述计算有效。

(6) 传热面积

$$A = \Phi / (k \Delta t_m) = 1.2 \times 10^7 / (1743 \times 32.72) = 210 \text{ m}^2$$

(7) 冷却水量

水的比热: $c_p = 4191 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$q_{m2} = \frac{\Phi}{c_p(t''_2 - t'_2)} = \frac{1.2 \times 10^7}{4191 \times (94 - 56)} = 75.35 \text{ kg/s}$$

(8) 流动截面:

水的密度 $\rho = 974.8 \text{ kg/m}^3$

$$A_1 = \frac{q_{m2}}{\rho \cdot u} = \frac{75.35}{974.8 \times 1.4} = 5.52 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

单程管数

$$n = \frac{4A_1}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \times 5.52 \times 10^{-2}}{3.1416 \times 0.018^2} = 216.9 \approx 217$$

两个流程共需管子 434 根。

管子长度

$$l = \frac{A}{2n \cdot \pi d} = \frac{210}{434 \times 3.1416 \times 0.02} = 7.7 \text{ m}$$

11-7 在一台逆流式水—水换热器中, $t'_1 = 87.5^\circ\text{C}$, $t'_2 = 32^\circ\text{C}$, $q_{m1} = 9000 \text{ kg/h}$, $q_{m2} = 13500 \text{ kg/h}$, $k = 1740 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $A = 3.75 \text{ m}^2$ 。试确定热水的出口温度。

解: 设冷、热水平均温度分别为 40°C 和 75°C , 则可查得

$$c_{p1} = 4191 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad c_{p2} = 4174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$B = \frac{(q_{mc})_1}{(q_{mc})_2} = \frac{9000 \times 4191}{13500 \times 4174} = 0.6694$$

$$NTU = \frac{kA}{(q_{mc})_{\min}} = \frac{1740 \times 3.75}{9000 \times 4191/3600} = 0.623$$

由 $\epsilon - NTU$ 法, 逆流换热器的效能为

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU\}[1 - B]\}}{1 - B\exp\{-NTU\}[1 - B]\}} = \frac{1 - e^{-0.623(1-0.6694)}}{1 - 0.6694e^{-0.623(1-0.6694)}} = 0.409$$

又

$$\epsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}$$

$$\Rightarrow t''_1 = t'_1 - \epsilon \cdot (t'_1 - t'_2) = 87.5 - 0.409 \times (87.5 - 32) = 64.8^\circ\text{C}$$

平均温度验算:

$$t_{1m} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{87.5 + 64.8}{2} = 76.15^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{(q_{mc})_1}{(q_{mc})_2} \Rightarrow \Delta t_2 = 0.6694 \times (87.5 - 64.8) = 15.20^\circ\text{C}$$

$$t_{2m} = t'_2 + \frac{\Delta t_2}{2} = 32 + 15.2/2 = 39.60^\circ\text{C}$$

冷热流体平均温度与原设定相差很小, 计算结果有效。

答: 热水出口温度为 64.8°C 。

11-8 欲采用套管式换热器使热水与冷水进行热交换, 并给出 $t'_1 = 200^\circ\text{C}$, $q_{m1} = 0.0144\text{kg/s}$, $t'_2 = 35^\circ\text{C}$, $q_{m2} = 0.0233\text{kg/s}$ 。取总传热系数 $k = 980\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $A = 0.25\text{m}^2$, 试确定采用顺流与逆流两种布置时换热器所交换的热量、冷却水出口温度及换热器的效能。

解: (1) 顺流换热

设冷热水出口时平均温度分别为 65°C 和 150°C 。查表得: 热水 $c_{p1} = 4313\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 冷水 $c_{p2} = 4183\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$\text{水当量比} \quad B = \frac{(q_{mc})_1}{(q_{mc})_2} = \frac{0.0144 \times 4313}{0.0233 \times 4183} = 0.637$$

$$NTU = \frac{kA}{(q_{mc})_{\min}} = \frac{980 \times 0.25}{0.0144 \times 4313} = 3.945$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + B)]}{1 + B} = \frac{1 - \exp[-3.945 \times (1 + 0.637)]}{1 + 0.637} = 0.610$$

又

$$\epsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}$$

$$\Rightarrow t''_1 = t'_1 - \epsilon(t'_1 - t'_2) = 200 - 0.610 \times (200 - 35) = 99.4^\circ\text{C}$$

平均温度验算:

$$t_{1m} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{200 + 99.4}{2} = 149.7^\circ\text{C}$$

$$t''_2 = B(t'_1 - t''_1) + t'_2 = 0.637 \times (200 - 99.4) + 35 = 99^\circ\text{C}$$

$$t_{2m} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{35 + 99}{2} = 67^\circ\text{C}$$

与假设值相符合, 所以计算有效。

$$\Phi = q_{m1} c_{p1} \Delta t_1 = 0.0144 \times 4313 \times (200 - 99.4) = 6248\text{W}$$

(2) 逆流换热

设冷热水的平均温度分别为 80°C 和 125°C 。查表得 $c_{p1} = 4258\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ $c_{p2} = 4195\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$\text{水当量比} \quad B = \frac{(q_m c)_1}{(q_m c)_2} = \frac{0.0144 \times 4258}{0.0233 \times 4195} = 0.628$$

$$NTU = \frac{kA}{(q_m c)_{\min}} = \frac{980 \times 0.25}{0.0144 \times 4258} = 3.99$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-3.99 \times (1 - 0.628)]}{1 - 0.628 \times \exp[-3.99 \times (1 - 0.628)]} = 0.9$$

$$\text{又} \quad \epsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} \Rightarrow t''_1 = t'_1 - \epsilon(t'_1 - t'_2) = 200 - 0.9 \times (200 - 35) = 51.5^\circ\text{C}$$

平均温度验算:

$$t_{1m} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{200 + 51.5}{2} = 125.8^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{(q_m c)_1}{(q_m c)_2} = B \Rightarrow \Delta t_2 = 0.628 \times (200 - 51.5) = 93.3^\circ\text{C}$$

$$t_{2m} = t_2 + \Delta t_2/2 = 35 + 93.3/2 = 81.7^\circ\text{C}$$

与假设相差不大, 计算有效。

$$t''_2 = \Delta t_2 + t'_2 = 93.3 + 35 = 128.3^\circ\text{C}$$

$$\Phi = q_{m2} c_2 \Delta t_2 = 0.0233 \times 4195 \times 93.3 = 9119\text{W}$$

分析与思考: 计算结果表明, 逆流布置比顺流布置的换热能力要大得多。

11-9 一蒸汽管道的保温层外包了油毛毡, 表面温度为 330K , 外径为 0.22m 。该管道水平地穿过室温为 22°C 的房间, 在房内长度为 6m 。试计算蒸汽管道在该房间内的总散热量。

$$\text{解: 定性温度} \quad t_m = \frac{330 - 273 + 22}{2} = 39.5^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 0.0276\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

查得空气物性值

$$\nu = 16.96 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.699$$

$$Gr = \frac{g \alpha \Delta t d^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times \frac{1}{273 + 39.5} \times (330 - 295) \times 0.22^3}{(16.96 \times 10^{-6})^2} = 4.057 \times 10^7$$

$$(Gr \cdot Pr)_m = 4.057 \times 10^7 \times 0.699 = 2.836 \times 10^7$$

由参考文献 [1] 表 5-12 查得 $c = 0.48$ $n = 0.25$

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)_m^n = 0.48 \times (2.836 \times 10^7)^{0.25} = 35.03$$

$$h = \frac{\lambda}{d} \cdot Nu = \frac{0.0276}{0.22} \times 35.03 = 4.39\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

自然对流散热量

$$\Phi_c = hA\Delta t = 4.39 \times 3.1416 \times 0.22 \times 6 \times 35 = 637.8\text{W}$$

辐射换热

$$\begin{aligned}\Phi_r &= \varepsilon \sigma_0 A (t_1^4 - t_2^4) \\ &= 0.93 \times 5.67 \times 10^{-8} \times 3.1416 \times 0.22 \times 6 \times (330^4 - 295^4) = 937 \text{ W}\end{aligned}$$

式中：查参考文献 [1] 表 7-2 得 $\varepsilon = 0.93$

总散热量 $\Phi = \Phi_c + \Phi_r = 637.8 + 937 = 1574.8 \text{ W}$

分析与思考：本题中管道表面温度约 60°C ，不符合国标《合理用热导则》的要求。在此表面温度下的辐射散热量已超过自热对流换热的散热量。

原书缺页

式中负号表示通量与浓度变化率方向相反。

或
$$M_A = -D_{AB} \frac{d\rho_A}{dy} \quad (12-2)$$

二、等摩尔逆向扩散

对于气体:

$$C_i = \frac{n_i}{V} = \frac{P_i}{RT} \quad \rho_i = \frac{M_i}{V} = \frac{P_i}{R_i T} \quad (12-3,4)$$

对于两组分体系:

$$N_A = -\frac{D_{AB}}{RT} \frac{dP_A}{dy} \quad N_B = -\frac{D_{BA}}{RT} \frac{dP_B}{dy} \quad (12-5,6)$$

或

$$M_A = -\frac{D_{AB}}{R_A T} \frac{dP_A}{dy} \quad M_B = -\frac{D_{BA}}{R_B T} \frac{dP_B}{dy} \quad (12-7,8)$$

又, 系统总压不变, $P = P_A + P_B = \text{常数}$

$$\frac{dP_A}{dy} + \frac{dP_B}{dy} = 0 \quad (12-9)$$

(A、B两组分浓度梯度: 大小相等, 方向相反。)

$$N_A = -N_B \quad (12-10)$$

(如果 $N_A \neq -N_B$, 系统将发生整体迁移, 相对于运动着的系统坐标, 还是存在 $N_A = -N_B$, 而系统的整体运动不属于扩散现象。)

故得
$$D_{AB} = D_{BA} = D \quad (12-11)$$

(D 为组分及其温度和压力的函数)

由斐克定律积分可得

$$N_A = \frac{D}{RT} \cdot \frac{P_{A1} - P_{A2}}{\Delta y} = \frac{D}{\Delta y} (C_{A1} - C_{A2}) \quad (12-12)$$

或

$$M_A = \frac{D}{R_A T} \cdot \frac{P_{A1} - P_{A2}}{\Delta y} = \frac{D}{\Delta y} (\rho_{A1} - \rho_{A2}) \quad (12-13)$$

三、单向扩散 (一组分通过另一停滞组分的扩散)

(参见参考文献 [1] P385 ~ P387)

四、质扩散率

单位浓度梯度作用下的质流通量, 表征物质扩散能力的大小。

由分子运动理论, 对于气相物质, 当已知温度 T_0 、压力 P_0 下的扩散系数 D_0 时, 温度 T 、压力 P 下的扩散系数可按式估计:

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \frac{P_0}{P} \quad (12-14)$$

参考文献 [1] 附录 15 给出了一些数据可供参考。

12.2.3 对流传质及传质系数

流体与相界面的质量交换公式 (类似于传热中的牛顿冷却公式)

$$N_A = h_m (C_{A,w} - C_{A,f}) \quad \text{或} \quad M_A = h_m (\rho_{A,w} - \rho_{A,f}) \quad (12-15,16)$$

与传热类比, 表面传质系数 $h_m = f(u, l, \eta, p, \dots)$

原则性准则方程

$$sh = f(Re, Sc) \quad (12-17)$$

式中 $sh = \frac{h_m l}{D}$ ——薛伍德准则, 是实际传质能力与扩散传质能力的对比参数, 类似于对流换热中的 Nu 数;

$Sc = \frac{\nu}{D}$ ——施密特准则, 是动量扩散率与质量扩散率的对比参数, 类似于对流换热中的 Pr 数。

管槽内对流传质关联式 $sh = 0.023 Re^{0.83} Sc^{0.44} \quad (12-18)$

应用范围: $Re = 2000 \sim 35000$ $Sc = 0.6 \sim 2.5$

特性尺度: 管内径 d 特征流速: 气流相对于管子的流速

由热质类比得 $\frac{h}{h_m} = \rho c_p Le^{1-n} \quad n = 0.33 \sim 0.4 \quad (12-19)$

式中 $Le = \frac{a}{D}$ ——路易斯准则, 是热扩散率与质扩散率的对比参数。

12.3 概念汇总

1. 质量传递: 物质由高浓度向低浓度区域转移的过程。

2. 斐克定律: 扩散通量正比于浓度变化率 $N_A = -D_{AB} \frac{dC_A}{dy}$

3. 质扩散率: 单位浓度梯度作用下的质流通量, 表征物质扩散能力的大小。

4. 扩散传质: 静止或层流流动的流体, 依靠分子微观运动产生质量转移的现象。

5. 对流传质: 流体流过一个相界面时, 由于流体微团的对流和掺混作用而产生的质量转移现象。

6. 浓度边界层: $\begin{cases} y=0, \dots, C_A = C_{A,\infty} \\ y=\delta_c, \dots, C_A = 0.99 C_{A,0} \end{cases}$

7. 对流传质的原则性准则方程: $Sh = f(Re, Sc)$

8. 薛伍德准则: 流体实际传质能力与扩散传质能力之比 $Sh = \frac{h_m l}{D}$ 。

9. 施密特准则: 动量扩散率与质量扩散率之比 $Sc = \frac{\nu}{D}$ 。

10. 管槽内对流传质关联式: $Sh = 0.023 Re^{0.83} Sc^{0.44}$

11. 路易斯准则: 热扩散率与质扩散率之比 $Le = \frac{a}{D}$ 。

附录 A 复习思考题

1. 热辐射、导热和对流换热各有哪些特点?
2. 试述导热系数、对流换热系数、传热系数的物理意义。这三个系数都是物性参数吗?为什么?
3. 试说明物体内的等温线为何不能相交?热流线能否相交?
4. 有一正圆台的四周绝热,顶面温度高于底面,试作出定性等温面与热流线。
5. 如何从微分方程式得出差分方程式?有哪几种差分形式?
6. 什么是单值性条件?一般包括哪几方面?
7. 请你列出传热学所用准则数的定义式,并说明其物理涵义。
8. 一台锅炉炉墙刚刚检修完之后,开始升炉烧火,有经验的锅炉工人一定会慢慢升火,否则会出现什么问题?为什么?
9. 保温瓶的真空夹层玻璃表面为什么要镀银?哪些因素会影响其保温效果?保温瓶中开水是装满的保温效果好还是未装满时的保温效果好?
10. 一条暴露在大气中的热管道与外界通过哪些方式进行传热?
11. 流体流过管内,介质分别为空气、水、高温烟气,在管壁与流体的传热中,各存在哪些传热方式?
12. 内径相同时,同种材料的厚壁管是否一定比薄壁管的热损失小,试举例说明。
13. 为什么可以用电场模拟温度场?这样做有何好处?
14. 设冬天室内温度为 T_1 ,室外温度为 T_2 ,试针对下列情况画出从室内经砖墙到室外的温度分布示意曲线:
 - (1) 室外平静无风;
 - (2) 室外刮大风,冷空气以较大流速吹过砖墙表面;
 - (3) 如果再考虑砖墙与周围环境之间还有辐射换热,则温度分布将如何变动?为什么?
15. 在夏天,室内保持 20°C 的室温,穿短裤、凉鞋和衬衫也感到舒服,而到冬天,室内保持同样温度,这时人们穿厚的运动衫才能感到舒服。试说明其原因。
16. 写出固体导热微分方程式,在推导该方程式时作了哪些假设?
17. 说明一维稳定导热与肋片的稳定导热有何区别?
18. 说明下列各式所描述的物理现象:
 - (1) $\nabla^2 T = 0$;
 - (2) $\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} + \dot{\phi} = 0$;
 - (3) $\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$

19. 试说明固体导热第三类边界条件式 $h(T_w - T_f) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n}\bigg|_w$ 中各项的含义, 并说明在什么情况下, 第三类边界条件可变为第一类边界条件。

20. 试比较一维稳态导热和一维非稳态导热的差分方程式。非稳态导热和稳态导热的差分方程式的求解有何区别?

21. 试述非稳态导热差分方程式的稳定性判据。

22. 试用方程分析的方法, 从一维非稳态(无限大平壁)导热微分方程式和单值性条件导出包括 Fo 和 Bi 的准则函数形式的解。

23. 试证一维肋片内部节点 i 的节点方程式为

$$(T_{i-1} + T_{i+1}) - \left(\frac{hP}{\lambda A} \Delta x^2 + 2\right) T_i + \frac{hP}{\lambda A} \Delta x^2 T_f = 0$$

24. 试证绝热边界面上节点 (i, j) 的节点方程式为

$$T_{i,j+1} + T_{i,j-1} + 2T_{i-1,j} - 4T_{i,j} = 0$$

25. 平板、圆管、圆球及翅片各在什么情况下可以按一维稳态导热计算?

26. 一个导热问题的数学模型应包含哪些内容? 求解导热问题可采用哪些方法?

27. 分析求解二维稳态导热问题应该有几个独立的边界条件? 为什么?

28. 在推导圆筒壁稳定导热的计算式时作了哪些假设? 为什么在运用傅里叶定律中不用热流密度来表示?

29. 某热力管道采用两种不同材料的组合保温层, 两层厚度相等, 第二层的算术平均直径两倍于第一层的算术平均直径, 而第二层材料的导热系数仅为第一层材料的一半。如果把两层材料相互调换, 其他情况不变, 问每米长管道热损失将如何变化?

30. 一厚度为 δ 的无限大平板, 其导热系数 λ 不变, 平板内具有均匀内热源 $\dot{\phi}$, 平板一侧绝热, 另一侧与温度为 T_f 的流体对流换热, 换热系数为 h , 试写出这一稳定导热过程的完整数学描述。

31. 一直径为 d , 长度为 L 且远大于直径的金属裸导线, 已知金属的导热系数 λ , 电阻率 ρ , 导线与空气之间的对流换热系数为 h , 空气的温度 T_f , 导线通过电流为 I , 试写出金属导线的一维稳态导热微分方程式。

32. 为什么金属的导热系数较非金属的高? 它的数值受哪些因素的影响?

33. 一般情况下, 非金属晶体、非晶体和有机固体的导热系数谁大谁小?

34. 写出一般情况下气体、液体、非金属固体和金属的导热系数大致范围。

35. 说明气体的导热机理, 分析气体导热系数受哪些因素影响? 试简要说明气体导热系数较液体和固体小的原因。

36. 说明为什么受潮的砖比干燥的砖的导热系数大?

37. 为什么多层平壁中温度分布曲线不是一条连续的直线而是一条折线? 其折线的斜率大小与 λ 有何关系?

38. 何谓导温系数? 写出它的定义式, 影响物体内温度变化速率的因素是什么?

39. “一般情况下, 物体的 λ 愈大, α 亦愈大, 因此, 常温下水的 λ 大于空气的 λ , 则导

温系数 α 也是水的大于空气的”，这话对否？

40. 若 $\lambda = \lambda_0 (1 + bT)$ ，试就 b 的正负情况分析单层平壁内的温度变化曲线。

41. 试比较有内热源与无内热源大平板稳定导热时的温度分布。

42. 有一厚为 δ 的无限大平壁，两侧保持 T_{w1} 和 T_{w2} 的壁温，内有均布的内热源，且平壁材料的导热系数不变，导热过程稳定，求：

(1) 当 $T_{w1} = T_{w2}$ 时，平壁内的温度分布定性曲线；

(2) 当 $T_{w1} > T_{w2}$ 时，平壁内的温度分布定性曲线。

43. 圆筒壁稳定导热，其温度梯度是如何变化的？为什么？

44. 什么叫肋片？试述肋效率的定义及作用。

45. 肋片的作用何在？什么条件下肋片的计算可简化为端面绝热的情况？

46. 什么是接触热阻？试从物理机理上说明影响接触热阻的诸因素，并提出减少接触热阻的措施。

47. 为降低安装在套管内的温度计的测量误差，可采取哪些措施？

48. 何谓时间常数？它的物理意义是什么？它在测温技术上有何作用？

49. 如何确定物体为“集总热容体”？有何特点？实际问题在什么条件下可作如此简化？

50. 一维非稳态导热的数学分析解可表示成哪些无因次量之间的函数关系式？

51. 怎样根据诺谟图求解恒温介质第三类边界条件下的不稳定温度场？

52. 针对 $Bi \sim 0$ 、 $Bi \sim \infty$ 、 $0 < Bi < \infty$ 三种情况画出无限大平壁在恒温冷却介质中的温度分布变化曲线。

53. 在非稳态导热分析中，平板内温度分布曲线都画成凹形，最后趋于一直线，试问这些温度曲线可否是凸形的（它们最后也可趋于一直线），为什么？设材料的导热系数不变。

54. 设有一根长为 L 的棒，初始温度是均匀的 T_0 ，现使其两端各维持在恒定的温度 T_1 ($x=0$ 处) 及 T_2 ($x=L$ 处)，并设 $T_2 > T_1 > T_0$ ，棒四周保持为绝热，试画出棒中温度分布随时间而变化的示意性曲线，并画出最终的温度分布曲线。

55. “集总热容系统”的数学描述可表示为

$$\begin{cases} \frac{d\theta}{d\tau} + \frac{hA}{\rho c V} \theta = 0 \\ \tau = 0, \theta = \theta_0 \end{cases}$$

请问单值性条件中为何没有边界条件？

56. 何为正规热状况阶段？这一阶段有何特点？

57. 一内热阻很小的物体 ($Bi < 0.1$)，物体初始温度为 T_0 ，突然放到温度为 T_f 的介质中冷却，已知 τ_1 时刻温度被冷却到 T_1 ，试求该物体温度随时间变化的关系。

58. 冬天太阳照在冰冻的河面上，太阳对地面的辐射热通量为 630 W/m^2 ，河面冰层对太阳光的吸收率为 0.5，冰层很厚，初始温度为 -15°C ，试问太阳照射多久后冰层表面开始融化？

59. 一半径为 R 的实心球，初始温度为 T_0 ，突然将其放入温度恒定为 T_f 的液体中冷却，已知球的物性参数 λ 、 ρ 、 c 和球壁表面的换热系数 h ，试写出描述球体冷却过程的数学表达

式。

60. 流动产生的原因分为哪几类？各有什么特征？
61. 为什么流体与壁面间的对流换热量能够用导热的傅里叶定律来计算？
62. 何谓对流换热微分方程式？说明它的物理意义。它与导热问题的第三类边界条件有何区别？
63. 影响对流换热的因素有哪些？
64. 支配对流换热的基本物理定律有哪些？
65. 说明能量微分方程和动量微分方程各项的物理意义。
66. 描述对流换热的微分方程组有哪些？能否增减？它们分别是由哪些定律导出的？
67. 求解对流换热问题有哪几种方法？各有何特点？
68. 如何推导边界层动量积分方程及能量积分方程？需作哪些假设？
69. 简化边界层内的动量微分方程和能量微分方程的主要依据是什么？
70. 在强制对流中，自然对流因素的影响在横管、竖管、流体被加热、流体被冷却的情况下各有什么不同？什么情况下必须考虑自然对流的影响？
71. 为什么热量传递与动量传递过程类似，雷诺比拟适用于什么条件？
72. 什么是速度边界层？什么是热边界层？何谓速度边界层厚度？何谓热边界层厚度？
73. 既然不论何种流态，贴近壁面处的传热总是以导热方式进行，为什么还要区分层流和紊流？
74. 层流边界层和紊流边界层中热量传递有何区别？
75. 增加流体的速度为什么对对流换热有利？在相同的流体温度和壁面温度下，为什么紊流时的对流换热强度大于层流时的换热强度？
76. 液体在管内紊流流动换热，分成液体被加热或被冷却两种情况，设两种情况下管径、流体种类、平均温度和流速均相同，试分析它的对流换热系数是否相同？解释所得结论。若改为气体，情况又将怎样呢？
77. 为什么边界层内流动情况对换热系数有重要影响？对流换热中，流体内哪一部分温度梯度最大？为什么？
78. 为什么边界层的厚度沿流动方向愈来愈厚？为什么湍流边界层增长得比层流边界层快？边界层厚度受哪些因素的影响？
79. 流体在管内强迫对流换热时，温度分布如何发展？
80. 管壁粗糙度对换热有何影响？
81. 为什么在传热过程中， Pr 大的流体换热能力对壁面粗糙度比较敏感？
82. 为什么流体横流向过管外时，冲击角 $\phi < 90^\circ$ 比 $\phi > 90^\circ$ 时的 α 为小？
83. 垂直管内流体被加热时向上或向下流动，自然对流对速度场的影响如何？试作速度场变形示意图。
84. 何谓物理现象相似？两物理现象相似的条件是什么？
85. 何谓已定准则？何谓待定准则？稳态对流换热现象中，哪些是已定准则？哪个为待定准则？

86. 何谓特性尺度? 何谓定性温度? 何谓特征流速? 一般定性温度有哪些取法?

87. 请写出旺盛紊流时对流传热的原则性准则方程式。

88. 请写出大空间自然对流传热的原则性准则方程式。

89. 已知对于流体受迫定温运动, 做阻力实验时, 准则关系式为 $Eu = f(Re)$, 式中 $Eu = \Delta P / (\rho u^2)$ 称为欧拉准则, ΔP 是流体流动阻力, 而对于强制对流换热和大空间自然对流换热, 准则关系式分别为 $Nu = f(Re, Pr)$ 和 $Nu = f(Gr, Pr)$ 。设三台大型设备中分别发生上述三种物理现象, 现拟用三台缩小的模型进行实验研究, 目的是根据实验结果分别估算实物的流动阻力、强制及自然对流换热系数, 实物中的工质都是水, 问进行该模化实验时, 模型中的流体可否选用空气? 为什么?

90. 采用模型研究大型设备中流体内强制对流换热问题, 模型尺寸为原物的 1/5, 两者所用流体种类相同, 流体平均温度也相同, 在选择流体速度时考虑了四种方案: ①模型流速为实物的 1/5; ②两者相等; ③模型流速为实物的 5 倍; ④模型流速是实物的 25 倍。问哪一种方案正确?

91. 液体在管内紊流流动换热, 如管径缩小一半, 保持容积流量不变, 流体平均温度也不变, h 是否变化? 如果变化, 变化多少? 又问当管径扩大一倍, 对上述两个问题都能作出肯定回答吗?

92. 如果在模型试验中, 用空气作试验介质, 已知小圆管内受迫运动的换热准则关系式为 $Nu = CRe^{0.8}$, 若推广到原型中, 流体介质和温度情况与模型相同, 原型尺寸为模型的 16 倍, 试问在原型中的流速与模型中的流速是何种关系时两现象相似? 此时原型与模型的换热系数又是何种关系?

93. 根据实验数据综合的准则方程式, 在何种情况下能推广应用于同一类现象?

94. 将实验数据整理成无因次数之间的关系式有什么好处?

95. 使用实验关联式必须注意的事项是什么? 为什么有这些限制?

96. 用相似分析法从动量微分方程式导出 Re 准则数, 从能量微分方程式导出 Pr , 从对流换热微分方程式导出 Nu 。

97. 有两根管子, a 管内径 16mm, b 管内径 30mm, 当流过同一流体时, a 管内流量是 b 管内流量的两倍, 已知两管内温度场完全相同, 问管内流动状态是否相似? 如不相似, 在流量上采取什么措施才能相似?

98. 在一台 1/8 大的模型中, 用 40℃ 的空气来模拟空气预热器中 135℃ 空气的加热, 设计的空气流速为 6.03m/s, 问模型中空气流速应为多少? 这时模型与实物中空气的 Pr 不相等, 你认为这样的模型试验有无价值? 如模型中 h 为 45W/(m²·K), 则实物中的换热系数为多少?

99. 流体物性的改变会影响换热, 在计算时通常是如何修正的?

100. 经验公式可以按指数运算法则展开, 如 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 可展开成 $h = 0.023 \times (\rho u)^{0.8} \lambda^{0.6} C_p^{0.4} d^{-0.2} \eta^{-0.4}$, 其特点是直接给出了各影响因素与对流换热系数之间的关系, 在分析强化传热或热绝缘问题时很有用处, 从形式上看, 用该式计算对流换热系数更为直接, 试说明一般教科书中为什么不普遍给出这样的式子。

101. 有人根据式 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 分析说: “ Pr 愈大的流体, 在管内紊流流动时的对流换热愈强”, 又因为 $Pr = (\eta\rho)/\lambda$, 他又进一步分析说: “ η 大, λ 小的流体具有较大的 Pr , 所以其对流换热的强度就大”, 这种解释是否正确? 为什么?

102. 有人做了一组管内受迫运动的对流换热试验, 并根据指数方程 $Nu = CRe^m Pr^n$ 对实验数据进行整理, 得到的结果是 $m < n$, 根据迄今我们已掌握的对该物理现象的认识, 你认为该结果是否值得怀疑? 为什么?

103. 试分析物性参数 ρ 、 c 、 λ 、 β 等如何影响对流换热?

104. 试证明理想气体的容积膨胀系数 $\beta = 1/T$ 。

105. 为什么在同样条件下尺寸小的物体比尺寸大的物体对流换热要强一些? 分别对管内、管外、大直径、小直径、强制对流与自然对流的情况进行分析。

106. 导温系数与导热系数对换热系数的影响有什么不同?

107. Pr 大的流体一般粘度较大, 而经验告诉我们粘度大的流体对流换热一般较弱, 但在 $Nu = f(Re, Pr)$ 中, Pr 大的流体反而 h 较高, 这与经验是否矛盾? 解释其原因。

108. 为什么在管内强制对流换热计算式中要引入温度修正系数、管长修正系数、弯管修正系数?

109. 为什么自然对流换热时的 h 一般比强制对流换热时的小?

110. 当同样一根管子, 横放与竖放时, 其自然对流换热情况有何不同? 对对流换热系数有何影响?

111. 为什么 22°C 气温时, 人在室内感到很舒适, 而人若跳入 22°C 的水中就感到寒冷?

112. 若将原横置于空气中的电线改放在水中冷却, 分析 α 如何改变? 改变多少? 设两种情况下空气与水的平均温度 $t_m = (t_w + t_f)/2$ 都是 50°C , 且 $Gr \cdot Pr$ 的数值处在 $10^4 \sim 10^7$ 之间 (提示: 可将自然对流换热的准则公式展开)。

113. 试定性分析:

(1) 冬季、夏季天花板与室内空气之间的 h 是否一样?

(2) 暖气片表面温度的高低对 h 有无影响?

(3) 为什么在沸水器中采用电加热器时容易发生器壁被烧毁的现象? 而用蒸汽加热则不会?

114. 流体横掠单管的 h 如何计算? 应考虑哪些因素?

115. 管束的叉排和顺排是如何影响对流换热的?

116. 大空间与小空间的自然对流换热区别何在?

117. 自然对流边界层内速度分布与强制对流有什么不同? 为什么?

118. 判断自然对流换热中层流与紊流的依据是什么?

119. 自然对流边界层内的速度分布与强制对流边界层内的速度分布有什么不同? 为什么?

120. 何谓沸腾换热? 何谓凝结换热? 它们的换热情况有何特点?

121. 为什么有相变时的 h 较大?

122. 什么叫做膜态沸腾? 何谓沸腾的临界温差和临界热流密度?

123. 何谓膜状凝结? 何谓珠状凝结? 为什么珠状凝结比膜状凝结的换热系数大?
124. 为什么膜状凝结时, 同一根管子横放比竖放的换热系数大?
125. 为什么凝汽器内含有不凝气体时换热状况会恶化?
126. 试分析蒸汽速度的大小、方向对凝结换热的影响。
127. 液膜的层流与紊流如何判别?
128. 何谓沸腾曲线? 它包括哪几个区域? 各有何特点?
129. 根据沸腾的状况, 试绘出管内沸腾时沿管长的局部换热系数变化示意图。
130. 对于膜状凝结, 雷诺数是怎样定义的?
131. 过冷沸腾与饱和沸腾的含义是什么?
132. 竖壁膜状凝结换热热阻是什么? 影响凝结换热的主要因素有哪些?
133. 膜状凝结换热的分析解是在怎样的假定条件下得到的?
134. 试述沸腾换热气泡产生的条件?
135. 什么是大容器沸腾、强制对流沸腾、过冷沸腾、饱和沸腾?
136. 说明冷凝换热系数沿冷凝液流动方向的变化规律, 试比较冷凝换热与自然对流换热过程的异同之处。
137. 辐射的本质是什么? 何谓热辐射?
138. 比大气温度低的物体会不会发射辐射能?
139. 物体间的辐射换热与哪些因素有关?
140. 试述黑体、灰体和实际物体(固体)的辐射特性和吸收特性的异同。
141. 实际表面的黑度和吸收率受什么因素的影响?
142. 什么是吸收率、反射率、透射率? 它们存在什么关系?
143. 什么叫光谱(单色)辐射力? 什么叫辐射力? 它们存在什么关系?
144. 什么叫黑体? 什么叫灰体? 提出这样的理想物体有何用处?
145. 什么是本身辐射、投入辐射、反射辐射、有效辐射? 它们之间有何关系?
146. 什么叫角系数? 如何确定之?
147. 为什么说在工业应用温度范围内, 一般物体可近似作为灰体对待? 引入灰体的概念对辐射换热计算有什么方便之处?
148. 定向辐射力与定向辐射强度有何区别?
149. 什么是黑度? 何为定向黑度? 它与哪些因素有关?
150. 试从普朗克定律推导出维恩定律。从普朗克定律还可推导出什么定律?
151. 对于服从兰贝特定律的辐射, 定向辐射力与定向辐射强度有何关系? 辐射力与定向辐射强度有何关系?
152. “通常物体温度愈高, 长波长热辐射比例愈小”, 这话对否?
153. 基尔霍夫定律是在什么条件下导出的? 如何表述? 它有哪些推论?
154. 在红外线波段范围内, 一般来说, 金属材料能反射投入辐射的大部分, 而非金属材料能吸收投入辐射的大部分, 试问在同样的温度下, 哪种材料能辐射出较多的能量? 为什么?

155. 在什么条件下, 物体对来自黑体辐射的吸收率等于它的黑度?
156. 何谓兰贝特定律? 它说明了什么现象?
157. 写出表面辐射热阻和空间辐射热阻的表达式。
158. 任意位置的两表面之间用角系数来计算辐射换热, 这对物体表面作了哪些基本假定?
159. 为了测量管道中气流的温度, 在管道中设置温度计, 试分析由于温度计头部与管壁之间的辐射换热而引起的测量误差, 并提出减少测量误差的措施。
160. 为什么太阳灶的受热面要作成粗糙的黑色表面。而室内的辐射采暖板不必涂成黑色?
161. 为了增强散热, 室外的电力变压器的外壳上油漆的颜色是深一点好还是浅一点好? 如若放在室内, 对油漆颜色的要求有无变化?
162. 什么是温室效应? 举例说明它的应用。
163. 遮热板的黑度和遮热板之间的距离对减少辐射换热量有无影响?
164. 利用太阳能的平板集热器, 应选择什么样的涂层材料, 可获得较多的太阳能, 又能减少热损失?
165. 试解释粗糙表面的黑度为什么比光滑表面大?
166. 两宽度分别为 a 、 b 长度为无限的平板相交, 夹角为 θ , 试求角系数 X_{ab} 。
167. 工程上热辐射的波长主要在哪个波段范围内?
168. 已知黑体的温度, 怎样计算任一波段的黑体辐射力?
169. 怎样用网络法求解辐射换热?
170. 液体流过壁面时的热量交换, 为什么一般不考虑辐射换热?
171. 遮热板为什么能减少辐射换热量?
172. 与固体、液体的辐射相比, 气体辐射有何特点?
173. 有哪些因素影响气体的黑度?
174. 辐射表面热阻与什么有关? 辐射空间热阻与什么有关?
175. 试问白体与镜体的区别在哪里?
176. 什么叫肋化系数?
177. 增强传热的基本途径是什么? 当壁面两侧的对流换热系数相差较大时, 如何才能最有效地增大传热系数? 为什么?
178. 削弱传热的基本途径是什么? 什么叫临界热绝缘直径? 临界热绝缘直径与材料的导热系数有何关系?
179. 换热器按工作原理可分成哪几类? 各类换热器有何特点? 间壁式换热器从其构造上区分可分为哪几类?
180. 间壁式换热器中, 两流体的流动方式可分成哪几种?
181. 简述换热器设计计算与校核计算的步骤。换热器热计算的主要任务和基本原理是什么?
182. 怎样计算换热器的平均传热温差? 在推导对数平均温差时作了哪些假设? 在什么

条件下顺流与逆流两者的平均温差相等?

183. 试综合分析顺流与逆流情况下, 换热器的优缺点。

184. 什么是换热器的效能?

185. 什么是传热单元数? 影响换热器经济性指标的主要因素有哪些?

186. 采用肋壁为什么可以强化传热? 如果只允许在壁的一边装肋, 则肋片应装在 h 大的一侧还是 h 小的一侧?

187. 对于周期性生产的换热设备, 在设计时应注意什么?

188. 对于管壳式换热器来说, 下列流体何种应放在管内, 何种应放在管外? ①清洁的与不清洁的; ②腐蚀性大的与腐蚀性不大的; ③压力大的与压力小的; ④温度高的和常温的; ⑤对流换热系数大的与小的; ⑥流速大的与流速小的; ⑦粘度大的与粘度小的。

189. 肋面总效率与肋效率的区别及联系在哪里?

190. 在单流程壳管式换热器中, 若一侧流体发生相变, 换热器有无逆顺流之分? 绘出换热器中流体的温度变化定性曲线, 写出平均温差计算公式。

191. 换热器的热计算中对数平均温压法与 $\epsilon-NTU$ 法各有何优缺点?

192. 试讨论 $\epsilon = f(B, NTU)$ 的几种极限情况。

193. 换热器用久了以后, 会有哪些原因使其出力下降? 应采取什么措施? 若有一蒸汽—水换热器, 设计计算没有错误, 但运行后出力不足, 应该从哪些方面去找原因? 并提出提高换热器出力的途径。

194. 换热器中一侧工质为过热蒸汽或凝结水为过冷水时, 换热器设计时应如何考虑?

195. 冬天用热水流过钢管来取暖, 为增强散热量, 不改变热水温度只增强其流速能否取得明显的效果? 为什么?

196. 如何利用威尔逊图解法分析传热过程的分热阻?

197. 试针对下列情况画出锅炉水冷壁管传热过程的温度分布曲线:

(1) 管内、外均干净, 无水垢及积灰;

(2) 管内积了一层水垢, 沸腾水温度与烟气温度仍保持不变;

(3) 管内结水垢, 管外积灰, 维持锅炉压力不变。

198. 如果水冷壁管子结了一层垢, 而蒸汽参数和热流密度不变, 试问管壁温度比无水垢时升高还是降低? 为什么?

199. 在换热器设计中应注意哪些问题?

200. 对于球层热绝缘, 有无“临界热绝缘直径”的问题? 若有, 应如何计算?

附录 B 部分院校硕士研究生入学 传热学试题及参考答案

附录 B1 东南大学 2000 年传热学试题

一、解释以下现象 (25 分、每题 5 分)

1. 冰箱里结霜后, 耗电量增加。

答: 冰箱的结霜相当于在冰箱蒸发器和冰箱冷冻室 (或冷藏室) 之间增加了一个附加热阻, 因此, 要达到相同的制冷室温度, 必须要求更低的蒸发温度, 对应的蒸发压力降低, 压缩机工作压差增大, 耗电量增加。

2. 某厂一条架空敷设的电缆使用时发现绝缘层超温, 为降温特剥去一层绝缘材料, 结果发现温度更高。

答: 电缆外径小于了临界热绝缘直径时, 导热热阻随半径增大的变化率小于对流换热热阻随半径减小的变化率, 使散热能力随半径增加而增加。剥去一层绝缘材料后, 半径减小, 散热能力下降, 绝缘层温度更高。

3. 某办公室由中央空调系统维持室内恒温, 人们注意到尽管冬夏两季室内都是 20°C , 但感觉却不同。

答: 冬季和夏季的最大区别是室外温度的不同。夏季室外温度比室内气温高, 而冬季室外气温比室内低, 因此冬季和夏季墙壁内表面温度不同, 夏季高而冬季低。尽管冬夏两季室内空气温度都是 20°C , 但冬季人体与墙壁的辐射散热量比夏季高得多。

4. 大气中的 CO_2 含量增加, 导致地球温度升高。

答: CO_2 气体对热辐射波长是有选择性辐射和吸收的。其光带都处于红外区段, 对太阳辐射呈现透明体性质, 但对地球表面辐射的红外波长具有吸收作用, 阻碍了地球热辐射进入太空, 起到了“温室效应”的作用, 导致地球气温升高。

5. 同样是 -6°C 的气温, 在南京比在北京感觉要冷一些。

答: 冬季南京的空气湿度比北京的大, 湿空气由于含有水蒸气而比干空气的换热能力强, 加之衣物也因吸收空气中水分而使保温效果下降, 所以同样是 -6°C 的气温, 在南京比在北京感觉要冷一些。

二、半径为 r_s 的圆球, 其热导率 (导热系数) 为 λ , 单位体积发热量为 $\dot{\Phi}$, 浸在温度为 t_f 的流体中, 流体与球表面间的对流换热系数为 h 。求稳态时,

(1) 圆球内的温度分布;

(2) 当 $r_s = 0.1\text{m}$, $\lambda = 4.5\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\dot{\Phi} = 5000\text{W}/\text{m}^3$, $h = 15\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, $t_f = 20^{\circ}\text{C}$ 时, 球内的最高温度。(15 分)

解: (1) 由热平衡 $-\lambda \frac{dt}{dr} 4\pi r^2 = \frac{4}{3} \pi r^3 \dot{\Phi} \Rightarrow dt = \frac{-\dot{\Phi}}{3\lambda} r dr$

积分得 $t = \frac{-\dot{\Phi}}{6\lambda} r^2 + c$

边界条件 $r = r_s, \quad \dot{\Phi} \frac{4}{3} \pi r_s^3 = h (t_s - t_f) 4\pi r_s^2$
 $\Rightarrow t_s = \frac{\dot{\Phi} r_s}{3h} + t_f$

代入原方程得 $c = t_f + \frac{\dot{\Phi} r_s}{3h} + \frac{\dot{\Phi}}{6\lambda} r_s^2$
 $t = \frac{\dot{\Phi}}{6\lambda} (r_s^2 - r^2) + \frac{\dot{\Phi} r_s}{3h} + t_f$

(2) 球内最高温度在球心 ($r=0$) 处

$$t_{\max} = \frac{5000}{6 \times 4.5} \times 0.1^2 + \frac{5000 \times 0.1}{3 \times 15} + 20 = 33.0^\circ\text{C}$$

三、采用测定铂丝电阻的方法可间接测出横掠铂丝的空气速度。现测得铂丝直径 $d = 0.1\text{mm}$, 长 10mm , 电阻为 0.2Ω , 通过的电流为 1.2A , 表面温度为 200°C , 空气温度为 20°C 。已知 $Nu_m = 0.911 Re_m^{0.385} Pr_m^{1/3}$, 空气的物性参数见下表, 求气流的速度 U_∞ 。(15 分)

附 空气的物性参数

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Pr	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
20	2.59×10^{-2}	15.06×10^{-6}	0.703	200	3.93×10^{-2}	34.85×10^{-6}	0.680
110	3.27×10^{-2}	24.29×10^{-6}	0.687				

解: 定性温度

$$t_m = \frac{t_\infty + t_w}{2} = \frac{20 + 200}{2} = 110^\circ\text{C}$$

由热平衡得

$$h_m \pi d l (t_w - t_\infty) = I^2 R$$

$$h_m = \frac{I^2 R}{\pi d l (t_w - t_\infty)}$$

$$= \frac{1.2^2 \times 0.2}{3.1416 \times 0.1 \times 10^{-3} \times 10 \times 10^{-3} \times (200 - 20)} = 509.3 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$Nu_m = \frac{h_m d}{\lambda} = \frac{509.3 \times 0.1 \times 10^{-3}}{3.27 \times 10^{-2}} = 1.5575$$

由

$$Nu_m = 0.911 Re_m^{0.385} Pr_m^{1/3}$$

$$Re_m^{0.385} = \frac{Nu_m}{0.911 Pr_m^{0.333}} = \frac{1.5575}{0.911 \times 0.687^{0.333}} = 1.9373$$

$$\Rightarrow Re_m = 5.5716$$

$$u_\infty = \frac{Re_m \nu}{d} = \frac{5.5716 \times 24.29 \times 10^{-6}}{0.1 \times 10^{-3}} = 1.35 \text{m/s}$$

四、用一裸露的热电偶测烟道内的烟气温度, 其指示值为 280°C 。已知烟道壁面温度为 250°C , 热电偶的表面黑度为 0.9 , 与烟气的对流换热系数为 $100 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 求烟气的实际

温度。若烟气的实际温度为 317°C ，热电偶的指示值为多少？（15 分）

解：由热电偶辐射换热和对流换热的能量平衡得

$$\begin{aligned}\Phi &= \epsilon \sigma (T^4 - T_w^4) = 0.9 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (553^4 - 523^4) \\ &= h (T_{\infty} - T) = 100 (T_{\infty} - 553)\end{aligned}$$

解得烟气的实际温度 $t_{\infty} = T_{\infty} - 273 = 289.5^{\circ}\text{C}$ 。

当 $t_{\infty} = 317^{\circ}\text{C}$ 时：

$$\begin{aligned}\Phi &= \epsilon \sigma (T^4 - T_w^4) = 0.9 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (T^4 - 523^4) \\ &= h (T_{\infty} - T) = 100 (590 - T)\end{aligned}$$

解得热电偶的指示值 $t = T - 273 = 573.1 - 273 = 300.1^{\circ}\text{C}$

五、一条供热管道长 500m，架空敷设，管道内径为 70mm，管内热水与外部空气的总传热系数为 $1.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，流量为 1000 kg/h ，比热为 $4186 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，若入口温度为 110°C ，空气温度为 -5°C ，求出口热水温度。（15 分）

解：由热量平衡得

$$q_{m1} c_1 (t'_1 - t''_1) = kA \Delta t_m$$

$$\frac{1000}{3600} \times 4186 \times (110 - t''_1) = 1.8 \times 3.14 \times 0.07 \times 500 \frac{(110 + 5) - (t''_1 + 5)}{\ln \left[\frac{110 + 5}{t''_1 + 5} \right]}$$

经试算求得出出口热水温度 $t''_1 = 92^{\circ}\text{C}$

六、一长为 H ，宽为 b ，厚度为 δ 的铝板水平放置 ($b \gg \delta$)，长度方向两端温度均为 t_0 ，底面绝热，周围空气的温度为 t_f ，与铝板的对流换热系数为 h 。设铝板的热导率为 λ ，求铝板的温度分布。（15 分）

解：由于问题对称，将坐标原点建在平板中心，坐标方向与长度方向平行，取长度方向一半作为研究对象。

在坐标上取一个微元段作能量平衡分析，并用过余温度 $\theta = t - t_f$ 进行计算。

导入微元段的热量 $\Phi_x = -\lambda b \delta \frac{d\theta}{dx}$

导出微元段的热量 $\Phi_{x+dx} = -\lambda b \delta \frac{d}{dx} \left(\theta + \frac{d\theta}{dx} dx \right)$

微元段对流放热量 $\Phi_s = h (b + 2\delta) dx \cdot \theta \approx h b dx \cdot \theta$

由热平衡得 $\frac{d^2 \theta}{dx^2} - \frac{h}{\lambda \delta} \theta = 0$

令 $\frac{h}{\lambda \delta} = m^2 \Rightarrow \theta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}$

由边界条件 $\begin{cases} x=0, & \frac{d\theta}{dx}=0 \\ x=\frac{H}{2}, & \theta=\theta_0=t_0-t_f \end{cases}$

代入原方程得

$$\begin{aligned}c_1 = c_2 = c &= \frac{\theta_0}{e^{mH/2} + e^{-mH/2}} \\ \frac{\theta}{\theta_0} &= \frac{\text{ch}(mx)}{\text{ch}(mH/2)}\end{aligned}$$

附录 B2 东南大学 2002 年传热学试题

一、名词解释 (20%)

1. 接触热阻

答: 由于固体接触表面不密实而产生的附加热阻。

2. 对流换热

答: 流体与固体壁面之间由导热和对流联合作用而产生的热量传递过程。

3. 换热器

答: 用于进行热交换的设备。

4. 辐射力

答: 单位时间内单位辐射面积向半球空间发出的所有波长的辐射能。

5. 传热系数

答: 反映传热过程强弱的参数, 数值上等于冷热流体温差 1°C 时的热流密度。

二、简答题 (24%)

1. 为强化传热, 可采取哪些具体措施?

答: (1) 增大传热温差: 提高热源温度, 降低冷源温度, 尽量接近逆流流程。

(2) 减小传热热阻: 选择合适的材料及传热壁厚度, 以降低导热热阻; 减少污垢 (流程设计、清洗、吹灰) 热阻; 提高流速, 采用短管、小管、螺旋管等以降低对流换热热阻; 在传热表面肋化, 以扩展传热面; 应用热管换热器; 增加表面黑度和辐射角系数以降低辐射换热热阻。

2. 简述影响导热系数的因素。

答: 导热系数不仅与物质的种类有关, 还与物质的物理结构和状态有关。温度、多孔材料的含水率、疏松物质的折合密度等都影响材料的导热系数。

3. 黑体具有什么样的性质?

答: (1) 同温度下辐射力最大;

(2) 吸收比为 1;

(3) 其辐射力与绝对温度的四次方成正比;

(4) 单色辐射力服从普朗特定律;

(5) 定向辐射强度与方向无关。

三、计算题 (每题 14 分)

1. 一个厚度 7cm 的平壁, 一侧绝热, 另一侧暴露于温度为 30°C 的流体中, 内热源 $\dot{\Phi} = 0.3 \times 10^6 \text{W}/\text{m}^3$ 。对流换热表面的传热系数为 $450 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 平壁的导热系数为 $18 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。试确定平壁中的最高温度及其位置。

解: 由热平衡
$$h(t_w - t_\infty) = \dot{\Phi} \delta \Rightarrow t_w = \frac{\dot{\Phi} \delta}{h} + t_\infty$$

微分方程

$$\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{\dot{\Phi}}{\lambda} = 0$$

$$\text{边界条件} \begin{cases} x=0 & \frac{dt}{dx} = 0 \\ x=\delta & t = t_w = \frac{\dot{\Phi} \delta}{h} + t_\infty \end{cases}$$

解方程得

$$t = \frac{\dot{\Phi}}{2\lambda} (\delta^2 - x^2) + \frac{\dot{\Phi} \delta}{h} + t_\infty$$

最高温度在 $x=0$ 处 $\left(\frac{dt}{dx}=0\right)$ 。

$$\begin{aligned} t_{\max} &= \dot{\Phi} \delta \left(\frac{1}{h} + \frac{\delta}{2\lambda} \right) + t_\infty = 0.3 \times 10^6 \times 0.07 \times \left(\frac{1}{450} + \frac{0.07}{2 \times 18} \right) + 30 \\ &= 87.5 + 30 = 117.5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

答：平壁中的最高温度为 117.5°C ，其位置在绝热壁面处。

2. 在一次对流换热实验中， 10°C 的水以 1.6 m/s 的速度流入内径为 28 mm 、外径为 32 mm 、长为 1.5 m 的管子。管子外面均匀地缠绕着电阻带作为加热器，其外还包有绝热层。设加热器总功率为 42.05 kW ，通过绝热层的散热损失为 2% ，管材的导热系数为 $18 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。试确定：

- (1) 管子出口处的平均温度；
- (2) 管子外表面的平均壁温。

解：设出口温度为 $t_2 = 20^\circ\text{C}$ 。

定性温度

$$t_f = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{10 + 20}{2} = 15^\circ\text{C}$$

查得（试卷附表）水物性： $\rho = 999 \text{ kg/m}^3$ $c = 4187 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$

$$\lambda = 58.65 \times 10^{-2} \text{ W/(m}\cdot\text{K)} \quad \nu = 1.156 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr = 8.27$$

$$\begin{aligned} (1) \quad t_2 &= t_1 + \frac{(1-0.02) \Phi}{\frac{\pi d_i^2}{4} u \rho c} \\ &= 10 + \frac{4 \times 0.98 \times 42.05 \times 10^3}{3.14 \times 0.028^2 \times 1.6 \times 999 \times 4187} = 20^\circ\text{C} \end{aligned}$$

符合假设，计算有效。

$$(2) \quad Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{1.6 \times 0.028}{1.156 \times 10^{-6}} = 38754 \text{ (湍流)}$$

由准则关联式（试卷提供）：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023 \times 38754^{0.8} \times 8.27^{0.4} = 250.8$$

$$h = Nu \frac{\lambda}{d} = 250.8 \times \frac{58.65 \times 10^{-2}}{0.028} = 5254 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

以外表面积为基准的传热系数

$$k = \frac{1}{\frac{d_o}{hd_i} + \frac{d_o}{2\lambda_s} \ln(d_o/d_i)}$$

$$= \frac{1}{\frac{0.032}{5254 \times 0.028} + \frac{0.032}{2 \times 18} \ln \frac{0.032}{0.028}} = 2974 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$t_w = \frac{(1-0.02) \Phi}{k\pi d_o l} + t_f = \frac{0.98 \times 42.05 \times 10^3}{2974 \times 3.14 \times 0.032 \times 1.5} + 15 = 107^\circ\text{C}$$

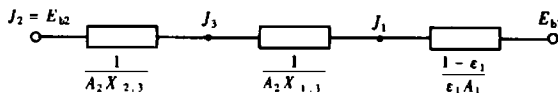
答：管子出口处的平均温度为 20°C ，管子外表面的平均壁温为 107°C 。

3. 右图（同习题 10-8 图）表示一个半球表面 3，其黑度为 $\epsilon_3 = 0.475$ ，并且处于辐射平衡中。被半球表面所覆盖的圆盘的一半为灰体表面，记作表面 1，其黑度 $\epsilon_1 = 0.35$ ，温度 $T_1 = 555\text{K}$ ，而圆盘的另一半表面即表面 2 为 $T_2 = 333\text{K}$ 的黑体。半球的直径为 0.3m 。试求：

(1) 画出该系统的辐射网络图；

(2) 计算表面 1 和 2 之间的辐射换热量。

解：(1) 处于辐射平衡中的表面 3 相当于重辐射面，表面 1 与 2 的空间热阻无穷大。该系统的辐射网络图见附录 B2 图 1。



附录 B2 图 1

$$(2) X_{1+2,3} = 1 \rightarrow X_{3,1+2} = \frac{\pi R^2}{2\pi R^2} X_{1+2,3} = 0.5$$

$$\rightarrow X_{3,1} = X_{3,2} = 0.5/2 = 0.25$$

$$X_{1,3} = X_{2,3} = 1$$

$$A_1 = \frac{1}{2} \times \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{8} \times 3.14 \times 0.3^2 = 0.0353 \text{ m}^2$$

$$A_3 = \frac{\pi D^2}{2} = 0.5 \times 3.14 \times 0.3^2 = 0.141 \text{ m}^2$$

$$E_{b1} = 5.67 \times 10^{-8} \times 555^4 = 5380 \text{ W/m}^2$$

$$E_{b2} = 5.67 \times 10^{-8} \times 333^4 = 697 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} = \frac{1 - 0.35}{0.35 \times 0.0353} = 52.61 \text{ m}^{-2}$$

$$\frac{1}{A_3 X_{3,1}} = \frac{1}{A_3 X_{3,2}} = \frac{1}{0.141 \times 0.25} = 28.37 \text{ m}^{-2}$$

$$\Phi = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\Sigma R} = \frac{5380 - 697}{52.61 + 28.37 \times 2} = 42.8 \text{ W}$$

答：表面 1 和 2 之间的辐射换热量为 42.8W 。

4. 室外横放的一根煤气管道，直径 $d = 150\text{mm}$ ，表面黑度和温度分别为 $\epsilon = 0.8$ ， $t_w = 60^\circ\text{C}$ ，周围环境和空气的温度 $t_f = 20^\circ\text{C}$ ，空气处于自由运动状态。试计算每米管长的散热损

失。

$$\text{解: 定性温度 } t = \frac{t_w + t_f}{2} = \frac{60 + 20}{2} = 40^\circ\text{C}$$

查得 (试卷附表) 空气物性: $\rho = 1.128\text{kg/m}^3$ $c = 1005\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$$\lambda = 0.0276\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \quad \nu = 16.96 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} \quad Pr = 0.699$$

$$\begin{aligned} GrPr &= \frac{g\alpha\Delta t d^3}{\nu^2} Pr \\ &= \frac{9.80665 \times (1/313) \times 40 \times 0.15^3}{(16.96 \times 10^{-6})^2} \times 0.699 = 1.028 \times 10^7 \end{aligned}$$

由准则关联式 (试卷提供):

$$Nu = 0.48 (GrPr)^{0.25} = 0.48 \times (1.028 \times 10^7)^{0.25} = 27.18$$

$$h = Nu \frac{\lambda}{d} = 27.18 \times \frac{0.0276}{0.15} = 5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$\begin{aligned} \Phi &= \pi d [h(t_w - t_f) + \varepsilon\sigma(T_w^4 - T_f^4)] \\ &= 3.14 \times 0.15 \times [5 \times (60 - 20) + 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (333^4 - 293^4)] \\ &= 199.5\text{W/m} \end{aligned}$$

答: 每米管长的散热损失为 199.5W。

附录 B3 上海交大 2000 年传热学试题

1. 回答下列 8 题 (共 30 分)

1-1 简述玻璃温室保暖的原理。(限 50~70 字) (3 分)

答: 玻璃对热辐射有选择性透射的特性, 对太阳短波辐射透射率较大, 而对室内物体的长波辐射不透明, 所以玻璃房有温室效应。

1-2 对竖壁膜状凝结换热分析, 得出液膜厚度 δ 随流动距离 x 的变化为 $\delta \sim x^{1/4}$ 。由此可以导出局部换热系数关系式 $h_x \sim x^n$, 问指数 n 为多少? (3 分)

解: 由液膜纯导热假设: $h \sim \delta^{-1} \sim x^{-1/4} \Rightarrow n = -1/4$

1-3 已知一个回热器的热、冷流体进、出口温度分别为 $t'_{11} = 90^\circ\text{C}$, $t''_{11} = 50^\circ\text{C}$, $t'_{12} = 10^\circ\text{C}$, $t''_{12} = 30^\circ\text{C}$ 。试确定该台回热器的效能 (有效度) ϵ 为多少? (5 分)

解: $\epsilon = \frac{t'_{11} - t''_{11}}{t'_{11} - t'_{12}} = \frac{90 - 50}{90 - 10} = 0.5$

1-4 判别能否用集总参数法求解非稳态导热问题的准则数是: ① Bi , ② Fo , ③ $BiFo$ 。(3 分)

答: Bi 。

1-5 试在 $t-x$ 坐标图上画出厚为 δ 的无限大平板一维稳定导热时的温度分布曲线, 条件为 $x=0$, $t=t_1$, $x=\delta$, $t=t_2$ ($< t_1$), 平板材料导热系数 $\lambda = \lambda_0(1+bt)$, 式中, $b < 0$ (4 分)

解: 温度分布曲线见附录 B3 图 1。

1-6 写出影响自由对流换热 Nu 数的两个准则数及其定义式。(4 分)

解: $Gr = \frac{g\beta\Delta t l^3}{\nu^2}$ $Pr = \frac{v}{a}$

1-7 有均匀内热源的无限大平板稳定导热的边界条件及温度分布如附图所示, ①画出 q_1 及 q_2 的方向, ②比较 q_1 及 q_2 的大小, ③比较 h_1 及 h_2 的大小 (“比较”指 $<$, $=$ 或 $>$)。(注: 请将附图转画在答案纸上) (5 分)

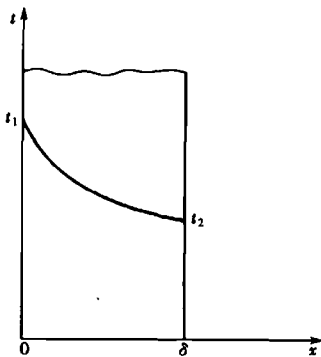
解: (1) 示于附录 B3 图 2。

(2) $q_2 > q_1$

(3) $h_2 > h_1$

1-8 如附录 B3 图 3 所示, 这是一个直径为 d , 长为 l 的圆棒状伸展体一维稳定导热问题, 试写出该伸展体向四周空气散热量 Φ 的微分和积分计算式, 假定该伸展体温度分布用 $t = t(x)$ 表示, 材料导热系数为 λ , 换热系数为 h , 空气温度为 t_{fo} 。(5 分)

解: 微分计算式

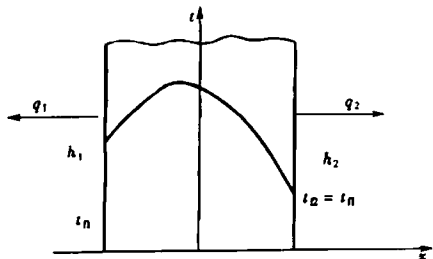


附录 B3 图 1

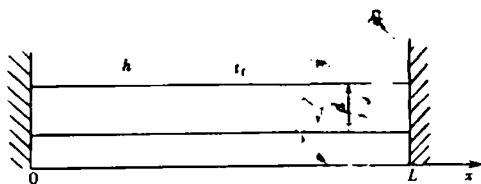
$$\Phi = \lambda A \left[\frac{dt}{dx} \Big|_{x=L} - \frac{dt}{dx} \Big|_{x=0} \right]$$

积分计算式

$$\Phi = \int_0^L h \pi d \cdot dx \cdot (t - t_f) = \pi h d \int_0^L (t - t_f) dx$$



附录 B3 图 2



附录 B3 图 3

2. 试导出二维稳态导热时右上拐角节点 \$(i, j)\$ 的能量守恒表达式, 即有限差分方程式 (不需要展开、化简)。已知右侧壁绝热; 顶端处于温度为 \$t_f\$, 换热系数为 \$h\$ 的冷流体环境, 同时受到外界热辐射 \$q_r\$ [W/m²] 照射; 有内热源 \$\dot{\Phi}\$ [W/m³]; 网格 \$\Delta x = \Delta y\$; 材料导热系数为 \$\lambda\$。(10 分)

$$\text{解: } \lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{(t_{i-1,j} - t_{i,j})}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{(t_{i,j-1} - t_{i,j})}{\Delta y} + h \frac{\Delta x}{2} (t_f - t_{i,j}) + q_r \frac{\Delta x}{2} + \dot{\Phi} \frac{\Delta x \Delta y}{2} = 0$$

3. 一金属杆内的温度分布为 \$\frac{T}{T_0} = \theta = e^{-0.02\tau} \sin \frac{\pi x}{2L}\$, 式中时间 \$\tau\$ 的单位为小时, \$x=0\$ 为杆的始端, \$x=L\$ 为杆的终端。已知 \$T_0 = 100^\circ\text{C}\$, \$L = 1\text{m}\$, \$\lambda = 45\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}\$, 问

(1) \$\tau = 10\text{min}\$ 时通过杆中间 \$x = 0.5L\$ 截面的热流密度 \$q\$ 为多少?

(2) 出现最高杆温的位置。(10 分)

$$\text{解: (1) } \frac{\partial t}{\partial x} = t_0 e^{-0.02\tau} \cdot \frac{\pi}{2L} \cdot \cos \frac{\pi x}{2L}$$

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=\frac{L}{2}} = \frac{\pi t_0}{2L} e^{-0.02\tau} \cos \frac{\pi}{4} = \frac{3.14 \times 100}{2 \times 1} \times e^{-0.02 \times 10} \times \frac{\sqrt{2}}{2} = 90.9\text{W/m}^2$$

$$(2) \text{ 令 } \frac{\partial t}{\partial x} = 0 \Rightarrow \cos \frac{\pi x}{2L} = 0$$

$$x = L$$

4. 用热电偶测量气流温度时, 通常热电偶接点可近似看成一个圆球体。已知气流与热电偶接点的 \$h = 400\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})\$, 热电偶材料物性数据为 \$C = 400\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})\$, \$\rho = 8500\text{kg/m}^3\$, 热电偶接点的时间常数为 \$\tau_c = 1\text{s}\$, 试确定

(1) 热电偶接点的直径 \$d\$;

(2) 如果把初温为 \$t_0 = 25^\circ\text{C}\$ 的热电偶放在温度 \$t_0 = 200^\circ\text{C}\$ 气流中, 问: 当热电偶显示温度为 \$t = 199^\circ\text{C}\$ 时, 其需要经历多少时间 \$\tau\$。(15 分)

解: (1) $d = \frac{6hr_c}{\rho c} = \frac{6 \times 400 \times 1}{8500 \times 400} = 0.71 \times 10^{-3} \text{m}$

(2) $\tau = \tau_c \ln \frac{\theta_0}{\theta} = 1 \times \ln \frac{25 - 200}{199 - 200} = 5.16 \text{s}$

5. 有一封闭矩形空腔, 宽 4m, 高 3m, 假定它在垂直纸面方向上是无限长的。已知上表面 1 的温度 $t_1 = 25^\circ\text{C}$, 下表面 2 的温度 $t_2 = 13^\circ\text{C}$, 其余两个侧面 (用 3 表示) 均为绝热。试借用辐射网络图, 计算上、下表面的净辐射换热量 q_1 和 q_2 (W/m^2), 以及侧面 3 的温度 t_3 。假定所有表面的黑度均为 $\epsilon = 0.8$ 。(17 分)

解: 辐射网络如图 (同图 10-8)。

$$X_{1,2} = \frac{2\sqrt{3^2 + 4^2} - 2 \times 3}{2 \times 4} = 0.5$$

$$X_{2,1} = X_{1,2} = 0.5$$

$$X_{1,3} = X_{2,3} = 1 - X_{1,2} = 0.5$$

$$A_1 = A_2 = 1\text{m}^2$$

设

解得总辐射热阻 $R = \frac{11}{6}$

$$\Phi_{1,2} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{R} = \frac{6}{11} \times 5.67 \times 10^{-8} \times (298^4 - 286^4) = 36.98 \text{W}/\text{m}^2$$

$$q_1 = \Phi_{1,2} = 36.98 \text{W}/\text{m}^2$$

$$q_2 = -\Phi_{1,2} = -36.98 \text{W}/\text{m}^2$$

由对称性, $E_{b3} = \frac{E_{b1} + E_{b2}}{2} = \frac{\sigma (T_1^4 + T_2^4)}{2} = \sigma T_3^4$

解得

$$T_3 = \left[\frac{T_1^4 + T_2^4}{2} \right]^{1/4} = \left[\frac{298^4 + 286^4}{2} \right]^{1/4} = 292.2 \text{K} = 19.2^\circ\text{C}$$

6. 有一卧式单流程蒸汽冷凝器, 冷凝蒸汽量 $q_{m1} = 1000 \text{kg}/\text{h}$, 从干饱和蒸汽凝结为饱和水。蒸汽温度 $t'_1 = 100^\circ\text{C}$, 汽化潜热 $r = 2257 \text{kJ}/\text{kg}$ 。冷凝管为 $n = 30$ 根、直径 $d = 20 \text{mm}$ 的薄壁铜管 (导热热阻不计)。已知冷却水流量 $q_{m2} = 20000 \text{kg}/\text{h}$, 进口水温 $t'_2 = 20^\circ\text{C}$, 冷凝侧 $h_2 = 160000 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 污垢热阻 $r = 2 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$, 求冷凝管长度 l 。已知管内紊流换热准则式 $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}$, 水的物性参数为 $c_p = 4.17 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, $\nu = 0.805 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, $Pr = 5.42$, $\lambda = 0.618 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\rho = 996 \text{kg}/\text{m}^3$ 。(18 分)

解:

$$u = \frac{q_{m2}}{3600 \rho n \pi d^2 / 4} = \frac{4 \times 20000}{3600 \times 996 \times 30 \times 3.14 \times 0.02^2} = 0.592 \text{m}/\text{s}$$

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{0.592 \times 0.02}{0.805 \times 10^{-6}} = 14704$$

$$Nu = 0.023 \times 14704^{0.8} \times 5.42^{0.4} = 269$$

$$h_i = Nu \cdot \frac{\lambda}{d} = 269 \times \frac{0.618}{0.02} = 8310 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + R_1} = \frac{1}{\frac{1}{8310} + \frac{1}{16000} + 2 \times 10^{-4}} = 2612 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\Phi = q_{m1} \cdot r = \frac{1000}{3600} \times 2257 \times 10^3 = 626944 \text{ W}$$

$$t''_2 = \frac{\Phi}{q_{m2} c_2} + t'_2 = \frac{62694}{\frac{20000}{3600} \times 4174} + 20 = 47^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = \frac{t''_2 - t'_2}{\ln\left(\frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}\right)} = \frac{47 - 20}{\ln\left(\frac{100 - 20}{100 - 47}\right)} = 65.6^\circ \text{C}$$

$$A = \frac{\Phi}{k \Delta t} = \frac{626944}{2612 \times 65.6} = 3.66 \text{ m}^2$$

$$l = \frac{A}{n\pi D} = \frac{3.66}{30 \times 3.14 \times 0.02} = 1.94 \text{ m}$$

答：冷凝管长度为 1.94m。

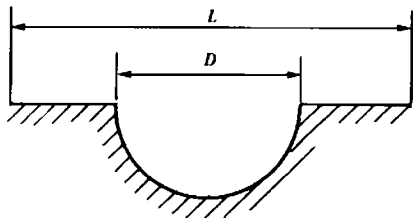
附录 B4 上海交大 2001 年传热学试题

一、问答题 (35 分)

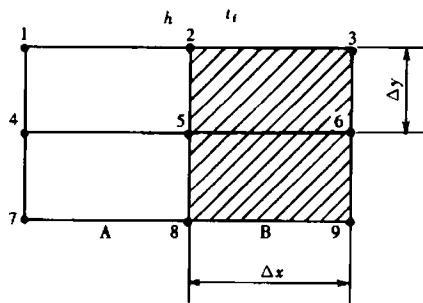
1. 试比较自然对流换热、强制对流换热及沸腾换热三种换热系数的大小。(仅给出大小关系)

答: $h_{\text{自然}} < h_{\text{强制}} < h_{\text{沸腾}}$

2. 如附录 B4 图 1 所示, 为一半圆与一平面所组成的表面, 温度保持在 500°C , 周围流体的温度为 300°C , 对流换热系数 $h = 1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 已知 $D = 100 \text{ mm}$, $L = 300 \text{ mm}$, 试求出此表面的散热量。



附录 B4 图 1



附录 B4 图 2

解:

$$\begin{aligned}\Phi &= hA(t_w - t_f) = h\left(\frac{\pi D}{2} + L - E\right)(t_w - t_f) \\ &= 1 \times \left(\frac{3.1416 \times 0.1}{2} + 0.3 - 0.1\right) \times (500 - 300) = 71.4 \text{ W/m}\end{aligned}$$

3. 二维无内热源稳态导热问题, 网格划分如附录 B4 图 2 所示, 试导出图中节点 2 的节点方程, 已知顶部环境温度为 t_f , 对流换热系数 h , 材料 A 的导热系数为 λ_A , 材料 B 的导热系数为 λ_B 。

$$\text{解: } \lambda_A \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot \frac{t_1 - t_2}{\Delta x} + \lambda_B \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot \frac{t_3 - t_2}{\Delta x} + \lambda_A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \frac{t_5 - t_2}{\Delta y} + \lambda_B \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \frac{t_5 - t_2}{\Delta y} + h \cdot \Delta x (t_f - t_2) = 0$$

整理得

$$t_2 = \frac{\frac{\Delta y}{2\Delta x} (\lambda_A t_1 + \lambda_B t_3) + \frac{\Delta x}{2\Delta y} (\lambda_A + \lambda_B) t_5 + h \Delta x t_f}{\frac{\lambda_A + \lambda_B}{2} \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{\Delta x}{\Delta y} \right) + h \Delta x}$$

4. 试写出大空间自然对流换热实验准则关联式的一般函数形式及式中各准则的定义式。

解: 一般函数形式 $Nu = c (GrPr)^n$

$$\text{式中 } Nu = \frac{hl}{\lambda} \quad Gr = \frac{g\alpha \Delta l^3}{\nu^2} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

5. 试说明珠状凝结比膜状凝结的换热系数高的原因。

答：珠状凝结中蒸汽与壁面直接接触，而膜状凝结时蒸汽要通过凝结膜与壁面传热，所以珠状凝结比膜状凝结的换热系数高。

6. 一圆管外表面敷设热绝缘层，如果总的管外径小于临界绝缘直径，则与不敷设绝热层的圆管相比，每米管长的散热损失是否会降低。（3分）

答：不会降低，会增加。

7. 简述气体辐射的特性。（限80字）

答：（1）气体辐射与吸收对波长有选择性；

（2）气体辐射与吸收在整个容积中进行。

8. 外掠平板时边界层动量积分方程为 $\frac{d}{dx} \int_0^\delta (u_\infty - u) u dy = \nu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$ ，为了求解边界层厚度 δ ，速度分布选用多项式 $u = a_0 + a_1 y + a_2 y^2 + a_3 y^3$ ，试列出在确定系数 a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 时所采用的边界条件。（4分）

$$\text{解：} y=0 \quad u=0 \quad \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0$$

$$y=\delta \quad u=u_\infty \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

9. 一无穷大平板，厚为 2δ ，初始温度 $t_0 = \text{const}$ ，从 $\tau = 0$ 时刻起突然将其置于 t_f 的流体中，此处假设 $t_f < t_0$ ，试针对下列两种情况画出时刻 τ_1 、 τ_2 板内的温度分布曲线（ $0 < \tau_1 < \tau_2$ ）：① $Bi \rightarrow \infty$ ；② $Bi \rightarrow 0$ 。（4分）

答：（温度分布曲线同图4-2）

10. 试述 ϵ -NTU 法与 LMTD 法相比所具有的优点。（2分）

答： ϵ -NTU 法在进行校核计算时，所假设的流体出口温度是通过定性温度影响传热系数的，而 LMTD 法所假设的流体出口温度是通过热平衡和平均温差影响传热系数的，前者远小于后者，所以 ϵ -NTU 法用于校核计算比较方便。

二、根据纯净蒸汽层流膜状凝结的简化假定，已求得冷凝膜中的速度分布为 $u = \frac{\rho_l g}{\mu_l} \times \left(\delta y - \frac{1}{2} y^2 \right)$ ，试推导温度为 t_s 的饱和蒸汽在壁温为 t_w 的竖壁上冷凝时液膜厚度的关系式。

解：液膜中的凝水流量

$$q_m = \int_0^\delta \rho_l u dy = \rho_l \int_0^\delta \frac{\rho_l g}{\eta_l} \left(\delta y - \frac{1}{2} y^2 \right) dy = \frac{\rho_l^2 g}{\eta_l} \left[\frac{\delta}{2} y^2 - \frac{1}{6} y^3 \right] \Big|_0^\delta = \frac{\rho_l^2 g \delta^3}{3 \eta_l}$$

假设液膜中为纯导热过程，由热质平衡

$$r \cdot dq_m = d\Phi \Rightarrow r \cdot \frac{\rho_l^2 g}{3 \eta_l} \cdot 3 \delta^2 d\delta = \lambda \frac{t_s - t_w}{\delta} \cdot dx \Rightarrow \delta^3 d\delta = \frac{\lambda \eta_l (t_s - t_w)}{r \rho_l^2 g} dx$$

边界条件 $x=0 \quad \delta=0$

两边同时积分并整理得

$$\delta = \left[\frac{4 \eta_l \lambda (t_s - t_w)}{r \rho_l^2 g} x \right]^{1/4}$$

三、一直径 10cm, 初温 100℃ 的铜球放入 20℃ 的水中自然冷却, 铜的密度为 8000kg/m³, 比热为 380J/kg, 导热系数为 400W/(m·K), 水与铜球的自然对流换热系数为 240W/(m²·K), 试计算: ①时间常数; ②球的温度降到 30℃ 所需要的时间; ③此时所释放的总热量。(10 分)

$$\text{解: (1) } \tau_c = \frac{\rho c V}{hA} = \frac{\rho c d}{6h} = \frac{8000 \times 380 \times 0.1}{6 \times 240} = 211\text{s}$$

$$(2) \tau = \tau_c \ln \frac{\theta_0}{\theta} = 211 \times \ln \frac{100-20}{30-20} = 439\text{s}$$

$$(3) Q = \rho c V (t_0 - t) = 8000 \times 380 \times \frac{3.1416}{6} \times 0.1^3 \times (100 - 30) = 111422\text{J}$$

四、一长为 L 的薄板, 两端分别接于温度为 T_1 与 T_2 的墙壁上, 板以对流方式将热量传给温度为 T_∞ 的周围流体, 假定 $T_1 > T_2 > T_\infty$, 板与周围流体间的对流换热系数为 h , 板的导热系数为 λ , 板的横截面积为 A , 横截面的周长为 P , 试推导出: ①板的温度分布; ②板的散热量。(15 分)

解: 设过余温度 $\theta = t - t_\infty$ 。

由热平衡得微分方程 $\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hp}{\lambda A}\theta = 0$

令

$$m^2 = \frac{hp}{\lambda A}$$

方程通解

$$\theta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}$$

边界条件

$$\begin{cases} x=0 & \theta = \theta_1 = t_1 - t_\infty \\ x=L & \theta = \theta_2 = t_2 - t_\infty \end{cases}$$

$$c_2 = \frac{\theta_1 e^{mL} - \theta_2}{e^{mL} - e^{-mL}}$$

$$c_1 = \frac{\theta_2 - \theta_1 e^{-mL}}{e^{mL} - e^{-mL}}$$

代入方程整理得板的温度分布

$$\theta = \frac{\theta_2 \text{sh}(mx) + \theta_1 \text{sh}[m(L-x)]}{\text{sh}(mL)}$$

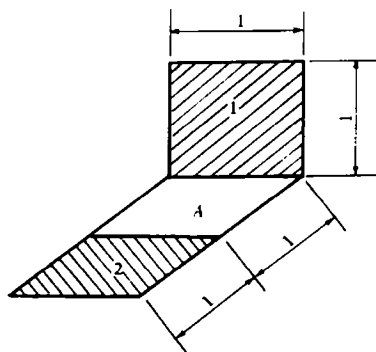
$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{m[\theta_2 \text{ch}(mx) - \theta_1 \text{ch}[m(L-x)]]}{\text{sh}(mL)}$$

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = \frac{m[\theta_2 \text{ch}(mL)]}{\text{sh}(mL)}$$

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = \frac{m[\theta_2 \text{ch}(mL) - \theta_1]}{\text{sh}(mL)}$$

$$\Phi = \lambda A \left[\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} - \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \right] = \frac{m[\theta_1 + \theta_2][\text{ch}(mL) - 1]}{\text{sh}(mL)}$$

五、已知两个相互垂直的正方形表面的温度分别为 $T_1 = 10^3\text{K}$, $T_2 = 500\text{K}$, 如附录 B4 图 3 所示, 其黑度分别为 $\epsilon_1 = 0.6$, $\epsilon_2 = 0.8$, 该两表面位于一绝热的房间内, 试计算表面 1 与



附录 B4 图 3

表面 2 之间的角系数 $X_{1,2}$ 及此两表面间的净换热量 Φ 。(20 分)

解: 查图得 (试卷提供)

$$X_{1,4} = 0.2 \quad X_{1,4+2} = 0.23$$

$$X_{1,2} = X_{1,4+2} - X_{1,4} = 0.23 - 0.2 = 0.03$$

$$\times \quad A_1 = A_2 = 1 \text{ m}^2$$

$$X_{2,1} = X_{1,2} = 0.03 \quad X_{1,3} = X_{2,3} = 0.97$$

空间辐射热阻

$$R_{1,3} = R_{2,3} = \frac{1}{A_1 X_{1,3}} = \frac{1}{0.97} = 1.031$$

$$R_{1,2} = \frac{1}{A_1 X_{1,2}} = \frac{1}{0.03} = 33.3$$

$$\text{空间总热阻} \quad R_k = \frac{1}{\frac{1}{R_{1,3} + R_{2,3}} + \frac{1}{R_{1,2}}} = 1.942$$

$$\text{表面热阻} \quad R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} = \frac{1 - 0.6}{0.6} = 0.667$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2} = \frac{1 - 0.8}{0.8} = 0.25$$

$$\text{辐射总热阻} \quad R = R_1 + R_2 + R_k = 0.667 + 0.25 + 1.942 = 2.859$$

$$\Phi = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{R} = \frac{5.67 \times 10^{-8} \times (1000^4 - 500^4)}{2.859} = 18593 \text{ W}$$

六、一冷凝换热器壳程为膜状凝结换热, 工质温度为 80°C , 冷凝换热系数为 $10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 管程为一根蛇形管, 管内径为 20 mm , 壁厚为 3 mm , 管壁导热系数为 $100 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 总污垢热阻为 $0.001 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, 管内流冷却水, 流速为 2 m/s , 入口水温为 20°C , 出口水温为 60°C , 试计算换热器传热系数和所需管长。

$$\text{解: } t_f = \frac{20 + 60}{2} = 40^\circ\text{C}$$

$$\text{查得水物性 (试卷提供)} \quad \begin{cases} \rho = 992.2 \text{ kg/m}^3 \\ \lambda = 0.635 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \\ c_p = 4174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ \eta = 653.3 \times 10^{-6} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}) \end{cases}$$

$$Re_f = \frac{\rho u d}{\eta} = \frac{992.2 \times 2 \times 0.02}{653.3 \times 10^{-6}} = 60750$$

$$Pr_f = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{653.3 \times 10^{-6} \times 4174}{0.635 \times 10^{-2}} = 4.29$$

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} = 0.023 \times 60750^{0.8} \times 4.29^{0.4} = 276.5$$

$$h_i = Nu_f \cdot \frac{\lambda}{d} = 276.5 \times \frac{0.635 \times 10^{-2}}{0.02} = 8779 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

以内表面为基准的传热系数

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{1}{R_i + \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{h_0 d_0} + \frac{d_i \ln(d_0/d_i)}{2\lambda_s}} \\
 &= \frac{1}{0.001 + \frac{1}{8779} + \frac{0.02}{0.026 \times 10^4} + \frac{0.02 \ln(26/20)}{2 \times 100}} \\
 &= 821.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
 \end{aligned}$$

$$\Delta t = \frac{60 - 20}{\ln \frac{80 - 20}{80 - 60}} = 36.4^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 \Phi &= q_{m2} c_2 (t''_2 - t'_2) = \frac{\pi d_i^2}{4} u \cdot \rho c_2 (t''_2 - t'_2) \\
 &= \frac{3.14 \times 0.02^2}{4} \times 2 \times 992.2 \times 4174 \times (60 - 20) = 104086 \text{ W}
 \end{aligned}$$

$$A = \frac{\Phi}{k \Delta t} = \frac{104086}{821.6 \times 36.4} = 3.48 \text{ m}^2$$

$$l = \frac{A}{\pi d_i} = \frac{3.48}{3.14 \times 0.02} = 55.4 \text{ m}$$

答：需要总管长 55.4m。