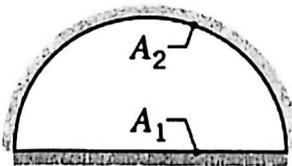


一、填空题 (24分)

(材料导热传输热能力)

- 热导率 (导热系数) 是表征 材料导热性能优劣 的物理量。 $W/(m^2 \cdot K)$
- 肋片有效度是 通过肋片的散热量 与 未加肋片时通过肋根面积 A_b 的散热量 的比值。其值的可能范围 $\epsilon_f > 2$, 否则就不值得使用肋片。
- 等温线是 同一时刻相同温度点连成的线 热流线的走向是 热流密度矢量的走向, 等温线和热流线的关系是互相 垂直。
- 集总参数法的适用条件是 $Bi \leq 0.1$ 。
- 努塞尔数 Nu 的定义是 $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, 其物理意义具有两个解释, 分别是 壁面上流体的温度梯度、流体内部导热热阻与传热热阻之比
- 格拉晓夫准则的物理意义 浮升力和黏滞力的比值, 表达式 $Gr = \frac{g\beta\Delta t l^3}{\nu^2}$ 。
- 有效辐射是 单位时间离开表面单位面积的总辐射能, 它包括 自身辐射、投入辐射 两部分。
- 热扩散系数是 $a = \frac{\lambda}{\rho c}$, 它表征 物体导热能力与贮热能力的比值 (传播温度变化能力)
- 黑体的温度越高, 其最大辐射波长越 短, 描述这一性质的物理定律是 维恩位移 定律。
- 流体流过弯曲管道或螺旋管时, 对流换热系数会 增大, 这是由于 管内流体连续改变方向, 在横截面上引起二次环流而强化传热
- 第三类边界条件是指 规定了边界上物体与周围流体间的表面传热系数 h 及周围流体的温度 t_f
- 一个截面为如图所示的长通道, 请给出凹面 A_2 对自身的视角系数: $X_{2,1} = \frac{A_1}{A_2} \Rightarrow X_{2,2} = 1 - \frac{A_1}{A_2}$



二、简答题 (40分)

P59

- 何谓接触热阻? 它是怎样定义的? 如果将两个原置于大气空间的接触表面的间隙抽成真空, 会对接触热阻发生什么影响? 接触热阻 ↑
- 当采用加肋片增强传热时, 最有效的方法是肋片应加在哪一侧? 为什么? 此外请再说明你认为的最佳形状肋片是什么样的? 为何最佳? P57 抛物线形最优
- 试用传热学理论解释热水瓶的保温原理。
- 什么是遮热板? 其遮热的传热学原理是什么? 试举二个应用遮热板的例子。

→ P392 ↓ 1/2 P407 复习题8 ↓
 插入两个辐射传热面之间用以削弱辐射传热的薄板



5. 一个表面对自己的视角系数一定为零吗? 请举例说明。X
6. 有人说, 在换热器冷热流体进出口温度 t'_1 、 t''_1 、 t'_2 、 t''_2 保持不变时, 逆流布置时的对数平均温差总比顺流布置时大, 你认为对吗? 试证明你的结论。X
7. 对于辐射, 玻璃和水是“半透过材料”还是“透不过材料”? 请给出原因。
8. 层流边界层与湍流边界层中热量传递主要机制是什么? 结合图文, 简要分析油、空气及液态金属这三种流体流过等温平板的速度边界层和热边界层内的速度和温度分布。

P439
相变情况

三、计算题 (36 分)

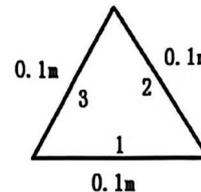
1. 一个工业级的立方体冷冻室的边长为 3m, 其复合壁由外层 6.6mm 厚的碳素钢板、中间层 100mm 厚的软木隔热材料和内层 6.5mm 厚的铝合金 (2024) 板构成。隔热材料与金属板之间的黏合界面的接触热阻均为 $R_{t,c} = 2.5 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。在内外表面温度分别为 -6°C 和 22°C 的情况下冷冻室必须维持的稳态制冷负荷为多大? (碳素钢板($\sim 295\text{K}$)、软木隔热材料($\sim 300\text{K}$)和铝合金 2024($\sim 267\text{K}$)的导热系数分别为 $64 \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$, $0.039 \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$, $173 \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)

Chapter 2
稳态导热

2. 测得一台已工作很长时间的逆流式油冷器的参数为: 热油流量为 $2 \text{kg}/\text{s}$, 热油进出口温度分别为 420K 和 380K ; 冷水流量为 $1 \text{kg}/\text{s}$, 冷水进口温度为 300K 。已知传热面积 3.33m^2 、热油的比热为 $2330 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、冷水的比热为 $4174 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 求: (1) 该冷油器的换热速率; (2) 相对传热系数的原设计值 $930 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 因运行过程中表面积垢后导致该台油冷器传热系数下降的比率是多少?

设计计算: $\dot{Q} = kA\Delta t_m$. 温度知=求1 $\rightarrow \Delta t_m$ 已知. A 已知. $\epsilon \rightarrow NTU \rightarrow$ 求出 k

3. 如下图所示, 边长为 0.1m 的正三角形封闭腔中, 三个面的发射率均为 0.6 , 垂直纸面方向可视为无限长。已知面 1 的温度为 300K 、面 3 的温度为 500K 、面 2 为重辐射面, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。



- (1) 画出辐射网络图; 并求:
- (2) 面 1、3 之间的单位面积辐射换热量是多少?
- (3) 面 2 的温度 T_2 是多少?



$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \frac{\partial t}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \frac{\partial t}{\partial z}) + \dot{\Phi} \quad P.$$

实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第2章

★ 推导过程

导热微分方程 $\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \frac{\partial t}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \frac{\partial t}{\partial z}) + \dot{\Phi}$ (直角坐标系)

$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\lambda r \frac{\partial t}{\partial r}) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\lambda \frac{\partial t}{\partial \varphi}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \frac{\partial t}{\partial z}) + \dot{\Phi}$ (柱坐标系)

$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (\lambda r^2 \frac{\partial t}{\partial r}) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\lambda \frac{\partial t}{\partial \varphi}) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (\lambda \sin \theta \frac{\partial t}{\partial \theta}) + \dot{\Phi}$ (球坐标系)

热扩散率

导热系数 $\rightarrow a = \frac{\lambda}{\rho c}$

热阻 $r = \frac{\delta}{\lambda}$ 而 $R = \frac{\delta}{A\lambda}$ (稳态情况)

圆筒壁: $\Phi = \frac{2\pi\lambda l (t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)}$ $R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda l}$ $\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda l}$

球壳: $\Phi = \frac{4\pi\lambda (t_1 - t_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}$ $R = \frac{1}{4\pi\lambda} (\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2})$ $\frac{1}{4\pi\lambda} (\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2})$

平壁 $\Phi = \frac{A(t_1 - t_2)}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \Rightarrow k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$ (总传热系数)

★ 肋片 一. 等截面直肋的四条模型假设.

$\theta = t - t_{\infty}$

★ 温度分布 $\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(x-H)]}{\text{ch}(mH)}$ 其中 $m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}}$ ($\theta_H = \frac{\theta_0}{\text{ch}(mH)}$)

★ 热流量 $\Phi_{x=0} = \frac{hP}{m} \theta_0 \text{th}(mH)$

① 肋效率 η_f : $\eta_f = \frac{\text{实际散热量}}{\text{假设肋表面处于肋基温度}} = \frac{\frac{hP}{m} \theta_0 \text{th}(mH)}{hPH\theta_0} = \frac{\text{th}(mH)}{mH}$

$\eta_f \sim H^{\frac{3}{2}} (\frac{h}{\lambda A_c})^{\frac{1}{2}}$ 曲线.

② 肋面总效率 η_0 : $\eta_0 = \frac{A_r + \eta_f A_f}{A_r + A_f} = \frac{A_r + \eta_f A_f}{A_0}$

③ 肋效能 ε_f : $\varepsilon_f = \frac{\text{肋片散热量}}{\text{未加肋片通过肋根}} = \frac{A_f}{A_b} \eta_f = \sqrt{\frac{\lambda P}{h A_c}}$ (无限长等截面直肋)

④ 肋面总效能 ε_0 : $\varepsilon_0 = \frac{A_r + A_f \eta_f}{A_u}$ (A_u 为未加肋表面积).

★ 毕渥数 $Bi = \frac{h\delta}{\lambda}$

$Bi \leq 0.25$ 加等截面直肋.

临界热绝缘直径 $d_{cr} = \frac{2\lambda}{h}$

具有内热源 平板 $t = \frac{\dot{\Phi}}{2\lambda} (\delta^2 - x^2) + t_w$

圆柱 $t = t_1 + \frac{\dot{\Phi}}{4\lambda} (r_1^2 - r^2)$

装订线



$$\frac{\theta}{\theta_0} = e^{-\lambda p \left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right)} \quad P.$$

$$l_c = \frac{V}{A} \quad \tau_c = \frac{\rho c V}{hA} \quad \dot{Q} = (t_{\infty} - t_0) hA \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right)$$

实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第3章.

非稳态导热 \rightarrow 热量传递方向上不同位置导热系数不同.

非正规状况阶段 (初始温度分布) vs. 正规状况阶段 (边界条件)

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \text{div}(\lambda \text{grad} t) + \dot{\Phi} \quad \text{若 } \lambda \text{ 与 } \rho c_p \text{ 均为常数} \Rightarrow \frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{\dot{\Phi}}{\rho c_p}$$

- $Bi = \frac{h\delta}{\lambda}$
- i) $Bi \rightarrow \infty$ 则 $\frac{\delta}{\lambda} \gg \frac{1}{h}$. 近似为第一类边界条件.
 - ii) $Bi \rightarrow 0$ 则 $\frac{\delta}{\lambda} \ll \frac{1}{h}$. 近似为第二类边界条件. (均匀).
- \hookrightarrow 导热热阻与表面对流热阻之比.

二维问题: 集中参数法. $\frac{\delta}{\lambda} \ll \frac{1}{h}$ 即 $Bi \rightarrow 0$ 时, 内部温度均匀一致. (任何时刻)

$$\text{此时 } \frac{dt}{d\tau} = \frac{\dot{\Phi}}{\rho c V} \Rightarrow \frac{\theta}{\theta_0} = \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right) = \exp(-Bi Fo) \quad \star$$

傅里叶数 $Fo = \frac{a\tau}{l_c^2}$ 特征长度 $l_c = \frac{V}{A} \quad \star$

瞬时热流量 $\downarrow \dot{Q} = -\theta_0 hA \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right) = (t_{\infty} - t_0) hA \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right)$

表征非稳态过程进行深度的时间. $\star Bi \leq 0.1$ 时可使用集中参数法.

① 计算特征长度 l_c 及毕渥数 Bi .

$$\text{时间常数 } \tau_c = \frac{\rho c V}{hA}$$

② $\frac{hA}{\rho c V}$ 计算, 即得 θ 温度关系式.

\hookrightarrow 可互换.

③ 时间所需 τ .

总传热量
 $Q_{\infty} = -\theta_0 \rho c V$
 $[1 - \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right)]$

一维问题非稳态导热.

(温度仅沿一个方向发生变化)

$$\text{通解: } \begin{cases} \frac{\theta(\eta, \tau)}{\theta_0} = A \exp(-u^2 Fo) f(u, \eta) \\ \frac{Q}{Q_0} = 1 - A \exp(-u^2 Fo) B. \end{cases}$$

半无限大物体.

$$\xi = \frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \quad \text{相似变量.} \quad q_x = \lambda \frac{t_w - t_0}{\sqrt{\pi a \tau}} \exp\left[-x^2/(4a\tau)\right]$$

$$Q = 2A\sqrt{\frac{\tau}{\pi}} \sqrt{\rho c \lambda} (t_w - t_0) \quad \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right) \text{ 误差函数.}$$

简单多维物体.

乘积解法条件: i) 第三类边界条件 ii) 初温、环境、传热系数均匀 iii) 常物性, 无内热源 iii) 第一类边界条件也可.

对于第三类边界条件的问题

(1) 计算 Bi (以 V/A 作为特征尺度). 若 $Bi < 0.1$ 采用集中参数法

(2) 若 $Bi > 0.1$ 则计算 Fo . 若 $Fo < 0.05 \sim 0.06$, 则视为有限大物体.

(3) 若 $Bi > 0.1$, $Fo \in (0.06, 0.2)$ 则完全级数-维问题.

(4) 若 $Bi > 0.1$, $Fo > 0.2$ 拟合公式法.

$$\begin{cases} u^2 = \left(a + \frac{b}{Bi}\right)^{-1} \\ A = a + b(1 - e^{-cBi}) \end{cases} \quad \begin{cases} B = \frac{a + cBi}{1 + bBi} \\ J_0 = a + bx + cx^2 + dx^3 \end{cases}$$



[对流传热的理论基础.]

实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第5章 核心是计算不同条件下的表面传热系数h.

影响因素 (起因, 相变, 流动状态, 几何因素, 流体物性性质)

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} |_{y=0} \quad \text{且} \quad q = h \Delta t \Rightarrow h = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial y} |_{y=0} \quad (\text{其中} \lambda \text{为流体})$$

$$= \text{维常物性, 无内热源的能量微分方程} \quad \rho C_p \left(\frac{\partial t}{\partial t} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)$$

流体宏观位移 + 通过壁面附近流体的导热 \Rightarrow 对流传热

对流传热问题

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 && \text{质量守恒} \\ \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) && \text{动量守恒} \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) && \text{动量守恒} \\ \frac{\partial t}{\partial t} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} &= \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) && \text{能量守恒} \end{aligned} \right\}$$

对于平板, $Re_{cr} = 5 \times 10^5$ 数量级分析法. \Rightarrow 二维. 稳态. 无内源的边界层能量方程

流动边界层 $\frac{\delta}{x} = \frac{5.0}{\sqrt{Re_x}}$

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$$

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^2} = \frac{0.664}{\sqrt{Re_x}}$$

动量方程

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

进一步对于热边界层:

$$\frac{\delta_t}{\delta} \approx Pr^{1/3} \quad h_x = 0.332 \frac{\lambda}{x} (Re_x)^{1/2} (Pr)^{1/3}$$

新定义努塞尔数

$$Nu_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.332 (Re_x)^{1/2} (Pr)^{1/3} \quad \text{对于全板则有} \quad Nu_L = 0.664 (Re_L)^{1/2} Pr^{1/3}$$

Pr 普朗特数.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{C_p \eta}{\lambda}$$

表征热边界层与流动边界层的相对厚度.

$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

假定 $Pr = Pr_t = 1 \Rightarrow Nu_x = \frac{C_f}{2} Re_x$

(动量扩散与热扩散能力的对比)
(粘性系数与热扩散系数的比值)

(λ 为流体)

St 斯坦顿数

$$St = \frac{Nu}{Re Pr}$$

如 π 定理.

n个物理量的关系式. 包含 r个基本量纲. 则转化为包含 (n-r)个独立的量纲为1的物理量

Bi $\frac{h\delta}{\lambda}$ 固体导热热阻与表面传热热阻之比

Fo $\frac{aT}{l^2}$ 非稳态过程进行深度

Gr $\frac{g l^3 \Delta \rho \Delta T}{\nu^2}$ 浮升力与粘性力之比

Ja $\frac{C_p \Delta T}{r}$ 液体显热与潜热之比

Nu $\frac{hL}{\lambda_{液}}$ 壁面上流体量纲为1的温度梯度.

Pr $\frac{u C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$ 动量扩散与热扩散

Re $\frac{uL}{\nu}$ 惯性力与粘性力之比

St $\frac{Nu}{Re Pr}$ 修正的Nu. 量纲为1的表面传热系数

j因子 $\frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$ 量纲为1的表面传热系数

Ra Gr Pr



实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第6章. 单相对流传热的实验关联式

① 内命强制对流传热

圆管 $Re_c = 2300$ 入口段 \rightarrow 充分发展段 (流动边界层与热边界层汇合于管子中心线)

层流 流动入口段 $\frac{L}{d} = 0.05 Re$. 热入口段 $\frac{L_t}{d} = 0.05 Re Pr$. 平均温度 $t_f = \frac{\int_{A_c} C_p \rho u t dA}{\int_{A_c} C_p \rho u dA}$

对数平均温差 $\Delta t_m = \frac{t_f'' - t_f'}{\ln \frac{t_w - t_f'}{t_w - t_f''}}$ $h m A \Delta t_m = \dot{Q}_m C_p (t_f'' - t_f')$

湍流 常规流体 ($Pr > 0.6$)

Dittus-Boelter

$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n$ 其中加热流体 $n=0.4$. 冷却时 $n=0.3$

$Nu = \frac{hd}{\lambda}$ 由此可求 h . (要求 $Re_f = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$)

若非圆形截面. 计算当量(水力)直径 $d_e = \frac{4A_c}{P}$ 环状通道 $d_e = d_2 - d_1$

湍流

Sieder-Tate. $Nu_f = 1.86 \left(\frac{Re_f Pr_f}{L/d} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14}$ (其中 η_f, η_w 为 t_f, t_w 下的 μ)

② 外部强制对流传热 (边界层可自由发展)

横掠单管 $Re_c = 1.5 \times 10^5$

[圆管外掠] $Nu = C Re^n Pr^{1/3}$. [球外掠] $Nu = 2 + (0.4 Re^{1/2} + 0.06 Re^{1/3}) Pr^{0.4} \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_w} \right)^{1/4}$

叉排传热强但阻力大. 且不易于清洗. 颗粒堆当量直径 $d_h = d \frac{\phi}{1-\phi}$ (d 为颗粒. ϕ 孔隙率)

③ 自然对流传热 (自身温度场不均匀 \rightarrow 密度不均匀)

格拉晓夫数 Gr . $Gr = \frac{g \Delta T l^3}{\nu^2}$ 其中 α_v 为体胀系数 $\alpha_v = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$

瑞利数 Ra $Ra = Gr Pr = \frac{g \Delta T l^3}{\alpha \nu}$ 浮升力与黏滞力比值的度量. 浮升力是重力和压力梯度综合作用结果.

Gr 在自然对流中的作用与 Re 在强制对流中的作用相当 (判据流态)

[自模化]. 自然湍流 $h \rightarrow$ 常量.

Gr/Re^2 判断自然对流影响程度:

$\frac{Gr}{Re^2} \leq 0.1$ 不可忽略自然

$\frac{Gr}{Re^2} \geq 10$ 可忽略强制.

$0.1 \leq \frac{Gr}{Re^2} \leq 10$ 混合对流



实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第7章 相变对流传热的计算 (释放潜热, 主要考虑膜状凝结)

① 凝结传热 { 膜状 (ΔP = $\frac{2\sigma_{10}}{R}$ 内部压强更大)
球状

球状凝结 h ↑, 减小凝结热阻, 对流换热强. ★

膜状凝结: 液膜是主要的热阻来源.

努塞尔膜状凝结分析解.

(1) 简化假设 δ. (important 液膜惯性力可忽略 & 膜内温度分布线性, 即内部热量转移只有导热)

(2) 分析解.

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \\ \rho_l (u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) = -\frac{dp}{dx} + \rho_l g + \eta_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \\ u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a_l \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \eta_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \rho_l g = 0 \\ \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \end{cases} \quad \text{可化为常微分方程.}$$

求解得到 $u = \frac{\rho_l g}{\eta_l} (\delta y - \frac{1}{2} y^2)$, $t = t_w + (t_s - t_w) \frac{y}{\delta}$. 但液膜厚度 δ 仍未知.

接下来关键是 δ 随 x 的变化规律.

$q_m = \int_0^\delta \rho_l u dy = \frac{g \rho_l^2 \delta^3}{3 \eta_l} \Rightarrow dq_m = \frac{g \rho_l^2 \delta^2 d\delta}{\eta_l}$ 利用热量平衡 $r [\frac{g \rho_l^2 \delta^2 d\delta}{\eta_l}] = \lambda_l \frac{t_s - t_w}{\delta} dx$

积分得 $\delta = \left[\frac{4 \eta_l \lambda_l (t_s - t_w) x}{g \rho_l^2 r} \right]^{1/4}$ 则 $h_x = \frac{\lambda_l}{\delta} = \left[\frac{g r \lambda_l^3 \rho_l^2}{4 \eta_l (t_s - t_w) x} \right]^{1/4}$.

平均表面传热系数

$h_v = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = 0.943 \left[\frac{g r \lambda_l^3 \rho_l^2}{\eta_l L (t_s - t_w)} \right]^{1/4}$ ★

(3) 推广至水平管外和球表面.

$h_H = 0.729 \left[\frac{g r \lambda_l^3 \rho_l^2}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{1/4}$ (水平管外) $h_S = 0.826 \left[\frac{g r \lambda_l^3 \rho_l^2}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{1/4}$ (球外)

(4) 水平与竖管的比较.

★ $\frac{h_H}{h_v} = 0.77 \left(\frac{L}{d} \right)^{1/4}$

液膜 Re 计算: $Re = \frac{4 h L (t_s - t_w)}{\eta_l r} \rightarrow$ 针对竖壁. 若是水平管则用 πd 代替 L. $Re_c = 1600$ (针对液膜) 伽利略数 $Ga = \frac{g L^3}{\nu^2}$

定义雅各布数: $Ja = \frac{c_p (t_s - t_w)}{\nu} \rightarrow$ 显热与潜热之比

② 沸腾传热 [对于大容器沸腾]

Δt = t_w - t_s 过热度. 自然对流区 → 核态沸腾区 → 过渡沸腾区 → 膜态沸腾区.

莱顿弗罗斯特点. 临界热流密度. 转折点 DNB (♥) 汽化核心 (细缝, 凹坑, 裂穴)

C-C 方程 $\Delta T = T_l - T_s = \frac{2\sigma T_s}{r \rho_l R}$ 计算过热度.

热管. 巧妙结合沸腾传热与凝结传热 ⇒ 调整蒸发段和冷凝段热流密度 & 让热量沿特定方向传递 具有良好的导热性及等温性.



普朗克定律 $E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$

P.

实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第8章 热辐射基本定律和物体的辐射特性 (电磁运动引起传热)
(热引起电磁波辐射)

$c = \lambda f$

重点记忆: 可见光波长 $0.38 \sim 0.76 \mu m$ 太阳辐射集中在 $0.3 \sim 2.5 \mu m$.

$< 25 \mu m$ 近红外 $> 25 \mu m$ 远红外 \star 热辐射波长范围 $0.1 \sim 100 \mu m$ 微波 $1 mm \sim 1 m$ 、工业热辐射多集中在 $0.76 \sim 20 \mu m$

吸收率 α 反射率 ρ 透射率 τ (一般固体、液体 $\tau = 0$ 。一般气体 $\rho = 0$.)

理想模型 $\alpha = 1$ 黑体。(绝对黑体) 在相同温度物体中, 黑体辐射能力最大

① Stefan-Boltzmann (四次方) 辐射力 E , 半球空间 $E_b = \sigma T^4 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ 其中 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 黑体辐射系数
 $C_0 = 5.67 W/(m^2 \cdot K^4)$ 黑体辐射系数

② 普朗克定律 (黑体辐射能按波长分布的规律) \star 光谱辐射力 $E_{b\lambda}$ $W/(m^2 \cdot m)$ 或 $W/(m^2 \cdot \mu m)$
 $E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ c_1, c_2 为第 $(-)$ 辐射常量
 $\lambda_m T = 2.9 \times 10^{-3} m \cdot K$ 维恩位移定律

$E_b = \int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda = \int_0^\infty \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1} d\lambda = \sigma T^4$

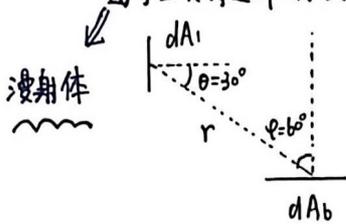
定义 $E_{b(0-\lambda)} = \int_0^\lambda E_{b\lambda} d\lambda \Rightarrow$ 黑体辐射函数 $F_{b(0-\lambda)} = \frac{\int_0^\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} = f(\lambda T) \star$

③ 兰伯特定律 (黑体辐射能按空间方向的分布规律)

空间角 $\Omega = \frac{dA_c}{r^2}$ $dA_c = r d\theta r \sin\theta d\varphi \Rightarrow d\Omega = \frac{dA_c}{r^2} = \sin\theta d\theta d\varphi$ (微元立体角)

$\frac{d\phi(\theta)}{dA d\Omega} = I \cos\theta$ 或写成 $\frac{d\phi(\theta)}{dA d\Omega \cos\theta} = I$ (定向辐射强度) \rightarrow 定值. 余弦定律.
单位实际面积 VS. 单位可见面积

遵守兰伯特定律前提下, $E_b = \pi I_b$. 即辐射力是定向辐射强度的 π 倍.



dA_b 落在 dA_1 上的辐射能量: $d\Omega_1 = \frac{dA_1 \cos\theta}{r^2} = \frac{dA_1 \cos 30^\circ}{r^2}$
 $d\phi(60^\circ) = I dA_b d\Omega_1 \cos\varphi$
 $= I dA_b \cdot \frac{dA_1 \cos 30^\circ}{r^2} \cdot \cos 60^\circ$

注意立体角计算与辐射能量计算各要乘一个 $\cos\theta$ (θ 不同).

固体和液体辐射特性.

① 发射率 ϵ . $\epsilon = \frac{E}{E_b}$ (辐射力修正) $\epsilon < 1$ $E = \epsilon E_b = \epsilon \sigma T^4 = \epsilon C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$

② 光谱发射率 $\epsilon(\lambda)$ $\epsilon(\lambda) = \frac{E_\lambda}{E_{b\lambda}}$ 灰体 (吸收比与光谱发射率和波长无关)

③ 定向发射率 $\epsilon(\theta)$ $\epsilon(\theta) = \frac{I(\theta)}{I_b}$ 漫射体 (定向发射率与 θ 无关) $\epsilon = M \epsilon_n$ (法向发射率)

气体辐射特性 (三原子分子气体具有辐射能力)

特点 ① 对波长有选择性 ② 气体的辐射和吸收是在整个容积中进行的

在吸收性气体层中的传递按指数规律衰减.

$I_{\lambda, L} / I_{\lambda, 0} = e^{-k_\lambda L}$ 比尔定律.

平均射线路程长 $L = 3.6 \frac{V}{A}$ \star



$$J = \frac{E_b - (\frac{1}{\epsilon} - 1)q}{1 + X_{1,2}(\frac{1}{\epsilon_1} - 1) + X_{2,1}(\frac{1}{\epsilon_2} - 1)} P.$$

实验名称: _____ 姓名: _____ 学号: _____

第9章 辐射传热的计算

① 角系数 $X_{1,2}$ 表示表面1对表面2的角系数, 即离开表面1的辐射能落到表面2的百分数。

假定: (i) 漫射表面 (ii) 各处发射的辐射热流密度均匀 \rightarrow 几何因子。

[性质]

1. 相对性 $X_{d_1, d_2} = \frac{\phi_{d_1, d_2}}{\phi_{d_1}} = \frac{I_{b1} dA_1 \cos\theta_1 d\Omega}{E_{b1} dA_1} \stackrel{\text{几何}}{=} \frac{\cos\theta_1 d\Omega}{\pi} \stackrel{\text{几何}}{=} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2 dA_2}{\pi r^2}$

即 $X_{d_1, d_2} = \frac{dA_2 \cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r^2} \Rightarrow A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1} \quad \star$

2. 完整性

$$\sum_{i=1}^n X_{1,i} = 1 \quad \text{对于非凹表面 } X_{1,1} = 0.$$

3. 可加性

$$X_{1,2} = \sum_{i=1}^n X_{1,2i} \quad \text{注意只有第二个角标才可加!}$$

主要利用“代数分析法”

(i) 三个表面的封闭系统 $X_{1,2} = \frac{A_1 + A_2 - A_3}{2A_1} = \frac{L_1 + L_2 - L_3}{2L_1} \quad \star$

(ii) 注意是否有包围情况

(iii) 存在凹表面 \rightarrow 引入虚拟面 (iv) 交叉线法 $X_{1,2} = \frac{\text{交叉线之和} - \text{不交叉线之和}}{2 \times \text{表面 } A_1 \text{ 断面长度}}$

② 两表面封闭系统的辐射传热 表面之间不存在参与热辐射的介质。

两黑体表面 $\phi_{1,2} = A_1 E_{b1} X_{1,2} - A_2 E_{b2} X_{2,1}$
 $= A_2 X_{2,1} (E_{b1} - E_{b2}) = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}}$ 角系数即为空间辐射热阻的关键。

引入有效辐射J, 加上投入辐射G。

有效辐射J与辐射传热量q间满足 $J = E_b - (\frac{1}{\epsilon} - 1)q \quad \star$ (以向外放热为正)

两漫灰表面

$$\phi_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \rightarrow \text{表面辐射热阻.} \quad \star$$

$$= \epsilon_s A_1 X_{1,2} (E_{b1} - E_{b2}) \quad \text{其中 } \epsilon_s \text{ 为系统发射率, } \epsilon_s = \frac{1}{1 + X_{1,2}(\frac{1}{\epsilon_1} - 1) + X_{2,1}(\frac{1}{\epsilon_2} - 1)}$$

简化情形.

(i) 表面1为非凹表面则 $X_{1,2} = 1$

(ii) $A_1/A_2 \rightarrow 1$ (无限大平行平板) $\Rightarrow \epsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$
且1为非凹表面。

(iii) 非凹小物体置于大环境内 $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 0$ 则 $\Rightarrow \epsilon_s = \epsilon_1$

气体辐射对波长有选择性, 故不可作为灰体分析



第10章 传热过程分析与换热器的热计算

传热过程核心公式 $\Phi = kA(t_{f1} - t_{f2})$

① 平壁传热: $k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$ 为总传热系数 \star

② 圆筒传热: $\Phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1 \pi d_1 L} + \frac{1}{2\pi \lambda L} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_2 \pi d_o L}}$ 其中总传热系数 $k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o}}$ \star
(以管外侧面面积为基准)

③ 肋壁传热: $\Phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda A_i} + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}}$ $\star \Rightarrow k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_o \eta_o}}$

A_i 为无肋一侧表面积, A_o 为肋侧总表面积, η_o 肋面总效率.

临界热绝缘直径.

带保温层的圆管传热, 增加 d_o 使导热热阻 \uparrow , 对流热阻 \downarrow (双重作用) $d_{cr} = \frac{2\lambda}{h_o} \Rightarrow Bi = 2$.

换热器

- 间壁式 (应用最广)
- 混合式 (冷却塔)
- 蓄热式

* 紧凑式: $d_h \leq 6mm$ 或 $\beta \geq 700 m^2/m^3$.

- 间壁式:
 - 套管式 (最简单) 1-2 型换热器
 - 管壳式 (最主要) 1 为壳程数, 2 为管程数
 - 交叉流板式...
- 遮流板作用!

平均温差计算

逆流可能出现冷流体出口温度 $>$ 热流体出口温度.

$\Phi = kA \Delta t_m$ 入口 t_1', t_2' 出口 t_1'', t_2'' 传热过程 4 假设.

$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}$ ($\Delta t_{min}, \Delta t_{max}$ 是同侧口流体温差) 相同进出口温度, 算数平均 $>$ 对数

$\Delta t_{min} = \psi (\Delta t_m)_{ctf}$. 其中 $(\Delta t_m)_{ctf}$ 默认布置为逆流, $\psi < 1$. 取决于 P, R.

$\star P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$ 表示冷流体温升与最大理论温升之比 $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$ 为两流体热容量之比 ($\frac{q_{m2} C_2}{q_{m1} C_1}$)

不发生相变前提下, 逆流平均温差最大, 顺流平均温差最小. 下标: 对管壳式 1 表示壳侧, 2 表示管侧 \star 对交叉流 1 表示热流体, 2 表示冷流体

间壁式换热器热计算

$\Phi = kA \Delta t_m$

$\Phi = q_{m1} C_1 (t_1' - t_1'') = q_{m2} C_2 (t_2'' - t_2')$

设计计算: 给定 $q_{m1} C_1$ 和 $q_{m2} C_2$ 以及 3 个温度求 k, A 和 Φ .

校核计算: 给出 $A, q_{m1} C_1, q_{m2} C_2$ 并且 k 可求以及 2 个进口温度, 求 Φ 和 2 个出口温度.

① 平均温差法, 校核计算需要假设 + 迭代.

② 效能-传热单元数法 ($\epsilon - NTU$)

$\epsilon = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}$ \rightarrow 针对同种流体. \rightarrow 理论最大温升

$\Phi = (q_{mc})_{min} (t_1' - t_2')_{max} = (q_{mc})_{min} \epsilon (t_1' - t_2')$

热容比 $C_r = \frac{(q_{mc})_{min}}{(q_{mc})_{max}}$ $NTU = \frac{KA}{(q_{mc})_{min}}$ \rightarrow 反映换热器综合技术经济性能

顺流 $\epsilon = \frac{1 - \exp[-(NTU)(1+C_r)]}{1+C_r}$

逆流 $\epsilon = \frac{1 - \exp[-(NTU)(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-(NTU)(1-C_r)]}$

设计: $\epsilon \rightarrow NTU$

校核: $NTU \rightarrow \epsilon$ (同样也要加以假设)

