

## 第二节 对流换热

对流传热：

由于流体在运动过程中质点发生相对位移而引起的热量转移。

工程上所研究的对流传热是指流体与固体壁面间的热交换，一般称为对流换热或对流给热。

## 对流换热的种类：

### ➤ 流体自由运动换热

由于流体冷热部分密度不同所引起的运动叫做自由运动，此时流体与壁面的热交换称为**流体自由运动换热**。

### ➤ 流体受迫运动换热

受外力影响所发生的流体运动叫做受迫运动，此时所进行的热交换称为**流体受迫运动换热**。

## 影响对流换热的因素

- 流态与流速；
- 流体的物理性质；
- 放热表面的几何尺寸、形状和位置。

# 一、对流换热过程

基本公式：牛顿冷却公式

$$\Phi = \alpha(t_f - t_w)F; \quad q = \alpha(t_f - t_w)$$

$t_f$ : 流体温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_w$ : 壁面温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha$ : **对流换热系数、对流给热系数**。其大小反映了对流换热的强弱, 其意义指 $1\text{m}^2$ 壁表面积, 流体同壁面间温度差为 $1^{\circ}\text{C}$ 时每秒钟所能传递的热量, 单位为 $\text{J}/(\text{m}^2 \text{s} \cdot ^{\circ}\text{C})$   
 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

将上式改写为

$$\Phi = \alpha(t_f - t_w)F = (t_f - t_w) / (F \cdot 1/\alpha)$$

$$q = (t_f - t_w) / (1/\alpha)$$

式中  $1/(\alpha F)$ : 对流换热的热阻,  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ;

$1/\alpha$ : 单位面积上对流换热热阻,  $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$

在对流换热过程中, 热阻主要发生在靠近壁面的边界层内, 因此流体流经壁面时边界层的厚度及其特征, 对于对流换热的研究具有重要意义。

## 1. 流动边界层

粘性流体经壁面时，与壁面产生摩擦力，它限制了流体的运动，使靠近壁面的流体速度降低到零。

如图2.11，流体速度 $u_x$ 随 $y$ 值的增加而迅速增大，把 $y=\delta$ 的薄层称为流动边界层，一般将接近主流速度，即

$u_x/u_\infty=0.99$ 处距壁面的垂直距离定义为边界层。厚度 $\delta$ 可通过计算得出。

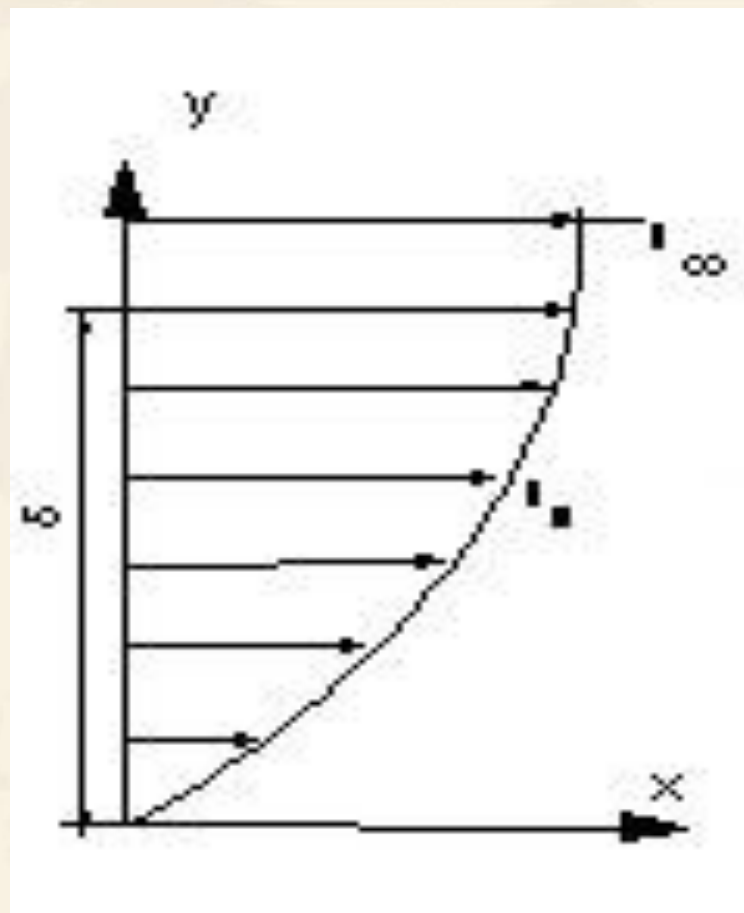
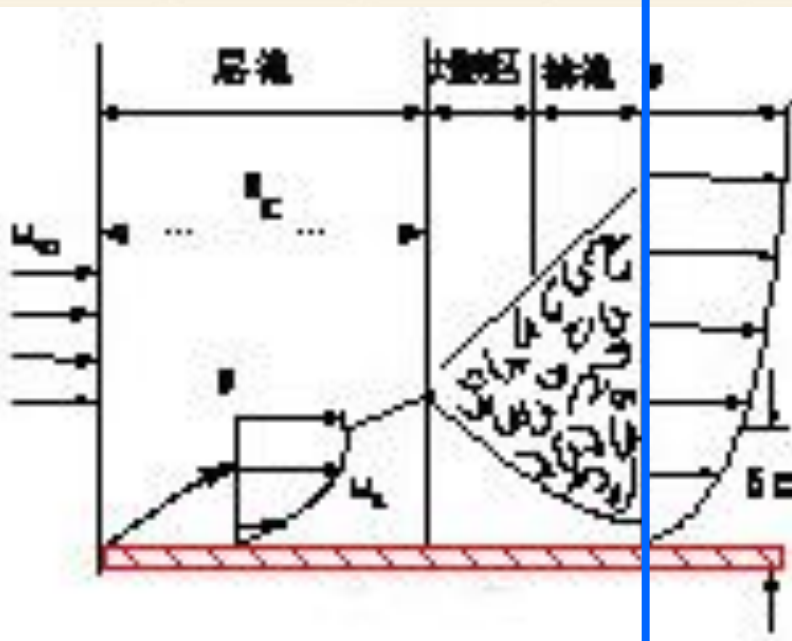


图2.11 流动边界层图



边界层在壁面上的形成和发展过程

$$Re = \frac{\rho v d}{\eta} = \frac{v d}{\nu} = \frac{\text{惯性力}}{\text{粘性力}}$$

流体以  $u_\infty$  的流速沿平板流动。在平板的起始段， $\delta$  很薄。随着  $x$  的增加，由于壁面粘滞力的影响逐渐向流体内部传递，边界层逐渐增厚，但在某一距离  $x_c$  以前会一直保持层流的性质。

沿流动方向随着边界层厚度的增加，边界层内部粘滞力和惯性力的对比向着惯性力相对强大的方向变化，促使边界层内的流动变得不稳定起来。自距前缘  $x_c$  处起，流动朝着湍流过渡，最终过渡为旺盛湍流。此时流体质点在沿  $X$  方向流动的同时，又作着紊乱的不规则脉动，故称湍流边界层。

湍流边界层的主体核心虽处于湍流流动状态，但紧靠壁面处粘滞应力仍占主导地位，致使贴附于壁面的一极薄层内仍保持层流的性质。这个极薄层称为湍流边界层的层流底层(又称粘性底层)。

边界层开始从层流向湍流过渡的距离 $x_c$  由临界雷诺数 $Re_c$ 确定。称为临界距离。

$$Re_c = x_c u_\infty / \nu$$

( $Re_c$ 在 $3 \times 10^5 \sim 3 \times 10^6$ 之间)。

当流体在平板上作层流运动，边界层厚度与 $Re$ 的关系：

$$\delta = 4.64x / (Re_x)^{1/2}$$

例5 根据上式计算空气流过平板前缘100mm处的边界层厚度，已知空气流速为10m/s，空气温度为 $20^\circ\text{C}$  (附录1干空气的热物理性质)。

解：  $Re_x = x u_\infty / \nu = 0.1 \times 10 / (15.06 \times 10^{-6}) = 66400$ ;

$$\delta = 4.64x / (Re_x)^{1/2} = 4.64 \times 0.1 \times (66400)^{-1/2} = 1.8\text{mm};$$

边界层厚度一般小于2mm。

流体在平壁上作湍流流动，边界层厚度与雷诺数之间关系：

$$\text{湍流边界层厚度} \quad \delta_t = 0.376x / (\text{Re}_x)^{1/5}$$

其层流底层厚度

$$\delta_c = \delta_t (194 / \text{Re}_x^{0.7});$$

根据上述可计算例题中距平板前缘500mm处所形成的湍流边界层的厚度与层流底层的厚度。

$$\text{Re}_x = 0.5 \times 10 / (15.06 \times 10^{-6}) = 332000$$

$$\delta_t = 0.376x / (\text{Re}_x)^{1/5} = 0.376 \times 0.5 / 332000^{1/5} = 14.7\text{mm}$$

$$\delta_c = \delta_t \cdot (194 / \text{Re}_x^{0.7}) = 14.7 \times 194 / 332000^{0.7} = 0.389\text{mm}$$



## 2. 热边界层

流体与壁面之间存在温度差时，出现**热边界层**或称**温度边界层**。热边界层厚度 $\delta_t$ 不一定等于流动边界层厚度 $\delta$ 。如果流动边界层和热边界层都从同一地点开始发展，则两者厚度之比，取决于流体的物性。

$$\delta_t/\delta = \text{Pr}^{-1/3}$$

**Pr**: 普朗特准数,  $\text{Pr}=\nu/a$ ;

**a**: 热扩散率,  $a=\lambda/(C_p \cdot \rho)$ ;

**$\nu$** : 运动粘度系数。

在Pr准数中,  $\nu$ 反映了流体分子**传递动量**的能力,  $a$ 反映了流体分子**扩散热量**的能力, 故**Pr**的大小表明了流体**动量传递**和**热量传递能力**的相对大小。

# 准数 (同类物理现象相似: 两个或两个以上的一组现象对应物理量之比为一固定值)

## ➤ 努赛尔准数 $Nu$

$Nu = \alpha l / \lambda$ , 流体对流换热系数\*定型尺寸/流体的导热系数

其意义是表明流体对流换热情况, 准数越大, 对流换热过程越强烈;

## ➤ 傅立叶准数 $Fo = \alpha \tau / l^2$ , $\tau$ 为非稳态导热过程所经历的时间

在稳态导热过程中,  $Fo$  愈大, 热扰动愈能深入地传播到物体内部, 使物体内部各点温度趋于均匀一致。并接近于周围介质温度。

## ➤ 贝克利准数 $Pe = ul/a$ , 表示对流换热与分子导热的相互关系;

## ➤ 弗鲁德准数 $Fr = gl/u^2$ , 反映重力与惯性力相对关系;

## ➤ 格拉晓夫准数 $Gr = \beta g \Delta t l^3 / \nu^2$ , $\beta = 1/(273 + t)$ , 反映由于流体各部分温度不同而引起的浮升力与粘性力的相对关系。

## 四、流体自由运动换热

自由运动换热根据流体所处的空间大小分为两类：无限空间自由运动换热（炉墙向周围空间散热）；有限空间自由运动换热（流体封闭在小空间自由运动）。

### 1. 无限空间自由运动换热

无限空间流体运动换热时，相关准数之间关系：

$$\text{Nu}_m = C(\text{Gr} \text{Pr})_m^n$$

定性温度  $t_m = (t_f + t_w)/2$ ，对于湍流  $n=1/3$

表2.1 无限空间自由运动换热的C, n

表面形状 及位置	流态	C,n值		定型	适用范围
		C	n	尺寸	Gr Pr
垂直平壁 及直圆筒	层流	0.59	1/4	高度h	$10^4 \sim 10^9$
	湍流	0.10	1/3		$10^9 \sim 10^{13}$
水平圆筒	层流	0.53	1/4	外径d	$10^4 \sim 10^9$
	湍流	0.13	1/3		$10^9 \sim 10^{12}$
热面朝上或 冷面朝下的 水平壁	层流	0.54	1/4	平板	$2 \times 10^4 \sim$ $8 \times 10^6$
	湍流	0.15	1/3	圆盘0.9d	$8 \times 10^6 \sim 10^{11}$
热面朝下或 冷面朝上的 水平壁	层流	0.58	1/5	矩形 圆盘0.9d	$10^5 \sim 10^{11}$

例6 竖壁外表面温度 $t_w = 60^\circ\text{C}$ ，外界空气温度 $t_f = 20^\circ\text{C}$ ，壁高 $h = 3\text{m}$ ，求每小时通过每平方米壁表面自由运动换热量（热流密度）。

解：根据公式 $Nu_m = C(Gr Pr)^n$ ；

定性温度 $t_m = (60+20)/2 = 40^\circ\text{C}$ ，根据定性温度查附录I得出空气物性参数：

$$\lambda = 0.0276 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}), \nu = 16.96 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0.699;$$

$$\begin{aligned} Gr &= g\beta\Delta t h^3 / \nu^2 = 9.81 \times (273+40)^{-1} \times (60-20) \times 3^3 / (16.96 \times 10^{-6})^2 \\ &= 11.77 \times 10^{10} \end{aligned}$$

$$Gr Pr = 11.77 \times 10^{10} \times 0.699 = 8.23 \times 10^{10}$$

查表， $C = 0.10, n = 1/3$ ；

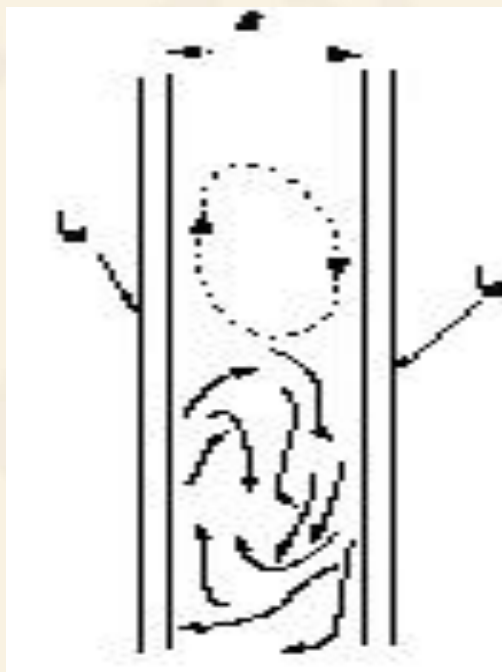
$$Nu_m = 0.10 \times (8.23 \times 10^{10})^{1/3} = 435$$

$$\text{由 } Nu = \alpha h / \lambda; \alpha = Nu \cdot \lambda / h = 435 \times 0.0276 / 3 = 4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

$$\text{热流密度 } q = \alpha(t_w - t_f) = 4 \times (60 - 20) = 160 \text{ W}/\text{m}^2$$

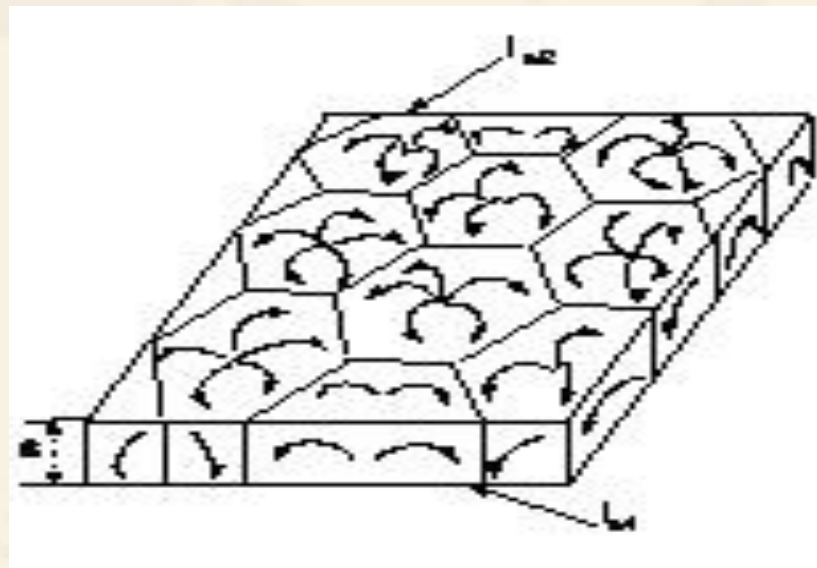
## 2. 有限空间流体自由运动换热

热量由高温壁通过封闭空间到低温壁的对流  
换热系数和对流换热量



对垂直夹层，靠近热壁的气体向上流动，靠近冷壁的气体向下流动，在一段距离内形成环流。但夹层厚度 $\delta$ 与高度 $h$ 之比较大时（ $\delta/h > 0.3$ ），边界层不会干扰；若 $Gr_\delta < 2000$ ，可按纯导热计算。

对于水平壁， $Gr_{\delta} > 1700$ ，管内出现如图2.14的蜂窝状分布的环流； $Gr_{\delta} > 50000$ ，出现湍流； $Gr_{\delta} < 1700$ ，可按纯导热计算。



## 有限空间自由对流换热

### 夹层的热流密度

$$q = \lambda_e (t_{w1} - t_{w2}) / \delta$$

其中： $\lambda_e$ ：当量导热系数。

$$\lambda_e / \lambda = C (Gr_{\delta} Pr)^m \cdot (\delta / h)^n$$

其中， $m$ 和 $n$ 为常数。

表2.2 有限空间自由对流换热当量导热系数

夹层位置	$\lambda_e/\lambda$ 准数方程式 $\lambda_e/\lambda = C(\text{Gr}_\delta \text{Pr})^m \cdot (\delta/h)^n$	适用范围
垂直夹层	$=0.197 (\text{Gr Pr})^{1/4} (\delta/h)^{1/9}$ $=0.073 (\text{Gr Pr})^{1/3} (\delta/h)^{1/9}$	$6000 < \text{Gr Pr} < 2 \times 10^5$ $2 \times 10^5 < \text{Gr Pr} < 1.1 \times 10^7$
水平夹层 (热面在下)	$=0.059 (\text{Gr Pr})^{0.4}$ $=0.212 (\text{Gr Pr})^{1/4}$ $=0.061 (\text{Gr Pr})^{1/3}$	$1700 < \text{Gr Pr} < 7000$ $7000 < \text{Gr Pr} < 3.2 \times 10^5$ $\text{Gr Pr} > 3.2 \times 10^5$
倾斜夹层 (热面在下与 水平夹角 $\theta$ )	$=1 + 1.446[1 - 1708/(\text{Gr Pr} \cos\theta)]$ $=0.229 (\text{Gr Pr} \cdot \cos\theta)^{0.252}$ $=0.157 (\text{Gr Pr} \cdot \cos\theta)^{0.285}$	$1708 < \text{Gr Pr} \cdot \cos\theta < 5900$ $5900 < \text{Gr Pr} \cos\theta < 9.23 \times 10^4$ $9.23 \times 10^4 < \text{Gr Pr} \cdot \cos\theta < 10^6$



**例7** 两块边长为0.5m的正方形竖板构成空心夹层，夹层之间距离15mm,温度分别100℃、40℃，板内充满空气。试计算通过空气夹层的对流换热热流量。

解：根据 $q=\lambda_e/\delta (t_{w1}-t_{w2})$ ，求出当量导热系数 $\lambda_e$ ，应用公式

$$\lambda_e/\lambda = C(\text{Gr}_\delta \text{Pr})^m(\delta/h)^n ;$$

定性温度 $t_m = (100 + 40)/2 = 70^\circ\text{C}$ ，查附录1空气物性参数：

$$v = 20.02 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}; \quad \lambda = 2.96 \times 10^{-2} \text{W}/\text{m}^\circ\text{C}, \text{Pr} = 0.694$$

$$\begin{aligned} \text{Gr Pr} &= 9.81 \times 0.015^3 \times (100-40) \times (273+70)^{-1} \times 0.694 / (20.02 \times 10^{-6})^2 \\ &= 10028 \end{aligned}$$

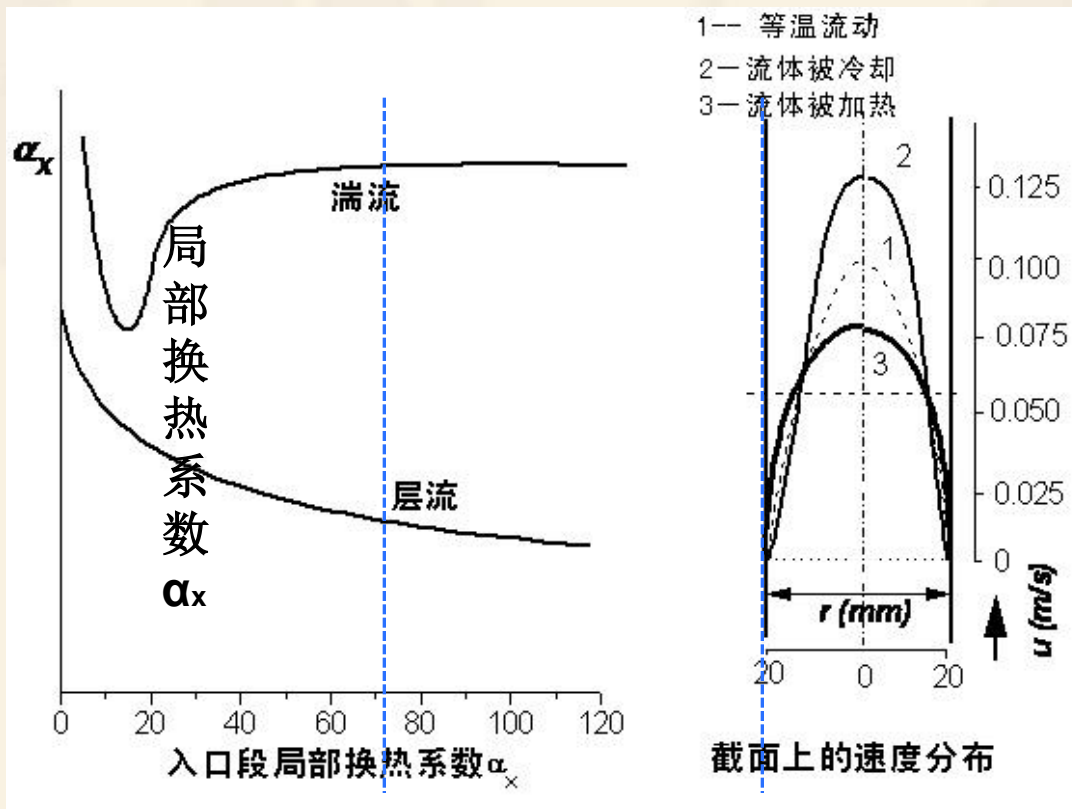
$$\text{查表可得 } \lambda_e = 0.197(\text{Gr}_\delta \text{Pr})^{1/4}(\delta/h)^{1/9}\lambda$$

$$= 0.197 \times 10028^{1/4} \times (0.015/0.5)^{1/9} \times 2.96 \times 10^{-2} = 0.04 \text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$$

$$\Phi = qF = \lambda_e/\delta (t_{w1}-t_{w2})F = (0.04/0.015) \times (100 - 40) \times 0.5^2 = 40 \text{W}$$

## 五、流体在管内受迫运动换热

如图2.15，层流时局部换热系数 $\alpha_x$ 变化持续的距离较长，达到 $L/d=100$ 以后，趋于稳定；而湍流时， $L/d=20$ 就到达稳定。



不同温度时，  
流速分布也不同

图2.15 流体在管内受迫运动

当流体在光滑管内湍流，对流换热过程

## 努塞尔数

加热液体或冷却气体时： $\text{Nu}_f = 0.023\text{Re}^{0.8}\text{Pr}^{0.4}$ ;

冷却液体或加热气体时： $\text{Nu}_f = 0.023\text{Re}^{0.8}\text{Pr}^{0.3}$ ;

为反映不均匀温度场的影响，采用下式：

$$\text{Nu}_f = 0.023\text{Re}^{0.8}\text{Pr}^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$$

$\mu_f$   $\mu_w$ -流体温度和壁面温度下的流体运动粘度，Pas，

该式适用范围： **$L/d > 50$ ,  $\text{Re} > 10^4$ ,  $\text{Pr} = 0.7 \sim 120$**