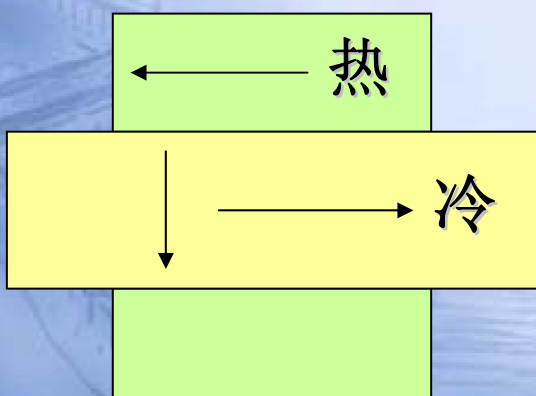
第三节　对流给热

对流传热是在流体流动过程中发生的热量传递现象，它是依靠流体质点的宏观移动进行热量传递的，故与流体的流动情况密切相关。

工业上遇到的对流传热，常指间壁式换热器中两侧流体与固体壁面之间的热交换。也就是流体将热量传给固体壁面，或由壁面将热量传给流体的过程称为对流传热（或对流给热，放热）。它是对流与导热的联合作用的结果。



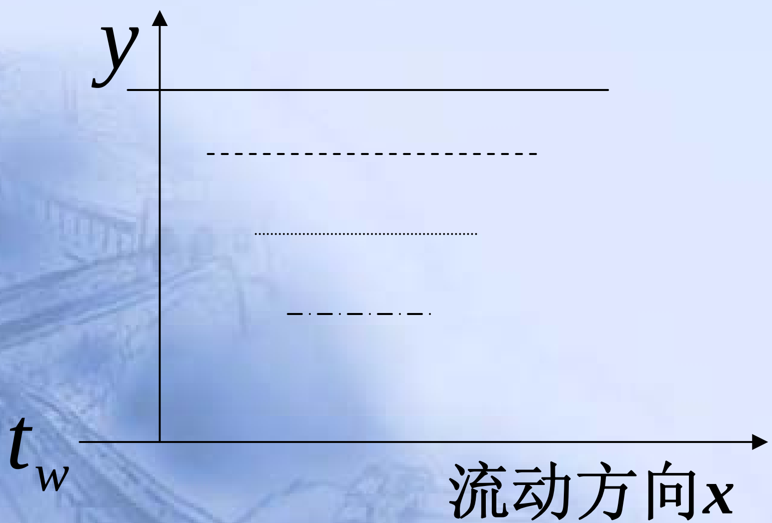
对流分为自然对流和强制对流。

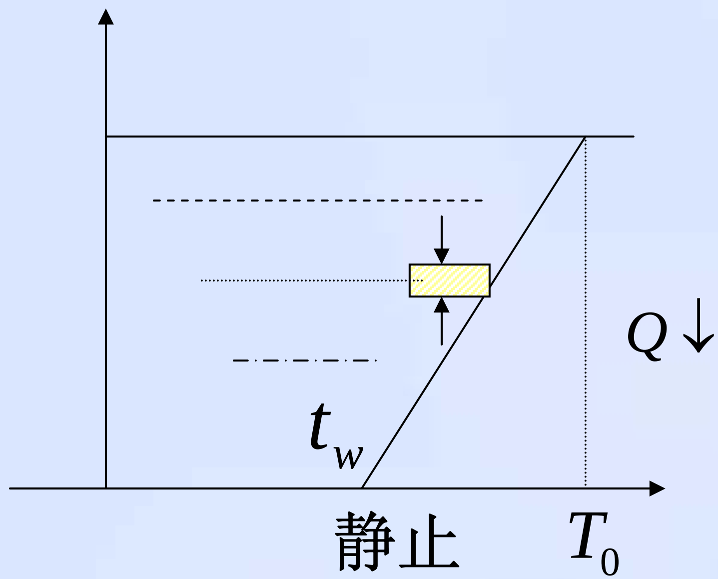
下面要介绍详细情况。

一、对流给热过程的分析

1、对流对传热的贡献

流体的宏观运动加快了传热速度。我们以流体与壁面的给热为例来说明。设有一冷平壁，其壁面温度为 t_w，热流体流过平壁被冷却。

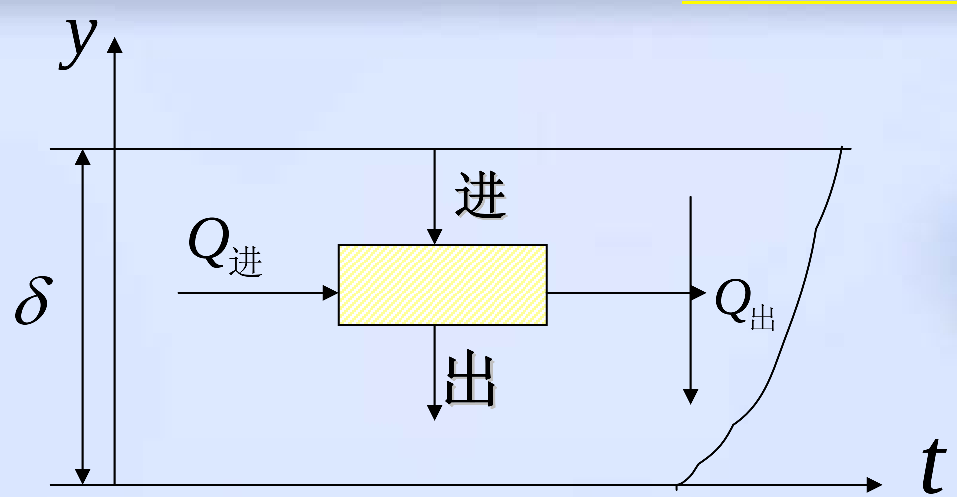




（1）当**流体静止时，u=0，流体只能以传导方式将热量传给壁面**。流体温度 T 在垂直于壁面方向呈直线分布。也就是说 y方向上有温度梯度，满足$Q=-\lambda(\frac{\partial T}{\partial y})A$，水平方向无热量传递。此时与固体导热完全一样,$\lambda$ 指流体的导热系数。

$$q=-\lambda(\frac{\partial T}{\partial y})_{y=0}=\lambda\frac{t_0-t_w}{\delta}=\lambda\frac{\Delta T}{\delta}$$

（2）当**流体处于层流时，由于在与流动相垂直的方向上没有流体质点的运动，热量仍然只能靠传导传递**。为了考察流动对传热的贡献，取一流体微元做热量衡算：



流动的方向

$$q_{水进} A_{进} + q_{直进} A_{直} = q_{水出} A_{出} + q_{直出} A_{直}$$

因为是热流体，在流动过程方向上流出微元体的流体温度一定小于流入微元体流体的温度，即：

那么，

$$q_{水进} A_{进} > q_{水出} A_{出}$$

$$q_{直进} A_{直} < q_{直出} A_{直}$$

也就是说垂直方向上热流密度沿 y 轴负方向是增加的。温度梯度也随之增加，沿y向减小，这时，温度分布不再呈线性分布，而是如上图形式，但流体传给壁面的 q 仍可以由傅立叶定律确定：($\because y=0$时，$u=0$)

$$q=-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}\neq\lambda\frac{T_0-T_w}{\delta}$$

$$q_{流}=-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}>q_{静}=-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}$$

即：在温差相同 (T_0-T_w) 的情况下，流体的流动增大了壁面的温度，使壁面处 $q_{流}>q_{静}$

（3）当流体以湍动状态流过平壁时，由于湍流的特征为轴向脉动，该湍流脉动促使流体在轴向上剧烈混合，所以在湍流中心可以认为无传热阻力，即温度梯度小，主温度趋于均匀。

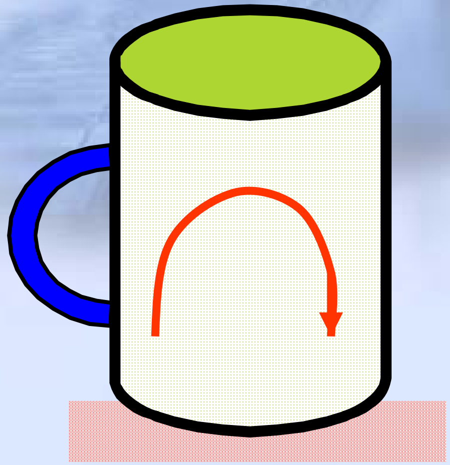
第一章讲过，当流体流动为湍流时，无论流体主体的湍动多大，紧邻壁面处总有一薄层称层流内层(动画演示)，此薄层内在垂直于流体流动方向上的热量传递，仍是以热传导的方式进行。热阻主要集中在层流内层，在层流内层才有明显的温度梯度。很显然，在壁面附近的温度梯度更大，热流密度也将更大。

从前面分析可看见，不论层流或湍流，流体对壁面的热流密度都因流动而增大。

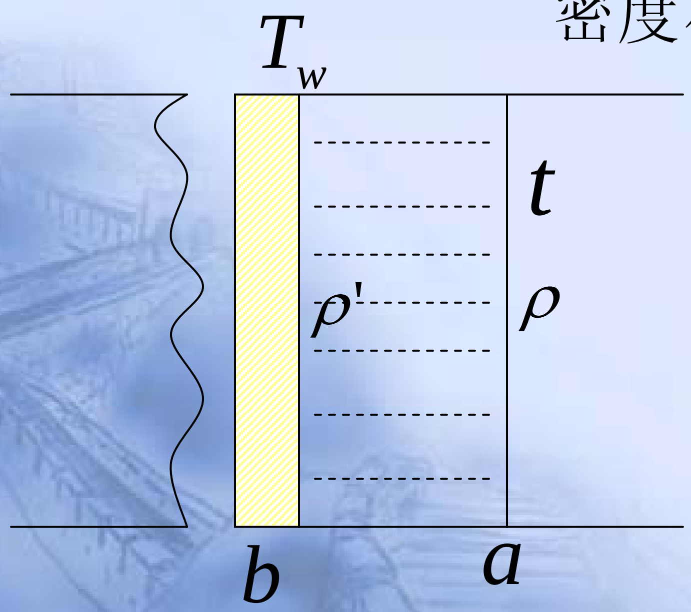
2、强制对流和自然对流

对流
- 强制对流：流体在外力作用下产生的宏观（强迫）流动。
- 自然对流：流体内温差的存在，引起密度差，密度大的往下，密度小的往上。

自然对流



电热炉烧水



下面对自然对流作简单介绍：

设备（略）

设壁面温度为T_w壁面b处流体密度为ρ'，离壁面一段距离a处的密度为ρ温度为t 。

那么流体平均温度： $t_m = \dfrac{T_w + t}{2}$

$$\rho = \rho'(1+\beta\Delta t')$$

这里 β——为流体的体积膨胀系数。 $\Delta t' = t_m - t$

对理想气体： $\beta = \dfrac{1}{T}$

对液体β 可查有关的表。

a 点形成的压强 $p_a = \rho g L$

b 点形成的压强 $p_b = \rho' g L$

a,b 点形成的压差：

$$\Delta p = p_a - p_b = \rho g L - \frac{\rho}{(1+\beta\Delta t')} g L = \frac{\rho g L \beta \Delta t'}{1+\beta\Delta t'}$$

当 $\Delta t'$ 较小时，$\dfrac{\Delta p}{\rho} \approx gL\beta\Delta t' \propto \dfrac{u_n^{\ 2}}{2}$；$u_n$ 为自然对流的流动速度。 $u_n \propto \sqrt{2\beta gL\Delta t'}$

压强的产生，发生了自然对流（如前一节所说的环流）

$$\Delta t' = t_m - t = \frac{t_w + t}{2} - t = \frac{t_w - t}{2}$$

$$\therefore u_n \propto \sqrt{2\beta gL\frac{t_w - t}{2}} = \sqrt{2\beta gL\Delta t}\left(这里\ \Delta t = t_w - t\right)$$

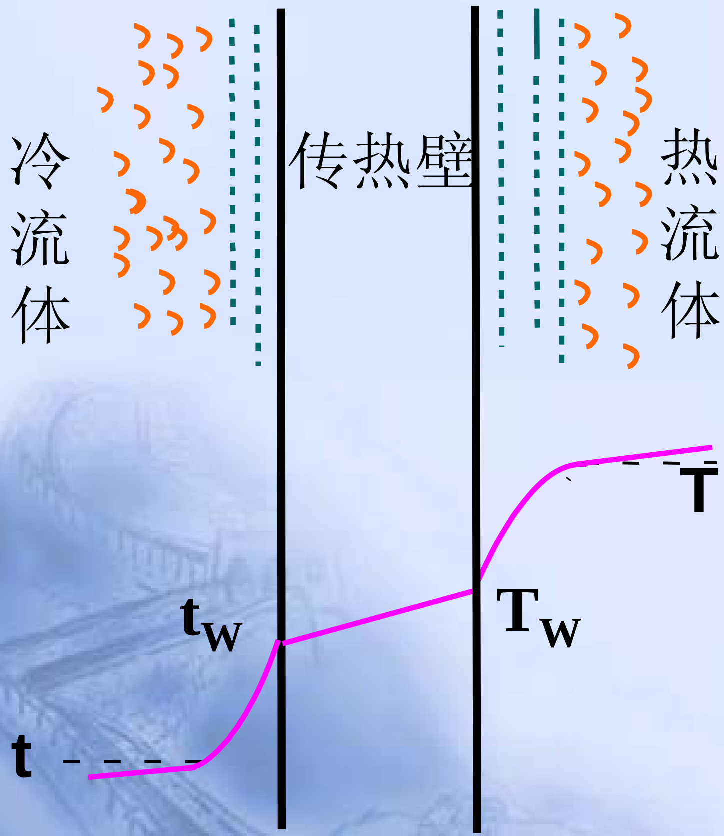
从此式可知：流体内部只要有温差，就一定有环流，这种由温度引起的流动称为自然对流 。所以，在流体中传导过程必伴有自然对流。

自然对流的强弱与加热面的位置密切相关。（P243页）

因此通常暖气片装在房间下部，空调置于上部。

二、对流给热过程的数学描述

1、牛顿冷却定律和给热系数



对流给热（如图）是一个复杂的过程，影响其传热的速率的因素很多。因此，对流给热的纯理论计算相当困难。目前，工程计算仍按下面的半经验方法处理。

根据传递过程的普遍关系，壁面对流体加热或冷却的对流给热速率可表达成：

$$\text{对流给热速率}=\frac{\text{对流给热的推动力}}{\text{对流给热的阻力}}=\text{系数}\times\text{推动力}$$

即：

$$dQ=\frac{\Delta T}{\dfrac{1}{\alpha\, dA}}=\alpha\, dA\,\Delta T$$

或

$$q=\frac{d\theta}{dA}=\alpha\,\Delta T$$

当流体被加热时 $q=\alpha(t_w-t)$ 壁 $\xrightarrow{\text{传热}}$ 流体 （6－28）

当流体被冷却时 $q=\alpha(T-T_w)$ 流体 $\xrightarrow{\text{传热}}$ 壁 （6－29）

α——给热系数(或传热膜系数) $SI\ W/m^2\cdot{}^\circ C$; 工程 $kcal/m^2\cdot h\cdot{}^\circ C$

T_w——壁温℃(严格来讲两式中的T_w不一样，T_{w1}和T_{w2}有区别)

t,T——流体的主体温度（即膜截面上的流体平均温度）

因为沿着流动方向t,T为变值，所以使用时 t，T, T_w, α时都要用平均值。式（6-28）及（6-29）称为牛顿冷却定律。

该定律并非理论推导的结果，而是一种推论，即假设q与ΔT成正比，实际上在不少情况下由于α不为常数而与ΔT有关，因此q并不与ΔT成正比。该公式虽然形式简单，但并未改变问题的复杂性，只是将所有复杂的因素都转移到α中，所以如何确定在各种情况下的α计算公式是对流给热的中心问题。

2、说明：

（1）$q \propto \dfrac{\Delta T}{\dfrac{1}{\alpha}}$ ——推动力 ——阻力

写成 $\alpha A(T-T_w)=\alpha A(T_w-T)$ 对管子来说两个A不同。

（2）把导热公式 $q=\dfrac{\lambda}{\delta}\Delta t$ ——流体的导热系数

与对流式$q=\alpha\Delta t$ 相比较发现：$\alpha \propto \dfrac{\lambda}{\delta}$或 $\alpha = \dfrac{\lambda}{\delta_t}$

从此看出，一个对流给热相当于一个导热过程。但该相当的导热过程的厚度δ_t 不是真实的流体层厚度，认为在δ_t 厚度内有温度梯度，在δ_t以上$\dfrac{dt}{dy}=0$，即没有传热。换句话说，一个对流给热过程的热阻可以相当于某一个厚度为δ_t的静止流体膜所造成的导热热阻。

湍流时,$\delta_{t小}$，$\alpha_{大}$，传热速率快。

三、对流给热的因次分析

1、影响过程的因素

实验表明，影响过程的主要因素有：

流体物性：μ, ρ, λ, C_p

设备定性尺寸：l

强制对流的流速：u

自然对流的特征速度，由 $u_n \propto \sqrt{2\beta g L \Delta t}$ 可知，$g\beta\Delta T$ 表征，于是

$$\alpha = f(u, l, \mu, \lambda, \rho, c_p, \beta g \Delta t)$$

（6-30）

2、因次分析

π定理 = 物理变量数 − 基本因次 = 8 − 4 = 4

在传热范围内，基本因次数只有四个，L，T，M,θ

在SI单位中，式（6-32）中各物理量的因此数如下：

α	——对流传热系数	$MT^{-3}\theta^{-1}$
u	——流速	LT^{-1}
l	——特性尺寸	L
μ	——粘度	$ML^{-3}\theta^{-1}$
λ	——导热系数	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
ρ	——密度	ML^{-3}
c_p	——定压比热	$L^{-2}T^{-2}\theta^{-1}$
$\beta g\Delta t$	——单位质量流体的浮力	LT^{-2}

$$\alpha = Au^{a} l^{b} u^{c} \lambda^{d} \rho^{\rho} c_{p}^{R} (\beta g \Delta t)^{g}$$

把各因次带入上式，并根据物理方程式等号两边的因次相等的原则，可得：

$$\begin{array}{ll} \text{对M} & \\ \text{对L} & \\ \text{对T} & \\ \text{对}\theta & \end{array} \left\{ \begin{array}{c} 1 = c + d + e \\ 0 = a + b - c + d - 3e + 2k + g \\ -3 = -a - c - 3d - 2k - 2g \\ -1 = -d - k \end{array} \right.$$

7个未知数，4个方程，设a,k,g已知

求出
$$\begin{cases} d = 1 - k \\ c = -a + k - 2k \\ e = a + 2g \\ b = a + 3g - 1 \end{cases}$$

代入并整理得

$$\alpha = A(\frac{Lu\rho}{\mu})^a(\frac{c_p\mu}{\lambda})^k(\frac{\beta g\Delta t l^3\rho^2}{\mu^2})^g(\frac{\lambda}{l})$$

或 $$\frac{\alpha l}{\lambda} = A(\frac{Lu\rho}{\mu})^a(\frac{c_p\mu}{\lambda})^k(\frac{\beta g\Delta t l^3\rho^2}{\mu^2})^g$$

$$\left\{\begin{array}{ll} \dfrac{\alpha l}{\lambda} = Nu & \text{努塞尔准数} \\[2ex] \dfrac{lu\rho}{\mu} = \mathrm{Re} & \text{雷诺准数} \\[2ex] \dfrac{C_p\mu}{\lambda} = \rho_r & \text{普郎特准数} \\[2ex] \dfrac{\beta g \Delta T l^3 \rho^2}{\mu^2} = Gr & \text{格拉斯霍夫准数} \end{array}\right.$$

于是，描述给热过程的准数关系式为：

$$Nu = A \cdot \mathrm{Re}^a \cdot \mathrm{Pr}^k \cdot Gr^g$$

3、各无因次准数的物理定义

（1） $Re=\dfrac{du\rho}{\mu}=\dfrac{惯性力}{粘性力}$ ，表示流体流动的状态，反映了流动状态和湍动程度对对流程度的影响。

（2） $Pr=\dfrac{C_p\mu}{\lambda}$ 物性准数，是由流体的性质所决定，它反映了流体物性对给热过程的影响。气体 $Pr<1$，液体 Pr 远大于1。

$$(3)\ Nu=\frac{\alpha\cdot l}{\lambda}=\frac{\alpha}{\frac{\lambda}{l}}=\frac{\alpha}{\alpha^{*}}$$

α^{*} 相当于给热过程以纯导热方式进行时的给热系数。

虽然 Nu 反映对流使 α 增大的倍数。

对圆直管，特性尺寸L为管径为d，结合上式：

$$\alpha=\frac{\lambda}{\delta_t}$$

可得：$$Nu=\frac{\alpha\cdot d}{\lambda}=\frac{\alpha}{\frac{\lambda}{d}}=\frac{\frac{\lambda}{\delta_t}}{\frac{\lambda}{d}}=\frac{d}{\delta_t}$$

即：Nu 为管径与有效膜厚度的比值。

（4）格拉斯霍夫准数

自然对流循环的Re^2

$$Gr=\frac{\beta g\Delta t l^3\rho^2}{\mu}=\frac{\beta g\Delta t l\cdot l^2\rho^2}{\mu^2}\propto\frac{u_n^2\rho^2 l^2}{\mu^2}=(\mathrm{Re}_n)^2$$

式中 $u_n\propto\sqrt{\beta g\Delta t l}$ 为自然对流的特征速度，显然 Gr 是Re 的一种变形，它表示自然对流对对流给热的影响。

准数： a、无因次。

b、一般准数都有意义。

注意 四个准数中的8个物理量要用SI都用SI，要用工程单位都用工程单位。

4、定性温度

流体在对流给热过程中温度是变化的。流体的物性也随t的变化而变化。把确定准数中流体的物性数据如：

C_p、ρ、μ、λ 所依据的温度称为定性温度。常用的定性温度确定法有两种。

（1）用流体主体的平均温度。

（2）用平均膜温，$t_m = \dfrac{T_w + t}{2}$，T_w和t均为壁温和主体温度的平均值。

常做定性温度的为第一种，因为使用它方便。

但要大家注意，同一套实验数据，取不同定性温度，经整理后得到的经验关联式也可能稍有不同，在使用经验公式时，必须注意实际测定和关联时所选用的定性温度。

5、特征尺寸：是指对给热过程产生直接影响的几何尺寸。对管内强制对流给热，如为圆管，特征尺寸=d，若为非圆形管通常取当量直径：

$$d_e = \frac{4 \times \text{流动截面}}{\text{润湿周边}}$$

对大空间内自然对流，取加热（或冷却）表面的垂直高度为特征尺寸。

四、对流给热系数的经验方程

化工常遇到的给热过程大致可以分类成：

- 无相变的给热过程
  - 强制对流
  - 自然对流
- 有相变的给热过程
  - 蒸汽冷凝给热
  - 液体沸腾给热

各种传热过程都是这四类的不同组合，本节重点讨论无相变的给热过程。

1、流体在圆形直管内强制湍流时的Nu 值计算

对于强制湍流时，自然对流的影响可以不计。描述对流给热准数的关联式可写成

$$Nu = A\mathrm{Re}^{a}\mathrm{Pr}^{b} \qquad (Nu = A\mathrm{Re}^{a}\mathrm{Pr}^{k}Gr^{g})$$

许多研究者对不同流体在光滑管内的传热作了大量的实验，发现在一定条件下，A=0.023，a=0.8，当流体被加热时，b=0.4。当流体被冷却时，b=0.3，即：

$$Nu = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.3 or 0.4}$$

$$\alpha = 0.023\frac{\lambda}{d}\left(\frac{du\rho}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.3 or 0.4}$$

此式的使用条件：

(1) $\mathrm{Re} > 10^4$，即流动是充分湍流

(2) $0.7 < \mathrm{Pr} < 160$(一般流体都能满足)

(3)流体是低粘度的 $\mu_{流} < 2\mu_k$

(4) $l/d > 30 \sim 40$，即进口段只占总长的很小一部分，而管内流动是充分发展的。

此式规定：

(1) $t_{定} = \dfrac{t_{流入} + t_{流出}}{2}$

(2) 特性尺寸用管内径d；

(3) 若流体是加热时，b=0.4；流体被冷却b=0.3(不管是液体还是气体)。

这是考虑到层流底层中温度对流体粘度和导热系数的影响。对液体 $t\uparrow,\mu\downarrow$ 从而使层流底层变薄，而λ 液随t 的升高而降低（见P234、6-4），但变化不显著，所以总的结果是对流传热系数增大；

对气体来说 $t\uparrow,\mu\uparrow$显然层流底层厚度t增厚，同时λ 随t 的升高而增大（6-5）。但 λ 的变化没有 μ 的变化幅度大，所以总的效果是对流系数变小。

对液体 Pr >1 $(t\uparrow,\mu\downarrow)$，所以 Pr^b为增函数，即 b取0.4与实际情况相等。对气体 Pr <1 $(t\uparrow,\mu\downarrow)$，$Pr^b$为减函数，则b应取0.4，冷却时情况相反。

几种α修正的情况

（1）高粘度物体

$$\alpha = 0.027\frac{\lambda}{d}\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad \text{(6-42)}$$

$\frac{\mu}{\mu_w}$ ——考虑壁温对粘度的影响

μ, μ_w ——分别为液体在主体平均温度和壁温下的粘度。

要知到 μ_w，须先知 t_w 使问题复杂化，工程上

- 液体被加热时 $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 1.05$
- 液体被冷却时 $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 0.95$

（6-42）式使用条件：

(1) $\mathrm{Re} > 10^4$

(2) $\mathrm{Pr} = 0.5 \sim 100$

(3) 适合高粘度，但不适合液态金属

(2)l/d<30~40的短管

不定态程度大,热阻小,α大,则需乘以1.02~1.07的系数.

$$\alpha = 0.023\frac{\lambda}{d}\left(\frac{\rho du}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{b} \times 1.02 \sim 1.07$$

(3)Re=2000~10000之间的过渡流

因湍流部充分,层流内层较厚,热阻大,α较小,

则: $\alpha_{过} = f\alpha_{湍}$

$$f = 1 - \frac{6\times10^5}{\mathrm{Re}^{1.8}}$$ f<1

(4) 流体在弯曲管道内流动的给热系数

流体在弯管中流动，流体阻力增加，但扰动加剧，使给热系数增加。

$$\alpha_{弯} = \alpha_{直}\left(1 + 1.77\frac{d}{R}\right)$$

d——管内径，m

R——弯管的曲率半径，m。

(5)流体在非圆形管中强制湍流的给热系数

方法有两种：

方法一：将定性尺寸用当量直径d_e代替,其它与圆管相同。

（方便，但准确性差）

方法二：根据实验找到具体情况下的α计算式。

如套管：$$\alpha = 0.02\frac{\lambda}{de}\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(d_2 / d_1\right)^{0.53}$$

de——套管的当量直径 $de=d_2-d_1$

d_2——外管内径

d_1——内管外径

上式条件：

$$\mathrm{Re} = 1.2\times10^4 \sim 2.2\times10^5$$

$$d_2 / d_1 = 1.65 \sim 1.70$$

最后把(6-41)改为:

$$\alpha = 0.023\frac{\lambda}{d}\left(\frac{du\rho}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.4}$$

$$= 0.023\frac{\rho^{0.8}C_p^{0.4}\lambda^{0.6}}{\mu^{0.4}}\frac{u^{0.8}}{d^{0.2}}$$

由此可知:当流体种类和管径一定时, $\alpha \propto \mu^{0.8}$

当其它条件不变时, $\alpha \propto \frac{1}{d^{0.2}}$

改变 u 可改变 α，但效果比改变直管好。

2、流体在圆形直管内强制层流时的α

流体在圆形直管内作强制层流时应考虑自然对流及热流方向对对流给热的影响。由于此传热过程较为复杂，所以对流传热系数的误差较大。

α 可用下式计算：

$$Nu = 1.86\left(\mathrm{Re}\cdot \mathrm{Pr}\cdot \frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

条件：

$\mathrm{Re} < 2300$

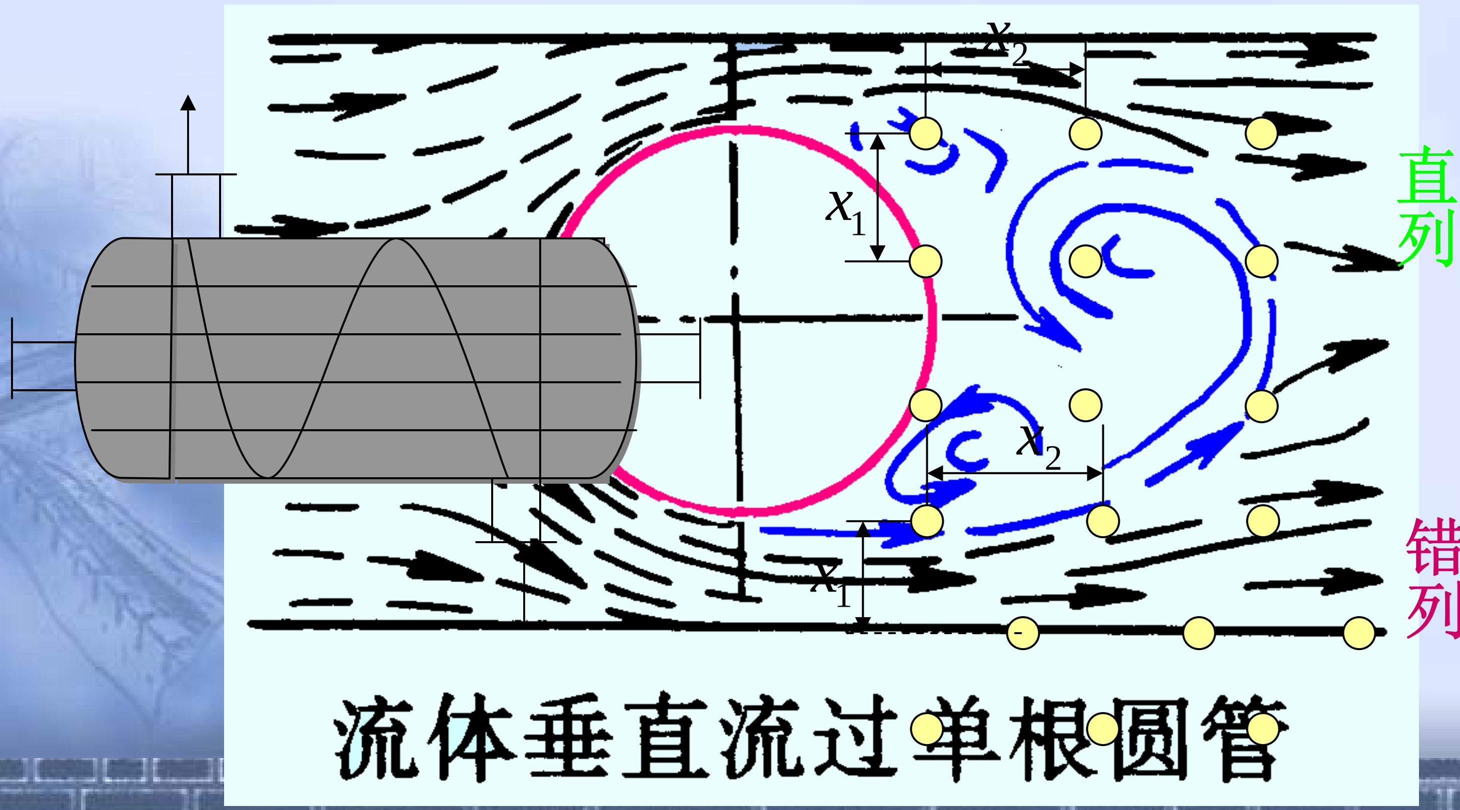
$\mathrm{Re}\cdot \mathrm{Pr}\cdot \frac{d}{l} > 10$不适应管子很长的情况；

$t_{定} \rightarrow$定型温度$\frac{t_1 + t_2}{2}$，但μ_w按壁温确定。

3、流体在管外强制对流的给热系数 α

流体在管外垂直流动 { 通过单管 / 垂直流过管束 } 两种

由于工业所用换热器中多为流体垂直流过管束，比如列管换热器。管束的排列又分为直列和错列两种。



流体在管束外垂直流过时的对流传热系数可用下式计算：

$$Nu = c\varepsilon \mathrm{Re}^{n} \mathrm{Pr}^{0.4}$$

式中，c、ε和n均由实验测定，其值见P250表6-2。

使用条件：（1）、Re=5000~7000

（2）、$x_1/d=1.2\sim5$

（3）、$x_2/d=1.2\sim5$

说明:（1）、特性尺寸取管子外径d外；

（2）、$t_{定} = \dfrac{t_1 + t_2}{2}$

（3）、流速u取垂直于流动方向最窄通道的流速；

（4）、由于各排的对流给热系数不等，故取对流传热系数的平均值。

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_2 + \alpha_3 A_3 + \cdots}{A_1 + A_2 + A_3 + \cdots} = \frac{\sum \alpha_i A_i}{\sum A_i}$$

α_i — 各排的给热系数，

A_i — 各排的传热面积。

4、大容器自然对流的给热系数

自然对流是由于流体各部分温度不同而引起密度不同产生的对流，不存在强制流动，所以有：

$$Nu = A \cdot \Pr^b \cdot Gr^c$$

用不同形状的加热面对不同介质进行了大量实验研究，将结果按上式进行整理，的即P252图6-17所示的曲线可近似的分为三段直线，每段皆可表示为：

$$Nu = A\left(Gr \cdot \Pr\right)^b$$

$$\alpha = A\frac{\lambda}{l}\left(\frac{\beta g \Delta t l^3 \rho^2}{\mu^2} \cdot \frac{C_p \mu}{\lambda}\right)^b$$

上式中条件A、b可从曲线分段求出，列入表6-3种。

$\Delta t = Tw - t$(壁温－流体主体温度）

$t_{定}$为膜温

定性尺寸 $\begin{cases} \text{对水平管取管外径} \\ \text{对垂直管和板取垂直高度} \end{cases}$

本节完