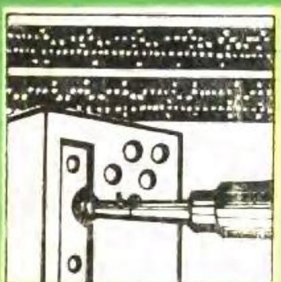


高等学校试用教材



工程对流换热

上海机械学院卓宁 孙家庆 主编



机械工业出版社

工程对流换热

上海机械学院卓宁 主编
孙家庆

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 20 · 字数 487 千字

1982 年 12 月北京第一版 · 1982 年 12 月北京第一次印刷

印数 0,001— 7,700 · 定价 2.05 元

*

统一书号: 15033 · 5138

前 言

本书是根据 1978 年 4 月在天津召开的高等院校一机部对口专业座谈会精神和 1978 年 8 月在哈尔滨召开的锅炉专业教材会议所制订的《工程对流换热》大纲编写的。

本书是一本专业课试用教材，在技术基础课《传热学》的基础上，对工程上涉及的对流换热问题在理论上作进一步的深入分析，在计算方法上作比较详细的介绍，并举有例题。各章末附有习题及参考文献。

全书采用国际单位制。

本书供锅炉专业和热能工程专业使用，也可供有关工程技术人员参考。

本书由上海机械学院卓宁、孙家庆主编，哈尔滨工业大学张辑洲、刘纪福参加编写。分工如下：卓宁写第一、四、七章和第二章的一、二节；孙家庆写第三章和第二章第三节；刘纪福写第五章；张辑洲写第六章。

本书由哈尔滨工业大学范柏樟同志主审。在编写中主审人一再对全书进行了全面认真的审查，提出许多宝贵意见，使本书质量显著提高，谨在此表示感谢。

限于编写者水平，书中谬误难免，欢迎读者批评指正。

主要符号表

英文字母

A —横截面面积, m^2 ;
 A —物体的吸收率;
 a —导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
 a —灰体的黑度;
 $C = Mc$ —热容量, W/K ;
 C —辐射系数, W/m^2 ;
 C_f —摩擦阻力系数;
 c —比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
 c_p —定压比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
 D —扩散系数;
 D —物体的透射率;
 D —直径, m ;
 d —直径, m ;
 d_p —填充元件的定型尺寸;
 E —能量, J ;
 E —辐射力, W/m^2 ;
 e —比能量, J/kg ;
 F —换热面面积, m^2 ;
 F —力, N ;
 f —流通截面面积, m^2 ;
 f —摩擦阻力系数;
 G —流量率 (单位截面积的质量流量), $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;
 h —高度, m ;
 k —传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 L —长度, m ;
 $LMTD$ —对数平均温度差 (又称对数平均温压), K ;
 M —凝结表面的凝结量, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$;
 M —质量, kg ;
 m —质量, kg ;
 $\dot{M}$ —质量流速, kg/s ;
 $(\dot{M}c)$ —热容量, W/K ;
 $(\dot{M}c)_{\max}$ —热容量大气体的热容量, W/K ;
 $(\dot{M}c)_{\min}$ —热容量小气体的热容量, W/K ;
 $(\dot{M}c)_r$ —蓄热体的热容量, W/K ;
 NTU —传热单元数;
 $(NTU)_0$ —修正传热单元数;
 n —转数, rpm ;
 ϕ —特性值;
 P —压力, Pa , N/m^2 ;
 P —功率, W ;
 p —比特性;

p —节距;
 Q —热量, J ;
 $\dot{Q}$ —热流量, W 或 J/s ;
 q —热流通量或热流率, W/m^2 ;
 R —热阻, $(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$;
 R —蓄热体颗粒的半径, m ;
 R —物体的反射率;
 R_{opt} —多孔表面最佳孔径, m ;
 $r_h = D_e/4$ —通道的水力半径, m ;
 S —表面面积, m^2 ;
 s —距离, m ;
 T —温度, K ;
 T_b —流体的混合平均温度, K ;
 T_∞ —自由流的温度, K ;
 t —温度, K ;
 t —时间, s ;
 U —内能, J ;
 V —容积, m^3 ;
 W —功, J ;
 W —总凝液流量, kg/h ;
 w —流速, m/s ;
 w_∞ —自由流的流动速度, m/s 。

希腊字母

α —对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 γ —汽化潜热, kJ/kg ;
 Δt —温压, K ;
 δ —厚度, m ;
 ε —换热器效能;
 ε —灰垢层热阻, $(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$;
 η —流体的动力粘度, $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$;
 η —效率;
 θ —过余温度, K ;
 θ —夹角;
 ϑ —烟气的温度, K ;
 Λ —单位容积的粘性功率 $\text{J}/(\text{m}^3\cdot\text{s})$;
 λ —导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
 λ_r —纵向导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
 λ_l —一元因次热传导参数;
 γ —运动粘度, m^2/s ;
 ξ —利用系数;
 ξ —流动阻力系数;
 ξ —双相流动修正系数;
 ρ —密度, kg/m^3 ;
 σ —控制容积;
 σ —正应力, N/m^2 ;
 τ —切应力, N/m^2 ;

τ —应力张量, N/m^2 ;
 τ —时间, s ;
 Φ —单位容积发生热量的速率, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$;
 ϕ —管束的蒸汽遮盖系数;
 ψ —热有效系数;
 ψ —沸腾温度的修正系数。

注脚 (下标)

0—参考点;
 a, ave —平均;
 b —黑体;
 c —临界点;
 c —冷;
 cs —控制容积表面;
 cv —控制容积;
 e —进口;
 e —端部;
 e —当量;
 f —流体;
 f —边界层液膜;
 g —气体;
 H —水垢层;
 h —热;
 i —内部, 内表面;
 l —长度;
 M —金属壁;

m —中间值, 平均值;
 n —热容量小流体;
 o —外部, 外表面;
 p —颗粒;
 R —辐射;
 r —辐射;
 s —饱和蒸汽;
 t —热;
 w —壁;
 x —热容量大流体。

相似准则

$$Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda} \text{—毕渥 (Biot) 准则;}$$

$$Fo = \frac{a \tau}{l^2} \text{—傅里叶 (Fourier) 准则;}$$

$$Eu = P/\rho v^2 \text{—欧勒 (Euler) 准则;}$$

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \text{—努谢尔特 (Nusselt) 准则;}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{—普朗特 (Prandtl) 准则;}$$

$$Re = \frac{wL}{\nu} \text{—雷诺 (Reynolds) 准则;}$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{a}{\rho v c_p} \text{—斯坦登 (Stanton) 准则。}$$

目 录

第一章 概论	1	求对流放热系数	46
§ 1.1 对流换热在工程上的应用及 本教材所涉及的内容	1	六、受纵向冲刷管道内对流换热的计算	50
§ 1.2 换热的基本概念	1	七、在管道内作层流流动时的对流 放热系数	55
一、导热	1	八、在管道内作紊流流动时的对流 放热系数	62
二、对流	3	九、在管道内作过渡流动时的对流 放热系数	66
三、热辐射	4	十、固体和液态金属间的对流换热	66
四、对流和辐射的复合换热	7	§ 2.3 管内流体纵向冲刷对流换热的 强化	69
五、单位	7	一、概述	69
§ 1.3 对流换热分析所用的基本方程式	9	二、采用扰流元件	69
一、基本定律的集总方程式	10	三、在管内加入填充物	72
二、基本定律的积分方程式	12	四、其它强化传热方法	72
三、基本定律的微分方程式	15	习题	74
§ 1.4 对流传热面复合传热的初步分析 ——总传热系数 k 的算式——	19	参考文献	75
§ 1.5 对流换热设备的种类及热力 计算简介	21	第三章 横向冲刷光管管束对流 换热	77
参考文献	22	§ 3.1 概述	77
第二章 纵向冲刷表面的对流换热 过程	23	§ 3.2 放热系数	79
§ 2.1 流体纵向冲刷表面时的流动过程	23	§ 3.3 流体横向绕流单管的流动及放热	80
一、流体纵向冲刷固体平板表面的 流动情况	23	§ 3.4 雷诺数对换热的影响	84
二、流体在管道内流动的情况	25	一、小雷诺数时的放热	84
三、纵向冲刷平板表面时流体的层流边界层 方程式及布拉休斯 (Blasius) 解	26	二、亚临界流动时的平均放热	86
四、层流边界层的积分分析	30	三、大雷诺数下的平均放热	87
五、对紊流流动的考虑方法	33	四、平均放热的汇总	87
§ 2.2 纵向冲刷表面的对流换热过程	38	§ 3.5 物性对换热的影响	88
一、对流换热过程的因次分析	39	§ 3.6 管束的对流换热及流动阻力	91
二、对受纵向冲刷等温平板上层流热边界层 作精确分析求对流放热系数	41	§ 3.7 管束的几何特性对放热的影响	100
三、对受纵向冲刷等温平板上层流热边界层 作近似 (积分) 分析求对流放热 系数	44	§ 3.8 表面污垢对换热的影响	101
四、在紊流流中热量传递的基本概念	45	习题	106
五、由热量传递与动量传递的类比律		参考文献	106
		第四章 扩展表面对流换热	108
		§ 4.1 扩展表面对流换热面的应用和 发展	108
		一、扩展表面对流受热面的作用	108

二、扩展表面的形状及结构	108	二、接触热阻 r_c 的确定	152
三、锅炉对流受热面应用扩展传热面 的情况	109	§ 4.8 各种扩展表面传热面对流放热系数 的确定	155
§ 4.2 各种鳍片的热力特性	110	一、传热面受单相紊流介质纵向冲刷 时的对流放热	155
一、鳍片的导热微分方程式	111	二、流体横向冲刷管束时的对流放热	155
二、等厚鳍片	112	习题	159
三、三角形剖面鳍片	115	参考文献	159
四、凹抛物线鳍片	116	第五章 物态变化时的对流换热	160
五、凸抛物线鳍片	117	§ 5.1 凝结放热概述	160
§ 4.3 鳍片最佳形状的分析	120	§ 5.2 饱和蒸汽的管外凝结	161
一、最省材料的鳍片	120	一、在竖管或竖壁上的凝结	161
二、等厚鳍片最佳形状的分析	121	二、水平管外凝结	166
三、三角形鳍片最佳形状的分析	122	§ 5.3 饱和蒸汽的管内凝结	169
四、凹抛物线鳍片最佳形状的分析	123	一、竖管内部凝结	169
五、各种鳍片的比较	123	二、水平管内部凝结	170
§ 4.4 几种肋片热力特性和最佳肋片 形状的分析	126	三、管内凝结的综合关系式	173
一、等厚圆肋片	127	§ 5.4 含不凝气蒸汽的凝结	175
二、双曲线圆肋片（等导热截面 圆肋片）	130	§ 5.5 凝结放热的强化	178
三、最省材料的肋片	133	一、珠状凝结	179
四、等厚肋片的最佳尺寸	134	二、高热流凝结管	181
§ 4.5 应用有限差分法确定扩展表面 的热力特性	136	§ 5.6 沸腾放热机理	181
一、梯形鳍片热力特性的确定	136	§ 5.7 大容积沸腾放热	184
二、梯形圆肋片热力特性的确定 （有限差分法）	141	一、影响因素	184
三、用有限差分法确定扩展表面热力 特性与用分析法的比较	144	二、泡态沸腾的计算	185
§ 4.6 扩展表面对流传热面传热量的计算	145	三、临界热流率	188
一、传热量公式的导出（未考虑污垢 及辐射影响时）	145	四、膜态沸腾	189
二、考虑管间辐射对传热影响的方法	148	§ 5.8 管内沸腾	191
三、考虑传热面表面污垢的方法	148	一、两相流动	192
四、实际传热量的计算公式	149	二、流动样式的判别	193
五、扩展表面对流传热面污垢表面平均 温度 $\bar{t}_s$ 的确定	149	三、管内放热的计算	194
六、我国目前锅炉所用扩展表面对流 传热面总传热系数 k' 的计算方法	150	§ 5.9 沸腾放热的强化	196
§ 4.7 接触热阻的计算方法	151	一、薄膜蒸发	196
一、具有接触热阻时总传热系数 k' 的 算式	151	二、高热流沸腾管	197
		§ 5.10 沸腾和凝结过程的相似性及其在 高效传热中的应用	198
		一、沸腾和凝结过程的相似性	198
		二、沸腾和凝结过程的组合应用	199
		习题	202
		参考文献	202
		第六章 平均温压和换热器效能-传 热单元数	204

§ 6.1 平均温压.....	204	§ 7.3 回转型蓄热式换热器的基本传热 公式.....	274
一、间壁式换热器的类型	204	一、我国目前锅炉回转式预热器热力 计算所用的基本传热式	275
二、纯顺流和纯逆流型的平均温压	204	二、回转型蓄热式换热器的另一种基本 传热计算方法	278
三、交叉流型的平均温压	207	§ 7.4 回转型蓄热式换热器内部温度的 计算.....	286
四、混合流型的平均温压	221	§ 7.5 回转式换热器所用某些蓄热体的 传热和流动阻力特性.....	290
五、具有扩展表面和比热及传热系数 发生变化时的平均温压	241	一、基本流通道的特性	291
六、各种流动型式的比较	243	二、金属网蓄热体的特性	293
§ 6.2 效能-传热单元数	245	§ 7.6 阀门切换型蓄热式换热器的基本 传热式.....	298
一、换热器的效能和传热单元数	245	§ 7.7 蓄热体颗粒移动型换热器的传热 情况.....	306
二、效能与传热单元数之间的关系	247	一、基本传热式	306
三、具有扩展表面及有相态变化时的 情形	265	二、移动层蓄热体的传热特性	309
§ 6.3 平均温压法与效能-传热单元数法 的比较.....	265	习题	312
习题	268	参考文献	312
参考文献	269		
第七章 蓄热式对流换热器	270		
§ 7.1 蓄热式对流换热器的工作原理.....	270		
§ 7.2 蓄热式换热器与间壁式换热器 的比较.....	271		

第一章 概 论

§ 1.1 对流换热在工程上的应用及本教材所涉及的内容

当固体表面与表面上流过的流体之间存在着温度差时，在这两者之间的热交换现象叫做**对流换热**。对流换热发生在许多工业设备的工作过程中。以电站锅炉为例，其中的对流蒸发受热面，过热器，再热器，省煤器，空气预热器，面式减温器，汽冷热交换器，自制冷凝水设备，暖风器等都是对流换热设备。在热电厂热力系统中，除锅炉外，还有回热给水加热器，蒸汽冷凝器，燃油加热器，冷油器等对流换热设备。适用于电站系统中的一些设备也同样存在于石油、化工、冶金、轻工、能源利用等工程的热能传递工作过程中。

为加深专业课基础理论，以加宽学者的适应面，本教材较深入地分析讨论了锅炉各部件对流换热的过程和计算方法，这些也同样适用于其他热能传递工程。

要定量解决工程对流换热问题，往往还需要依赖于一定的试验工作，需要在试验台工作试验，甚至需要作工业试验以取得可靠的数据。有时这种数据往往对设备设计的精确程度起着决定性的影响。我国现用锅炉热力计算标准规定：燃用重油的小型锅炉的省煤器（其入口水温度为 373 K 以下）当过量空气系数大于 1.03 时，在冲刷受热面的烟气流速为 4 m/s 到 12 m/s 的情况下，建议采用的热有效系数值为 0.55 到 0.5（较大的热有效系数值相应于较低的烟气流速）。以上数据就是由工业试验得知。在上述情况下省煤器所传递的热量，仅为未考虑实际冲刷及污脏情况计算所得数值的一半左右。由此可见工业试验的重要性，计算公式的不精确的地方，可以由引入试验系数而得到修正。

关于具体试验方法，另有专门教材详述，本教材仅介绍由试验所得到的一些经验公式和经验数据，以便读者应用。

§ 1.2 换热的基本概念

由于存在温度梯度而使热量从一个物体传递到另一个物体，或者由物体的某一部分传递到其他部分的过程，称为**换热过程**。换热过程按其物理本质，可分为导热、对流和辐射三种不同的基本方式。

一、导热

导热是在直接接触的两物体之间或在同一物体各部分之间存在温度梯度情况下所发生的能量传递过程。完成这一过程的途径有两种：一种是在有温度梯度存在的固体、液体或气体中，由于分子的相互作用而使相对能量水平较高（即温度较高）的分子将能量传给邻近的能量水平较低（即温度较低）的分子；另一种是依靠自由电子的运动而传递能量。纯金属材料固体的自由电子最多，合金材料的自由电子比纯金属少许多，非金属材料的自由电子十分少。固体的导热能力随自由电子浓度的增减而增减，所以纯金属是最好的导热体。

物体所传导的热量与这物体材料的导热特性（导热系数）以及所处温度梯度之间的数量

关系；可用下式表示〔这式子是法国科学家傅里叶（Fourier）所提出的〕，

$$q_x = \frac{\dot{Q}_x}{F} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (1-1 a)$$

即：

$$\dot{Q}_x = -\lambda F \frac{dT}{dx} \quad (1-1 b)$$

式中 $q_x = \frac{\dot{Q}_x}{F}$ ——在 x 方向热流通量 $[W/m^2]$ ；

$\dot{Q}_x$ ——在 x 方向的热流量（或单位时间所流过的热量）， $[W]$ 或 $[J/s]$ ；

F ——垂直于热流方向的导热面积 $[m^2]$ ；

dT/dx ——在 x 方向的温度梯度 $[K/m]$ ；

λ ——导热系数 $[W/(m \cdot K)]$ 。

热流通量的完全表达式为：

$$q = \frac{\dot{Q}}{F} = -\lambda \nabla T \quad (1-2 a)$$

即 $\dot{Q} = -\lambda F \nabla T \quad (1-2 b)$

式中 $\dot{Q}$ 为热流量的矢量， ∇T 为以矢量形式表示的温度梯度。因为在导热过程中，热量沿着温度梯度减少的方向流动，所以在式（1-1）与式（1-2）中要引入一负号。式（1-1）与（1-2）也被称为傅里叶导热公式。

导热系数是一物质的一项十分重要的特性。在传热工程上一种材料是否适合于一定的用途，往往与它的导热系数的数值有关。

图 1-1 所示为一些工程常用物质的导热系数的数值。由图可以看出物质所处温度对其导热系数数值有一定影响。

气体的导热系数随其所处温度的上升而增大。这是因为气体的导热主要依靠分子运动，温度愈高则气体分子的动能愈大，分子间的交换率和碰撞频率也愈高，所以气体

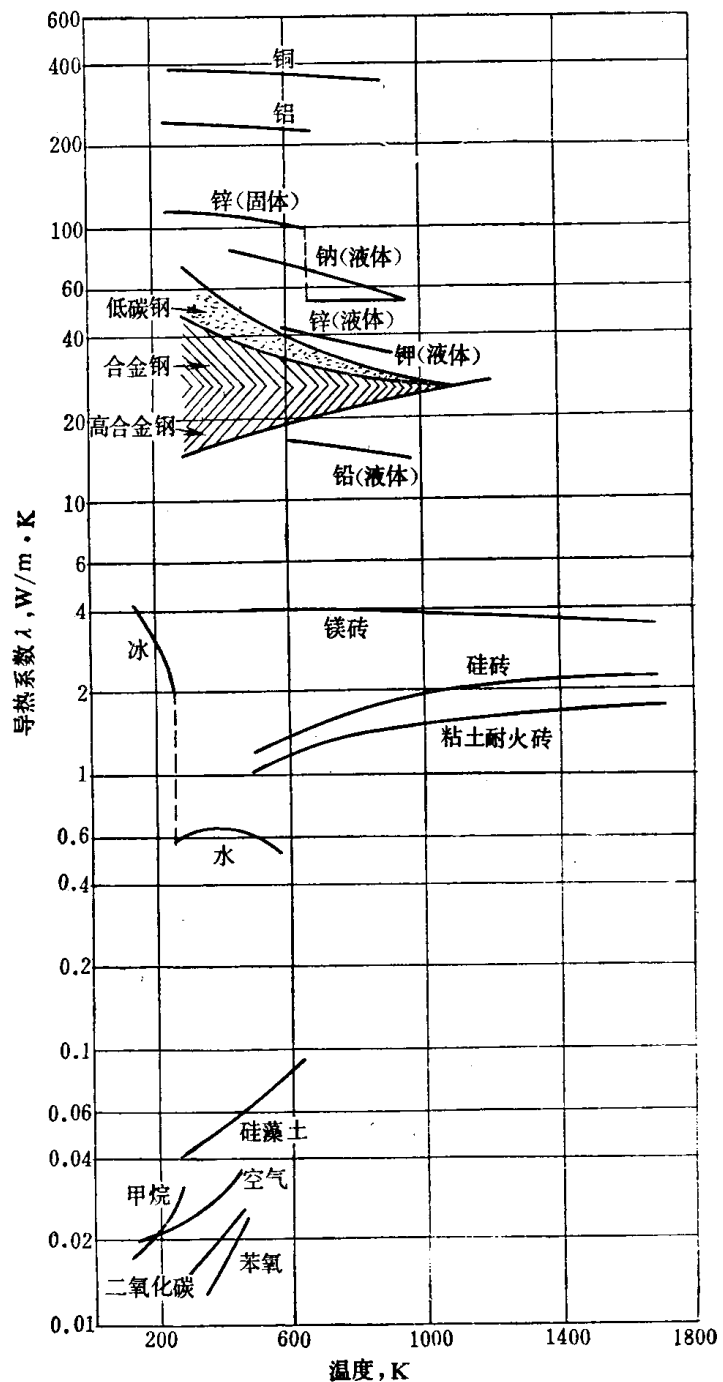


图1-1 不同材料的导热系数与其所处温度的关系

的导热系数也愈大。对大多数气体来说,当压力超过 10 个大气压时,导热系数还与压力有关。

液体主要由分子振动所产生的一些不规则弹性波来传递热量。其导热系数的数值与压力无关,受温度的影响也不很大。

固体中,分子运动表现为晶格的振动。在高温情况下,晶格振动的加剧会妨碍自由电子的运动。在导电性能好的固体材料中自由电子较多,当温度增加时,晶格振动的加剧会对自由电子的运动起阻碍作用,也就是说对导热起阻碍作用,这一阻碍作用大于晶格振动加剧本对导热所产生的促进作用。所以,随着所处温度的增高,纯金属的导热系数趋向于降低。

在合金材料和非金属材料中自由电子很少,热量的传导主要依靠晶格振动。这些材料导热系数的数值往往随所处温度的增加而增大。

有些材料结构并不是各向同性的,这时它的导热也并不各向相同。例如木头就是一种这样的材料。

由此可知:不同物质的导热系数其数值不尽相同,即便是同一种物质,其导热系数的数值,除了受温度影响外,有时还要取决于该物质的结构、容重、温度、湿度和压力。在工程计算中从参考图表取用导热系数的数值时,必须注意材料各有关物性(结构、容重、温度、湿度和压力)的实际情况;对于重要的计算,其所涉及材料的导热系数数值应由试验室对这些材料所作的专门试验来确定。

在换热过程中,常常有物体各部分温度并不完全一样的情况,计算这类过程时,有时需有表示材料导热系数与温度关系的式子。对于许多材料,都可以近似地认为在导热系数与温度之间存在着线性的关系,如式(1-3)所示:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + b(T - T_0)] \quad (1-3)$$

式中 T_0 ——参考温度[K];

T ——要计算导热系数值的温度[K];

λ_0 ——材料在温度 T_0 时导热系数的数值[W/(m·K)];

λ ——温度 T 时,材料导热系数的数值[W/(m·K)];

b ——由试验所确定的常数。若导热系数值随温度上升而增大,则 b 为正值;反之, b 为负值。

表 1-1 列举了一些数字,说明各种材料导热系数值的大致范围。

二、对流

对流是固体表面与其上流过的流体之间的能量传递过程。这种过程的完成一方面依靠流体分子间导热的作用,另一方面还由于流体流动产生位移的作用。所以对流传热除了要受导热规律的控制外,还要受流动规律的支配。因此,影响放热过程的因素有流体的流动情况、流速、密度、比热、粘度和导热系数等。

对流传热过程中流体的流动可按其发生的原因分为:自然流动和受迫流动两种。凡由流体各部分冷热不同,致使各部分密度不同而引起的流动称为自然流动。自然流动的强度取决于过程的受热情况,并和流体种类、温度差以及过程进行所处空间的大小等有关。凡受外

表 1-1 不同材料导热系数的数值

材 料	导热系数 λ [W/(m·K)]
纯 金 属	100~1400
合 金	50~500
液 态 金 属	30~300
非金属液体	0.5~5
非金属固体	0.05~50
绝 热 材 料	0.05~1
气 体	0.005~0.5

力（例如：风力、泵或风机的作用力）影响而引起的流体流动称为受迫流动。相应于这两种流动情况的对流换热分别称为：自然对流换热和受迫对流换热。

受迫对流过程中也可能附带包含自然对流，但当受迫对流相当强烈时，其中所包含自然对流的影响可略而不计。

对流换热与流体的流动情况关系很大。流体的流动可以分为层流和紊流两种情况。在层流情况下，一层流体很整齐地在另一层上滑动。在紊流情况下，流体质点流动不整齐，而且还有与主流方向相垂直的速度分量，这些分量的大小也不断地变化。

粘性流体受迫沿固体壁面流动时，流体在紧贴壁面处的流动速度为零，而在壁面附近一薄层流体中，流速从零增加到主流体流速。我们称这一薄层流体为流动边界层。在紊流工况下，流动边界层中靠近壁面处总有一层更薄的流体层仍保持层流的特征，这一薄层被称为层流底层。而紊流边界层的其余部分则被称为紊流核心。

对流热交换与流体的流动情况关系很大。层流时，沿壁面法线方向的热传递主要依靠导热，传热量受流体导热系数数值的影响很大。紊流时在流体的层流底层内热量的传递仍靠导热；而在紊流核心中热量的传递则依靠流体各部分之间的剧烈位移。紊流核心的热阻比层流底层热阻小得多，通常后者在紊流对流传热中起着决定性的作用。

1901年牛顿（Newton）首先提出计算对流传热量的基本公式——牛顿公式：

$$\dot{Q} = \alpha F (T_f - T_w) \quad (1-4 a)$$

$$\text{或} \quad \dot{Q} = \alpha F \Delta T \quad (1-4 b)$$

式中 $\dot{Q}$ ——对流热流量[W]；

F ——与流体相接触的壁面面积[m²]；

$(T_f - T_w) = \Delta t$ ——壁面与流体间的温差[K]；

α ——对流放热系数[W/(m²·K)]。

式(1-4)中 $(T_f - T_w)$ 也可写成 $(T_w - T_f)$ ，视所指传热方向的不同而异。对流传热的方向就是与其所邻近流体实行热交换的表面的法线方向。式(1-4)本身计算很简单，困难在于确定对流放热系数 α 的数值。下表所列为空气和水在自然对流和受迫对流情况下，对流放热系数 α 值的大致范围。

表1-2 在不同情况下近似的 α 值

情 况	α [W/(m ² ·K)]
水蒸汽冷凝时	5000~100000
水沸腾时	2500~25000
水在受迫对流时	250~15000
空气在受迫对流时	25~500
空气在自然对流时	5~50

三、热辐射

辐射传热并不借助于介质。在两表面之间无介质存在时辐射换热量最大。辐射传热的机理现在还没有完全弄清，通常认为辐射热量是借助物体表面放射出电磁波或者光子的作用而得以传递。

物体表面每平方米每秒对外辐射的热量称为辐射力。辐射力的大小与表面的性质及它的绝对温度有关，如式(1-5)所示：

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-5)$$

式中 C ——辐射系数，由物体表面性质及状态决定，其数值处于 0~5.67 之间[W/(m²·K⁴)]；

T ——物体表面的温度〔K〕。

投射于物体上的辐射能一般来说可以有一部分被物体所吸收，一部分被反射，余下部分则透过物体。如以 A 、 R 和 D 表示这三者各占投射于其上总辐射能的百分比，则这三者关系为：

$$A + R + D = 1 \quad (1-6)$$

式中 A 、 R 及 D 分别被称为物体的吸收率、反射率和透射率。 A 、 R 和 D 的数值与物体的特性、温度和表面状况有关。

如一物体的 $A = 1$ 而 $R = D = 0$ ，则被称为绝对黑体或黑体。

如一物体的 $R = 1$ ，而 $A = D = 0$ ，则被称为绝对白体或白体。

如物体的 $D = 1$ ，而 $A = R = 0$ ，则被称为绝对透热体或透热体。

在自然界中实际上并不存在绝对的黑体、白体和透热体。但是一般气体 $R \approx 0$ ；而大多数固体和液体只要稍具厚度，则 $D \approx 0$ 。

物体对于热射线的吸收率 A 主要受其表面粗糙情况而不是表面颜色的影响。白色物体能反射热辐射中可见光的射线，而对其他热射线的吸收和黑色物体一样。

黑体的辐射力 E_b ，仅与其温度有关，如式 (1-6) 所示：

$$E_b = C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-6 a)$$

式中 $C_b = 5.67 [W/(m^2 \cdot K^4)]$ ——黑体的辐射系数。

式 (1-6 a) 也可表示为：

$$E_b = \sigma_b T^4 \quad (1-6 b)$$

式中 $\sigma_b = 5.67 \times 10^{-8} [W/(m^2 \cdot K^4)]$ ——黑体的辐射常数。这两式称为斯蒂芬-波尔茨曼定律的表达式。

我们往往假定实际存在物体的辐射光谱曲线与同温度下黑体的相应曲线相似，这种物体我们称之为灰体。灰体的辐射力 E 与同温度下黑体辐射力 E_b 之比值被称为灰体的黑度，用符号 a 来表示：

$$a = \frac{E}{E_b} \quad (1-7)$$

所以灰体的辐射力为：

$$E = aE_b = a\sigma_b T^4 \quad (1-8)$$

在辐射平衡条件下灰体的黑度恒等于它的吸收率。这可由分析图 1-2 所示情况得知。

设表面 I 及 II 彼此靠得很近以致可以认为从一表面辐射出去的能量完全落在另一表面上。又设表面 I 为黑体，辐射力为 E_b ；表面 II 为灰体，它的辐射力为 E 而吸收率为 A 。这样由图可以看出灰体表面 II 与黑体表面 I 之间的辐射换热量为：

$$q = AE_b - E$$

如两表面所处温度相同，则处于热辐射平衡状态，辐射换热热量 $q = 0$ ，即：

$$AE_b - E = 0$$

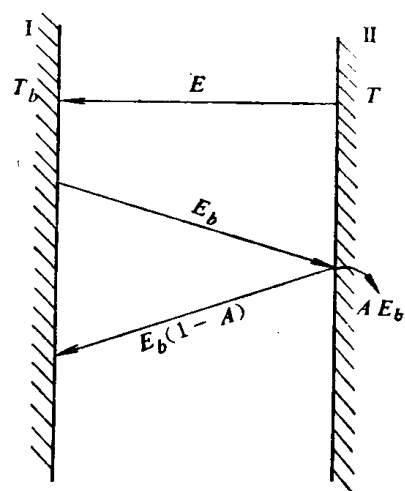


图1-2 两平行表面的辐射换热

$$\therefore A = E/E_b \quad (1-9)$$

比较式 (1-7) 及 (1-9) 得:

$$a = A \quad (1-10)$$

由此可见, 在辐射平衡条件下, 物体的黑度恒等于它的吸收率, 式 (1-10) 亦称为克希荷夫 (Kirchhoff) 恒等式。

现在我们用上述基本概念来说明烟气与其周围的对流受热面 (如锅炉对流受热面) 之间的辐射热交换。可以将烟气与其周围对流受热面间的辐射热交换考虑成烟气与灰体外壳间的辐射热交换。我们采用符号如下:

a_w ——传热面壁面的黑度;

a_g ——烟气的黑度;

F ——传热表面的面积 $[\text{m}^2]$;

T_w ——传热表面的温度 $[\text{K}]$;

T_g ——烟气的温度 $[\text{K}]$;

A'_g ——烟气对来自烟气自身辐射 (温度为 T_g) 的吸收率;

A_g ——烟气对来自壁面 (温度为 T_w) 辐射的吸收率;

$\sigma_b = 5.67 \times 10^{-8} [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$ ——黑体辐射常数。

这样烟气投射到外壳的辐射能为 $a_g \sigma_b T_g^4$ 。外壳吸收其中的 $a_w a_g \sigma_b T_g^4$, 其余 $(1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 反射回烟气。其中 $A'_g (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 被烟气所吸收, $(1 - A'_g) (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 则透过烟气层再投射到外壳, 外壳将再次吸收 $a_w (1 - A'_g) (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$, 如此反复进行吸收和反射, 灰体外壳从烟气辐射中吸收的总热量为:

$$a_w a_g \sigma_b F T_g^4 [1 + (1 - A'_g)(1 - a_w) + (1 - A'_g)^2 (1 - a_w)^2 + \dots] \quad (1-11)$$

同时, 烟气从灰体外壳辐射中吸收的总热量为:

$$a_w A_g \sigma_b F T_w^4 [1 + (1 - A_g)(1 - a_w) + (1 - A_g)^2 (1 - a_w)^2 + \dots] \quad (1-12)$$

因此, 烟气与受热面间的辐射换热量应当为式 (1-11) 与式 (1-12) 之差。如只考虑第一次辐射, 即只计算上两式中的第一项, 则烟气与其周围对流传热面之间的辐射换热量为:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= a_w a_g \sigma_b F T_g^4 - a_w A_g \sigma_b F T_w^4 \\ \dot{Q} &= a_w \sigma_b F (a_g T_g^4 - A_g T_w^4) \end{aligned} \quad (1-13)$$

为了弥补由于略去式 (1-11) 与式 (1-12) 中第二项以后各项所带来的误差, 采用传热面有效黑度 a'_w 来代替式 (1-13) 中的 a_w 。 a'_w 值介于 a_w 与 1 之间, 为简化起见, 采用 $a'_w = \frac{1}{2}(a_w + 1)$ 。在锅炉各对流受热面中灰污管壁的黑度一般为 0.8 或更大一些。

在工程技术计算中, 可认为 $a_g = A_g$, 这样式 (1-13) 变成

$$\dot{Q} = a'_w a_g \sigma_b F (T_g^4 - T_w^4) \quad (1-14)$$

有时, 式 (1-14) 也可用类似于对流传热算式式 (1-4) 的形式, 这时:

$$\dot{Q} = \alpha_r F (T_g - T_w) \quad (1-15)$$

式中 α_r ——辐射放热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ 。

将式 (1-15) 与式 (1-14) 相比较可知:

$$\alpha_R = a'_w a_g \sigma_b T_g^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_w}{T_g} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_w}{T_g} \right)} \right] \quad (1-16)$$

这就是计算燃用煤粉锅炉对流受热面辐射放热系数所用的公式。

在锅炉燃用气体燃料或液体燃料的情况下，以及在锅炉采用层燃或火炬层燃情况下，所产生的烟气不含灰粒或少含灰粒，辐射的热量并不与温度的4次方成正比而是与3.6次方成正比，所以这时辐射放热系数为：

$$\alpha_R = a'_w a_g \sigma_b T_g^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_w}{T_g} \right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{T_w}{T_g} \right)} \right] \quad (1-17)$$

四、对流和辐射的复合换热

前面将传热分为导热、对流和辐射三种方式，但事实上往往存在着两种或三种方式同时发生作用的情况，这类情况我们称之为复合换热。

在烟气温度的较高处的锅炉对流受热面，同时存在烟气对受热面的对流换热和辐射换热。由于在对流受热面中辐射换热量一般来说只占总传热量中较小的部分。为简单起见我们可以采用将对流换热量和辐射换热量叠加起来计算其复合换热，同时采用式(1-15)的形式计算其辐射换热量。这样复合换热量为：

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_R \quad (1-18)$$

式中 $\dot{Q}_c$ ——对流换热量[W]；

$\dot{Q}_R$ ——辐射换热量[W]。

将式(1-4)及(1-15)代入式(1-18)得：

$$\dot{Q} = \alpha_c F (T_g - T_w) + \alpha_R F (T_g - T_w) = (\alpha_c + \alpha_R) F (T_g - T_w) \quad (1-19)$$

式中 α_c 、 α_R ——对流放热系数与辐射放热系数[W/(m²·K)]。

也可写成：
$$\dot{Q} = \alpha F (T_g - T_w) \quad (1-20)$$

式中 $\alpha = (\alpha_c + \alpha_R)$ ——对流与辐射复合换热中的总放热系数[W/(m²·K)]。

五、单位

对流热交换计算与其它工程计算式一样，要求采用一致的单位系统。所以我们在进行计算之前一定要弄清楚所采用的全部数值都是处于同一单位系统中，绝对不容许将不同单位系统的数值混淆起来。

本书采用国际单位制(SI)，它的基本量纲为：长度、质量、时间和温度。在传热工程上可能用到的一些物理量的量纲和单位示于表1-3。

表1-3 常用物理量的国际单位制量纲和单位

物 理 量	定 义 方 程 式	量 纲 式	单 位 代 号
长 度		[L]	米 m
质 量		[M]	千克(公斤) kg
时 间		[τ]	秒 s
温 度		[T]	开 K

(续)

物 理 量	定 义 方 程 式	量 纲 式	单 位 代 号
速 度	$w = \frac{L}{t}$	$[L\tau^{-1}]$	米/秒 m/s
力	$F = ma$	$[LM\tau^{-2}]$	牛 N
压 力	$P = \frac{F}{S}$	$[L^{-1}M\tau^{-2}]$	帕 Pa
密 度	$\rho = \frac{M}{V}$	$[L^{-3}M]$	公斤/米 ³ kg/m^3
能量(热量、功量)	$W = FL$	$[L^2M\tau^{-2}]$	焦 J
功 率	$P = \frac{W}{\tau}$	$[L^2M\tau^{-3}]$	瓦 W
比 热	$c = \frac{Q}{m\Delta T}$	$[L^2\tau^{-2}T^{-1}]$	焦/公斤·开 $J/(kg \cdot K)$
动 力 粘 度	$\eta = \frac{F\Delta L}{S\Delta w}$	$[L^{-1}MT^{-1}]$	帕·秒 $[Pa \cdot s]$ 或 $[N \cdot s/m^2]$
运 动 粘 度	$\nu = \frac{\eta}{\rho}$	$[L^2\tau^{-1}]$	米 ² /秒 m^2/s
导 热 系 数	$\lambda = \frac{\dot{Q}\delta}{f\Delta T}$	$[LM\tau^{-3}T^{-1}]$	瓦/米·开 $W/(m \cdot K)$
导 温 系 数	$a = \frac{\lambda}{cP}$	$[L^2\tau^{-1}]$	米 ² /秒 m^2/s
放 热 系 数	$\alpha = \frac{\dot{Q}}{S\Delta T}$	$[M\tau^{-3}T^{-1}]$	瓦/米 ² ·开 $W/(m^2 \cdot K)$
传 热 系 数	$k = \frac{\dot{Q}}{S\Delta T}$	$[M\tau^{-3}T^{-1}]$	瓦/米 ² ·开 $W/(m^2 \cdot K)$

表中S表示表面积，f表示截面积。

表 1-4 所示为在传热工程上常用的一些物理量在国际单位制、工程单位制和英制单位制中单位的换算关系。

表1-4 单位换算关系

物理量	国 际 制	工 程 单 位 制	英 制	备 注
长度 L	m	m	ft in	
	1	1	3.2808 39.37	
	0.3048	0.3048	1 12	
	0.0254	0.0254	0.0833 1	
力 F	N	kgf	lbf	
	1	0.10197	0.22481	
	9.80665	1	2.2046	
	4.44822	0.45359	1	
压力 P	N/m ²	kgf/m ²	lbf/in ²	$1 \text{ atm} = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ $= 1.03 \times 10^4 \text{ kgf/m}^2$ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} (N/m^2)$
	1	0.102	0.22481	
	9.80665	1	14.223×10^{-4}	
	6.89476×10^3	7.03×10^2	1	

(续)

物理量	国际制	工程单位制	英制	备注
	J	kgf·m kcal	lbf·ft Btu	
功(能)	1	0.10204 2.389×10^{-7}	0.737 9.48×10^{-4}	
	9.80665	1 2.341×10^{-8}	7.233 9.29×10^{-8}	
W	4186.8	427.2 1	3089.87 3.968	
	1.35582	0.138 3.24×10^{-4}	1 1.29×10^{-3}	
	1055.06	107.6 0.252	777.6 1	
功率 P	W	kW	HP	1 kW = 102 kgf·m/s 1 HP (工程制) = 75 kgf·m/s 1 HP (英制) = 550 lbf·ft/s = 76.04 kgf·m/s
	1	1×10^{-3}	1.34×10^{-3}	
	1000	1	1.34	
	745.7	0.7457	1	
动力粘度 η	kg/(m·s)	kgf·s/m ²	lbf·s/ft ²	
	1	0.101972	0.671969	
	9.80665	1	6.58976	
	1.48816	0.151750	1	
运动粘度 ν	m ² /s	m ² /s	ft ² /s	
	1	1	10.7639	
导温系数 a	1	1	10.7639	
	0.092903	0.092903	1	
导热系数 λ	W/(m·K)	kcal/(m·h·°C)	Btu/(ft·h·°F)	
	1	0.859845	0.577789	
	1.1630	1	0.671969	
	1.73073	1.48816	1	
放热系数 d	W/(m ² ·K)	kcal/(m ² ·h·°C)	Btu/(ft ² ·h·°F)	
	1	0.859845	0.176111	
传热系数 k	1.1630	1	0.204817	
	5.67824	4.88241	1	
热流通量 q	W/m ²	kcal/(m ² ·h)	Btu/(ft ² ·h)	
	1	0.859845	0.316992	
	1.1630	1	0.368662	
	3.15465	2.71251	1	
比热 c	kJ/(kg·K)	kcal/(kg·°C)	Btu/(lb·°F)	
	1	0.238846	0.238846	
	4.1868	1	1	
	4.1868	1	1	

§ 1.3 对流换热分析所用的基本方程式

作为传热分析的基础,除用到前所述表达传热基本概念的一些方程式外,还用下述三个物理定律: