

457440

高等学校试用教材

传 热 学

天 津 大 学
同 济 大 学 编
西安冶金建筑学院



C0224621



中国建筑工业出版社

本书是根据1978年4月各有关高等院校在天津制订的供热与通风专业“传热学”教材大纲编写的，使用学时数为90学时。

本书除绪论外共分八章：一维稳定导热；二维稳定导热；对流换热原理；对流换热计算；热辐射；传热和换热器；不稳定导热；质交换。每章均有例题，全书附有习题180个。

本书可作为高等学校供热与通风专业“传热学”试用教材，也可供有关专业及工程技术人员参考。

高等学校试用教材

传 热 学

天 津 大 学

同 济 大 学 编

西安冶金建筑学院

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本：787×1092毫米 1/16 印张：17 字数：414 千字

1980年5月第一版 1980年5月第一次印刷

印数：1—8,190册 定价：1.75元

统一书号：15040·3822

基本符号

符 号	物 理 量	国 际 单 位 制		工 程 单 位 制	
		中 文 名 称	代 号	中 文 名 称	代 号
A	温度振幅	度	°C	度	°C
A	肋片导热截面积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
a	导温系数	米 ² /秒	m ² /s	米 ² /时	m ² /h
B	大气压力	巴	bar	气 压	kgf/cm ²
		牛顿/米 ²	N/m ² ($\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$)	毫米汞柱	mmHg
C	辐射系数	瓦/米 ² ·开 ⁴	W/m ² ·K ⁴ J/m ² ·s·K ⁴	千卡/米 ² ·时·开 ⁴	kcal/m ² ·h·K ⁴
C	质量浓度	公斤/米 ³	kg/m ³		
c	比 热	焦耳/千克·度	J/kg·°C	千卡/公斤·度	kcal/kg·°C
c'	容积比热	焦耳/标米 ³ ·度	J/Nm ³ ·°C	千卡/标米 ³ ·度	kcal/Nm ³ ·°C
d	直 径	米	m	米	m
		毫 米	mm	毫 米	mm
D	质扩散系数	米 ² /秒	m ² /s	米 ² /时	m ² /h
E	辐 射 力	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
F	表 面 积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
f	断 面 积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
f	摩擦系数				
G	投射辐射	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
g	重力加速度	米/秒 ²	m/s ²	米/秒 ²	m/s ²
I	辐射强度	瓦/米 ² ·球面度	W/m ² ·sr	千卡/米 ² ·时·球面度	kcal/m ² ·h·sr
H	高 度	米, 毫米	m, mm	米, 毫米	m, mm
h	焓	焦耳/千克	J/kg	千卡/公斤	kcal/kg
J	有效辐射	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
K	传热系数	瓦/米 ² ·度	W/m ² ·°C	千卡/米 ² ·时·度	kcal/m ² ·h·°C
l	长 度	米	m	米	m
M	质 流 量	千克/秒	kg/s		
M	质 量	千 克	kg	公斤力·秒 ² /米	kgf·s ² /m
m	质流通量	千克/米 ² ·秒	kg/m ² ·s		
NTU	传热单元数				
P	压 力	帕	pa	气 压	kgf/cm ²
		巴	bar		
		牛顿/米 ²	N/m ² 或 kg/m·s ²		
Q	热 流 量	焦耳/秒	J/s, W	千卡/时	kcal/h
q	热流通量	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h

续表

符 号	物 理 量	国 际 单 位 制		工 程 单 位 制	
		中 文 名 称	代 号	中 文 名 称	代 号
R	热 阻	度/瓦	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$	时·度/千卡	$\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}/\text{kcal}$
r	半 径	米, 毫米	m, mm	米, 毫米	m, mm
r	汽化潜热	焦耳/千克	J/kg	千卡/公斤	kcal/kg
S	距 离	米	m	米	m
T	绝对温度	开尔文	K	开尔文	K
t	摄氏温度	度	$^{\circ}\text{C}$	度	$^{\circ}\text{C}$
U	周边长度	米	m	米	m
V	容 积	米 ³	m^3	米 ³	m^3
V	容积流量	米 ³ /秒	m^3/s	米 ³ /时	m^3/h
w	速 度	米/秒	m/s	米/秒	m/s
z	周 期	秒, 时	s, h	秒, 时	s, h
α	放热系数	瓦/米 ² ·度	$\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$	千卡/米 ² ·时·度	$\text{kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$
β	肋化系数				
β	容积膨胀系数	1/开	1/K	1/开	1/K
δ	厚 度	米	m	米	m
Δ	差 值				
ϵ	黑 度				
ϵ	换热器效能				
η	效 率				
η	动力粘度	牛顿·秒/米 ²	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$		
		千克/秒·米	$\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$	公斤力·秒/米 ²	$\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
θ	过余温度	度	$^{\circ}\text{C}$	度	$^{\circ}\text{C}$
λ	导热系数	瓦/米·度	$\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	千卡/米·时·度	$\text{kcal}/\text{m}\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$
μ	分子量				
ν	运动粘度	米 ² /秒	m^2/s	米 ² /时	m^2/h
ξ	延迟时间	秒, 时	s, h	秒, 时	s, h
ρ	密 度	千克/米 ³	kg/m^3	公斤力·秒 ² /米 ⁴	$\text{kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$
τ	时 间	秒, 时	s, h		
τ	剪 应 力	巴	bar		
		牛顿/米 ²	N/m^2	公斤力/米 ²	kgf/m^2
φ	角 系 数				
ω	角 速 度	弧度/秒	rad/s	弧度/秒	rad/s

相 似 准 则

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_w} \text{——毕渥 (Biot) 准则}$$

$$Co = \alpha \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{\eta^2} \right]^{-1/3} \text{——凝结 (Condensation) 准则}$$

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2} \text{——付立叶 (Fourier) 准则}$$

$$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2} \text{——格拉晓夫 (Grashof) 准则}$$

$$Le = \frac{a}{D} \text{——刘伊斯 (Lewis) 准则}$$

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

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

$$Pe = \frac{wl}{a} \text{——贝克利 (Peclet) 准则}$$

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

$$Sc = \frac{\nu}{D} \text{——施米特 (Schmidt) 准则}$$

$$Sh = \frac{\alpha_p l}{D} \text{——宣乌特 (Sherwood) 准则}$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{wc_p \rho} \text{——斯坦登 (Stanton) 准则}$$

$$St_p = \frac{Sh}{Re \cdot Sc} = \frac{\alpha_p}{w} \text{——质交换斯坦登准则}$$

主 要 符 号 注 角

f ——流体 (Fluid)

w ——壁面 (Wall)

c ——临界 (Critical)

e ——当量, 等效 (Equivalent)

s ——饱和 (Saturation)

m ——平均 (Mean)

$\min$ ——最小 (Minimum)

$\max$ ——最大 (Maximum)

其他英文注角在各章中指明。本书还使用基本符号作注角, 如对流放热热阻 R_a 等。

原
书
缺
页

第二节	通过平壁、圆筒壁、肋壁的传热	184
第三节	增强传热	190
第四节	换热器的型式和基本构造	193
第五节	平均温度差	195
第六节	换热器计算	200
第七章	不稳定导热	209
第一节	不稳定导热的一般概念	209
第二节	对流边界条件下不稳定导热	211
第三节	恒热流边界条件下不稳定导热	220
第四节	周期性边界条件下不稳定导热	225
第五节	不稳定导热的数值解法	232
第八章	质交换	239
第一节	扩散的基本定律	240
第二节	动量、热量、质量传递的类比	245
第三节	对流质交换的准则方程式	248
*第四节	水分在空气中蒸发时的热质交换分析	251
参考文献		254
附 录		257

绪 论

传热学是研究热量传递过程规律的一门科学。

凡有温度差的地方，就有热量自发地由高温物体传到低温物体，由于自然界和生产过程中，温度差是到处存在的，因此，传热就成为自然界和生产领域中非常普遍的现象。

传热学在各个工业部门应用十分广泛。诸如，提高热力发电厂锅炉及其它换热设备的生产能力，缩小设备体积；化学工业中维持化学反应所要求的温度环境，研制快速冷却和加热的技术；电子工业中解决各类电子元件的散热方法问题；机械制造工业测算和控制冷加工或热加工中的机件温度场；建筑部门对于建筑物保温隔热措施的设计和建筑热工问题的处理；原子能、火箭等尖端技术的研究和应用；以及太阳能、地热能和工业余热利用工程中高效能换热器的研制和设计等等，无一不需要用到传热学的知识。近几十年来，传热学研究的成果，对技术的进步曾起了很大的促进作用，而传热学在各技术领域的渗透，又推动了学科本身的迅速发展。

在供热通风专业领域中，同样也存在很多传热问题，例如解决热源和冷源设备的选择、配套和合理有效利用问题；有关供热通风科研课题的实验研究；各种建筑物围护结构热损失的分析和计算；供热通风、空调系统中各类换热器的设计、选择和性能的评价；地下建筑和人工气候室的热工计算和工况调节；太阳能和地热能的应用等等，都要求具备一定的传热学理论知识，它是供热通风专业的一门重要的技术基础课程。

必须指出，在某些情况下，传热过程往往伴随着由于物质浓度差引起的质量传递过程，即传质过程。例如，空调室中，喷淋水在空气中的蒸发过程，它既有传热又有传质，制冷系统常用的蒸发式冷凝器中冷却水蒸发时的传热和传质；建筑围护结构中水分的转移过程等等，都是和传质密切相关的。为此，本书在着重阐述传热问题之后，还以专门的一章，讨论了传质过程的基本规律和计算。

0-1 传热的基本方式

为了逐步认识和掌握传热的规律，不妨先来分析一些常见的传热过程。例如在冬季，热由室内通过墙壁向室外传递，整个传热过程可分为三个阶段，如图 0-1 所示。（1）热由室内空气以对流换热和物体间的辐射换热方式传给墙内表面；（2）由墙内表面以固体导热方式传递到墙外表面；（3）由墙外表面以空气对流换热和物体间的辐射换热方式把热传给室外环境。显然，在其它条件不变时，室内外温差越大，传热量也越大。又如热水散热器的传热过程，热水的热量先以对流换热方式传到器壁内侧，再以导热方式通过壁，然后由器壁外侧空气以对流换热和物体间辐射换热方式传给室内。从以上例子可以看到，整个传热过程实际是由导热、对流、辐射三种基本传热方式组成的。要了解整个过程的规律，必须首先分析三种基本传热方式的

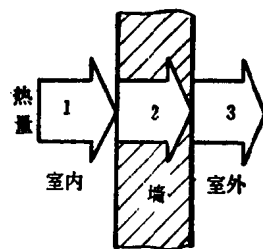


图 0-1 由室内向室外的传热过程

规律。以下对三种基本传热方式作一扼要说明,使读者对传热学所要研究的问题的全貌有一粗略认识。

一、导热

导热是指物体各部分无相对位移或不同物体直接接触时依靠物质分子、原子及自由电子等微观粒子热运动而进行的热量传递现象,所以导热可以在固体、液体及气体中发生。但在地球引力场作用的范围内,单纯的导热只能发生在密实的固体中。因为,当有温差时,液体和气体就会出现对流现象,难以维持单纯的导热。由前述墙壁的导热过程看出,平壁导热热量与壁两侧表面的温度差成正比;与壁的厚度成反比;并与材料的导热性能有关。平壁导热过程热流量的基本计算式是:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t \cdot F \quad W \quad (0-1a)$$

或热流通量

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t \quad W/m^2 \quad (0-1b)$$

式中 Q ——热流量, W ;

q ——热流通量, W/m^2 ;

F ——壁面积, m^2 ;

δ ——壁厚, m ;

Δt ——壁两侧表面温度差, $\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$, $^{\circ}C$;

λ ——比例系数,称为导热系数或导热率, $W/m \cdot ^{\circ}C$ 。它反映材料导热能力的大小。材料导热系数一般由实验测定,例如,普通混凝土 $\lambda = 0.75 \sim 0.8 W/m \cdot ^{\circ}C$,纯铜 $\lambda = 385 W/m \cdot ^{\circ}C$ 。导热系数的意义是指壁厚 1 米,两侧表面温度相差 $1^{\circ}C$ 时,每平方米每秒钟所能导过的热量, J 。

在传热问题的分析中,常常套用电学中欧姆定律的形式——电流 $I = \frac{\text{电位差 } \Delta E}{\text{电阻 } R}$,把热流量公式改写为:

$$\text{热流量 } Q = \frac{\text{温度差 } \Delta t}{\text{热阻 } R_t} \quad (0-2)$$

与欧姆定律相对照,可以看出热流量 Q 相当于电流 I ; 温度差 Δt 相当于电位差 ΔE ; 而热阻 R_t 相当于电阻 R 。如是,得到一个在传热学中非常有用的概念——热阻。

按式 (0-2) 改写式 (0-1), 得

$$Q = \frac{\Delta t}{\delta / \lambda F} = \frac{\Delta t}{R_t} \quad (0-1c)$$

式中 R_t 称导热热阻, $R_t = \frac{\delta}{\lambda F}$, $^{\circ}C/W$ 。可见, $\delta / \lambda F$ 值越大,则 Q 越小。因式 (0-1c)

是由平壁导热公式得到的,故 $\frac{\delta}{\lambda F}$ 为平壁导热热阻,它与壁厚成正比,而与导热系数及导热面积成反比。对于单位面积,平壁导热热阻为 $\frac{\delta}{\lambda}$, $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$ 。热阻的倒数称为热导,它的作用相当于电导。

利用式 (0-2) 得到的热阻概念分析传热问题,是传热学中的一个普遍方法。

二、对流

依靠流体的运动，把热量由一处传递到另一处的现象，称为对流，它是传热的另一种基本方式。若对流过程中有质量 m ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$) 的流体由温度 t_1 的地方流到 t_2 处，则对流作用传递的热量应为：

$$q = mc_p(t_2 - t_1) \quad \text{W}/\text{m}^2$$

但是，工程上所遇到的传热问题，往往涉及到流体与固体壁直接接触时的换热，在这种情形下，过程就不单有流体的对流作用，也有导热作用，我们把这种导热和对流同时存在的过程，称为对流换热过程，简称放热。对流换热过程是一个受许多因素影响的复杂过程，它的基本计算式是牛顿1701年提出的，即

$$Q = \alpha(t_w - t_f)F \quad \text{W} \quad (0-3a)$$

或 $q = \alpha(t_w - t_f) = \alpha \Delta t \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (0-3b)$

式中 t_w ——固体壁表面温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_f ——流体温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

α ——放热系数，其意义是指 1m^2 壁表面积上，当流体同壁之间的温度差为 1°C 时，每秒钟所能传递的热量，单位是 $\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 或 $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 。 α 的大小反映对流换热过程的强弱。例如热水散热器外表面和空气之间的放热系数约为 $6\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ，而内表面和热水之间的放热系数则可达数千 $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 以上。附录 6 列有一些典型条件下对流放热系数概略值，它是学习传热学必须掌握的基本数量。

式 (0-3) 称为牛顿公式。利用热阻概念，按式 (0-2) 改写式 (0-3a) 得

$$Q = \frac{\Delta t}{1/\alpha F} = \frac{\Delta t}{R_a} \quad (0-3c)$$

式中 $\frac{1}{\alpha F}$ 即为对流放热热阻，用 R_a 表示，单位是 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ，它是放热系数与放热面积之积的倒数。对于单位面积，放热热阻为 $\frac{1}{\alpha}$ ， $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

三、热辐射

无论是导热或对流，都必须通过冷热物体的直接接触即依靠常规物质为媒介来传递热量，但热辐射的机理则完全不同，它依靠物体表面对外发射可见和不可见的射线（电磁波，或者说一种非常规物质——光子）而传递热量。物体表面每平方米每秒钟对外辐射的热量称为辐射力 E ，单位是 $\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 或 W/m^2 。理论和实验都证实， E 与物体表面绝对温度的四次方成比例，即

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (0-4)$$

式中 C ——辐射系数，单位是 $\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}^4$ ，由材料表面的性质及状态决定，其数值处于 $0 \sim 5.67$ 之间；

T ——绝对温度， K 。

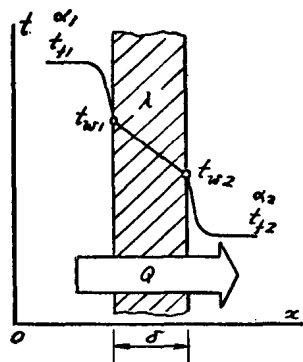
物体间辐射换热的特点是：在热辐射过程中伴随着能量形式的转换（物体内能 $\rightarrow$ 电磁波能 $\rightarrow$ 物体内能）；不需要冷热物体直接接触；不论温度高低，物体都在不停地相互发射电磁波能。若物体间温度相等，则相互辐射的能量相等，若物体间温度不等，则高温物体辐射给低温物体的能量大于低温物体向高温物体辐射的能量，总的结果是热由高温传到低温。

对于两个相互辐射的无限大平行平面，当它们的表面绝对温度分别为 T_1 和 T_2 ，且 $T_1 > T_2$ ，则两表面间单位面积、单位时间辐射换热量的计算式是：

$$q = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ W/m}^2 \quad (0-5)$$

式中 C_{12} 称相当辐射系数，取决于表面材料及状态，其数值也在0~5.67之间。

必须指出，在热辐射的分析和计算中，也要应用辐射热阻的概念，但不能简单表述，将在第五章详细讨论。



当壁面与气体之间既有对流换热，又有辐射换热时，为便于分析，当热辐射不是主要因素时，一般都把辐射热量折算成对流换热量，相应地加大放热系数来考虑辐射的因素。例如，采暖设计中，选定墙的内表面放热系数约为 $8.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，这里就已经把辐射的成分包括进去了，故又叫总放热系数。

0-2 传热过程

初步了解三种热传递方式后，就可以导出整个传热过程的计算式。设有一大平壁，面积为 $F \text{ m}^2$ ，两侧分别为温度 t_{f1} 的热流体和 t_{f2} 的冷流体，壁两侧放热系数分别为 α_1 及 α_2 ，两侧表面温度假定分别为 t_{w1} 和 t_{w2} ，壁的材料导热系数为 λ ，厚度为 δ ，如图0-2所示。若传热情况不随时间变化，即各点温度及传热量不随时间改变，传热处于稳定状态。又当壁的长和宽远大于它的厚度时，可认为热流方向与壁面垂直，则按图0-1的分析方法，上述过程可用下列三式表达：

热量由热流体传给壁左侧，按式(0-3)

$$Q = \alpha_1 (t_{f1} - t_{w1}) \cdot F$$

热量以导热方式通过壁，按式(0-1)

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \cdot F$$

热量由壁右侧传给冷流体，按式(0-3)

$$Q = \alpha_2 (t_{w2} - t_{f2}) \cdot F$$

对于稳定传热，以上三式的热量 Q 是相等的，把它们改写为

$$t_{f1} - t_{w1} = \frac{Q}{\alpha_1 F},$$

$$t_{w1} - t_{w2} = \frac{Q}{\frac{\lambda}{\delta} F},$$

$$t_{w2} - t_{f2} = \frac{Q}{\alpha_2 F}$$

三式相加，消去未知的 t_{w1} ，整理后可得

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_{f1} - t_{f2}) \cdot F = K (t_{f1} - t_{f2}) \cdot F \quad \text{W} \quad (0-6a)$$

对于单位面积

$$q = K(t_{f1} - t_{f2}) \quad \text{W/m}^2 \quad (0-6b)$$

式中

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (0-7)$$

K 称为传热系数，它表明冷热流体间温度相差 1°C 时，通过每平方米面积，每秒钟可传递的热量，单位是 $\text{J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$ 或 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，故 K 值是反映传热过程强弱的指标。

若按式 (0-2) 形式改写式 (0-6a) 得

$$Q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{1/KF} = \frac{\Delta t}{R_K} \quad (0-6c)$$

式中 R_K ——称为传热热阻

$$R_K = \frac{1}{KF} = \frac{1}{\alpha_1 F} + \frac{\delta}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha_2 F} \quad ^\circ\text{C/W}$$

对于单位面积，传热过程的热阻则为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

可见传热过程的热阻等于热流体、冷流体的放热热阻及壁的导热热阻之和，它与串联电路电阻的计算方法是一致的，掌握这一点对于分析和计算传热过程十分方便。

由传热热阻的组成不难认识，传热阻力的大小与壁两侧流体的性质、流动情况、壁的材料、面积以及形状等等许多因素有关，所以它的数值变化范围很大。例如，一砖厚 (240mm) 的房屋外墙的 K 值约为 $2 \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，而在热交换器内用水蒸汽加热流过管内的水时， K 值可达 $5000 \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 。对于换热器， K 值越大即传热热阻越小，说明换热情况良好。但对建筑物围护结构和热力管道的保温层等，它们的作用是减少热损失，当然 K 值越小越好。各典型情况下， K 的概略值可参阅附录 6。

因此，从对传热过程的要求来看，工程中的传热问题可分为两种类型：一是增强传热，即提高换热设备的换热能力，或在满足传热量的前提下，使设备尺寸尽量缩小；一是减弱传热，即减少热损失或保持设备内适宜的工作温度。学习传热学的目的之一，就是认识传热过程的规律，从而掌握增强或减弱传热过程的方法。

0-3 单位制

本书采用国际单位制 (SI)，它的基本单位是：

长度——米，m；

质量——公斤，kg；

时间——秒，s；

温度——开尔文，K。

但是在传热计算中，凡涉及温度差的量，为方便起见，本书都采用摄氏温度， $^\circ\text{C}$ ，作为温度的单位。

在国际单位制中，力是导出量，根据牛顿第二定律各导出单位是：

力——牛顿， $\text{N} (\text{m} \cdot \text{kg/s}^2)$ ；

压力、应力——帕斯卡, Pa (N/m²或kg/m·s²);

能量、热量、功量——焦耳(牛顿·米), J (m²·kg/s²), 或千焦耳, kJ;

功率——瓦(或千瓦), W (或kW) 1 W=1 J/s

由于目前传热计算中采用工程单位制还很普遍, 因此还必须熟悉两者的换算关系。工程单位制的基本单位是:

长度——米, m;

重量——公斤力, kgf;

时间——秒, s;

温度——摄氏度, °C

工程单位制中质量是导出量, 根据牛顿第二定律各导出单位是:

质量——kgf·s²/m;

压力、应力——kgf/m²;

热量——千卡, kcal;

能量——公斤力·米, kgf·m (1kcal=427kgf·m);

功率——千瓦, kW;

功量——千瓦·时, kW·h (1kW·h=860kcal)。

国际单位制和工程单位制的基本换算关系为

$$1\text{N}=\frac{1}{9.81}\text{kgf}=0.102\text{kgf}$$

或

$$9.81\text{N}=1\text{kgf}$$

$$1\text{kJ}=\frac{1\times 1000}{9.81\times 427}\text{kcal}=0.239\text{kcal}$$

或

$$4.187\text{kJ}=1\text{kcal}$$

$$1\text{J/s}=\frac{1\times 3600}{9.81\times 427}\text{kcal/h}=0.86\text{kcal/h}$$

或

$$1.163\text{J/s}=1\text{kcal/h}$$

在传热学中, 两种单位制换算所涉及的量不多, 读者只需要记住上述几个常用换算系数, 就可灵活进行换算了。

【例】混凝土板厚 $\delta=100\text{mm}$, 导热系数 $\lambda=1.54\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$, 两侧空气温度分别为 $t_{f1}=5^\circ\text{C}$ 和 $t_{f2}=30^\circ\text{C}$, 放热系数 $\alpha_1=25\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$, $\alpha_2=8\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$, 求单位面积上传热过程的各项热阻、传热热阻、传热系数及热流量, 并换算为工程单位制。

【解】单位面积各项热阻

$$R_{a1}=\frac{1}{\alpha_1}=\frac{1}{25}=0.04\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_\lambda=\frac{\delta}{\lambda}=\frac{0.1}{1.54}=0.065\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_{a2}=\frac{1}{\alpha_2}=\frac{1}{8}=0.125\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

∴ 传热热阻(单位面积)

$$\begin{aligned} R_K &= R_{a1} + R_\lambda + R_{a2} = 0.04 + 0.065 + 0.125 \\ &= 0.23\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W} (0.267\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C/kcal}) \end{aligned}$$

如是传热系数

$$K = \frac{1}{R_K} = \frac{1}{0.23} = 4.35 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} (3.74 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

热流量为

$$q = K \cdot \Delta t = 4.35(30 - 5) = 109 \text{ W/m}^2 (93.7 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h})$$

复 习 题

1. 试举生活和生产实践中的传热现象实例来说明导热、对流和热辐射三种基本传热方式的规律。
2. 夏季在维持 20°C 的室内工作, 穿单衣感到舒适, 而冬季在保持 22°C 的室内, 却必须穿绒衣才觉舒适, 试从传热的观点分析其原因。
3. 求房屋外墙的散热量 q 以及它的内外表面温度 t_{w1} 和 t_{w2} 。已知: $\delta = 360\text{mm}$, 室外温度 $t_{f2} = -10^\circ\text{C}$, 室内温度 $t_{f1} = 18^\circ\text{C}$, 墙的导热系数 $\lambda = 0.61 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, 墙内表面放热系数 $\alpha_1 = 8.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, 外表面 $\alpha_2 = 24.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, 并将答案用工程单位制标示。
4. 单位换算:
 - (1) 某暖汽设备表面放热系数 $\alpha = 4.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 把它换算为SI单位 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 。
 - (2) 已知某材料导热系数 $\lambda = 1.33 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 求它相当于多少 $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 。
 - (3) 把传热系数 $K = 1600 \text{ J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$ 换算为 $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 。
 - (4) 壁厚 $\delta = 100\text{mm}$, $\lambda = 0.68 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 求它每平方米的导热热阻为若干 $\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C/J}$ 。
 - (5) 放热系数 $\alpha = 7.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 求面积 $F = 3\text{m}^2$ 时的对流放热热阻为若干 $^\circ\text{C/W}$ 。
5. 已知两平行平壁, 壁温分别为 $t_1 = 50^\circ\text{C}$, $t_2 = 20^\circ\text{C}$, 辐射系数 $C_{12} = 3.96$, 求每平方米的辐射换热量 W/m^2 。若 t_1 增加到 200°C , 辐射换热量变化了多少?
6. 空气加热器传热面积为 24m^2 , 管内蒸汽放热系数 $\alpha_1 = 5500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 管外空气放热系数 $\alpha_2 = 45 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 已知蒸汽温度 $t_{f1} = 110^\circ\text{C}$, 空气温度 $t_{f2} = 10^\circ\text{C}$, 求加热器的传热系数, $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 传热量 kcal/h , 并换算为SI单位制。分析本题的计算结果, 若直接把空气的放热系数作为传热系数, 即 $K = 45 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 计算, 误差多大? 为什么?
8. 辐射采暖板是否一定要涂上深颜色的无光漆。

第一章 一维稳定导热

导热是指物体各部分或不同物体之间直接接触而发生的热传递现象，此时，热量的传递是依靠物质的分子、原子以及自由电子等微观粒子的热运动而进行的。只要物体内有温差，就会有导热产生，所以导热过程与物体内部温度的分布状况密切相关。按照物体内部温度分布情况的不同，分为一维、二维和三维导热；同时根据温度分布是否随时间而改变，又可分为稳定导热和不稳定导热。工程中存在的导热现象，有许多可归结为温度仅沿一个方向变化而且不随时间而改变的一维稳定导热过程，例如，经过房屋的墙壁和长的热力管道壁的导热等。本章讨论导热过程的基本规律及一些典型的一维稳定导热问题的特点与有关计算。

第一节 基本概念及付立叶定律

1-1 基本概念

一、温度场

某一瞬间空间所有各点的温度分布称为温度场。一般地说，它是时间和空间的函数，即

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1-1)$$

式中 t —— 温度；
 x, y, z —— 空间坐标；
 τ —— 时间。

式(1-1)表示物体的温度在 x, y, z 三个方向和在时间上都有变化的三维不稳定温度场。如果温度场不随时间而变化，即 $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ ，则为稳定温度场，这时， $t = f(x, y, z)$ 。其中最简单的情况是温度仅沿一个方向变化的一维稳定温度场，可表示为

$$t = f(x) \quad (1-2)$$

具有稳定温度场的导热叫做稳定导热。实际上绝对稳定的温度场是不存在的。但是，如果在所考察的时间间隔内温度相对地稳定，则可近似地当做稳定温度场。

二、等温面与等温线

温度场中同一瞬间，由所有温度相同的点连接所构成的面叫做等温面。等温面与其它任一平面的交线称为等温线。不同的等温面与同一平面相交，则在此平面上构成一簇等温线。当温度为一维时，等温面与任何平行于导热方向的平面相交所成的等温线簇都是相同的，因此，一个这样的等温线簇就完全可以代表各个等温面。物体的温度场可以用等温面或等温线图来表示。

对于空间的同一点,不可能同时具有两个温度,所以不同温度的等温面(线)是不会相交的。它们或为完全封闭的曲面(线),或者就终止于物体的边缘。

三、温度梯度

在温度场中只有沿穿过等温面的方向才能观察到温度的变化。在两相邻的等温面之间以法线方向的距离为最短,故沿等温面法线方向温度变化最显著。两等温面之间的温度差 Δt 与其法线方向的距离 Δn 的比值的极限称为温度梯度,记为 $\text{grad}t$ 。它是一个向量,正向朝着温度增加的一方。如图1-1表示从导热物体中取出的一部分, $t-\Delta t$ 、 t 、 $t+\Delta t$ 分别为三条温度依次升高的等温线,则

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} \quad ^\circ\text{C}/\text{m} \quad (1-3)$$

$\text{grad}t$ 还可以其在空间直角坐标系中的三个分量表示,即

$$\text{grad}t = \frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \quad (1-4)$$

对于一维稳定温度场,因 $\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0$,故

$$\text{grad}t = \frac{dt}{dx} \quad ^\circ\text{C}/\text{m} \quad (1-5)$$

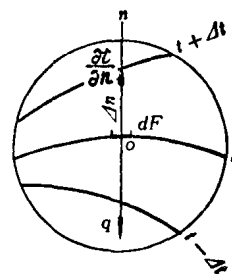


图 1-1 温度梯度和热流

温度梯度的负值,“ $-\text{grad}t$ ”叫做温度降度,它的数值与温度梯度相等而方向相反。

1-2 付立叶定律

在各向同性的介质中,任何地点的热流是沿着温度降度的方向传递的。法国数学家付立叶(Fourier 1822年)在研究固体导热现象时提出:单位时间内传递的热量 Q ,与温度降度及垂直于导热方向的截面积 F 成正比,即

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad}t \cdot F \quad \text{W} \quad (1-6a)$$

对于单位面积而言

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \cdot \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (1-6b)$$

式(1-6)称为付立叶定律解析式。它已为后来的大量实验所证实。式中 q 为单位时间内通过单位面积所传递的热量,称为热流通量。式(1-6)中的负号正说明 $Q(q)$ 是与温度降度方向一致的向量(参看图1-1)。比例系数 λ 称为导热系数。

对于一维稳定导热,付立叶定律解析式为

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \cdot F \quad \text{W} \quad (1-7a)$$

或

$$q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (1-7b)$$

在以后的分析计算中均用代数值

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \cdot F \quad \text{W} \quad (1-7c)$$

或

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (1-7d)$$

付立叶定律解析式肯定了导热热流量与温度梯度的关系，在传热的理论和实验研究中具有很重要的意义。后面将看到，通过付立叶定律解析式的直接积分，可求解一维稳定导热问题；根据付立叶定律及热力学第一定律，可建立固体或流体内温度场的数学表达式（导热微分方程式和能量微分方程式）；在实验研究中，一旦测定了试件中的温度场和热流量后，就可以由该解析式确定导热系数，因此它也是导热系数测定实验的基本依据。

第二节 导 热 系 数

从式(1-6b)得

$$\lambda = -\frac{q}{\frac{\partial t}{\partial n}} \quad \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

可见，导热系数的数值就是当物体内温度降度为1°C/m时，单位时间内，单位面积的导热热量，单位是W/m²·°C/m或W/m·°C。导热系数的大小标志物质的导热能力。

各种物质导热系数的数值范围和性质有所不同，而且一般地说，不同物质的导热系数还分别与压力、温度、密度、湿度等因素有关。

气体的导热系数 气体导热系数的数值约在0.006~0.6w/m·°C的范围内。气体的导热实质上是由气体分子的热运动和相互碰撞作用而传递能量的过程。根据分子运动理论，对于理想气体具有如下关系：

$$\lambda = \frac{1}{3} \bar{w} \cdot \bar{l} \cdot \rho \cdot c_v \quad (1-8)$$

式中 $\bar{w}$ ——气体分子运动的均方根速度，m/s；

$\bar{l}$ ——气体分子在两次碰撞间的平均自由行程，m；

ρ ——气体的密度，kg/m³；

c_v ——气体的定容比热，J/kg·°C。

当气体的压力升高时， ρ 增大，而 $\bar{l}$ 却以同样的程度减小，使乘积 $\bar{l} \cdot \rho$ 保持不变。因此，除非压力很低（<20mmHg）或很高（>2000bar），可认为气体的导热系数与压力无关。

图1-2给出了几种气体导热系数随温度变化的实测数据。由图可知 λ 随温度的升高而增大。这是由于式(1-8)中的 $\bar{w}$ 和 c_v 均随温度的升高而加大所致。气体中氢和氦的导热系数远高于其它气体（大5~10倍，如图1-3）。这可从它们的分子质量很小，因而有较高的运动速度得到解释。

液体的导热系数 在液体中分子比气体密集得多。液体的导热可认为主要是由分子振动所产生的一些不规则的弹性波来传递能量的过程。据此可求得①

$$\lambda = A \frac{c_p \rho^{4/3}}{M^{1/3}} \quad (1-9)$$

式中 c_p ——液体的定压比热；

ρ ——液体的密度；

① 参考文献[30]p.18；[13]p.14