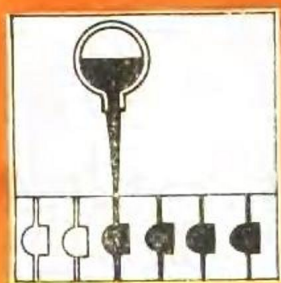
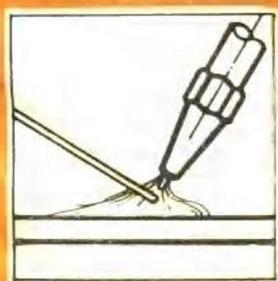
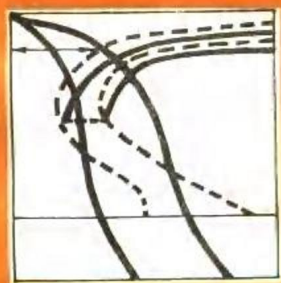


高等学校试用教材



传 热 学

吉林工学院许肇钧 主编



机械工业出版社

传 热 学

吉林工学院许肇钧 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街二号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张13·字数314千字

1980年12月重庆第一版·1980年12月重庆第一次印刷

印数 0,001—7,700·定价 1.40 元

*

统一书号: 15033·5022

前 言

本书是根据高等学校一机部对口专业座谈会的精神及一九七八年六月铸造专业教材会议所制订的编写大纲而编写的。本书可作为高等工业院校铸造专业的教科书，也可供机械制造热加工类有关专业的学生和工程技术人员参考。

书中系统地介绍了稳定及不稳定导热、对流换热、辐射换热、传热及换热器等方面的基本内容，概要地介绍了导热问题数值解、对流换热理论解及辐射换热网络求解法等方面的较新内容。全书采用国际单位制。书中附有例题及习题，书末还附有习题答案可供参考。在教学过程中，各校可参照大纲并根据教学时数等具体情况，对教材内容作适当的增删。

本书由吉林工学院许肇钧同志主编，梁品之同志协编。由南京工学院苏华钦同志主审，刘雅琴、戴锅生两同志协审。教材编写过程中曾参阅了东北工学院、清华大学、天津大学、南京工学院、上海交通大学及西安交通大学等院校的有关讲义及教材。同时也吸取了有关兄弟院校对编者北方十六院校铸造专业教材联合编写组编写的《传热学基础》教材所提出的使用意见。对于在教材编写、审定及修改过程中曾给予支持及帮助的同志，编者在此一并表示衷心的感谢！

限于编者水平，书内错漏不妥之处在所难免，请读者批评指正。

目 录

前 言

基本符号

第一章 绪论	1
§1-1 传热学的研究对象及任务	1
§1-2 传热过程与热阻	1
§1-3 三种基本传热方式	3
第二章 稳定导热	5
§2-1 温度场	5
§2-2 导热基本定律——傅立叶定律	8
§2-3 平壁稳定导热	11
§2-4 圆筒壁稳定导热	19
§2-5 球壁稳定导热	21
§2-6 导热微分方程式	23
§2-7 二维稳定导热的数值解法	26
§2-8 电子计算机求解二维稳定导热问题示例	33
§2-9 二维稳定导热图解法	35
第二章 习题	36
第三章 对流换热	39
§3-1 对流换热及牛顿公式	39
§3-2 放热系数及影响因素	41
§3-3 相似理论概述	43
§3-4 某些对流换热情况下的准则方程式	55
§3-5 选用准则方程式计算放热系数 α	63
§3-6 沸腾放热及凝结放热的特征	64
§3-7 对流换热理论简介	65
第三章 习题	77
第四章 辐射换热	79
§4-1 热辐射基本概念	79
§4-2 热辐射基本定律	81
§4-3 有效辐射	86
§4-4 辐射换热计算公式	88
§4-5 气体辐射及火焰辐射	95
§4-6 火焰炉炉膛中的辐射换热	102
§4-7 辐射换热的网络方法求解	

概述	108
----------	-----

第四章 习题	115
--------------	-----

第五章 传热及换热器	116
------------------	-----

§5-1 复合换热	116
-----------------	-----

§5-2 气隙中的传热	118
-------------------	-----

§5-3 通过间壁的传热	121
--------------------	-----

§5-4 通过长杆的热量传递	129
----------------------	-----

§5-5 传热温差的计算	134
--------------------	-----

§5-6 增强或削弱传热的讨论	139
-----------------------	-----

§5-7 换热器及其分类	141
--------------------	-----

§5-8 间壁式换热器的热计算	144
-----------------------	-----

§5-9 密肋炉胆及其热交换分析	150
------------------------	-----

第五章 习题	152
--------------	-----

第六章 不稳定导热	156
-----------------	-----

§6-1 不稳定导热概念	156
--------------------	-----

§6-2 不稳定导热的单值条件	158
-----------------------	-----

§6-3 第一类边界条件下的一维不稳定导热	160
-----------------------------	-----

§6-4 第三类边界条件下的一维不稳定导热	170
-----------------------------	-----

§6-5 有限差分图解法	178
--------------------	-----

第六章 习题	181
--------------	-----

附录	183
----------	-----

一、在饱和线上水的物理参数	183
---------------------	-----

二、金属的特性数值	184
-----------------	-----

三、非金属的特性数值	186
------------------	-----

四、在大气压力下气体的物理参数	187
-----------------------	-----

五、在大气压力下干空气的物理参数	189
------------------------	-----

六、在大气压力下烟气的物理参数	190
-----------------------	-----

七、常用保温材料及耐火材料的导热系数	190
--------------------------	-----

八、固体材料沿表面法线方向上辐射	191
------------------------	-----

九、横流、混合流等流动方式的温度校正	192
--------------------------	-----

十、间壁式换热器的 $\epsilon = f(N^* U, \frac{C_{\min}}{C_{\max}})$ 图	195
--	-----

十一、传热学中主要物理量 SI 制、工程制及	197
------------------------------	-----

英制单位的换算	197
---------------	-----

参考文献	197
------------	-----

习题答案	198
------------	-----

第一章 绪 论

§ 1-1 传热学的研究对象及任务

传热学是一门研究热量传递规律的科学。

热力学第二定律指出：只要有温度差存在，热量总是自发地从高温物体向低温物体传递。由于温度差普遍存在于自然界中，所以热量传递是一种很普遍的自然现象。

在工业中，传热学应用很广泛。如在能源利用、建筑、冶金、制冷、机械制造、电子、化工及航空等工程领域的生产技术，都涉及传热问题。在铸造生产中，如合金熔炼、砂型或型芯的干燥、铸件的凝固、成型以及铸件的热处理等，都与传热紧密相关。

冲天炉内，焦炭燃烧产生大量热量，使铁料熔化，并生产出具有一定化学成分和一定过热度的铁水。此时，炉内存在着炉气、炉墙、炉料之间的热量交换。为了有效地控制冲天炉内的熔化过程，使焦炭燃烧产生的热量更快地、更有效地传给铁料，缩短熔化时间，提高铁焦比，就必须研究炉内的热量传递过程。在干燥炉及退火炉中也存在热量传递的现象。

浇注过程中，高温铁水注入型腔，铁水在型腔内冷却凝固而得到铸件，此时铁水或铸件向铸型传递热量。为了有效地控制铁水在型腔内的冷却，缩短铸件生产周期，提高铸件质量，就需要研究铸型内的热量传递过程。

因此，就铸造生产而言，控制和强化热量传递过程，不但可以节约燃料，提高生产率，而且对铸件质量也有直接影响。

工程上常常运用传热学知识，解决两种类型的问题。第一类是如何增强传热：如对冲天炉采取各种有效措施，加强炉内热交换，以提高铁焦比，提高铁水温度，缩短熔炼时间。又如设法提高铸件在铸型中的凝固速度，使结晶细化，获得致密铸件也属于此类问题。第二类问题为如何减弱传热，例如用金属型铸造时，为了防止因凝固速度过大，造成冷硬化或裂纹等缺陷，需在型腔内表面刷上一层涂料，以减弱传热。

学习传热学的目的在于，掌握并运用传热规律，能动地控制热量传递。目前，在铸造生产中，有很多与传热学有关的课题尚待研究，例如如何有效地控制铸件凝固速度或实现方向凝固等。

§ 1-2 传热过程与热阻

工程单位制中，用以度量热量的单位是 kcal（大卡）。国际单位制（SI 制）中，热量的单位与功及能量的单位一样，都为 J（焦耳）。

根据热功当量

$$1\text{kcal}=427\text{kgf}\cdot\text{m}$$

及

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

则
$$1\text{J} = 1\text{N} \cdot \text{m} = \frac{1}{9.81 \times 427} \text{kcal}$$

$$= 0.239\text{cal}$$

而
$$1\text{W} = 1\text{J/s} = \frac{3600}{9.81 \times 427} = 0.860\text{kcal/h}$$

故
$$1\text{kW} \cdot \text{h} = 860\text{kcal}$$

上述的转换关系，对于传热学中常用物理量的 SI 制单位与工程制单位间相互转换，是很有用的（参见附录十一）。

单位时间内传过面积为 F 的壁面的热量称为热流量，用 $Q[\text{W}]$ 来表示。

单位时间内，壁面单位面积上传过的热量称为比热流量，用 $q[\text{W}/\text{m}^2]$ 来表示。

则
$$Q = Fq[\text{W}]$$

通常把热量从高温流体通过间壁传给低温流体的过程叫做传热过程。

冲天炉工作时，炉内高温烟气和灼热炉料的一部份热量，通过炉衬、炉壳传给了炉外空气，这个过程就属于传热过程。如图 1-1 所示。

若冲天炉内炉气温度为 t_{f1} ，炉外空气温度为 t_{f2} ，当炉衬和炉壳厚度一定时，冲天炉炉内与炉外间的传热温差 $\Delta t = t_{f1} - t_{f2}$ 愈大，由炉内传至炉外的比热流量就愈大，即比热流量 q 正比于传热温差 Δt ：

$$q \propto \Delta t$$

写成方程式
$$q = K \Delta t [\text{W}/\text{m}^2]$$

或
$$Q = Fq = FK \Delta t [\text{W}]$$

(1-1)

(1-1)式称为传热方程式，比例系数 K 称为传热系数，由(1-1)式得出：

$$K = \frac{Q}{F \Delta t} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

上式为传热系数定义式，传热系数是传热温差为 1°C 时，单位时间内单位面积上传过的热量。传热系数愈大，表明传热能力也愈大。

由 (1-1) 式，可得

$$Q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{KF}}$$

与直流电欧姆定律 $I = \frac{\Delta U}{R}$ 相比较，可看出这两个关系式所表示的物理现象虽然不同，但却

有类似之处。热量的传递是由于温差 Δt 存在而引起的，电路中的电流是在电压差 ΔU 作用下才流通的，即传热过程中的温差 Δt 相当于电路中的电压差 ΔU ；热流量 Q 相当于电流 I ；

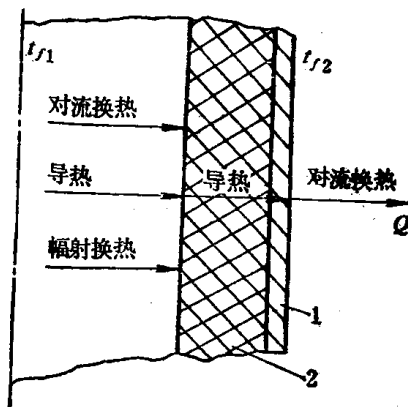


图1-1 冲天炉散热示意图

1—炉壳 2—炉衬

$\frac{1}{KF}$ 相当于电阻 R , 称为热阻 R_t ,

即
$$R_t = \frac{1}{KF} \text{ [}^\circ\text{C/W]}$$

故
$$Q = \frac{\Delta t}{R_t} \text{ [W]}$$

电学中串联电路的总电阻等于各串联分电阻之和。进一步研究表明, 在传热过程中, 串联热阻的总热阻也具有这种叠加特性, 即传热过程串联热阻的总热阻等于各串联分热阻之和

$$R_t = \sum_{i=1}^n R_i \quad (1-2)$$

与并联电路一样, 传热过程中并联热阻的总热阻倒数等于各并联分热阻倒数之和。

即
$$\frac{1}{R_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \quad (1-3)$$

§ 1-3 三种基本传热方式

仔细观察分析生产及生活中所遇到的各种热量传递现象, 就可知道, 热量传递有三种基本方式, 即导热、热对流和热辐射。在这三种基本方式中, 热量传递的物理本质是不同的。

导热也称为热传导, 是指直接接触的物体各部份间热量传递现象。导热现象一般发生在固体中, 在流体中也能发生, 但一般较弱, 常予以忽视。冲天炉工作时, 炉衬温度高于炉壳温度, 就有热量由炉衬向炉壳传递, 这就是一种导热现象。

热对流 (简称对流) 是指流体内部各部份发生相对位移而引起的热量转移现象。例如, 在暖气片上吸热后上升的热空气, 把热量带到房间其它地方, 就是一种对流现象。对流现象只能发生在流体内部。

但是, 在工业中经常遇到的不是在流体内部进行纯粹热对流, 而是流体掠过物体壁面时, 由于温度差而引起的热量交换, 这种壁面与流体间的热交换现象, 就称为对流换热或简称放热。暖气片外壁与房间内空气之间的热量交换现象, 就是一种对流换热现象。

由物体表面直接向外界发射可见和不可见射线, 在空间传递能量的现象称为热辐射。热辐射与导热和对流不同, 在传递能量时, 不需要相互接触, 所以它是一种非接触传递能量的方式, 即使空间是空气高度稀薄的真空, 热辐射也照常能进行。当人们走近盛有铁水的浇包时, 就有灼热的感觉, 这是热辐射的一个实例。热辐射的另一特点, 是在能量传递过程中伴随有能量形式的变化, 即热能与辐射能之间的转化。例如, 具有热能的太阳, 以辐射能的形式向外辐射能量, 传到地球上, 地球吸收了部份辐射能, 并将它转化为热能。

在工程实践中通常遇到的是物体之间相互辐射, 最终必然会引起热量从温度较高的物体向温度较低的物体转移。这种两个相互不接触的物体表面间, 或物体表面与周围气体间发生相互辐射进行热量交换的现象, 称为辐射换热。冲天炉炉气与炉衬之间, 铁水与炉衬之间, 也存在相互辐射进行热量传递的现象, 也是辐射换热的一个实例。

热量传递往往不是以导热、对流及热辐射这三个基本方式的任一单独形式出现，而是以这三种基本方式的复杂组合出现。从分析冲天炉散热过程可知：炉内高温炉气和灼热炉料以导热、对流换热和辐射换热的形式把热量传给炉衬内壁，再以导热方式将热量传到炉壳外壁，炉壳外壁与炉外空气进行对流换热（还有较弱的辐射换热，从略），热量就散失到外界，因此冲天炉的散热过程是由导热、对流换热和辐射换热所组成的复杂传热过程。如图 1-1 所示。

不同的传热过程可能是基本传热方式的不同组合，但不论其组合方式如何，温度差的存在，是产生传热过程的先决条件。传热物体的温度高低，物体的物态（固态、气态、液态）及物体间的相互联系（接触或非接触；距离大小）等，在某种程度上决定传热方式。没有温度差的两个物体，它们无论是相互接触还是分离，都不能发生热量传递。但当有了温度差，就能发生传热。此时，如若两固体相互接触，它们相互间就发生导热现象；若两固体分离，则它们就相互进行辐射。

上述三种基本传热方式，各自遵循不同的规律，且在工程中经常遇到流体与壁面间的对流换热及物体间相互辐射而引起的辐射换热，因此，在以后各章中，将分别研究导热、对流换热和辐射换热的规律，然后讨论传热过程的规律及这些规律在热交换器计算中的应用，最后将讨论不稳定导热的有关内容。

第二章 稳定导热

在导热过程中，热量是如何传递的？众所周知，温度是物质微观粒子（分子、电子等）热运动激烈程度的衡量，温度愈高，微观粒子热运动就愈激烈，其热运动的能量也愈大；反之，温度愈低，热运动的能量就愈小，相互碰撞的结果，导致热运动能量的转移，在宏观上就表现为热量由物体的一部份传递到另一部份。例如将金属棒一端插入炉内加热，另一端用手拿着，过一会手就感到热，这是由于金属棒一端在炉内被加热后，该端物质的微观粒子热运动就激烈，其能量也大，通过微观粒子间一系列碰撞，把能量转移至金属棒的另一端，使另一端也热了起来，这就是一个导热实例。

物质有气态、液态和固态之分，对于不同物态的物质，传导热量的微观粒子及这些微观粒子传递能量的方式是有所不同的。气体分子可以作幅度较大的自由运动，因此气体的导热，主要依靠分子间的相互碰撞。固体中金属与非金属它们的微观粒子热运动是不相同的：非金属物质的分子，只能在平衡位置附近振动，分子能量的传播是依靠分子的振动；金属结构中有大量的自由电子，微观粒子热运动动能主要依靠自由电子传递。液体的结构介于气体和固体之间，分子可以作幅度不大的位移，此时，热量的传递，不仅依靠分子的振动，还依靠分子间的相互碰撞。

一般只在密实的固体中，才存在单纯的导热现象。当流体各处温度不同时，在发生导热的时候，一般都伴随有对流现象，只有在流体层很薄，且热流体在上，冷流体在下时，才存在流体单纯导热现象。

导热现象在铸工领域内是大量存在的。例如，铸件冷却凝固时，与铸型之间的热量传递现象；铸件加热或冷却时，内部的热量传递现象。

热量传递是由温度差而引起的，因而导热过程的进行与物体内部的温度分布密切联系在一起，所以在研究导热规律之前，需先研究温度分布。

§ 2-1 温度场

在某一瞬间，物体内部各点温度分布的情况，称为温度场。图 2-1 所示为 80mm 厚的板形钢铸件（含碳量为 0.24%）在浇注后不同瞬间所测定的铸件截面上的温度分布情况。

钢水在型腔内冷却，将热量传给铸型，浇注完以后经过 26.5 分钟，全部凝固。从图 2-1 可以看出：

1. 在铸件截面上某一点，不同时刻，其温度是不同的。如在离铸件外表面 15mm 处，浇注后 24 分钟时，温度为 1460℃，而在浇注后

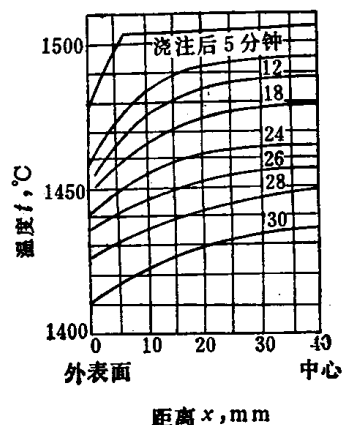


图 2-1 不同瞬间铸件截面上温度分布情况

26 分钟时, 该处温度变为 1450°C , 可见铸件截面某一点的温度 t 是浇注后时间 τ 的函数。

2. 在同一瞬间, 铸件截面上各点的温度也不同。如在浇注后 26 分钟, 距离铸件外表面为 5mm 及 15mm 处的温度, 分别为 1440°C 及 1450°C , 可见在同一瞬间, 铸件截面上各点温度 t 是各点空间座标 x 、 y 、 z 的函数。

综合上述, 可知温度 t 是座标 x 、 y 、 z 和时间 τ 的函数, 所以温度场的数学表达式是

$$t=f(x,y,z,\tau) \quad (2-1)$$

这种随时间 τ 而改变的温度场, 称为不稳定温度场。不稳定温度场中的导热称为不稳定导热。图 2-1 中每根曲线表示在相应瞬间铸件内的温度场, 可见该铸件内温度场为不稳定温度场, 该铸件在凝固时的导热为不稳定导热。反之, 不随时间 τ 而改变的温度场称为稳定温度场, 其数学表达式为

$$t=f(x,y,z)$$

在稳定温度场中的导热称为稳定导热。当物体各部份温度不同时, 就有热量从温度较高的地区向温度较低的地区传递, 使各处温度逐步趋于均匀。如果要阻止物体温度自发地趋于均匀这一趋势, 则一定要从外界不断地向温度较高的那部份补充热量, 还必需不断地从温度较低的那部份取走所传递的热量。欲保持物体内部的稳定温度场, 则要求补充的热量等于被取走的热量。冲天炉除开炉和停炉阶段外, 正常工作时, 炉内温度工况可近似地视为稳定温度场。这时由炉衬内壁至炉壳外壁之间的导热可视为稳定导热。

从 (2-1) 式可知, 在某一瞬间, 温度场是由空间三个座标 x 、 y 、 z 所决定, 这称为三维 (三度) 温度场, 若温度场仅与两个或一个座标有关, 则分别称为二维 (二度) 或一维 (一度) 温度场。图 2-1 所示为一维不稳定温度场实例。在此例中, “一维” 指铸件厚度方向, 即同一瞬间, 温度仅与厚度有关。一维不稳定温度场数学表达式为

$$t=f(x,\tau)$$

一维稳定温度场具有最简单的数学表达式, 即

$$t=f(x)$$

在同一瞬间, 温度场中温度相同点所组成的面 (或线) 称为等温面 (或等温线), 它可以是平面 (或直线) 也可以是曲面 (或曲线), 因为在温度场中, 每一点不可能具有两个不同的温度, 因此代表不同温度的等温面 (或等温线) 就不能相交。

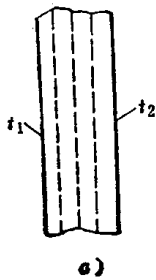
物体内部温度场通常用画等温面来表示。在某些有规则的物体上, 容易找到其等温面。如有一个面积很大, 材料均匀的等厚度平板, 只要它两个表面的温度都是均匀的, 即一个表面的温度均为 t_1 , 另一个表面的温度均为 t_2 , 则它的等温面就是平行于表面的平面。如图 2-2a) 虚线所示。

如果物体为长圆管, 且内外壁面温度各自均匀, 管壁内部的等温面则为同心圆柱面, 如图 2-2b) 虚线所示。

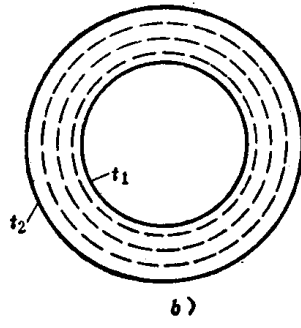
对于不规则物体, 它内部的等温面一般需通过温度的实际测定方能得到。图 2-3 所示为某铸件在砂型中凝固时测出的砂型温度场分布。

绘出物体内的等温面, 可以直观地了解物体内部温度分布情况。在铸造生产上, 这对于判断铸件凝固顺序, 找出复杂铸件中缩孔分布的位置有重要意义。图 2-4 所示为上注式浇注的铸件其内部等温面, 缩孔位置在偏于上方的方框内。

因为在同一等温面上, 各处的温度是相同的, 所以在同一等温面上没有热量传递。热量



a)



b)

图 2-2 平板及长圆管的等温面

a) 平板 b) 圆管

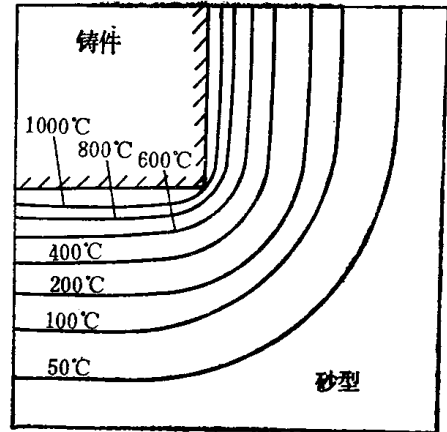


图 2-3 浇注15分钟后砂型中的温度场

只能由温度场的高温等温面向低温等温面传递，且热量的传递方向只能是沿着等温面的法线方向。由图 2-5 所示，若热量传播方向不在法线方向上，而是在与法线成一角度 ϕ 的方向上，则可将 q 分为两个分量：法线方向上的 q_n 和切线方向上的 q_r ，因为在等温面上没有温差，不可能传递热量，所以 q_r 必为零，因而热量传播方向只能是沿着等温面的法线方向。

温度场中单位长度上的最大温度变化率是在等温面的法线方向 $\vec{n}$ 上。通常把温度场中任意点的温度沿等温面法线 $\vec{n}$ 方向的增加率称为该点的温度梯度 $\text{grad } t$ 。

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} \text{ [}^\circ\text{C/m]}$$

因为法线 $\vec{n}$ 是矢量，所以温度梯度也是矢量，通常把温度增加的方向作为温度梯度矢量

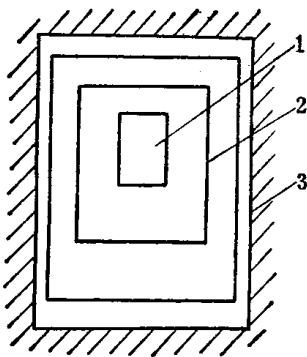


图 2-4 上注式浇注的铸件等温面

1—缩孔位置 2—等温面 3—铸型

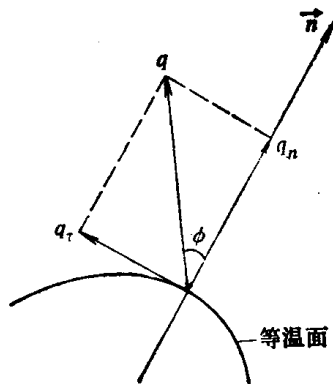


图 2-5 热量传递方向

分析图

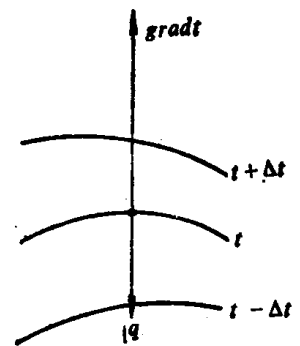


图 2-6 热流方向和温度

梯度方向

的正方向。由图 2-6 所示：热流朝着温度降低的方向，而温度梯度却是朝着温度增加的方向，所以热流方向与温度梯度方向相反。通常将负的温度梯度 ($-\text{grad } t$) 称为温度降度。

温度场中，温度梯度也是时间和空间的函数。对于稳定温度场，其温度梯度仅仅是空间坐标的函数，与时间无关。对一维稳定温度场，其温度梯度

$$\text{grad } t = \frac{dt}{dx}$$

在同一瞬间，温度场中等温线密集处温度梯度较大，等温线稀疏处温度梯度较小。

§ 2-2 导热基本定律—傅立叶定律

在归纳大量实验结果的基础上，傅立叶 (J. B. Fourier) 在1882年指出：导热的比热流量 q 与温度梯度成正比，即

$$q \propto \text{grad } t$$

$$\text{或} \quad q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2-2)$$

(2-2)式是傅立叶定律的数学表达式，也称为傅立叶导热方程式。式中的负号表明：导热的方向永远沿着温度降低的方向，即导热热流沿着温度降度的方向。式中的比例系数 λ 称为导热系数。

若已知物质的导热系数 λ ，就可根据已知温度场，由(2-2)式确定所传导的热量，或根据所控制的热流量，用(2-2)式计算出固体内的温度分布，从而可对固体材料的热应力进行核算等。

(2-2)式也是导热系数的定义式，由(2-2)式可得

$$\lambda = -q / \text{grad } t \quad [\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}]$$

物质的导热系数 λ 为沿着导热方向的单位长度上，温度降落 1°C 时，所容许导过的比热流量，即 λ 在数值上等于物体中温度降度为 1°C/m 时的比热流量。所以导热系数 λ 表示了物质导热能力的大小。

不同的物质其 λ 值不同；即使是同一物质（特别是建筑材料和绝热材料）导热系数 λ 的值还和物质的结构、密度、成份、温度和湿度有关。由于影响导热系数的因素很多，因此各种物质的导热系数一般都用实验测定。^③在各种影响因素中，温度与导热系数的关系尤为密切。某些物质的导热系数随温度而变化的情况如图2-7所示。大多数金属的导热系数随温度升高而降低；除水及甘油以外，大多数液体的导热系数也随温度升高而降低；气体的导热系数则随温度升高而增大。

除绝热材料外，导热系数的大小一般按金属、非金属、液体及气体的次序排列。金属 λ

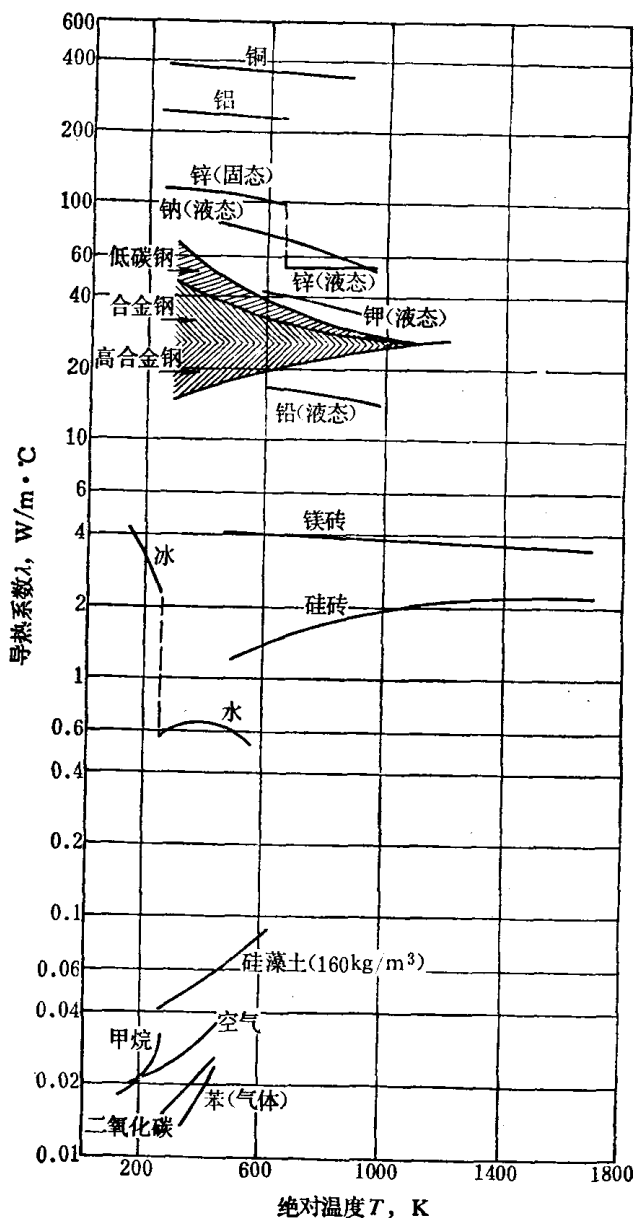


图2-7 不同物质的导热系数随温度变化的情况

值的范围是 $2.3 \sim 420 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ，其中以银的 λ 值最大。导电性能良好的金属中存在较多的自由电子，因此导电性好的金属导热性也好。纯金属 λ 值大于合金，且合金中杂质含量越多， λ 值就越小（见表 2-1 或附录二），因为杂质影响自由电子的能量传递。液体 λ 值的范围是 $0.09 \sim 0.7 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ；气体的 λ 值是 $0.006 \sim 0.6 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 。气体的导热系数几乎与压

表2-1 普通灰口铸铁和合金铸铁的导热系数

铸铁种类	铸 铁 的 组 成 %							$\lambda, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Cu	Al	100°C	400°C
普通铸铁	3.20	1.56	0.72	—	—	—	—	50.3	44.9
铜 铸 铁	3.18	1.58	0.69	—	—	1.58	—	46.6	42
锰镍铸铁	3.10	2.51	3.11	1.00	—	—	—	44.1	40.3
铬铝铸铁	2.70	0.96	0.58	—	0.95	—	7.00	32.9	29.9
铬镍铸铁	2.80	2.51	0.68	1.71	0.54	—	—	42	37.7

表2-2 几种气体的导热系数 $\lambda, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

温 度	烟 气	空 气	水 蒸 汽	氢 气	氦 气	氩 气
0°C	0.0228	0.0244	0.0206	0.170	0.141	0.0163
200°C	0.0401	0.0393	0.0319	0.261	0.195	0.0211
500°C	0.0656	0.0574	0.0571	0.374	0.268	0.0258

力无关，所以在很宽的压力范围内，大多数气体的导热系数是温度的单值函数。因此在附录中所给出常压下气体的导热系数资料，可以适用于 $2700 \text{ Pa} \sim 1960 \times 10^6 \text{ Pa}$ （即 $20 \text{ mm Hg} \sim 2000 \text{ at}^\ominus$ ）这一相当宽的区域。值得注意的是氢和氦的导热系数比一般气体要高得多（高 5~10 倍）见表 2-2，这是因为氢和氦的分子质量较小，在相同温度下，它们的分子比其它气体的分子运动速度更快之故。因此原来用空气来冷却的设备，如改用氢气冷却，冷却效果要好得多。

混合气体的导热系数可由实验测定，也可用下式计算

$$\lambda = \frac{\sum x_i \lambda_i M_i^{1/3}}{\sum x_i M_i^{1/3}} [\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}]$$

式中 x_i ——混合气体中，第 i 种气体所占的重量百分比；

M_i ——第 i 种气体的分子量；

λ_i ——第 i 种气体的导热系数。

建筑材料和绝热材料的 λ 值约为 $0.023 \sim 2.9 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 。一般把常温下 $\lambda < 0.23 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 的材料作保温或隔热用，称为绝热材料（或称保温材料或隔热材料），如石棉、矿渣棉、硅藻土、泡沫混凝土、泡沫塑料、蛭石、陶瓷纤维和珍珠岩等。在 0°C 时珍珠岩的导热系数值低达 $0.0425 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 左右。在多孔性材料的孔隙内充填着空气，由于空气具有较小的导热系数，因此多孔性材料便具有较小的导热系数，所以常采用多孔性材料（如轻质粘土砖）或粒状填料（如炉渣）做炉墙，以减少炉子的散热损失。除采用绝热材料进行隔热保温外，还可采用绝热技术进行隔热保温，目前在超低温（ -250°C 以下）时所采用的由分离的多层高反射率材料所组成的真空系统具有超绝热的作用，该系统的导热系数低达 $0.0003 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

湿度对建筑材料及绝热材料的 λ 影响极大。这是由于水的导热系数是空气的 20~30 倍，

$^\ominus$ 这里指的压力为绝对压力。

当材料中原来由空气所占据的空隙部份地被水占去后,促使导热系数增大;更为重要的是:在导热过程中,随着热量传递,发生水份迁移(质传递),因而更使导热系数增大。因此作为绝热用的材料应力求保持干燥,如干砖的导热系数约为 $0.35 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, 水的 λ 为 $0.58 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, 而湿砖的 λ 却高达 $1.0 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 左右。所以露天的管道或设备在敷设绝热材料时,应采取措施防止水渗入绝热材料,以免降低其绝热性能。更应注意的是,当绝热材料受潮后冰冻,其保温性将进一步恶化。

有些材料,如木材、石墨等各向结构不同,因而在各个方向上导热系数是不同的。例如木材,顺木纹方向的导热系数是垂直木纹方向的 $2 \sim 4$ 倍。所以查用这类材料的导热系数时,必须注意热流方向对导热系数的影响。

造型材料的导热系数和温度、密度及湿度有关。图 2-8 所示为型砂和砂的 λ 值与温度 t 及密度 ρ 的关系。常温下干型砂和湿型砂的 λ 值分别约为 $0.326 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 和 $1.13 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, 两者几乎相差 3 倍,可见湿度对造型材料的 λ 值影响也很大。常温下铸造生产中常用材料的导热系数见表 2-3。

由于铸件在由不同导热系数的造型材料所制成的砂型中凝固冷却速度不同,所得铸件的金相组织及性能也不同,故在铸造生产中就利用造型材料的湿度及密度对其导热系数有较大影响这一特性,适当控制型砂的湿度或砂型的冲实度(冲得愈实,密度愈大),使生产出来的铸件具有所需的性能。

在导热过程中,温度沿途发生变化,所以在分析和研究导热问题时,必然涉及温度对导热系数的影响。经验表明:当温度变化范围不大时,对于绝大多数物质导热系数与温度的关系,可以近似地认为是直线关系,即

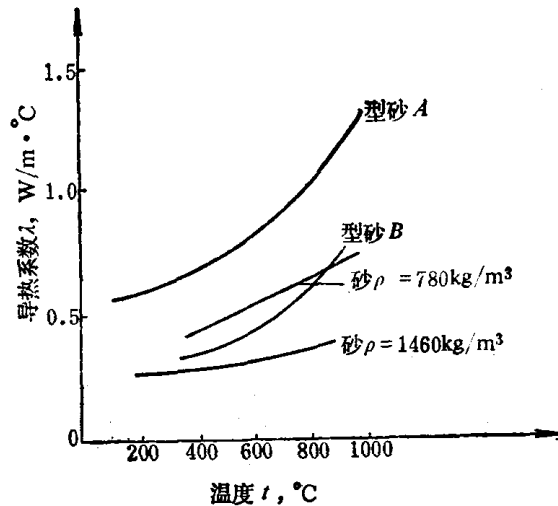


图2-8 造型材料的 λ 与 t 及 ρ 的关系

型砂 A: 以 4% 膨润土粘结, 细度 -30, +40

型砂 B: 以 4% 膨润土粘结, 细度 -100, +140

表2-3 铸造生产中常用材料的密度、导热系数和比热

材 料 名 称	密 度 ρ kg/m^3	温 度 t $^\circ\text{C}$	导 热 系 数 λ $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	比 热 c $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
砂 子 (干的)	1500	20	0.326	0.795
砂 子 (湿的)	1650	20	1.13	2.095
粘 土 (干的)	1500	—	0.1386	1.675
粘 土 (湿的)	1700	—	0.1818	—
石墨粉 (铅粉)	480	40	0.1748	—
空 气	1.293	0	0.0244	1.005
水	999.9	0	0.551	4.212
耐火粘土	1845	450	1.038	1.09
石棉板	770	30	0.116	0.816
粘土砖	1800	1000	1.34	1.12
焦炭粉	449	100	0.191	1.215
混凝土	2300	20	1.28	1.13

$$\lambda = \lambda_0 + bt$$

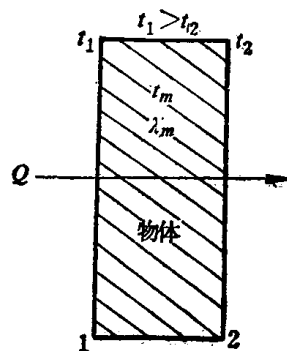
(2-3)

式中 λ ——温度为 t 时的导热系数;

λ_0 —— 0°C 时的导热系数;

b ——由实验测定的温度系数。

对导热系数随温度上升而增加物质, b 为正值, 如气体、造型材料、建筑材料和绝热材料。对导热系数随温度上升而减小的物质, b 为负值, 如金属、除水及甘油外的绝大多数液体。常用的耐火材料和绝热材料的导热系数计算式可参阅附录七。



导热过程中, 物体内不同部位温度各不相同, 因而物体的导热系数是个变量, 为便于研究问题, 引入平均导热系数 λ_m 的概念。如图 2-9 所示, 热量由物体侧面 1 向侧面 2 传导, 侧面 1 的温度为 t_1 , 根据 (2-3) 式则 $\lambda_1 = \lambda_0 + bt_1$; 侧面 2 的温度为 t_2 , 同理 $\lambda_2 = \lambda_0 + bt_2$, 所以平均导热系数

$$\lambda_m = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2} = \frac{(\lambda_0 + bt_1) + (\lambda_0 + bt_2)}{2} = \lambda_0 + b \frac{t_1 + t_2}{2} = \lambda_0 + bt_m \quad (2-4)$$

(2-4) 式中的 λ_0 和 b 值与 (2-3) 式的相同, 所以由附录七查得的导热系数计算式, 若代以温度 t , 则得到温度 t 时的导热系数 λ 值; 若代以平均温度 $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$, 则得到平均温度 t_m 下的平均导热系数 λ_m 值。

平均导热系数 λ_m 表示两侧面温度为 t_1 和 t_2 时材料的平均导热能力, 即用相应于 $t_1 \sim t_2$ 范围内不变的平均导热系数, 代替由温度 t_1 向温度 t_2 导热过程中, 随温度而变化的导热系数, 从而简化了问题, 便于计算和分析。在本书中, 以后除作特别说明外, 指的都是平均导热系数, 仍用 λ 来表示。通常材料不同或温度范围不同, 平均导热系数也不同。

傅立叶定律数学表达式为导热一般计算式。但对于不同形状的物体 (平板、圆筒及球壁等) 有不同形式的导热计算公式, 下面分别予以叙述。

§ 2-3 平壁稳定导热

本节所研究的平壁是厚度比长度和宽度小很多的平壁。实践经验表明: 当长度与宽度为厚度的 8~10 倍以上时, 平壁边缘的影响可以忽略不计, 这样的平壁导热可简化为一维导热, 这时导热仅沿厚度方向 (x 轴向) 进行, 按傅立叶导热方程式可写成

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

一、单层平壁

图 2-10 为单层平壁导热示意图。平壁左右两外侧面温度均匀, 且分别为 t_1 和 t_2 , $t_1 > t_2$, 导热沿厚度方向 (即图上 x 轴向) 进行, 此时平壁内的等温面为垂直于 x 轴的平面。

若在壁内距离表面 x 处, 以两个等温面 (图 2-10 虚线所示) 为界, 划分出一层厚度为 dx 的薄壁, 对这层薄壁运用傅立叶定律, 可列出:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

分离变量后得

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx$$

在平壁稳定导热中 Q 及 q 都为定值, 上式中 λ 为 $t_1 \sim t_2$ 温度范围内的平均导热系数, 可视为定值。故对此式积分可得

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + c_1 \quad (2-5)$$

(2-5) 式是直线方程, 它表明: 当 λ 为定值时, 单层平壁内温度分布为一条直线, λ 愈小, 直线就愈陡。

将边界条件: $x=0$ 时, $t=t_1$ 代入 (2-5) 式, 则可确定积分常数

$$c_1 = t_1$$

将边界条件: $x=\delta$ 时, $t=t_2$ 和 $c_1=t_1$ 代入 (2-5) 式,

则得

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1$$

因此, 比热流量

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2-6)$$

若平壁的导热面积为 F , 则热流量

$$Q = Fq = -\frac{\Delta t}{\frac{\delta}{F\lambda}} \quad [\text{W}] \quad (2-7)$$

(2-7) 式是单层平壁导热的计算公式, 式中 Q 、 Δt 、 F 、 δ 、 λ 五个量中只要知道其中四个量, 就可求得第五个量。把 (2-7) 式与欧姆定律 $I = \frac{\Delta U}{R}$ 相对照, 则可将 $\delta/F\lambda$ 看成一种热阻, 称为平壁导热热阻, 单位为 $^\circ\text{C}/\text{W}$ 。此外, 从 (2-7) 式可看出: 当 Δt 不变时, 平壁愈薄, 面积愈大, 导热系数愈大时, 热流量 Q 也愈大; 反之热流量 Q 就愈小。

例2-1 一耐火砖炉墙, 厚度 $\delta=370\text{mm}$, 内表面温度 $t_1=1650^\circ\text{C}$, 外表面温度为 $t_2=300^\circ\text{C}$, 若此耐火砖的导热系数计算式为 $\lambda=0.815+0.00076t$, 试求每小时通过每平方米炉墙面积的散热量 (热损失)。

解 先按平均温度求出平均导热系数 λ

$$\lambda = \lambda_0 + b \left(\frac{t_1 + t_2}{2} \right) = 0.815 + 0.00076 \left(\frac{1650 + 300}{2} \right) = 1.556 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

根据 (2-6) 式得

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{1.556}{0.37} (1650 - 300) = 5677 \text{ W/m}^2$$

现讨论如导热系数不为定值, 对导热热流量计算及温度分布带来的影响

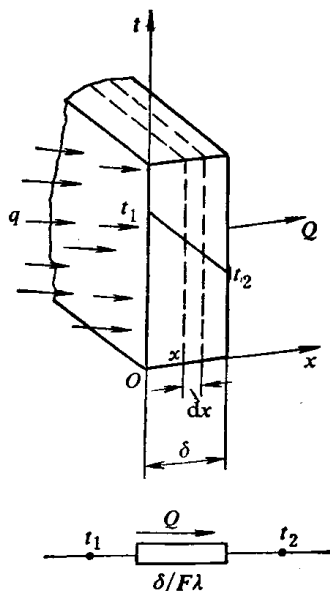


图2-10 单层平壁导热示意图

将 $\lambda = \lambda_0 + bt$ (a)

代入 $q = -\lambda \frac{dt}{dx}$ (b)

经分离变量得

$$-q dx = (\lambda_0 + bt) dt$$

经积分则得

$$-qx = \lambda_0 t + \frac{b}{2} t^2 + c_2$$
 (c)

根据边界条件

$$x=0 \text{ 时, } t=t_1$$

代入(c)式得 $c_2 = -\left(\lambda_0 t_1 + \frac{b}{2} t_1^2\right)$ (d)

将(d)式代入(c)式经整理可得

$$t^2 + \frac{2\lambda_0}{b} t + \frac{2}{b} \left[qx - \left(\lambda_0 t_1 + \frac{b}{2} t_1^2 \right) \right] = 0$$
 (e)

从(e)式可求得

$$t = \sqrt{\left(\frac{\lambda_0}{b} + t_1 \right)^2 - \frac{2qx}{b}} - \frac{\lambda_0}{b} \quad (2-8)$$

(2-8)式描述了当导热系数为温度的一次变量时, 单层平壁内的温度分布。(2-8)式不是直线方程式, 而是曲线方程式。即平壁内温度分布是一条曲线。如果(a)式中的 b 为正值, 则高温区的导热系数就比低温区的大, 由(b)式可知,

当比热流量 q 一定时, 高温区的温度梯度 $\frac{dt}{dx}$ 比低温区小,

从而形成向上凸起的温度分布曲线, 如图2-11所示。反之, 若 b 为负值, 则温度分布曲线向下凹。

进而求当 λ 为变量时的导热比热流量 q 。将边界条件

$$x=\delta \text{ 时 } t=t_2$$

及(d)式代入(c)式, 则得

$$-q\delta = \lambda_0 t_2 + \frac{b}{2} t_2^2 - \left(\lambda_0 t_1 + \frac{b}{2} t_1^2 \right) = \lambda_0 (t_2 - t_1) + \frac{b}{2} (t_2^2 - t_1^2)$$

上式可整理成

$$q = \frac{(t_1 - t_2)}{\delta} \left[\lambda_0 + \frac{b}{2} (t_1 + t_2) \right] = \frac{\lambda_m}{\delta} (t_1 - t_2)$$

此式与(2-6)式是一致的, 这就证明当 $\lambda = \lambda_0 + bt$ 时, 若采用平壁平均温度下的平均导热系数来计算比热流量, 将不致引起误差。

二、多层平壁

多层平壁是由几层不同材质的平壁叠在一起组成的。例如加热炉炉墙(如图2-12)是由耐火砖层Ⅰ(硅砖)隔热砖层Ⅱ(轻质粘土砖)和普通砖层Ⅲ(红砖)组成的三层平壁。各层厚度分别为 δ_1 、 δ_2 和 δ_3 , 各层的导热系数分别为 λ_1 、 λ_2 和 λ_3 , 层与层之间相互紧贴, 且互相接触的两表面具有相同的温度, 两侧面及各分界面的温度顺次为 t_1 、 t_2 、 t_3 和 t_4 , 炉墙

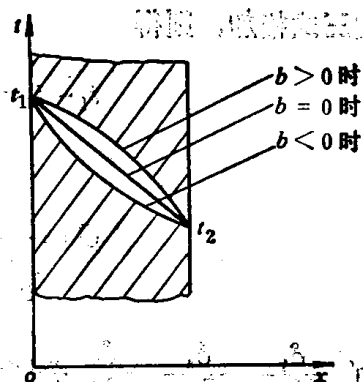


图2-11 温度分布曲线