

设备及管道的保冷与保温

李鸿发 编著

化学工业出版社

·北京·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

设备及管道的保冷与保温/李鸿发编著. —北京: 化学工业出版社, 2002.6

ISBN 7-5025-3854-2

I. 设… II. 李… III. 化工设备 IV. TQ05

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 036683 号

设备及管道的保冷与保温

李鸿发 编著

责任编辑: 白洁 刘俊之

责任校对: 陈静

封面设计: 张昊

*

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京市云浩印刷厂印刷

三河市前程装订厂装订

开本 850×1168 毫米 1/32 印张 12½ 字数 338 千字

2002 年 7 月第 1 版 2002 年 7 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-3854-2/TH·103

定 价: 28.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

前 言

低温设备及管道保冷简称保冷，热力设备及管道保温简称保温，两者在工程上合称为绝热。通常按设备及管道贮存和输送的介质温度划分，把介质温度低于常温的绝热措施称为保冷，把介质温度高于常温的绝热措施称为保温。绝热是利用一些具有特殊性能的工程材料构成的绝热结构来减少其结构内外因温差形成的热流传递的相关措施。绝热的目的是满足工艺生产，保持和发挥生产能力；减少冷（热）损失，节约能源；以及防止表面凝露或烫伤，改善工作环境等。因此，同属于绝热工程的保冷和保温具有基本相同的绝热原理、基本相同的绝热结构与绝热措施以及基本一致的绝热目的。习惯上常将保冷与保温统称为保温。

保冷区别于保温，主要有 3 点：一是传热的方向相反，保冷是由外向里，保温则是由里向外，因此保冷工程不仅受到外部热流向内传递的影响，同时受到外部环境的湿空气所含的水蒸气向内渗透的影响；二是保冷的绝热结构，由于要阻止外部水蒸气向内渗透，需要在保冷层外敷设防潮层；三是保温介质常用一次能源（指煤、油等），保冷介质常用二次（蒸汽）或三次（电）能源，由于设备折旧及能源多次转换消耗，冷价一般为热价的 4~6 倍，因此减少单位冷损失对于节约能源具有更高的经济附加值。保冷和保温的 3 点区别或者是 3 方面差异带来 3 项课题：阐述水蒸气渗透的传湿理论、防潮材料的选择与防潮层设置的技术措施以及保冷防潮设计计算与施工的相关技术问题等。本书拟定全面介绍绝热理论和保冷与保温实用技术的同时，就上述 3 项课题内容进行收集和整理。

全书共分 7 章，包括传热、传湿理论，保冷与保温工程材料，以及工程设计（含结构设计和计算）、施工和管理等内容。除相关理论部分外，从工程材料制品及其性能、工程设计、施工，到工程

管理等实用技术部分，均结合引入国内现行标准与规范，以及部分国外相关标准编写并注明标准号，以期使本书具有手册类可分类查找性。鉴于全书所涉及的专业内容和知识面广泛，本人水平和能力有限，文中问题和不足之处敬请指正。

本书在编写过程中得到王怀义先生的指导，除提供部分资料外，还审阅初稿，提出宝贵意见，特此致谢。陈玉华、宦旻、刘可高等也为本书编写提供过帮助，在此一并感谢！

编著者 李鸿发

2002 年 4 月

目 录

第 1 章 传热	1
第 1 节 导热	1
一、导热系数与热阻	2
二、平壁的导热	5
三、圆筒壁的导热	7
第 2 节 对流换热	9
一、相似理论和相似准则	10
二、对流换热形式与计算	14
第 3 节 热辐射	18
一、热辐射的基本概念	18
二、热辐射的基本定律	21
三、辐射换热计算	24
第 4 节 传热过程	29
一、平壁传热	29
二、圆筒壁传热	32
三、绝热工程的传热计算	34
参考文献	50
第 2 章 传湿	51
第 1 节 湿空气性质	51
一、湿空气状态参数	51
二、湿空气的焓湿图	60
三、气象参数	69
第 2 节 传湿	77
一、传湿过程	78
二、透湿率和湿阻	81
三、湿交换系数	92
第 3 节 建筑防潮	96

一、围护结构的防结露	97
二、采暖建筑的保温与防潮	101
三、冷库建筑的隔热与防潮	106
四、设备及管道的保冷与防潮	107
参考文献	112
第3章 保冷与保温结构材料	113
第1节 绝热材料	113
一、绝热材料及制品	113
二、绝热材料的基本性能	132
三、绝热材料的主要性能测试方法	147
第2节 防水材料	166
一、防水卷材	167
二、防水涂料	173
三、密封材料	180
四、胶粘剂	187
第3节 保护层材料与辅助材料	189
一、金属保护层材料	189
二、复合保护层材料	192
三、辅助材料	196
参考文献	199
第4章 保冷与保温结构设计	200
第1节 绝热材料的选择	200
一、综合性能要求	200
二、绝热性能	203
三、防潮性能	210
四、防火性能	212
五、耐腐蚀性能	215
六、技术经济评估	219
第2节 保冷与保温结构设计	224
一、保冷与保温结构组成与要求	224
二、绝热层结构	226
三、防潮层结构	232
四、保护层结构	234

五、保冷与保温结构图例	236
参考文献	250
第5章 保冷与保温计算	252
第1节 经济厚度计算	252
一、经济厚度定义与计算式	252
二、经济厚度公式演变	255
三、计算参数	258
四、计算方法与实例	263
第2节 防潮计算	289
一、防止外表面结露	290
二、阻止水蒸气渗透	301
第3节 允许冷（热）损失计算及其他	304
一、允许冷（热）损失计算	304
二、延迟管道内介质冻结计算	307
三、在允许或给定温降下的绝热计算	309
四、双层绝热计算	310
附表 保冷与保温厚度选用表	312
参考文献	326
第6章 工程施工	327
第1节 绝热工程施工方法	327
一、绝热层施工	327
二、防潮层施工	335
三、保护层施工	337
四、安全施工事项	343
第2节 施工准备与施工组织	344
一、绝热工程施工程序与开工条件	344
二、施工准备	345
三、施工组织	347
第3节 施工质量检验	348
一、保证项目的质量检验	348
二、基本项目的质量检验	350
三、允许偏差项目的质量检验	353
四、检查数量的规定	353

参考文献	354
第 7 章 工程管理	355
第 1 节 工程施工招投标	355
一、施工招标	355
二、施工投标	360
三、施工合同	361
第 2 节 工程监理	362
一、监理工作内容	363
二、监理工作程序	365
三、施工监理工作用表	366
第 3 节 工程验收	368
一、项目竣工验收程序	368
二、工程质量评定	369
第 4 节 绝热工程效果评价与测试	377
一、绝热工程效果评价	377
二、测试方法	378
三、测试操作	385
四、数据处理	386
参考文献	388

第 1 章 传 热

热总是自发地由高温物体传到低温物体。如同有电位差的地方就会产生电流，就有电量转移一样，凡有温度差的地方就会产生热流，就有热量转移。图 1-1 所示为穿过保冷结构层的传热过程，可分为 3 段：①外部环境的较高温度的热量以空气对流换热和辐射换热的方式传给保冷结构外表面；②保冷结构外表面以固体导热方式传给其内表面；③由保冷结构内表面以保冷介质对流换热和辐射换热的方式传给保冷介质。很明显，这一传热过程正好与保温的传热过程方向相反，保温介质温度总高于外部环境温度，其传热过程将从保温结构内部向外部转移。同时可见，这一传热过程含导热、对流和辐射 3 种基本传热方式。

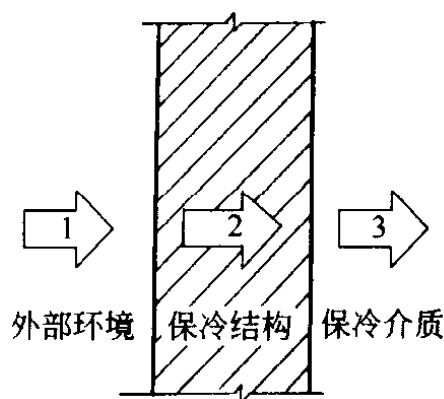


图 1-1 穿过保冷结构层的传热过程

第 1 节 导 热

热量从物体内部温度较高的部位传递到温度较低的部位，或从温度较高的物体传递到与之接触的另一温度较低的物体，此热传递过程称为导热。穿过绝热结构层的导热量与绝热结构内外层的温度差成正比，与绝热结构层的厚度成反比，并且也与结构层材料的性质有关，其数学表达式如下：

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

或

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t \quad (1-1')$$

式中 Q ——热流量, W;

q ——热流通量, W/m^2 ;

F ——绝热层面积, m^2 ;

δ ——绝热层厚度, m;

Δt ——绝热层两侧表面温度差 ($\Delta t = t_1 - t_2$), $^{\circ}C$;

λ ——比例系数 (称为导热系数或导热率), $W/(m \cdot K)$ 。

一、导热系数与热阻

(一) 导热系数

傅立叶 (J. Fourier) 在 1822 年提出的导热基本定律——傅立叶定律的数学表达式为:

$$Q = -\lambda \text{grad} t \cdot F \quad (1-2)$$

对单位面积而言

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \text{grad} t \quad (1-2')$$

式中 Q 为单位时间内传递的热量, 与温度梯度及垂直于导热方向的表面积 F 成正比; q 为单位时间通过单位面积所传递的热量, 称为热流通量, 是一个向量, 和温度梯度位于等温面的同一法线上, 但指向温度降低的方向, 式中的负号表示热量传递的方向与温度梯度的方向相反; λ 称为导热系数, 它是物质的一个重要的热物性参数。式 (1-2') 可认为是导热系数的定义式, 即

$$\lambda = \frac{q}{-\text{grad} t} \quad (1-3)$$

可见, 导热系数的数值是物体中温度降为 $1^{\circ}C/m$ 时单位时间内通过单位面积的导热量, 单位是 $W/(m \cdot ^{\circ}C)$ 或 $W/(m \cdot K)$ 。导热系数的数值表征物质导热能力的大小。

物质的导热系数不但因物质的种类而异, 而且还同物质的温度、湿度、压力和密度等因素有关。导热既然是在温度不同的物体各部分或不同物体之间进行的, 所以温度对导热系数的影响尤为重要。对于许多工程材料, 在一定的温度范围内导热系数可以认为是温度的线性函数, 即

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt) \quad (1-4)$$

式中 λ_0 ——0℃时的导热系数；

b ——由实验确定的常数。

不同物质导热系数的差异是由于物质构造上的差别以及导热的机理不同所致。

1. 气体的导热系数

气体导热系数的数值约在 $0.006 \sim 0.6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 范围内。气体导热是由于分子热运动和相互碰撞时所发生的能量传递。通常， λ 随温度的升高而增大，图 1-2 给出了几种气体导热系数随温度变化的实测数据。由图可见，空气在 0℃ 时 $\lambda = 0.02 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。在压力不是很低（不低于 202.7 kPa）也不是很高（不大于 2 000 MPa）时，可以认为气体的导热系数与压力无关。

2. 液体的导热系数

液体的导热系数数值约在 $0.07 \sim 0.7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 范围内。液体的导热主要是依靠晶格的振动来实现。对于非缔合液体或弱缔合液体，它们的分子量是不变的，当温度升高时，液体密度减小，导热系数会下降。对于强缔合液体，如水和甘油等，它们的分子量是随温度而变化的，在不同的温度时导热系数随温度变化的规律不一样。图 1-3 给出了部分液体随温度变化的导热系数。此外，液体导热系数随着压力的升高而增大。

3. 金属的导热系数

金属的导热系数一般在 $2.2 \sim 420 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 范围内。金属的导热是依靠自由电子的迁移和晶格的振动来实现的，而且主要依靠前者。

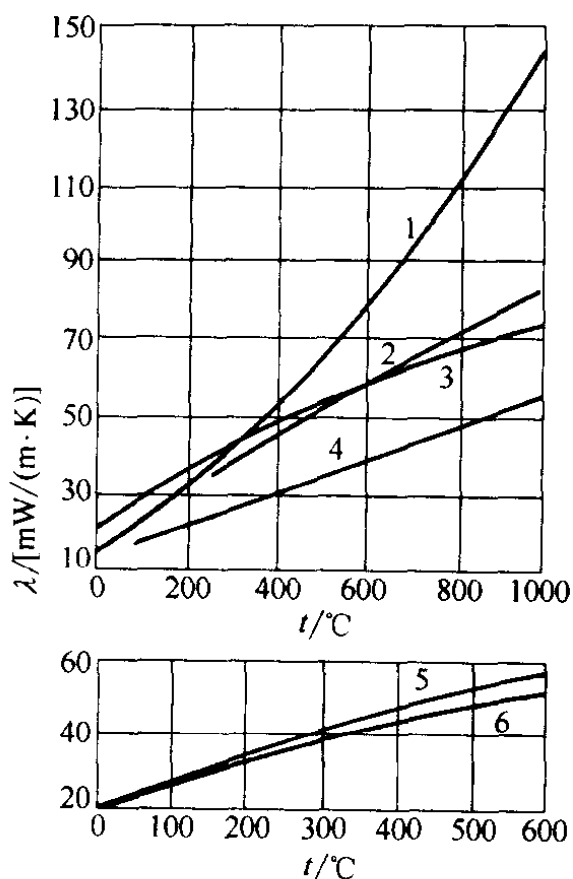


图 1-2 气体的 $\lambda = f(t)$

1—水蒸气；2—二氧化碳；3—空气；
4—氢；5—氧；6—氮

当温度升高时，晶格的振动加强，这就干扰了自由电子的运动，使导热系数下降。大多数纯金属的导热系数随温度的升高而减小，而大部分合金的导热系数却是随温度的升高而增大。

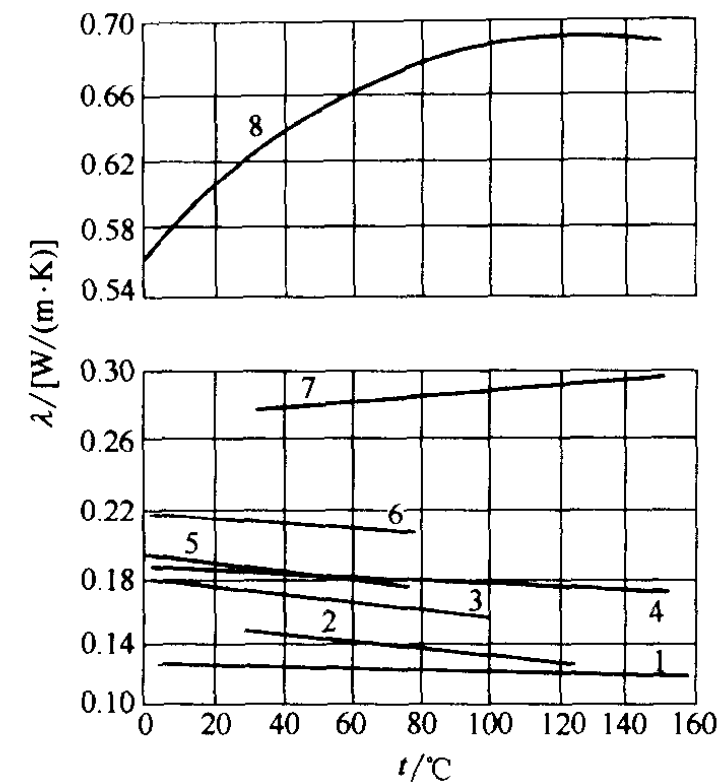


图 1-3 液体的 $\lambda = f(t)$
 1—凡士林油；2—苯；3—丙酮；4—蓖麻油；
 5—乙醇；6—甲醇；7—甘油；8—水

4. 不导电固体的导热系数

各类隔热保温材料及非金属建筑材料都属于不导电固体材料，这类材料的导热系数大约在 $0.025 \sim 3.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 范围内。通常把室温下导热系数值小于 $0.2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 的材料称为隔热保温材料或绝热材料，如玻璃棉、矿（岩）棉、泡沫玻璃、泡沫塑料

等。这类纤维性或多孔体材料都具有质轻、孔隙多的特点，靠填充孔隙内的静止空气来隔热，其导热系数也都不应低于同温度下空气的导热系数，也都同空气一样随温度的升高而增大。这类材料的导热系数及其变化因素，将在第 3 章保冷与保温结构材料中详细介绍。

一种新型绝热材料，其孔隙尺寸比空气分子的平均自由程还要小，这就大大削弱了空气的导热作用，从而使材料的导热系数低于空气的导热系数值。二氧化硅气凝胶就属于这类材料。

(二) 热阻

在电学中，欧姆定律表示电的流量即电流，与电位差成正比，与电阻成反比，其表达式为：

$$I = \frac{\Delta V}{R_v} \tag{1-5}$$

在传热学中，套用以上表达式，其热流量与温度差成正比，与热阻成反比，表示为：

$$Q = \frac{\Delta t}{R_t} \quad (1-6)$$

两式对照，热流量 Q 相当于电流 I ，温度差 Δt 相当于电位差 ΔV ，而热阻 R_t 相当于电阻 R_v 。

以平壁导热为例，按式 (1-6) 改写式 (1-1)，得：

$$Q = \frac{\Delta t}{R_\lambda} = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda F}} \quad (1-1'')$$

式中 R_λ 称为导热热阻，则平壁导热热阻为 $R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda F}$ (K/W)。可见，导热热阻与壁厚 δ 成正比，而与导热系数 λ 及导热面积 F 成反比。 R_λ 越大， Q 越小。对于单位面积，平壁导热热阻为 $\frac{\delta}{\lambda}$ ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)。不同情况下的导热过程，其热阻的具体表达式亦各异。

二、平壁的导热

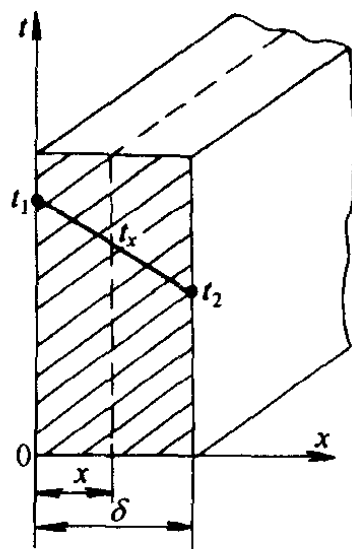
绝热工程上的导热现象可归结为温度仅沿一个方向变化且与时间无关的一维稳态导热过程。按设备与管道之分，分别用平壁或圆筒壁的形式进行分析和计算。

(一) 单层平壁

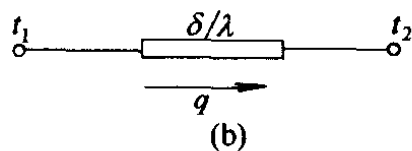
图 1-4 所示为一厚度为 δ 的单层平壁，无内热源，材料的导热系数 λ 为常数，壁两侧表面分别维持均匀稳定的温度 t_1 和 t_2 。若壁的高度和宽度远大于其厚度，则称为无限大平壁，这时可认为温度沿高度与宽度两个方向变化很小，而只沿厚度方向发生变化，即一维稳态导热。

采用欧姆定律的形式，其热流通量为：

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (1-7)$$



(a)



(b)

图 1-4 单层平壁的导热

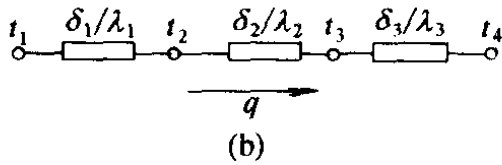
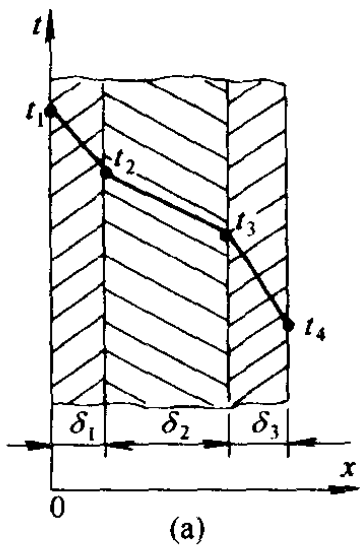


图 1-5 多层平壁的导热

式中 δ/λ 是单位面积平壁的导热热阻。图 1-4 (b) 显示出单层平壁导热过程的模拟电路图。

(二) 多层平壁

图 1-5 表示一个由 3 层材料组成的无限大平壁，各层的厚度分别为 δ_1 、 δ_2 和 δ_3 ，导热系数分别为 λ_1 、 λ_2 和 λ_3 ，且均为常数。

已知多层平壁的两侧表面分别维持均匀稳定的温度 t_1 和 t_4 ，设内层两个接触面的温度分别为 t_2 和 t_3 。在稳态情况下，通过各层的热流量是相等的。对于 3 层平壁的每一层，其单位

面积热流通量的欧姆定律形式为：

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\delta_1/\lambda_1} = \frac{1}{R_1}(t_1 - t_2)$$

$$q = \frac{t_2 - t_3}{\delta_2/\lambda_2} = \frac{1}{R_2}(t_2 - t_3)$$

$$q = \frac{t_3 - t_4}{\delta_3/\lambda_3} = \frac{1}{R_3}(t_3 - t_4)$$

式中 $R_i = \delta_i/\lambda_i$ ，是各层的导热热阻。由以上各式得

$$t_1 - t_2 = R_1 q$$

$$t_2 - t_3 = R_2 q$$

$$t_3 - t_4 = R_3 q$$

将各式相加并整理，即得到

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{t_1 - t_4}{\sum_{i=1}^3 R_i} \quad (1-8)$$

式中 $\sum_{i=1}^3 R_i = R_1 + R_2 + R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}$ ，是 3 层平壁的总导

热热阻。

式 (1-8) 与串联电路的情形相类似。多层平壁的模拟电路图见图 1-5 (b)，它表明多层平壁的总热阻等于各层热阻之和。

对于 n 层平壁的导热，可直接写出

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (1-9)$$

式中 $t_1 - t_{n+1}$ 为 n 层平壁的总温差， $\sum_{i=1}^n R_i$ 为 n 层平壁的单位总热阻。层与层之间接触面的温度可通过式 (1-9) 求得。对于 i 层与 $i+1$ 层间的接触面的温度 $t_{i+1}(\text{℃})$ ，可为

$$t_{i+1} = t_1 - q(R_1 + R_2 + \cdots + R_i) \quad (1-10)$$

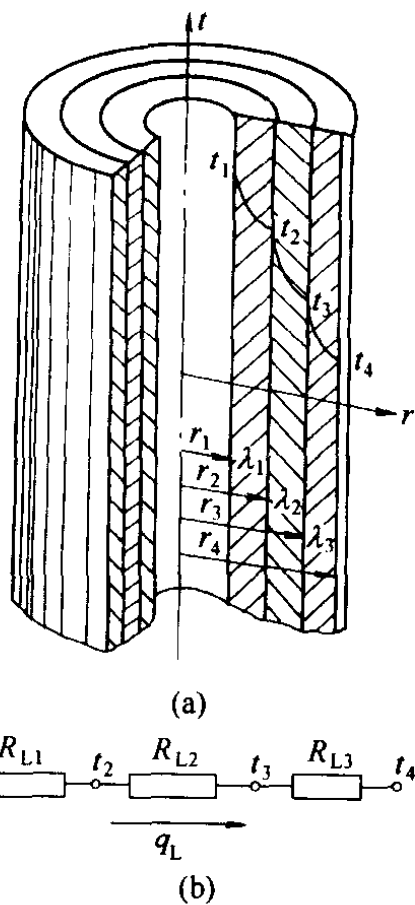
三、圆筒壁的导热

(一) 单层圆筒壁

图 1-6 表示一内直径为 d_1 、外直径为 d_2 、长度为 L 的圆筒壁，无内热源，圆筒壁材料的导热系数 λ 为常数。圆筒壁由内、外两表面分别维持均匀稳定的温度 t_1 和 t_2 。其长度远大于壁厚，沿轴向的温度变化可以忽略不计。采用圆柱坐标，壁内温度仅仅沿坐标 r 方向发生变化，呈一维稳态温度场，图 1-6 单层圆筒壁的导热其单位管长热流量记为 q_L ，用欧姆定律的表达式为

$$q_L = \frac{Q}{L} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (1-11)$$

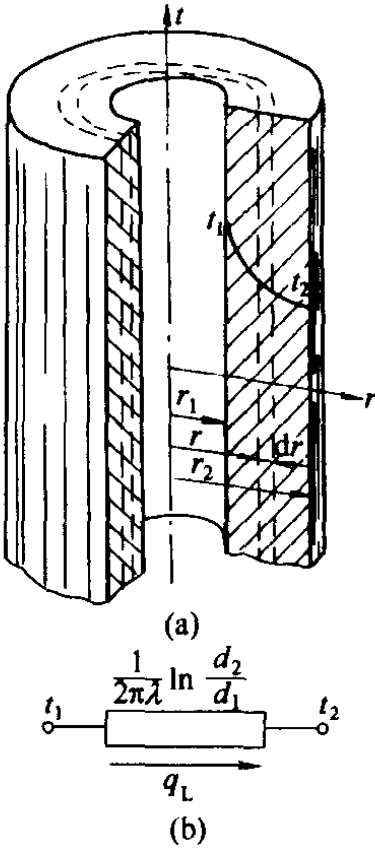
式中 $\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ 为单位长度圆筒壁的导热热阻，记为 $R_L(\text{m} \cdot \text{K}/\text{W})$ 。图



1-6 (b) 示出了单位长度圆筒壁导热过程的模拟电路图。

(二) 多层圆筒壁

图 1-7 表示一个 3 层圆筒壁，由内至外各层直径分别为 d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 ，各层导热系数 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 均为常数，圆筒壁由内至外各层表面温度为 t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 。在稳态情况下，通过单位长度圆筒壁各层的热流 q_L 是相同的。对于 3 层圆筒壁，其各层单位管长热流通量的欧姆定律形式为：



$$q_L = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{1}{R_{L1}} (t_1 - t_2)$$

$$q_L = \frac{t_2 - t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}} = \frac{1}{R_{L2}} (t_2 - t_3)$$

$$q_L = \frac{t_3 - t_4}{\frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \frac{1}{R_{L3}} (t_3 - t_4)$$

图 1-7 多层圆筒壁的导热

以上各式变化，可得到以下形式：

$$t_1 - t_2 = R_{L1} q_L$$

$$t_2 - t_3 = R_{L2} q_L$$

$$t_3 - t_4 = R_{L3} q_L$$

将各式相加后整理得到 3 层圆筒壁的导热计算式：

$$\begin{aligned} q_L &= \frac{t_1 - t_4}{R_{L1} + R_{L2} + R_{L3}} \\ &= \frac{t_1 - t_4}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \end{aligned} \quad (1-12)$$

图 1-7 (b) 给出 3 层圆筒壁的模拟电路图。同理，对于 n 层圆筒壁

$$q_L = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_{Li}} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad (1-13)$$

每层之间接触面的温度可通过式 (1-13) 求得。对于 i 层与 $i+1$ 层间的接触面的温度 t_{i+1} ($^{\circ}\text{C}$)，可为

$$t_{i+1} = t_1 - q_L (R_{L1} + R_{L2} + \cdots + R_{Li}) \quad (1-14)$$

第2节 对流换热

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。流体和固体壁直接接触时所发生的热量传递过程称为对流换热，也称换热。绝热工程中所遇到的传热问题属于后一种。在这种情况下，传热过程就不单有流体的对流作用，同时亦伴随着导热作用。

对流换热的基本计算式是由牛顿于 1701 年提出的，被称为牛顿公式，即

$$Q = \alpha (t_w - t_f) F \quad (1-15)$$

或

$$q = \alpha (t_w - t_f) = \alpha \Delta t \quad (1-15')$$

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

t_f ——流体温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

α ——换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

换热系数 α 的意义是指 1 m^2 壁表面积上当流体同壁面之间的温度差为 1°C 时每秒钟所能传递的热量，单位是 $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s})$ 或 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。 α 值的大小反映对流换热过程的强弱，如空气自由流动换热系数约为 $5 \sim 25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，而它的受迫流动换热系数可达 $10 \sim 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；水的换热系数一般为 $100 \sim 10\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，比空气高得多。 $1/\alpha$ 为单位面积换热热阻，用 R_a 表示，单位是 $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

对流换热过程是一个复杂的过程，它取决于流体性质、流体动力和流动状态、换热面的形状和所处位置等多种因素。求解对流换热的基本途径之一是用相似理论指导实验，确定换热准则方程式的