

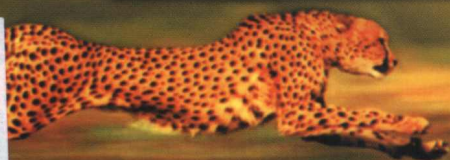
理工科大学非环境专业环境教育教材

环境工程技术基础

盛义平 编著



HUAN JING
GONG CHENG
JI SHU JI CHU



理工大学非环境专业环境教育教材

053
X5-43
551

环境工程技术基础

盛义平 编著

中国环境科学出版社

·北京·

图书在版编目(CIP)数据

环境工程技术基础 / 盛义平编著. —北京: 中国环境科学出版社, 2002.1

ISBN 7-80163-224-9

I. 环... II. 盛... III. 环境工程学—高等学校—教材 IV. X5

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 078404 号

出 版 中国环境科学出版社出版发行
(100036 北京海淀区普惠南里 14 号)
网 址: <http://www.cesp.com.cn>
电子信箱: cesp@public.east.cn.net

印 刷 北京联华印刷厂

经 销 各地新华书店经售

版 次 2002 年 2 月第 1 版 2002 年 2 月第 1 次印刷

印 数 5000

开 本 787×1092 1/16

印 张 8.75

字 数 180 千字

定 价 15.00 元

前 言

人类社会的发展，特别是近百年来大工业的发展和科学技术的突飞猛进，在给人类社会创造物质和精神财富的同时，也给人类的生存环境带来了严重的威胁和灾难，保护人类的生存环境已越来越引起了全世界的关注。自1992年联合国召开环境与发展大会之后，全世界出现了一个前所未有的环境保护热潮，走可持续发展的道路已成为世界各国的共识，环境意识的高低已成为衡量一个国家、一个民族的社会发展进步和民族文明程度的重要标志。我国吸取世界上工业化国家“先污染、后治理”的教训，把实现可持续发展作为一项“基本国策”。而依靠科技进步、加强环境教育、提高全民族的环境意识，则是实现可持续发展战略的基础工程。

造成环境污染的主要污染源是废水、废气、固体废物和噪声。几乎所有的行业在生产过程中均不可避免地产生废物，产品在使用过程中也会再变成废物，噪声的危害不仅已被人们所认识，而且也正积极采取各种措施加以控制。可以毫不夸张地说，保护人类的生存环境涉及到各行各业，是每个人都应该且能够尽一份责任的事业。

在我国，专业环境教育和专门环境人才的培养主要是通过高等学校和科研院所设置相关专业来完成的。但由于环境科学的内容十分丰富、领域非常广泛、环境保护又几乎与各行各业有关系，所以，非环境专业的学生学习一些环境工程的基本原理和知识，了解一些污染治理的基本技术和方法，提高自身的环境意识和有效参与能力，使他们认识到，对于保护人类的生存环境，不仅应该做些工作，而且能够做些工作，使他们在今后的工作中，能够有意识地采用清洁生产工艺或少废生产工艺，对在生产过程中产生的各种污染物质能够积极采取措施进行治理，这无疑将对我国的环境保护事业起到积极的推动作用。

本书是为理工科非环境专业的学生编写的。作者一直为燕山大学非环境专业的学生讲授《环境工程技术基础》课程，在此基础上编写了此书。在内容的选取上，以学生为本，侧重于基本原理和基本技术的介绍，注重与理工科的公共技术基础课程紧密联系，以便于非环境专业的学生阅读；在内容的组织上，注重实用性，尽量做到体系完整；在内容的叙述上，力求浅显易懂，简明扼要和深入浅出。

由于作者水平所限，加之为非环境专业的学生编写《环境工程技术基础》一书在目前还是一种尝试，书中缺点和错误在所难免，恳请广大读者批评指正。

编者
2001年9月

目 录

前 言	i
第一章 热污染控制工程技术	1
第一节 遮热技术	1
第二节 隔热技术	5
思考题与习题一	10
第二章 噪声污染控制工程技术	11
第一节 声音的基本性质	11
第二节 声的量度	18
第三节 吸声技术	21
第四节 隔声技术	29
第五节 消声技术	35
第六节 噪声控制技术的进展	43
思考题与习题二	45
第三章 大气污染控制工程技术	47
第一节 大气污染	47
第二节 颗粒污染物治理技术	49
第三节 气态污染物治理技术	62
思考题与习题三	76
第四章 水污染控制工程技术	77
第一节 水资源	77
第二节 水体污染	78
第三节 水污染控制工程技术概述	81
第四节 废水的物理处理法	82
第五节 废水的化学处理法	89
第六节 废水的物理化学处理法	92
第七节 废水的生物处理原理	97
第八节 废水的生物处理法	101
第九节 污泥的处理与处置	109
第十节 水环境综合整治	115
思考题与习题四	117

第五章 固体废物处理工程技术	119
第一节 固体废物概论	119
第二节 固体废物处理技术	122
第三节 固体废物的综合利用	127
思考题与习题五	132
主要参考文献	133

第一章 热污染控制工程技术

在能量消耗和转换过程中，大量的废热排入环境，对环境产生热污染，热污染问题已经日益引起人们的关注。

人类使用的全部能量最终将转化为热量而进入大气，进而散逸于太空中。向大气排热造成的热污染主要表现在以下方面：

1. 温室效应增加。目前全球能源消耗中仍以矿物燃料为主，排热多，反映了能耗多，排放的 CO_2 多，加剧了温室效应。

2. 城市气温上升。由于城市人口集中，建筑群、活动场所和街道取代了天然覆盖层，减少了散热面积；加上工业生产和机动车辆的排热，形成了城市市区气温高于郊区气温、城市气温高于农村气温的所谓“热岛效应”。

3. 飘尘量增加。随着向大气中排热量的增加，飘尘量也会增加，对环境和人类的健康都有显著影响。

若工业冷却水直接排入水体，将会使受纳水体的温度升高，引起水体的热污染，给水生生物和人类的生活均带来不利的影响。

热污染控制的主要措施一是减少废热的排放，二是采用遮热、隔热等技术措施，以实现提高热能的利用率和改善环境的目的。

第一节 遮热技术

遮热可以防止高温热源对人体或精密仪器的热辐射，改善工作环境。

1. 基本概念

当辐射能 Q 照射到物体表面上时，一般情况是：其中一部分 Q_a 被物体吸收，一部分 Q_r 被物体反射，一部分 Q_p 则穿透物体。根据能量守恒定律，有

$$Q_a + Q_r + Q_p = Q$$

或

$$\alpha + r + \tau = 1$$

式中， $\alpha = \frac{Q_a}{Q}$ 称为物体的吸收率； $r = \frac{Q_r}{Q}$ 称为反射率； $\tau = \frac{Q_p}{Q}$ 称为透射率。

$0 < \alpha < 1 = 1$, $\alpha = 1$ 的物体称为绝对黑体或黑体。对于大部分工程材料来说, 透射率 $\tau = 0$ 。

1.1 辐射能力

物体的辐射能力 E 定义为

$$E = \frac{Q}{S} \quad (\text{W/m}^2)$$

式中: Q ——在单位时间内从物体的表面上辐射的热能, W ;

S ——物体的表面积, m^2 。

E 表示物体热辐射本领的大小, E 的值越大, 物体热辐射的本领也就越强。物体的辐射能力与其表面温度有关, 黑体的辐射能力 E_b 与表面温度 T 之间的关系式称为斯蒂芬—玻尔兹曼定律:

$$E_b = \sigma_0 T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-1)$$

式中: $\sigma_0 = 5.667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, 称为黑体的辐射常数;

T ——绝对温度, K 。

对于实际物体, 辐射能力 E 为

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma_0 T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-2)$$

式中 $0 < \varepsilon < 1$, 称为实际物体的黑度, 表示实际物体与黑体的接近程度。物体表面的黑度与物体表面的状况有关, 可由试验确定。常用工程材料的黑度可从有关手册中查取。

1.2 有效辐射

在图 1-1 所示的物体表面上, 设其温度、黑度、吸收率和反射率分别为 T , ε , α 和 r , 根据式 (1-2), 物体表面在单位时间内单位面积上所辐射的热能为

$$E = \varepsilon \sigma_0 T^4 \quad (\text{W/m}^2)$$

可将 E 称为自身辐射; 再设在单位时间内, 从周围环境投射 (照射) 到该物体单位面积上的热能为 H , 由于物体的吸收率 $\alpha \leq 1$, 其中的一部分 αH 被吸收, 另一部分 rH 被反射, 如果 $\tau = 0$, 则没有透射的热能。

有效辐射 J 定义为自身辐射能量 E 和反射能量 rH 之和

$$J = E + rH \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-3)$$

有效辐射 J 是可以由仪器测量出来的物体的实际辐射能。

现在我们来考察, 在物体的辐射、反射和吸收过程中, 有效辐射 J 与物体在单位时间内单位面积上的辐射热损失 q 的关系。在图 1-1 中, 通过假想平面 1-1, 在单位时间内离开物体单位面积的热能为 J , 而从周围环境投射到该物体表面上的热能为 H , 所以通过假想的表面 1, 离开物体的净能量为

$$q = J - H \quad (1-4)$$

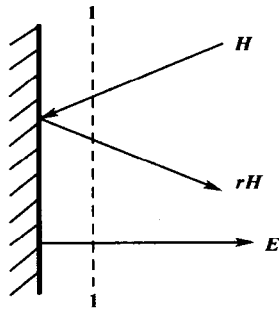


图 1-1 有效辐射示意图

此外，如果我们考察物体本身的能量平衡，物体的热能损失应为辐射能力 E 与物体所吸收的能量 αH 之差，即

$$q = E - \alpha H \quad (1-5)$$

从 (1-4)、(1-5) 两式中消去 H ，便得到有效辐射 J 与 q 的关系

$$J = \frac{E}{\alpha} - \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)q \quad (1-6)$$

对于大多数实际物体，有 $\alpha = \varepsilon$ ，上式又可写为

$$J = \frac{E}{\varepsilon} - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)q \quad (1-7)$$

2. 遮热原理

2.1 两个平行平壁间的辐射换热

当两个物体的表面相距很近时，可以认为从一个物体表面辐射的热量全部落在另一个物体的表面上，两个物体的表面可以被视为无限大平行平壁。如图 1-2 所示，设表面 1 的温度、黑度和辐射能力分别为 T_1 、 ε_1 和 E_1 ，表面 2 的温度、黑度和辐射能力分别为 T_2 、 ε_2 和 E_2 ；再设表面 1 的有效辐射为 J_1 ，能够全部到达表面 2，表面 2 的有效辐射为 J_2 ，能够全部到达表面 1。则单位时间内两个表面上相对应的单位面积之间的辐射换热量为

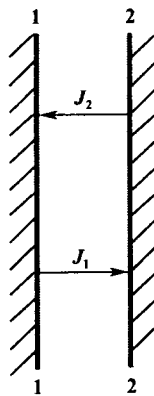


图 1-2 两个表面间的热辐射

$$q_{12} = -q_{21} = J_1 - J_2 \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-8)$$

式中: q_{12} ——表面 1 上的单位面积的净热损失;

q_{21} ——表面 2 上的单位面积的净热损失。

由式 (1-7) 可知

$$J_1 = \frac{E_1}{\varepsilon_1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)q_{12} = E_{b1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)q_{12}$$

$$J_2 = \frac{E_2}{\varepsilon_2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)q_{21} = E_{b2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)q_{21}$$

由以上二式和式 (1-8), 再注意到辐射能力 E 与温度 T 的关系, 可得

$$q_{12} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-9)$$

2.2 遮热原理

若图 1-2 中的两个表面的黑度相等, 即 $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$, 由式 (1-9) 可得两个表面之间的辐射换热量为

$$q_{12} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-10)$$

为了减少两表面之间的辐射换热量, 可在表面 1、2 之间设置一遮热板 3, 若遮热板很薄, 且表面黑度 $\varepsilon_3 = \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$, 可认为遮热板两侧的温度均为 T_3 , 由表面 1 辐射给表面 2 的热能必须先由表面 1 辐射给遮热板 3, 然后再由遮热板 3 辐射给表面 2。由表面 1 辐射给遮热板 3 的热量为

$$q_{13} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_3^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} \quad (1-11)$$

由遮热板 3 辐射给表面 2 的热量为

$$q_{32} = \frac{\sigma_0(T_3^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} \quad (1-12)$$

在稳态时, 表面 1 辐射给遮热板 3 的热量 q_{13} 应等于遮热板 3 辐射给表面 2 的热量 q_{32} , 根据能量守恒原理, 有遮热板时的辐射换热量为

$$q'_{12} = q_{13} = q_{32} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_3^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} = \frac{\sigma_0(T_3^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{2\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)} \quad (1-13)$$

将上式与没有遮热板 3 时的表面 1、2 之间的辐射换热量式 (1-10) 相比较, 可见热流减少了一半。可以证明, 当放置 n 块这样的遮热板时, 辐射换热量将减少为原来的 $\frac{1}{n+1}$ 。

遮热板的应用是很普遍的。例如, 在夏季人们用伞来遮挡阳光, 在炼钢厂, 工人们在与高温热源隔开的房间中操作等。

[例 1-1] 两无限大平行平壁的黑度均为 $\varepsilon=0.8$, 温度分别为 $T_1=1000\text{K}$, $T_2=700\text{K}$ 。若在两平壁之间插入黑度为 0.1 的遮热板, 估算遮热效果。

解: 没有遮热板时的辐射换热量为

$$q_{12} = \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} = \frac{5.667 \times 10^{-8} \times (1000^4 - 700^4)}{\frac{2}{0.8} - 1} = 28709 \quad (\text{W/m}^2)$$

当插入遮热板时, 辐射换热量为

$$\begin{aligned} q'_{12} = q_{13} = q_{32} &= \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1} = \frac{\sigma_0(T_3^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} \\ &= \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{2\left(\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon} - 1\right)} \\ &= \frac{5.667 \times 10^{-8} (1000^4 - 700^4)}{2\left(\frac{1}{0.8} + \frac{1}{0.1} - 1\right)} = 1873.2 \quad (\text{W/m}^2) \end{aligned}$$

辐射换热量减小到原来的 $\frac{1873.2}{28709} = 6.5\%$ 。

第二节 隔热技术

隔热既可用于保温、节省能源, 又可防止和减少热污染。用隔热来保温、节能的例子非常多, 例如火车空调车厢安装双层玻璃窗主要是为了使车厢内的气温尽量不受车厢外气温的影响, 保持车厢内温度恒定。

1. 傅立叶定律

试验说明, 当物体内有温度差存在时, 物体内部就有热量传递。物体内部任意一点的热流密度 q 与该点的温度变化率 $\frac{\partial t}{\partial n}$ 成正比, 即:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1-14)$$

式中： q ——在单位时间内经由单位面积传递的热量，称为热流密度， W/m^2 ；

λ ——反应材料导热能力的系数，称为导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

t ——温度， $^{\circ}C$ ；

$\frac{\partial t}{\partial n}$ ——温度在 n 方向的变化率；

式中的负号表示热流密度的方向与温度变化率的方向相反。

上式是傅立叶在 1822 年提出的，称为傅立叶定律。

2. 单层平壁隔热

试验表明，当平壁的长度和宽度为厚度的 8 倍以上时，平壁边沿的影响可以忽略不计，平壁中的热传导可以看作是一维问题，即认为温度仅沿平壁的厚度变化。设平壁的厚度为 l ，导热系数为 λ ，平壁两侧面的温度分别为 t_1 、 t_2 ，参见图 1-3。根据傅立叶定律，平壁中的热流密度为

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

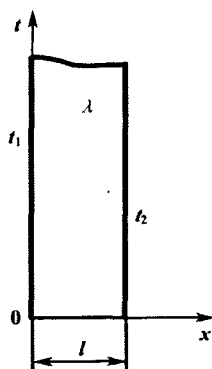


图 1-3 单层平壁隔热

将上式分离变量

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

注意到在稳态时 q 为常值，若再假设材料的导热系数 λ 亦为常数，积分上式，得

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + c$$

积分常数 c 可由边界条件确定。由 $x = 0$ ， $t = t_1$ ，得 $c = t_1$ ，代入上式，得

$$t = t_1 - \frac{q}{\lambda} x \quad (1-15)$$

式(1-15)说明, 在平壁中温度是线性变化的, 而且, 平壁的导热系数 λ 越小, 表面温度

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{\lambda} l$$

也越小。若将平壁右侧的边界条件 $x=l, t=t_2$ 代入上式, 可解出

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{l}{\lambda}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-16)$$

式(1-16)说明, 通过平壁的热流密度 q 与平壁两侧的温差 $t_1 - t_2$ 成正比, 与组合量 $R = \frac{l}{\lambda}$ 成反比, 组合量 $R = \frac{l}{\lambda}$ 称为平壁的热阻。显然, 平壁的热阻与厚度 l 成正比, 与材料的导热系数 λ 成反比。

对热阻的研究是很有实际意义的。当需要强化隔热效果时, 应加大热阻; 反之, 则应减小热阻。

3. 多层平壁隔热

由单层平壁热阻的表达式可知, 加大平壁的厚度和选用导热系数小的材料, 均可以提高隔热效果。在工程上经常用作隔热材料的导热系数 $\lambda < 0.23 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。石棉是常用的隔热材料, 其导热系数约为 $\lambda < 0.15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。但在 $-50^\circ\text{C} \sim 1000^\circ\text{C}$ 的范围内, 干空气的导热系数仅为 $0.02 \sim 0.08 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。可见, 空气的导热系数是很小的。所以, 工程上常将隔热层设计成带有空气夹层的结构, 如图 1-4 所示, 以达到节省材料、提高隔热效果的目的。

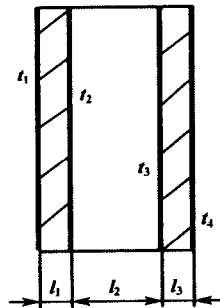


图 1-4 多层平壁隔热

在图 1-4 中, 设内外层材料的导热系数分别为 λ_1 和 λ_3 , 空气的导热系数为 λ_2 ; 各层的厚度分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 。由式(1-16), 通过各层单位面积上的热量为

$$\text{内层隔热层} \quad \frac{t_1 - t_2}{\frac{l_1}{\lambda_1}}$$

$$\text{空气夹层} \quad \frac{t_2 - t_3}{\frac{l_2}{\lambda_2}}$$

$$\text{外层隔热层} \quad \frac{t_3 - t_4}{\frac{l_3}{\lambda_3}}$$

在热平衡状态下，通过各层单位面积的热量应相等，即

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{l_1}{\lambda_1}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{l_2}{\lambda_2}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{l_3}{\lambda_3}} = \frac{t_1 - t_4}{\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3}} \quad (\text{w/m}^2) \quad (1-17)$$

由上式可见，由于空气的导热系数 λ_2 很小，因而 $\frac{l_2}{\lambda_2}$ 很大，使隔热保温效果大大提高，即 q 大大减小。

4. 热力管道的保温

输送热流体的管道一般均需要保温，这是圆筒隔热的例子。设圆管道的内半径为 r_1 ，外半径为 r_2 ，内外表面的温度分别为 t_1 和 t_2 ，管道材料的导热系数为 λ_1 ，由傅立叶定律，管道向外传导的热流密度 q 可表示为

$$q = -\lambda_1 \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda_1 \frac{dt}{dr}$$

式中， $r_1 \leq r \leq r_2$ 。管道在单位长度上的热损失为

$$q_l = -\lambda_1 \frac{dt}{dr} \cdot 2\pi r$$

将上式分离变量、积分，再注意到在稳态时 q_l 为常数，得

$$t = -\frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln r + c$$

式中， c 为积分常数。根据边界条件 $r = r_1$ ， $t = t_1$ ； $r = r_2$ ， $t = t_2$ ；可得单位长度管道的热流密度

$$q_l = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (\text{W/m}) \quad (1-18)$$

式中 $R = \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1}$ 是圆通的热阻。可见增加圆通的厚度、选用导热系数小的材料，可以提高圆筒隔热效果。

为了减少管道的热损失，还可在管道的外面覆设保温层。设保温层的外半径为 r_3 ，温度为 t_3 ，保温层与管道交界面的温度为 t_2' ，保温材料的导热系数为 λ_2 ，由式(1-18)，当有保温层时，通过单位长度管道的热流密度可写为

$$q_1 = \frac{t_1 - t_2'}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

通过单位长度保温层的热流密度为

$$q_1 = \frac{t_2' - t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}}$$

在热平衡时，以上两式应相等，所以，有保温层的单位长度管道的热流密度为

$$q_1 = \frac{t_1 - t_2'}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{t_2' - t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}} = \frac{t_1 - t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (\text{W/m}) \quad (1-19)$$

可见，设置保温层后，使传热的热阻增加，热流减小。

[例 1-2] 设火车车厢双层玻璃窗玻璃的厚度分别为 $l_1=l_3=1\text{cm}$ ，两层玻璃之间有厚度为 $l_2=1\text{cm}$ 的空气层，玻璃的导热系数为 $0.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，空气的导热系数为 $0.02\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。如果车厢内为 20°C ，车厢外为 -20°C ，试计算通过玻璃窗的热流密度。如果用一层厚度为 2cm 的玻璃代替空气夹层双层玻璃窗，其它条件不变，重新计算通过玻璃窗的热流密度。

解：有空气夹层的双层玻璃窗的热流损失为

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3}} = \frac{20 - (-20)}{\frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{0.02} + \frac{0.01}{0.7}} = 76 \quad (\text{w/m}^2)$$

无空气夹层的玻璃窗的热流损失为

$$q = \frac{20 - (-20)}{\frac{0.02}{0.7}} = 1400 \quad (\text{w/m}^2)$$

思考题与习题一

1. 热污染的主要危害是什么？可采用哪些技术措施防止热污染？
2. 遮热技术和隔热技术各有什么特点？
3. 设高温热源和需要热防护物体的黑度均为 $\epsilon_1=0.8$ ，可近似地将其看作是两无限大物体间的辐射换热，若在两物体间插入一黑度为 $\epsilon_2=0.1$ 的遮热板，试计算遮热前后的辐射换热量。
4. 试证明，在图 1-2 中，当放置 n 块相同的遮热板时，辐射换热量将减少为遮热前的 $\frac{1}{n+1}$ 。
5. 两同心圆柱面长为 l ，直径分别为 80mm 和 300mm，温度分别为 800°C 和 200°C ，黑度分别为 0.6 和 0.8，若在两圆柱之间插入一很薄的直径为 150mm 的铝筒，铝筒的表面黑度为 0.2，试计算遮热前后的辐射换热量。
6. 设房间双层玻璃窗玻璃的厚度为 $l_1=1\text{cm}$ ，两层玻璃之间有厚度为 $l_2=1.5\text{cm}$ 的空气层，玻璃的导热系数为 $0.65\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，空气的导热系数为 $0.025\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，如果房间内为 20°C ，房间外为 -30°C ，试计算通过玻璃窗的热流密度。
7. 某热力管道，内、外径分别为 $d_1=80\text{mm}$ ， $d_2=90\text{mm}$ ，导热系数为 $\lambda_1=45\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，外敷一层厚度为 $\delta=50\text{mm}$ 的保温层，导热系数为 $\lambda_2=0.2\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，管道内壁温度 $t_1=250^\circ\text{C}$ ，保温层外面温度为 $t_2=50^\circ\text{C}$ ，求单位长度管道的热流。
8. 厚为 20mm 的平墙其导热系数为 $1.3\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，为使通过墙的热损失不超过 $1830\text{W}/\text{m}^2$ ，在外面敷一层导热系数为 $0.25\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的隔热材料，此时复合壁的内外温度分别为 1300°C 和 50°C ，确定隔热层的厚度。

第二章 噪声污染控制工程技术

在我们的生活环境中，存在着各种各样的声音，常听到的有人们的讲话声，机器的运转声，车辆的奔驰声，乐器演奏的音乐声，林中的鸟鸣声等。在所有这些声音中，凡是我们所不需要的就是噪声。噪声广泛地影响着人们的生活，例如，妨碍交谈、影响休息和睡眠、干扰工作、使听力受到损伤，甚至引起神经系统、心血管系统、消化系统等方面的疾病。噪声是影响面最广的环境污染之一。

噪声控制的基础是声学理论，噪声控制技术是声学理论的应用。对噪声进行研究和控制，首先必须对声音的基本性质有所认识。

第一节 声音的基本性质

1. 声波的产生

我们可以听到各种各样的声音，仔细考察和分析就可以发现，尽管它们的形式各异，但它们的共同特点是所有这些声音都来源于物体的振动。如讲话的声音来源于人喉内声带的振动，机器噪声来源于机器部件的振动。凡是发出声音的振动体称为声源，声源不一定是固体，液体和气体同样会由于振动而发声，如浪涛声，汽笛声等。

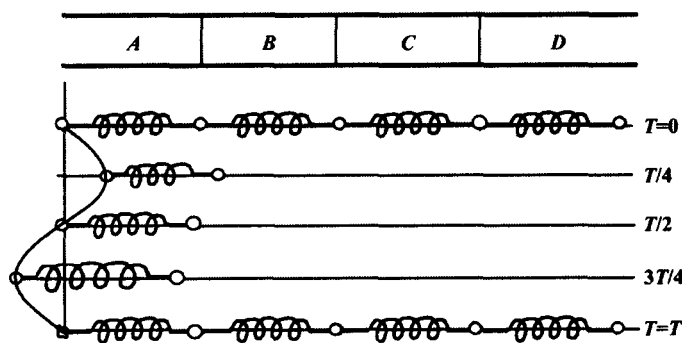


图 2-1 声音传播的物理过程

声源发出的声音必须通过中间媒质才能传播，例如在空气中可以听到声音，在真空中就听不到。声音是怎样从空气中传入我们的耳朵呢？空气是连续的媒质，我们将连续的