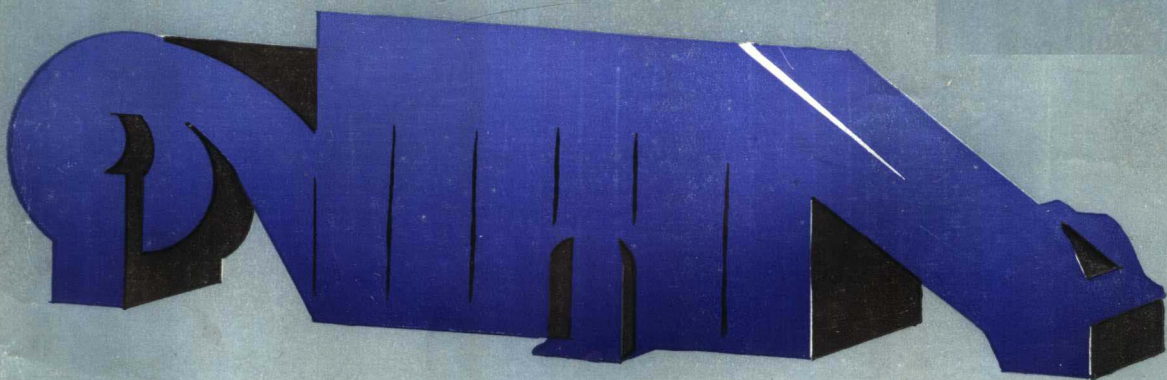


CAOAS

农产物料干燥技术

胡景川 沈锦林 编著



浙江大学出版社

农产物料干燥技术

胡景川 沈锦林 编著

浙江大学出版社

内 容 简 介

本书根据农产物料干燥技术所包涵的内容,系统地介绍了热工与流体力学的基础理论、燃料燃烧计算、干燥介质特性、干燥原理、干燥工艺、干燥设备及选型、热风炉系统设计、能源利用与节约、热工测量等方面知识,编入了作者及他人近年来研究的许多新技术、新成果。本书注重理论与实践的结合,突出应用,内容丰富,图文并茂,通俗易懂。

本书可作为从事农产物料干燥设备设计研究人员、生产操作人员、农技管理人员的常备读物和工具书,也可以作为农业、农机院校相关专业及农产物料干燥技术培训的教材及教学参考书。

农产物料干燥技术

胡景川 沈锦林 编 著

责任编辑 贾吉柱

* * *

浙江大学出版社出版

上虞汤浦印刷厂排版

萧山东湘印刷厂印刷

浙江省新华书店经销

787×1092 16开本 15.5 印张 378 千字

1990年 2月 第1版 1990年 2月 第1次印刷

印数 0001~3500

ISBN 7-306-00327-2/S·602 定价: 8.90元

前 言

农产物料干燥作业的机械化是农业机械化、农业现代化的重要组成部分。

在我国,农产物料干燥工艺及干燥设备的研究已开展多年,但应用尚不普遍。随着农业改革的逐步深入,农业经济将在不断调整中获得迅速发展。由于乡镇企业异军突起,专业化生产日益加强,农村劳动力将愈益紧缺,在这种情况下农产物料干燥作业以机械化取代传统的自然晾晒将是势在必行。

农产物料干燥技术当以热工技术为基础。正确的热工设计与计算不仅关系到干燥工艺的准确实施,而且关系到生产效率、能源消耗、设备投资、设备使用寿命等项技术经济指标。因此,熟悉热工基础知识,掌握热工计算方法,了解生产过程的控制要求是很有必要的。

目前,系统介绍农产物料干燥技术的书籍还不多。为着抛砖引玉,作者根据自己多年研究的心得体会以及系统、实用的要求编成此书,希望抛砖能引来碧玉生辉。

本书共分九章,即传热学基础,流体力学基础,燃料及燃烧计算,干燥介质及其特性,物料干燥与贮藏,干燥设备与设备选型,热风炉系统设计,干燥作业的能源利用与节约,干燥作业的热工测量。其中,第二、四、五、六、七、八章由胡景川编写,第九章由沈锦林编写,第一、三章由胡景川、沈锦林合写。全书内容前后连贯,重点突出,并注重理论与实践相结合。书中引入的湿基计算法、中小平壁传热计算法、谷物爆腰现象解释、干燥作业节能主要途径等,内容均系首次公开发表。书中还附有大量图表,书后还附有常用附录,可方便读者查阅。

书稿初稿写出后曾经安徽工学院、浙江农业大学、浙江大学袁旷苏、汪太谦、万善扬、王均捷、李志章等教授、专家的审阅,并提出了许多宝贵的修改意见,在此谨向他们致以衷心的感谢。

本书可作为从事农产物料干燥设备设计研究的科技人员及干燥设备使用操作人员的主要参考书,也可供农业、农机院校广大师生阅读,并可作为农产物料干燥技术培训的专门教材。

由于编著者水平所限,缺点乃至错误在所难免,敬请读者不吝指教。

编者

1988年6月于杭州

基 本 符 号

- A* 对流传热系数中的形状位置系数; 能量吸收率(%); 燃料的灰分含量(%); 水蒸汽分压力修正系数
- a* 导热系数 (m^2/s); 物质在 0°C 时的导热系数, 即 $a = \lambda_0 (\text{W}/\text{m}\cdot\text{K})$; 茶叶密度系数
- B* 单位时间的燃料消耗量 ($\text{kg}/\text{h}, \text{m}_V^3/\text{h}$); 宽度 (m, mm)
- b* 导热系数中的温度系数 ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}^2, \text{W}/\text{m}\cdot\text{K}^3$)
- C* 热辐射系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^4$); 静粘度(动力粘度)系数中的常数
- c* 物质的比热 ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}, \text{J}/\text{m}^3\cdot\text{K}, \text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)
- D* 能量透射率 (%)
- d* 气体的湿含量 (g/kg); 直径、当量直径 (m)
- E* 单位面积单位时间的辐射能量 (W/m^2)
- E_n* 单位物质具有的内能 (J/kg)
- F, f* 面积 (m^2)
- G* 重力、沉降力、浮升力 (N); 质量流量 ($\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{h}$); 粉尘捕集量、总收尘量 (g)
- g* 台时产量、台时处理量 ($\text{kg}/\text{h}\cdot\Delta\omega$); 气体的质量成分 (%)
- g_s* 台时失水量、单位时间水分蒸发量 (kg/h)
- H* 高度、深度 (m)
- H* 压力系数
- h* 相对压力、压头、烟囱吸力 (Pa); 高度 (m)
- h_s* 压头损失 (Pa)
- I, i* 热焓 ($\text{J}/\text{kg}, \text{kJ}/\text{kg}$)
- K* 阻力系数; 气体含尘量 (g/m^3); 温度修正系数
- K_d* 毕托管校正系数
- K₂* 综合传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
- L, l* 长度 (m)
- m* 质量 (kg); 装料量 (kg); 计算动压头的速度修正系数
- N* 功率 (W, kW)
- N* 功率系数
- n* 转速 (r/min); 管壁的相对粗糙度
- P* 绝对压力、全压 (Pa)
- P_B* 大气压力 (Pa)
- Q* 单位时间发热量、传热量、换热量 (W); 热量总消耗 (J)
- Q* 流量系数
- Q_{DW}* 低位热值 ($\text{J}/\text{kg}, \text{J}/\text{m}_V^3$)
- Q_{GW}* 高位热值 ($\text{J}/\text{kg}, \text{J}/\text{m}_V^3$)
- Q_s* 单位面积单位时间散热量 (W/m^2)
- Q_s* 单位面积蓄热量 (J/m^2); 总蓄热量 (J)
- q* 单位面积单位时间热流量 (W/m^2)
- q_s* 单位失水能耗 (J/kg); 炉栅热强度 (W/m^2)
- q_k* 燃烧室空间热强度 (W/m^3)
- R* 热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$); 气体常数 ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$); 半径 (m); 能量反射率 (%)
- Re* 雷诺数
- r* 汽化热 ($\text{J}/\text{kg}, \text{kJ}/\text{kg}$); 半径 (m)

- S 熵 ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)
 s 厚度 (m, mm)
 T 热力学温度 (K)
 t 摄氏温度 ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{b} 露点 ($^{\circ}\text{C}$)
 V 体积流量 ($\text{m}^3/\text{s}, \text{m}^3/\text{h}$); 体积、容积 (m^3); 燃料的挥发分 (%)
 V_k 单位燃料的空气消耗量 ($\text{m}_k^3/\text{kg}, \text{m}_k^3/\text{m}_k^3$)
 V_y 单位燃料生成的烟气体积 ($\text{m}_y^3/\text{kg}, \text{m}_y^3/\text{m}_y^3$)
 v 比容 (m^3/kg); 容积成分 (%); 降水速率 (mm/h); 线速度 (m/s)
 W 物质的含水量 ($\text{kg}/\text{kg}, \text{kg}/\text{m}^3$); 物料干燥过程的总失水量 (kg)
 w 气流速度 (m/s)
 α 放热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$); 长度增量比; 空气过剩系数
 α_s 气体的湿度体积系数
 α_t 气体的温度体积系数
 α_{it} 废气对室温空气的比容系数
 α_{Σ} 综合放热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
 β 气体膨胀系数 (K^{-1}); 气体体积的温度系数; 宽度增量比; 煤的特性系数
 ν 动粘度(运动粘度)系数 (m^2/s)
 δ 绝对粗糙度 (mm)
 ε 灰体的黑度(辐射率); 缩流系数; 岩棉、硅纤类材料的温度误差系数; 物料的空隙度 (%)
 η 机械效率、热效率 (%); 金属板开孔率(%)
 η_d 物料干燥的热量消耗率 (%)
 λ 导热系数 ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$); 波长 (μ, m)
 μ 气体的摩尔质量(千克分子量, kg); 静粘度(动力粘度)系数($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
 ρ 密度 ($\text{kg}/\text{m}_k^3, \text{kg}/\text{m}^3$)
 ρ_s 气体的绝对湿度 (g/m^3); 干煤气的湿含量 (g/m_k^3)
 τ 时间 ($\text{h}, \text{min}, \text{s}$); 单位面积流体的层间内摩擦力(Pa)
 ϕ 综合角度系数; 物料的休止角 ($^{\circ}$)
 φ 相对湿度 (%); 速度系数
 ω 含水率 (%)

目 录

第一章 传热学基础	(1)		(59)
第一节 稳定态传导传热	(1)	第二节 燃料燃烧计算	(62)
§1 材料的导热系数	(1)	§1 燃料成分表示法及其换算	(62)
§2 大平壁导热	(4)	§2 燃料发热量计算	(64)
§3 中小平壁导热	(5)	§3 燃料燃烧计算	(65)
§4 圆筒壁和球壁导热	(7)	第四章 干燥介质及其特性	(77)
§5 壁内的温度分布	(8)	第一节 混合气体的参数及比热	(77)
第二节 对流传热	(11)	§1 混合气体的成分及压力	(77)
§1 流体运动的原因及方式	(11)	§2 气体比热及热量计算	(78)
§2 对流传热	(11)	第二节 湿空气的基本特性	(81)
第三节 辐射传热	(14)	§1 湿空气的状态参数	(81)
§1 辐射能的吸收、反射与透射	(14)	§2 湿空气的 <i>I-d</i> 图及其应用	(85)
§2 辐射的基本规律	(14)	第三节 燃气与空气混合气的特性	(89)
§3 两个物体间的辐射热交换	(16)	§1 燃气质量与水蒸汽质量的计算	(89)
§4 气体与固体间的辐射热交换	(16)	§2 燃烧产物的热含量(焓)	(90)
§5 通过炉门、窥视孔的热辐射	(17)	第四节 湿基计算式及其应用	(91)
第四节 综合热交换	(18)	§1 三要素与失水量的关系	(91)
§1 对流、辐射同时存在的热交换	(18)	§2 三要素与生产效率的关系	(95)
§2 气体-固体-气体的传热	(19)	§3 湿基计算式的应用	(96)
第二章 流体力学基础	(21)	第五章 物料干燥与贮藏	(99)
第一节 气体静力学	(21)	第一节 物料干燥机理	(99)
§1 几个基本概念和定律	(21)	§1 物料的物理特性	(99)
§2 静止气体压力分布方程式	(24)	§2 物料含水率及其测定	(103)
第二节 流体运动方程式	(25)	§3 物料干燥机理	(104)
§1 流体的基本特性及压头概念	(25)	第二节 物料干燥工艺	(109)
§2 流体运动方程式	(30)	§1 物料干燥速度	(109)
§3 柏努利方程式的应用	(32)	§2 物料干燥工艺	(113)
第三节 流体运动时的压头损失	(35)	第三节 农产物料的贮藏	(117)
§1 流体流动性质及压头损失一般公式	(36)	§1 贮藏标准	(117)
§2 摩擦阻力造成的压头损失	(37)	§2 贮藏方法	(120)
§3 局部阻力造成的压头损失	(40)	第六章 干燥设备与设备选型	(123)
§4 气流通过物料的阻力损失	(49)		(123)
第三章 燃料及燃烧计算	(52)	第一节 常见设备结构原理	(123)
第一节 燃料及其特性	(52)	§1 设备的分类	(123)
§1 煤的化学组成及其特性	(52)	§2 干燥机结构原理及其特点	(126)
§2 液体燃料的化学组成及其特性	(56)	第二节 干燥设备的选型	(136)
§3 气体燃料的化学组成及其特性	(56)		

§1 自然晾晒与通风干燥	(136)
§2 热力干燥设备的选型	(137)
第三节 热力干燥设备主参数设计	(141)
§1 设备工艺参数的确定	(141)
§2 设备结构参数的确定	(144)
第四节 谷物爆腰与设备工艺的关系	(145)
§1 谷物爆腰机理	(145)
§2 机具类型及降水速率对爆腰的影响	(147)
第七章 热风炉系统设计	(150)
第一节 烧燃室的设计	(150)
§1 燃烧室尺寸的确定	(150)
§2 炉衬的合理结构	(153)
第二节 换热器的设计	(156)
§1 几种常见的换热器	(156)
§2 换热器的设计与计算	(160)
§3 换热器的改进与发展	(170)
第三节 烟囱设计与风机选配	(172)
§1 烟囱的设计与计算	(172)
§2 风机选配	(175)
第八章 干燥作业的能源利用与节约	(184)
第一节 有效热量的计算	(184)
§1 失水能耗的基本概念	(184)
§2 热量的有效利用率	(185)
第二节 干燥作业节能的主要途径	(186)
§1 改炉节能	(186)
§2 余热的回收利用	(189)
§3 节能的工艺措施	(191)
§4 其它节能措施	(191)
第九章 干燥作业的热工测量	(194)

第一节 温度测量	(194)
§1 测温仪表	(194)
§2 温度测量	(201)
第二节 压力与流量测量	(202)
§1 测量仪表	(202)
§2 压力及流量测量	(206)
第三节 湿含量及尘含量测量	(209)
§1 湿含量测量	(209)
§2 尘含量测量	(211)
§3 烟气成分分析	(215)
第四节 干燥器热平衡测试	(217)
§1 热平衡测试	(217)
§2 热平衡计算	(218)
附录1 常用计量单位换算	(222)
附录2 空气性质表	(225)
附录3 空气相对湿度	(227)
附录4 饱和水蒸汽表	(229)
附录5 气体质量、密度、熔点与沸点	(230)
附录6 各种气体在不同温度下的密度	(230)
附录7 空气的热性质	(231)
附录8 常用材料密度	(232)
附录9 硅酸铝纤维导热系数	(232)
附录10 部分建筑材料的常温导热系数	(233)
附录11 常用金属材料的线膨胀系数	(233)
附录12 金属热含量 I	(234)
附录13 各种能源的平均热值、折算热值、折算标煤值	(235)
附录14 煤层厚度与炉栅下所需鼓风机压力	(235)
附录15 各种流体的经济流速	(236)
附录16 物料的单位容积质量和休止角	(237)
附录17 常用材料的摩擦系数	(238)
附录18 机械传动效率的概略数值	(239)
主要参考文献	(240)

封面图片说明:封面图片为杭州茶叶机械总厂(浙江富阳县新登)生产的三叶牌6CH系列链板式茶叶烘干机,型号规格见表6-3。此外该厂还生产滚筒式杀青、炒干设备及各类初、精制茶机。该厂是机械电子工业部的重点企业,产品质量优良,6CH-16、6CH-20烘干机等多种产品已荣获部、省优质产品证书。该厂产品早已行销国外,深受好评。

第一章 传热学基础

传热学是研究热量的传递方式及其规律的一门科学。

传热是一个相当复杂的过程。热量的传递方式按其物理本质的不同,可分为传导传热、对流传热和辐射传热这样三种基本类型。但是,在实际的传热过程中,每种传热方式往往都不是单独存在,而是两种或三种传热方式同时进行。这种多种传热方式同时进行的传热现象,称为综合热交换。

尽管三种传热方式的物理本质不同,但物体或物体间的热量转移都是由温差引起的,并且每种传热方式都遵循着各自的规律,研究并正确运用这些规律,是物料干燥过程的机理研究和干燥设备设计的基础。

第一节 稳态态传导传热

传导传热发生在直接接触的物体之间和物体的内部,物质不同;导热机理是不同的:在金属中,主要靠自由电子的运动,在液体和非导电固体中,主要靠分子、原子在平衡位置附近的振动;在气体中,主要靠分子不规则运动时所发生的弹性碰撞。

传导传热按特定位置热的转移量(或者说温度的变化)与时间的关系,可分为稳定传热和非稳定传热两种。这里仅介绍特定位置的热流量或温度不随时间而变化的稳定传热形式。

§ 1 材料的导热系数

导热系数是衡量物质导热能力的重要参数。其定义是:在1s(秒)时间内温度升高1K(=1℃)通过物体1m长度的热量,用符号 λ 表示,单位为W/m·K(即J/m·s·K)。

物质不同,导热系数也不同;即便是同一性质的物质,当其密度、孔隙度、温度、压力及湿度不同时,也会导致导热系数的改变。然而,当物质及其结构确定之后,起决定影响的因素还是温度。

在物料干燥设备中,导热系数的应用有二个明显的倾向:选用大导热系数材料作为导热体,选用小导热系数材料作为保温体。

导热系数与温度的关系可用以下两个通式来表示,即

$$\lambda_t = a + bt \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \quad (1-1)$$

$$\lambda_t = a + bt^2 \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \quad (1-2)$$

式中 a ——某材料在0℃时的导热系数(常数),即 $a = \lambda_0$ (W/m·K);

b ——某材料的温度系数 (W/m·K² 或 W/m·K³);

t ——材料所处的温度(℃)。

在工程计算中,为了方便起见,通常都采用平均导热系数,它是平均温度的函数,用符号 λ_p 表示,即

$$\lambda_p = a + bt_p \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \quad (1-3)$$

$$\lambda_p = a + bt_p^2 \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \quad (1-4)$$

式中 a, b ——量值及意义同前; t_p ——某温度区间的算术平均温度($^{\circ}\text{C}$)。

式(1-4)仅适用于硅酸铝纤维、岩棉及其制品,而且只有在原测定的温度条件下才是准确的。用于其它温度,会产生一定的计算误差(误差分析见中、小平壁导热部分)。

各种常用材料(物质)的导热系数见表1-1~表1-3。

表 1-1 金属材料的导热系数 $\lambda(\text{W/m} \cdot \text{K})$

材 料 名 称	20 $^{\circ}\text{C}$	200 $^{\circ}\text{C}$	400 $^{\circ}\text{C}$	600 $^{\circ}\text{C}$	800 $^{\circ}\text{C}$	1000 $^{\circ}\text{C}$
工 业 纯 铁	77	65	53	42	30	28
20 钢	72	58	47	37	28	28
50 钢	65	56	45	35	26	26
T 10 钢	47	42	35	31	26	23
40 Cr, 50 Mn	49	42	37	33	27	24
灰 口 铁	49	44	42	40		
铝	202	229	323	423		
硬 铝	159	194	262	349		
铜	392	380	366	357		
黄 铜	100	113	128	151		
锡 青 铜	45	55	65	70		
不锈钢(18-8)	22(500 $^{\circ}\text{C}$)					
铸铝(ZL-2)	133~147(20 $^{\circ}\text{C}$)					

表 1-2 气体在压力为 101325Pa 时的导热系数 $\lambda(\text{W/m} \cdot \text{K})$

气 体 温度($^{\circ}\text{C}$)	O ₂	N ₂	H ₂	CO ₂	空 气	水蒸汽	燃烧产物
0	0.0251	0.0249	0.1745	0.0144	0.0249	0.0162	0.0228
100	0.0326	0.0315	0.2163	0.0227	0.0319	0.0245	0.0313

续表

气 体 温度(℃)	O ₂	N ₂	H ₂	CO ₂	空气	水蒸汽	燃烧产物
200	0.0400	0.0376	0.2582	0.0311	0.0383	0.0336	0.0401
300	0.0472	0.0434	0.3001	0.0394	0.0445	0.0456	0.0484
400	0.0543	0.0493	0.3419	0.0475	0.0506	0.0571	0.0570
500	0.0609	0.0552	0.3838	0.0554	0.0533	0.0700	0.0656
600	0.0671	0.0609	0.4257	0.0636	0.0619	0.0839	0.0742
700	0.0730	0.0664	0.4675	0.0701	0.0672	0.0985	0.0827
800	0.0787	0.0716	0.5094	0.0769	0.0723	0.1141	0.0915
900	0.0837	0.0768	0.5513	0.0834	0.0772	0.1301	0.1001
1000	0.0889	0.0813	0.5931	0.0897	0.0820	0.1467	0.1090
1100	0.0937	0.0864	0.6350	0.0957	0.0864	0.1634	0.1175
1200	0.0984	0.0909	0.6769	0.1013	0.0908	0.1803	0.1262

水的导热系数 $\lambda = 0.14 \sim 0.28 \text{ W/m} \cdot \text{K} (0 \sim 100^\circ\text{C})$

表 1-3 常用耐火保温材料的技术性能

材 料 名 称	密 度 (kg/m^3)	允许使用 温度(℃)	导 热 系 数 ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)	比 热 容 ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)
耐火粘土砖	2200	1300	$0.837 + 0.582 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 \times t_p$
QN-1.3 轻质砖	1300	1300	$0.407 + 0.345 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 \times t_p$
QN-1.0 轻质砖	1000	1300	$0.291 + 0.256 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 \times t_p$
QN-0.8 轻质砖	800	1250	$0.151 + 0.128 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 \times t_p$
QN-0.6 轻质砖	600	1200	$0.105 + 0.145 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 \times t_p$
QN-0.4 轻质砖	400	1150	$0.081 + 0.231 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 \times t_p$
红(青)砖	1700	700	$0.814 + 0.465 \times 10^{-3} t_p$	$(879 + 0.230 \times t_p)$
硅藻土砖	550	900	$0.131 + 0.233 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.251 \times t_p$

续表

材料名称	密 度 (kg/m ³)	允许使用 温度(℃)	导 热 系 数 (W/m·K)	比热容 (J/kg·K)
硅藻土砖	650	900	$0.159 + 0.314 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.251 \times t_p$
膨胀珍珠岩散料	<120	700	$0.041 + 0.221 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
水泥珍珠岩制品	250~400	<600	$0.052 + 0.361 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
膨胀砬石散料	150	900	$0.055 + 0.256 \times 10^{-3} t_p$	750 (常温)
微孔硅酸钙板	250	600	$0.047 + 0.151 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
石 棉 板	900	500	$0.163 + 0.174 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
石 棉 绳	800	300	$0.073 + 0.314 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
岩 棉 板	150	600	$0.055 + 0.156 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
岩棉软板	100	600	$0.047 + 0.349 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
硅酸铝纤维毡(层铺)	160	900	$0.055 + 0.156 \times 10^{-3} t_p$	950~1050
硅酸铝纤维毡(叠板)	160	900	$0.071 + 0.204 \times 10^{-3} t_p$	950~1050
中级玻璃棉	80~130	300	$0.037 + 0.209 \times 10^{-3} t_p$	840 (常温)
松木、纤维板	550~600	<100	0.17~0.16(常温)	2510 (常温)

注: 1. RQN 系列高强度轻质砖的导热系数及比热容可参考 QN 系列轻质砖数据。

2. 不同密度的硅酸铝纤维的导热系数详见附录 8。

§ 2 大平壁导热

所谓大平壁, 就是平壁的尺寸大到足以使热流量 q (W/m²) 保持不变, 这是一种假设。事实上, 只有当平壁的厚度相对很薄时(如干燥机的金属壁等)这种假设才能成立。

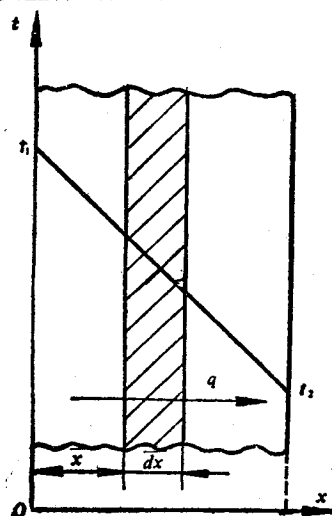


图 1-1 单层平壁的导热

一、单层大平壁

设有一厚度为 s 的单层平壁, 平壁两个表面的温度均匀一致, 并分别维持在 t_1 与 t_2 (℃), 平壁内的温度只沿着垂直于壁面的 x 轴方向发生变化(如图 1-1)。因此, 所有垂直于 x 轴的平面均系等温面。

假想距 t_1 等温面 x 处有一厚度为 dx 的薄层, 导热系数为 λ_t , 根据导热的基本定律得:

$$q = -\lambda_t \frac{dt}{dx} = -(a + bt) \frac{dt}{dx}$$

分离变量并积分

$$\int_{t_1}^{t_2} -(a + bt) dt = \int_0^s q dx$$

因稳定传热时 q 为常数, 经积分整理后得

$$q = (t_1 - t_2) / \left(\frac{s}{\lambda_p} \right) = \frac{t_1 - t_2}{R} \quad \text{W/m}^2 \quad (1-5)$$

式中 λ_p —— 平壁平均导热系数 ($\text{W/m} \cdot \text{K}$);

R —— 平壁热阻,

$$R = \frac{s}{\lambda_p} = \frac{t_1 - t_2}{q} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

当平壁的导热面积为 F 时, 其单位时间通过平壁的热量为

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R} F \quad \text{W} \quad (1-6)$$

二、多层大平壁

多层大平壁是单层大平壁的组合。图 1-2 为三层平壁结构, 据式(1-5)可得

$$\frac{s_1}{\lambda_{p1}} = \frac{t_1 - t_2}{q}, \quad \frac{s_2}{\lambda_{p2}} = \frac{t_2 - t_3}{q}$$

$$\frac{s_3}{\lambda_{p3}} = \frac{t_3 - t_4}{q}$$

将以上等式相加, 得

$$\frac{t_1 - t_4}{q} = \frac{s_1}{\lambda_{p1}} + \frac{s_2}{\lambda_{p2}} + \frac{s_3}{\lambda_{p3}} = R_1 + R_2 + R_3$$

所以

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{W/m}^2 \quad (1-7)$$

对于 n 层平壁

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad \text{W/m}^2 \quad (1-8)$$

显然, 由于 q 保持不变, 以下关系式也必然成立, 即

图 1-2 多层平壁的导热

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R_1} = \frac{t_2 - t_3}{R_2} = \dots = \frac{t_n - t_{n+1}}{R_n} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (1-9)$$

式(1-9)表明, 多层平壁每层内温度的变化与热阻成线性关系。因此, 如果 x 轴方向改用热阻来表示, 则利用这种线性关系可以预先粗略地估算出各界面的温度。

§ 3 中小平壁导热

实际使用的加热设备(如工业炉、农用炉等), 其传热平壁多属中小平壁。中小平壁与大平壁有着不同的导热规律。中小平壁的流量并不是一个常数, 而是随界面面积的改变而改变, 故以 q_x 来表示。它的变化规律(指平均值)与其它物质流(如气流、液流、电流)是相同的。其次, 垂直于 x 轴的任一平面亦非等温面。因此用大平壁导热公式作中小平壁的导热计算会造成误

差,其误差大小同平壁面积与壁厚之比值有关。

一、中小平壁的热流

尽管中小平壁的热流量 q_x 随着界面面积的改变而改变,但因为是稳定传热,所以单位时间通过平壁任一界面传热量 Q 是不会改变的。

现假设中小平壁内垂直于 x 轴方向的界面面积分别为 $F_1, F_2, \dots, F_x$, 对应的热流量平均值分别为 $q_1, q_2, q_3, \dots, q_x$, 则

$$Q = q_1 F_1 = q_2 F_2 = \dots = q_x F_x$$

即

$$q_x = \frac{Q}{F_x} \quad \text{W/m}^2 \quad (1-10)$$

二、单层中小平壁的导热

中小平壁有两端导热(如砖砌方形或长方形烟道等)和大面闭合(如烘房、加热炉等)两种基本类型。

设有一中小平壁(如图 1-3), 壁厚为 s (m), 在 $x=0$ 处的面积为 $F_1 = L_1 \times B_1$ (m^2), 平均温度为 t_1 ($^{\circ}\text{C}$); 另一平行面的面积 $F_2 = L_2 \times B_2$ (m^2), 平均温度为 t_2 ($^{\circ}\text{C}$); 沿 L 方向的增量比为 α , 沿 B 方向的增量比为 β 。根据传热量 Q 保持不变的关系, 可列出 dx 薄层的导热关系式,

即

$$Q = -\lambda_t (L_1 + \alpha x)(B_1 + \beta x) \frac{dx}{dt}$$

式中 λ_t ——平均温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时的导热系数 ($\text{W/m}\cdot\text{K}$);

α ——平壁沿长度方向的增量比 $\alpha = \frac{L_2 - L_1}{s}$;

β ——平壁沿宽(高)度方向的增量比, 即

$$\beta = \frac{B_2 - B_1}{s}$$

将上式分离变量并积分

$$\int_0^s \frac{Q}{(L_1 + \alpha x)(B_1 + \beta x)} dx = \int_{t_1}^{t_2} -\lambda_t dt$$

积分整理结果:

1. 对于 $\lambda_t = a + bt$ 类材料

$$Q = (a + bt_p) \times \frac{t_1 - t_2}{s} \times \frac{\Delta F_B - \Delta F_L}{\ln \frac{F_1 + \Delta F_B}{F_1 + \Delta F_L}} = \lambda_p \times \frac{t_1 - t_2}{s} \times F = \frac{t_1 - t_2}{R} F \quad \text{W} \quad (1-11)$$

式中 λ_p ——平均导热系数, $\lambda_p = a + bt_p$ ($\text{W/m}\cdot\text{K}$), 其中

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (^{\circ}\text{C})$$

ΔF_B ——壁厚 s 处沿宽(高)度方向的面积增量,

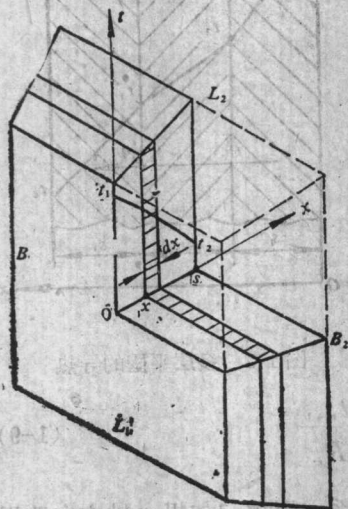


图 1-3 单层中小平壁的导热

$$\Delta F_B = L_1 \beta s (\text{m}^2)$$

ΔF_L ——壁厚 s 处沿长度方向的面积增量,

$$\Delta F_L = B_1 \alpha s (\text{m}^2)$$

F ——平壁对数平均面积(m^2).

2. 对于 $\lambda_t = a + bt^2$ 类材料

积分结果,仅导热系数一项与式(1-11)不同,即

$$\lambda_p = a + b \frac{t_1^2 + t_1 \cdot t_2 + t_2^2}{3} \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \quad (1-12)$$

式(1-12)表明,只有在两种条件下 $\lambda_p = a + bt_p^2$ 才成立:第一种情况是 $t_1 = t_2$; 第二种情况是 t_1, t_2 符合原测定条件。其中第二种情况是通过改变 b 值来满足 $\lambda_p = a + bt_p^2$ 要求的。因此,凡实际条件与原测定条件不符者,用 $t_p = (t_1 + t_2)/2$ 代入计算均会产生误差,其 b 值的误差系数

$$\epsilon = \frac{t_1^2 + t_1 \cdot t_2 + t_2^2}{3} \bigg/ \left(\frac{t_1 + t_2}{2} \right)^2 = \frac{4}{3} \left(1 - \frac{t_1 \cdot t_2}{(t_1 + t_2)^2} \right) \quad (1-13)$$

由式(1-13)不难看出,以 $t_p = (t_1 + t_2)/2$ 代入计算,其 λ_p 是偏小的。但是,由于 $\lambda_t = a + bt^2$ 类材料的 b 值仅为 10^{-7} 数量级,故以 t_p 求 λ_p 不会产生很大的误差,其实际应用范围 $\Delta t \approx 0.0001 \sim 0.0002$ 。这就是说,式(1-11)同样可以用于 $\lambda_t = a + bt^2$ 类材料。

特例:

(i) 当 $L_1 = B_1, \alpha = \beta = 2$ (六面闭合,壁厚相同)时,该壁的平均传热面积为

$$F = L_1^2 + 2L_1 s \quad (\text{m}^2)$$

(ii) 当 α (或 β) = 0 时 (即两端导通的管状平壁),其一壁的平均传热面积为

$$F = \Delta F_B \bigg/ \left(\ln \frac{F_1 + \Delta F_B}{F_1} \right) \quad (\text{m}^2)$$

三、多层中小平壁导热

由单层中小平壁的导热关系式,可以推知以下关系式也是成立的,即

$$\frac{R_1}{F_1} = \frac{t_1 - t_2}{Q}; \quad \frac{R_2}{F_2} = \frac{t_2 - t_3}{Q}; \quad \dots; \quad \frac{R_n}{F_n} = \frac{t_n - t_{n+1}}{Q}$$

将上述等式相加,得

$$\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_i} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{Q}$$

即

$$Q = (t_1 - t_{n+1}) \bigg/ \left(\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_i} \right) \quad \text{W} \quad (1-14)$$

§ 4 圆筒壁和球壁导热

圆筒壁经常遇见(加热空气输送管路、金属烟囱等)。在各种形状的导热壁中,当横截面积及长度相同时,以筒形壁的表面积最小,因此采用筒形壁结构不仅节约材料,而且还可以使蓄、散热损失减少。

圆筒壁也有导通和闭合这样两种基本类型。在干燥系统中用到的多为导通型结构，故这里只讨论两端导通型筒壁的导热。

现设单层筒壁的长度为 L ，内半径为 r_1 ，外半径为 r_2 ，材料的导热系数为 λ ，内、外壁的温度分别为 t_1, t_2 。根据导热基本定律，单位时间通过半径为 r ($r_1 < r < r_2$) 的传热面 F_r 的热量

$$Q = -\lambda \cdot F_r \frac{dt}{dr} = -(a + bt) \times 2\pi r L \frac{dt}{dr}$$

分离变量并积分

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{Q}{2\pi L r} dr = - \int_{t_1}^{t_2} (a + bt) dt$$

积分整理结果

$$Q = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{r_2 - r_1} \times (F_2 - F_1) / \left(\ln \frac{F_2}{F_1} \right) = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{r_2 - r_1} F \quad \text{W} \quad (1-15)$$

式中 F_1 ——筒壁内表面积 $F_1 = 2\pi r_1 L (\text{m}^2)$;

F_2 ——筒壁外表面积 $F_2 = 2\pi r_2 L (\text{m}^2)$;

F ——筒壁对数平均面积 $F = (F_2 - F_1) / \left(\ln \frac{F_2}{F_1} \right) (\text{m}^2)$ 。

多层筒壁的导热计算式与多层中小平壁的导热计算式相似，即

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{r_{i+1} - r_i}{\lambda_{pi} F_i}} \quad \text{W} \quad (1-16)$$

或

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R_1} F_1 = \frac{t_2 - t_3}{R_2} F_2 = \dots = \frac{t_n - t_{n+1}}{R_n} F_n \quad (1-17)$$

球形壁的导热计算式也可以根据导热基本定律通过列方程积分得出。这里仅写出单层球形壁导热计算式的整理结果，即

$$Q = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{r_2 - r_1} \sqrt{F_1 \times F_2} \quad \text{W} \quad (1-18)$$

式中 r_2 ——球壁外半径(m); r_1 ——球壁内半径(m); F_2 ——球壁外表面积(m^2);

F_1 ——球壁内表面积(m^2); t_2 ——外壁温度($^{\circ}\text{C}$); t_1 ——内壁温度($^{\circ}\text{C}$)。

§ 5 壁内的温度分布

不同形状的传热壁，其温度分布有各自的规律。研究壁内温度分布规律，对于组合壁的选择选材，降低组合壁的制造成本，以及减少组合壁的蓄散热损失等都有着直接的关系。

一、单层平壁的温度分布

1. $\lambda_p = a + bt_p$ 类材料

已知

$$q_x = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{s_p}$$

代入导热系数 $a + bt_p$ ，并用 t_p 替换 $t_x (= 2t_p - t_1)$ ，经移项整理得

$$bt_p^3 + (a - bt_1)t_p + (0.5q_x s_x - at_1) = 0$$

令

$$B = a - bt_1 \quad C = 0.5q_x s_x - at_1$$

解方程得

$$t_x = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4bc}}{b} - t_1 \quad (1-19)$$

式中 s_x ——离高温(t_1)面的距离(m);

q_x —— s_x 段平壁传热面积上的平均热流量(W/m^2);

a, b ——导热系数中的常数;

t_1 ——热面平均温度($^{\circ}C$)。

式(1-19)表明,只要知道平壁热面温度 t_1 、热流 q_x ,就可以求出 s_x (任设)段平壁的冷面平均温度 t_x 。为此需要预先确定 q_x (即要先确定外壁面温度)。这里有两种情况:①对于已处于实际工作状态的已知平壁,可以在热稳态下通过测定外壁面平均温度来确定 q_x ;②对于新设计的平壁(材料及厚度均已确定),外壁平均温度及 q_x 值只能通过预设、试算和重设、再试算来确定(具体计算过程见例题)。

此外,如果先确定内、外壁温度和平壁材质,利用式(1-19)可以求出平壁必须具有的厚度(大平壁或中小平壁都适用)。

2. $\lambda_p = a + bt_p^2$ 类材料

在承认 $t_p = (t_1 + t_x)/2$ 的情况下,利用 $q_x = \lambda_p(t_1 - t_x)/s_x$ 关系式,可以得出如下一元三次方程式,即

$$bt_p^3 + (-bt_1)t_p^2 + at_p + 0.5q_x s_x - at_1 = 0$$

由于壁内温度分布只有一种可能,故上式只有一个解,即

$$t_p = \sqrt[3]{-\frac{m}{2} + \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{m}{2} - \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{3}\right)^3}} + \frac{t_1}{3} \quad (1-20)$$

式中 m ——由 s_x, q_x, t_1 及导热系数中的常数 a, b 确定的数值,

$$m = \frac{0.5q_x s_x}{b} - \frac{2at_1}{3b} - 2\left(\frac{t_1}{3}\right)^3$$

n ——由 t_1 及导热系数中的常数 a, b 确定的数值,

$$n = \frac{a}{b} - \frac{t_1^3}{3}$$

由式(1-20)可求得 t_p 值,然后再据 $t_x = 2t_p - t_1$ 求出 t_x 值。

式(1-20)同样也适用于各种平壁。

二、多层平壁的温度分布

多层平壁系由不同材料的单层平壁组合而成,因此只要知道多层平壁内表面的平均温度、每层平壁的厚度,同样可以通过预设或测出外表面的平均温度,直接利用前面介绍的有关计算式求出各交界面的温度。

例题 设有一个双层平壁,内壁长 $L_1 = 1.5$ m,内壁宽 $B_1 = 1.0$ m,外壁长 $L_2 = 1.9$ m,外壁宽 $B_2 = 1.4$ m,其中内层平壁的材料为QN-0.6轻质砖(厚度0.113 m),外层平壁的材料为