



绝热工程便携手册

柳金海 编著

 **机械工业出版社**
CHINA MACHINE PRESS



绝热工程便携手册

柳金海 编著



机械工业出版社

本书对近年来设备和管道绝热技术的发展成果作了系统的介绍。主要章节有：传热与绝热，绝热材料性能及选择，无机纤维状绝热材料，无机多孔状绝热材料，泡沫塑料，海绵橡胶，绝热工程设计，绝热工程施工技术，绝热对被绝热对象的影响，施工安全技术及劳动保护。全书内容资料可靠、实用，查阅方便，可供从事设备，管道绝热工程设计施工人员阅读参考。

图书在版编目（CIP）数据

绝热工程便携手册/柳金海编著. —北京：机械工业出版社，2008.4

ISBN 978 - 7 - 111 - 23813 - 3

I. 绝… II. 柳… III. 绝热工程 - 技术手册 IV. TK123 - 62

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2008）第 041468 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

责任编辑：范秋涛 版式设计：霍永明 责任校对：程俊巧

封面设计：姚毅 责任印制：邓博

北京京丰印刷厂印刷

2008 年 5 月第 1 版·第 1 次印刷

184mm × 260mm · 25.5 印张 · 629 千字

标准书号：ISBN 978 - 7 - 111 - 23813 - 3

定价：48.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

销售服务热线电话：（010）68326294

购书热线电话：（010）88379639 88379641 88379643

编辑热线电话：（010）68327259

封面无防伪标均为盗版

前 言

能源问题是当前世界各国普遍重视的问题。随着工业化的进展,地球上可供人类使用的能源总量日趋减少。节能降耗已成为人们的共识。纵观我国几十年来的经济发展模式,推行的则是高能耗、低效率、拼资源的生产,能源浪费已成为我国经济发展的桎梏。因此,国家提出了“开发与节约并重,近期把节约放在首位”的能源政策,以利我国长期稳定的可持续发展。

能源的类型有多种,但从利用情况来看,大多数能源总是要经过热能转换来加以利用的,由此不难看出,绝热工程在节能降耗中的作用,故也有人认为“节能”是人类的第五能源。

绝热技术不仅是节能降耗最经济、收益最明显的重要措施,而且随着绝热工程的深入研究和推广应用,已发展成为节约能源,保障设备安全运行,提高工作效率,改善劳动条件,保护人员安全多功能的一项系统性防护工程。

绝热技术可以说有着悠久的历史,但就现代意义上的绝热工程而言,应该说是从手工业生产转入机器工业生产后而逐步发展起来的。

节能的需求,促进了绝热技术的发展,特别是20世纪70年代世界能源危机以来,绝热技术受到了前所未有的重视。我国基于绝热工程发展之需要,也投入了大量的人力物力,开发新产品,研究新工艺,使我国的绝热技术由原来的低效能、高污染的手工粗放型繁重体力劳动向着机械化、装配化的工艺发展。绝热技术在我国科技人员的努力下,已使我国绝热工程从设计施工到材料生产形成了较为完整的技术体系,从而使我国的绝热工程正在快步向定型化、规范化迈进。

设备和管道绝热技术,是热工理论研究的一个重要分支。为了使绝热效果达到优质高效的目的,必须从宏观传热规律及微观传热机理对绝热技术进行深入研究。为此,在手册编写时,不仅对各种绝热材料的性能和设计施工中的技术问题进行了介绍,同时对传热理论及绝热后对防护对象的有利和不利影响也进行了探讨,以期从整体上提高绝热工程的技术水平。

绝热工程使用效果的好坏,是整个绝热工程功能的最终体现。它是精心设计、认真选材、严格施工的成果。所以,在绝热工程设计施工的各个阶段,都必须严格按有关规范及技术文件执行,以避免局部的疏忽造成严重的损失,故

在设计施工时一定要处理好每一个环节和结构节点，以达到经济、合理、安全、可靠的最佳性能指标。

为了进一步促进我国绝热技术的发展，及时地将近年来绝热技术的研究成果推广应用，故将散见的资料严格按照设计施工规范和绝热材料的产品技术标准整理成册，试图为从事设备和管道绝热工程的设计施工人员提供一本资料可靠、实用、查阅方便、快捷的参考书，以方便同仁日常工作之用。

本书在编写过程中承蒙洛阳航空建筑设计公司领导 and 同志们的大力支持，值此出版之际，特致谢意。

本书在编写过程中，虽尽心竭力，但限于水平和条件，难免存在不足之处，甚或谬误，恳请专家、读者指教。

编 者

目 录

前言

1 传热与绝热	1
1.1 传热理论	1
1.1.1 导热 傅里叶定律	1
1.1.2 对流换热	4
1.1.3 辐射换热	11
1.1.4 传热过程的计算	13
1.1.5 界面温度的计算	16
1.2 绝热机理及提高绝热效果的技术途径	16
1.2.1 对传导方式传热的绝缘	17
1.2.2 减少对流传热	18
1.2.3 热辐射的屏蔽	19
1.3 热力设备传热	21
1.3.1 主要热力设备的传热特点	21
1.3.2 热力设备启停时的传热特点和 不稳定导热	23
1.4 传湿	24
1.4.1 传湿过程	24
1.4.2 透湿率和湿阻	26
1.4.3 湿交换系数 β	29
1.5 设备和管道防潮	30
2 绝热材料性能及选择	33
2.1 绝热材料的绝热机理	34
2.1.1 绝热材料的结构与热流	34
2.1.2 绝热材料结构模型与传热机理	35
2.2 影响热导率的因素	38
2.2.1 温度及气孔率	38
2.2.2 含湿率对绝热材料性能的影响	39
2.2.3 松散材料的粒度和杂质	40
2.2.4 热流方向	41
2.2.5 热导率与拼缝、间隙和金属 插入件	42
2.3 容重和热容量	42
2.3.1 材料容重和机械强度	44
2.3.2 热容量、导热系数和比热容	45
2.3.3 线胀系数	46

2.4 吸水性、燃烧性	47
2.4.1 吸水性、吸湿性与孔隙率	47
2.4.2 燃烧性	48
2.5 绝热材料的优选	49
2.5.1 按工艺运行温度对绝热材料的要求 进行分析比较	49
2.5.2 按环境和工艺条件对绝热材料 性能要求做进一步筛选	52
2.5.3 施工工艺可行性分析	58
2.5.4 绝热经济性分析	59
2.5.5 绝热材料选择的规定	62
2.5.6 防潮层和保护层材料的选择	66
3 无机纤维状绝热材料	68
3.1 岩棉、矿渣棉及其制品	69
3.1.1 岩棉、矿渣棉的物理化学性能	69
3.1.2 玄武岩纤维	72
3.1.3 绝热用岩棉、矿渣棉及其制品 的规定	74
3.1.4 制品的性能及规格	78
3.2 绝热用玻璃棉及其制品	80
3.2.1 绝热用玻璃棉制品的规定	81
3.2.2 玻璃棉绝热制品的性能与规格	85
3.3 绝热用硅酸铝棉及其制品	89
3.3.1 概述	89
3.3.2 绝热用硅酸铝棉及其制品的 规定	90
3.3.3 硅酸铝陶瓷纤维及制品	92
3.4 硅酸盐复合绝热涂料	98
3.4.1 影响硅酸盐复合绝热涂料性能 的因素	99
3.4.2 硅酸盐复合绝热涂料的结构 热导率	100
3.4.3 硅酸盐复合绝热涂料的规定	102
3.5 石棉制品	103
3.5.1 石棉	103
3.5.2 石棉绳	105
3.5.3 石棉布	107

3.5.4 泡沫石棉	109	5.5 聚氯乙烯树脂泡沫塑料	162
4 无机多孔绝热材料	113	5.5.1 聚氯乙烯树脂泡沫塑料特点	162
4.1 膨胀珍珠岩绝热制品	113	5.5.2 聚氯乙烯树脂泡沫性能 指标	163
4.1.1 膨胀珍珠岩的膨胀机理	113	5.6 聚乙烯树脂泡沫塑料	164
4.1.2 膨胀珍珠岩性能	114	5.6.1 聚乙烯树脂泡沫塑料性能 指标	164
4.1.3 膨胀珍珠岩的技术要求	116	5.6.2 聚乙烯树脂泡沫塑料产品	165
4.1.4 膨胀珍珠岩绝热制品的规定	116	6 海绵橡胶	171
4.1.5 膨胀珍珠岩绝热制品的性能	118	6.1 胶乳海绵	171
4.1.6 超轻质膨胀珍珠岩制品	119	6.2 干胶海绵	172
4.1.7 沥青膨胀珍珠岩防腐保温管	120	6.2.1 柔性泡沫橡塑绝热制品的 规定	173
4.2 膨胀蛭石及其制品	122	6.2.2 橡胶海绵制品	174
4.2.1 膨胀蛭石的性能	123	6.2.3 橡塑海绵制品	176
4.2.2 膨胀蛭石的产品分类、技术 要求	123	7 绝热工程设计	187
4.2.3 膨胀蛭石制品的规定	124	7.1 绝热设计程序	188
4.2.4 膨胀蛭石制品	126	7.2 管道绝热设计方法	190
4.3 硅酸钙绝热材料	128	7.2.1 管道布置	190
4.3.1 硅酸钙绝热制品的性能	129	7.2.2 管道支承设计	191
4.3.2 硅酸钙绝热制品的规定	131	7.2.3 寒冷地带管道设计需注意的 问题	192
4.3.3 硅酸钙绝热制品性能指标及 规格	133	7.3 设备和管道绝热设计计算的 基本规定	193
4.4 泡沫玻璃	135	7.3.1 保温、保冷的定义	193
4.4.1 泡沫玻璃的特点	135	7.3.2 保温设计计算的基本规定	193
4.4.2 泡沫玻璃的物理力学性质	135	7.3.3 保冷设计计算的基本规定	203
4.4.3 泡沫玻璃绝热制品的规定	137	7.4 设备和管道的绝热计算	207
4.4.4 泡沫玻璃制品性能指标	139	7.4.1 绝热层厚度计算	207
5 泡沫塑料	140	7.4.2 根据 GB/T 8175—1987 规定的 计算	215
5.1 概述	140	7.4.3 根据 GB/T 15586 和 GB/T 11790 对 保冷计算的规定	222
5.2 聚氨酯树脂泡沫塑料	142	7.4.4 热、冷损失量计算	223
5.2.1 聚氨酯树脂泡沫的性能	142	7.4.5 绝热层外表面温度计算	225
5.2.2 主要性能要求	145	7.4.6 双层绝热时内外层界面处温度 计算	227
5.3 酚醛树脂泡沫塑料	149	7.4.7 地下敷设管道的保温计算	227
5.3.1 概述	149	7.4.8 地沟管道的温升与保温层厚度 计算法	237
5.3.2 酚醛树脂泡沫性能	151	7.4.9 蒸汽伴管加热及保温计算	241
5.3.3 国内外企业酚醛树脂泡沫塑料 性能指标	153	7.4.10 关于临界厚度和临界半径	246
5.4 聚苯乙烯树脂泡沫塑料	155	7.5 绝热结构设计的技术要求	248
5.4.1 聚苯乙烯泡沫塑料理化性能	156		
5.4.2 绝热用模塑聚苯乙烯泡沫塑料 的规定	158		
5.4.3 绝热用挤塑聚苯乙烯泡沫塑料 (XPS) 的规定	159		
5.4.4 产品性能	160		

7.5.1 概述	248	8.6.2 拼砌和粘贴法施工	339
7.5.2 固定件和支承件的设计	252	8.6.3 砖砌体外护式保温结构	341
7.5.3 绝热管托	254	8.6.4 球形贮罐的保温施工	342
7.6 绝热结构层次	256	8.7 设备保冷层施工	343
7.6.1 防腐层	256	8.7.1 主要技术要求	344
7.6.2 防水(潮)层	257	8.7.2 主要施工方法及实例	345
7.6.3 外保护层	258	8.7.3 低温罐保冷结构	347
7.7 保冷结构与类型	263	8.8 防潮层、外护层施工	349
7.7.1 普通包装低温绝热	263	8.8.1 外保护层施工要求	350
7.7.2 高真空绝热	264	8.8.2 金属外保护层	351
7.7.3 真空多孔绝热	265	8.8.3 毯、箔、布类保护层	353
8 绝热工程施工技术	266	8.8.4 抹面保护层	354
8.1 绝热施工的准备和要求	266	8.8.5 施工方法及实例	354
8.1.1 施工准备	266	8.9 炉类设备保温结构	358
8.1.2 绝热工程施工工艺程序	268	8.9.1 保温结构	358
8.1.3 设置绝热类型标志	269	8.9.2 设计与施工主要要求	361
8.2 绝热材料	269	8.10 质量检验及验收	362
8.2.1 一般规定	269	8.10.1 绝热层的质量检验	362
8.2.2 验收与保管	274	8.10.2 防潮层的质量检验	367
8.3 设备及管道保温、保冷施工技术及其要求的规定	274	8.10.3 保护层的质量检验	368
8.3.1 绝热固定件、支承件的安装	274	8.10.4 检验表格	369
8.3.2 绝热层的施工规定	280	8.10.5 验收	373
8.3.3 防潮层的施工规定	296	9 绝热对被绝热对象的影响	376
8.3.4 保护层的施工规定	298	9.1 绝热对热力设备安全可靠运行的影响	376
8.3.5 可拆卸式绝热结构的施工规定	308	9.1.1 绝热对汽轮机运行的影响	376
8.4 管道保温、保冷预制成形工艺	311	9.1.2 绝热对锅炉安全可靠运行的影响	379
8.4.1 模具的设计与安装	311	9.1.3 绝热对阀门和法兰可靠性的影响	379
8.4.2 聚氨酯硬质泡沫塑料的配制与浇注	311	9.2 绝热对热力设备起动性能的影响	381
8.4.3 “一步法”绝热预制工艺	315	9.2.1 绝热对汽轮机热起动性能的影响	381
8.4.4 “管中管”绝热预制工艺	315	9.2.2 绝热对蒸汽管道机组起动性能的影响	381
8.4.5 管道复合绝热预制工艺	316	9.2.3 绝热对汽包升压速度的影响	383
8.4.6 喷涂法施工	318	9.2.4 绝热不良机组经济性变化	383
8.5 管道保温、保冷的现场施工	321	9.3 绝热对管架结构的影响	384
8.5.1 高温管道保温结构	322	9.3.1 对管架结构的影响	384
8.5.2 地下管道保温结构	323	9.3.2 对管线布置的影响	384
8.5.3 管道保冷层施工	325	10 施工安全技术及劳动保护	385
8.5.4 预制保温、保冷管道的现场安装	330		
8.6 设备保温层施工	333		
8.6.1 捆扎法施工	333		

10.1 绝热工程施工安全技术	385	10.1.6 通电设施的安全作业	390
10.1.1 一般规定	385	10.1.7 其他安全事项	390
10.1.2 含有粉尘或纤维的绝热材料或 制品的施工	386	10.2 防火措施	391
10.1.3 对易燃、易挥发、有毒及腐蚀 性材料的施工	386	10.3 生产卫生及劳动保护	391
10.1.4 高处施工	387	附录	393
10.1.5 地下施工	389	附录 A 绝热材料及应用工程技术标准	393
		附录 B 常用原料及产品缩写	395
		参考文献	397

传热与绝热

1.1 传热理论

传热是生产与生活过程中的一种重要现象。物体之间存在温度差便会发生热量的传递。热量总是由高温物体传给低温物体。物体之间的温度差便是发生这种传热现象的动力，温差越大，传热的速率越快。物体之间的传热是一个复杂的过程，往往几种不同机理的换热过程同时发生。根据传热的机理不同，可以分为导热、对流换热和辐射换热三种基本形式，如图 1-1 所示。

在某些工业过程中希望增强传热。例如，锅炉中产生蒸汽、蒸汽冷凝、空气预热等；又有一些工业过程希望尽量减少传热，以减少不必要的能量损失。例如，蒸汽和热水输送管道、加热炉炉体等。因此，深入地研究传热过程对减少能量损失，提高能源利用率有重要意义。

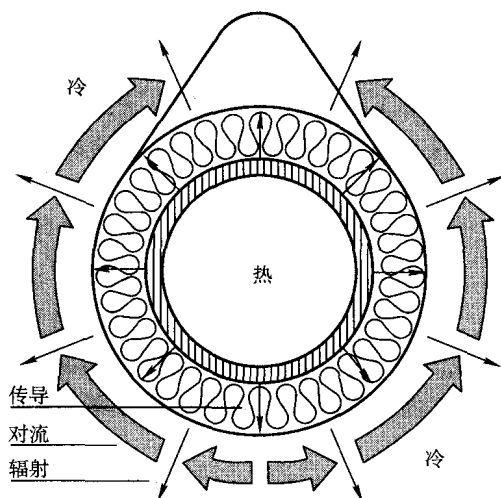


图 1-1 热量的几种传播方式

1.1.1 导热 傅里叶定律

导热是当物体内部存在温度差或温度不同的两物体直接接触时，由于物体的质点相互碰撞或分子的热振动而发生的传热现象。一般情况下，物体内的温度是随位置和时间而变化的，即可表示为位置和时间的函数，称为温度场。

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

如果物体内的温度分布不随时间变化，则称为稳定温度场，此时

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

工程上的导热问题常常简化成稳定的一元导热，此时的温度场为 $t = f(x)$ 。通过导热而

传递的热量可按傅里叶定律计算。

$$Q = -\lambda F(dt/dx) \quad (1-1)$$

如将式 (1-1) 前后都用面积 F 去除, 得

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \frac{\Delta t}{\Delta s} \quad (1-2)$$

这里 q 称为热流, 它的意义是单位时间内通过单位面积所传递的热量。

如将式 (1-2) 推广到一般, 当 $\Delta s \rightarrow 0$ 时取极限, 则

$$q = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta s} = -\lambda \frac{dt}{ds} \quad (1-3)$$

式中 dt/ds 项称为温度梯度。这样, 傅里叶定律可描述为: 热流与温度梯度成正比。其中右边负号的意义是: 热流的方向和温度梯度相反。广而言之, 它对于不同几何形状的物体 (如曲面)、液体和气体的纯热传导都适用。用于曲面时, 傅里叶定律可写为

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1-4)$$

式 (1-4) 是傅里叶定律 (热传导定律) 的普遍表达形式。

关于热导率 λ , 在式中如令 $-\frac{\partial t}{\partial n} = 1(^{\circ}\text{C}/\text{m})$, 则 $\lambda = q$ 。即当温度梯度为 $1(^{\circ}\text{C}/\text{m})$ 时, λ 在数值上等于热流。热导率 $\lambda (\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})$ 是材料的一种热物理性质, λ 数值愈大, 说明这个物体材料的导热性愈好。金属的热导率大, 它们具有良好的导热性能; 绝热材料的热导率较小, 它们则具有良好的绝热保温性能。绝热材料受潮后, 热导率就有显著增大, 因为水分的热导率比空气要大得多, 所以当气孔为水分占满时, 材料的热导率就增大。

热导率 λ 通常由实验确定。热导率也受温度的影响, 随平均温度的升高而增大。在一定范围内, 热导率随温度变化多为直线方程, 即

$$\lambda = a + bt_m \quad (1-5)$$

式中 λ ——材料在平均温度 t_m 时的热导率;

a ——常数, $t_m = 1^{\circ}\text{C}$ 时的热导率;

b ——温度系数 (常数), 表示各种材料随温度 t_m 变化而变化的部分数值;

t_m —— $(t_1 - t_2)/2$, 材料的平均温度 (t_m 从 20°C 起算)。

在工程上考虑温度对材料热导率的影响, 可用下式表示为

$$\lambda = \lambda_{15}(1 \pm bt) \quad (1-6)$$

式中 λ_{15} ——材料在 15°C 时的热导率;

b ——由实验确定的温度系数;

t ——材料的实际温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

表 1-1 列出有关材料的热导率 λ 值。

表 1-1 有关材料的热导率 λ 值 (常温下)

材料名称	$\lambda/(\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$	材料名称	$\lambda/(\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$
碳素钢	40	蛭石成型制品	0.07 ~ 0.11
泡沫水泥	0.065	矿渣棉	0.04
不含水干土	0.119	橡胶制品	0.14 ~ 0.17
混凝土	1.10	泡沫塑料	0.024 ~ 0.035
玻璃棉	0.03 ~ 0.04	原油	0.11 ~ 0.13

1. 单层平壁的稳定导热

单层平壁导热时可直接用下式计算。

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta/\lambda} \quad (1-7)$$

式中 q ——单位面积热流量, W/m^2 ;

t_{w1} ——平壁高温侧壁温, $^{\circ}\text{C}$;

t_{w2} ——平壁低温侧壁温, $^{\circ}\text{C}$;

δ ——壁厚, m 。

2. 多层平壁的稳定导热

多层平壁是由几层不同材质的平壁叠在一起组成的, 如图 1-2 所示。加热炉炉墙是由耐火砖层、隔热砖层和普通砖层组成的三层平壁。设各层的热导率分别为 λ_1 、 $\lambda_2 \cdots \lambda_n$; 各层的厚度分别为 δ_1 、 $\delta_2 \cdots \delta_n$ 。假设各层紧密接触, 保证相互接触的两个壁面的温度相等, 各层接触表面上的温度分别为 t_{w1} 、 $t_{w2} \cdots t_{wn+1}$ 。

在稳定导热情况下, 通过各层的热量应当相等。于是

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 F}} = \frac{t_{w2} - t_{w3}}{\frac{\delta_2}{\lambda_2 F}} = \cdots = \frac{t_{wn} - t_{wn+1}}{\frac{\delta_n}{\lambda_n F}} \quad (1-8)$$

再根据数学上的和比定律可得

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 F} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 F} + \cdots + \frac{\delta_n}{\lambda_n F}} = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F}} \quad (1-9)$$

其中 $\frac{\delta_1}{\lambda_1 F}$ 、 $\frac{\delta_2}{\lambda_2 F} \cdots \frac{\delta_n}{\lambda_n F}$ 称为各层平壁的导热热阻, 表示为 R_1 、 $R_2 \cdots R_n$, 而 $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F}$ 则称为多层平壁的总热阻。

式(1-9)或用单位面积热流量表示, 可得

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (1-10)$$

3. 单层圆筒壁的稳定导热

工业上有大量的圆筒壁导热问题。例如, 热流体在直管中流过, 如图 1-3 所示。设圆管的内外半径分别为 r_1 和 r_2 , 内外壁面温度分别为 t_{w1} 和 t_{w2} , 管壁的热导率 λ 为常数, 采用圆柱坐标系, 在圆筒壁内选一半径为 r , 厚度为 dr 的微圆环形薄壁作为研究对象。当 dr 趋近零时, 可以认为此微圆环形薄壁的内外表面积相等。根据平壁的导热公式(1-7), 可得通过长度为 l 的微圆薄壁的热量为

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\pi r l \lambda \frac{dt}{dr}$$

$$dt = -\frac{Q}{2\pi l \lambda} \cdot \frac{dr}{r}$$

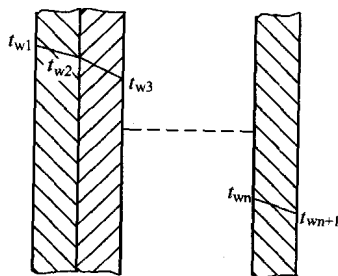


图 1-2 多层平壁的导热

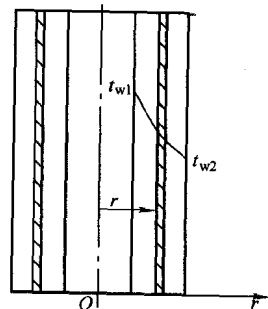


图 1-3 圆筒壁的稳定导热

对上式积分得

$$t = -\frac{Q}{2\pi l\lambda} \ln r + C \quad (1-11)$$

考虑到边界条件 $r=r_1$ 时, 则

$$t = t_{w1} = -\frac{Q}{2\pi l\lambda} \ln r_1 + C$$

$$C = t_{w1} + \frac{Q}{2\pi l\lambda} \ln r_1$$

代入式(1-11)得

$$t = t_{w1} - \frac{Q}{2\pi l\lambda} \ln \frac{r}{r_1} \quad (1-12)$$

当 $r=r_2$ 时, $t=t_{w2}$, 代入式(1-12)得

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q}{2\pi l\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{1}{2\pi l\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{1}{2\pi l\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (1-13)$$

4. 多层圆筒壁的导热

工业上往往要在高温管道外面包覆各种保温材料, 以减少热量损失, 这种情况下便产生了多层圆筒壁的导热问题。

设各层圆筒壁的半径分别为 r_1 、 r_2 、 $\cdots$ 、 r_{n+1} ; 壁温分别为 t_{w1} 、 t_{w2} 、 $\cdots$ 、 t_{wn+1} ; 热导率分别为 λ_1 、 $\lambda_2 \cdots \lambda_n$ 。按照多层平壁导热相类似的推导方法, 可以求得稳定情况下通过多层圆筒壁的导热量

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi l\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad (1-14)$$

式中 $R_t = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi l\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ 称为多层圆筒壁按导热面积计算的导热热阻。

通过多层圆筒壁单位长度的热流量

$$q = \frac{Q}{l} = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad (1-15)$$

1.1.2 对流换热

1. 对流换热的基本原理

热对流是指流体各部分宏观相对位置移动而引起的热量传递, 是传热的另一种基本形式。

对流换热是流体与壁面间的热量传递现象, 即当流体相对于壁面产生位移时, 在流体和壁面间的温差作用下所发生的热量传递。当壁面温度较高时, 热量由壁面传给流体; 当壁面温度较低时, 热量由流体传给壁面。对流换热与流体流动状态密切相关。流体沿壁面流动

时，一面通过流体微团的位移将热量从高温流体微团传给低温流体微团，一面又通过流体分子的导热作用使流体分子之间发生热量传递。由于流体的粘性作用，紧贴固体壁面的流体速度为零，即没有对流作用。所以，固体壁面与流体之间的对流换热是通过紧贴壁面的流体分子传导热量，该热量可以按傅里叶定律计算。即

$$q = -\lambda \left(\frac{dt}{dy} \right) = 0$$

图 1-4 表示壁面附近流体的温度分布。在紧贴壁面的一薄层内，流体的温度发生着激烈的变化，由壁面温度变到主流温度，这一流体薄层称为热边界层。如果找出了边界层内紧贴壁面处 ($y=0$) 的垂直方向温度梯度，就可以计算出壁面与流体之间的对流换热量。

按照引起对流换热的原因不同，将对流换热分为两类。一类是自然对流换热；另一类是强迫对流换热。前者是由于流体冷热不均造成密度不同而引起的，如设备及管道绝热外表面与周围环境空气之间的换热；后者是由于水泵、风机等外界因素造成流体的运动而引起的，如凝汽器、冷油器等管内流体与管壁的换热。无论自然对流换热还是强迫对流换热，换热量都可写成

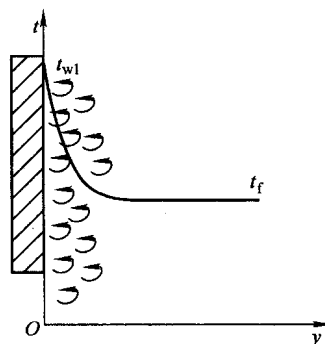


图 1-4 边界层内的温度分布

$$q = \alpha(t_1 - t_2) = \alpha\Delta t \quad (1-16)$$

式中 α ——对流换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

t_1 ——壁面温度， $^\circ C$ ；

t_2 ——流体温度， $^\circ C$ 。

对流换热系数与物体的物理性质，诸如热导率、运动粘度、密度、比热容等有关，也与对流换热面的几何形状及流体流动的密度等有关。表 1-2 给出了几种流体对流换热系数的大致范围。

表 1-2 对流换热系数的大致范围

[$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]

空气自然对流	3 ~ 10	高压水蒸汽强制对流	500 ~ 3500
气体强制对流	20 ~ 100	水蒸汽凝结	5000 ~ 15000
水自然对流	200 ~ 1000	有机蒸气凝结	500 ~ 2000
水强制对流	1000 ~ 15000		

流体的密度、热导率和比热容愈大，其换热能力也愈强。运动粘度较大的流体，由于从层流转变成紊流更困难些，所以流体的换热也就弱一些。流体所处界面的几何形状、流动时与所处界面的相对位置及流动速度等对换热强度也有影响。对同处于自然对流状态下的锅炉侧墙和锅炉炉顶或主蒸汽管道的竖直段和水平段来说，其换热状况是不同的，其计算见表 1-3。

流体在流动过程中的状态对换热强度亦有影响。处于层流状态的流体微团在流动过程中平行前进，没有相互的混合和干扰。而处紊流（也称湍流）状态的流体微团既有主流方向的运动，也有垂直于主流方向的运动，流体微团相互混合和干扰，使紊流换热比层流时强得多。

表 1-3 有限空间自然对流换热计算式

夹层形状	图 示	换 热 量	当量热导率	适用范围	流 态
竖 夹 层 (当 $\frac{\delta}{h} > 0.33$ 时, 可按大空间计算)		$q = \frac{\lambda_e}{\delta} (t_{w1} - t_{w2})$ 式中 q ——单位面积的热流量 λ_e ——当量导热系数 δ ——夹层厚度 t_{w1} ——热面温度 t_{w2} ——冷面温度	$\frac{\lambda_e}{\lambda} = 1$ $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.18 Gr_{\delta}^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\delta}{h} \right)^{\frac{1}{9}}$ 其中 $Gr_{\delta} = \frac{g \beta \delta^3 \Delta t}{\nu^2}$ $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.065 Gr_{\delta}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\delta}{h} \right)^{\frac{1}{9}}$	$Gr_{\delta} < 2000$ 空气 $Gr_{\delta} = 2 \times 10^4$ $\sim 2 \times 10^5$ 空气 $Gr_{\delta} = 2 \times 10^5$ $\sim 1.1 \times 10^7$ 空气	几乎不流动 层流 紊流
横 夹 层 (热面在下面)			$\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.195 Gr_{\delta}^{\frac{1}{4}}$ $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.068 Gr_{\delta}^{\frac{1}{3}}$ $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.073$ $\left(Gr_{\delta} \cdot Pr^{1.65} \right)^{\frac{1}{3}}$	$Gr_{\delta} = 10^4 \sim 4 \times 10^5$ 空气 $Gr_{\delta} > 4 \times 10^5$ 空气 $(Gr_{\delta} \cdot Pr^{1.65})$ $> 1.60 \times 10^5$	层流 紊流 紊流

在对流换热过程中, 或有沸腾或凝结的相变发生, 流体将吸收或释放汽化潜热, 使得有相变的对流换热比无相变的对流换热强得多。

由于管内对流换热与绝热问题关系不大, 所以与绝热有关的对流换热主要是热力设备及管道绝热层外表面与周围空气之间的绝热。火力发电厂的汽轮机、加热器、除氧器及中小型火电机组的锅炉等均布置在厂房内, 因此所有热力设备和管道向周围环境的传热均可看成是自然对流换热。对于大型火电机组室外布置的锅炉而言, 有风时应视为强制对流换热。但是, 为了计算方便, 且不影响工程计算精度要求, 也可将室外布置的热力设备或管道的散热过程近似看成为大空间自然对流换热。

流体和壁面之间的对流换热与流体的物理特性、速度、温度和流动空间大小有关, 又与壁面温度、形状、大小和放置情况有关。影响对流换热的因素很多, 牛顿于 1702 年提出了对流换热的计算公式——牛顿公式

$$Q = F \alpha \Delta t = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha F}} \quad (1-17)$$

式中 Q ——对流换热量, W;

F ——壁面的换热表面积, m^2 ;

α ——换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

Δt ——壁面温度 t_w 与流体主流温度 t_f 之差, $^\circ C$ 。

与平壁导热的公式相类似, $\frac{1}{\alpha F}$ 称为对流换热热阻, 其单位为 $^\circ C/W$ 。

牛顿公式形式上比较简单,但它丝毫没有使对流换热的计算简化,只不过把一切复杂因素都转移到换热系数 α 上去了。因此,对流换热计算的关键是如何确定换热系数 α 。

影响换热系数的因素很多,有流体速度 W ,温度 t_f ,物理量 λ , c_p , ρ , ν ...以及壁面温度 t_w ,相关尺寸 l_1 、 l_2 、 l_3 等。因此,要从理论上计算换热系数 α 是很困难的。工程实际中都是采用数学分析和实验研究相结合的方法,即首先分析研究对流换热现象,运用相似理论的积分类比法或相似转换法等,把影响对流换热的因素(物理量)及其函数关系,变为由某些物理量组成的无因次准则之间的函数关系。然后通过实验,整理得出该特定对流换热情况下准则之间的具体函数形式——准则方程式,供与其相似的现象分析或计算用。

2. 无限空间中的自然对流换热

所谓无限空间,实际上是指换热面处于较大的空间中,这时换热面附近的流体自由运动不会受到其他表面的干扰。工程上各种炉子、热设备、铸造、热铸件及输送热流体的管道等在空气中的放热,就可看成是无限空间中的自然对流换热现象。

通过对大量实验结果的综合整理,得到在无限空间中自然对流换热的准数方程式为

$$Nu = C_m (GrPr)_m^n \quad (1-18)$$

其中

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

$$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

式中 Nu ——努塞尔准数;

C_m , n ——分别为系数和指数;

Gr ——格拉晓夫准数;

Pr ——普朗特准数,按定性温度 t_m 查干空气的物性参数表,定性温度 t_m 取绝热层外表面空气和周围空气温度的算术平均值;见表1-4。

l ——特性尺寸, m;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

β ——流体的体胀系数, K^{-1} ,将空气近似看成理想气体,则 $\beta = \frac{1}{T}$,其中 T 为热力学温度, K;

ν ——流体的运动粘度, m^2/s ;见表1-4;

Δt ——绝热层外表面温度与周围空气温度之差, $^{\circ}C$ 。

式中, $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ 称为努塞尔特准数,它包括了换热系数 α 、流体的热导率 λ 和壁面的定型尺寸 l 三个物理因数;

$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2}$,称为格拉晓夫准数,它包括了重力加速度 g 、容积膨胀系数 β 、定型尺寸 l 、壁面和流体的温度差 Δt 、流体的运动粘性系数 ν ,而 $(g\beta\Delta t)$ 在一定程度上反映了因温度差造成流体内部密度不同而引起的浮升力大小; $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$,称为普朗特准数,它包括了流体的运动粘性系数 ν 和导热系数 α 两个物理量。下标“m”表示式(1-18)中各

准数的物理量定性温度为流体与壁面的平均温度 t_m 。式中的系数 C 和指数 n ，可根据放热表面的形状、位置和 $(Gr \cdot Pr)_m$ 的数值范围由表 1-5 查取。

表 1-4 干空气的热物理性质 ($P = 760\text{mmHg} \approx 1.01 \times 10^5 \text{Pa}$)

t / $^{\circ}\text{C}$	ρ / (kg/m^3)	C_p / $(\text{kg}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$	λ / $(10^2 \text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$	α / $(10^6 \text{m}^2/\text{s})$	μ / $(10^6 \text{kg}/\text{m} \cdot \text{s})$	ν / $(10^6 \text{m}^2/\text{s})$	Pr
-50	1.584	1.013	2.04	12.7	14.6	9.23	0.728
-40	1.515	1.013	2.12	13.8	15.2	10.04	0.728
-30	1.453	1.013	2.20	14.9	15.7	10.80	0.723
-20	1.395	1.009	2.28	16.2	16.2	11.61	0.716
-10	1.342	1.009	2.36	17.4	16.7	12.43	0.712
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.51	20.0	17.6	14.16	0.705
20	1.205	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
30	1.165	1.005	2.67	22.9	18.6	16.00	0.701
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
50	1.093	1.005	2.83	25.7	19.6	17.95	0.698
60	1.060	1.005	2.90	27.2	20.1	18.97	0.696
70	1.029	1.009	2.96	28.6	20.6	20.02	0.694
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
90	0.972	1.009	3.13	31.9	21.5	22.10	0.690
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680
250	0.674	1.038	4.27	61.0	27.4	40.61	0.677
300	0.615	1.047	4.60	71.6	29.7	48.33	0.674
350	0.566	1.059	4.91	81.9	31.4	55.46	0.676
400	0.524	1.068	5.21	93.1	33.0	63.09	0.678
500	0.456	1.093	5.74	115.3	36.2	79.38	0.687
600	0.404	1.114	6.22	138.3	39.1	96.89	0.699
700	0.362	1.135	6.71	163.4	41.8	115.4	0.706
800	0.329	1.156	7.18	188.8	44.3	134.8	0.713
900	0.301	1.172	7.63	216.2	46.7	155.1	0.717
1000	0.277	1.185	8.07	245.9	49.0	177.1	0.719
1100	0.257	1.197	8.50	276.2	51.2	199.3	0.722
1200	0.239	1.210	9.15	316.5	53.5	233.7	0.724

注：表中所用符号的意义：

t —温度； ρ —密度； C_p —定压比热容； λ —热导率； α —热扩散率； μ —动力粘度； ν —运动粘度； Pr —普朗特数。