

GEREJISHU

隔热技术

上海电力学院 夏雅君 编

机械工业出版社

GEREJISHU

隔 热 技 术

上海电力学院 夏雅君 编

机 械 工 业 出 版 社

前 言

能源是我国经济发展的重点之一。它是现代大生产的动力，是国民经济正常运行绝不可少的支柱，直接制约和影响到我国经济建设的规模、速度，是带有全局性、基础性的因素。根据我国能源资源、资金和技术等情况，解决能源问题的方针是开源和节能并重，近期把节能放在优先地位。

我国能源资源的蕴藏量较丰富，其中煤炭和水力资源尤为丰富，煤炭已探明的储藏量有6000亿t，水力资源超过5.7亿kW，这是发展我国能源工业极为有利的条件。但是在近期内，能源的大量开发和生产受到了种种条件的限制。所以节约能源、提高能源利用率是我国相当长时期内解决能源供需矛盾的根本方针。我国目前能源的产量仅次于美国、苏联和沙特阿拉伯，但单位能源所创造的国民收入却比许多国家低得多，还没有恢复到历史的最高水平，能源的浪费十分惊人，为了节约能源，提高能源的利用率，要有重点地进行以节能为中心的技术改造，要采取有效措施提高管理水平，要继续调整不合理的经济结构和产品结构，要积极开展综合利用，变废为宝，要充分利用现有能源，防止不必要的损失和浪费。

《隔热技术》是节能技术的一个重要方面，它是一门综合性的应用技术，包括隔热材料的生产、测试技术、隔热体的设计理论与结构及施工技术。

涉及隔热技术问题应当从传热学、材料科学、热物理学、测试技术、结构设计与施工等角度进行分析。全书共七章，前三章精辟地剖析了隔热的机理、设计基础和计算方法，并对隔热材料的物理化学性质作了完整叙述，收集了国内、外使用隔热材料的情况，并汇总于附录中，以供选择查用。其次，理论计算应当与实践密切结合，因此，后四章着重叙述了在热输运过程、工业炉窑、低温工程以及建筑工程中隔热技术的设计和应用，其中介绍了国外先进技术以及国内的大型隔热工程，以供设计参考用。书内备有许多关于隔热设计所必需的图表，以供技术人员选用。

本书由上海建筑材料工业学院王仁辅教授审定。在编写过程中曾得到楼堆秋、尤振康、徐益峰和王金亮的指导、支持和帮助，作者在此一并向他们表示诚挚的谢意。限于编者水平，书中缺点及谬误之处在所难免，恳切地希望广大读者予以批评指正。

编者
1990年初

目 录

第一章 绪论	1	强化与开发	69
§ 1-1 隔热与节能	1	§ 4-3 设计计算实例	74
§ 1-2 隔热材料	2	第五章 工业炉窑中隔热技术的应用	79
§ 1-3 隔热体的设计基础	3	§ 5-1 工业炉炉体的隔热设计	79
§ 1-4 隔热技术和隔热体设计	11	§ 5-2 筑炉材料和隔热体的	
§ 1-5 施工和验收	17	强化与开发	103
§ 1-6 隔热材料和隔热体的强化与		第六章 低温工程中隔热技术的应用	119
开发	18	§ 6-1 低温设备和管道的隔热设计	119
§ 1-7 目前使用的标准和全国通用图	19	§ 6-2 冷库的隔热设计	131
§ 1-8 隔热计算换算图表	19	第七章 建筑工程中隔热技术的应用	140
第二章 隔热材料	20	§ 7-1 建筑工程中隔热设计	140
§ 2-1 隔热材料的基本性能参数	20	§ 7-2 建筑工程中隔热技术	147
§ 2-2 隔热材料的其它性能参数	23	§ 7-3 建筑用隔热材料和隔热结构的	
§ 2-3 隔热材料热物性参数的测量	25	强化与开发	152
§ 2-4 常用隔热材料的一般特性	29	附录	159
§ 2-5 隔热材料的开发	31	附录一 目前使用的国际部标和全国通	
第三章 隔热技术和设计	35	用图	159
§ 3-1 热设计的目标	35	附录二 国内生产的几种主要隔热材料	
§ 3-2 周围环境条件对隔热体运行的		的性能与规格	167
影响	38	附录三 管道与设备隔热的换算表	174
§ 3-3 满足设计目标的热力计算	38	附录四 隔热材料计算表	194
§ 3-4 隔热体设计的经济性分析	42	附录五 隔热结构中常用的辅助材料	201
§ 3-5 隔热体设计实例	47	附录六 常用耐火材料的物性	204
第四章 热输运过程中隔热技术的		附录七 常用工质的物性	212
应用	53	附录八 常用换算表	232
§ 4-1 热力设备与管道的隔热设计	53	附录九 附图及常用剖面符号	239
§ 4-2 热力设备和管道隔热的		参考文献	243

第一章 绪 论

§ 1-1 隔 热 与 节 能

半个世纪以来,许多国家的经济之所以能迅速发展,廉价能源起了支柱作用。能源供需矛盾的隐患,直到1973年产油国禁运石油时才震撼世界,近几年来能源问题对世界经济、政治和外交等的各个方面已产生了深刻的影响。因此,能源已成为举世瞩目的战略资源。能源的开发与节约是两个不同的侧面,许多国家在重视能源开发的同时,非常重视节能。节能的方式有各种各样,一般都是从改善微观管理技术着手,再调整宏观经济结构,同时开发节能技术,进而更新设备工艺,向省能型经济模式过渡。隔热技术就是其中的一个重要组成部分,是节能技术的一个重要方面。

随着科学技术的日益发展,作为节能措施之一的隔热节能技术被广泛应用于机械加工、石油化工、冶金工业、低温制冷、工业建筑以及交通运输等部门。隔热的目的是为了减少热损失,节约燃料,改善劳动环境和保证安全生产,提高工效。例如,防止管道和设备内液体冻结或外表面结霜;防止介质在输送中温度降低等等。

根据近几年来对各种节能措施所作的技术经济分析和统计得知,各种节能措施节约每吨煤所需的投资费用为:工业窑炉的改造(107元/t);小型节煤改造,如节汽、隔热等(110元/t);余热利用(111.1元/t);节油节气项目(161元/t);城市煤气化联片供热(198元/t)。

在能源利用中,热的输运遍及每一工厂,热力设备和热容器比比皆是,管道盘根错节,由于这些热力管道和设备内的热介质温度高于周围空气的温度,根据热力学第二定律,热量总是从高温物体自发地传向低温物体。这样将有一部分热量从设备或管道内部,经过金属壁传到周围空气中去,造成热损失。在工业生产中炉窑、热力管道以及附件都在不断向外界散失热量,据测试得知,在一般操作中,由于管道输热而引起的热损失达12%~22%。例如一根长为1m、直径为219mm的蒸汽管道,如果不隔热,每年热损失可达3~4t标准煤;一个不隔热的0.1524m低压蒸汽阀门,一年的热损失相当于4t标准煤;一只直径为529mm的裸体法兰,一年损失10t以上标准煤的能量。

为减少这些热损失,就需要采取隔热措施,以达到节能的目的。选用合适的隔热材料隔热后,其中95%左右的热量可以免于损失,而它们的投资费用一般很快能从节能中收回。例如,某造纸厂有4台外径为4.3m的蒸球,未隔热时,表面温度150℃,4台蒸球的热损失约为 3×10^6 kJ/h,年运行时间4800h,则要损失热量 1.44×10^{10} kJ,

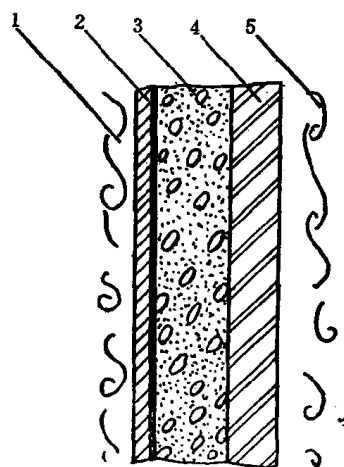


图1-1 隔热体示意图

1—流体 I 2—钢板 3、4—隔热体 5—流体 II

假设锅炉效率 $\eta = 0.8$, 那么要年损失燃油 430 t。如果采用岩棉隔热后, 使表面温度降至 30°C , 4 台蒸球年损失燃油 10 t。这样隔热年节油可达 420 t, 相对节能率达 97.7%。投资费用虽然需要 2.35 万元, 但即使按平价油计算, 也只要 5 个月即可收回全部投资, 因此有人称“节能”为第五能源。

众所周知, 无论什么系统, 只要它的内部存在温度差, 那末热量必然要从高温物体流向低温物体, 这种现象称为热传递。在实际的科学研究、生产和生活中, 有许多对象需要抑制其热量的传递。为减少热流体通过设备、管道、附件向周围介质传递热量而采取某种工艺性的隔热措施, 称为隔热或绝热。隔热所采用的一些特殊材料称为隔热(或绝热)材料; 采用某些特殊结构所组合成的隔热层称为隔热体, 如图 1-1 所示。

§ 1-2 隔 热 材 料

一、隔热材料的隔热机理

如上所述, 凡有温度差存在的地方, 热量的传递必将发生, 所以, 隔热材料的作用仅仅是减弱热交换的强度, 具有阻止热量传递的特性。

热传导能力的大小, 可用热导率 λ 来表示, 它表示单位厚度的物体, 在单位温度差作用下物体内部通过单位面积传导的热量, 其单位是 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。金属材料的热导率最高, 液体次之, 气体最小。非金属固体的热导率变化范围较大, 数值高的与液体相接近, 数值低的则与空气的热导率具有相同的数量级, 如在 20°C 时, 纯铜的热导率为 $398 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 碳钢为 $36.7 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 耐火粘土砖为 $0.11 \sim 0.85 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 水为 $0.599 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

根据设备及管道保温技术通则 (GB4272—84) 指出: 在平均温度等于或小于 623K (350°C) 时, 热导率小于 $0.14 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的材料称为隔热材料。隔热材料的热导率是辐射、对流换热和热传导的综合效应。

图 1-2 所示为某种隔热材料的剖面图。一般的隔热材料由固体和气体组成, 气体在固体中形成一个个孤立的气室。热量通过固体部分进行热传导, 在气室中, 热量从热面向冷面进行辐射和对流换热。在环境温度下, 隔热材料的传热机理, 就是由固体物质的热传导及通过气室的热辐射和对流换热所组成。要使隔热材料的热导率最小, 就必须考虑固体材料的热导率、组织结构和经济性问题。从隔热材料来说, 要选择相应环境温度下, 价格便宜、热导率又低的材料。从组织结构来说, 气室的大小及密布情况对热辐射和对流换热的强弱很有关系。气室增大, 分布稀疏, 对流换热增加; 相反气室减小, 密布, 则对流换热减少。为使气室所占的容积率提高, 气室就要小而密。空气是不花钱的天然气体隔热材料, 它的热导率低于一般固体, 因此隔热材料中的气室都是空气, 而且希望气室所占的容积率高一些为好。例如, 矿纤的密度为 $25.6 \text{kg}/\text{m}^3$, 其气室的容积率达 99%。大多数隔热材料的气室容积率均大于 75%。气室中的热辐射与气室的大小有关。在室温条件下, 纤维性隔热材料的密度小于 $32 \text{kg}/\text{m}^3$ 时, 通过气室的辐射换热量较明显, 并且随着温度的升高而增大。因此隔

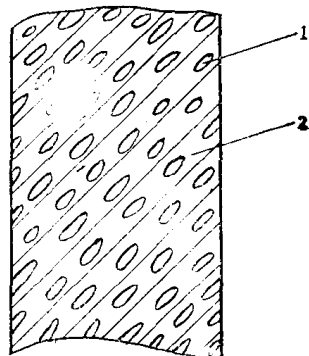


图1-2 隔热材料的剖面图

1—气室 2—固体物质

热材料的热导率是随着温度的升高而增加的。图 1-3 是某些隔热材料的热导率与温度的关系。由图可见，隔热材料随着温度的升高，热导率成正比地增加。

二、常用的隔热材料

常用的隔热材料大致有如下几种：

纤维材料 纤维型隔热材料的空隙中充满空气，它的密度很小，又有足够的物质抑制辐射换热。纤维材料通常应用有机粘结剂粘合成整体隔热制品，当使用温度高于有机粘结剂的极限温度时，则要采用无机粘结剂或直接采用机械成型。

泡沫材料 泡沫材料有两种基本类型，即封闭气室结构和开放气室结构。由于气室小而密，气体的热导率又小于纤维材料，所以泡沫材料具有较低的热导率。

反射型材料 这种材料设计成真空或充气形式。反射型材料的反射表面具有较低的辐射特性，它阻挡了大部分的辐射热流。在真空系统中，常用很薄的纤维带隔离金属箔层，从而组成多层金属箔隔热体。当系统具有一定真空度时，这种形式是相当有效的，但一旦有空气进入，则会降低其功能。另一种反射系统的内部则充满空气，整个结构都用不锈钢。由于这类隔热体的结构较为复杂，所以总价格要比普通的隔热材料贵得多。

散装材料 由矿渣、玻璃或铝硅石等制成的松散纤维或颗粒状材料称为散装材料，如珍珠岩、硅溶胶和难熔的金属氧化物等，使用时可将它们直接填入腔体内。这种形式的隔热材料可适用于弯管、阀门等复杂几何形状的隔热。散装材料价格最为低廉。

耐火砖 它是由难熔材料经过高温焙烧而制成的。隔热耐火砖和高密度耐火砖的区别在于内部的微孔结构，隔热耐火砖内含有有机填料，在焙烧时有机质火化后留下大量的气室。这些气室的数量和尺寸决定了产品的热物理特性。高密度耐火砖密度大，能耐高温。

块料 块料的密度范围一般为 $130 \sim 300 \text{ kg/m}^3$ ，通常是压制成型的。有机或无机粘结剂作为它的定型材料。各种块状产品是由基本材料制成的。所以它的性能与所用基材有关。多数块料制成管状产品。

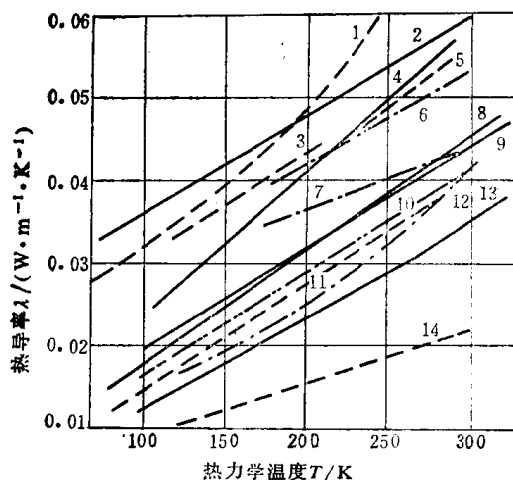


图1-3 隔热材料的热导率与温度的关系

1—蛭石 2—棉花 3—硅藻土 4—矿棉 ($\rho = 400 \text{ kg/m}^3$) 5—珠光砂 ($\rho = 210 \text{ kg/m}^3$) 6—聚苯乙烯泡沫塑料 7—软木 8—玻璃棉 9—矿棉 ($\rho = 260 \text{ kg/m}^3$) 10—软木粒 11—珠光砂 ($\rho = 45 \text{ kg/m}^3$) 12—聚苯乙烯泡沫塑料 13—矿棉 ($\rho = 95 \text{ kg/m}^3$) 14—气凝胶

§ 1-3 隔热体的设计基础

众所周知，传热过程是由热传导、对流换热和热辐射三种基本的热量传递形式组成的。

一、热传导

任何气、液或固相物质，均能通过分子的振动来传递热量。把热端的高速运动的分子（或载体）的动能，传递给冷端较低速分子（或载体）的过程，称为热传导。分子结构网络越

紧密，热传导的热量就越大。因而，气体的导热性要比固体小。

单位时间内通过单位面积的热量称为热流密度，可用下式表示：

$$q = \frac{\Phi}{A} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{\delta} \quad (1-1)$$

式中 Φ ——通过给定面积的热流量， $[\Phi]$ 为W；

A ——给定面积， $[A]$ 为 m^2 ；

δ ——厚度， $[\delta]$ 为m；

T_1 、 T_2 ——分别为物体两端面的温度， $[T_1]$ 、 $[T_2]$ 均为K；

λ ——热导率， $[\lambda]$ 为 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

式(1-1)即为众所周知的傅里叶定律的数学表达式，在变截面或变热导率情况下，则要用微分方程式来表示：

$$\Phi = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (1-2)$$

式中负号表示热量传递总是指向温度降低的方向； $\frac{dT}{dx}$ 称为温度梯度，即是在等温面的法线方向上，单位长度的温度变化率，温度梯度的大小说明了温度变化的快慢程度。

式(1-1)又可表示为：

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta}{\lambda A}} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (1-3)$$

式(1-3)和直流电路的欧姆定律 $I = \frac{U}{R}$ 相类似，能逐一对应，如表1-1所示：

表1-1 热量转移和电量转移基本规律的比较

	电 学 量		热 学 量	
过程的动力	电压(电位差) U	$[U]$ 为V	温压(温差) ΔT	$[\Delta T]$ 为K
过程的阻力	电阻 R	$[R]$ 为 Ω	热阻 R_T	$[R_T]$ 为 $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$
过程中的转移量	电流强度 I	$[I]$ 为A	热流密度 q	$[q]$ 为 W / m^2
基本规律	$\text{过程中的转移量} = \frac{\text{过程的动力}}{\text{过程的阻力}}$ $I = \frac{U}{R} \qquad q = \frac{\Delta T}{R_T}$			

应用热阻的概念，我们就可以直接利用电路中有关公式和定理来解决大量的实际问题。下面以复合平板中的热传导问题为例来说明其应用。

例如：有一复合平板是由材料A和B胶合制成，热导率分别为 λ_A 和 λ_B ，厚度为 δ_A 和 δ_B ，面积均为A。复合平板热面温度为 T_1 ，冷面温度为 T_2 ，它们交界面处温度为 T_2 ，如图1-4所示。则根据式(1-3)得：

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{R_A}$$

$$\Phi = \frac{T_2 - T_3}{R_B}$$

消除 T_2 后得:

$$\Phi = \frac{T_1 - T_3}{R_A + R_B} \quad (1-4)$$

或者, 根据电路理论得知两串联电阻的等效电路的电阻为两电阻之和, 即

$$R_1 = R_A + R_B$$

从而复合平板的热流量表达式为:

$$\Phi = \frac{T_1 - T_3}{R_1} = \frac{T_1 - T_3}{R_A + R_B} = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\delta_A}{\lambda_A A_A} + \frac{\delta_B}{\lambda_B A_B}} \quad (1-5)$$

类似地与热流方向平行的由多种材料拼接成的单层平壁 (如图1-5所示) 的等效热阻, 就可以根据并联电阻公式计算, 即

$$R_1 = \frac{R_A R_B}{R_A + R_B} = \frac{\frac{\delta}{\lambda_A A_A} \frac{\delta}{\lambda_B A_B}}{\frac{\delta}{\lambda_A A_A} + \frac{\delta}{\lambda_B A_B}} = \frac{\delta}{\lambda_A A_A + \lambda_B A_B} \quad (1-6)$$

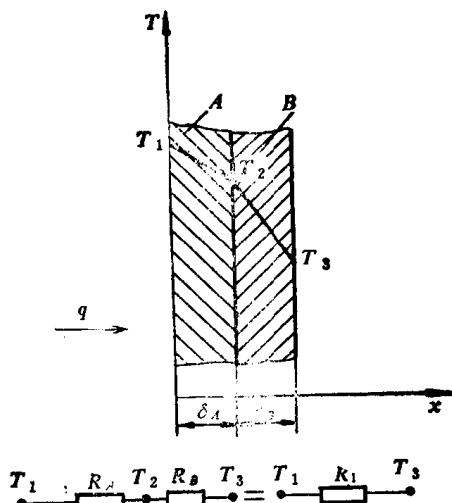


图1-4 复合平壁

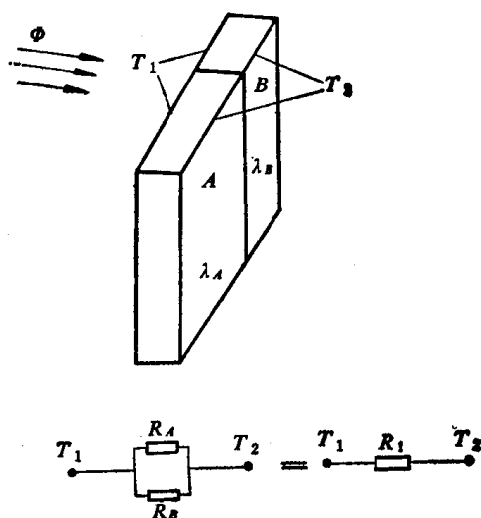


图1-5 拼接成的平壁

当考虑隔热材料的最高使用温度时, 就需要知道交界面的温度, 则可应用热阻概念来求复合层交界面的温度。由于在稳态的热传导过程中, 各个串联环节中所传递的热流量相等, 所以在如图 1-4 所示的双层平壁中:

$$\frac{T_1 - T_2}{R_A} = \frac{T_2 - T_3}{R_B}$$

化简后得:

$$T_2 = \frac{R_B T_1 + R_A T_3}{R_A + R_B} \quad (1-7)$$

隔热材料中常涉及多层复合结构的传热计算, 其计算的基本原理在前面已进行了讨论, 对于 n 层复合结构的主要计算公式示于表 1-2 中。

当需要计算其它特殊结构时, 则可根据前面所述的热阻概念自行推导, 如图 1-6 所示的

表1-2 复合材料的热流量和交界面温度的计算式

	热 流 量				交界面温度	
	单 层	双 层	n 层		双 层	n 层
平壁	$R_1 = \frac{\delta}{\lambda A}$			$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i A}$		
圆柱体	$\phi = \frac{T_1 - T_2}{R_1}$ $R_1 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi l \lambda}$	$\phi = \frac{T_1 - T_3}{R_1 + R_2}$	$\phi = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i}$	$R_i = \frac{\ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}{2\pi l \lambda_i}$	$T_2 = \frac{R_2 T_1 + R_1 T_3}{R_1 + R_2}$	$T_{i+1} = T_1$ $\phi = \sum_{j=1}^i R_j$
球体	$R_1 = \frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{4\pi \lambda}$			$R_i = \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}}}{4\pi \lambda_i}$		

复杂复合平壁，是由并行和垂直热流方向的不同材料组合成的，其热流量为：

$$\phi = \frac{T_1 - T_4}{R}$$

热阻为：

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda'_1 A'_1 + \lambda''_1 A''_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{\delta_3}{\lambda'_3 A'_3 + \lambda''_3 A''_3}$$

在实际传热问题中，隔热体两侧壁面的温度是未知的，一般仅知道两侧流体的温度，所以在总热阻中，需加上从热介质至金属壁的热阻 R_0 和从隔热结构表面向周围空气散热的热阻 R_∞ ，即

$$\Sigma R = R_0 + \sum_{i=1}^n R_i + R_\infty \quad (1-8)$$

交界面温度为：

$$T_i = T_{f1} - \phi \left(R_0 + \sum_{j=1}^{i-1} R_j \right) \quad (1-9)$$

热流量为：

$$\phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_0 + \sum_{i=1}^n R_i + R_\infty} \quad (1-10)$$

二、对流换热

流体各部分之间发生相对位移时所引起
的热流量传递过程称为对流换热，即是液体
或气体将热量从热端携带到冷端的过程，对
流换热可分为自然对流和强制对流两类。如
果流体的运动是由于水泵、风机或其它外界
作用所造成的，则称为强制对流。自然对流
是由于流体冷热各部分的密度不同而引起
的。加热的流体由于重力的作用被较冷的
流体压迫上升，由较冷的流体取代其位置且
被加热，如此循环便形成了稳定的热流量传
递过

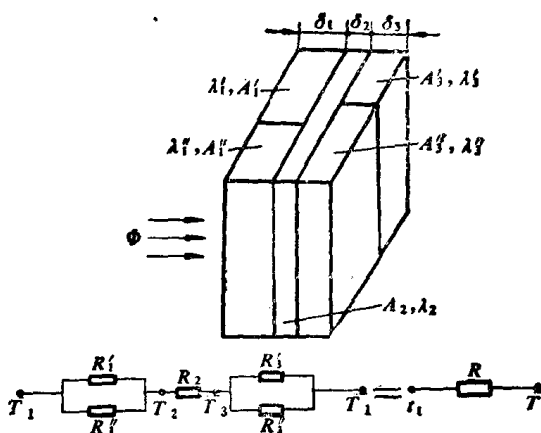


图1-6 复杂复合平壁热传导问题

程。

对流换热热流量，可用牛顿冷却公式表示：

$$\Phi = \alpha A(T_f - T_w) \quad (1-11)$$

式中 T_f ——流体温度；

T_w ——壁面温度；

α ——传热系数。

传热系数说明对流换热的强弱，它主要受流体流动状态，物性（比热容、密度、粘度和热导率等）和换热壁面的几何形状、尺度等影响。即

$$\alpha = f(v, c_p, \nu, \lambda, d, T_w, T_f, \dots)$$

工程上常见的对流换热现象的传热系数的大致范围示于表 1-3 中。

表1-3 传热系数的大致范围

单位： $\alpha / (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$

自然对流：	空气	1~10
	水	10~250
强制对流：	空气、过热蒸气	10~250
	油	50~1500
	水	500~10000
沸腾：	水	2500~25000
凝结：	蒸气	5000~100000
	有机蒸气	500~2500

式(1-11)可以改写为：

$$\Phi = \frac{T_f - T_w}{\frac{1}{\alpha A}} \quad (1-12)$$

因此对流换热热阻 R 定义为：

$$R = \frac{1}{\alpha A} \quad (1-13)$$

在同时存在对流换热和辐射换热情况下，工程上为计算方便，常采用类似于对流换热的公式来表示辐射换热量，即近似地把辐射换热看作是具有等效传热系数 α_r 的对流换热问题，所以总传热系数等于两者之和，即

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_r \quad (1-14)$$

在隔热工程中，如果管道或设备是经过隔热的，那末，介质的温度与隔热层内表面温度很接近，所以在工程计算中，内表面温度即取介质的温度。由于隔热层热阻比外部对流换热热阻要大得多，所以在隔热的近似计算中，隔热体外表面温度也可以近似地取作外部周围介质的温度。

三、辐射

物体通过电磁波来传递能量的过程称为辐射。辐射可以在空气和真空中传播，因此热辐

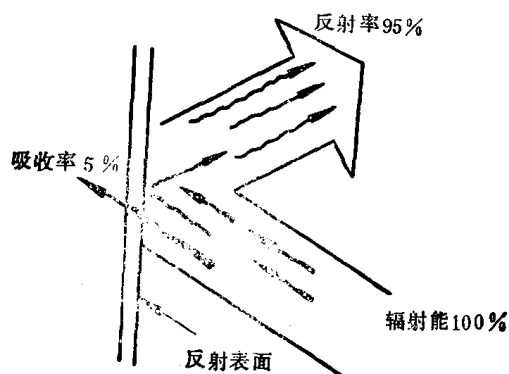


图1-7 物体表面的吸收和反射

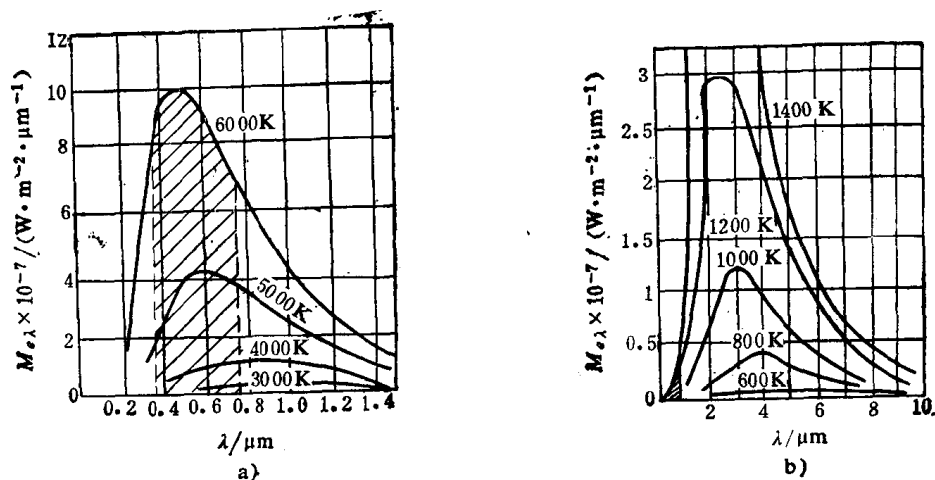


图1-8 黑体单色辐出度和波长与温度的关系

射常常成为影响隔热材料性能的一个重要因素。任何物体表面都具有发射、吸收和反射辐射能的能力，如图 1-7 所示。物体的辐射能与热力学温度的四次方成正比，因此辐射能随着物体温度的提高而迅速增加。应用高反射性的材料作为物体表面，或在两个进行辐射换热的物体中，插入高吸收性或高反射性的表面，则可以有效地抑制辐射换热。物体的辐射换热还与辐射表面积成正比，因此减小辐射表面积也是减小辐射换热的有效措施。

物体具有发射热辐射的能力，称为辐出度。辐出度的大小与波长和温度有关，在同一温度下具有最大辐出度的理想物体称为黑体。黑体的单色辐出度 M_{λ} 随波长变化的情况，如图 1-8 所示。全波长的总辐出度 M 为：

$$M = \int_0^{\infty} M_{\lambda} d\lambda = \sigma_0 T^4 \quad (1-15)$$

表1-4 常用材料表面的法向发射率 ϵ_n

材料类别和表面状况	$t / ^\circ\text{C}$	ϵ_n	材料类别和表面状况	$t / ^\circ\text{C}$	ϵ_n
磨光的铬	150	0.058	磨光的银	200~600	0.02~0.03
铬镍合金	52~1034	0.64~0.76	石棉纸	40~400	0.94~0.93
灰色、氧化的铅	38	0.28	耐火砖	500~1000	0.8~0.9
镀锌的铁皮	38	0.23	红砖(粗糙表面)	20	0.88~0.93
具有光滑的氧化层表皮的钢板	20	0.82	玻璃	38.85	0.94
氧化的钢	200~600	0.8	木材	20	0.8~0.92
磨光的铁	400~1000	0.14~0.38	硬橡胶	20	0.95
氧化的铁	125~525	0.78~0.82	上釉的瓷件	20	0.93
磨光的铜	20	0.03	油毛毡	20	0.93
氧化的铜	50	0.6~0.7	抹灰的墙	20	0.94
磨光的黄铜	38	0.05	灯黑	20~400	0.95~0.97
无光泽的黄铜	38	0.22	锅炉炉渣	0~1000	0.97~0.70
磨光的铝	50~500	0.94~0.96	各种颜色的油漆	100	0.92~0.96
严重氧化的铝	50~500	0.2~0.3	雪	0	0.8
磨光的金	200~600	0.02~0.03	水(厚度大于0.1mm)	0~100	0.96

这即是斯蒂芬-玻尔兹曼定律, 其中 σ_0 为辐射常数等于 $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

工程上实际物体的总辐出度可用下式表示:

$$M = \varepsilon M_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4 \quad (0 < \varepsilon < 1) \quad (1-16)$$

式中 ε 称为物体的发射率, 即是同温度下实际物体的发射率与黑体的发射率之比, 某些物体的发射率列于表 1-4 中。在一个相互辐射和吸收的系统中, 在彼此相同的任一温度下, 物体的发射率等于它的吸收率, 即 $\alpha = \varepsilon$, 但在不等温系统中, 吸收率和发射率是可能不同的。某些物体的低温发射率和对太阳辐射的吸收率列于表 1-5 中。

表1-5 某些材料对太阳辐射的吸收率和低温发射率

材 料 名 称	吸 收 率	低温发射率
表面磨光的铝和铜	0.26	0.04~0.06
表面磨光的铁	0.45	0.14
氧化后生锈的铁	0.74	0.69
红砖	0.7~0.77	0.93
黑色涂料	0.94~0.96	0.94~0.98
白色涂料	0.12~0.26	0.8~0.9
油毛毡	0.86	0.93

两物体间的净辐通量为:

$$\Phi = A \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{T_1 - T_2}{R_r} \quad (1-17)$$

式中

$$R_r = \frac{\frac{1}{A\varepsilon_1} + \frac{1}{A\varepsilon_2} - \frac{1}{A}}{\sigma_0(T_1^3 + T_1^2T_2 + T_1T_2^2 + T_2^3)}$$

若 T_1 和 T_2 相差不大, R_r 可近似作为常数处理, R_r 即是辐射换热热阻。

若物体 2 是周围环境, 则 $\varepsilon_2 \approx 1$, 所以

$$R_r = \frac{1}{A\varepsilon_1\sigma_0[T_1^3 + T_1^2T_2 + T_1T_2^2 + T_2^3]}$$

即

$$\Phi = A\varepsilon_1\sigma_0[T_1^4 - T_2^4] \quad (1-18)$$

如图 1-9 所示, 若在两表面间加一屏, 其 $\alpha_2 = \varepsilon_2$, 屏温度为 T_3 , 则由式(1-17)得:

$$\text{1-2屏间} \quad \Phi_{1-2} = A \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$$\text{2-3屏间} \quad \Phi_{2-3} = A \frac{\sigma_0(T_2^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1}$$

系统处于热平衡, 因此 $\Phi_{1-2} = \Phi_{2-3}$, 从而由上述两式得:

$$\Phi = A \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + \frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1}$$

若 $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon$, 则上式可写为:

$$\Phi = \frac{A}{2} \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1} \quad (1-19)$$

即为无屏的二分之一。以此类推, 若有 n 块屏时, 则辐射换热量为:

$$\Phi = A \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_{n+2}^4)}{\sum_{i=1}^{n+1} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_{i+1}} - 1 \right)} \quad (1-20)$$

若 ε_i 均相等, 则

$$\Phi = A \frac{1}{n+1} \frac{\sigma_0(T_1^4 - T_{n+2}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{n+2}} - 1} \quad (1-21)$$

即为无屏时的 $\frac{1}{n+1}$ 。

辐射换热热阻为:

$$R_r = \frac{\sum_{i=1}^{n+1} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_{i+1}} - 1 \right)}{A \sigma_0 (T_1^2 + T_1 T_{n+2} + T_1 T_{n+2}^2 + T_{n+2}^3)}$$

室外隔热管道或隔热体与环境换热时, 要受到日照的影响。由于对太阳光的吸收率 α , 一般不等于物体表面的发射率 ε , 所以计算时要在式(1-18)上外加一项 $A' \alpha E$ 。

$$\Phi = A \varepsilon_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_{f2}^4) + A' \alpha E \quad (1-22)$$

式中 T_{f2} ——环境温度, $[T_{f2}]$ 为 K;

A' ——与光线垂直的受热面的投影面积, 对于圆管为 Ld , $[A']$ 为 m^2 ;

L ——管长, $[L]$ 为 m;

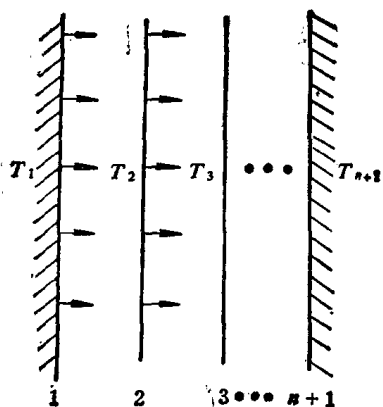


图1-9 多层屏间的辐射换热

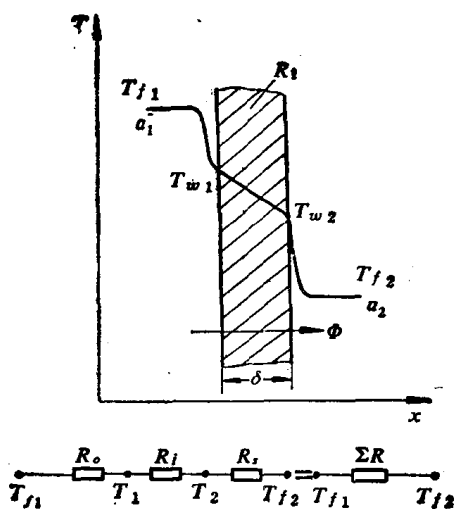


图1-10 通过平壁的传热

d ——管外径, $[d]$ 为 m ;

E_s ——垂直太阳光线平面上的入射太阳辐照度, $[E_s]$ 为 W/m^2 。

四、传热过程

在许多工业换热设备中, 需要交换热量的冷热流体常常分别处于固体壁面的两侧, 这种热量由壁面一侧的流体穿过壁面传到另一侧的流体中的过程称为传热过程, 如图1-10所示。三个环节中的换热量分别为:

$$\Phi_1 = A_1 \alpha_1 (T_{f1} - T_1)$$

$$\Phi_2 = \frac{T_1 - T_2}{R_i}$$

$$\Phi_3 = A_2 \alpha_2 (T_2 - T_{f2})$$

在稳态的传热过程中, 热流体所放出的热量等于冷流体所吸收的热量, 即各个串联环节中所传递的热量应相等, 因而有 $\Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = \Phi$, 最后整理得:

$$\Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1 A_1} + R_i + \frac{1}{\alpha_2 A_2}} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_o + R_i + R_s} \quad (1-23)$$

总热阻为:

$$\Sigma R = R_o + R_i + R_s$$

上面所讲到的有关热传导、对流换热和热辐射的基本方程, 以及整个传热过程的基本方程就是隔热体的设计基础, 根据这些基本方程可以进行隔热体的设计。

§ 1-4 隔热技术和隔热体设计

隔热技术包括隔热材料的生产、测试技术、隔热体的设计理论和施工技术。因此, 隔热技术涉及到传热学、热物性学、材料科学、测试技术、结构设计与施工等有关的技术, 它是一门综合性的应用技术。讨论隔热技术的目的是进行隔热体的设计和对现有隔热体的改进。

我们了解了各种隔热材料的性能之后, 就可以根据不同的用途选择相应的隔热材料和各种辅助设施, 选用合适的结构来构成需要的隔热体。

影响隔热体设计的因素是很多的, 其中温度的影响最大。不同的工作温度所采用的隔热材料及其工艺措施是截然不同的。因此, 一般按不同温度范围来阐述隔热体的结构和设计。

一、深冷和普冷情况下隔热体的结构($-270^\circ\text{C} \sim$ 环境温度)

(一) 深冷($-270^\circ\text{C} \sim -100^\circ\text{C}$)

天然气的液化和输送, 氧、氮和氩等深冷液体在工业加工, 医药, 动力传输, 电缆以及科学研究工作等方面得到日益广泛的应用, 适合深冷领域的隔热体种类也趋于多样化。对深冷隔热体的基本要求是隔热性能好, 工作可靠。通常这类隔热体是为特定应用对象而设计的,

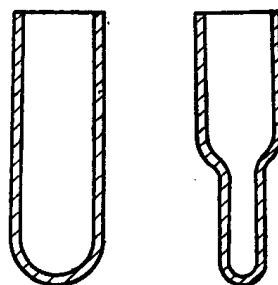


图1-11 常用玻璃杜瓦瓶形状

其隔热性能要比普冷隔热材料高10~10000倍。

1. 真空型深冷隔热体

在地面或空间技术中应用的低温液体(主要是液体氧、氮、氢及氦)的沸点低(90~4.2 K), 价格昂贵, 为了在较长时间贮存和较远距离运输中减少汽化损失, 要求贮运设备及输送管道有较好的隔热性能, 为此需要使用真空绝热。

真空绝热 真空绝热是基于双壁杜瓦瓶原理的一类高性能隔热体。它的结构是真空型深冷隔热体的一种, 它的两个高反射率表面中间抽成真空, 这样可大大地削弱气体的热传导和对流换热, 而抛光的表面又把辐射换热减至最小。常用杜瓦瓶的形状如图1-11所示, 装液氮时真空夹层一般已抽成真空并封住, 而装液氮的杜瓦瓶在上部留有抽气支管, 当氮气渗入夹层时可以通过抽气支管重新抽空。用玻璃材料制作的杜瓦容器价格较便宜。对于形状复杂、可靠性要求高的场合, 则使用铜、铝和不锈钢等制作的金属杜瓦容器或管道。图1-12所示是具有氮液池的实验室用的金属杜瓦瓶。

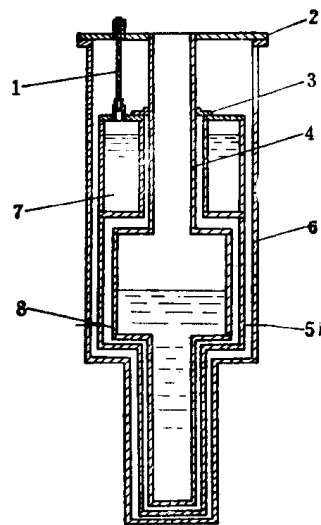


图1-12 具有氮液池的实验室用金属杜瓦瓶

1—输液氮管 2—上法兰 3—热固定环 4—He槽支持管, 不锈钢或Ni合金 5—辐射屏, Cu或Al 6—外壳, 不锈钢或铝 7—液N₂槽, Cu或Al 8—He槽, 不锈钢

真空多层绝热 真空多层隔热结构是由多层高反射率表面及间隔物所组成, 间隔物置于多层高反射率表面之间, 共同放置在密封的夹层中, 抽成真空。高反射率表面通常用金属箔(铝、银、铜或不锈钢等)制成的, 厚度一般为0.005~0.02 mm。间隔物通常用玻璃纤维纸、玻璃纤维织物、尼龙网以及丝绸等, 其厚度一般为0.02~0.1 mm。

图1-13为贮存深冷液体的贮槽。只要制作得当, 多层绝热体的法向有效热导率可减小到 $10^{-5} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 比真空粉末绝热小两个数量级。适用于液氢的贮存。若在多层绝热材料中插入二三个气冷铜屏, 可用于液氮的贮存。铜屏的上端附着在容器的内颈管上。内颈管处的氮气冷却气冷屏, 使屏的热量由氮气带走。近年来, 在深冷液贮存容器中多屏绝热结构得到广泛的应用, 它可以取代图1-12具有液氮夹层的容器。

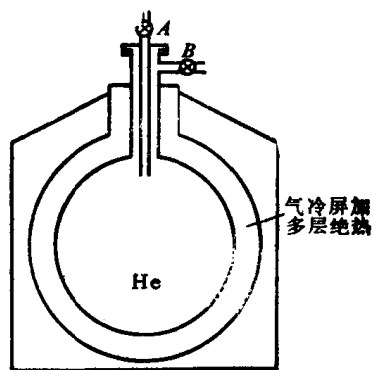


图1-13 60L液氮贮槽示意图

真空绝热型深冷隔热体需要高真空来维持其良好的隔热性能, 因此成本较高。真空绝热方式的选择是与需要绝热的对象有关, 在选择时要考虑结构特点、绝热的可靠性、成本及维护费用等因素。通常只有液氧温度以下的贮运容器及设备才采用真空绝热。液氧、液氮用的容器, 小型的采用高真空绝热, 大型的采用真空粉末或真空纤维绝热。液氢及液氮用的贮运容器及输送管道, 一般都采用真空多层绝热, 而贮运容器也可采用以液氮为保护屏的高真空绝热。

2. 实体型深冷隔热体

真空粉末及真空纤维绝热 为了减小真空夹层中的辐通量，可在夹层中填入粉末材料或纤维材料，这就是真空粉末绝热及真空纤维绝热。这种绝热方法克服了高真空绝热不适于制作大型容器的缺点，而且绝热性能有所提高，要求的真空度有所降低。它适用于液氧、液氮容器及液氢容器。

硬质泡沫 其绝热性能不如真空绝热体好，但价廉。

对于深冷管道的隔热，除根据要求选用上述隔热方式外，还应考虑材料的收缩性。例如图1-14所示的输液杜瓦管，它是由内管、外管和间隔片组成，内、外管道通常应用同种的热传导性能较差的材料制作，夹层中两面为高反射率表面。其中伸缩器的作用是消除由于内管冷却收缩引起的内外管长的变化，也可以采用一段波纹管来防止由于内管收缩可能产生的破坏作用。在管子的弯头处和直管段中应加间隔片，常用的间隔片形状如图1-15所示。

(二) 普冷 ($-100^{\circ}\text{C} \sim$ 环境温度)

在普冷情况下，隔热体是由隔热材料和其它辅助材料构成的，并与装置的围护结构或者容器壁、管壁结合在一起。当隔热体的温度降低时，材料孔隙中水蒸气的压力降低，大气中的水蒸气便会渗入隔热材料中，并在其孔隙中凝结成水或冻结成冰。由于水或冰的热导率高于空气的热导率，因而使隔热材料的热导率增大，隔热性能降低。所以在低于环境温度情况下运行的低温设施所遇到的问题是表面结露和湿气的浸透。

通常控制湿气浸透有两种方法：一种是将隔热材料本身作为蒸汽的屏障，这可选用蒸汽浸透性差的材料，如蜂窝玻璃、合成橡胶复合材料、聚氨脂泡沫等；而用玻璃纤维类材料作为隔热材料时，就需用另一种方法来防止湿气的进入——外加蒸汽屏障层，例如在隔热材料外面包一层铝或不锈钢板、增强塑料板等，或者用金属箔、饱和沥青纸、层压纸、塑料薄膜等，也可用涂料刷（或喷）在隔热材料外表面形成蒸汽的屏障。采用涂料时，一般需用细网布作为涂层的固定体。

需要隔热的管道和设备有：低温的氨液和氨气管道或设备；氨液分离器或蒸发器之间的低压液管；氨泵的进出口液管；中间冷却器的盘管出液管；排液桶的进出液管；低压调节站的管道阀门；穿过不同库温房间的低温液管和回气管；循环贮液桶；氨液分离器；排液桶；回液桶；中间冷却器等等。

普冷隔热体的结构根据不同隔热对象而有所不同，表1-6是普冷隔热体结构的形式。

二、中、低温情况下的隔热体结构（环境温度 $\sim 538^{\circ}\text{C}$ ）

中、低温下隔热体是由隔热层和保护层两部分组成的，目前我国采用的隔热体结构如图1-19所示。

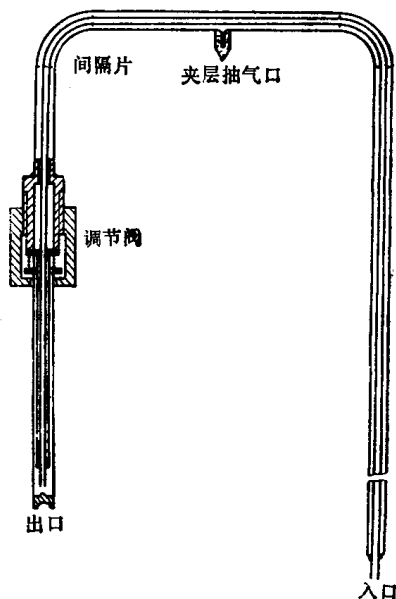


图1-14 弯的输液杜瓦管

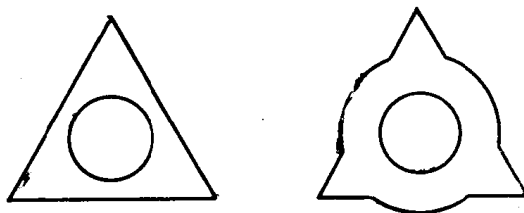


图1-15 夹层间隔片的形状