

建筑物理

西安冶金建筑学院 华南工学院
重庆建筑工程学院 清华大学 编



高等学校试用教材

中国建筑工业出版社

第一篇 建筑热工学

建筑物常年经受室内外各种气候因素的作用。属于室外的气候因素如太阳辐射、空气的温湿度、风、雨雪等，一般统称为“室外热湿作用”；属于室内的如空气温湿度、生产和生活散发的热量与水分等，则称为“室内热湿作用”。

室内外热湿作用是建筑工程设计的重要依据，它不仅直接影响室内气候状况，也在一定程度上影响建筑物的耐久性。

建筑热力学的任务是介绍建筑热工原理，论述如何通过建筑规划和设计上的相应措施，有效地防护或利用室内外热湿作用，合理地解决房屋的保温、防热、防潮等问题，以创造良好的室内气候环境并提高围护结构的耐久性。当然，在大多数情况下，单靠建筑措施是不能完全满足对室内气候的要求的。为了获得合乎标准的室内气候，往往需要配备适当的设备，进行人工调节。如在寒冷地区设置采暖设备，在炎热地区采用空调设备等等。采用现代空调设备，当然能创造理想的室内气候。但应指出，只有首先充分发挥各种建筑措施的作用，再配备一些必不可少的设备，才能做出技术上和经济上都合理的设计。

围护结构传热、传湿的基本原理和计算方法是建筑热力学的中心内容。但是，仅仅掌握这些原理和方法还是不够的，还必须了解材料的热物理性能，重视构造处理的技能，才能正确解决实际的设计任务。

本篇内容着重在一般工业与民用建筑的热工设计，对于某些特殊用途的房间（如高湿、恒温恒湿房间等）的热工设计，除须应用本篇所述的知识以外，还得参阅有关的专著和文献。

第一章 建筑热工学基本知识

第一节 室内气候

一、影响室内气候的因素

室内气候指的是由空气温湿度、气流以及壁面的辐射热等综合组成的一种室内环境，它是建筑环境科学重要的研究对象之一。各种室内气候因素的不同组合，形成不同的室内气候。我们所希望的室内气候，当然应该是在热湿效果方面适合人民生活、工作和生产需要的。

影响室内气候的因素有：室内外热湿作用，建筑规划与设计，材料性能及构造方法，设备措施等等。

室外热湿作用对室内气候的影响是人所共知的，特别是在寒冷或炎热地区，其影响更为明显。一定的室外热湿作用对室内气候影响的程度和过程，主要地取决于围护结构材料的热物理性质（传热、传湿、透气……）及构造方法。如果围护结构抵抗热湿作用的性能

良好，室外热湿作用对室内的影响就比较小。但必须指出，房屋的朝向、间距，环境绿化以至单体建筑的平剖面形式，都对室内气候有不同程度的影响。如果这一系列问题未能很好综合处理，即使围护结构热工性能良好，也难以实现所需的室内气候。

房间内部热湿散发量的多少及其分布状况，在某些建筑中也可能成为决定室内气候的主要因素。例如冶炼、铸造、热轧等车间，由于生产中大量散发热量，因而尽管采取建筑和设备上的一系列措施，车间内的温度仍然是很高的。相反，一般民用建筑和冷加工车间，则只有人体及生活、生产设备散发的为数不多的热量和水分，其室内气候主要决定于室外热湿作用。对于内部热湿作用严重的房间，主要是如何迅速排除余热和多余的水分；对内部热湿产量不大的房间，则主要是防止室外热湿作用对室内气候的不利影响。

二、对室内气候的要求

对室内气候的要求取决于房间的使用性质。以满足生产工艺和科学实验要求为主的房间，其室内气候标准在相应的规范或文献中都有具体的规定，这里不加论述。以满足人体生理卫生需要为主的房间（如居住、公共和一般生产房间），其室内气候主要是保证人的正常生活和工作，以维护人体的健康。

室内气候对人体的影响主要表现在冷热感。冷热感取决于人体新陈代谢产生的热量（以后简称人体产热量）和人体向周围环境散热量之间的平衡关系，这种关系可用下式表示：

$$\Delta q = q_m - q_w \pm q_r \pm q_c \quad (1-1)$$

式中 q_m ——人体产热量；

q_w ——人体蒸发散热量；

q_r ——人体辐射换热量；

q_c ——人体对流换热量；

Δq ——人体得失的热量，

$\Delta q = 0$ 时，体温恒定不变；

$\Delta q > 0$ 时，体温上升；

$\Delta q < 0$ 时，体温下降。

人体产热量 q_m 主要取决于机体活动状况，在常温下，机体处于安静时的成年人每小时的产热量约为 80~100 kcal，当他从事重体力劳动时，每小时产热量可达 500~600 kcal。

蒸发散热量 q_w 在正常情况下，是通过呼吸和无感觉的皮肤蒸发进行的。当劳动强度变大或环境较热时， q_w 值随着有感觉的汗液蒸发而显著增加。

辐射换热量 q_r 主要是在人体表面与周围表面（主要是围护结构内表面）之间进行的。当体表温度高于周围表面温度时，人体失热， q_r 为负值；反之，则人体得热， q_r 为正值。

对流换热量 q_c 是当人体表面与周围空气之间存在温度差时的热交换值。当体表温度高于气温时，人体失热， q_c 为负值；反之，则人体得热， q_c 为正值。

当 $\Delta q = 0$ 时，人体处于热平衡状态，体温维持正常不变（约为 36.5°C），在这种情况下，人的健康不会受到损害。但必须指出， $\Delta q = 0$ 并不一定表示人体处于舒适状态。因为各种热量之间可能有许多不同的组合都可使 $\Delta q = 0$ ，也就是说，人们会遇到各种不同的热平衡，然而只有那种能使人体按正常比例散热的热平衡，才是舒适的。

所谓按正常比例散热，指的是对流换热约占总散热量的 25~30%，辐射散热约为 45~

50%，呼吸和无感觉蒸发散热约占25~30%。处于舒适状况的热平衡，可称之为“正常热平衡”。

当劳动强度或室内气候发生变化时，本来是正常的热平衡就可能被破坏，但并不致于立即使体温发生变化。这是因为人体有一定的代谢率的调节机能。当环境过冷时，皮肤毛细血管收缩，血流减少，皮肤温度下降以减少散热量；当环境过热时，皮肤血管扩张，血流增多，皮肤温度升高，以增加散热量，甚至大量出汗使 q_w 变大，以争取新的热平衡。这时的热平衡称为“负荷热平衡”。

在负荷热平衡下，虽然 $4q$ 仍然等于零，但人体却已不在舒适状态。不过只要分泌的汗液量仍在生理允许的范围之内，则负荷热平衡是可以忍受的。

人体的物质代谢调节能力是有一定限度的，它不可能无限制地通过减少输往体表血量的方式来抵抗过冷环境，也不可能无限制地借蒸发汗液来适应过热环境。当室内气候恶化到一定程度之后，终将出现 $4q \neq 0$ 的情况，于是体温开始发生升降现象。虽然当体温变化不大，持续时间不长时，改变环境后仍然可以恢复到正常体温，但从生理卫生方面来看，这已是不能允许的。

综合上述分析，可见室内气候大致可分为舒适的、可以忍受的和不能忍受的三种情况。显然，只有采用充分空调设备的房间，才能实现舒适的室内气候。然而对于大量性建筑来说，按舒适要求来规定室内气候标准是不恰当的。因为在所有房间中都采用完善的空调设备，不仅在经济上是不现实的，而且从生理上说，人们长期处于几乎是稳定的室内气候下，也会降低人体对气候变化的适应能力，不利于健康。基于这些理由，除一部分房间应按舒适标准来规定室内气候外，更多的房间应该是以保证人体健康不受损害为准来规定室内气候条件，以使人们至少能处于可以忍受的负荷热平衡状态。至于现实技术条件还无法解决的那些不能忍受的室内气候（如高温作业），则只好通过加强工作人员的个体防护以及制订特殊的工作、休息制度来解决。

三、室内气候的评价方法

室内气候标准是建筑热工设计的重要依据。举例来说，我国目前规定寒冷地区居住房间冬季的室内气候标准是气温16~18°C，这一标准用起来很方便，对大多数采暖房间来说也是适用的。但对于以传统的火墙采暖或现代化辐射采暖的房间来说，就不适用了。为了弄清这里的道理，就得对如何评价室内气候有所了解。

近几十年来，不少学者从事于室内气候评价方法的研究，并根据各种不同的评价方法，先后提出了一系列评价标准，如有效温度、等效温度、不舒适指标及热应力指标（Heat Stress Index）等等。应当看到，由于室内气候与人的主观感受和生理反应之间的关系是十分复杂的，而每个研究者都只能在有限条件下，以少数受试者进行试验研究，从而各种指标都难免有很大的局限性。鉴于详细介绍各种评价方法、指标并非本教程的任务，因此，下面仅以热应力指标法为例加以简要介绍。

所谓热应力指标法，是以有限度的汗液蒸发散热，来保持人体热平衡为出发点的。假定为保持可忍受的热平衡所需的蒸发散热量为 $q_{w,req}$ (kcal/h)，则由式(1-1)得

$$q_{w,req} = q_m \pm q_r \pm q_c \quad (1-2)$$

若所处环境允许人体最大可能的蒸发散热量为 $q_{w,max}$ (kcal/h)，则人体在该环境下所受到的热应力指标为

$$HSI = \frac{q_{w,req}}{q_{w,max}} \times 100 \% \quad (1-3)$$

由此可见，热应力指标即是为保持人体热平衡所需的蒸发散热量与环境许可的最大蒸发散热量的百分比。只要找到不同热应力指标与其所对应的生理反应及主观感受之间的关系，就可以制定出热应力指标的标准。有了指标的标准值，既可检验已有房间的室内气候是否满足要求，又可用于进行新的室内气候设计。

$q_{w,max}$ 的值是假定人体表面的水蒸汽分压力为 42mmHg（即体表温度为 35°C 时的饱和蒸汽压）时，环境所允许的最大蒸发散热量，它取决于室内空气的水蒸汽分压力和气流速度的大小。 $q_{w,max}$ 的极限值规定为 600kcal/h，当具体的室内气候条件下的 $q_{w,max}$ 值低于极限值时，则以实际的 $q_{w,max}$ 来计算热应力指标，当实际的 $q_{w,max}$ 超过极限值时，则仍以极限值 600kcal/h 来计算。

$q_{w,req}$ 实质上就是人体的热负荷，它取决于人体产热量以及人体与环境之间的热交换量。由于各种情况下的 q_m 值已由生理测定得出，且一定的室内气候下的 q_r 及 q_e 是可以计算的（计算公式从略），因而， $q_{w,req}$ 是可以通过计算确定的。如果以规范给出热应力指标的标准值，就可以按本法评价并设计室内气候。

从理论上说，热应力指标法是比较完善的，因为它较全面地考虑了影响人体热平衡的基本因素。但是，热应力指标法仍然是在将一系列可变因素假定为不变的情况下的评价方法，例如以一个“标准人”代替一般人，把自然通风下不断变化的室内气候假定为不变的，多种多样的实际衣着代之以少数几种典型服装等等，都或多或少地影响它的准确性。因此，除非限定其使用范围，否则就得制订足够详细的一系列标准值，才能作为一种实用方法。

第二节 传热的基础知识

一、传热的基本方式

传热指的是包括各种形式热能转移现象的总称。根据传热机理的不同，传热的基本方式分为导热、对流和辐射三种。

导热是由温度不同的质点（分子、原子、自由电子），在热运动中引起的热能传递过程。在固体、液体和气体中均能产生导热现象，但在不同物质中导热的机理是有区别的。在气体中是通过分子无规则运动时互相碰撞而导热，在液体中是通过平衡位置间歇移动着的分子振动引起的，在固体中一般是由平衡位置不变的质点振动引起的。金属则有其特点，它主要是由自由电子作热运动时而导热。在建筑热工学中，大量的课题是涉及非金属材料导热，当然有时也涉及空气、水分或金属的导热问题。

对流传热只发生在流体之中，它是因温度不同的各部分流体之间发生相对运动，互相掺合而传递热能的。促使流体产生对流的原因有二：一是本来温度相同的流体，因其中某一部分受热（或冷却）而产生温度差，形成对流运动，这种对流叫“自然对流”；二是因受外力作用（如风吹、泵压等），迫使流体产生对流，这叫作“受迫对流”。自然对流的程度主要决定于流体各部分之间的温度差，温差愈大则对流愈强。受迫对流取决于外力的大小，外力愈大，则对流愈强。

辐射传热与导热和对流有本质的区别，它是电磁波传递热能的。凡温度高于绝对零

度 (0K) 的物体, 都能发射辐射热。辐射传热的特点是发射体的热能变为电磁波辐射能, 被辐射体又将所接受的辐射能转换成热能。太阳辐射能经过宇宙空间到达地球大气层上界 (即外边界) 时的光谱示于图 1-1。太阳辐射中, 能够转化为热能的主要是可见光和红外线。

如图 1-2 所示, 当热辐射能入射到一物体表面时, 其一部分被反射, 一部分被吸收, 在某些情况下, 还可能有一部分透过物体从另一侧传出去 (如窗玻璃)。

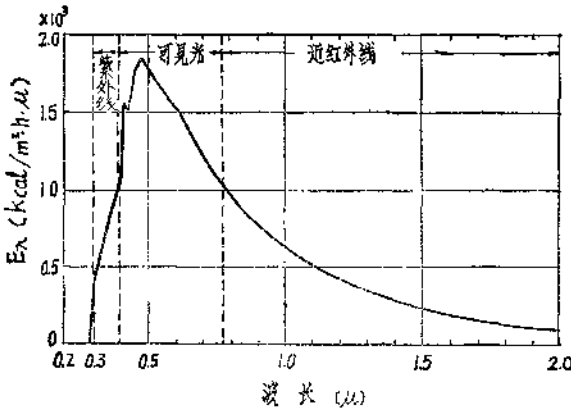


图 1-1 大气层上界的太阳辐射光谱

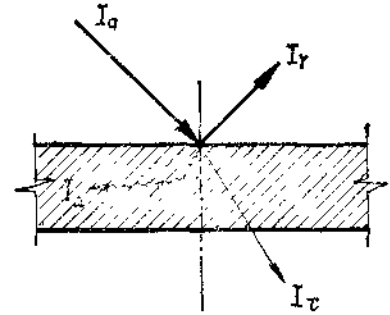


图 1-2 辐射热的反射、吸收与透射

被反射、吸收和透射的辐射能分别以 I_r 、 I_a 、 I_τ 表示; 它们与入射辐射 I_0 的比值分别叫作物体对辐射热的反射系数 r_h , 吸收系数 ρ_h , 透射系数 τ_h , 即

$$r_h = \frac{I_r}{I_0}; \quad \rho_h = \frac{I_a}{I_0}; \quad \tau_h = \frac{I_\tau}{I_0}$$

由于 $I_0 = I_r + I_a + I_\tau$, 故

$$r_h + \rho_h + \tau_h = 1 \quad (1-4)$$

严格地说, 物体对不同波长的外来辐射的吸收、反射性能是不同的。凡能将外来辐射全部反射的物体 ($r_h = 1$) 叫作完全白体 (简称白体), 凡能全部吸收的 ($\rho_h = 1$) 叫作绝对黑体 (简称黑体), 能全部透过的 ($\tau_h = 1$) 则称为完全透热体或热的透明体。

在自然界中, 没有理论上所定义的黑体、白体或完全透热体。但在应用科学中, 把吸收系数接近于 1 的物体 (如开口很小的球形空腔), 近似地当作黑体, 则不仅使计算大大简化, 且能达到工程所要求的精确度。

黑体不但能将一切波长的外来辐射热完全吸收, 也能向外发射一切波长的热辐射, 只是不同波长的单色辐射本领不同而已。绝大多数物体都只能吸收和发射某些波长的热射线, 且其单色辐射本领 E_λ 总小于同温度同波长的黑体单色辐射本领 E_{λ_0} , 这种物体一般叫“选择性辐射体”。还有一些物体, 其辐射光谱具有与黑体光谱相似的形状, 且其每一波长的辐射本领 E_λ 与同温度同波长黑体的 E_{λ_0} 的比值为一常数, 这种物体称为“灰体”。大多数建筑材料都可近似地看作灰体。

不同物体的辐射光谱示于图 1-3, 由图可见, 在相同温度的一切物体中, 黑体的辐射能力最大。根据斯蒂芬-波尔兹曼定律, 黑体的全辐射本领 E_0 与其绝对温度的四次幂成正比, 即

$$E_b = \sigma_b T_b^4 = C_b \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (1-5)$$

式中 σ_b ——黑体的辐射常数, $\sigma_b = 4.88 \times 10^{-8}$, kcal/m²·h·K⁴;
 T_b ——黑体的绝对温度, $T_b = 273 + t$, K;
 C_b ——黑体的辐射系数, $C_b = 4.88$, kcal/m²·h·K⁴。

由于灰体的辐射光谱形状与黑体的相似, 且二者的单色辐射本领的比值为常数, 故灰体的全辐射本领 E 也可按斯蒂芬-波尔兹曼定律来计算:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (1-6)$$

式中 C ——灰体的辐射系数, kcal/m²·h·K⁴;
 T ——灰体的绝对温度, K。

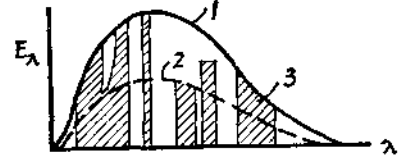


图 1-3 同温物体的辐射光谱示例
 1—黑体; 2—灰体; 3—选择辐射体

所谓全辐射本领乃是物体的一种发射辐射能的特性, 所以也叫全发射本领, 它表示物体单位表面积在单位时间内, 以波长 $\lambda = 0 \sim \infty$ 的全波段向半球空间辐射的全部热量。由于建筑热工学中用得最多的是全辐射本领, 很少涉及单位波长的辐射本领——单色辐射本领, 因此为简化起见, 今后凡提到辐射本领时, 均指全辐射本领。

物体的辐射系数表征物体向外发射辐射能的能力, 在本质上它仅与物体表层的性质(光洁度、化学性质、颜色等)有关。灰体的辐射系数 C 与黑体辐射系数 C_b 的比值是一常数, 即

$$\frac{C}{C_b} = \varepsilon \quad (1-7)$$

ε 叫物体的“发射率”或“黑度”, 它表示物体的相对辐射能力。黑体的辐射本领最大, 其黑度 $\varepsilon_b = 1$, 其它所有物体的黑度都小于 1。

同一物体, 在不同温度下的辐射本领也是不同的, 温度越高, 辐射本领越大。图 1-4 所示为同一黑体在不同温度时的辐射光谱。

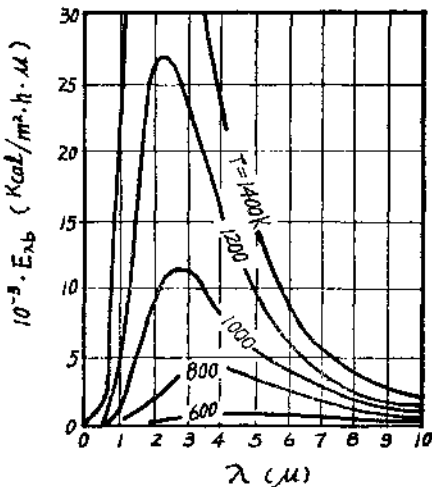


图 1-4 黑体的辐射光谱

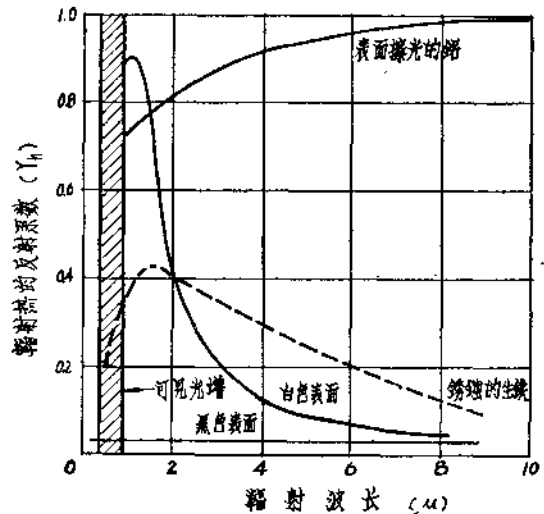


图 1-5 表面对辐射热的反射系数

由图可见，当温度升高时，不仅黑体的辐射本领（曲线下的面积）变大，而且短波辐射所占的比例越大，最大单色辐射本领越向短波方向移动。太阳表面温度约为6000K，其热辐射能的52%左右集中在 $0.397\sim 0.770\mu\bullet$ （可见光）的短波范围，而红外线则占48%左右。一般放热器和围护结构的表面温度都很低，所以只能以远红外线发射辐射热。

物体对不同波长的外来辐射的反射能力也是不同的。图1-5给出的是几种表面对不同波长热辐射的反射系数。

由图可见，白色表面对可见光的反射能力最强，对于长波热辐射，其反射能力则与黑色表面相差极小。至于磨光的表面，则不论其颜色如何，对长波辐射的反射能力都是很强的。

窗玻璃与一般围护结构不同，太阳辐射热的绝大部分都能透过普通玻璃，而低温的长波辐射则很少能透过。因此，用普通窗玻璃的温室，白天能引进大量的太阳辐射热，而夜间则能阻止室内的长波辐射向外透射。当然，改变玻璃的化学成分（例如掺入含铁的化合物），也会使玻璃对太阳辐射热的吸收系数变大，透射系数降低，这就是所谓吸热玻璃。

根据克希荷夫定律，在一定温度下，物体对辐射热的吸收系数 ρ_a 在数值上与其黑度 ϵ 是相等的。这就是说，材料辐射能力愈大，它对外来辐射的吸收能力愈大；反之，若辐射能力愈小，则吸收能力也愈小。

值得注意的是，围护结构对太阳辐射热的吸收系数 ρ_a 并不等于其黑度，这是因为太阳辐射主要是短波的，而围护结构表面的黑度是发射长波热辐射的物理参数。为说明这种差别，在表1-1中列举了若干材料的 ϵ 、 C 、 ρ_a 值供参考。

材 料 的 ϵ 、 C 及 ρ_a 值

表 1-1

序号	材 料	$\epsilon(10\sim 40^\circ\text{C})$	$C=\epsilon C_0$	ρ_a
1	黑 体	1.00	4.88	1.00
2	开在大空腔上的小孔	0.97~0.99	4.73~4.83	0.97~0.99
3	黑色非金属表面(如沥青、纸等)	0.90~0.98	4.39~4.73	0.85~0.98
4	红砖、红瓦、混凝土、深色油漆	0.85~0.95	4.15~4.64	0.65~0.80
5	黄色的砖、石、耐火砖等	0.85~0.95	4.15~4.64	0.50~0.70
6	白色或淡奶油色砖、油漆、粉刷、涂料	0.85~0.95	4.15~4.61	0.30~0.50
7	窗 玻 璃	0.90~0.95	4.39~4.64	大部分透过
8	光亮的铝粉漆	0.40~0.60	1.95~2.93	0.30~0.50
9	铜、铝、镀锌铁皮、研磨铁板	0.20~0.30	0.98~1.46	0.40~0.65
10	研磨的黄铜、铜	0.02~0.05	0.098~0.244	0.30~0.50
11	磨光的铝、镀锌铁皮、镍铬板	0.02~0.04	0.098~0.195	0.10~0.40

二、围护结构的传热过程

房屋围护结构时刻受到室内外的热作用，不断有热量通过围护结构传进或传出。在冬季，室内温度高于室外温度，热量由室内传向室外；在夏季则正好相反，热量主要由室外传向室内。通过围护结构的传热要经过三个过程（图1-6）：

表面吸热——内表面从室内吸热（冬季），或外表面从室外空间吸热（夏季）；

结构本身传热——热量由高温表面传向低温表面；

● μ ——微米， $1\mu=1\times 10^{-3}$ 毫米。

表面放热——外表面向室外空间散发热量（冬季），或内表面向室内散热（夏季）。严格地说，每一传热过程都是三种基本传热方式的综合过程。吸热和放热的机理是相同的，故一般总称为“表面热转移”。

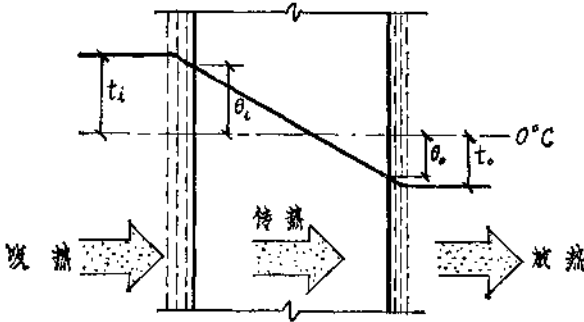


图 1-6 围护结构的传热过程

在表面热转移过程中，既有表面与附近空气之间的对流与导热，又有表面与周围其它表面之间的辐射传热。在结构本身的传热过程中，实体材料层以导热为主，空气层一般以辐射传热为主。当然，即使是实体结构，也因大多数建筑材料都含有或多或少的孔隙，而孔隙中的传热则又包括三种基本传热方式，特别是那些孔隙很多的轻质材料，孔隙传热的影响是很大的。了解围护结构的传热过程，对学习建筑热工设计技术是很重要的，下面就本专业所需的范围分别对各传热过程作简要的介绍。

（一）表面热转移

表面热转移过程中的对流与导热是很难分开研究的，一般都只能将二者的综合效果放在一起考虑。为了与单纯的对流传热相区别，本教程中将这种同时考虑对流与导热综合效果的传热，专门叫作“对流换热”。这样一来，表面热转移就可分为对流换热与辐射换热两部分来研究。

1. 对流换热 当空气沿壁面流动时，如果气温与表面温度不等，就会产生热交换。对

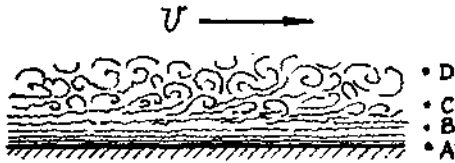


图 1-7 壁表面附近气流状况示意

A—B：层流边界层；B—C：过渡区；C—D：紊流区

流换热热量与温差、气流状况（速度、方向）以及表面状况（粗糙程度）等因素有关。当温差一定时，某一表面与空气间的对流换热热量主要取决于空气“边界层”的状况。边界层指的是处于由壁面到气温恒定区之间的区域，如图1-7所示。在一般情况下，边界层是由层流区、过渡区、紊流区三个分区组成的。紧靠表面而且最薄的A—B部分是层流边界层，紧接气温恒定区的C—D部分是紊流区，介于层流和紊流二区之间的B—C部分是过渡区。

在层流边界层内是以空气导热来传递热量的，层内的温度分布是直线的（图1-8）。在其余二层，温度分布可近似地看作抛物线。在远离壁面处的各点气温，可近似地当作均匀一致，所以温度分布是一条水平线。

从图1-8可以看出，在层流边界层内，温度变化较大，可见该层对热交换的影响最大。对流换热过程所交换的热量与空气和壁面间的温差成正比，即

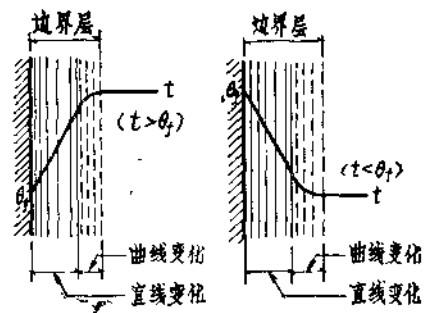


图 1-8 边界层温度分布

$$q_c = \alpha_c(\theta - t) \quad \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (1-8)$$

式中 q_c ——对流换热强度, $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}$;
 α_c ——对流换热系数, $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$;
 θ ——壁面温度, $^\circ\text{C}$;
 t ——气温恒定区的空气温度, $^\circ\text{C}$ 。

α_c 不是一个固定不变的常数, 而是一个取决于一系列因素而又十分复杂的物理量。为简化起见, 在建筑热工学中, 只考虑气流状况(是自然对流还是受迫对流), 结构所处的部位(是垂直的、水平的或是倾斜的), 壁面状况(是有利于气流流动还是不利于流动), 热流方向(由下而上还是由上而下)等因素。

在传热学中, 有许多计算 α_c 的公式, 但都是各个作者在特定条件下, 进行模型实验得出的, 可以说大多数只适合于热交换器, 而不适合建筑围护结构。本书推荐以下公式供建筑热工计算应用。

(1) 自然对流时

垂直平壁:

$$\alpha_c = 1.74\sqrt{\theta - t} \quad (1-9)$$

水平壁:

$$\text{当热流由下而上时,} \quad \alpha_c = 2.15\sqrt{\theta - t} \quad (1-10a)$$

$$\text{当热流由上而下时,} \quad \alpha_c = 1.13\sqrt{\theta - t} \quad (1-10b)$$

(2) 受迫对流时 在一般情况下, 除了因风力作用的对流换热外, 同时还有自然对流作用。风力作用引起的对流换热主要取决于风速的大小, 同时也与表面的粗糙度有关。对于中等粗糙度的平面, 受迫对流时的对流换热系数可按下列近似公式计算:

$$\text{对于内表面,} \quad \alpha_c = 2 + 3.6v \quad (1-11a)$$

$$\text{对于外表面,} \quad \alpha_c = (2 \sim 5) + 3.6v \quad (1-11b)$$

上二式中, v 表示风速 (m/s), 常数项表示自然对流换热的作用。在式(1-11b)中, 自然对流部分的数量范围是从2到5, 当表面与周围气温的温差较大时取5, 当温差较小时取2。

2. 表面辐射换热 围护结构表面与周围其它表面之间的辐射换热, 是建筑热工学中的重要课题之一。二表面间的辐射换热量主要取决于表面的温度, 发射和吸收辐射热的能力以及二表面的相对位置。

(1) 黑体表面间的辐射换热 设 F_1 及 F_2 为处于任意相对位置, 但又能互相“看得见”的两个黑体表面, 它们的辐射本领分别为 E_{b1} 及 E_{b2} (图1-9)。

在单位时间内, F_1 及 F_2 向外发射的总辐射热量 Q_{b1} 和 Q_{b2} 分别为

$$Q_{b1} = E_{b1}F_1 = C_b \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 F_1 \quad (1-12a)$$

$$Q_{b2} = E_{b2}F_2 = C_b \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 F_2 \quad (1-12b)$$

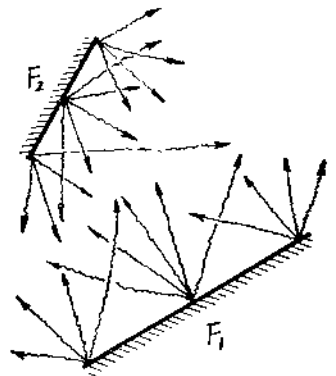


图 1-9 二黑体表面间的辐射换热

但 Q_{b1} 中只有一部分投射到 F_2 上, 设为 Q_{12} ; Q_{b2} 中也只有一部分投射到 F_1 上, 设为 Q_{21} , 令

$$\bar{\psi}_{12} = \frac{Q_{12}}{Q_{b1}} \quad (1-13a)$$

$$\bar{\psi}_{21} = \frac{Q_{21}}{Q_{b2}} \quad (1-13b)$$

式中 $\bar{\psi}_{12}$ —— F_1 对 F_2 的平均角系数;

$\bar{\psi}_{21}$ —— F_2 对 F_1 的平均角系数。

$\bar{\psi}_{12}$ 表示在单位时间内, F_1 投射到 F_2 上去的辐射热量与 F_1 向外发射的总辐射热量的比值。 $\bar{\psi}_{12}$ 越大, 则说明 F_1 发射出去的总辐射热中投射到 F_2 上的越多, 反之则越少。角系数是一个纯几何关系量, 它与物体的辐射性能无关, 只要二表面的大小及相对位置一定, 角系数的值也就随之确定了。显然, 由式(1-13a)和式(1-13b)可得如下二式:

$$Q_{12} = E_{b1} \bar{\psi}_{12} F_1$$

$$Q_{21} = E_{b2} \bar{\psi}_{21} F_2$$

由于讨论的是黑体表面, 故二表面间没有反射辐射, 因此, Q_{12} 与 Q_{21} 的差即为 F_1 传给 F_2 的净辐射换热量, 若用 Q_{1-2} 表示此热量, 则有

$$Q_{1-2} = Q_{12} - Q_{21} = E_{b1} \bar{\psi}_{12} F_1 - E_{b2} \bar{\psi}_{21} F_2$$

若二黑体表面的温度相等, 即 $T_1 = T_2$, 则不仅 $E_{b1} = E_{b2}$, 且 $Q_{1-2} = 0$, 于是得如下关系式:

$$\bar{\psi}_{12} F_1 = \bar{\psi}_{21} F_2 \quad (1-14)$$

这一关系叫辐射换热的“相反定理”或“互易定理”。根据相反定理, 当 $T_1 \neq T_2$ 时, F_1 和 F_2 之间的净辐射换热量 Q_{1-2} 可表示为

$$\left. \begin{aligned} Q_{1-2} &= C_b \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \bar{\psi}_{12} F_1 \\ \text{或 } Q_{1-2} &= C_b \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \bar{\psi}_{21} F_2 \end{aligned} \right\} \quad (1-15)$$

(2) 二灰体表面间的辐射换热 式(1-15)仅适用于黑体。对于灰体, 因其对辐射热的吸收系数 $\rho_a < 1$, 故辐射换热过程远比黑体时复杂, 此时应考虑相互反射作用。反射系数越大, 则应考虑反射次数也越多, 否则将产生较大的误差, 但除个别情况外, 考虑多次反射的计算是很困难的。对于辐射系数大于4的表面, 取一次近似而忽略二次以上的反射, 其误差一般在3%以内, 是完全允许的。在这种条件下, 任意相对位置的二灰体表面 F_1 及 F_2 之间的净辐射换热量 Q_{1-2} 可表示为

$$Q_{1-2} = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \bar{\psi}_{12} F_1 \quad (1-16a)$$

或者亦可表示为

$$Q_{2-1} = C_{21} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \bar{\psi}_{21} F_2 \quad (1-16b)$$

式中 $C_{12} = C_{21} = \frac{C_1 C_2}{C_b}$ ——相当辐射系数;

C_1 、 C_2 ——分别为表面1和2的辐射系数;

C_b ——黑体的辐射系数；

F_1 、 F_2 ——分别为二表面的面积。

(3) 二无限大平行平面间的辐射换热 设 F_1 及 F_2 为两个无限大的平行平面，此时一个表面发射的辐射热全部都投射到另一表面上，所以它们之间的平均角系数相等且都等于1，即

$$\bar{\psi}_{12} = \bar{\psi}_{21} = 1$$

这是一种简单情况，即使考虑灰体间的多次反射和吸收作用，计算也并不困难，此时其单位面积的净辐射换热量 q_{1-2} 为

$$q_{1-2} = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (1-17)$$

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_b}} \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4 \quad (1-18)$$

式中 C_{12} ——考虑多次反射的相当辐射系数；

C_1 、 C_2 、 C_b ——分别为表面1、表面2及黑体的辐射系数。

在建筑热工学中，凡面积尺度比二平面间的距离大得多的平行平面，均可近似看作互相平行的无限大平面（包括围护结构内部的空气层平面），从而也按上式计算它们之间的辐射换热量。

(4) 一物体被另一物体完全包围时的辐射换热 如图1-10所示，物体1被物体2完全包围，且物体1无凹角，物体2无凸角。

在这种情况下，物体1发射的辐射热全部投射到物体2上，故 $\bar{\psi}_{12} = 1$ ；但物体2发射的辐射热则只有一部分投射到物体1上，故 $\bar{\psi}_{21} < 1$ 。二物体互相辐射的结果，由物体1传给物体2的净辐射热量 Q_{1-2} 为

$$Q_{1-2} = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 \quad (1-19a)$$

在传热过程中，得热为正，失热为负。当达到热平衡时，物体1失去的热量等于物体2得到的热量。根据这种关系，可以得到物体2传给 F_1 的净辐射热量 Q_{2-1} 为

$$\begin{aligned} Q_{2-1} &= -Q_{1-2} \\ &= C_{12} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] F_1 \end{aligned} \quad (1-19b)$$

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_b} \right)} \quad (1-20)$$

在特殊情况下，当物体1的表面积 F_1 比物体2的表面积 F_2 小得多时，可取 $C_{12} = C_1$ 。

(5) 有遮热板时的辐射换热 在现代建筑中，采用铝箔或其它热辐射系数小的薄板，在围护结构内分隔空气层（图1-11），能有效地提高绝热效果。用于这种构造的薄板，叫作遮热板。

设在由平面1及平面2构成的空气层中间加一遮热板3，表面1、2的温度分别为 T_1 和 T_2 ，且 $T_1 > T_2$ 。遮热板一般都很薄，其两个表面的温度可近似看作是一样的，以 T_3 表示；其两个表面的辐射系数均为 C_3 。这些平面可近似地看作互相平行的无限大平面，因此，它们之间的角系数都等于1。在这一传热系统中，如果外部热作用不随时间而改变，

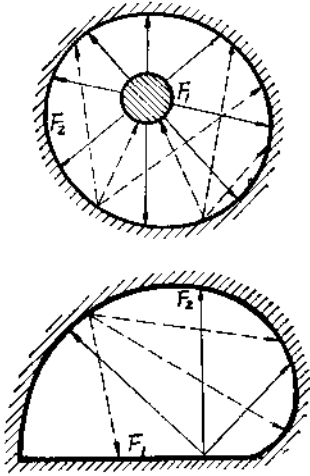


图 1-10 物体1被物体2完全包围时的辐射换热

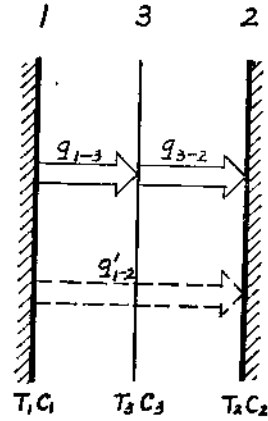


图 1-11 遮热板隔热

那么在达到热平衡时，由平面1传给平面3的净辐射热量 q_{1-3} 为

$$q_{1-3} = C_{13} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (1-21a)$$

由平面3传给平面2的净辐射热量 q_{3-2} 为

$$q_{3-2} = C_{32} \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (1-21b)$$

因 $q_{1-3} = q_{3-2} = q'_{1-2}$

从式(1-21a)和式(1-21b)右边相等，即可得到

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 = \frac{1}{C_{13} + C_{32}} \left[C_{32} \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 + C_{13} \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (1-22)$$

将式(1-22)代入式(1-21a)或(1-21b)，得

$$q'_{1-2} = \frac{C_{13} C_{32}}{C_{13} + C_{32}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (1-23)$$

式中 q'_{1-2} ——当有一个遮热板时，由表面1传给表面2的净辐射热量， $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ ，

$$C_{13} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_b}}, \text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4;$$

$$C_{32} = \frac{1}{\frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_b}}, \text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4;$$

C_1 、 C_2 、 C_3 ——分别为表面1、表面2和黑体的辐射系数。

如前所述，当无遮热板时，表面1传给表面2的净辐射热量本来是 q_{1-2} ，且

$$q_{1-2} = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

而因增加了一个遮热板，传热量变为 q'_{1-2} ，从传热量的变化即可看出遮热板的绝热效果。

$$\frac{q'_{1-2}}{q_{1-2}} = \frac{C_{13} C_{32}}{C_{12} (C_{13} + C_{32})}$$

当 $C_1 = C_2 = C_3$ 时，亦即当各表面的热辐射性质相同时，则

$$q'_{1-2} = \frac{1}{2} q_{1-2}$$

亦即当有一个材料热辐射性质相同的遮热板时，表面 1 传给表面 2 的辐射换热量将减少一半。一般地，当有 n 个与表面 1、2 相同性质的遮热板时，则辐射换热量将减少到原来的 $1/(n+1)$ 。

(6) 辐射换热系数 在建筑热工学中，经常遇到的是研究某一围护结构表面 F_1 ，与其它相对应的表面（别的结构表面、人体表面等）以及室内外空间之间的辐射换热。这类换热量也可用下列简单形式表示：

$$q_r = \alpha_r (\theta_1 - \theta_2) \quad (1-24)$$

式中 α_r ——辐射换热系数， $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ；

θ_1 ——表面 F_1 的温度， $^\circ\text{C}$ ；

θ_2 ——与 F_1 辐射换热的表面 F_2 的温度， $^\circ\text{C}$ 。

上式与式 (1-16a) 是反映同一换热过程的两种不同表达形式，不同的是上式仅指 F_1 的单位面积，而式 (1-16a) 则系就整个 F_1 而言，若用 F_1 去除式 (1-16a)，所得结果就应与式 (1-24) 相等，由此可得

$$\alpha_r = C_{12} \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\theta_1 - \theta_2} \bar{\psi}_{12} \quad (1-25)$$

式中 C_{12} ——相当辐射系数， $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$ ；

C_1 —— F_1 的辐射系数；

C_2 —— F_2 的辐射系数；

T_1 —— F_1 的绝对温度， $T_1 = 273 + \theta_1$ ，K；

T_2 —— F_2 的绝对温度， $T_2 = 273 + \theta_2$ ，K；

$\bar{\psi}_{12}$ —— F_1 对 F_2 的平均角系数。

在实际计算中，当考虑一外围护结构的内表面与整个房间其它结构内表面之间辐射换热时，则取 $\bar{\psi}_{12} = 1$ ，并粗略地以室内空气温 t_r 代表所有对应表面的平均温度（辐射采暖房间例外）。当考虑外表面与室外空间辐射换热时，可将室外空间假想为一平行于围护结构外表面的无限大平面，此时 $\bar{\psi}_{12} = 1$ ，并以室外气温 t_o 近似地表示该假想表面的温度[●]。

如果计算某围护结构与人体之间的辐射换热，那么它们彼此间的平均角系数都小于 1，在这种情况下，只有首先确定出具体的平均角系数值，才能实际进行辐射换热的计算。

3. 表面热转移系数 通过上述分析，可见壁面与周围空间（包括空气与可以“看得见”的物体）之间的整个热交换量，乃是对流换热量与辐射换热量之和，即

$$\begin{aligned} q &= q_c + q_r = \alpha_c (\theta - t) + \alpha_r (\theta - t) = (\alpha_c + \alpha_r) (\theta - t) \\ &= \alpha_t (\theta - t) \end{aligned} \quad (1-26)$$

● 较严格地计算时，应该用天空大气层的长波辐射温度：

$$t_r = (t_o + 273)(0.52 + 0.075\sqrt{e_o})^{\frac{1}{4}} - 273$$

式中 t_r ——大气长波辐射温度， $^\circ\text{C}$ ；

t_o ——室外空气温度， $^\circ\text{C}$ ；

e_o ——室外空气中的水蒸汽分压力， mmHg 。

式中 q —— 表面热转移量, $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$;
 α_i —— 表面热转移系数, $\alpha_i = \alpha_c + \alpha_r$;
 θ —— 壁面温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t —— 室内或室外气温, $^{\circ}\text{C}$ 。

式(1-26)即所谓“牛顿冷却定律”。应指出,除特别需要外,一般热工计算中应用的 α 值,均按规范中提供的标准取相应值(参见表2-1),而不由设计人员去一一计算。

【例 1-1】 设某采暖房屋的冬季室内计算温度 $t_i = 18^{\circ}\text{C}$, 室外计算温度 $t_o = -25^{\circ}\text{C}$; 其屋顶内表面温度 $\theta_i = 12^{\circ}\text{C}$, 外表面温度 $\theta_o = -23^{\circ}\text{C}$, 室外风速 $v = 5 \text{ m/s}$, 内表面为白灰粉刷, 其辐射系数 $C = 4.5 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$, 外表面为卷材防水层, 辐射系数 $C = 4.5 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$, 试计算该屋顶内外表面的热转移系数。

【解】 1. 内表面热转移系数 α_{i1}

卷材屋面坡度不大,按水平壁考虑。因系采暖房屋,热流方向由下而上,应按式(1-10a)计算内表面对流换热系数,即

$$\alpha_c = 2.15 \sqrt[4]{18 - 12} = 3.4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C};$$

其辐射换热系数按式(1-25)计算,其中 $\bar{\psi}_{12} = 1$

$$\alpha_r = \frac{4.5 \times 4.5}{4.88} \times \frac{(2.91)^4 - (2.85)^4}{18 - 12} = 3.9 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C},$$

故 $\alpha_{i1} = 3.4 + 3.9 = 7.3 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 。

2. 外表面热转移系数 α_{o1}

外表面的对流换热系数按式(1-11b),且常数项取3.0,即

$$\alpha_c = 3.0 + 3.6v = 3.0 + 3.6 \times 5 = 21.0$$

外表面的辐射换热系数也按式(1-25)计算, $\bar{\psi}_{12} = 1$ 且取室外空间 $C = C_o = 4.88$,则

$$\alpha_r = \frac{4.5 \times 4.88}{4.88} \times \frac{(2.5)^4 - (2.48)^4}{(-23) - (-25)} = 2.8$$

故 $\alpha_{o1} = 21.0 + 2.8 = 23.8 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$

(二) 结构传热

通过对表面热转移现象的论述,讲清了传热过程中的吸热和放热过程,剩下的是结构本身的传热过程。严格地说,结构本身的传热过程并非单纯是导热,其详细情况将在以后有关部分介绍,作为传热的基础知识,这里仅就平壁导热作简要叙述,并从温度场讲起。

温度是表征物体冷热程度的物理量。就某一物体或某一空间来说,在一般情况下,其各点温度不仅因位置不同而不同,即使对某一固定点来说,也往往是随时间而变化的,这就是说,温度是空间和时间的函数。

在某一瞬时,物体各点温度分布的总体叫作该物体的“温度场”。当在 x 、 y 、 z 三维空间各点温度不等,且随时间 τ 而变化时,这种温度场叫作“三维不稳定温度场”,其一般表达式为

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1-27)$$

如果温度分布仅在 x 、 y 两个方向或仅在 x 方向是不同的,就叫二维或一维不稳定温度场。温度仅在一个方向不同,且各点温度均不随时间变化,则称为一维稳定温度场,这是最基本最简单的温度场,其一般表达式为

$$t = f(x) \quad (1-28)$$

在温度场中，连结温度相同的点所形成的面叫“等温面”。只有在不同等温面之间，才存在温度差，同一等温面各点之间是没有温度差的。

在建筑热工学中，墙和屋顶等的平面尺度相对于其厚度来说是大得多的，在室内外热作用下，其主体部分可看作是一维传热，即温度分布仅在沿厚度方向不同。与墙和屋顶表面相平行的所有截面都近似地看作是一系列等温面。

设图1-12所示为一单层匀质结构，其内外表面温度分别为 θ_i 和 θ_o ，且 $\theta_i > \theta_o$ ，结构各点温度均不随时间变化。现取相距 dx 的二平行截面，其温度分别为 θ_x 和 $\theta_x + d\theta$ ，那么在单位时间内，通过单位面积的热流量——热流强度 q_x 为

$$q_x = -\lambda \frac{d\theta}{dx} \quad \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (1-29)$$

式中 λ ——材料的导热系数， $\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ；

$\frac{d\theta}{dx}$ ——温度梯度， $^\circ\text{C/m}$ 。

这个公式表示的是傅立叶导热基本式，其物理意义是，在单位时间内，通过单位面积的导热量与温度梯度成正比，其比例系数 λ 叫作材料的导热系数。

温度梯度是沿等温面法线方向的矢量，朝着温度增加方向的为正，反之则为负。负的温度梯度亦称“温度降度”。

因为热流也是矢量，并且总是从高温向低温方向流动，故在图1-12中朝向 x 正向的热流为正，而温度梯度则以从低温向高温方向为正，所以上式中在 $d\theta/dx$ 前面加了一个负号。

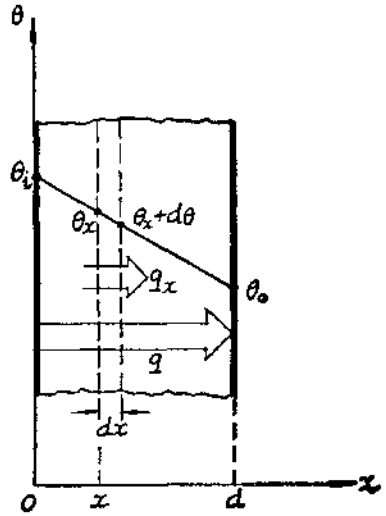


图 1-12 平壁导热

λ 表示材料导热的能力，其物理意义是，当材料层厚度为1米，两表面的温差为 1°C 时，在1小时内通过1平方米截面积的导热量。若干建筑材料的导热系数值列于附录1。

在一维稳定导热过程中，通过与 x 轴垂直的任一截面的热流强度都相等。将式(1-29)稍加变换即可得到

$$d\theta = -\frac{q}{\lambda} dx$$

将此式对 x 积分得

$$\theta = -\frac{q}{\lambda} \int dx = -\frac{q}{\lambda} x + C$$

积分常数 C 可从边界条件得出。

当 $x = 0$ 时， $\theta = \theta_i$ ，故 $C = \theta_i$ ；

当 $x = d$ 时， $\theta = \theta_o$ ；

于是得到单层匀质平壁在一维稳定导热条件下的热流强度 q 为

$$q = \frac{\lambda}{d} (\theta_i - \theta_o) \quad (1-30)$$

式(1-30)表明，热流强度与内外表面的温差成正比，而与壁厚成反比。

第三节 湿空气的物理性质

一、水蒸汽分压力

湿空气指的是干空气与水蒸汽的混合物，室内外空气都是含有一定水分的湿空气。没有达到饱和状态的湿空气，可以引用理想气体的有关定律。根据道尔顿定律，湿空气的压强，等于干空气的分压力和水蒸汽分压力之和，即

$$p_w = p_a + e \quad (1-31)$$

式中 p_w ——湿空气的压强，mmHg；

p_a ——干空气的分压力，mmHg；

e ——水蒸汽的分压力，mmHg。

在温度和压力一定的条件下，一定容积的干空气所能容纳的水蒸汽量，是有一定限度的。水蒸汽的含量尚未达到这一限度的湿空气叫“未饱和”的，达到限度时叫“饱和”的。

处于饱和状态的湿空气中水蒸汽所呈现的压力，叫作“饱和蒸汽压”或“最大水蒸汽分压力”。在建筑热工学中，气(汽)体的压力(实际是压强，从已习惯，故仍沿用)一般是用 mmHg (毫米汞柱)作单位的。饱和蒸汽压用 E 表示^①，未饱和的水蒸汽分压力用 e 表示。

标准大气压力下，不同温度时的饱和蒸汽压 E 值载于附录 2。 E 值随温度升高而变大，这是因为在一定大气压力下，湿空气的温度越高，其一定容积中所能容纳的水蒸汽越多，因而水蒸汽所呈现的压力也越大。

二、空气湿度

湿空气的另一重要物理量是“湿度”。湿度表示空气的干湿程度，它有不同的表示方法，各有各的用途。

绝对湿度——每立方米空气中所含水蒸汽的重量，叫空气的绝对湿度。绝对湿度一般用 f (g/m^3) 表示，饱和状态下的绝对湿度则用饱和蒸汽量 f_{max} (g/m^3) 表示。

绝对湿度虽然能具体指明单位体积空气中所含水蒸汽的真实数量，但从室内气候的要求来看，这种表示方法并不能恰当地说明问题，这是因为绝对湿度相同而温度不同的空气环境，对人体的影响是不同的。

相对湿度——一定温度，一定大气压力下，湿空气的绝对湿度 f ，与同温同压下的饱和蒸汽量 f_{max} 的百分比，称为该空气的“相对湿度”。相对湿度一般用 φ (%) 表示，即

$$\varphi = \frac{f}{f_{max}} \times 100 \% \quad (1-32)$$

水蒸汽的实际分压力 e 主要取决于空气的绝对湿度 f ，同时也与空气的绝对温度有关，一般用下列近似式表示：

$$e = \frac{T}{289} f \quad \text{mmHg} \quad (1-33)$$

^① 注意饱和蒸汽压和物体的辐射本领，用的是同一个符号。