

高大厂房空调技术研究报告

* * * * *
*
* 分层空调技术研究总报告 *
*
* * * * *

分层空调技术研究课题组

一九八二年七月

根据国家建委(79)建发科字第87号文〔下达的1979年全国建筑科技发展计划第83项之(二)〕和第一机械工业部科学技术发展计划〔80208040项目〕下达的“高大厂房空调技术研究”课题由中国建筑科学研究院空调研究所和第一机械工业部设计研究总院共同负责，组成了课题组，

课题组成员单位及成员如下：

中国建筑科学研究院空调研究所：邹月琴、王师白、

彭荣、杨纯华

机械工业部设计研究总院：刘家琳

机械工业部第二设计研究院：赵瑞祺、何立瑜

机械工业部第六设计研究院：李志浩

机械工业部第七设计研究院：戎子年

分层空调技术研究总报告

一、概述

随着我国四个现代化建设的发展，空调技术的应用将日趋广泛，空调耗能量也会迅速增加，空调节能的迫切性就将日益突出。特别是高大的空调厂房，面积达数千平米，厂房高度十米以上，其空调耗能量相当可观。因此，节约高大空间建筑空调的能耗就是应当研究的新课题。

在高大空调厂房中，实际需要空调的往往仅为下部工作区域。因此，利用合理的气流组织可以做到仅对下部区域进行空调（空调区），而对上部较大的空间不予空调（非空调区），仅采用一般通风排热。称这种空调方式为“分层空调”。实践证明，采用分层空调，与全室空调相比，可显著节省冷负荷、初投资和运行能耗。据国外文献〔1〕、〔2〕报导，冷负荷少则可节约14%，多则可达50%。因此，在高大的空调厂房中，当厂房高度 $H \geq 10$ 米，厂房容积 $V > 1$ 万米³，空调区高度与厂房高度之比 $h_1/H \leq \frac{1}{2}$ 时，这种分层空调方式值得推荐。

（一）国内外情况分析

分层空调，早在六十年代初美国就已采用，空调节能效果显著〔1〕。七十年代开始，美国堪萨斯大学L·Gorton和D·Ball等分别进行了分层空调负荷〔3〕和气流组织〔4〕的研究，用简易数学模型进行了解析。日本自七十年代开始，对大空间气流分布进行了实验研究，1974年小林满等对神户大型精密机械加工装配车间分层空调，进行了模型实验和实测对照〔5〕，空调区达到 $\pm 1^\circ\text{C}$ ，冷负荷节约38%。迄今为止

日本官川保之做了大量的分层空调负荷和气流组织模型实验〔6〕、〔7〕、〔2〕，总结出了理论计算式，但均未见应用于实际工程。

分层空调气流组织基本形式，就目前所了解的情况，国外在高大厂房空调中大都是在空调区采用单侧或双侧送风、下侧回风的方式，非空调区则采用自然或机械进风、顶部排风的方式。

分层空调负荷计算，国外大约有以下几种做法：

(1)经验系数法，非空调区得热量乘上经验系数与空调区全部得热量相加作为空调负荷。例如美国维尔明顿反应堆燃料厂，将非空调区得热量的60%与空调区全部得热量相加作为空调负荷，其余40%非空调区得热量由通风排除。美国什里夫波特配电厂的设计，将非空调区屋顶、侧墙得热量的30%和照明发热量的50%计入空调区的负荷。采用这种方法，为正确确定经验系数，必须积累各种类型车间大量的实测资料，较难做到，并且以得热量全作为负荷也不合理。因此这种方法只能用于估算。

(2)形态系数和假想换气次数法：这是日本官川保之1975年提出的。认为除空调区本身得热形成负荷外，非空调区与空调区之间存在辐射和对流两部分热交换，对于辐射热交换，用形态系数法来求得，对于对流热交换，认为在分层面上有三种情况：1)无热交换；2)由上向下热交换，即假想换气次数 \bar{K} （夏季）；3)由下向上热交换（冬季），即假想热上升率 $\bar{\varphi}$ 。根据实验提出了经验计算公式，但 \bar{K} 和 $\bar{\varphi}$ 值的计算式中未知数较多，工程设计时难以应用。

(3)数值解方法，目前仅美国对内部灯光发热建立了单因素数学模型，作了简易理论解析，尚处于研究探讨阶段。

国内自1976年开始,参考国外经验,采用经验系数法,在一些高大厂房中设计了分层空调,如1976年一机部二院设计的南京汽轮电机厂二主机车间〔8〕、1977年一机部六院设计的天津第一机床厂装配车间、一机部七院设计的西安变压器厂以及长办枢纽处1978年设计的葛州坝水电站主机房〔9〕七机部七院设计的某厂房〔10〕等。虽然工程设计先上了,但对于分层空调负荷计算和气流组织设计与计算等方面的规律性,尚待研究解决。

(二) 研究内容

经过分析,我们采用的高大厂房分层空调模式为中部送风的二分层次,以送风口中心标高为分层面标高,把整个空间在高度上分成二个区,分层面以下的空间为空调区,分层面以上的空间为非空调区,如图1所示。空调区送冷风时,非空调区的空气温

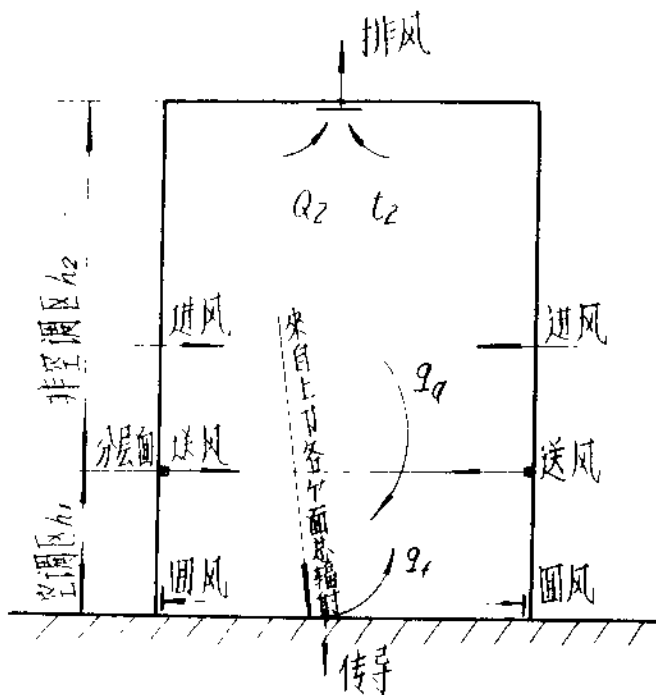


图1 分层空调示意图

度和围护结构内表面温度均高于空调区，两区之间必然产生热交换（称为热转移），由辐射和对流两部分组成。对于两区之间的辐射热交换，由于空气对辐射具有热透性，不论气流组织方式如何，非空调区的辐射热都直接进入空调区被各个面所接受，其中再放热的部分则转变为空调区的冷负荷，这部分称为辐射热转移负荷。而两区之间的对流热交换，由于送风射流的卷吸作用，使非空调区的热空气不断混入空调区，从而使非空调区的部分热量转移到空调区，直接成为空调区冷负荷，这部分称为对流热转移负荷。它与气流组织方式密切相关。因此，只有采用合理的气流组织方式，才能实现分层空调，满足空调要求、取得节能的效果。上述这些，就是分层空调的特点。

综上所述，在进行分层空调负荷计算时，除了要计算空调区本身得热而形成的冷负荷外，还必须计算非空调区向空调区通过对流和辐射热转移引起的冷负荷。而气流组织设计计算时，除了满足空调参数外，还要考虑保证实现分层空调和能够节能。据此，本课题主要研究了下列内容：

- 1、非空调区向空调区的对流热转移
- 2、非空调区向空调区的辐射热转移及其形成的冷负荷
- 3、分层空调气流组织及其设计计算方法
- 4、分层空调系统选择
- 5、已建高大厂房分层空调工程现场测试（包括冬、夏季工况）及对研究结果的验证。

（三）研究方法

我们采用模型实验、现场测试和理论分析相结合方法进行研究

对于气流组织和对流热转移的研究，我们参考南京汽轮机厂二主机车间的30米跨厂房的几何尺寸建立1/5比例物理模型。结合机械行业的情况，确定空调区热强度不大于20千卡/米³·小时，非空调区热强度不大于9千卡/米³·小时，空调区采用双侧水平对送、下回方式（送风口有圆喷口、扁喷口、百叶送风口），非空调区有设与不设进排风两种情况。在这些条件下对气流组织流动规律和对流热转移的影响因素进行实验探讨，并通过与现场实测对比，分析得出对流热转移确定方法和气流组织计算方法。

通过对辐射热交换计算方法的分析比较，并用实例验算，最后确定推荐的辐射热转移计算方法。

通过对我国现有空调设备和空调系统使用情况进行分析，结合高大厂房分层空调特点，论证了分层空调系统选择原则。

根据现场测试结果总结了工程设计经验，检验了模型实验研究结论。又根据这些编写了分层空调气流组织设计方法。

（四）研究成果

课题组经过1980~1982三年的实验、计算和分析研究工作，提出了下列研究报告，

1、分层空调技术研究总报告

分层空调技术研究课题组

2、分层空调对流热转移实验研究

中国建筑科学研究院空调研究所

3、分层空调辐射热转移的探讨

机械工业部第七设计研究院

4、分层空调气流组织实验总结

中国建筑科学研究院空调研究所

5、分层空调气流组织设计方法

中国建筑科学研究院空调研究所

机械工业部第二设计研究院

6、分层空调系统选择

机械工业部第六设计研究院

7、南京汽轮机厂分层空调测试报告

(冬季工况、夏季工况、建筑热工测试)

机械工业部第二设计研究院

二、主要研究结果

(一)分层空调冷负荷组成机理

根据分层空调的特点，空调区冷负荷由两部分组成，即空调区本身得热形成的冷负荷和非空调区向空调区的热转移形成的冷负荷。

空调区本身得热形成的负荷包括：1)通过外围护结构(指墙、窗等)进入的得热形成的冷负荷，2)内部发热(设备、照明、人等)引起的冷负荷，3)新风和渗漏风造成的冷负荷。

非空调区向空调区的热转移形成的冷负荷包括：1)对流热转移负荷，2)辐射热转移负荷。

非空调区向空调区的辐射热转移量应包括：1)非空调区的屋顶、墙体、窗和发热体对地板的辐射热交换，2)非空调区的屋顶、墙体、窗和发热体对空调区墙体以及其它表面之间辐射热交换。

在夏季，由于太阳辐射作用，在各外围结构中，屋顶内表面
~7~

温度往往是最高的，而地板内表面温度是最低的。根据南汽厂夏季测试值屋顶内表面温度达 33°C ，非空调区的墙体内表面温度为 30°C ，而地板内表面温度为 26°C ，仅比空调区空气温度高 1.5°C 。因此，可以认为空调区的地板是辐射热的主要接收面。由于地板的蓄热和热传导作用，地板所接受的辐射热，实际上只有一部分以对流形式放给室内空气，成为空调区的冷负荷。

综上所述，空调区冷负荷由六部分组成如图2所示，其表达式为：

$$q_{CL} = q_{n.1} + q_{w.1} + q_d + q_f + q_x + q_{sn} \quad (\text{千卡/小时}) \quad (1)$$

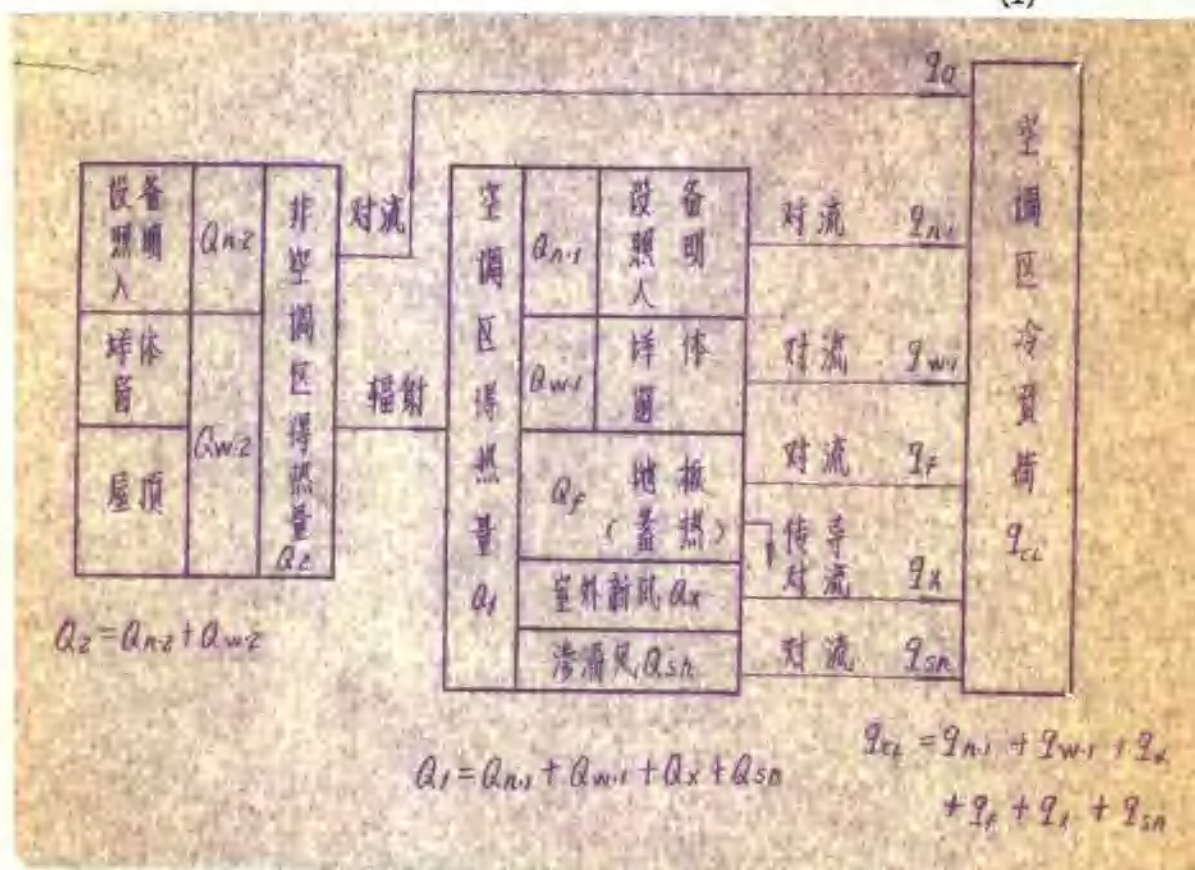


图2 分层空调冷负荷组成

- 式中： Q_1 ——空调区总得热量（千卡/小时）；
 Q_2 ——非空调区总得热量（千卡/小时）；
 q_{CL} ——空调区冷负荷（千卡/小时）；
 $q_{n.1}$ ——空调区内部发热（设备、照明、人等）形成的冷负荷（千卡/小时）；
 $q_{w.1}$ ——空调区外围结构进入的得热（包括由窗户直接进入空调区日射得热）引起的冷负荷（千卡/小时）；
 q_x ——室外新风产生的冷负荷（千卡/小时）；
 q_{an} ——空调区渗透风引起的冷负荷（千卡/小时）；
 q_d ——非空调区向空调区对流热转移引起的冷负荷，简称对流热转移负荷（千卡/小时）；
 q_f ——非空调区向空调区辐射热转移引起的冷负荷，简称辐射热转移负荷（千卡/小时）；

- 图2中： $Q_{n.2}$ ——非空调区内部发热量（指设备、人、照明等）（千卡/小时）；
 $Q_{w.2}$ ——非空调区外围结构得热量（千卡/小时）；
 $Q_{n.1}$ ——空调区内部（设备、人、照明等）发热量；
 $Q_{w.1}$ ——空调区外围结构（墙、窗）得热量（千卡/小时）；
 Q_f ——地板接受的总辐射热量（千卡/小时）。

（二）对流热转移

1. 影响因素

由实验证明，影响对流热转移最本质原因是送风射流的卷吸作用，而这种作用的大小又主要取决于送风射流的特性，即送风

射流的阿基米德准数和送风口型式（风口的紊流系数）等。当送风方式确定后，影响对流热转移的主要因素为：非空调区得热量（ Q_2 ）和得热强度（ q_2 ）、空调区得热量（ Q_1 ）和得热强度（ q_1 ）、非空调区排热量（ Q_p ）以及送风射流的阿基米德准数等。即：

$$q_d/Q_2 = f(Q_2/Q_1, q_2/q_1, Q_p/Q_2, Ar, \dots) \quad (2)$$

式中： q_d/Q_2 —— 无因次对流转移量即无因次对流热转移负荷；

Q_2/Q_1 —— 非空调区与空调区得热比，简称得热比；

q_2/q_1 —— 非空调区与空调区得热强度比简称热强度比；

Q_p/Q_2 —— 非空调区的排热率；

Ar —— 送风射流的阿基米德准数。

对上述诸因素的实验结果表明，对喷射流上边界的搭接位置（对于单侧送风，指射流上边界与对面墙的交点）取决于 Ar 准数，只要保持一定的 Ar 准数，使射流上边界在工作区之上相搭接，都能满足分层空调的要求。而射流上边界在工作区之上搭接位置的高低，对对流热转移量的影响不大。因此， q_d/Q_2 主要取决于 q_2/q_1 （或 Q_2/Q_1 ）和 Q_p/Q_2 。 q_d/Q_2 随着 q_2/q_1 （或 Q_2/Q_1 ）的增加而增加，随着 Q_p/Q_2 的增加而减小，如图 3 所示。详见《分层空调对流热转移实验研究》。

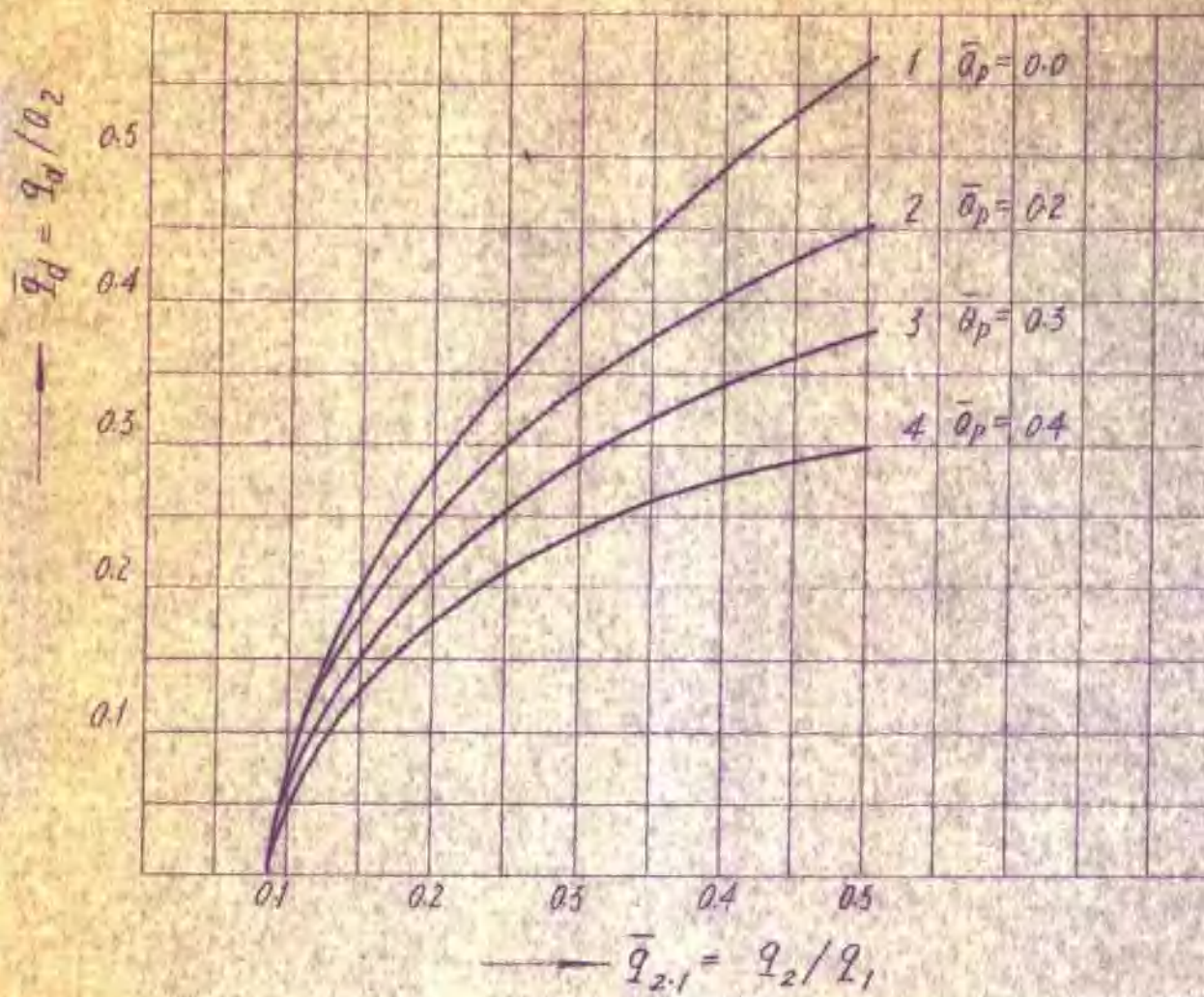


图3 分层空调对流热转移量实验曲线

在实际应用时，对于士 1°C 的工程，射流上边界必须在工作区之上搭接，而对于一般空调，温度均匀性又无要求时，也可在工作区上界之下搭接。

2、对流热转移量的确定

在确定 q_d 时，必须计算 Q_2 、 Q_1 、 Q_p ，因此，需确定以下二个参数：

1) 空调区高度即分层高度 (h_1)，在满足使用要求的条件下，越低越节能。但它必须按工艺要求的工作区高度 (h)，结合气流组织所需的落差 (y) 来确定，即 $h_1 = h + y + h_a$ 。 h_a 为安全系数取 0.3 米，一般空调可不考虑。

2) 非空调区空气的平均温度 (t_2)，由于 t_2 取决于非空调区的温度分布，而非空调区的温度分布与得热强度 q_2 和排热率等因素有关，且随着室外温度变化而变化，因此较难确定。根据模型实验数据，用“温度梯度法”和“温差法”确定 t_2 (详见《分层空调对流热转移实验研究》)。为了简化计算，亦可按 $t_2 = \frac{1}{2}(t_1 + t_p)$ 来确定。 t_1 为空调区空气平均温度，由工艺要求而定。 t_p 为排风温度，可按室外计算温度加 3°C 考虑。

根据分层高度分别计算出 Q_1 和 Q_2 ， q_2/q_1 和 Q_p/Q_2 ，查图 3 则可求得 $\bar{q}_d = q_d/Q_2$ 值，然后计算得出 q_d 值。

(三) 辐射热转移

采用分层空调后，非空调区各个围护结构内表面温度均高于空调区，二区之间经过多次吸收和反射后所产生的向空调区的辐射换热量，称为辐射热转移量 (Q_f)，其大小取决于各围护结构内表温度 (τ_i)、表面材料的黑度 (ε_i) 以及几何形状和相对位置。空调区各个面接受辐射热后，有反射、蓄热、热传导 (向外) 和对流再放热 (向室内空气) 等，其中再放热的部分，才成为空调区的冷负荷即辐射热转移负荷 (q_f)。

1. 辐射热转移计算

根据封闭多面体辐射热交换原理和有效辐射概念，经比较各个面之间辐射换热我们用品态系数（又称角系数）进行分配，计算公式推导和角系数电算程序详见《分层空调辐射热转移的探讨》，其基本方程式如下：

$$J_j = \varepsilon_j c_0 \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 + (1 - \varepsilon_j) \sum_{i=1}^n \varphi_{ji} J_i + (1 - \alpha_j) \times (\varphi_{jF} q_F + \varphi_{jL} q_L) \quad (3)$$

式中：

$J_j \cdot J_i$ —— 分别为 i, j 表面有效辐射（千卡/米²·小时）；

ε_j —— j 表面黑度；

T_j —— j 表面绝对温度（°K）

φ_{ji} —— 形态系数；

q_L, q_F —— 透过 L 和 F 面玻璃窗进入的太阳辐射热强度（千卡/米²·小时）；

α_j —— j 表面对透过窗户的太阳辐射热的吸收率；

c_0 —— 黑体的辐射系数， $c_0 = 4.88$ 千卡/米²·小时·°K⁴。

由所求得各表面的有效辐射 J_1, J_2, \dots, J_n 和各表面之间的形态系数，用下式求出各表面之间辐射换热热流。

$$Q_{ij} = F_i \varphi_{ij} (J_i - J_j) \\ \text{或 } Q_{ji} = F_j \varphi_{ji} (J_j - J_i) \quad (4)$$

式中：

$Q_{ij} \cdot Q_{ji}$ —— 任意两表之间辐射换热热量 (千卡/小时)；

$F_i \cdot F_j$ —— i 和 j 表面面积 (米²)。

由于上述计算必须解多组联立方程，需用电算。为此，针对工程常见的表面黑度 ($\epsilon \geq 0.8$)，计算可作简化，而推荐采用下列简化公式进行计算：

$$Q_{ij} = \varphi_{ij} F_i \epsilon_i \epsilon_j C_0 \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 \right] \quad (5)$$

$$\text{或 } Q_{ji} = \varphi_{ji} F_j \epsilon_i \epsilon_j C_0 \left[\left(\frac{T_j}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right]$$

2、辐射热转移负荷

由于分层空调的辐射热交换相当复杂，辐射热转移负荷的研究，受时间和条件所限，未能深入研究。因此，暂按辐射热转移量全部作为空调区的冷负荷考虑。

如前所述，地板是辐射热的主要接收面，且只有再放热部分转变为空调区的冷负荷 (q_f)。

根据美国某工厂实测值 [2]，折算后 $q_f/Q_f = 0.45$ ， Q_f 为地板接收的辐射热量。南京汽轮机厂夏季工况实测值 q_f/Q_f 为 0.5 左右。以上这些数字供设计时参考。

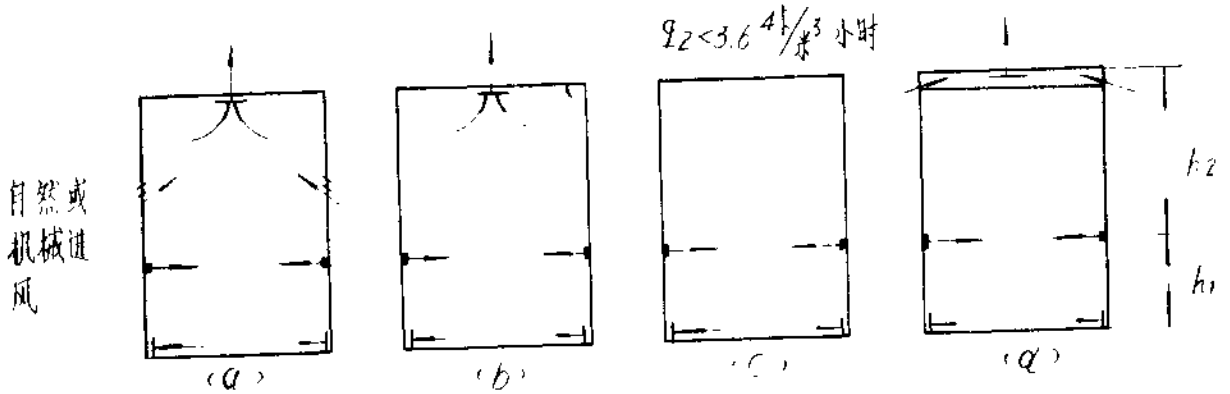
(四) 气流组织方式和计算方法

1、气流组织原则及其形式

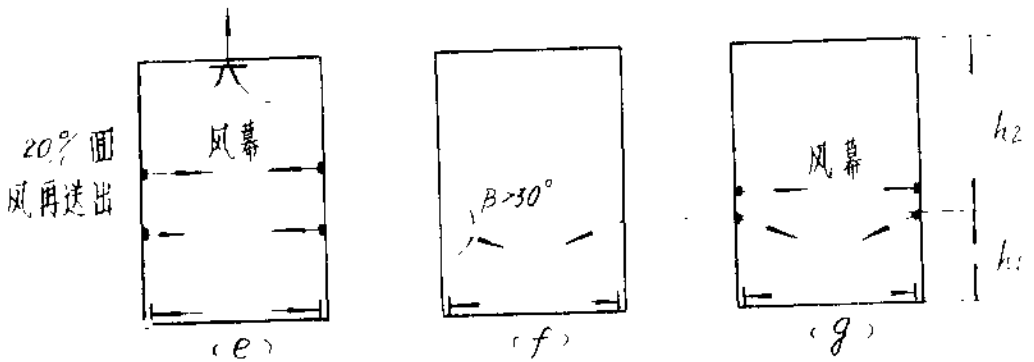
分层空调气流组织设计必须满足：1) 实现分层，即能够形成空调区和非空调区；2) 满足空调参数要求；3) 节省空调冷量。因此，在高大空调厂房中，要达到上述要求，就必须采用射流送风，在非空调区有通风排热方式问题。采用水平送风时，分

层空调气流组织基本形式(如图4所示)为:

(1) 送冷风时



(2) 送热风时



注: 均适用单侧送风。

图4 分层空调气流组织形式

空调区: 采用水平或一定角度单侧或双侧送风, 下部回风的方式(厂房跨度在18米以内, 可用单侧送风)。

非空调区: 1) 自然或机械进风, 屋顶机械排风; 2) 不设进排风; 3) 屋顶排风; 4) 设风幕, 屋顶排风; 5) 通风屋面或大阶砖架空屋盖, 夹层中自然或机械通风。

根据模型实验和现场实测认为：

(1)由于送风射流卷吸作用，不断混入周围空气而使射流扩散，在分层面附近形成一定厚度的稳定层，其温度与空调区温度接近。实验还得出，当射流上边界在工作区之上相搭接时，都能达到分层空调效果。这说明不另设风幕可以实现分层。

(2)空调区的气流组织形式，当送冷风时，采用水平送出，下部回风的方式如图4(a)所示，可以满足分层空调的要求。模型实验和实测结果，空调区温度分布均匀，其平面温差和垂直温差均在 $0.5 \sim 1^{\circ}\text{C}$ 之内。当送热风时，为了提高工作区温度，向下的送风角度应采用大于 30° 度。

(3)送风口型式有圆喷口、扁喷口和百叶风口等，在同样的条件下均可满足要求。但圆喷口射程最长，扁喷口平面扩散快些，落差较大，百叶风口速度衰减快些，因此可按具体情况而选定。

(4)当非空调区得热强度 $q_2 < 3.6$ 千卡/米²·小时时，采用通风与不通风的情况下，二者的 q_d/q_2 最大差值不超过7%。因此，非空调区得热强度较小时，可以不设进排风。当设置进排风时，通风换气次数不易太大，实验得出，以不超过3次/小时为宜。

(5)非空调区进排风的位置，设置进排风的作用，主要为了排除非空调区的热量和减少热转移量。因此，排风口一般设在屋顶或侧墙最上部，而进风口的位置，从降低屋顶内表面温度和附近空气温度来考虑，越接近屋顶越有利，但屋顶附近空气温度高，有利于减少屋顶传热。从排热角度考虑，进风口应设在进风温度小于或等于室内同标高处的温度为好。当然进风口位置太低，将会干扰空调区的气流组织。实验结果，得出进风口位置的下限值，