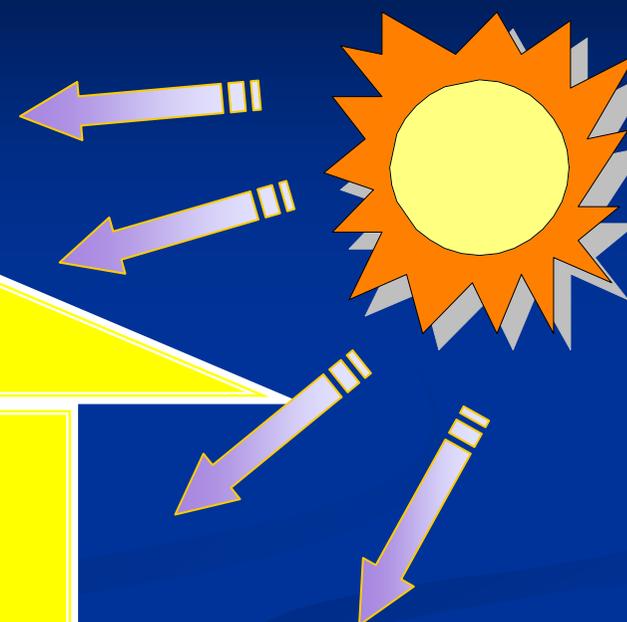
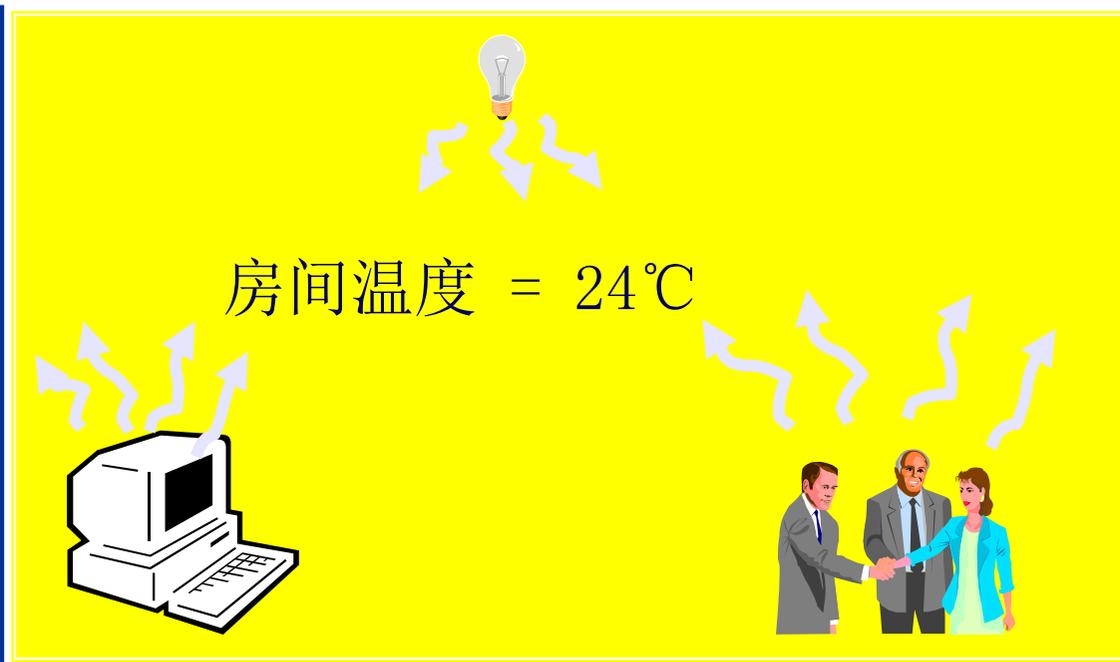


第三章

空调负荷计算与送风量的确定

冷负荷
热负荷
湿负荷

热量增加



- 围护结构传热
- 太阳辐射
- 人员
- 灯光
- 设备

3.1 室内、外空气计算参数

3.1.1 室内空气计算参数

- 空气调节 (Air Conditioning) 的意义在于向人们提供适宜的室内空间环境。

- 环境指标:

主要指标: 温度、湿度、空气流速、清洁度

其他指标: 压力、噪声、气味等

- 空调房间室内计算参数的确定原则

{ 舒适性空调——主要取决于人体热舒适要求
{ 工艺性空调——主要取决于生产工艺要求

室内温湿度基数

空调精度



指空调区域内所需保持的空气基准温度与基准相对湿度

室内温湿度基数

空调精度



指空调区域内温湿度允许波动范围

$$t_n = (20 \pm 0.5)^\circ\text{C}$$

$$\varphi_n = 50\% \pm 5\%$$

人体热舒适

研究人体热舒适的方法分为三类：

即**物理学**的、**生理学**的和**心理学**的方法。

物理学方法将人体视为一个热源，机体不断产生热量，但必须以同样速率放热以保持热平衡，这显然是热舒适的前提条件之一，但它不考虑人体对冷热的反应。

人体热舒适

研究人体热舒适的方法分为三类：

即物理学的、生理学的和心理学的的方法。

生理学方法主要关心人体的热调节机制，如血管的舒缩，寒颤与出汗等，但这些反应能由众多的刺激引起，区别各种刺激的作用往往非常困难，如发烧，气温过高乃至情绪紧张都可导致出汗。

人体热舒适

研究人体热舒适的方法分为三类：

即**物理学**的、**生理学**的和**心理学**的方法。

心理学方法关心人的感觉，它无法测量，只能通过相关的反应来加以推断，由于研究方法的不同，心理学便分化为许多子学科：

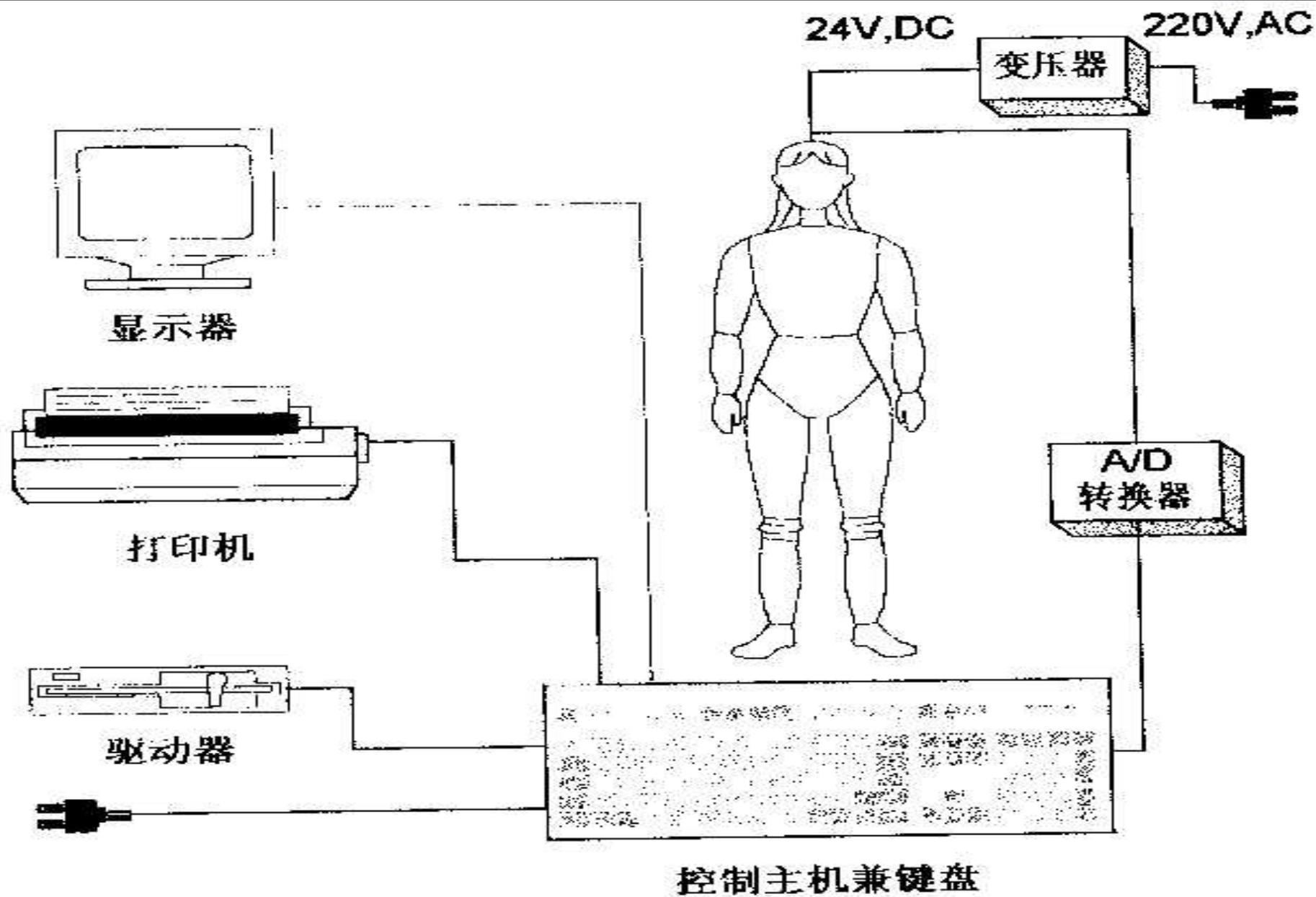
心理生理学家通过量测心率或皮肤电阻来观察情绪与感觉间的关系；

心理物理学家要求受试者用数字表达感觉的强度来使感觉定量化；

行为心理学家不相信人的判断力，宁愿观察刺激出现后的行为变化等。

将3种方法联合起来研究热舒适存在许多困难，最关键的就是**将热感觉定量化**。由于影响因素过多，许多时候只能得到近似解。近年来，用计算机模拟人体热模型获得了成功。它主要是结合了物理学和生理学的方法。许多计算机模型得出的热感觉往往是由于一些热感觉公式计算得到。

热舒适是典型的交叉学科，研究者需要对相关学科有一定程度的了解，同其它学科一样，需要从理论和实验两方面着手，相互印证。实验方法上，有主观实验、客观实验和数值实验三类，其中主观实验由有非常重要的地位。



暖体假人及其辅助测量系统

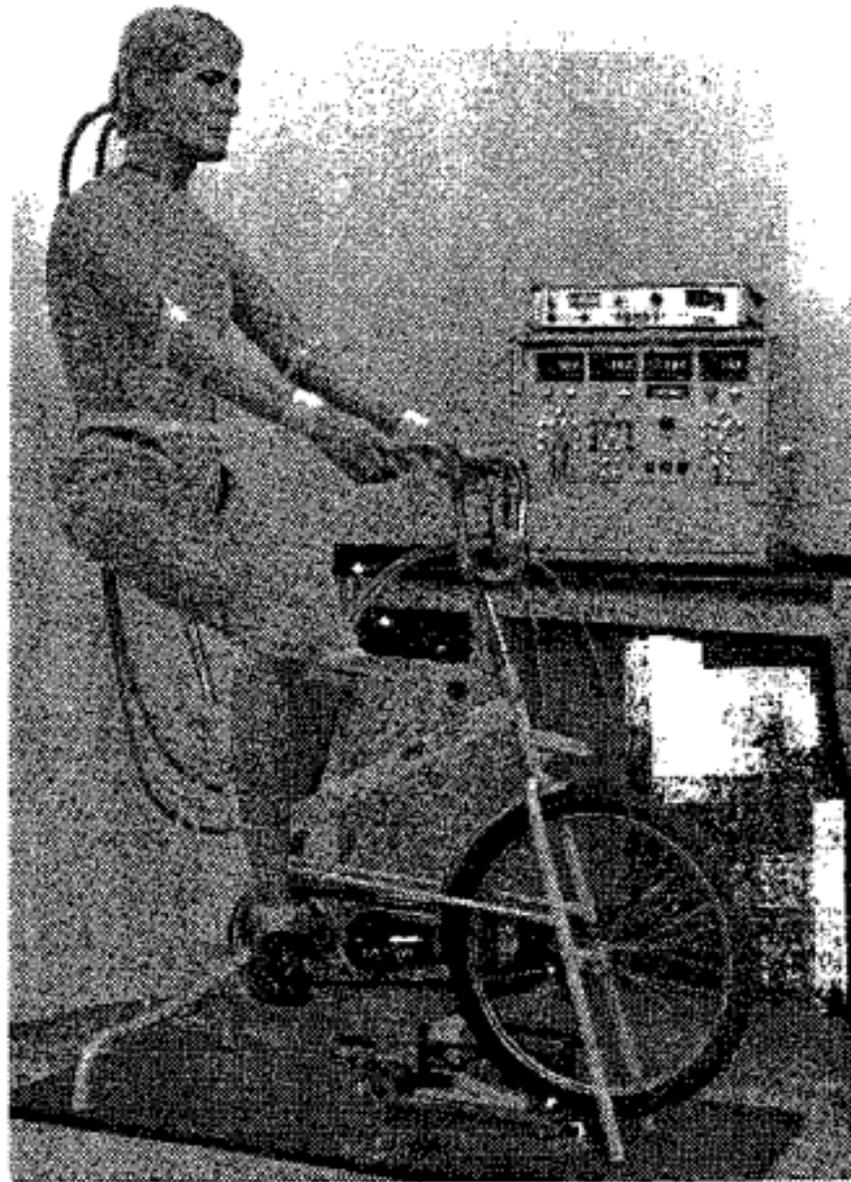
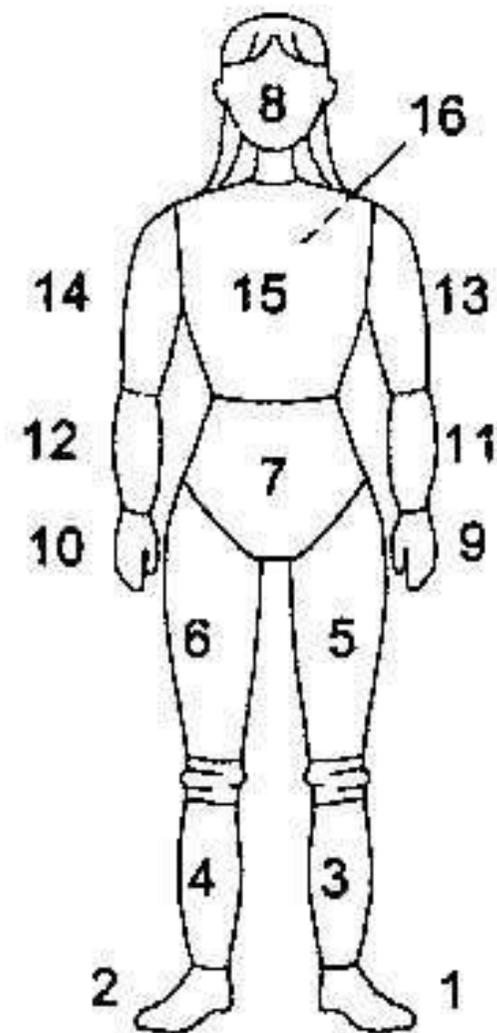


FIGURE 2.4: The thermal manikin and control unit.

编号	名称		表面积(m ²)
1	L. FOOT	左脚	0.062
2	R. FOOT	右脚	0.062
3	L. LEG	左小腿	0.140
4	R. LEG	右小腿	0.140
5	L. THIGH	左大腿	0.160
6	R. THIGH	右大腿	0.160
7	CRUTCH	臀腹部	0.080
8	HEAD	头部	0.180
9	L. HAND	左手	0.050
10	R. HAND	右手	0.050
11	L. ARM	左前臂	0.062
12	R. ARM	右前臂	0.062
13	L. SHOULD	左上臂	0.077
14	R. SHOULD	右上臂	0.077
15	CHEST	胸部	0.185
16	BACK	背部	0.204



全身面积: 1.751m²

早期暖体假人的分段及各部分面积

美国 ADAM 暖体假人

- ADAM 是由美国国家可再生资源实验室和美国西北测试科技公司(MTNW)共同研制的,用来**精确检测车辆和航行器内短时间的环境变化**。
- ADAM 有 **126 个独立的发汗区**,可以高度**精确地模拟**人在不同环境气候条件下的**感觉和舒适度**,以及人体的各种反应,如出汗、呼吸等等。

现在,ADAM 假人已服务于美国、欧洲的多家航空航天、军队以及内部环境的研究机构,如军队质量管理实验室(土耳其),海军研究实验室(美国),国家再生资源实验室(美国)和军队RD&E中心(美国)。

美国 ADAM 暖体假人

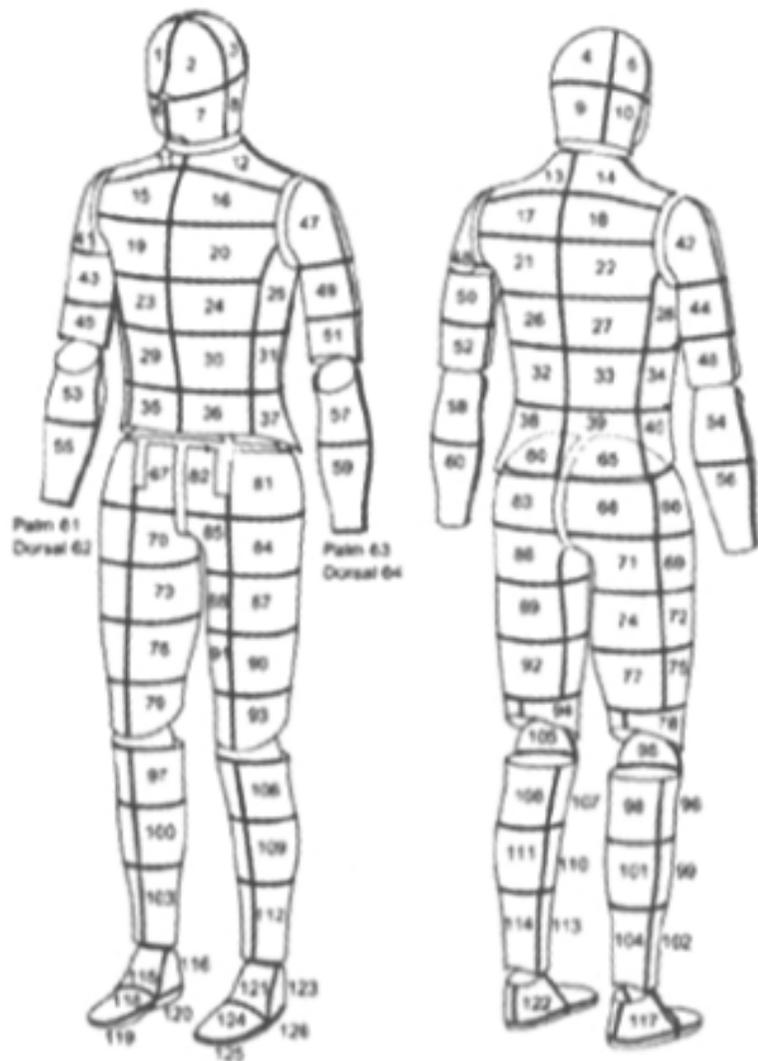


图 1 ADAM 分区结构

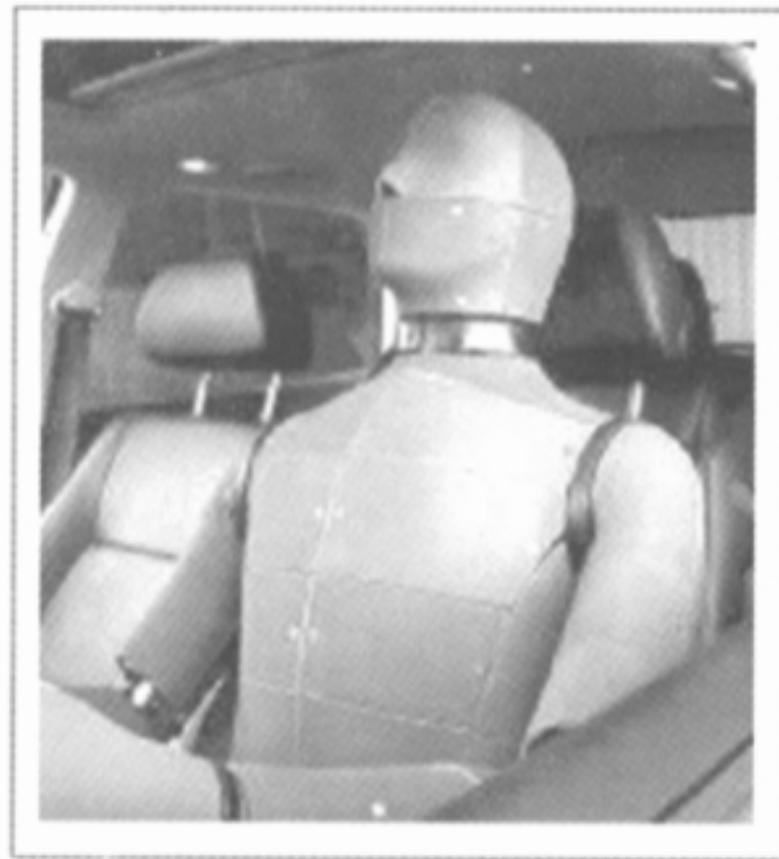


图 2 ADAM 假人在汽车里

美国 ADAM 暖体假人

规格尺寸

- 按西方男性平均尺寸设计: 身高 175 cm, 体重约 60 kg。
- 服装: 标准服装 M 号。
- 标配区域数: 120 个独立控制热能区域。
- 结构: 所有电子元件有防潮保护措施, 但人体模型不得在水中使用。

形态与接缝

假人形态是由 3D 电脑建模设计, 采纳了多种资源的人体测量数据, 代表男性的平均身材。假人的肩、肘、髋、膝和踝部都有关节。髋和肩都有一个轴, 膝、肘和踝部有两个轴, 能自由活动。关节部位可以沿轴转动, 摆出各种姿势, 加上可横向调节, 更易于对手、脚的操作控制, 也更易于试穿衣服。

美国 ADAM 暖体假人

加热区

对假人的加热，划分为 4~126 个独立的区域。

发汗皮肤系统

- ADAM 的发汗系统结合在其皮肤表面上。由电脑控制水流分配系统，每个区域自行控制供应的流速和流量。
- 该系统的水流供应使用了一个恒定的外部压力泵接入假人体内。
- 水泵通过可快速连接的连接器，连接着模型的内部管道。
- 假人里的每个区域控制器通过控制板上的水流控制阀，调节水流流量。
- 定量的水流被分配到假人的多孔渗水金属皮肤表层，再均匀地扩散到区域的内层，然后通过皮肤表层进行蒸发。

热平衡方程及生理学基础

热平衡方程：
$$S = M - W - R - C - E$$

式中：

S：人体的蓄热率

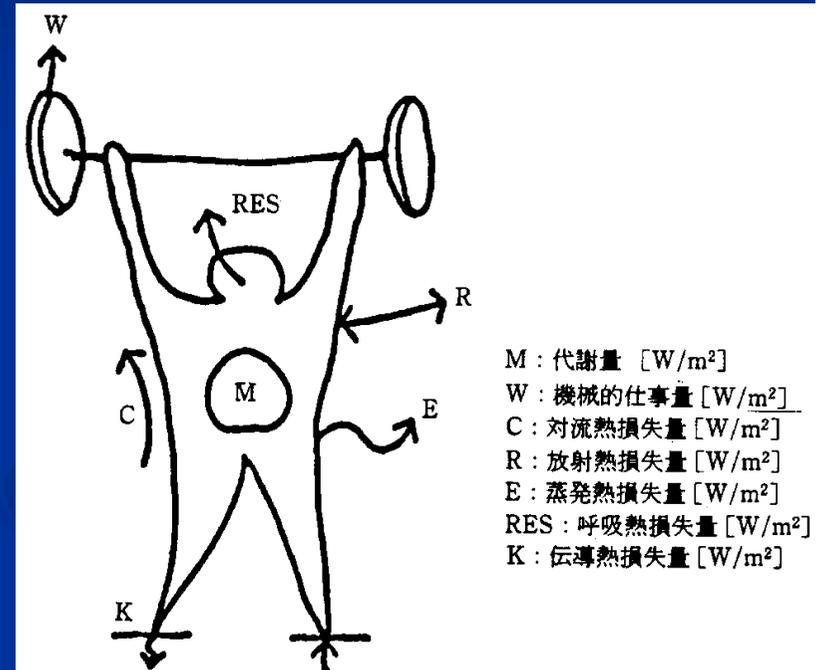
M：人体新陈代谢率

W：人所完成的机械功

R：人体与环境的辐射换热量

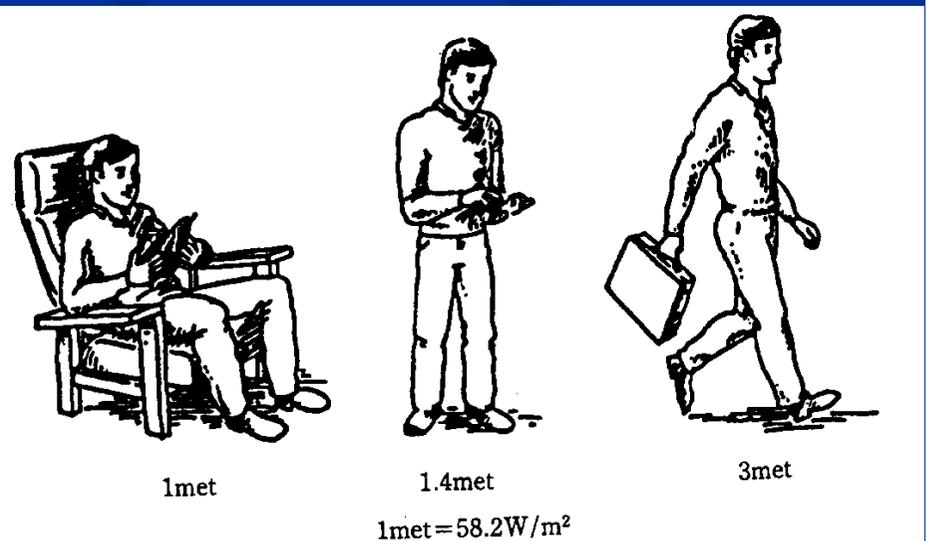
C：人体与环境的对流换热量

E：人体的蒸发热损失（呼吸，出汗）



M: 人体新陈代谢率

- ✓ 主要取决于人体活动量的大小
- ✓ 此外还与年龄性别不同有明显差别
男性基础代谢量明显高于女性
少儿、幼儿明显高于成年、老年。



人体与外界的热交换

显热交换

- 对流散热C
- 辐射散热R

潜热交换E

- 皮肤散湿
 - 出汗蒸发
 - 皮肤湿扩散
- 呼吸散湿

- 人体与外界的对流、辐射和蒸发都受到人体衣着情况的影响。
- 人体对流换热与周围空气温度、空气流速有关。
- 人体周围环境物体的表面温度影响人体的辐射散热强度。
- 汗液蒸发与空气温度、湿度、空气流速有关。

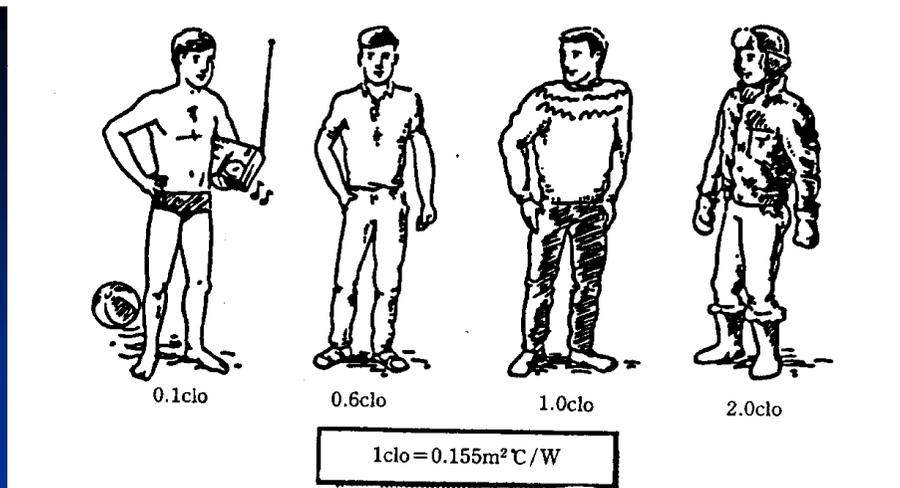
影响热平衡的因素

■ 人的因素：

- 年龄
- 性别
- 活动量
- 衣着

■ 环境因素：

- 空气干球温度
- 空气相对湿度
- 人体附近的空气流速
- 平均辐射温度



服装	服装热阻值 (clo)
短袖薄衫, 绵织内衣裤	0.2
薄裤子, 短袖衬衫	0.5
保暖的长袖衫, 全身套裙	0.7
薄裤子, 背心, 长袖衬衫	0.7
薄裤子, 背心, 长袖衬衫, 夹克	0.9
厚三件套西服, 长内衣裤	1.5

单件服装热阻

背心 0.06

保暖衬衫 0.29

厚毛衣0.37

羊毛上衣0.35

厚裤子0.32

厚长裙0.3

厚长外衣0.63

厚短外衣0.5

长统袜, 紧身衣0.01

短内裤 0.05

短袖或轻薄的衬衫, 0.19

短袖套头绒线衫, 毛背心0.2

薄毛衣0.25

夹克0.4

薄裤子0.26

薄长裙, 薄短裙0.2

薄长外衣0.25

薄短外衣0.2

鞋0.04

短袜0.03

- 人体会通过**体温的变化**会对人体的散热产生影响，从而调节人的热平衡。

- **散热**调节方式

血管扩张，增加血流，提高表皮温度，出汗

- **御寒**调节方式

血管收缩，减少血流，降低表皮温度，通过冷颤增加代谢率

什么是热舒适？

■ “对热环境感到满意的心理状态”

■ Fanger教授提出热舒适的三个条件：

1) 人体必须处于**热平衡**状态，以便使人体对环境的散热量等于人体的体内产热量，并且蓄热量为零，即：

$$M-W-C-R-E=0 \quad (S=0)$$

充分条件？ 必要条件？

2) **皮肤平均温度**必须具有与舒适相适应的水平

3) 人体应具有**最佳排汗率**

热舒适方程 (P. O. Fanger)

热舒适方程中有七个变量，分别是：

- ✓ 人体产热
- ✓ 对外做功的热系数
- ✓ 空气温度
- ✓ 水蒸气分压力（空气含湿量）
- ✓ 热环境周围表面的环境温度
- ✓ 由皮肤到着衣人体外表面的热阻
- ✓ 对流换热系数（风速）

- 即使是在同样的热环境条件下，人与人的热感觉也会有所不同，因此，应该采平均热感觉指标的概念，而**预测平均热感觉指标**常简称为**PMV** (Predicted Mean Vote)。
- 可以合理地设想，人不舒适的程度愈大，由舒适状态偏离调节机制的热负荷越大。一定活动水平的热感觉是人体热负荷的函数，表明一个人的体内热平衡和对所处环境的热损失之间的差异，Fanger收集了1396名美国和丹麦受试者的冷热感觉资料，得出PMV的计算式

PMV分度

热	暖	稍暖	正常	稍凉	凉	冷
+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
见汗滴	局部见汗（手额颈等）	感热，皮肤发粘湿润	感觉适宜，皮肤干燥	感凉（局部关节，可忍受）	局部感冷不适，需加衣	很冷，可见鸡皮或寒颤

PMV是由舒适方程得到的一个热感觉值数，体现了四种热环境变量的一定组合、活动水平和着装对平均热感觉的影响的预测。

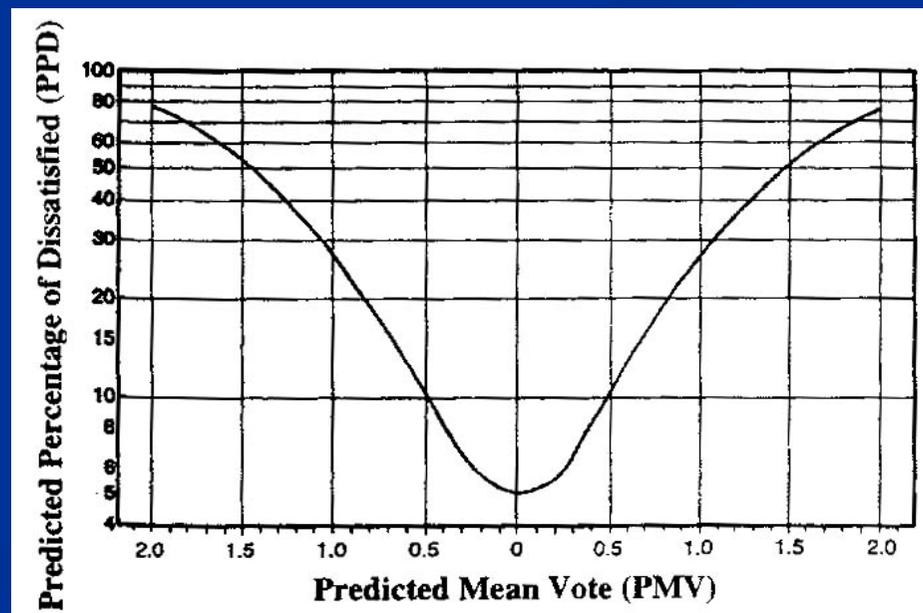
- 在同样热环境条件下，人与人之间的热感觉会存在差异，而人与人对热环境的反应的差异除了热感觉的不同之外，还表现在对环境满意与否的差异。因此，Fanger又提出预测不满意百分数来表示人群对热环境不满意的情况，**预测平均不满意百分数**常常简写为**PPD**（Predicted Percent Dissatisfied）。

PMV与PPD的关系

PPD是通过概率分析确定某环境条件下人群不满意的百分数

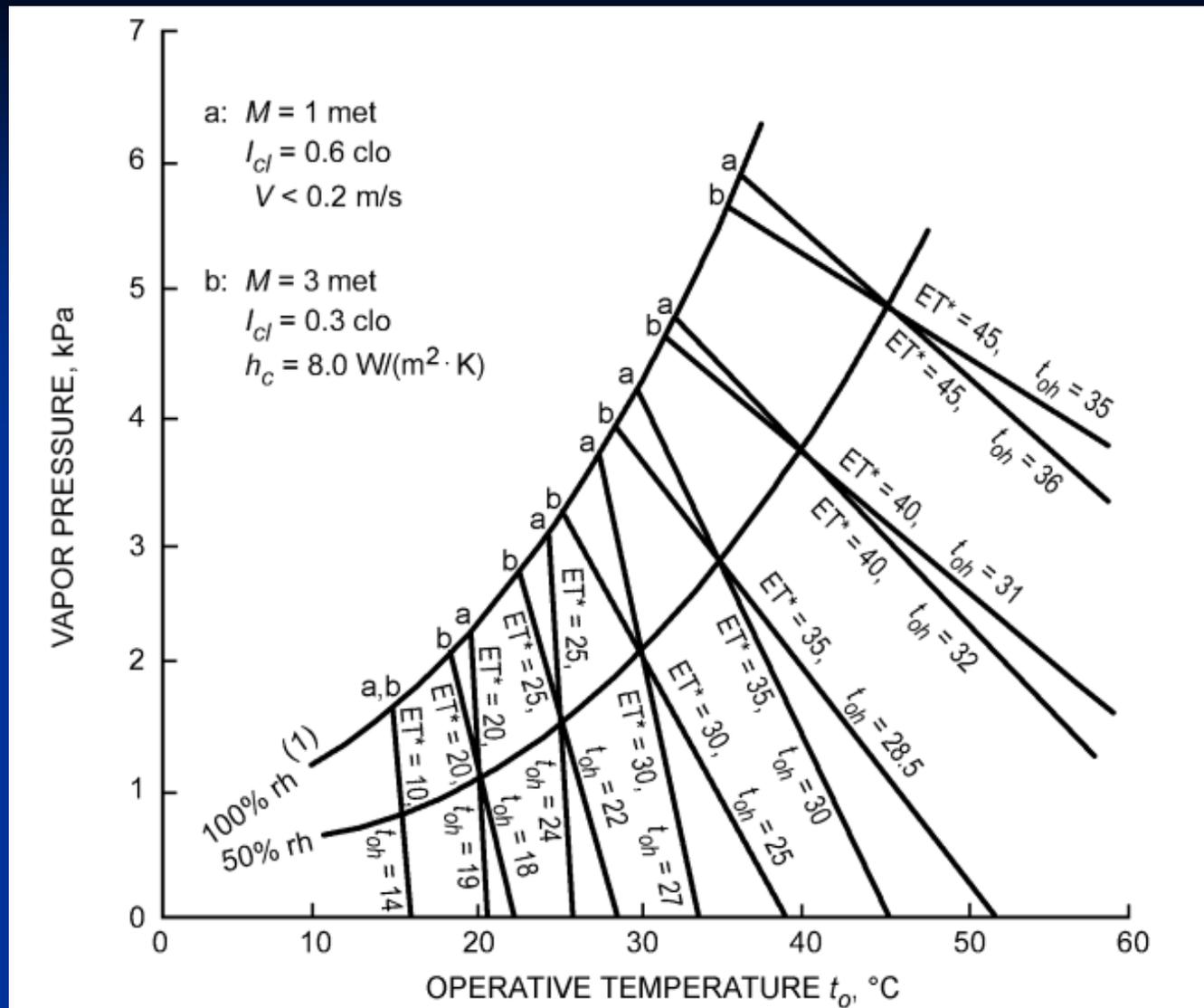
$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2)]$$

即便达到 $PMV = 0$ ，
仍然有5%的人不满意。



有效温度ET与ASHRAE舒适区

- 由于人的舒适感共四个环境影响因素和两个人为因素，因此不能用一个单一的物理量来表示环境是否处于热舒适状态。
- 有效温度就结合干球温度、湿球温度和空气流速的效应来反映冷热感觉的。



不同环境条件下的有效温度 ET^* 值
 (2009 ASHRAE Handbook —Fundamentals)

空调室内设计参数确定的依据

■ 舒适性空调:

由人的热舒适感确定

具体的数据根据大量的实验确定

建筑物的档次越高，室内设计
温度冬天越高，夏天越低？

■ 工艺性空调:

由工艺过程确定

表3.1-3.4

表 3-2 人员长期逗留区域空调室内计算参数

类别	热舒适度等级	温度/℃	相对湿度(%)	风速/(m/s)
供热工况	I 级	22 ~ 24	≥30	≤0.2
	II 级	18 ~ 22	—	≤0.2
供冷工况	I 级	24 ~ 26	40 ~ 60	≤0.25
	II 级	26 ~ 28	≤70	≤0.3

- 注：1. I 级热舒适度较高，II 级热舒适度一般。
 2. 热舒适度等级划分按该规范第 3.0.4 条确定。

表 3-3 公共建筑空调系统室内计算参数

参数		冬季	夏季
温度/℃	一般房间	20	25
	大堂、过厅	18	室内外温差 ≤10
风速 v / (m/s)		$0.10 \leq v \leq 0.20$	$0.15 \leq v \leq 0.30$
相对湿度 (%)		30 ~ 60	40 ~ 65

表 3-4 某些生产工艺过程所需的室内空气计算参数

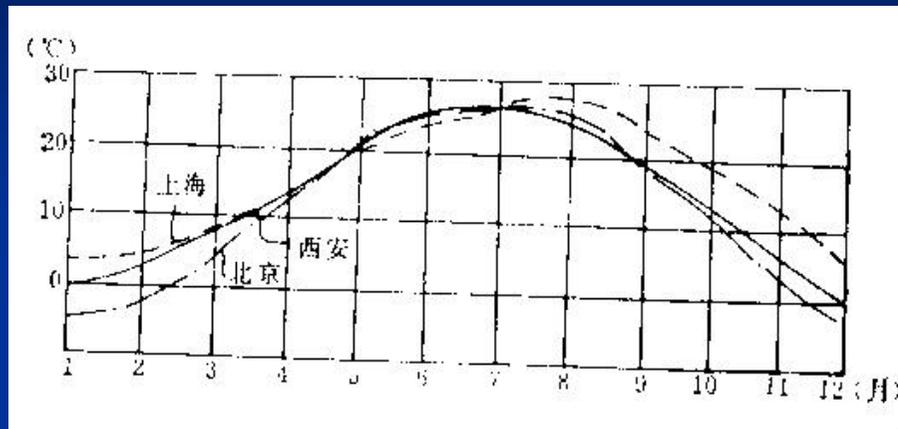
工艺过程	夏 季		冬 季		备 注
	温度/℃	相对湿度 (%)	温度/℃	相对湿度 (%)	
机械加工:					
一级坐标镗床	20 ± 1	40 ~ 65	20 ± 1	40 ~ 65	
二级坐标镗床	23 ± 1	40 ~ 65	17 ± 1	40 ~ 65	
高精度刻线机(机械法)	20 ± 0.1 ~ 0.2	40 ~ 65	20 ± 0.1 ~ 0.2	40 ~ 65	
各种计量:					
标准热电偶	20 ± 1 ~ 2	< 70	20 ± 1 ~ 2	< 70	
检定一、二等标准电池	20 ± 2	< 70	20 ± 2	< 70	
检定直流高、低阻电 位计	20 ± 1	< 70	20 ± 1	< 70	
检定精密电桥	20 ± 1	< 70	20 ± 1	< 70	
检定一等量块	20 ± 0.2	50 ~ 60	20 ± 0.2	50 ~ 60	
检定三等量块	20 ± 1	50 ~ 60	20 ± 1	50 ~ 60	
光学仪器加工:					
抛光、细磨、镀膜	24 ± 2	< 65	22 ± 2	< 65	有较高的空气净化要求
光学系统装配:					
精密刻划	20 ± 0.1 ~ 0.5	< 65	20 ± 0.1 ~ 0.5	< 65	

3.1.2 室外空气计算参数

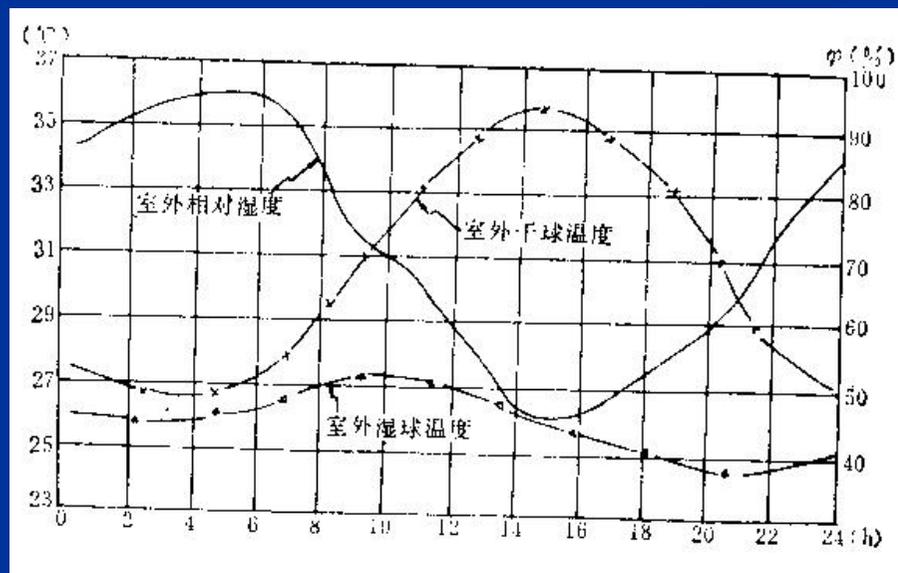
➤ 温度

■ 日变化

■ 季节变化



➤ 湿度



室外空调设计参数的确定

夏季

- 夏季空调室外计算干球采用历年平均不保证50小时的干球温度
- 夏季空调室外计算湿球温度采用历年平均不保证50小时的湿球温度。

冬季

- 冬季空调室外计算温度采用历年平均不保证一天的日平均温度
- 冬季空调室外计算相对湿度采用累年最冷月平均相对湿度
- 冬季通过围护结构的传热采用稳态计算方法，只计算一个数据

3.2 得热量与冷负荷的关系

- 空调房间冷负荷、热负荷、湿负荷是确定空调系统送风量和空调设备容量的基本依据。

- 得热量

在室内外热扰量作用下，某一时刻进入一个恒温恒湿房间的总热量

- 得湿量

在室内外湿扰量作用下，某一时刻进入一个恒温恒湿房间的总湿量

■ 得热量

✓ 内扰

人体

照明

设备

电器设备

工艺过程和设备

✓ 外扰

太阳辐射进入的热量

室内外温差经围护结构传人的热量

■ 得湿量

✓ 人体

✓ 工艺过程和设备

✓ 敞开水面

■ 冷负荷

在某一时刻，为了维持室内空气温度、湿度的恒定，需向房间提供的冷量。

■ 热负荷

在某一时刻，为了维持室内空气温度、湿度的恒定，需向房间提供的热量。

■ 湿负荷

在某一时刻，为了维持室内相对湿度的恒定，需向房间增加或除去的湿量。

得热量等于冷负荷吗？

得热量中显热得热部分：

- 一部分通过对流换热，直接传递给室内空气，从而影响室内温度
- 另外部分，则通过其他环节在以后的时间陆续传递给室内空气

例如室外空气的渗透或通风：室外空气在进入室内后，由于空气的流动性，直接与室内空气相混合，因此它带来的热量直接传递给了室内空气，因而没有时间的延迟与峰值的衰减。

得热量等于冷负荷吗？

得热量中显热得热部分：

- 一部分通过对流换热，直接传递给室内空气，从而影响室内温度
- 另外部分，则通过其他环节在以后的时间陆续传递给室内空气

例如通过围护结构的传导得热和太阳辐射得热，得热进入室内后并没有立刻全部传递给空气以影响室内空气的温度，这中间有时间的延迟和得热量的衰减。

得热量中潜热得热部分：

- 人员潜热得热、设备的潜热得热、其他敞开的水源的水蒸气直接进入室内空气中，没有时间的延迟与峰值的衰减
- 室内某个表面的温度比较低，低于空气的露点温度，空气中的水蒸气将结露，这种凝结过程也只与空气发生关系，使空气发生潜热损失，与潜热得热一样，也不存在时间的延迟与峰值的衰减。

得热量与冷负荷的关系：

- ✓ 潜热得热和显热得热中的对流成分直接影响室内空气的温度和湿度，因此构成了瞬间负荷；
- ✓ 显热中的辐射成分必须经过一定时间的延迟与衰减才能进入室内空气中，形成负荷，因此这部分得热不能形成瞬间负荷；
- ✓ 在大多数情况下，冷负荷与得热量有关，但并不等于得热量。

3.4 空调区冷负荷的计算

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

回顾建筑环境学内容



两种积分变换法

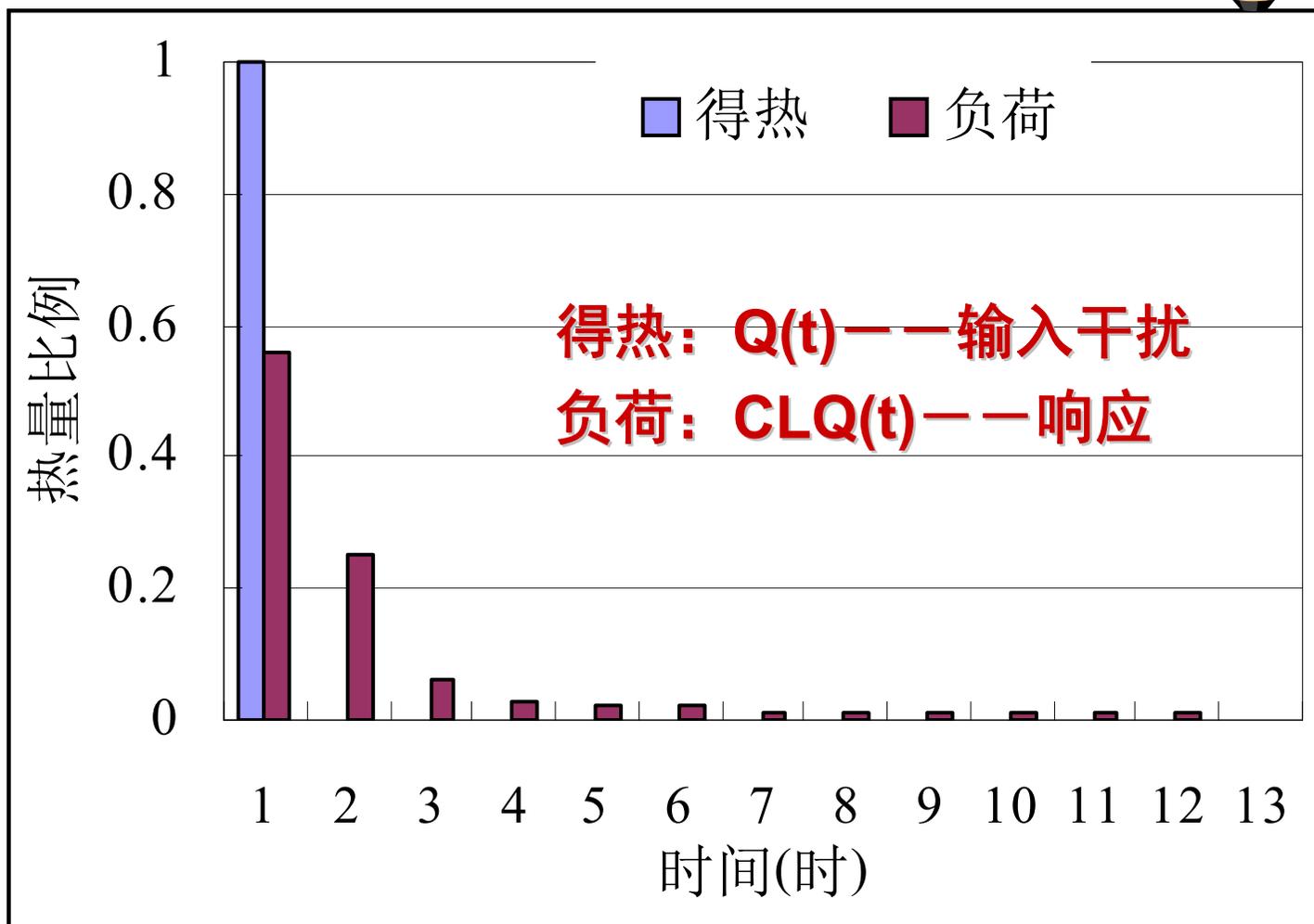
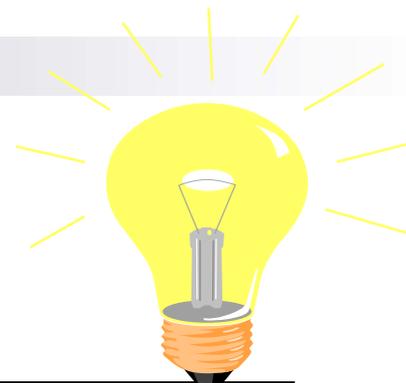
■ 反应系数法(冷负荷系数法):

- 任何连续曲线均可离散为脉冲波之和。将外扰分解为脉冲，分别求得脉冲外扰的室内响应，再进行叠加 \Rightarrow 室内负荷。
- 对应离散系统，拉普拉斯变换转化为Z变换

■ 谐波反应法:

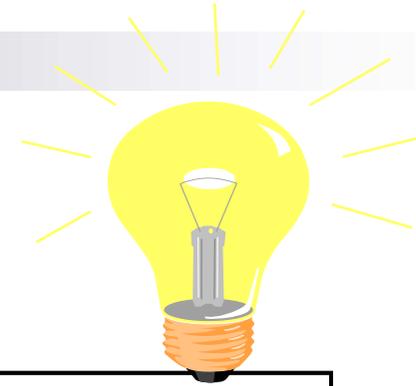
- 任何一连续可导曲线均可分解为正(余)弦波之和。把外扰分解为余弦波，分别求出每个正(余)弦波外扰的室内响应，并进行叠加。

反应系数法原理图示(1)

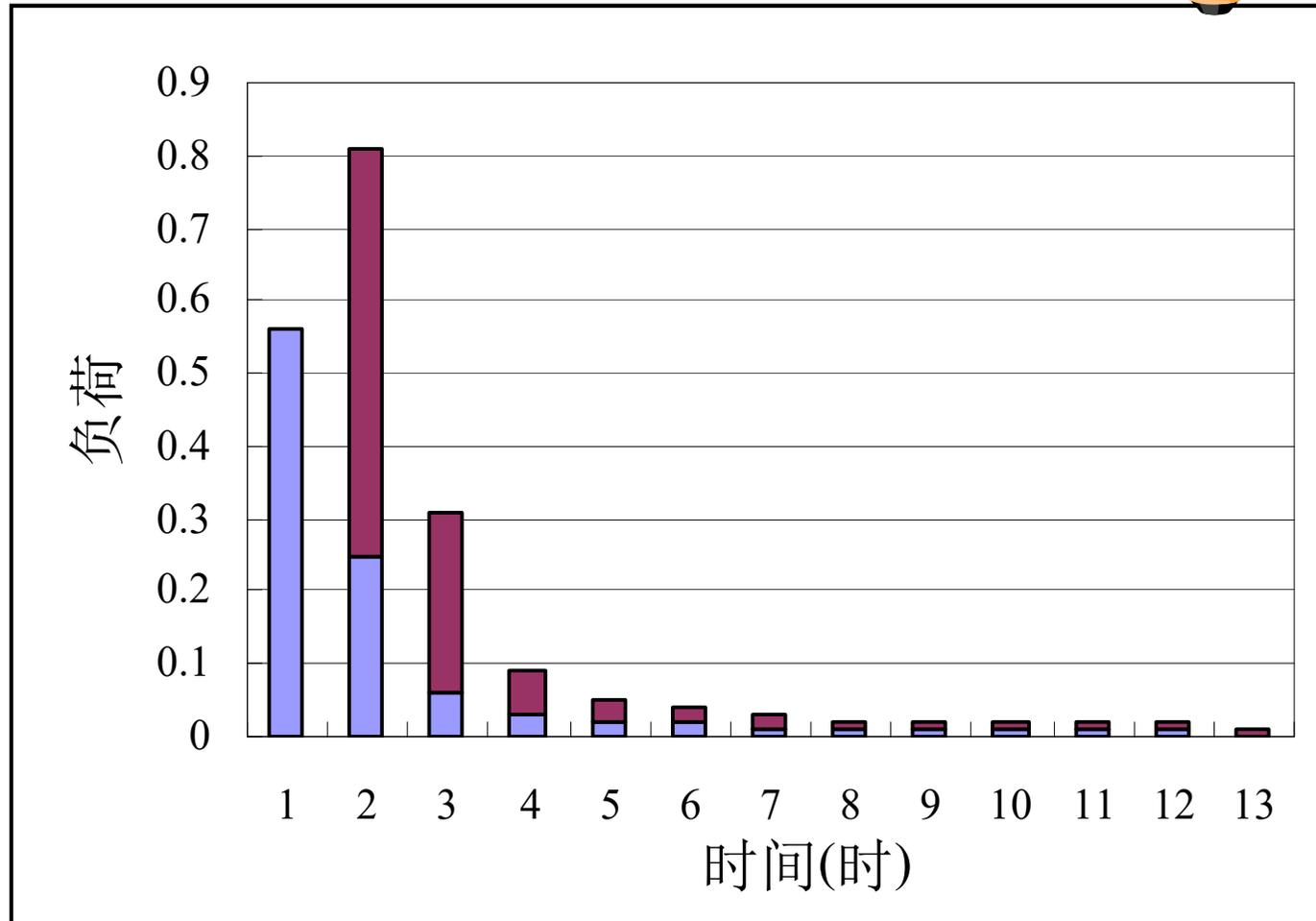


设备使用1小时的室内负荷响应

反应系数法原理图示(2)



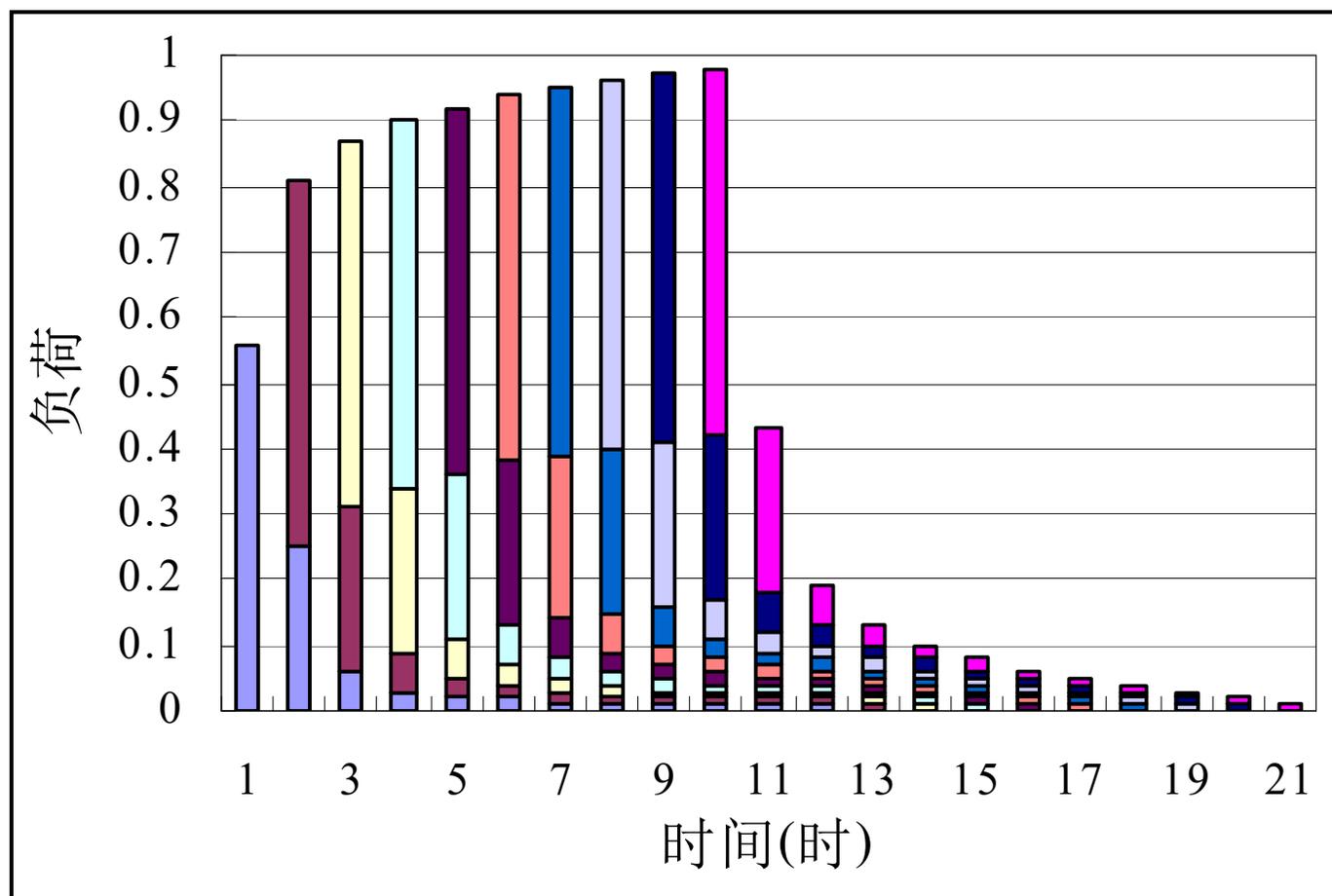
设备使用**2**小时的室内负荷响应



反应系数法原理图示(3)



设备使用**10**小时的室内负荷响应





3.4 空调冷负荷的计算

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

一 围护结构瞬变传热形成的冷负荷

(一) 外墙和屋顶瞬变传热形成的冷负荷

1. 根据外墙和屋顶的结构查出其类型(附录A、B)
2. 由类型查出外墙和屋顶的冷负荷系数 K_{LQ} (附录7、8)

3冷负荷系数法计算冷负荷.mp4

3.4 空调区冷负荷的计算

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

一 围护结构瞬变传热形成的冷负荷

(一) 外墙和屋顶瞬变传热形成的冷负荷

(二) 外玻璃窗瞬变传热形成的冷负荷

二 透过玻璃窗的日射得热形成的冷负荷

三 室内热源散热形成的冷负荷

(一) 照明散热形成的冷负荷

(二) 人体散热形成的冷负荷

(三) 设备散热形成的冷负荷

(四) 食物散热形成的冷负荷

空调区冷负荷

围护结构
瞬变传热

$$KF\Delta t$$

玻璃窗的
日射得热

$$C_{LQ}FD_{jmax}$$

室内
热源散热

$$C_{LQ}N$$

3.4 空调区冷负荷的计算

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

一 围护结构瞬变传热形成的冷负荷

(一) 外墙和屋顶瞬变传热形成的冷负荷

- 1、根据外墙和屋顶的结构查出其类型(附录5、6)
- 2、由类型查出外墙和屋顶的冷负荷温度逐时值 t_{w1} (附录7、8)
- 3、查出地点修正值 t_d (附录9)
- 4、当外表面放热系数 $\alpha_w \neq 18.6 \text{w/m}^2 \cdot \text{k}$ 时, 修正 k_α
(内表面不做修正) (表3-7)
- 5、外围护结构颜色修正(吸收系数修正) k_ρ (表3-8)

6、 $CL = KF(t'_{w1} - t_N)$

$$t'_{w1} = (t_{w1} + t_d)k_\alpha k_\rho$$

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

一 围护结构瞬变传热形成的冷负荷

(二) 外玻璃窗瞬变传热形成的冷负荷

- 1、由 α_w 、 α_n 根查出单层或双层玻璃窗的传热系数K
(附录10、11、14)
- 2、由窗框类型(全玻、木框、金属框)查出玻璃窗传热系数修正值 C_w (附录12)
- 3、查出玻璃窗冷负荷温度逐时值 t_{w1} (附录13)
- 4、查出地点修正值 t_d (附录15)
- 5、 $CL = C_w KF(t_{w1} + t_d - t_N)$

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

二 透过玻璃窗的日射得热形成的冷负荷

- 1、根据窗的类别（单、双、木、钢窗）查窗的有效面积系数值 C_a （附录19）
- 2、查窗玻璃的遮阳系数 C_s （附录17）
- 3、查窗内遮阳设施的遮阳系数 C_i （附录18）
- 4、由所处纬度带和朝向查日射得热因数最大值 $D_{j,max}$ （附录16）
- 5、按南北区及有无内遮阳查冷负荷系数 C_{LQ} （附录20—23） 南北区划分标准：北纬 $27^{\circ} 30'$
- 6、
$$CL = C_a C_s C_i F D_{j,max} C_{LQ}$$

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

三 室内热源散热形成的冷负荷

(一) 照明散热形成的冷负荷

白炽灯: $CL = 1000NC_{LQ}$

荧光灯: $CL = 1000n_1n_2NC_{LQ}$

N: 灯具功率 (kW)

n_1 : 镇流器消耗功率系数

n_2 : 灯罩隔热系数

C_{LQ} : 冷负荷系数 (附录26)

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

三 室内热源散热形成的冷负荷

(二) 人体散热形成的冷负荷

1、显热散热引起的冷负荷 $CL_s = n\phi q_s C_{LQ}$

q_s : 不同室温和劳动性质成年男子显热散热量 (表3-15)

n : 室内人数

ϕ : 群集系数 (表3-14)

C_{LQ} : 人体显热散热冷负荷系数 (附录27)

2、潜热散热引起的冷负荷 $CL_l = \phi n q_2$

q_2 : 不同室温和劳动性质成年男子潜热散热量 (表3-15)

3、 $CL = CL_s + CL_l$

表 3-15 不同室温和劳动性质成年男子散热量和散湿量

体力活动性质		散热量/W 散湿量/ (g/h)	室内温度/°C										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静 坐	影剧院	显热	84	81	78	74	71	67	63	58	53	48	43
	会堂	潜热	26	27	30	34	37	41	45	50	55	60	65
	阅览室	全热	110	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
		湿量	38	40	45	45	56	61	68	75	82	90	97
极轻劳动	旅 馆	显热	90	85	79	75	70	65	60.5	57	51	45	41
	体育馆	潜热	47	51	56	59	64	69	73.3	77	83	89	93
	手表装配	全热	137	135	135	134	134	134	134	134	134	134	134
	电子元件	湿量	69	76	83	89	96	109	109	115	132	132	139
轻度劳动	百货商店	显热	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
	化学实验室	潜热	90	94	80	106	112	117	123	130	135	142	147
	电子计算	全热	183	181	181	182	182	181	181	181	182	182	182
	机 房	湿量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	纺织车间	显热	117	112	104	97	88	83	74	67	61	52	45
	印刷车间	潜热	118	123	131	138	147	152	161	168	174	183	190
	机加工车间	全热	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235
		湿量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	炼钢车间	显热	169	163	157	151	145	140	134	128	122	116	110
	铸造车间	潜热	238	244	250	256	262	267	273	279	285	291	297
	排练厅	全热	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407
	室内运动场	湿量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

表 3-14 某些空调建筑物内的人员群集系数 φ

工作场所	影剧院	百货商店(售货)	旅店	体育馆	图书阅览室	工厂轻劳动	银行	工厂重劳动
群集系数 φ	0.89	0.89	0.93	0.92	0.96	0.90	1.0	1.0

附录 27 人体显热散热冷负荷系数

在室内的 总小时数	每个人进入室内后的小时数																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

三 室内热源散热形成的冷负荷

(三) 设备散热形成的冷负荷

- 1、电动设备
- 2、电热设备
- 3、电子设备

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

三 室内热源散热形成的冷负荷

(四) 食物散热形成的冷负荷

教材：食物的显热散热形成的冷负荷，可按每位就餐客人9W考虑

菜肴等热食品所形成的冷负荷

——餐饮业空调制冷专题研究之一

涂光备 张于峰 王 莱 李 斌

(天津大学 土木系^{1,4} 热能工程系² 物理系³300072)

摘要 本文分析了就餐时菜肴等热食品形成空调冷负荷的机制，并依据实测及调研统计出了中餐厅人均冷负荷的数值，该值远高于美国资料推荐值。

三、结论与建议

1. 根据实测及统计得出，夏季在普通中餐厅就餐，菜肴等热食品的人均散热量为47.2W，所形成的冷负荷人均42.5W。此值比美国资料所推荐的人均每餐散热量为20W的数值要大一倍多。如前所述，这是中西饮食习惯差别较大的正常反映。

2. 就餐时，特别是消耗较多的含酒精、咖啡因或辛辣物质等刺激性饮料、食品时，人体代谢状况较所处身体活动状态要偏活跃、因此宜依据所处“极轻活动状态”时成年男子的全热散热量，再额外附加约20W的就餐增值。

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

四 室内湿源形成的湿负荷计算方法

(一) 人体散湿 $W = 0.001\phi n w$

表 3-15 不同室温和劳动性质成年男子散热量和散湿量

体力活动性质		散热量/W 散湿量/ (g/h)	室内温度/℃										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静坐	影剧院	显热	84	81	78	74	71	67	63	58	53	48	43
	会堂	潜热	26	27	30	34	37	41	45	50	55	60	65
	阅览室	全热	110	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
		湿量	38	40	45	45	56	61	68	75	82	90	97
极轻劳动	旅馆	显热	90	85	79	75	70	65	60.5	57	51	45	41
	体育馆	潜热	47	51	56	59	64	69	73.3	77	83	89	93
	手表装配	全热	137	135	135	134	134	134	134	134	134	134	134
		湿量	69	76	83	89	96	109	109	115	132	132	139
轻度劳动	百货商店	显热	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
	化学实验室	潜热	90	94	80	106	112	117	123	130	135	142	147
	电子计算机房	全热	183	181	181	182	182	181	181	181	182	182	182
		湿量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	纺织车间	显热	117	112	104	97	88	83	74	67	61	52	45
	印刷车间	潜热	118	123	131	138	147	152	161	168	174	183	190
	机加工车间	全热	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235
		湿量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	炼钢车间	显热	169	163	157	151	145	140	134	128	122	116	110
	铸造车间	潜热	238	244	250	256	262	267	273	279	285	291	297
	排练厅	全热	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407
	室内运动场	湿量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

ϕ : 群集系数 (表3-14)

n : 室内人数

w : 不同室温和劳动性质成年男子散湿量 (表3-15)

3.4.1 冷负荷系数法计算冷负荷

四 室内湿源形成的湿负荷计算方法

(一) 人体散湿

$$W = 0.001\varphi n w$$

φ : 群集系数 (表3-14)

n : 室内人数

w : 不同室温和劳动性质成年男子散湿量 (表3-15)

(二) 其他湿源散湿

- 1、敞开水槽表面散湿量
- 2、地面积水蒸发量

计算实例: 例题3-1

注意书上有些问题要修改:

1.P57: 表3-18下说明①找不到出处, 不用理它。一般内外表面放热系数取8.7和18.6W/m².K;

2.P58: 4那里北纬37° 30'改为27° 30';

3.P59页表3-22和23的冷负荷系数均有错误

3.4.3 空调总冷负荷的确定

一 空调建筑的计算冷负荷

➤ 空调区计算冷负荷的确定：

逐时累加→最大值

➤ 空调建筑的计算冷负荷：

1、**无室温控制**的空调系统

所有空调区计算冷负荷的累加值

2、**有室温控制**的空调系统

各空调区冷负荷逐时累加→最大值

二 新风计算冷负荷

$$CL_W = q_{mw} (h_{wx} - h_{nx})$$

3.4.3 空调总冷负荷的确定

- 三 风系统由于风机、风管产生温升以及系统漏风等引起的附加冷负荷
- 四 水系统由于水泵、水管、水箱产生温升以及系统补水等引起的附加冷负荷
- 五 当空气处理过程产生冷热抵消现象引起的附加冷负荷

3.5 空调区热负荷的计算

✓ 与供暖热负荷的计算方法基本相同

➤ 围护结构传热耗热量

➤ 冷风渗透耗热量

➤ 冷风侵入耗热量

注意：没有太阳辐射与室内热源项的计算

✓ 不同之处主要有两点：

➤ 采用冬季空调室外计算温度

➤ 空调区有足够正压时，不计算渗透耗热量

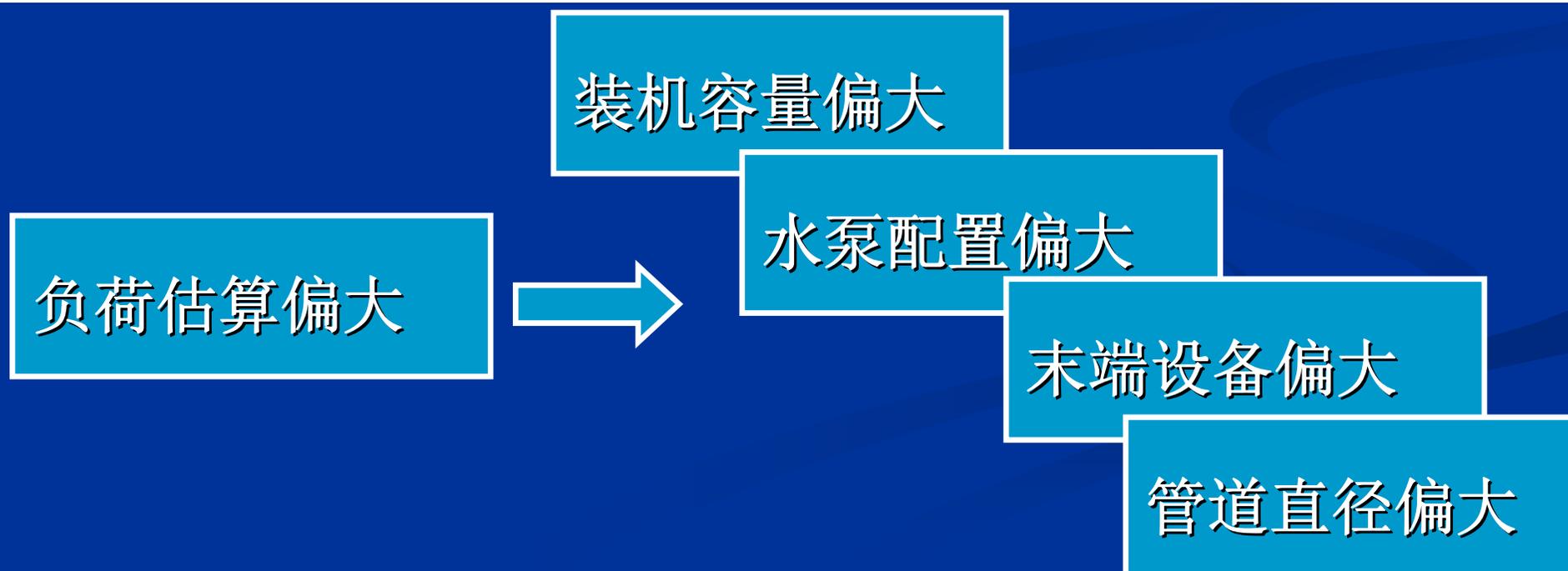
3.5 空调区热负荷的计算

- ✓ 围护结构的耗热量包括：
 - 围护结构的**基本耗热量**
(温差修正系数 α , 表3-25)
 - 围护结构的**附加耗热量**
(朝向修正、风力附加、外门附加)
 - 围护结构的**高度附加率**
(加在基本耗热量和其他附加耗热量的总和上)

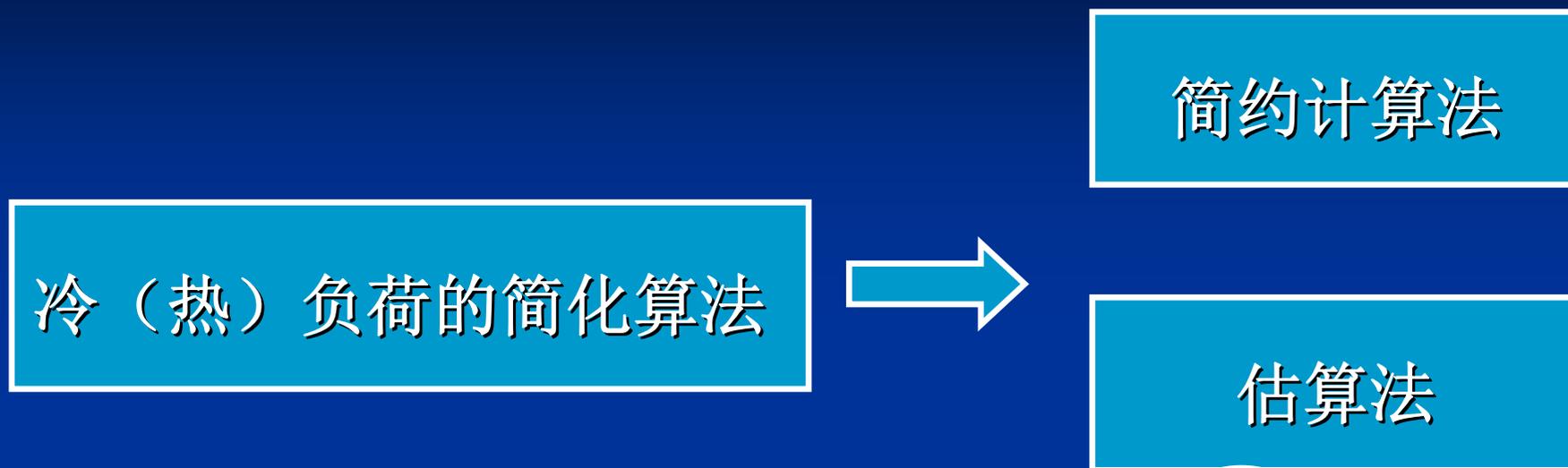
3.6 冷（热）负荷的简化算法

《采暖通风与空气调节设计规范》（GB50019-2003）：

除方案设计和初步设计阶段可使用冷负荷指标进行必要的估算外，应对空调区进行逐项逐时的冷负荷计算。



3.6 冷（热）负荷的简化算法

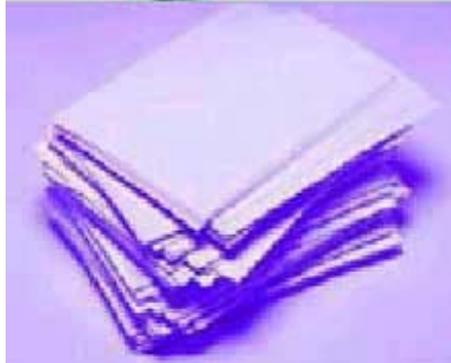


空调负荷概算指标：折算到建筑物中每平方米空调面积上设备所需提供的负荷值。表3.28-3.31

第四讲 暖通空调系统负荷与送风参数

第6节 整个建筑的总负荷如何确定？

负荷的估算法和计算法





第7章 空调房间送风状态的变化过程

已知室内余热 Q (kw), 余湿 W (kg/s), 送入风量 q_v (kg/s)

热平衡:

3送风状态和送风量的确定 (夏季) .mp4

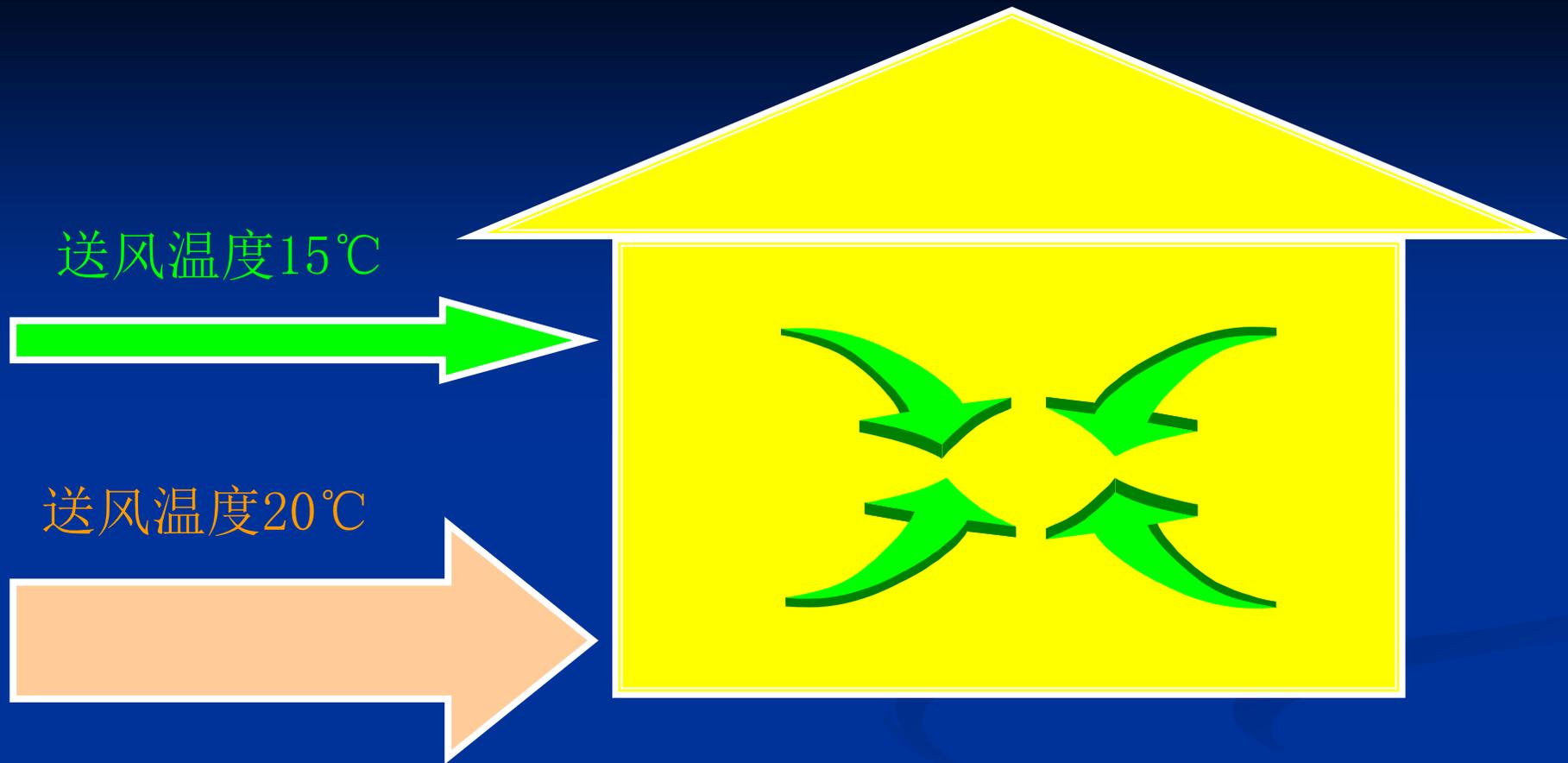
3.7 空调房间送风状态的确定及送风量的计算

已知：冷（热）负荷、湿负荷

确定：送风状态、送风量

是选择空调设备的重要依据

送风状态的变化和送风量的大小对整个空调系统会产生什么影响？



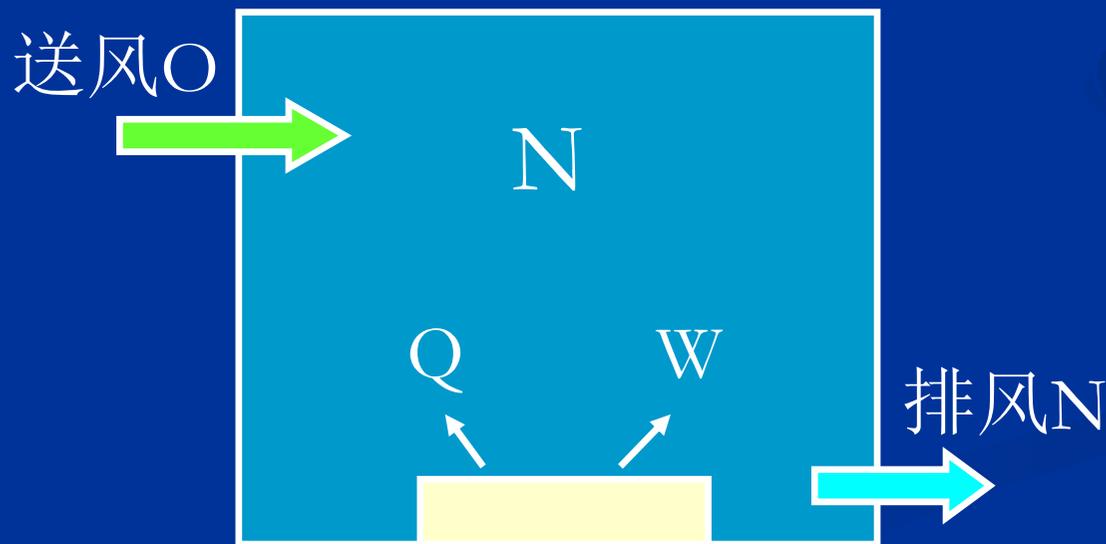
? 送风状态和送风量如何确定

3.7.1 空调房间送风状态的变化过程

已知室内余热 Q (kw), 余湿 W (kg/s),送入风量 q_m (kg/s)

热平衡: $q_m h_o + Q = q_m h_N \implies q_m = \frac{Q}{h_N - h_o}$

湿平衡: $q_m d_o + W = q_m d_N \implies q_m = \frac{W}{d_N - d_o}$

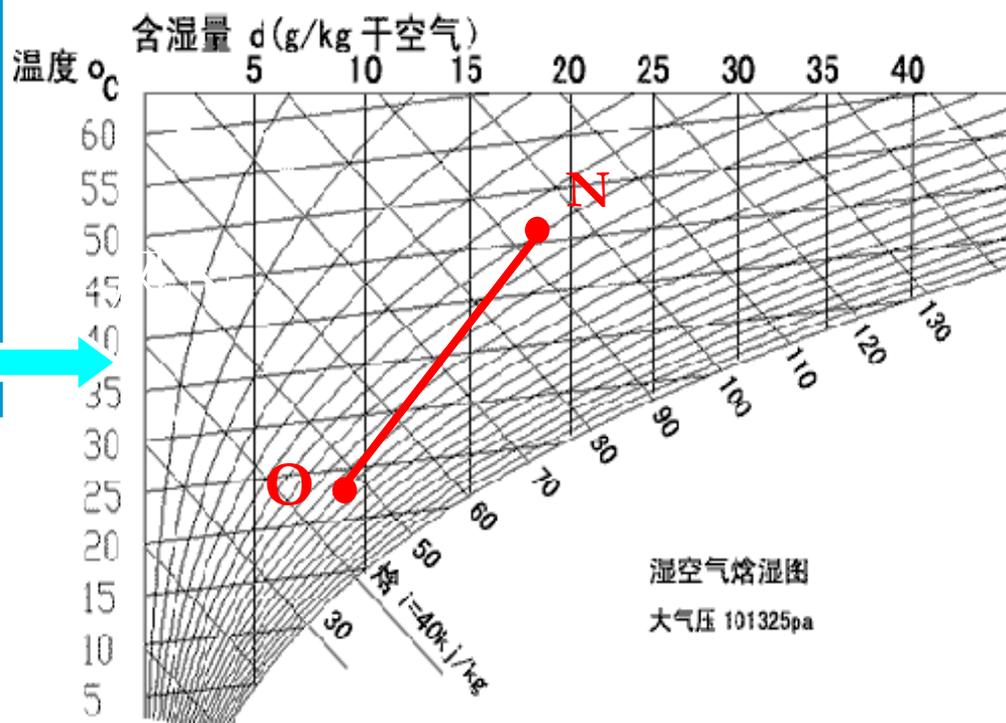
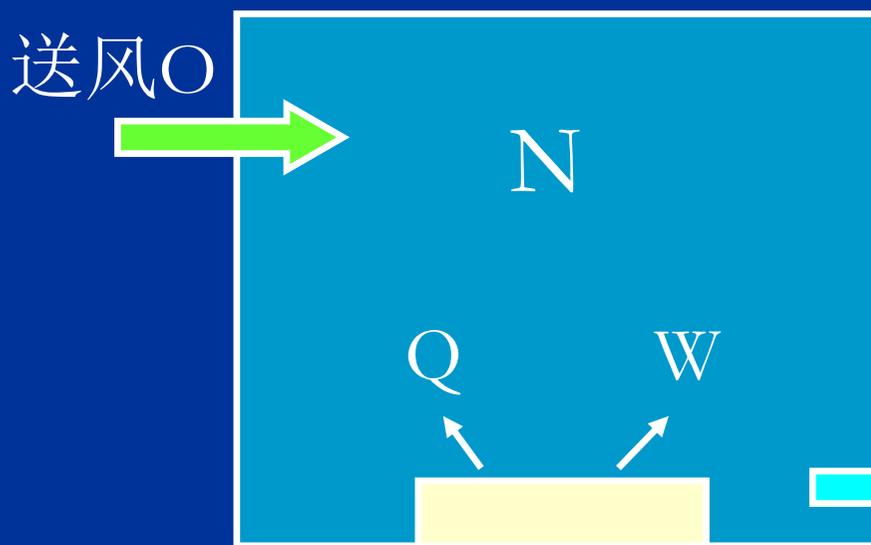


$$q_m = \frac{Q}{h_N - h_o} = \frac{W}{d_N - d_o}$$

$$\frac{Q}{W} = \frac{h_N - h_o}{d_N - d_o} = \varepsilon$$

3.7.1 空调房间送风状态的变化过程

所以：送风在余热余湿作用下，沿过N点的 $\varepsilon = Q/W$ 的热湿比线变化到N



3.7.2 夏季送风状态的确定及送风量的计算

- ✓ 在焓湿图上确定N点
- ✓ 过N点做 $\varepsilon = Q/W$ 的热湿比线
- ✓ 只要知道h,d,t之一，便可在热湿比线上确定O点
(多由送风温差 Δt_0 确定)
- ✓ 则送风量为：
$$q_m = \frac{Q}{h_N - h_o} = \frac{W}{d_N - d_o}$$
- ✓ Δt_0 的取值大小决定了送风量
的大小，故要从技术、经济两方面考虑
- ✓ Δt_0 的选择（表3-32, 3-33）

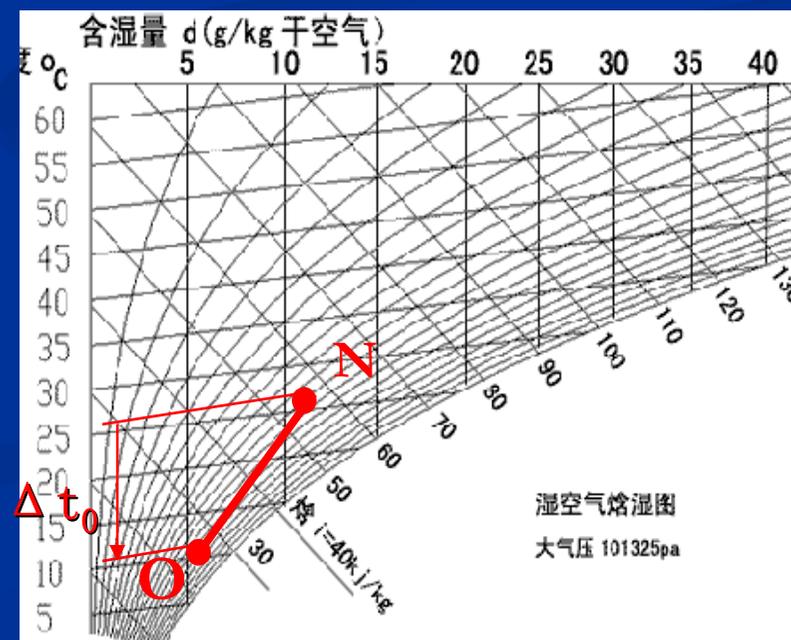


表3-32 舒适性空调的送风温差

送风口高度/m	送风温差/°C
≤ 5.0	5~10
> 5.0	10~15

表3-33 工艺性空调的送风温差

室温允许波动范围/°C	送风温差/°C
$> \pm 1.0$	≤ 15
± 1.0	6~9
± 0.5	3~6
$\pm 0.1 \sim 0.2$	2~3

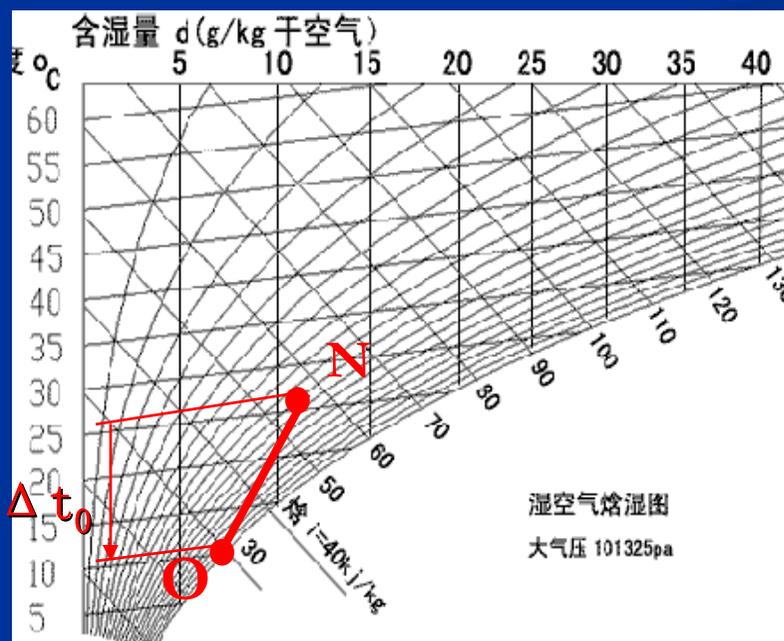
3.7.2 夏季送风状态的确定及送风量的计算

✓ 一般在计算风量时用焓差算，不用含湿量差

✓ 露点送风 (最大温差送风)

$$q_m = \frac{Q}{h_N - h_o} = \frac{W}{d_N - d_o}$$

对于舒适性空调或夏季以降温和为主的工艺性空调



3.7.2 夏季送风状态的确定及送风量的计算

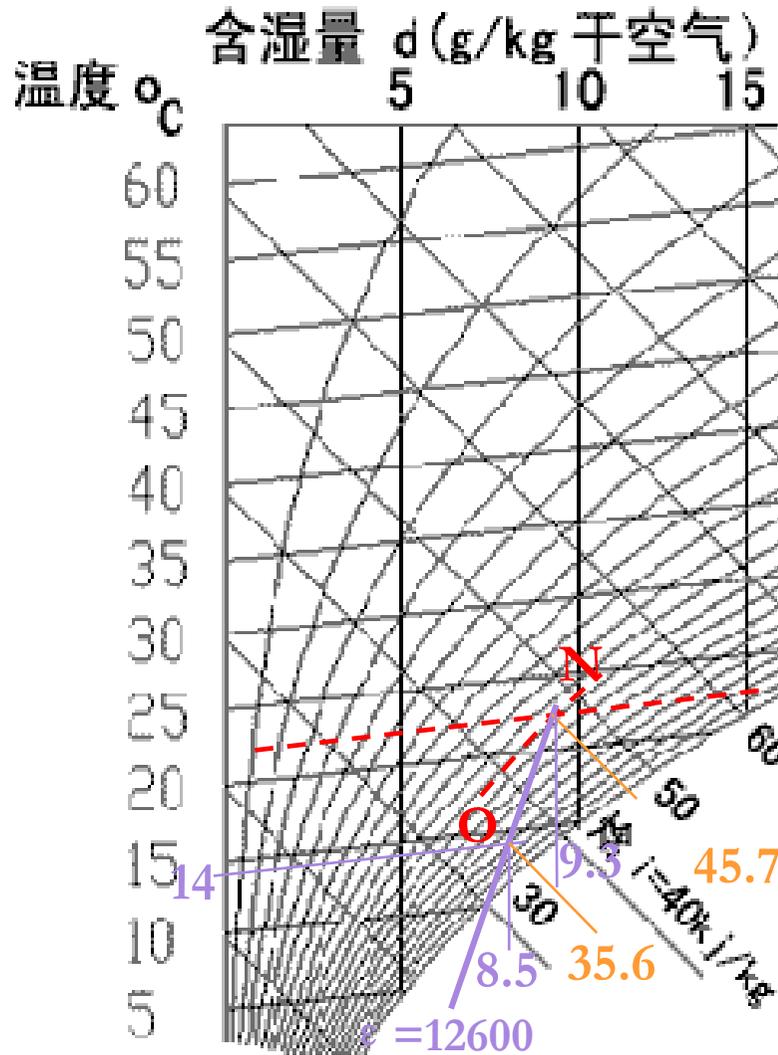
✓ 换气次数:

总风量 (m^3/h)与空调区体积(m^3)的比值, 用符号 n (次/h)表示

✓ 换气次数的一般规定

室温允许波动范围/ $^{\circ}\text{C}$	送风温差/ $^{\circ}\text{C}$	换气次数/(次/h)
$>\pm 1.0$	≤ 15	
± 1.0	6~9	5
± 0.5	3~6	8
$\pm 0.1\sim 0.2$	2~3	12

例题3—3: $Q=3906\text{w}, W=0.31\text{g/s}, N$ 要求 $22^\circ\text{C}, 55\%$ 求送风状态和送风量



解: 1.确定N点

$$h_N = 45.7 \text{kJ/kg.a} \quad d_N = 9.3 \text{g/kg.a}$$

$$2. \varepsilon = Q/W = 3.906 / 0.31 \times 10^{-3} = 12600 \text{kJ/kg}$$

3.取送风温差 $\Delta t_0 = 8^\circ\text{C}$, 则
 $t_0 = 22 - 8 = 14^\circ\text{C}$

4.焓湿图上确定O点, 则

$$h_O = 35.6 \text{kJ/kg.a} \quad d_O = 8.5 \text{g/kg.a}$$

5.送风量为:

$$q_m = \frac{Q}{h_N - h_O} = \frac{3.906}{45.7 - 35.6} = 0.387 \text{kg/s}$$

或

$$q_m = \frac{W}{d_N - d_O} = \frac{0.31}{9.3 - 8.5} = 0.387 \text{kg/s}$$



3.7.3 冬季送风状态的确定及送风量的计算

- ✓ 冬季与夏季相比，余热不同，余湿一般相同
- ✓ 冬季送风量的确定
 - 通常采用与夏季相同的风量（定风量）
 - 或由 Δt_g 确定（变风量）
- ✓ 冬季送风状态O的确定（定风量系统）

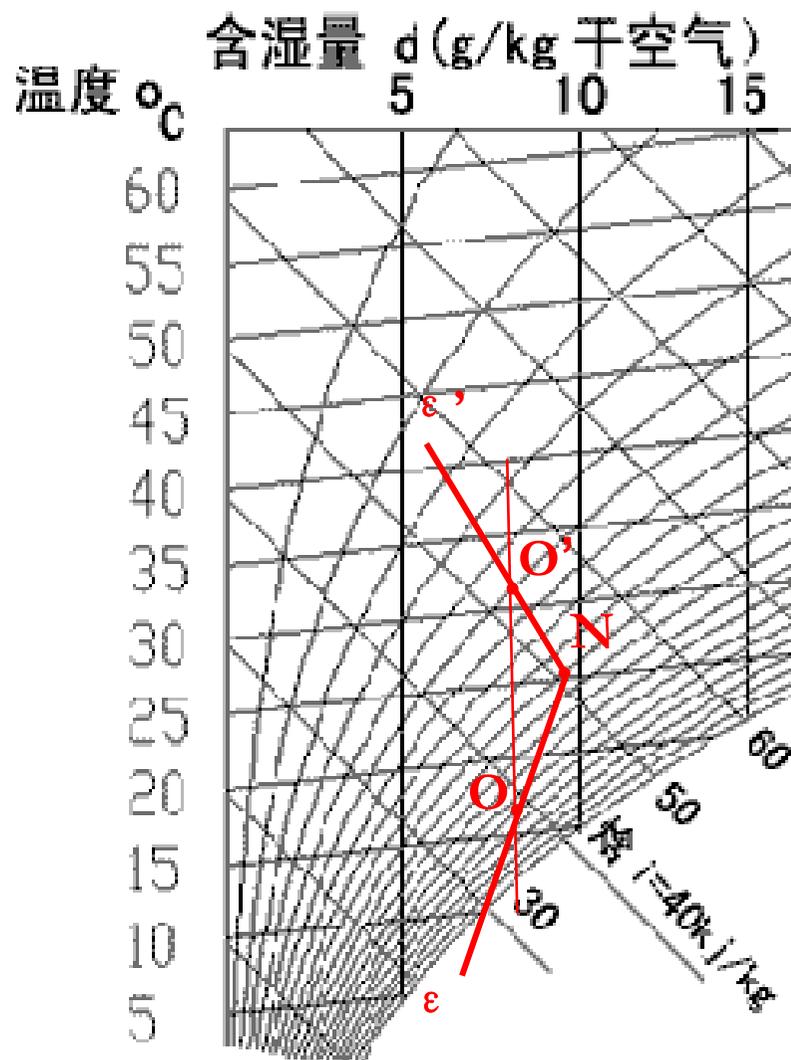


3送风状态和送风量的确定(冬季) .mp4

3.7.3 冬季送风状态的确定及送风量的计算

- ✓ 冬季与夏季相比，余热不同，余湿一般相同
- ✓ 冬季送风量的确定
 - 通常采用与夏季相同的风量（定风量）
 - 或由 Δt_0 确定（变风量）
- ✓ 冬季送风状态O的确定（定风量系统）

冬季送风状态O的确定 (定风量系统)



冬季送风状态点一定在 ϵ' 线上

$$q_m = \frac{Q}{h_N - h_O} \quad q_m = \frac{W}{d_N - d_O}$$

是定风量系统，所以冬夏季送风量相同

冬夏季的余湿一般也相同而室内状态点N点没有变

因此： $d_{O'} = d_O$

在确定夏季送风状态点之后，可由等含湿量线与 ϵ' 线相交得出冬季送风状态点 O'

3.7.3 冬季送风状态的确定及送风量的计算

✓ 冬季与夏季相比，余热不同，余湿一般相同

✓ 冬季送风量的确定

➤ 通常采用与夏季相同的风量（定风量）

➤ 或由 Δt_0 确定（变风量） → 送风温度不宜过高

✓ 冬季送风状态O的确定（定风量系统）

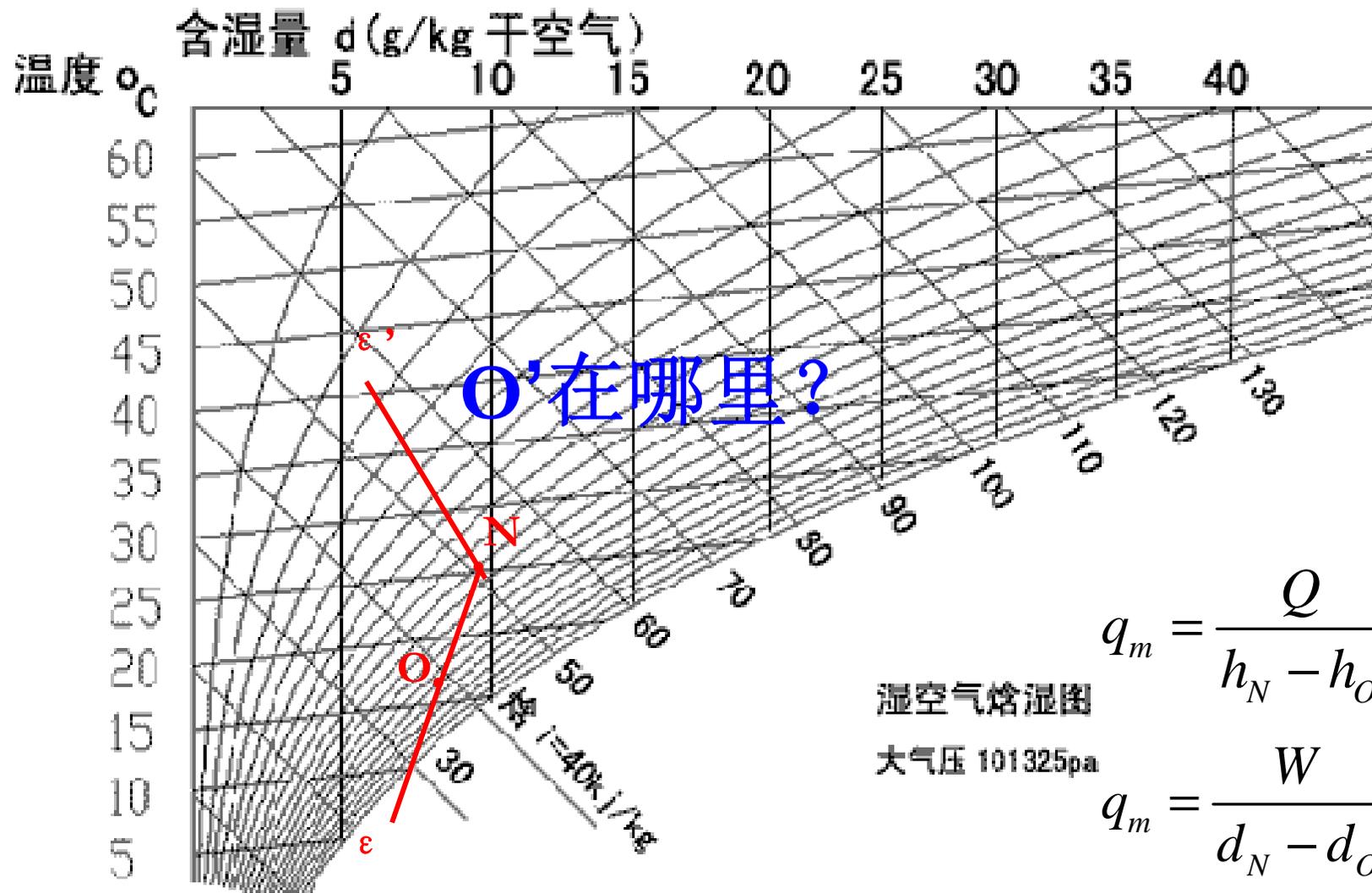
1、在焓湿图上确定N点

2、过N点做 $\varepsilon' = Q'/W'$ 的热湿比线

3、做 $d_{o'} = d_o$ 线，与 ε' 线交点即为O'

冬季送风状态O的确定

变风量系统 or 定风量系统，但冬夏余湿不同



3.8 新风量的确定和风量平衡

呼吸时 O_2 、 CO_2 的变化

	吸气/%	呼气/%
O_2	20.95	16.02
CO_2	0.03	4.38

新风量多，空气质量好，耗能大
新风量少，空气质量差，耗能少

新风量给多少合适？



3.8 新风量的确定和风量平衡

长期以来，认为“人”是室内仅有的污染源

室内所需新风量

稀释人员污染 + 稀释建筑物污染

表3-34 单位建筑面积每小时所需新风量

表 3.0.2 公共建筑主要空间的设计新风量

建筑类型与房间名称		新风量 [m ³ / (h·p)]	
旅游 旅馆	客 房	5 星级	50
		4 星级	40
		3 星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5 星级	30
		4 星级	25
		3 星级	20
		2 星级	15
	大堂、四季厅	4~5 星级	10
	商业、服务	4~5 星级	20
		2~3 星级	10
美容、理发、康乐设施		30	
旅店	客 房	一~三级	30
		四级	20
文化 娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅 (包括卡拉 OK 歌厅)		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体 育 馆		20	
商场 (店)、书店		20	
饭馆 (餐厅)		20	
办 公		30	
学校	教 室	小 学	11
		初 中	14
		高 中	17

公共建筑节能设计标准
(GB50189-2005)

对于出现最多人数的持续时间少于3小时的房间，所需新风量可按室内的平均人数确定，该平均人数不应少于最多人数的 $1/2$ 。



3.8.1 单个房间空调系统最小新风量的确定

最小新风量应满足以下要求：

- 满足人的卫生要求
- 补充室内燃烧所耗空气量要求
- 补偿排风量要求
- 保证房间的正压要求

3最小新风量的确定.mp4

3.8 .1 单个房间空调系统最小新风量的确定

最小新风量应满足以下要求：

- 满足人的卫生要求
- 补充室内燃烧所耗空气量要求
- 补偿排风量要求
- 保证房间的正压要求

局部排风量

系统
总风量

每人新风
标准*人数

取和

最小
新风量1

乘以10%

最小
新风量3

取和

最小
新风量2

维持正压
所需风量

取最大值

燃烧设备
所需风量

最小新风量

新风量确定的方法

有一工艺性空调房间，根据计算满足室内人员卫生要求的最小新风量为 $120\text{m}^3/\text{h}$ ，室内有一局部排风设备，排风量为 $5\text{m}^3/\text{min}$ ，室内正压 10Pa 情况下经门窗渗透到室外的风量为 $48\text{m}^3/\text{h}$ ，室内有一燃烧设备，需新风量 $0.07\text{m}^3/\text{s}$ ，计算该房间所需的最小新风量为多少？

以下情况，应采用**全新风空调系统**：

- 1、夏季回风焓值高于室外空气焓值。
- 2、系统各空调区排风量大于按负荷计算出的送风量。
- 3、室内散发有害物质，以及防火防爆等要求不允许空气循环使用。
- 4、采用风机盘管或循环风空气处理机组的空调区，应设有集中处理新风的系统。

3.8.2 多房间空调系统最小新风量的确定

房间用途	在室人员	新风量	总风量	新风比
办公室	20	680	3400	20
办公室	4	136	1940	7
会议室	50	1700	5100	33
接待室	6	156	3120	5
合计	80	2672	13560	20

13560m³/h的总风量中，新风量应为多少？

$$13560 \times 0.33 = 4475 \text{m}^3/\text{s} \quad ?$$

3.8.2 多房间空调系统最小新风量的确定

$$Y = \frac{X}{1 + X - Z}$$

Y: 修正后的系统新风比

X: 未修正的系统新风比

Z: 需求最大的房间的新风比

房间用途	在室人员	新风量	总风量	新风比
办公室	20	680	3400	20
办公室	4	136	1940	7
会议室	50	1700	5100	33
接待室	6	156	3120	5
合计	80	2672	13560	20

$$X = 2672 / 13560 = 19.7\%$$

$$Z = 1700 / 5100 = 33.3\%$$

$$Y = 0.197 / (1 + 0.197 - 0.333) = 0.228$$

系统新风量为

$$0.228 \times 13560 = 3092 \text{m}^3/\text{s}$$

最大新风比的房间是否存在不满足新风量要求的状况?

3.8 .3 全年新风量变化时空调系统风量平衡关系

