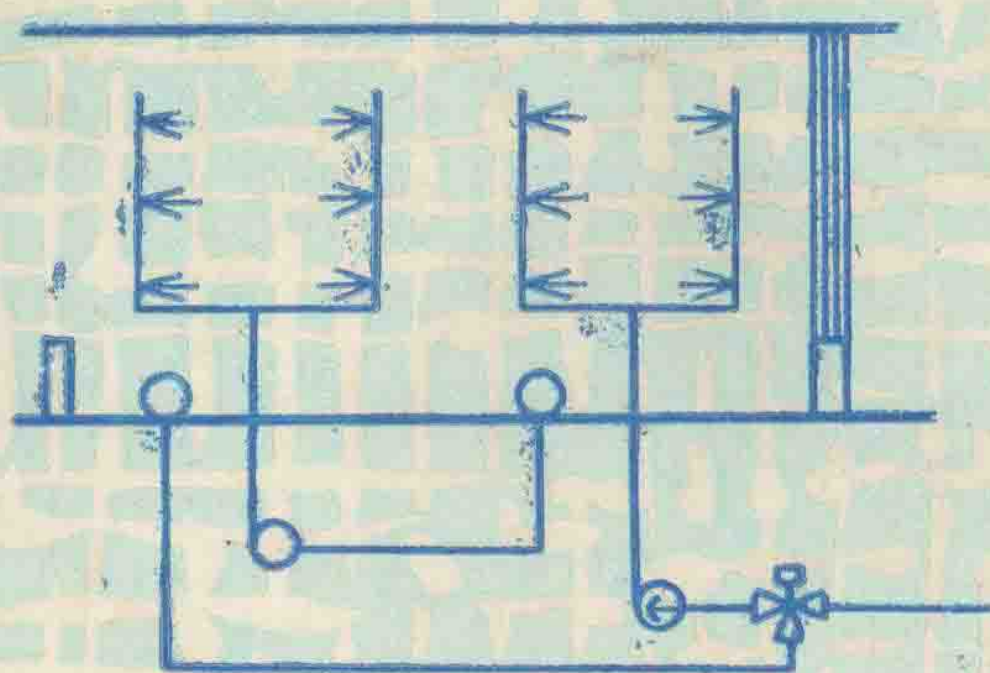


纺织厂空气调节设计计祯

计 算 实 例



无 锡 市 纺 织 工 程 学 会

内 容 提 要

本书是以细纱车间、织布车间和经编车间三个实例，用“纺织厂空气调节设计计算书”的形式编写的，包括室内外设计温湿度的确定，冷热负荷计算，通风量计算，空调室设计，气流组织和送排风管道设计计算，风机选择等。

本书可供从事纺织空调的工程技术人员和有关高等院校师生参考。

前 言

纺织厂空气调节系统的设计计算是空调系统方案设计中的一部分,本书是在一定的空调系统方案基础上编写的,不涉及到空调系统方案设计的选择,所以本书仅从设计计算的基本内容、方法等方面考虑。

纺织厂空气调节系统设计计算的内容随着空调系统所采用的方案和空调设备、滤尘设备的不同而有些差异,而空调系统的方案设计和空调滤尘设备,均有时间性的,如目前我国的高速空调器和 SFU-001, SFU-002, SFU-003, SFU-004 新型滤尘设备相继问世,使我国的纺织空调事业得以较快的发展,由于这些新设备的使用,空调系统的方案设计亦有相应的发展。在高速空调器中的空气流速可达 $3\sim 7\text{ m/sec}$,如果同样大小的空调器,则高速空调器所处理风量比低速 (2.5 m/sec) 空调器大 $1.2\sim 2.4$ 倍。本书中的细纱车间的空调方案设有 4 个低速空调器,由车间的两头向车间送风,每头有两个空调系统,采用高速空调器后,则每头各设一个空调系统,整个细纱车间设有两个空调系统。本书写在这些新设备问世之前,但设计计算的基本内容是一致的。

本书用的计算表较多,是为了便于计算及查阅有关数据,并能紧缩计算的篇幅。

在编写这三个实例中,由于资料不全而带来一些困难,如手头因缺乏无锡地区的气象资料,故均采用上海地区的气象资料为依据,以后各地应按国家颁布的气象资料为依据,若无当地的气象资料,则可选用当地附近的气象资料。

目前我国 $i-d$ 图种类(即为各种大气压的 $i-d$ 图)不多,所以在设计计算中,根据所在地的情况,均用 760 mmHg 的 $i-d$ 图。

本书是结合“纺织厂空气调节”教材编写的,能使理论和实践有机地结合起来,并将教材中各部分的内容有机地连成一体。

因水平有限,在编写中若有不妥之处,欢迎读者批评指正。

本书由无锡轻工学院纺工系顾民立同志编写。承无锡市纺织工业局王乐明工程师、无锡国棉一厂张锦荣工程师、无锡国棉三厂庄守一工程师的审阅,并承无锡轻工业学院纺工系李溢曾老师的核对,在此表示感谢。

无锡市纺织工程学会 1983 年 11 月 18 日

总 目 录

一、细纱车间空气调节设计计算.....	(1)
二、布机车间空气调节设计计算.....	(48)
三、经编车间空气调节设计计算.....	(94)

目 录

一、室内外设计温湿度和室外其它气象参数

1. 室外设计温湿度
2. 室内设计温湿度
3. 室外其它气象参数

二、冷热负荷计算

1. 一个跨度各围护结构的面积计算
2. 车间各围护结构的传热系数的确定
3. 车间传导热量的计算
4. 机器发热量计算
5. 灯光散热量的计算
6. 太阳辐射热量的计算
7. 人体散热量计算
8. 车间热平衡

三、通风量计算

1. 夏季通风量计算
2. 冬季通风量计算

四、空调室设计

1. 室外进风窗面积计算
2. 总回风口面积计算
3. 排气楼, 排风窗面积计算
4. 备用回风窗面积计算
5. 喷水室截面积计算
6. 喷水室长度的确定
7. 喷水室的热工计算
8. 喷咀计算
9. 水系统的确定
10. 档水板
11. 空调室的阻力计算
12. 加热器设计计算

五、气流组织

六、风道计算

1. 送风道

一
细纱车间

二
织布车间

三
经编车间

- ## 七、风机选择

- | 一 | 二 | 三 |
|------|------|------|
| 细纱车间 | 织布车间 | 经编车间 |

一、细 纱 车 间

空 气 调 节 设 计 计 算

设 计 题 目

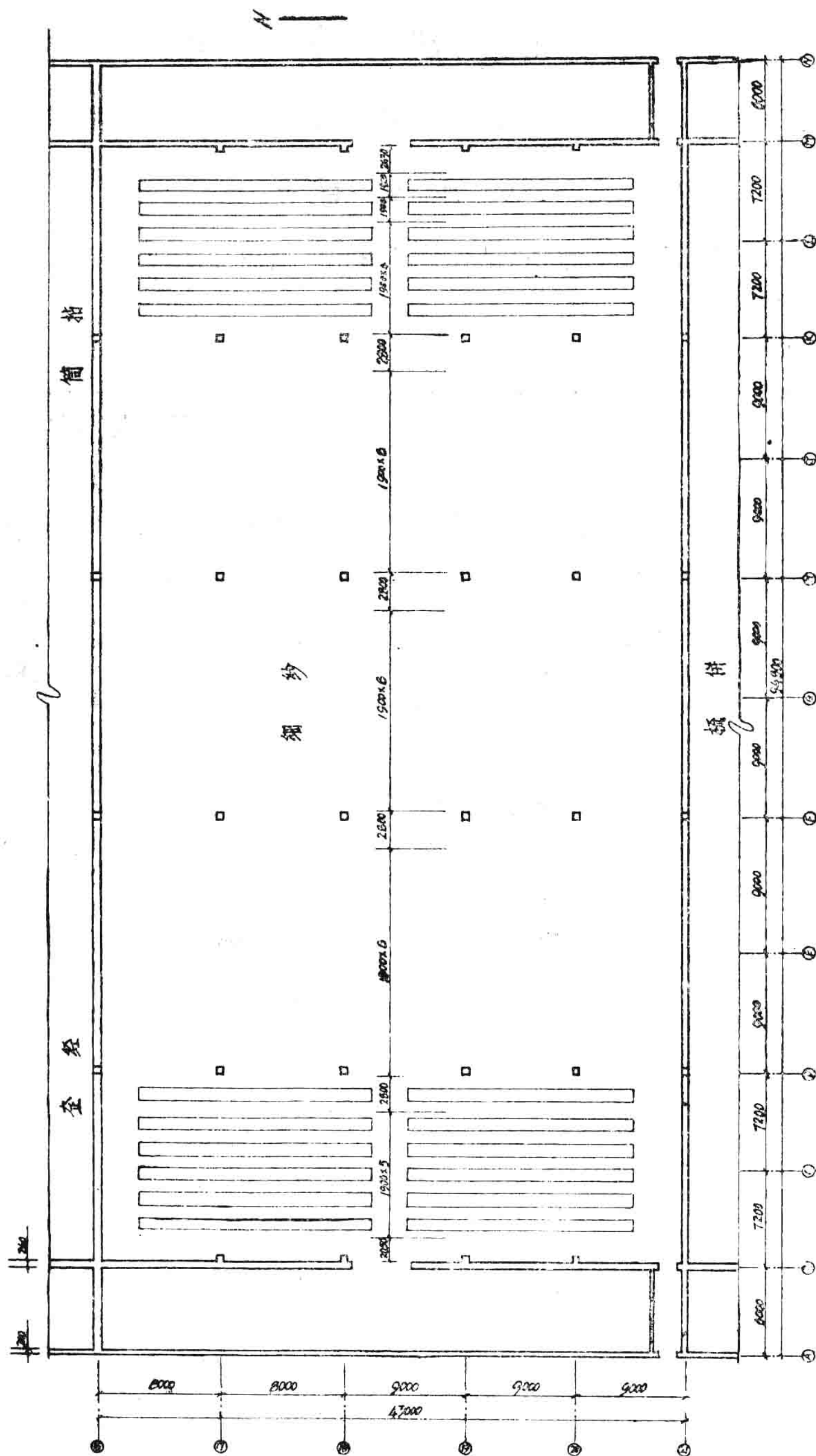
无锡地区某厂一细纱车间，车间的建筑平面图和屋顶图如图一、甲、乙所示，试设计计算这车间的空调系统

已知：1。

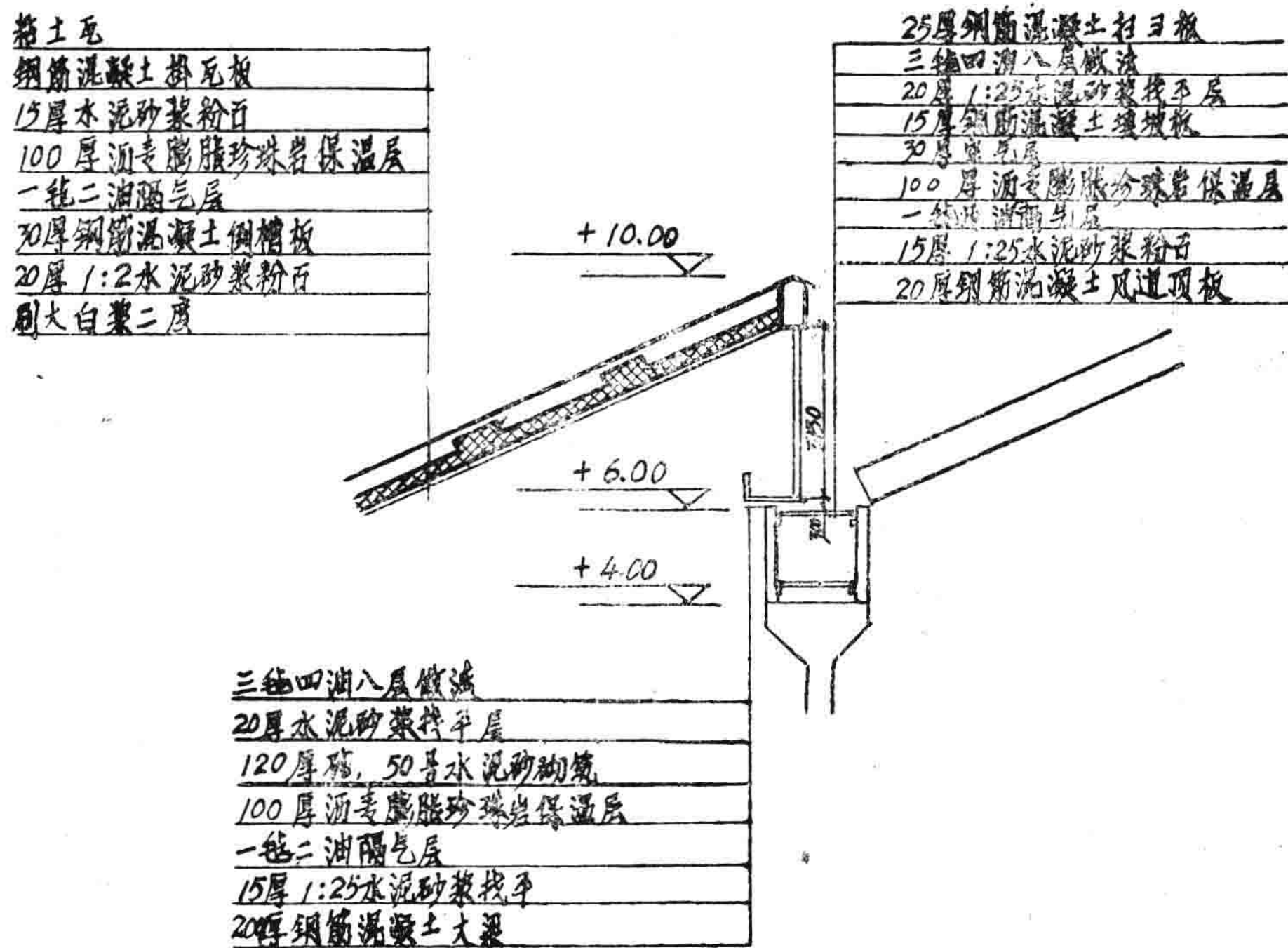
车间名称	机 器			每 班 人 数		
	型 号	功 率 (千瓦/台)	台 数	档车工	保全工	总人数
细纱车间	A512	13	44			39
	A513	15	30			28

2. 深井水温度为：20℃

3. 要求工作区的平均风速为 0.2m/sec



图一甲、平面图



图一、乙 屋顶图

× × 纺织厂细纱间车空气调节设计计算书

一、室内外设计温湿度和室外其它气象参数

1. 室外设计温湿度

因无锡地区靠近上海，以上海的室外气象为依据，由*“纺织厂空气调节”附录7查得，其值见表1—1

表1—1 室外设计温湿度

季 节	干球温度(℃)	湿球温度(℃)	相对湿度(%)
夏季空调	34	28	
冬季空调	—4		73
冬季采暖	—2		

* 注以后将《纺织厂空气调节》简称为“教材”

2. 室内设计温湿度：由“纺织厂空气调节”，表1—7查得，其值见表1—2

表1—2 室内设计温湿度

车间 名称	夏季		冬季		值班采暖 温度(℃)
	温度(℃)	相对湿度(%)	温度(℃)	相对湿度(%)	
细 纱	30	60	25	55	18

3. 室外其它气象参数，见表1—3

表1—3 室外其它气象参数

大气压力 (mmHg)	夏季	754	本设计采用 760 mmHg 的 i-d 图
	冬季	769	
极端最低温度(℃)	—9.4		
极端最高温度(℃)	38.9		

二、冷 热 负 荷 计 算

1. 一个跨度各围护结构的面积计算

1) 一个 8m 跨度的外墙西山的面积(如图 1—1)

$$F = \frac{3.7 \times 7.3}{2} = 13.51 \text{m}^2$$

2) 一个 9m 跨度的外墙西山的面积

$$F = \frac{3.7 \times 8.3}{2} = 15.36 \text{m}^2$$

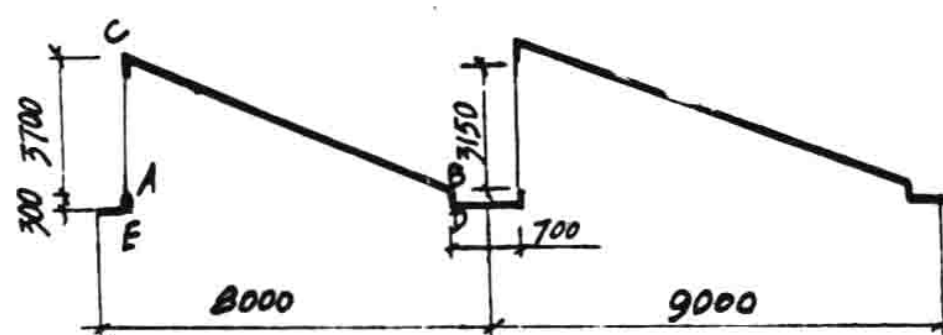


图 1—1

3) 一个 8m 跨度的外墙矩形 ABDE 的面积 (图中天沟宽度700为外—外的尺寸)

$$F = 0.3 \times 7.3 = 2.19 \text{m}^2$$

4) 一个 9m 跨度的外墙矩形 ABDE 的面积

$$F = 0.3 \times 8.3 = 2.49 \text{m}^2$$

5) 一个 8m 跨度坡屋面的面积

$$F = \sqrt{3.7^2 + 7.3^2} \times 86.04 = 704.16 \text{m}^2$$

6) 一个 9m 跨度坡屋面的面积

$$F = \sqrt{3.7^2 + 8.3^2} \times 86.04 = 781.9 \text{m}^2$$

7) 一个跨度的天窗面积

$$F = 3.15 \times 86.04 = 271.03 \text{m}^2$$

3) 一个跨度的天窗墙面积

$$F = 0.3 \times 86.04 = 25.81 \text{m}^2$$

9) 一个跨度的天沟面积

$$F = 0.7 \times 86.04 = 60.23 \text{m}^2$$

10) 地带划分:

本车间的地板均属第IV地带, 其面积为:

$$F = 85.56 \times 42.76 = 3659 \text{m}^2$$

2. 车间各围护结构的传热系数的确定

1) 外墙: 一砖墙一面粉刷, $K = 1.789 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$

2) 天窗: 一框(钢筋混凝土结构)两玻, $K = 3.0 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$

3) 内门: 单层内门, $K = 2.5 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$

4) 屋顶: 设粘土瓦和二度大白浆的传热阻略而不计, 其屋顶构造如图 1—2 所示

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{内}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{外}}}} \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$$

式中: $\alpha_{\text{内}}$ ——围护结构内表面的换热系数($\text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$);

$\alpha_{\text{外}}$ ——围护结构外表面的换热系数($\text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$);

δ ——多层围护结构每一层的厚度(m);

λ ——多层围护结构每一层材料的导热系数($\text{Kcal/m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$)。

$$\begin{aligned} \therefore K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{内}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{外}}}} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0.015}{1.33} + \frac{0.015}{0.8} + \frac{0.1}{0.07} + \frac{0.005}{0.15} + \frac{0.03}{1.33} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{1}{7.5}} \\ &= 0.53 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr} \end{aligned}$$

5) 天窗墙: 构造如图 1—3 所示。三毡四油的热阻 $R = 0.069 \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr/Kcal}$

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{7.5} + \frac{0.12}{0.65} + \frac{0.015}{0.8} + \frac{0.005}{0.15} + \frac{0.10}{0.07} + 0.19 + \frac{0.12}{0.65} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.015}{0.15} + \frac{1}{20}} \\ &= 0.4259 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr} \end{aligned}$$

6) 天沟: 构造如图 1—4 所示

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0.025}{1.33} + \frac{0.015}{0.15} + \frac{0.020}{0.8} + \frac{0.020}{1.33} + 0.19 + \frac{0.10}{0.07} + \frac{0.005}{0.15} + \frac{0.015}{0.8} + \frac{0.05}{1.33} + \frac{1}{7.5}} \\ &= 0.433 \text{Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr} \end{aligned}$$

7) 地板的传热系数: 第Ⅳ地带的传热系数 $K = 0.06 \text{ Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$

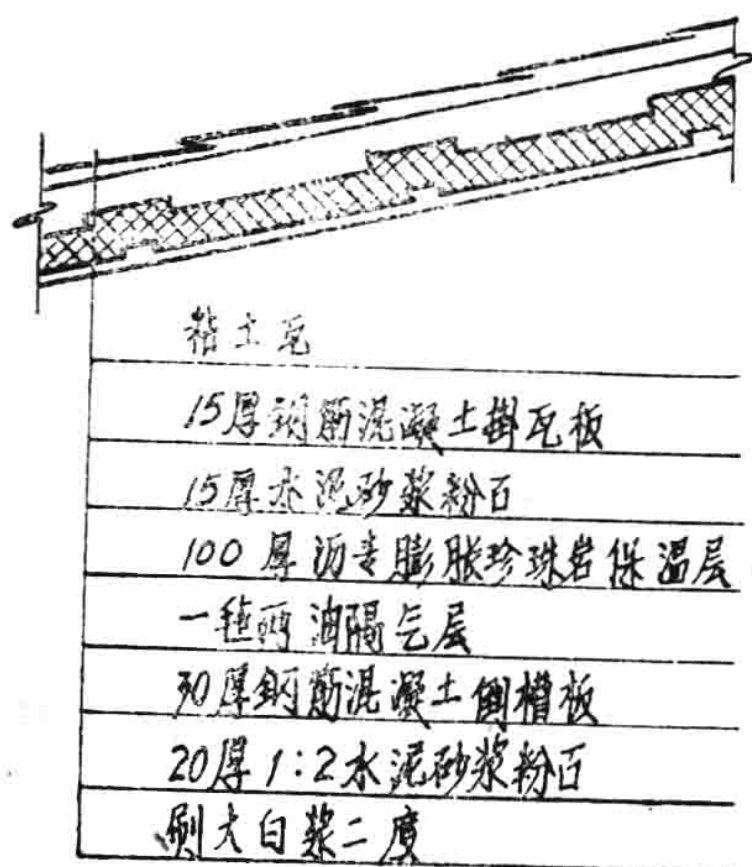


图 1—2

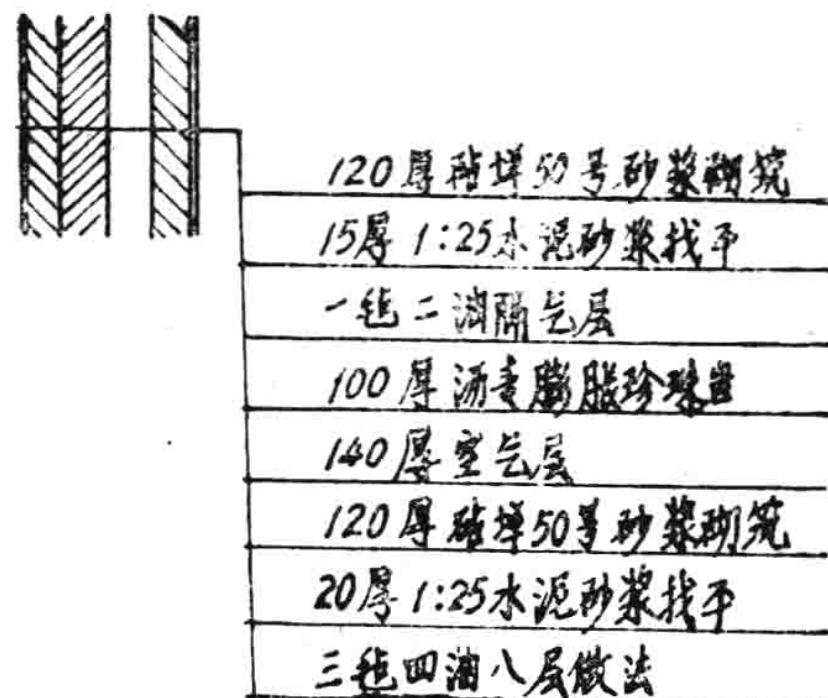


图 1—3

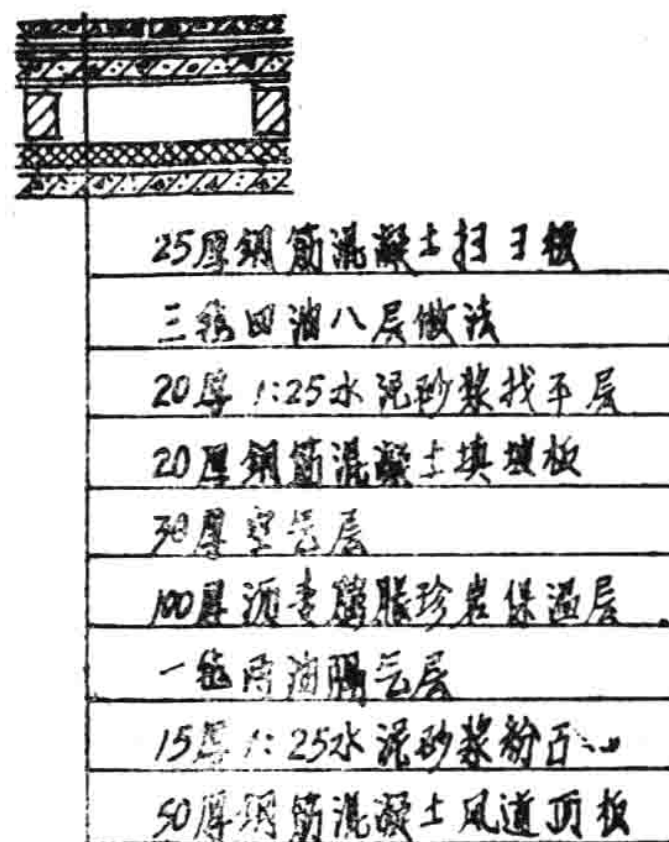


图 1—4

K 值的校核:

由图 5 可知, 车间的露点温度 $t_p = 15^\circ$

$$K_{\text{最大}} = \alpha_{\text{内}} \frac{t_{\text{内}} - (t_{\text{露}} + 1)}{(t_{\text{内}} - t_{\text{外}})a} = 7.5 \frac{25 - (15 + 1)}{[25 - (-4)] \times 1} = 2.33 \text{ Kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}$$

由上述可知, 天窗和内门的 $K > K_{\text{最大}}$, 会结露; 其余围护结构的 K 值均小于 $K_{\text{最大}}$, 故不会结露。

设附房和车间之间的温度差小于 5°C , 所传递的热量可略之, 故内墙的传热系数 K 不计之。

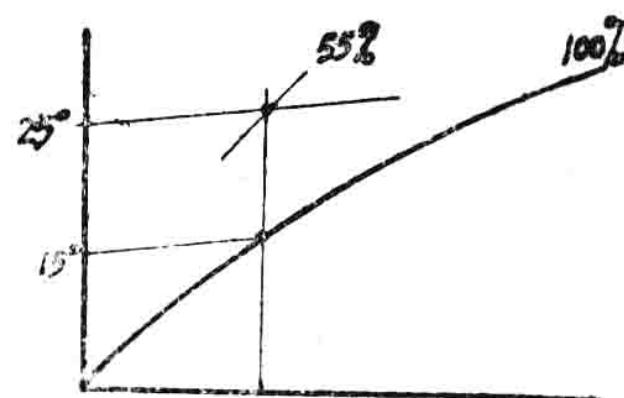


图 1—5

3. 车间的传导热量计算

1) 冬季空调时的房屋热损失计算、见表 1—4, $Q = 225203 \text{ Kcal/hr}$

2) 房高附加率计算、见表 1—5

表 1—5 高度附加计算表

围护结构 名称	平均高度 (m)	附加百分数 (%)
1	2	3
外墙西山墙	$*6 + \frac{10-6}{2} = 8$	$(8-4) \times 0.02 = 8\%$
天窗	$6.3 + \frac{9.45-6.3}{2} = 7.875$	$(7.875-4) \times 0.02 = 7.75\%$
天窗墙	$6 + \frac{6.3-6}{2} = 6.15$	$(6.15-4) \times 0.02 = 4.3\%$
屋顶	8	8%
天沟	6	$(6-4) \times 0.02 = 4\%$

注* 各围护结构的标高见设计题目图。

3) 车间的传热汇总

夏季空调温度时传热量的近似算法：是将车间的外围护结构（外墙、外门、外窗、屋顶、天窗墙等）的基本热损失（表 1—4 中的第 8 项值），除以冬季空调时的室内外温度差，再乘以夏季空调时的室内外温度差。

冬季值班采暖时传热量的算法：是将冬季空调时的房屋热损失，除以冬季空调时的室内外温度差，再乘以冬季值班采暖时的室内外温度差。

冬季空调时： $Q = 225203 \text{ Kcal/hr}$

$$\begin{aligned}
 \text{夏季空调时：} Q &= \frac{Q_{\text{外墙}} + Q_{\text{天窗}} + Q_{\text{天沟}} + Q_{\text{天窗墙}} + Q_{\text{屋顶}}}{(t_{\text{冬内}} - t_{\text{冬外}})} (t_{\text{夏外}} - t_{\text{夏内}}) \\
 &= \frac{4407 + 4407 + 117898 + 4279 + 1609 + 63143 + 254 + 254}{29} (34 - 30) \\
 &= \frac{196251}{29} \times 4 = 27069 \text{ Kcal/hr}
 \end{aligned}$$

$$\text{冬季值班采暖时：} Q = \frac{225203}{29} [18 - (-2)] = 155312 \text{ Kcal/hr}$$

4. 机器发热量计算：见表 1—6

表 1-4

细纱车间房屋热损失计算表

室外计算温度 -4°C

[illegible]

表 1—6

机器发热量计算表

车间名称	机器型号	机器数量 n (台)	铭牌功率 N(KW)	按装系数 η	同时使用系数 φ	热迁移系数 α	总发热量 $Q = 860nN\eta\varphi\alpha$ (Kcal/hr)
1	2	3	4	5	6	7	8
细纱	A512	44	13	0.8	0.9	1	354182
	A513	30	15	0.8	0.9	1	278640

 $\Sigma 632822$

5. 灯光散热量计算

本工程是锯齿形厂房，白天是天然采光，晚上是工人照明，故灯光发热量可不考虑。

6. 太阳辐射热量计算

1) 太阳通过屋顶的辐射热量计算、见表 1—7

表 1—7

屋顶的太阳辐射热计算表

车间名称	辐射面名称	辐射面尺寸 (m × m)	辐射面积 F (m ²)	传热系数 K (Kcal/m ² ℃·h)	辐射强度 J (Kcal/m ² hr)	吸收系数 ρ	辐射热量 $Q = 0.035KF\rho J$ (kcal/hr)
1	2	3	4	5	6	7	8
细纱	屋 顶	7.3×86.04×2 +8.3×86.04×3	3398.6	0.58	910	0.7	43948
	天 沟	60.23×5'	201.3	0.488	910	0.65	3043

 $\Sigma 46991$

2) 太阳透过玻璃窗的辐射热量计算，见表 1—8

表 1—8

玻璃窗的太阳辐射热计算表

车间名称	辐射面名称及朝向	辐射面积 F (m ²)	有效面积 系数 X_m	遮阳系数 $*X_z$	辐射强度 J_t	辐射热量 $Q = X_m X_z J_t F$ (Kcal/hr)
1	2	3	4	5	6	7
细纱	天窗、北	271.03×5 =1355.15	0.6	1	100	81309

注：*设玻璃窗上全无遮阳设备，故 $X_z = 1$

7. 人体散热量计算(包括散湿量计算见表1—9)

表1—9 人体散热量和散湿量计算表

车间名称	每班人数			散热量(Kcal/hr)		散湿量(g/hr)	
	档车工	保全工	总人数	每人散热量	总散热量	每人散湿量	总散湿量
1	2	3	4	5	6	7	8
细纱			67	170	11390	230	15410

8. 车间的热平衡, 见表1—10

表1—10 车间热平衡表

车 间 名 称	得 热 量 (Kcal/hr)								冬季空调 热损失 (Kca/ hr)	过剩(+)或 缺少(-)热 量 (Kcal/hr)	值班采 暖耗热 量 (Kcal/ hr)
	机器发热量	灯光发热量	太阳辐射热		人体 散热量	夏季 传导热量	共 计				
			屋 顶	玻璃窗			夏 季	冬 季			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
细纱	632822		46991	81309	11390	27069	799581	644212	225203	+419009	155312

注: (1) 表中第8项为机器发热量、太阳辐射热、人体散热量、夏季传导热量之和, 即为空调系统的冷负荷。锯齿形厂房的灯光发热量不考虑。

(2) 表中第9项为机器发热量和人体发热量之和, 冬季的太阳辐射热量不计。

(3) 表中第11项为第9项与第10项之差, 其负值表示车间缺少热量, 正值表示车间有剩余热量。

三、通风量计算

1. 夏季通风量计算、见表1—11

1) 车间体积

在车间的体积计算中, 以支风道的顶板标高6m作为车间体积的计算高度。支风道的总宽度为1.8m

$$V = 85.56 \times 42.76 \times 5 - (6-4) \times 1.8 \times 85.56 \times 5 = 20411\text{m}^3$$

将此值填入表1—11的第2项中。

2) 室内空气状态参数：见图1—6

$$t_{\text{内}} = 30^{\circ}\text{C}, \varphi_{\text{内}} = 60\%, i_{\text{内}} = 17\text{kcal/kg}, d_{\text{内}} = 16\text{g/kg}$$

将上述空气状态参数填表11的第4项至第7项中

3) 车间热湿比系数

$$\varepsilon = \frac{Q}{\frac{\Delta d}{1000}} = \frac{799581}{\frac{15410}{1000}} = 51887$$

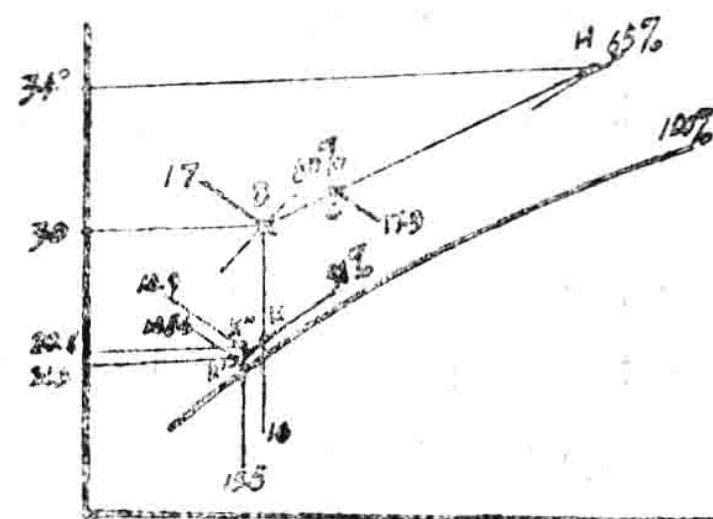


图1—6

式中：Q——夏季车间的总得热量(kcal/hr)

Δd ——人体的总散湿量(g/hr)

可知 ε 值很大，在*i-d*图上可近似地取 $\varepsilon = +\infty$ ，而且具有送风状态点K的空气进入车间后是沿等*d*线变化到车间的空气状态B点。考虑了档水板的过水量0.5g/kg和由于吸入式送风系统的风机温升0.5℃因素后，则送风状态由K点变为K'点，其参数分别填入本表的第8项至第11项中

将表中第6项和第10项之差填入第12项中，按公式 $G = \frac{Q}{\Delta i}$ 将第3项数值除以第

12项数值得“计算风量” $G(\text{kg/hr})$ ，填入第13项中，再除以重度 γ (在空调温度下 $\gamma = 1.2\text{kg/m}^3$)得风量 $L(\text{m}^3/\text{hr})$ ，填入第14项内。

因车间的夏季空调风量最大，故在夏季风量中可不必使用二次回风，如此计算风量即为被水处理的风量。

新风量 = 20%L 填入第15项中。

回风量 = 80%L 填入第16项中。

4) 排风量计算(即风量平衡计算)

(1) 正压排风量： $L_{\text{正}} = 6\%L = 0.06 \times 317294 = 19038\text{m}^3/\text{hr}$ 、填入第17项内。

(2) 笛管吸棉风量：按每锭3.5 m^3/hr 计算，每台408锭，全车间共74台，所以全车间总的笛管吸棉风量为： $L_{\text{吸}} = 3.5 \times 408 \times 74 = 105672\text{m}^3/\text{hr}$ 、填入第18项内。

(3) 车肚排风量：总机械排风量为： $L_{\text{机}} = 94\%L = 0.94 \times 317294 = 298256\text{m}^3/\text{hr}$ 、车肚排风量为： $L_{\text{肚}} = L_{\text{机}} - L_{\text{吸}} = 298256 - 105672 = 192584\text{m}^3/\text{hr}$ 、填入本表第19项内。

在94%L中有80%L是回风，14%L需排至室外，所以这部分经排气楼排至室外的风量为：

$$L_{\text{排}} = 14\%L = 0.14 \times 317294 = 44421\text{m}^3/\text{hr}、填入第23项内。$$

如此第14项的送风量和第20项的排风量或和第24项的排风量平衡。

5) 需冷量计算

如图1—6所示，按新风量占总风量20%的要求，得混合空气状态点C，其需冷量为：

$$Q_0 = G(i_c - i_k) = 380753(17.9 - 14.9) = 1142259\text{kcal/hr}、填入第26项内。$$