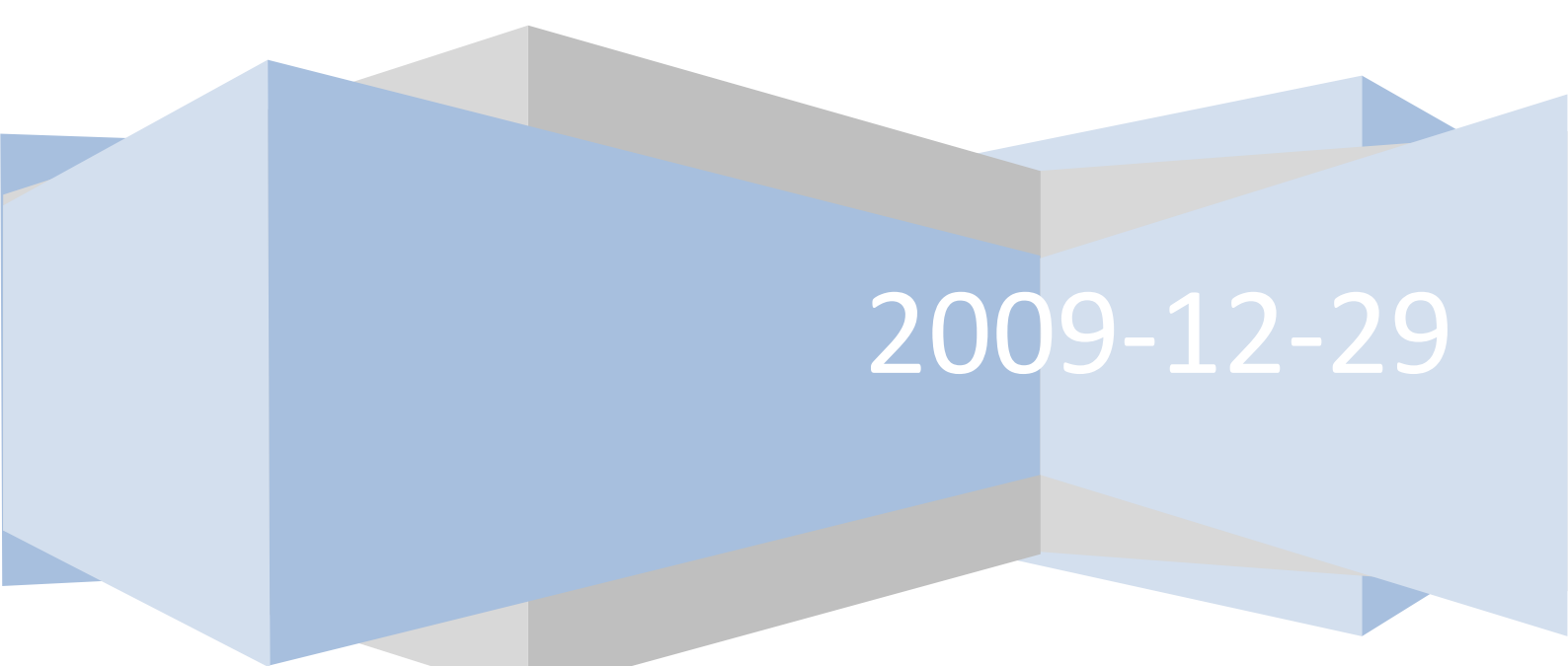


A-504 房间空调方案设计计算

A-504 房间

——空调方案设计计算



2009-12-29

目录

一、	房间冷、湿负荷计算	3
1.1	房间的基本情况	3
1.2	冷负荷计算	3
1.2.1	屋顶冷负荷	3
1.2.2	北墙引起的冷负荷	4
1.2.3	内墙引起的冷负荷	5
1.2.4	北窗温差传热所引起的冷负荷	5
1.2.5	人体散热引起的冷负荷	6
1.2.6	照明得热引起的瞬时冷负荷	6
1.2.7	电子设备散热引起的冷负荷	7
1.2.8	逐时冷负荷汇总	7
1.3	湿负荷计算	8
二、	空调房间的送风状态和送风量	9
2.1	空气调节的目标参数。	9
2.2	送风状态与送风量	9
2.3	实际换气次数	10
2.4	新风量的确定	10
三、	气流组织的设计与计算	10
四、	风道设计	12
4.1	对各个管段进行编号	12
4.2	根据各个管段的风量和选定的流速确定各个管段的断面尺寸	12
4.3	确定摩擦阻力和局部阻力	13
4.4	选定风机	14
五、	附录（图纸）	
5.1	南京理工大学第四教学楼 A-504 图面图（俯视）	
5.2	南京理工大学第四教学楼 A-504 图面图（剖面）	
5.3	南京理工大学第四教学楼 A-504 空气调节设计施工图	
5.4	均匀送风管道设计	

一、 房间冷、湿负荷计算

1.1 房间的基本情况

- 房间的基本尺寸为 $13 \times 10 \times 3.3$ (长 \times 宽 \times 高, 单位 m)。具体结构见平面图。(图号 001)。
- 屋顶: 结构如附录 2-4 表 2 中的序号 1 属于 III 型, $K=0.93\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $F_1=10 \times 13=130\text{m}^2$ 。
- 北墙窗户: $F_2=2.5 \times 10=25\text{m}^2$, 无窗帘, 单层玻璃。
- 北墙: $F_3=13 \times 3.3-25=17.9\text{m}^2$ 。结构如附录 2-4 表 1 中的序号 2 属于 II 型 $K=1.50\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。
- 内墙: 临室包括走廊, 温度比教室高 3°C 。结构如附录 2-4 表 1 中的序号 2 属于 I 型, $K=1.22\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。 $F_4=3.3 \times 10 \times 2 + 3.3 \times 13=108.9\text{m}^2$ 。
- 室内设计温度: $t_n=26^\circ\text{C}$
- 室内有 50 人上课, 电脑一台 100W, 日光灯 40 盏 $\times 20\text{W}=800\text{W}$, 投影仪一台 300W。学习时间为每天 7 点到 23 点
- 室内压力稍高于室外气压。
- 其余条件, 按照冷负荷系数法的基本条件计算。

1.2 冷负荷计算

1.2.1 屋顶冷负荷

屋顶冷负荷的计算式为: $LQ_{\tau} = K \cdot F(t'_{L,\tau} - t_n)$

其中: $t'_{L,\tau} = (t_{L,\tau} + t_d) \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\rho}$

南京地区取 α_w 、 α_n 、 ρ 等采用北京特定条件, $K_{\alpha} = 1$, $K_{\rho} = 0.94$ 。

查附录 2-4 表 5 南京地区屋顶的地点修正温度 $t_d = 2^\circ\text{C}$ 。

查附录 2-4 表 4 可得 7 到 23 点的冷负荷计算温度 $t_{L,\tau}$, 带入上式即可计算出修

正后的屋顶瞬时冷负荷计算温度 $t'_{L,\tau}$ 和屋顶的瞬时冷负荷 LQ_{τ} ，结果如表 1 所

示：

表格 1 屋顶冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
$t_{L,\tau}$	35.5	34.1	33.1	32.7	33	34	35.8	38.1	40.7
t_d	2								
$t'_{L,\tau}$	35.25	33.93	32.99	32.62	32.90	33.84	35.53	37.69	40.14
$t'_{L,\tau} - t_n$	9.25	7.93	6.99	6.62	6.90	7.84	9.53	11.69	14.14
K	0.93								
F	130								
LQ_{τ}	1118	959	846	800	834	948	1152	1414	1709
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
$t_{L,\tau}$		43.5	46.1	48.3	49.9	50.8	50.9	50.3	49.2
t_d	2								
$t'_{L,\tau}$		42.77	45.21	47.28	48.79	49.63	49.73	49.16	48.13
$t'_{L,\tau} - t_n$		16.77	19.21	21.28	22.79	23.63	23.73	23.16	22.13
K	0.93								
F	130								
LQ_{τ}		2027	2323	2573	2755	2857	2868	2800	2675

1.2.2 北墙引起的冷负荷

计算公式与 2.1 中相同，查附录 2-4 表 5 南京地区北墙的地点修正温度

$t_d = 2.7^{\circ}\text{C}$ 。

查附录 2-4 表 3，II 型外墙 7 点到 23 点的冷负荷计算温度 $t_{L,\tau}$ ，带入上式即

可计算出修正后的屋顶瞬时冷负荷计算温度 $t'_{L,\tau}$ 和北墙的瞬时冷负荷 LQ_{τ} ，结

果如表 2 所示:

表格 2 北外墙冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
$t_{L\tau}$	32.6	32.3	32.1	31.8	31.6	31.4	31.3	31.2	31.2
t_d	2.7								
$t'_{L\tau}$	33.18	32.90	32.71	32.43	32.24	32.05	31.96	31.87	31.87
$t'_{L\tau} - t_n$	7.18	6.90	6.71	6.43	6.24	6.05	5.96	5.87	5.87
K	1.5								
F	17.9								
LQ_{τ}	193	185	180	173	168	163	160	158	158
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
$t_{L\tau}$		31.3	31.4	31.6	31.8	32.1	32.4	32.6	32.9
t_d	2.7								
$t'_{L\tau}$		31.96	32.05	32.24	32.43	32.71	32.99	33.18	33.46
$t'_{L\tau} - t_n$		5.96	6.05	6.24	6.43	6.71	6.99	7.18	7.46
K	1.5								
F	17.9								
LQ_{τ}		160	163	168	173	180	188	193	200

1.2.3 内墙引起的冷负荷

由于内墙两端之间的温差一天范围内变化不大,内墙各个时间的冷瞬时负荷计算采取均采取相同的温差计算。温差为已知 $\Delta t=3^{\circ}\text{C}$ 。

$$LQ_{\tau} = K * F \Delta t$$

$$LQ_{\tau} = 1.22 \times 108.9 \times 3\text{W} = 399\text{W}$$

1.2.4 北窗温差传热所引起的冷负荷

玻璃窗由温差传热引起的冷负荷计算公式为：

$$LQ_{\tau} = K * F(t'_{L,\tau} - t_n)$$

$$\text{其中 } t'_{L,\tau} = (t_{L,\tau} + t_d) \cdot K_{\alpha}$$

查附录 2-4 表 6 在基准条件 $\alpha_w = 18.7W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ， $\alpha_n = 8.72W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 下，

单层玻璃窗的传热系数 $K=5.94 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。 $K_{\alpha} = 1.0$ 。附录 2-4 表 8 中所示玻

璃窗的地点修正系数 $t_d = 3^\circ C$ 。

查表 2-5，单层玻璃窗 7 点到 23 点的瞬时冷负荷计算温度 $t_{L,\tau}$ ，带入上式即

可计算出修正后的屋顶瞬时冷负荷计算温度 $t'_{L,\tau}$ 和玻璃窗的瞬时冷负荷 LQ_{τ} ，

结果如表 3 所示：

表格 3 北窗传热引起的冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
$t_{L,\tau}$	26	26.9	27.9	29	29.9	30.8	31.5	31.9	32.2
t_d	3								
$t'_{L,\tau}$	29.00	29.90	30.90	32.00	32.90	33.80	34.50	34.90	35.20
$t'_{L,\tau} - t_n$	3.00	3.90	4.90	6.00	6.90	7.80	8.50	8.90	9.20
K	5.94								
F	25								
LQ_{τ}	446	579	728	891	1025	1158	1262	1322	1366
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
$t_{L,\tau}$		32.2	32	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4	27.8
t_d	3								

$t'_{L\tau}$		35.20	35.00	34.60	33.80	32.90	32.10	31.40	30.80
$t'_{L\tau} - t$	3.00	9.20	9.00	8.60	7.80	6.90	6.10	5.40	4.80
K	5.94								
F	25								
LQ_{τ}		1366	1337	1277	1158	1025	906	802	713

1.2.5 人体散热引起的冷负荷

人体散热引起的冷负荷计算公式为：

$$LQ_{\tau} = Q_S \cdot C_L + Q_r$$

其中： $Q_S = n_1 n_2 q_s$

$$Q_r = n_1 n_2 q_r$$

查表得到，室内温度为 26℃ 时，成年男子散发的潜热和显热分别为 $q_r = 45W$

和 $q_s = 63W$ 。 $n_1 = 60$ ， $n_2 = 0.96$ 。

学生在室内的总时间为 16 个小时，但是学生上课是间歇性的，上课时间以 2 小时计。总的学生数量不变但是学生个体本身是不断轮换的，查表并进行叠加计算得到 C_L 值，瞬时冷负荷计算如表 4 所示：

表格 4 人体散热引起的冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
C_L	0.49	0.58	0.17	0.62	0.68	0.25	0.2	0.65	0.71
Q_S	3628.8								
$Q_S \cdot C_L$	1778	2105	617	2250	2468	907	726	2359	2576
Q_r	2592								
LQ_{τ}	4370	4697	3209	4842	5060	3499	3318	4951	5168
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00

C_L		0.78	0.8	0.84	0.86	0.39	0.32	0.26	0.22
Q_S	3628.8								
$Q_S \cdot C_L$		2830	2903	3048	3121	1415	1161	943	798
Q_r	2592								
LQ_t		5422	5495	5640	5713	4007	3753	3535	3390

1.2.6 照明得热引起的瞬时冷负荷

该教室的灯具类型为荧光灯，计算公式为：

$$LQ_t = Q \cdot C_L, \text{ 其中: } Q = n_1 \cdot n_2 \cdot N$$

$n_1 = 1.0$ (暗装), $n_2 = 0.6$ 。 $Q = n_1 \cdot n_2 \cdot N = 800 \times 0.6 \times 1 = 480W$ 。假设照明

时间为 7 点到 10 点, 17 点到 23 点, 查表得到 C_L , 计算冷负荷如表格 5:

表格 5 灯具引起的瞬时冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
C_L	0.58	0.75	0.79	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Q	480								
LQ_t	278	360	379	0	0	0	0	0	0
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
C_L		0.00	0.58	0.75	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83
Q									
LQ_t		0	278	360	379	384	389	394	398

1.2.7 电子设备散热引起的冷负荷

电子设备散热计算公式为 $Q = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot N = 0.6 \times 400 = 240W$, 假设计算

机和投影仪一天由 8 点到 21 点一直在使用（共 12 个小时）。查表得到冷负荷系数 C_L 并计算，计算结果如表 6 所示：

表格 6 电子设备散热的冷负荷

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
C_L	0.13	0.12	0.36	0.49	0.58	0.64	0.69	0.74	0.77
Q	240								
LQ_t	31	29	86	118	139	154	166	178	185
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
C_L		0.8	0.82	0.85	0.87	0.88	0.64	0.51	0.42
Q	240								
LQ_t		192	196.8	204	208.8	211.2	153.6	122.4	100.8

1.2.8 逐时冷负荷汇总

将 1.2.1~1.2.7 的七项逐时冷负荷汇总求和，得到房间的逐时冷负荷，如表 7 所示：

表格 7 各项冷负荷汇总表

时间	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
屋顶	1118	959	846	800	834	948	1152	1414	1709
北墙	193	185	180	173	168	163	160	158	158
内墙	399	399	399	399	399	399	399	399	399
窗户	446	579	728	891	1025	1158	1262	1322	1366
人体	4370	4697	3209	4842	5060	3499	3318	4951	5168
照明	278	360	379	0	0	0	0	0	0
设备	31	29	86	118	139	154	166	178	185
总冷负荷	6835	7208	5827	7222	7624	6321	6457	8420	8985
时间		16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
屋顶		2027	2323	2573	2755	2857	2868	2800	2675
北墙		160	163	168	173	180	188	193	200
内墙		399	399	399	399	399	399	399	399
窗户		1366	1337	1277	1158	1025	906	802	713
人体		5422	5495	5640	5713	4007	3753	3535	3390
照明		0	278	360	379	384	389	394	398
设备		192	197	204	209	211	154	122	101

总冷负荷		9567	10191	10621	10786	9063	8657	8246	7877
------	--	------	-------	-------	-------	------	------	------	------

总冷负荷随时间变化折线图如图 1 所示，从图中可以看出，该教室的最大冷负荷出现的时间是 19 时，其冷负荷为 10,786 W。此即为该教室夏季室内设计冷负荷。

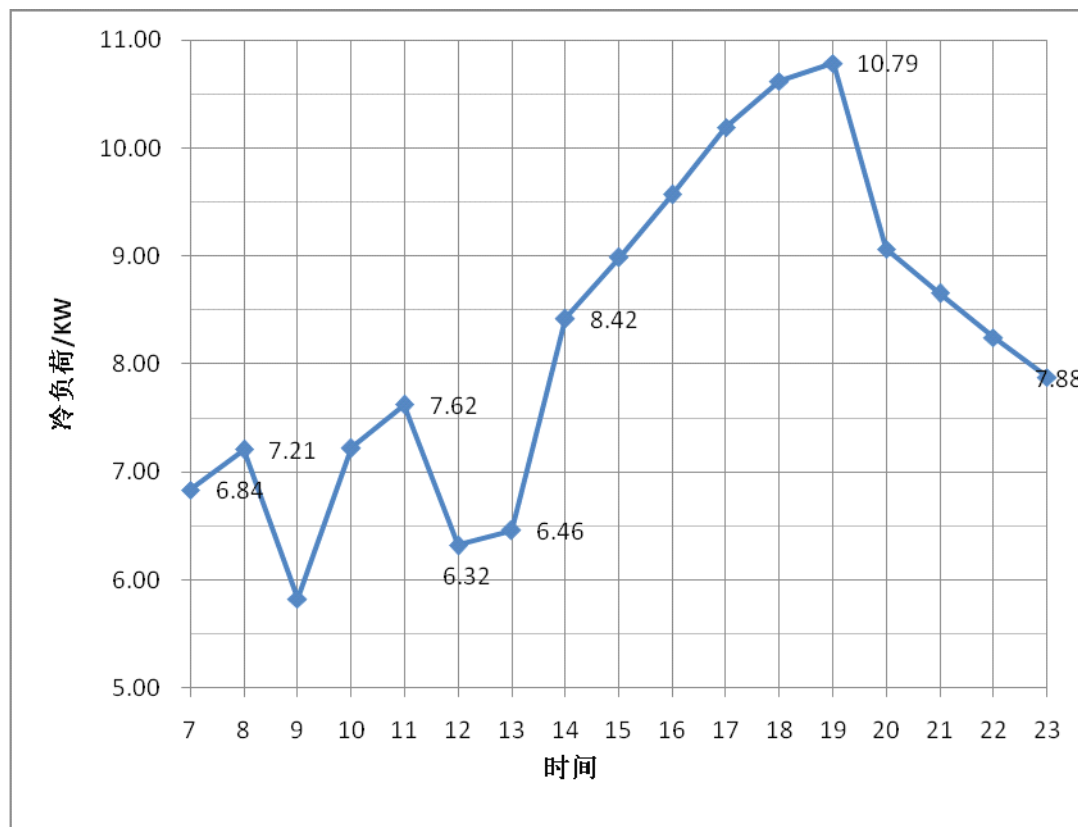


图 1 总负荷随时间变化趋势

说明：由于大学中午不上课，而学生产生的冷负荷占主导地位。所以 12 点到下午一点是全天中负荷较小的时刻，而晚上灯具、电子设备所产生的热负荷均增大，导致晚七点左右为负荷峰值。计算符合实际的情况。

1.3 湿负荷计算

教室的湿量计算主要包括人体的散湿量，其计算公式是：

$$W_{\tau} = n_1 \cdot n_2 \cdot W \text{ g/h}$$

其中： $n_1 = 60$ ， $n_2 = 0.95$ 。查表得到室温 26℃ 情况下成人男子的散湿量为

$W=68\text{g/h}$ ，带入上式得到：

$$W_{\tau} = n_1 \cdot n_2 \cdot W = 0.95 \times 60 \times 68\text{g/h} = 3876\text{g/h}$$

二、 空调房间的送风状态和送风量

2.1 空气调节的目标参数。

由第一节计算结果可知：南京理工大学第四教学楼 A-504 房间的夏季设计冷负荷为 $Q=10,786 \text{ W}$ ，余湿量 $W=1.077\text{g/s}$ 。夏季空气调节的目标是：保持室内空气参数为： $t_n = 26^\circ\text{C}$ ， $\varphi_n =$ 。

2.2 送风状态与送风量

该教室的热湿比为：

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{10786}{1.077} = 1.0015 \times 10^4$$

在 i-d 图上确定出室内状态点 N，作过 N 点的热湿比线 $\varepsilon = 1.0015 \times$ ，取送风温差 $\Delta t=6^\circ\text{C}$ ，则送风温度为 $t_o = t_n - \Delta t = 26^\circ\text{C} - 6^\circ\text{C} =$ 。确定送风状态点 O， $i_o=48.5\text{kJ/kg}$ ， $d_o=11.14\text{g/kg}$ 干空气。

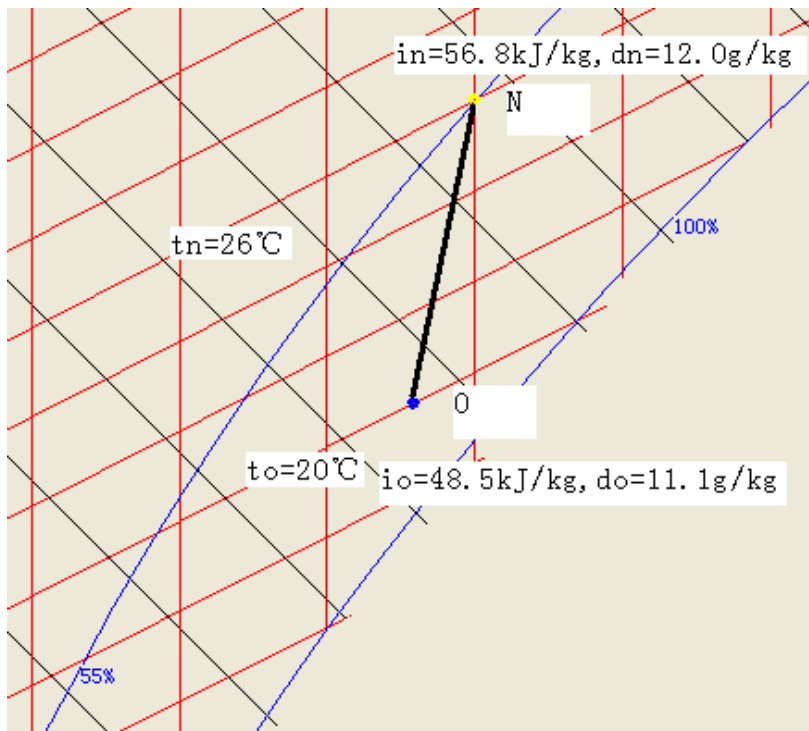


图 2 夏季送风状态

计算送风量：

按消除余热

$$G = \frac{LQ_\tau}{i_n - i_o} = \frac{10786}{56.8 - 48.5} = 1.3\text{kg/s}$$

按消除余湿

$$G = \frac{W}{d_n - d_0} = \frac{1.077}{0.86} = 1.3\text{kg/s} \approx 1.077\text{m}^3/\text{s} \approx 3878\text{m}^3/\text{s}$$

按照余热和余湿计算出的送风量相同，说明计算正确。

2.3 实际换气次数

换气次数的计算公式为：

$$n = \frac{L}{V} = \frac{\frac{1300}{29} \times 22.4 \times 0.001 \times 3600}{13 \times 10 \times 3.3} = 8.4$$

送风温差为 6°C 。换气次数 8.4，由送风温差、换气次数和室内温度允许波动范围三者的关系表知道：室内的温度可以控制在设计温度 $t_n = 26^\circ\text{C}$ 内，换气次数可以满足设计要求。

2.4 新风量的确定

为保室内 CO_2 的浓度在许可的范围内，采用 CO_2 质量平衡的方法确定此项所需的新风量。其计算如下：

$$L_w = \frac{X}{(y_N - y_0)}$$

其中：室内产生的二氧化碳量 $X = 17\text{L/人} \times 60\text{人} = 1020\text{L}$

室内允许的二氧化碳浓度 $y_N = 11$

室温空气中的二氧化碳浓度 $y_0 = 0.51$

所以此项新风量：
$$L_w = \frac{X}{(y_N - y_0)} = \frac{1020}{(11 - 0.51)} = 2040\text{L}$$

而送风量为 1.3kg/s ，这算为
$$G = \frac{1.3\text{kg/s}}{1.21\text{kg/m}^3} \times 3600 = 3878\text{m}^3/\text{s}$$

所以新风量为总风量的 **53%**。

三、气流组织的设计与计算

1、上送下回的送风方式是最基本的气流组织形式。适用于温湿度和清洁度

要求较高的空调房间。该房间的气流组织形式拟选用这种送风方式。

2、如施工图 001 所示，采用 3×4 均匀布置的 12 个送风口，送风口拟选用流线型散流器，其 $m_1 = 1.35$ ， $n_1 =$ 。故单个送风口的送风量为

$$G_0 = \frac{1.077}{12} \approx 0.08981。$$

3、设定射流如施工图 002 所示。射流长度 $x = 3.3 - 1.5 = 1.8$ 。（取工作区高度为 1.5m）。

4、利用各修正系数图求取 K_1 、 K_2 。按照 $\bar{X} = \frac{x}{\sqrt{F_0}} = \frac{1.8}{\sqrt{10.833}} = 0.56$ 。查

曲线得 $K_1 = 0.75$ ，即受限射流。按照 $\frac{1}{x} = \frac{3.25}{1.5} = 2.17$ ，故 $K_2 = 0.75$ 。

由于射流为垂直射流，需要考虑非等温修正系数 K_3 。列出以下方程组：

$$\begin{cases} Z = 5.45 m_1' u_0^4 \sqrt{\frac{F_0}{n_1' \Delta T_0^2}} \\ \frac{u_x}{u_0} = K_3 m_1 \sqrt{F_0} / x \\ F_0 u_0 = G_0 \\ K_3 = f\left(\frac{x}{Z}\right) \\ 1 \leq u_0 \leq 2; u_x \leq 0.3 \end{cases}$$

带入已知量，方程组可以化为：

$$\begin{cases} Z = 1.115 u_0^4 \sqrt{F_0} \dots \dots \dots (1) \\ \frac{u_x}{u_0} = 0.75 K_3 \sqrt{F_0} \dots \dots \dots (2) \\ F_0 u_0 = 0.1795 \dots \dots \dots (3) \\ K_3 = f\left(\frac{1.8}{Z}\right) \dots \dots \dots (4) \\ u_0 \leq 2; u_x \leq 0.3 \dots \dots (5) \end{cases}$$

通过以上五个条件，确定：

● 风口尺寸 $0.4 \times 0.4\text{m}$ ，有效截面系数取为 0.9， $F_0 = 0.144\text{m}^2$ 。

● 出口风速为 $u_0 \approx 0.62\text{m/s}$ 。

$$\bullet \quad Z = 1.115u_0\sqrt[4]{F_0} = 1.308, \quad \frac{x}{Z} = \frac{1.8}{1.049} = 1.376, \quad \text{查曲线} K_3 =$$

$$\bullet \quad u_x = 0.75u_0K_3\sqrt{F_0} = 0.75 \times 0.623 \times 1.85 \times \sqrt{0.144} = 0.263$$

5、检查 是否符合要求。

$$\frac{\Delta T_x}{\Delta T_0} = \frac{n_1\sqrt{F_0}}{x} = \frac{1.1 \times \sqrt{0.144}}{1.8} = 0.232$$

$$\Delta T_x = 0.232 \times \Delta T_0 = 1.40^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_x \leq 1.5^\circ\text{C}$$

\therefore 符合舍内温度 $26 \pm 1.5^\circ\text{C}$ 的要求。

四、 风道设计

虽然空调系统的理论的基本新风量为 53%，但考虑到现有条件，空调系统拟采用全新风系统。系统图（图号 003）所示。风管全部采用镀锌钢板制作，已知消声器阻力为 75Pa，空调箱的阻力为 350Pa。

4.1 对各个管段进行编号

详见系统图（图号 003）。

4.2 根据各个管段的风量和选定的流速确定各个管段的断面尺寸

风量 $G_{12}=1.077\text{m}^3/\text{s}$ ，初选风速 $v_{12}=2.5\text{m/s}$ ，则风管的断面面积为：

$$F_{12} = \frac{G_{12}}{V_{12}} = \frac{1.077}{2.5} = 0.431\text{m}^2$$

取断面尺寸为 $800\text{mm} \times 500\text{mm}$ ， $F_{12} = 0$ ，实际流速 $v_{12}=2.69\text{m/s}$

采用同样的办法得到各个断面尺寸如下：

➤ 管段 3~4：风量 $G_{34}=1.077\text{m}^3/\text{s}$ ，断面尺寸为 $630\text{mm} \times 500\text{mm}$ ，实际流速为 $v_{34}=3.42\text{m/s}$ 。

➤ 管段 4~5：风量 $G_{34}=1.077\text{m}^3/\text{s}$ ，断面尺寸为 $500\text{mm} \times 400\text{mm}$ ，实际流速为

$v_{45}=5.39 \text{ m/s}$ 。

➤管段 6~7: 风量 $G_{34}=1.077\text{m}^3/\text{s}$, 断面尺寸为 $630\text{mm} \times 500$, 实际流速为

$v_{67}=3.42 \text{ m/s}$ 。

➤管段 7~10 需设计成均匀送风管道。

➤既然管段 7~10 采用均匀风道, 7#、8#、9#、10#四条支管段的设计应是相同的。以 7#支管为例:

F13~7.1, F23~7.2, F33~7.3 的三条竖直管段的风速为设计送风出口速度

$u_0 = 0.625$, 已经选定断面尺寸为 $400\text{mm} \times 400$ 。

管段 7.1~7.2: 风量 $G_{7172}=0.0898\text{m}^3/\text{s}$, 断面尺寸为 $200\text{mm} \times 160$, 实际流速为 $v_{7172}=2.805\text{m/s}$ 。

管段 7.2~7.3: 风量 $G_{7273}=0.180\text{m}^3/\text{s}$, 断面尺寸为 $200\text{mm} \times 320$, 实际流速为 $v_{7273}=2.805\text{m/s}$ 。

管段 7#~7.3: 风量 $G_{7\#73}=0.270\text{m}^3/\text{s}$, 断面尺寸为 $320\text{mm} \times 250$, 实际流速为 $v_{7\#73}=3.37\text{m/s}$ 。

➤管段 7~10 需设计成均匀送风管道。主风管进口截面为 $630\text{mm} \times 500$, 进口风速为 $v_{67}=3.42 \text{ m/s}$ 。孔口之间的距离为 3.25m , 各个侧口的送风量均为

$G' = 0 \text{ m}^3/\text{s}$, 管的截面已选定 (如上), 侧风口风速 2.6m/s 。主风道

风速须限定在 $<4.5\text{m/s}$ 。如图 004。

1) 侧风口的名义出流速度为 $V_j = \frac{3.37}{0.6} = 5.617$, 静压为

$$P_j = \frac{\rho v_j^2}{2} = \frac{1.2 \times 5.617^2}{2} = 19.3, \text{ 断面动压为}$$

$$P_{d1} = \frac{\rho v_{d1}^2}{2} = \frac{1.2 \times 3.42^2}{2} = 7.1. \text{ 断面 1 全压为 } 19.3+7.1=26.4\text{Pa}。$$

2) 7~8 之间的阻力计算: 查表得到管道阻力 0.21Pa/m ,

$$\Delta P_1 = 0.21 \times 3.25 = 0.68. \text{ 局部阻力差得: } \xi = 0,$$

$$\Delta P_2 = 0.015 \times 7.1 = 0.1$$

阻力为: $\Delta P_1 + \Delta P_2 = 0.1$ 。

3) 根据均匀送风条件得到, 断面 2 的动压为 $7.1 - 0.79 = 6.31\text{Pa}$

$$\text{风速为 } V_2 = \sqrt{\frac{2 \times 6.31}{1.2}} = 3.24。$$

$$\text{则截面积为 } \frac{0.8}{V_2} = 0.24。$$

4) 同理求得断面 3 的截面积为 0.180m^2 。

断面 4 的截面积为 0.136m^2 。

其总阻力为断面 1 全压 26.4Pa 。

4.3 确定摩擦阻力和局部阻力

风管	实际截面积	实际流速	长度	阻力系数	局部阻力系数	局部阻力	总阻力
1-2	0.40	2.69	5.00	0.10	0.00	0.00	0.50
3-4	0.32	3.42	2.00	0.18	0.00	0.00	0.36
4-5	0.20	5.39	2.00	0.50	0.00	0.00	1.00
6-7	0.32	3.42	3.50	0.18	1.00	7.06	7.69
7.1-7.2	0.03	2.81	3.33	0.55	0.24	1.14	2.97
7.2-7.3	0.06	2.81	3.33	0.40	0.22	1.04	2.38
7.3-7#	0.08	3.37	2.00	0.45	1.00	6.84	7.74
总计							22.63

假设送风口的阻力为 5Pa 。

∴ 选定最不利环路 $1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 10 - F43$,

$$\text{总阻力为: } P = 22.63 + 26.4 + 5 + 300 + 75 = 428\text{Pa}$$

4.4 选定风机

根据计算, 风机的性能指标为:

风量 $G = 3878\text{m}^3/\text{h}$;

风压 $P = 4$;

