



广东海洋大学

本科生毕业设计

广州某大楼冰蓄冷空调工程设计

Ice Storage Air-conditioning ProJect Design

for a Building in Guangzhou

学生姓名

牟宣

所在专业

建筑环境与设备工程

所在班级

建环 1051 班

申请学位

工学学士

指导教师

杨宏军

职称

讲师

副指导教师

职称

答辩时间

2009 年 06 月 10 日

目录

目录	I
设计总说明	I
Introduction	II
第 1 章 设计说明	- 1 -
1.1 工程概况	- 1 -
1.2 空调系统设计参数	- 1 -
第 2 章 空调系统冷负荷计算	- 3 -
2.1 选择冷负荷计算方法	- 3 -
2.2 新风负荷	- 6 -
2.3 空调湿负荷的计算	- 7 -
2.4 负荷计算结果	- 7 -
第 3 章 空调系统方案的确定	- 14 -
3.1 空调系统方案的确定	- 14 -
3.2 全空气空调系统方案设计	- 15 -
3.3 风机盘管加独立新风系统空调方案设计	- 17 -
第 4 章 空气处理末端设备选型	- 20 -
4.1 选型依据	- 20 -
4.2 设备选择	- 20 -
第 5 章 气流组织计算	- 22 -
5.1 气流组织方式	- 22 -
5.2 气流组织计算	- 22 -
5.3 回风计算	- 24 -
第 6 章 风系统水力计算	- 25 -
6.1 风系统水力计算方法	- 25 -
6.2 全空气系统风管水力计算举例	- 25 -
6.3 风管水力计算汇总	- 27 -
6.4 盘管加独立新风系统风管水力计算举例	- 29 -
6.5 新风系统风管水力计算汇总	- 34 -
第 7 章 水系统水力计算	- 37 -
7.1 冷冻水系统形式确定	- 37 -
7.2 冷冻水系统的水力计算	- 37 -
第 8 章 冷源系统设计	- 46 -
8.1 确定典型设计日的空调冷负荷	- 46 -
8.2 蓄冷装置的形式和模式及运行策略的确定	- 46 -
8.3 蓄冷冷源设计并确定运行控制方案	- 48 -
8.4 辅助设备的选择	- 54 -
8.5 冷却水系统设计	- 55 -
8.6 冷冻水系统设计	- 57 -
8.7 膨胀水箱的选型	- 59 -
8.8 集水器、分水器的设计	- 60 -
8.9 过滤器的选择	- 61 -

第 9 章 冰蓄冷空调系统的耗能分析	62 -
9.1 三种系统方案的比较分析	62 -
9.2 方案 2 冰蓄冷空调系统的全年能耗分析	62 -
9.3 方案 3 冰蓄冷空调系统的全年能耗分析	63 -
第 10 章 方案的比较和经济分析	65 -
10.1 方案一的初投资计算	65 -
10.2 方案二的初投资计算	66 -
10.3 方案三的初投资计算	68 -
10.4 空调蓄冷系统的经济评价	70 -
第 11 章 冷冻机房的布置、防震、消声与保温	72 -
11.1 冷冻机房的布置	72 -
11.2 消声与隔声设计	72 -
11.3 减振设计	73 -
11.4 保温设计	73 -
鸣谢	75 -
参考文献	76 -

设计总说明

如今节能、舒适、环保已成为空调领域的重要发展趋势，在国家电价的鼓励政策下冰蓄冷空调得到了较快的发展。为平衡电网负荷、削峰填谷结合广州市实行的谷峰电价政策，对冰蓄冷空调系统与常规的空调系统的经济性进行分析比较从而确定了此建筑适合应用冰蓄冷空调系统。通过对该建筑的冷负荷计算和冷负荷的分布情况的分析，从而确定了冰蓄冷空调系统宜采用的运行策略，工作模式和运行控制方案进而确定了其机组容量和蓄冰槽的容量。

本工程位于广州市，为综合性办公楼建筑，总建筑面积为 10162m²，地上十五层地下一层。地下一层为停车库、制冷机房等，首层为银行，二层为办公区，三层以上为办公室，设计日最大小时空调计算负荷 1740.8kW，设计日空调计算总负荷 23342.7 kW。

本冰蓄冷空调工程设计根据其工程特点冰蓄冷系统采用主机与蓄冷装置并联、主机优先的部分蓄冷方案。从而实现夜间储冷，白天融冰供空调系统使用。夜间谷价电时段以及 22:00-23:00 一个小时平价电主机制冷蓄冰，白天峰价电时段主机只运行 3 小时，其余时间以及主机供冷不足时由融冰供冷，大大降低了运行费用。根据各不同功能房间，将该集中系统分为二种空调送风方式，大空间如一层银行，二层办公区采用全空气系统，新风直接从室外引进与回风混合（一次回风）处理后送风；三层以上办公室采用了风机盘管加独立新风系统，新风机组从室外引入新风处理到室内空气焓值，风机盘管承担室内全部冷负荷及部分的新风湿负荷。全空气系统选用方型散流器平射流形式，风机盘管加独立新风系统亦采用散流器平送的形式。水系统采用闭式双管制，水平异程，垂直同程，冷水泵三台，两用三备，冷却水泵选三台，两用一备。

关键词：冰蓄冷；冰球；空调设计；双工况制冷机组

Introduction

Currently, energy-saving, comfort, environmental protection has become an important field of air-conditioning trends, ice storage air-conditioning has been a rapid development at the national price incentives policy. For balances the electrical network load, to unify the valley peak electrovalence policy which GuangZhou implements, gathered the air-conditioning system with ice storage and the conventional air-conditioning system efficiency to the ice carries on the analysis comparison thus to determine this construction suited using the air conditioning systems with ice system.

This project is located in Guangzhou City, for Complex Building, the construction area of which is 10162m². The building has fifteen layers on the ground and one layer underground. The layer underground includes a underground garage, a refrigeration room. The first floor is bank, the second floor is a area of office, the plus of third floor is office.

This ice storage air-conditioning project design accordance with its design features ice storage system using Tandem mainframe upstream part of the storage system solutions. Thereby realizing storage cold at night and offer cold-load during the day. Off-peak electric power of night and one parity electric power (22:00-23:00) ,Double operating mode Chiller charging, Peak electric power in the day Chiller only operate three hours, the other times and when Chiller can,t offer enough capacity , Ice-melting Cycle, this model can cut the operation cost strongly . According to different functions, The first system is in the high and big space such as the first floor bank, the second area of office ect. It adopts the complete air system. The air-conditioning equipment deals with the fresh air and then supplies air. The second system is in other little room. It adopts the PAU+FCU system. FCU system deals with the fresh air. PAU system carries on the whole cold duty and part wet duty. PAU+FCU systems can send air from the side and the upside; it uses the circular air diffuser to supply air. There are five water-cooling pumps; three can be used when heating. In summer, two of five are for using and another three are for preparing; in winter, two for using and one for preparing.

Keywords : Ice storage; ice balls; air conditioning design; double duty chiller unit

广州某大楼冰蓄冷空调工程设计

建筑环境与设备工程, 200511423128, 牟宣

指导教师: 杨宏军

第1章 设计说明

1.1 工程概况

该大楼位于广州市, 是由银行、办公等功能组成的综合型办公楼。大楼共 15 层, 一层为银行, 二层为办公区, 三层以上均为办公室。建筑面积为 10161.92 m^2 , 空调面积为 9563 m^2 。

1.1.1 建筑地理位置

地点: 广州 北纬: $23^{\circ}03'$ 东经: $113^{\circ}19'$ 大气压力夏季为 1004.5hPa

1.1.2 土建资料

- (1) 屋面: II 类, 预制细石混凝土板(25mm)+表面喷白色水泥浆+通风层($\geq 200\text{mm}$)
+卷材防水层+水泥沙浆找平层(20mm)+保温层(沥青膨胀珍珠岩 100mm)
+隔汽层+现浇钢筋混凝土板+内粉刷(5mm)
- (2) 外墙: III 型墙, 厚度为 240mm, 水泥砂浆 + 砖墙 + 白灰粉刷。
- (3) 幕墙: 保温型双层(6+12+6) 内层为白玻, 外层为无色 W-E 玻璃。
- (4) 内墙: III 型墙, 240mm。砖墙+白灰粉刷。
- (5) 楼板: 抛光砖 + 20 厚 1: 2.5 水泥砂浆找平层 + 钢筋混凝土层面板。

由文献[2]得建筑结构传热系数:

外墙 $K=1.97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

内墙 $K=2.05 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

幕墙 $K=2.82 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

屋面 $K=0.48 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

1.2 空调系统设计参数

1.2.1 夏季室外设计计算参数

大气压:	1004.5hPa	空调室外计算干球温度:	33.5 $^{\circ}\text{C}$
空调日平均计算温度:	30.1 $^{\circ}\text{C}$	计算日较差:	6.5 $^{\circ}\text{C}$
空调室外湿球温度:	27.7 $^{\circ}\text{C}$	室外平均风速:	1.8 m/s
通风室外平均温度:	31 $^{\circ}\text{C}$	夏季空调室外计算相对湿度:	83%

1.2.2 夏季室内设计计算参数

该建筑为综合性办公楼，因此室内设计参数因空调房间的功能不同而不同，查参考文献[2]，各类空调房间的室内设计参数如表 1-1 所示。

表 1-1 空调设计室内参数

名称	夏季		室内风速(m/s)
	温度(℃)	相对湿度 (%)	
一层银行	26-28	55-65	0.25
一层大堂	26-28	55-65	0.25
二层办公区	24-27	55-65	0.25
三层至天面办公室	24-27	55-65	0.3

第2章 空调系统冷负荷计算

2.1 选择冷负荷计算方法

在空调工程设计中, 存在两种冷负荷计算的计算方法: 一为谐波反应法 (负荷温差法), 一为冷负荷系数法。冷负荷系数法是在传递函数的基础上为便于在工程中进行手算而建立起来的一种简化算法。通过冷负荷温度与冷负荷系数直接从各种扰量值求得各分项逐时冷负荷。谐波反应法 (负荷温差法) 计算的冷负荷的形成包括两个过程: 一是由于外扰 (室外综合温度) 形成室内得热量的过程 (既内扰量)。此一过程考虑外扰的周期性以及围护结构对外扰量的衰减和延迟性。二是内扰量形成冷负荷的过程。此一过程是将该热扰量分成对流和辐射两个成分。前者是瞬时冷负荷的一部分, 后者则要考虑房间总体蓄热作用后才化为瞬时冷负荷。两部分叠加即得各计算时刻的冷负荷。本设计采用冷负荷系数法的工程简化计算方法进行冷负荷计算。查参考文献[1]和[2], 具体计算方法如下。

2.1.1 维护结构冷负荷

(1) 幕墙

本设计中的大楼东北与西南外墙均为玻璃幕墙, 因此外墙的冷负荷计算按外窗冷负荷计算方法计算。

因此外墙的冷负荷有两部分组成, 即太阳辐射得热引起的冷负荷和温差传热引起的冷负荷。

① 太阳辐射得热引起的冷负荷由公式 (2-1) 确定:

$$CL_1 = Ca \times Cs \times Cn \times Fc \times D_{jmax} \times C_{cl} \quad (2-1)$$

式中: CL_1 — 太阳日射得热形成的冷负荷, W

Ca — 窗的有效面积系数, 依据《空气调节》本设计取 $Ca=1.0$

Cs — 玻璃遮挡系数, 依据《空气调节》本设计取 $Cs=0.70$

Cn — 内遮阳系数, 依据《空气调节》本设计中对于活动百叶取
 $Cn=0.50$

Fc — 玻璃幕面积, m^2

D_{jmax} — 最大得热因数, W

C_{cl} — 玻璃幕冷负荷系数。

② 温差传热引起的冷负荷按公式 (2-2) 确定:

$$CL_2 = kc \times Kc \times Fc \times (t_1 + t_d - t_n) \quad (2-2)$$

式中：CL₂— 温差传热形成的冷负荷，W

kc— 玻璃传热系数修正值

Kc— 玻璃幕夏季传热系数，由参考文献[1]查得双层 6mm 中空玻璃，
取 2.82W/（m²·℃）

Fc— 玻璃幕面积，m²

t₁— 玻璃冷负荷计算温度，℃

t_d— 冷负荷计算温度地点修正值，北京取为 0

t_n— 室内计算温度，℃

（2）外墙与屋面冷负荷确定

计算公式为（2-3）

$$CL_3 = Kq \times Fq \times (t_2 + t_d - t_{ns}) \quad (2-3)$$

式中：CL₃—通过屋面的得热量所形成的冷负荷，W

Kq —外墙与屋面的传热系数，W/（m²·℃）

Fq —外墙与屋面的面积，m²

t₂ —外墙或屋面冷负荷逐时计算温度，℃

t_{ns} —夏季室内设计温度，℃

t_d —冷负荷计算温度地点修正值

（3）内墙冷负荷确定

内维护结构的计算，当空气调节区域与临室的夏季温差是 3℃ 以内时，不予以计算。当空气调节区域与临室的夏季温差大于 3℃ 以内时，这部分冷负荷应按公式（2-4）进行计算

$$CL = KF \Delta t_{1s} \quad (2-4)$$

式中：K —内结构传热系数，W/（m²·℃）

F —内结构面积，m²

Δt_{1s}—计算温差，由新规范，对于走道，取 2℃；对地下室上楼板，
取 5℃。

当邻室为通风良好的空调房间时，其形成的冷负荷可视为稳态传热，不随时间变化，其计算公式为（2-5）

$$CL_4 = K_n \times F_n \times (t_{wp} + \Delta t_f - t_{ns}) \quad (w) \quad (2-5)$$

式中： K_n —内墙或内楼板的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

F_n —内墙或内楼板的面积， m^2

t_{wp} —夏季空调室外计算日平均温度， $^\circ C$

t_{ns} —夏季室内设计温度， $^\circ C$

Δt_f —附加温升，取邻室平均温度与室外平均温度的差值， $^\circ C$

2.1.2 其他冷负荷的计算

（1）人员冷负荷的计算

$$CL = CL_x + CL_q \quad (2-6)$$

人体显热散热引起的冷负荷：

$$CL_x = q_x \times n \times \Phi \times CLQ \quad (2-7)$$

人体潜热散热引起的冷负荷：

$$CL_q = q_q \times n \times \Phi \quad (2-8)$$

式中： CL_x —人体显热散热引起的冷负荷， W

CL_q —人体潜热散热引起的冷负荷， W

n —室内人数

Φ —群集系数

CLQ_0 —人体显热散热引起的冷负荷系数

q_x —不同室温和劳动性质的成年男子显热散热量 W ，由《空气调节》查得

q_q —不同室温和劳动性质的成年男子潜热散热量 W ，同上。

（2）照明冷负荷的计算

$$CL = N \times CLQ \quad (2-9)$$

式中：

N —照明灯具所需功率， W ； 本设计取照明负荷为 $40W/m^2$

CLQ —照明散热冷负荷系数。

(3) 设备冷负荷的计算

设备和用具散热形成的冷负荷可按式计算：

$$Q_c(\tau) = Q_s \times CLQ \quad (2-6)$$

式中 $Q_c(\tau)$ —设备和用具显热形成的冷负荷，W；

Q_s —设备和用具的实际显热散热量，W；本设计取设备负荷为 15 W/m^2

CLQ —设备和用具显热散热冷负荷系数

2.2 新风负荷

2.2.1 新风量的确定原则

(1) 满足卫生要求：

根据文献[1]，由计算公式 (2-12)

$$G_{w1} = 2.78 \times 10^{-4} \times m / (y_0 - y) \quad \text{kg/s} \quad (2-12)$$

$$m = m' \times n_1$$

式中： m — CO_2 产生量，g/h

m' —每人呼出 CO_2 量，本设计取 33g/h.人

n_1 —房间人数

y —室外新风中 CO_2 的浓度，本设计取 0.75g/kg

y_0 —室内空气 CO_2 允许浓度，本设计取 1.75g/kg

(2) 满足室内局部排风和最小正压要求

由于此项较小，因此按最小新风量要求确定。

$$G_{w2} = n_1 \times n_2 \times G_0 \quad (2-13)$$

式中： G_0 —满足人员所需的最小新风量，本设计取 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ ；

n_1 —室内人数；

n_2 —群集系数 本设计取 1.0。

(3) 不小于系统总风量的 10%

$$G_{w3} = G \times 10\% \quad (2-14)$$

式中： G —总送风量 g/kg

则空调系统的新风量取值原则为：

$$G_w = \text{Max}(G_{w1}, G_{w2}, G_{w3}) \quad (2-15)$$

2.2.2 新风负荷计算

当新风处理到室内焓值时，计算公式（2-16）：

$$Q_L = G_w \times (i_w - i_N) \quad \text{kW} \quad (2-16)$$

式中： G_w —新风量， kg/s

i_w —室外空气焓值， kJ/kg

i_N —室内空气焓值， kJ/kg

以三层办公室 1 为例：由广州地区夏季空调室外计算参数： $t_w = 33.5^\circ\text{C}$ ， $t_s = 27.7^\circ\text{C}$ 和室内设计条件，在 i-d 图上确定室内，外状态点 R 和 W 的焓值为：

$$i_w = 88.25 \text{ kJ/kg} \quad i_N = 64.34 \text{ kJ/kg}$$

经过核算，本设计中新风量的确定按人员所需的最小新风量确定，则三层办公室 1 的新风量为： $G_w = 41 \times 30 = 1230 \text{ m}^3/\text{h} = 0.411 \text{ kg/s}$ 。

由此得新风负荷为： $Q_L = G_w \times (i_w - i_N) = 0.41 \times (88.25 - 64.34) = 9.8 \text{ kW}$

其他各房间的新风负荷亦按此方法进行计算。

2.3 空调湿负荷的计算

由于本设计中不具有水槽等设施，因此空调湿负荷的计算只考虑人体散湿量。计算公式（2-17）：

$$m_w = 0.278n\phi g \times 0.000001 \quad (2-17)$$

式中 m_w —人体散湿量 Kg/s

G —成年男子的小时散湿量； g/h

n —室内人数；

ϕ —群集系数，本设计取 1.0.

2.4 负荷计算结果

根据上述的公式，以三层办公室 1 计算举例如下：

表 2-1 三层办公室 1 西南幕墙瞬时传热冷负荷 单位（W）

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
t_c	26.9	27.9	29	29.9	30.8	31.5	31.9
Δt_d	1	1	1	1	1	1	1
t_{cl}	27.9	28.9	30	30.9	31.8	32.5	32.9
t_R	27	27	27	27	27	27	27
Δt	0.9	1.9	3	3.9	4.8	5.5	5.9
K_w	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82
A	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25
Q_c	155.5	328.2	518.2	673.6	829.1	950.0	1019.1

续表 2-1

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
32.2	32.2	32	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4
1	1	1	1	1	1	1	1
33.2	33.2	33	32.6	31.8	30.9	30.1	29.4
27	27	27	27	27	27	27	27
6.2	6.2	6	5.6	4.8	3.9	3.1	2.4
2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82
61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25
1070.9	1070.9	1036.4	967.3	829.1	673.6	535.4	414.5

表 2-2 三层办公室 1 西南幕墙透入日射得热冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
CLQ	0.19	0.23	0.25	0.27	0.29	0.37	0.48
DJmax	323	323	323	323	323	323	323
Cc. s	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37
Aw	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25
Qc	1390.8	1683.6	1830.0	1976.4	2122.8	2708.4	3513.6

续表 2-2

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
0.55	0.67	0.6	0.38	0.26	0.24	0.22	0.21
323	323	323	323	323	323	323	323
0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37
61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25
4026.0	4904.4	4392.0	2781.6	1903.2	1756.8	1610.4	1537.2

表 2-3 三层办公室 1 西北飘窗瞬时传热冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
tc	26.9	27.9	29	29.9	30.8	31.5	31.9
Δtd	1	1	1	1	1	1	1
tc1	27.9	28.9	30	30.9	31.8	32.5	32.9
tR	27	27	27	27	27	27	27
Δ t	0.9	1.9	3	3.9	4.8	5.5	5.9
Kw	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24
A	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55
Qc	153.5	324.1	511.7	665.2	818.7	938.1	1006.3

续 表

2-3

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
32.2	32.2	32	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4
1	1	1	1	1	1	1	1
33.2	33.2	33	32.6	31.8	30.9	30.1	29.4

27	27	27	27	27	27	27	27
6.2	6.2	6	5.6	4.8	3.9	3.1	2.4
5.24	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24	5.24
32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55
1057.5	1057.5	1023.4	955.1	818.7	665.2	528.7	409.3

表 2-4 三层办公室 1 西北飘窗透入日射得热引起的冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
CLQ	0.17	0.19	0.2	0.21	0.22	0.27	0.38
DJmax	439	439	439	439	439	439	439
Cc. s	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445
Aw	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55
Qc	1081.0	1208.2	1271.8	1335.3	1398.9	1716.9	2416.3

续表 2-4

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
0.48	0.54	0.63	0.52	0.25	0.23	0.21	0.2
439	439	439	439	439	439	439	439
0.445	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445	0.445
32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55	32.55
3052.2	3433.8	4006.0	3306.6	1589.7	1462.5	1335.3	1271.8

表 2-5 三层办公室 1 内墙传热引起的冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
Ki	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05
tom	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1
Δt_a	3	3	3	3	3	3	3
tR	27	27	27	27	27	27	27
A	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2
Qc	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6

续表 2-5

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
2.05	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05	2.05
30.1	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1	30.1
3	3	3	3	3	3	3	3
27	27	27	27	27	27	27	27
60.2	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2	60.2
752.6	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6	752.6

表 2-6 三层办公室 1 设备冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
CLQ	0.62	0.69	0.75	0.79	0.82	0.84	0.86

Qs	15	15	15	15	15	15	15
A	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5
Qc	1529.85	1702.575	1850.625	1949.325	2023.35	2072.7	2122.05

续表 2-6

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
0.88	0.89	0.97	0.92	0.93	0.38	0.31	0.25
15	15	15	15	15	15	15	15
164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5
2171.4	2196.075	2393.475	2270.1	2294.775	937.65	764.925	616.875

表 2-7 三层办公室 1 照明冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
CLQ	0.25	0.23	0.2	0.18	0.16	0.15	0.14
n1	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
n2	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
Qs	40	40	40	40	40	40	40
A	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5
Qc	1184.4	1089.648	947.52	852.768	758.016	710.64	663.264

续表 2-7

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
0.12	0.11	0.34	0.55	0.61	0.65	0.68	0.71
1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
40	40	40	40	40	40	40	40
164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5
568.512	521.136	1610.784	2605.68	2889.936	3079.44	3221.568	3363.696

表 2-8 三层办公室 1 人员散热引起的冷负荷 单位 (W)

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
CLQ	0.55	0.64	0.7	0.75	0.79	0.81	0.84
A	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5
n	41	41	41	41	41	41	41
a	1	1	1	1	1	1	1
qs	58	58	58	58	58	58	58
Qc1	1311.9	1526.6	1669.7	1788.9	1884.3	1932.1	2003.6
q1	123	123	123	123	123	123	123
Qc2	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4
小计 Qc	6370.3	6584.9	6728.1	6847.3	6942.7	6990.4	7062.0

续表 2-8

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
0.86	0.91	0.92	0.45	0.36	0.3	0.25	0.21
164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5	164.5

4	4	4	4	4	4	4	4
41	41	41	41	41	41	41	41
1	1	1	1	1	1	1	1
58	58	58	58	58	58	58	58
2051.3	2170.6	2194.4	1073.4	858.7	715.6	596.3	500.9
123	123	123	123	123	123	123	123
5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4	5058.4
7109.7	7229.0	7252.8	6131.7	5917.1	5774.0	5654.7	5559.3

表 2-9 三层办公室 1 人体湿负荷 单位 (kg/s)

时间	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
n	41	41	41	41	41	41	41
a	1	1	1	1	1	1	1
g	184	184	184	184	184	184	184
Mw	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209

续表 2-9

15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00
41	41	41	41	41	41	41	41
1	1	1	1	1	1	1	1
184	184	184	184	184	184	184	184
0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209	0.00209

其它各层房冷负荷汇总如下:

表 2-10 大空间冷负荷统计 单位 (W)

时间	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
1 层银行	69949.6	76766.2	78008.6	74748.4	75851.7	78941.2	81881.9
1 层大堂	14223.6	15439.0	16421.6	17414.2	18436.9	20190.5	22196.4
2 层办公区	83420.8	89946.4	91126.8	88307.9	89231.6	92060.3	95285.3

续表 2-10

14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22
83252.7	85517.0	89588.7	82720.0	79375.4	71161.6	68811.2	66621.7
23492.8	25354.2	25811.6	22531.2	20718.8	18713.2	17902.4	17297.1
97035.9	99504.0	107016.5	100190.2	96041.6	85749.7	83209.5	80955.0

表 2-11 办公区冷负荷统计 单位 (W)

时间	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
3 层办公室 1	12617.8	13673.7	14410.4	15052.5	15646.2	16839.7	18555.2
3 层办公室 2	10929.0	11616.3	12056.0	12441.0	12781.6	13464.8	14321.3
3 层办公室 3	12507.9	13695.2	13658.2	12581.5	12579.7	12842.7	12976.4
3 层办公室 4	16389.4	18094.8	18024.0	16432.9	16376.1	16691.5	16824.4
12 层办公室 1	15128.3	16728.2	17884.5	18897.1	19861.1	21869.5	24760.1

12 层办公室 2	12761.0	13742.5	14394.7	14970.4	15501.8	16631.4	18040.3
12 层办公室 3	16301.3	18160.1	18016.3	16119.8	16076.0	16495.6	16682.7
13 层办公室 1	15128.3	16728.2	17884.5	18897.1	19861.1	21869.5	24760.1
13 层办公室 2	12761.0	13742.5	14394.7	14970.4	15501.8	16631.4	18040.3
13 层办公室 3	26147.9	29394.8	29129.7	25778.1	25519.2	26008.3	26122.0
13 层办公室 4	21283.2	23970.5	23742.2	20948.2	20797.5	21297.7	21470.3
14 层办公室 1	12617.8	13673.7	14410.4	15052.5	15646.2	16839.7	18555.2
14 层办公室 2	10929.0	11616.3	12056.0	12441.0	12781.6	13464.8	14321.3
14 层办公室 3	12381.6	13626.5	13579.0	12427.1	12358.5	12547.8	12611.2
14 层办公室 4	24376.9	26954.4	26844.8	24433.4	24325.4	24773.2	24948.5
天面办公室	28658.6	31665.8	32544.9	31717.0	32442.0	34268.8	36786.6

续表 2-11

14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22
19808.8	21165.2	22467.4	19770.6	16995.0	15101.7	14403.7	13925.2
14832.8	15714.0	16416.3	14672.3	13840.4	12371.9	11978.2	11710.5
12941.8	12903.5	13680.5	13119.9	12891.1	11622.1	11260.6	10872.6
16731.6	16636.4	17620.3	16812.7	16459.9	14730.8	14223.1	13678.6
26913.0	29163.3	30479.7	26045.9	21197.1	18886.6	17795.9	17047.4
18908.3	20344.4	20701.2	17896.0	16421.9	14762.6	14189.1	13798.8
16622.5	16504.7	17113.7	16296.3	15856.5	14411.2	13878.3	13274.0
26913.0	29163.3	30479.7	26045.9	21197.1	18886.6	17795.9	17047.4
18908.3	20344.4	20701.2	17896.0	16421.9	14762.6	14189.1	13798.8
25855.5	25532.3	26468.5	24994.6	24184.3	21681.0	20773.4	19765.0
21310.9	21079.2	21802.5	20610.3	19942.3	17952.1	17197.3	16345.1
19808.8	21165.2	22467.4	19770.6	16995.0	15101.7	14403.7	13925.2
14832.8	15714.0	16416.3	14672.3	13840.4	12371.9	11978.2	11710.5
12517.2	12432.6	13175.4	12573.8	12315.5	11016.1	10646.8	10256.9
24789.1	24630.7	26096.2	24870.8	24331.8	21726.8	20962.4	20145.1
38649.2	40012.7	43000.4	39203.7	33905.0	30232.0	28766.9	27547.5

4 至 11 层负荷计算结果同 3 层

表 2-12 各房间的新风量和新风负荷

房间	新风量 (m³/h)	新风负荷 (kW)	房间	新风量 (m³/h)	新风负荷 (kW)
一层银行	6000	59.7	13 层办公室 1	1230	9.8
一层大堂	1290	12.84	13 层办公室 2	1140	9.09
二层办公区	8190	65.27	13 层办公室 3	1620	12.91
3 层办公室 1	1230	9.8	13 层办公室 4	1290	10.28
3 层办公室 2	1140	9.09	14 层办公室 1	1230	9.8
3 层办公室 3	960	7.65	14 层办公室 2	1140	9.09

3 层办公室 4	1290	10.28	14 层办公室 3	960	7.65
12 层办公室 1	1230	9.8	14 层办公室 4	1920	15.3
12 层办公室 2	1140	9.09	天面办公室	2280	18.17
12 层办公室 3	960	7.65			

建筑总负荷统计如下表 2-13:

表 2-13 建筑冷负荷统计 单位 (W)

时间	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
建筑总负荷	848.1	925.9	943.8	915.7	930.6	972.4	1020.6

续表 2-12

14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22
1048.6	1084.2	1143	1045.7	974.4	871.9	839.3	811.2

建筑逐时负荷曲线图如下图 2-1:

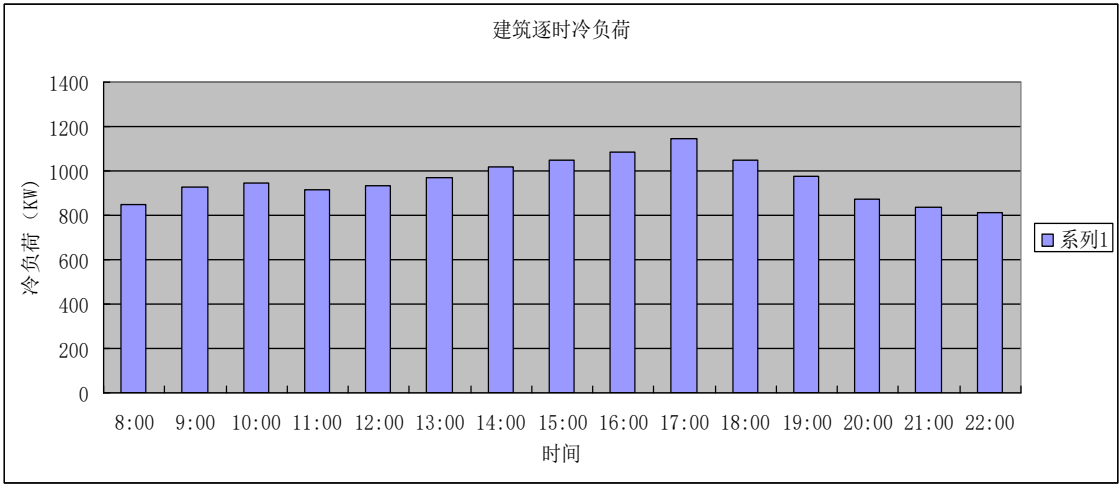


图 2-1 建筑逐时冷负荷曲线图

第3章 空调系统方案的确定

3.1 空调系统方案的确定

3.1.1 确定空调系统方案的因素

由文献[1]，空调系统的方案确定与很多因素有关，在设计是应与建筑、结构、工艺等专业密切配合，其中主要需考虑以下的因素：

(1) 外部环境

① 气象资料：建筑物所处的地点，纬度，海拔高度，室外气温、相对湿度、风向、平均风速，冬季和夏季的日照率等。

② 周围环境：建筑物周围有无有害气体放散源、灰尘放散源；周围环境噪声要求；属于住宅区、混合区还是工业区；周围建筑的位置、规模和高度；环保、防火和城市规划等部门对本建筑的要求等。

(2) 所设计建筑物的特点

① 规模：需要所空调净化的面积，所在的位置。

② 用途：目前的用途，今后可能改变。

③ 室内参数要求：要求的温度、相对湿度及其允许波动范围，有无区域温差要求；允许的工作区气流速度和均匀度；房间的净化要求；需不需要过滤、需要的净化级别；噪声的控制要求等。

④ 负荷情况：房间朝向、围护结构的构造，窗的构造和尺寸；设备的发热情况，人员及其流动情况，照明等发热情况；排风量。

3.1.2 空调系统方案的确定

根据以上空调系统方案确定因素的分析，本设计的空调系统方案确定如下：

(1) 一层银行，大堂，二层办公区空间大，所需风量亦大，可采用空气集中处理的一次回风全空气系统，新风跟回风混合后，通过空调机组的表冷器处理到送风状态，再送入房间。

(2) 三层以上办公室，对于这类排风量少，要求舒适的房间，可采用风机盘管加新风空调系统，它有投资少，使用灵活性高等优点。风机盘管加新风系统，从其名义上可以看出它由两个部分组成，首先，在系统内，按房间分别设置许多个风机盘管机组，它的主要功能是负担房间随时变化的冷、热负荷，其次，它设有一个新风系统，通常这一新风经过了空气的冷、热处理。

综上所述，风机盘管加新风空调系统实际上是一个直流式空调系统加一个循环式小空调系统组成，它具有以下一些特点：

① 与直流式相比，节省能源。

- ② 与一次回风系统相比，可进行局部区域的温度控制。
- ③ 可部分节省整个大楼空调系统的电气安装容量。
- ④ 由于风机盘管体积小，结构紧凑，因此分布较为灵活。
- ⑤ 每个风机盘管必须凝结水管，其排水坡度的要求有时也会影响到吊顶的布置，或导致水流不畅，因此，凝结水管的坡度不小于 2‰。

3.2 全空气空调系统方案设计

此工程设计的全空气送风都采用一次回风、定风量、单风道系统。
以下用一层大堂为例说明：

3.2.1 计算室内热湿比

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} \quad (3-4)$$

式中：Q— 室内冷负荷，kW；W— 室内湿负荷，kg/s。
由表 2-10 得一层大堂的冷负荷为 25.812kW，湿负荷为 0.0022kg/s。
热湿比 $\varepsilon = 25.812 / 0.0022 = 11735 \text{ kJ/kg}$ 。

3.2.2 确定送风状态点

本设计中的全空气系统送风均采用露点送风，焓湿图如图 3-1，过 R 点作 $\varepsilon = 11735$ 的直线与 $\phi = 95\%$ 的等相对湿度线交于 L 点，可查得 $t_L = 17.2^\circ\text{C}$ $i_L = 46.79 \text{ kJ/kg}$ 。L 点即为送风状态点，由此可查得送风温差为 $\Delta t = 8.8^\circ\text{C}$ ，满足文献[2]要求。

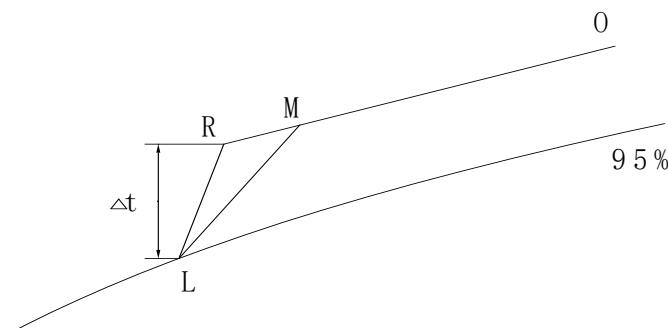


图 3-1 一层大堂空气处理焓湿图

3.2.3 计算送风量

$$G = \frac{Q}{i_R - i_L} \quad (3-5)$$

式中：G— 送风量，kg/s；
 i_R — 室内焓值，kJ/kg；
 i_L — 送风焓值，kJ/kg。

由表 2-10 所得数据，室内冷负荷 $Q = 25.812 \text{ kW}$ ，又根据室内参数查焓湿图得 $i_R = 58.4 \text{ kJ/kg}$ ， $i_L = 46.77 \text{ kJ/kg}$ ，则一层大堂的送风量为：

$$G = 25.812 / (58.4 - 46.77) = 2.219 \text{ kg/s}$$

3.2.4 最小新风量的校核

$$N = G_w / G \quad (3-6)$$

根据表 2-12，知一层大堂的新风量为 $1290 \text{ m}^3/\text{h} = 0.43 \text{ kg/s}$ ，则 $N = 0.194 > 10\%$ ，新风满足要求。

3.2.5 换气次数的校核

$$n = G / V \quad (3-7)$$

式中 G — 送风量， m^3/h ；

V — 房间体积， m^3 ；

根据房间尺寸算得房间体积为 196 m^3 ，则 $n = 6.58 > 5$ ，符合要求。

3.2.6 确定新、回风混合状态点的焓

$$\frac{G_o}{G} = \frac{i_M - i_R}{i_o - i_R} \quad (3-8)$$

式中： G_o — 新风量， kg/s ；

i_M — 混合点焓值， kJ/kg ；

i_o — 室外状态点焓值， kJ/kg 。

由一层大堂的新风量为 0.43 kg/s ，可得混合状态点 M 的焓为：

$$i_M = i_R + \frac{G_w}{G} (i_w - i_R) = 58.4 + 0.194 (88.25 - 58.4) = 64.19 \text{ kJ/kg}。$$

3.2.7 求空调系统所需的冷量

$$Q_0 = G(i_M - i_L) = 2.219 \times (64.19 - 46.79) = 38.61 \text{ kw}。 \quad (3-9)$$

3.2.8 一次回风系统的需冷量分析

$$\text{室内冷负荷：} Q_{01} = G(i_R - i_L) = 2.219(58.4 - 46.79) = 25.77 \text{ kw} \quad (3-10)$$

$$\text{新风冷负荷：} Q_{02} = G_o(i_o - i_R) = 0.43 (88.25 - 58.4) = 12.84 \text{ kw} \quad (3-11)$$

此处为露点送风，无再热冷负荷，因此，一次回风系统的总冷负荷为：

$$Q_0 = 25.76 + 12.84 = 38.60 \text{ kw}$$

比较可知，此结果与用式(3-9)计算得到的需冷量一致。

同上计算过程，全空气空调系统的计算结果如表 3-2 所示。

表 3-1 全空气空调系统的计算

房间	总冷量(kW)	送风量(m^3/h)	新风量(m^3/h)	送风温差($^{\circ}\text{C}$)	热湿比(kJ/kg)	换气次数	新风百分比(100%)
一层银行	121.87	19143	6000	9.7	8757	5.8	31.3
一层大堂	38.61	6657	1290	8.8	11735	6.58	19.4

二层办公区	151.41	25170	8190	8.2	7663	6.2	32.6
-------	--------	-------	------	-----	------	-----	------

3.3 风机盘管加独立新风系统空调方案设计

按新风处理到室内焓值，单独送入室内的情况计算。空气处理过程如图 4-2 所示，本设计中忽略了风机风道温升的影响。

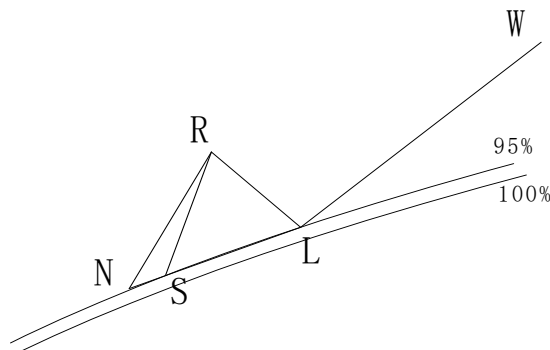


图 4-2 三层办公室 1 空气处理过程

3.3.1 确定室内外状态点的焓值

由广州地区夏季空调室外计算参数: $t_w = 33.5^\circ\text{C}$, $t_s = 27.7^\circ\text{C}$ 和室内设计条件, 在 i-d 图上确定室内, 外状态点 R 和 W 的焓值为:

$$i_w = 88.25 \text{ kJ/kg} \quad i_R = 64.34 \text{ kJ/kg}$$

3.3.2 确定新风处理后的状态点 L

因为新风处理到室内焓值, 所以过室内状态点的等焓线与 $\phi=95\%$ 的等相对湿度线的交点即为 L 点, 且有 $i_L = i_R = 64.34 \text{ kJ/kg}$ 。

3.3.3 确定室内送风状态点 S

计算室内热湿比

$$\epsilon = \frac{Q}{W} = 22.47 / 0.0021 = 10713 \text{ kJ/kg}$$

过室内状态点 R 作 $\epsilon=10713 \text{ kJ/kg}$ 的热湿比线与相对湿度 $\phi=95\%$ 的等相对湿度线相交即可确定出室内送风状态点 S, 该点的焓 $i_s = 54.33 \text{ kJ/kg}$ 。

3.3.4 确定空调房间的送风量。

根据表 2-13 可知三层办公室 1 的室内冷负荷 $Q=22.47\text{kW}$, 则送风量:

$$G = \frac{Q}{i_R - i_s} = 22.47 / (64.34 - 54.33) = 6732 \text{ m}^3/\text{h} = 2.244 \text{ kg/s}$$

3.3.5 换气次数的校核

$$n = G/V \quad (3-7)$$

式中 G — 送风量, m^3/h ;

V— 房间体积，m³；

根据房间尺寸，算得房间体积为 575.4 m³，则 n=11.7，符合要求。

3.3.6 确定风机盘管出口状态点 N

$$\text{由} \quad \frac{G_N}{G_W} = \frac{i_L - i_S}{i_S - i_N} \quad (3-8)$$

式中： G_N— 风机盘管处理的风量，m³/h；

G_W— 新风量，kg/s；根据表 2-12 可知为 0.41kg/s；

i_S— 送风焓值，kJ/kg ；

i_N— 风机盘管处理后的焓值，kJ/kg。

可求出 N 点的焓值为

$$i_N = i_S - \frac{G_W}{G_N}(i_L - i_S) = 54.33 - \frac{0.41(64.34 - 54.33)}{2.244 - 0.41} = 52.09 \text{ kJ/kg}$$

3.3.7 确定新风负担的冷量

$$Q_{OW} = G_W(i_W - i_L) = 0.41 \times (88.25 - 64.34) = 9.8 \text{ KW}$$

3.3.8 确定风机盘管负担的冷量

$$Q_{OL} = G_L(i_R - i_N) = 1.82 \times (64.34 - 52.09) = 22.30 \text{ KW}$$

同上计算过程，风机盘管加独立新风系统的计算结果列表如下：

表 3-2 风机盘管加独立新风系统的计算

房间	盘管负担 冷量 (kW)	盘管风量 (m ³ /h)	新风负担 冷量 (kW)	新风量 (m ³ /h)	送风温 度 (°C)	送风温 差 (°C)	热湿比 (kJ/kg)	新风比 (100%)	换气 次数
3 层办公室 1	22.3	5490	9.8	1230	19.6	7.4	10713	18.3	11.7
3 层办公室 2	16.42	3060	9.09	1140	19.1	7.9	8446	27.1	8.1
3 层办公室 3	13.68	2520	7.65	960	19.1	7.9	8358	27.6	7.8
3 层办公室 4	17.62	3030	10.28	1290	18.9	8.1	8011	29.9	7.3
12 层办公室 1	30.48	9210	9.8	1230	20	7	14533	11.8	10.6
12 层办公室 2	20.7	5040	9.09	1140	19.6	7.4	10650	18.4	10.6
12 层办公室 3	17.11	4110	7.65	960	19.6	7.4	10455	19	6.7
13 层办公室 1	30.48	9210	9.8	1230	20	7	14533	11.8	10.6
13 层办公室 2	20.7	5040	9.09	1140	19.6	7.4	10650	18.4	10.6
	26.47	5820	12.91	1620	19.4	7.6	9582	21.8	5.8

13 层办公室 3										
13 层办公室 4	21.8	4950	10.28	1290	19.5	7.5	9912	20.6	6.2	
14 层办公室 1	22.3	5490	9.8	1230	19.6	7.4	10713	18.3	11.7	
14 层办公室 2	16.42	3060	9.09	1140	19.1	7.9	8446	27.1	8.1	
14 层办公室 3	13.18	2280	7.65	960	19	8	8049	29.6	7.2	
14 层办公室 4	26.1	4440	15.3	1920	18.9	8.1	7971	30.2	7.1	
天面办公室	43	10830	18.17	2280	19.7	7.3	11061	17.4	12.4	
4 至 11 层计算结果同三层										

第4章 空气处理末端设备选型

4.1 选型依据

各末端设备的冷量和风量等参数由前可知。全空气处理设备选用组合式空调机组或吊顶风柜，设备按冷量进行选取，根据风量进行匹配相应的风机；风机盘管设备按其风量进行选型，对冷量进行验证。

4.2 设备选择

(1) 全空气系统空气处理设备选择

全空气系统的空气处理设备均选用山东贝洲通风空调设备厂生产的 KD(X)系列吊顶空调机组，具体设备选择如下表 4-1：

表 4-1 全空气系统空气处理设备选择

房间	设备型号	台数(台)	冷量(kW)	风量(m ³ /h)	管排数	水流量(m ³ /h)	水阻力(kpa)	机外余压(pa)
一层银行	KD(X)-10	2	67.6	10000	4	9.9	10.5	406
一层大堂	KD(X)-7	1	47.6	7000	4	8.2	10.5	267
二层办公区	KD(X)-15	1	87.0	15000	4	15	10.5	510
	KD(X)-12	1	69.6	12000	4	12	9.9	460

注：标准工况下运行，进水温度 7℃，进出水温差 5℃。

(2) 新风机组型号选择

本设计中新风机组选用顺德 市申菱空调设备有限公司生产的 GXD 型新风机组，具体选择结果如下表 4-2

表 4-2 新风机组设备选择

层数	新风冷	新风量	机组型号	额定冷量	额定风量	水流量	压损	机外余	排管数
----	-----	-----	------	------	------	-----	----	-----	-----

量 (KW)	(m3/h)	(KW)	(m3/h)	(m3/h)	(kpa)	压 (pa)
--------	--------	------	--------	--------	-------	--------

三层	36.82	4620	GXD5.0	62	5000	11.2	10	150	4
十二层	26.54	3330	GXD4.0	49	4000	8.8	8	150	4
十三层	42.08	5280	GXD6.0	75	6000	13.5	11	150	4
十四层	41.84	5250	GXD6.0	75	6000	13.5	11	150	4
天面	18.17	2280	GXD3.0	37	3000	6.7	6	150	4

(3) 风机盘管机组选择

根据表 3-2 的计算结果选择风机盘管的型号, 本设计中的风机盘管选择佛山市顺德区穗澳空调设备有限公司生产地卧式安装风机盘管, 风机盘管参数列入表 4-3, 各层空调房间的风机盘管选型结果列入表 4-4。

表 4-3 风机盘管参数

型号	额定风量 (m ³ /h)	额定冷量(W)	水量 (kg/h)	水阻 (kpa)
FP-500	830	4976	835	30
FP-800(A)	1250	6680	1149	40
FP-800(B)	1400	7720	1285	40
FP-1400	2500	13450	2095	50

表 4-4 风机盘管选型

房间	冷量 (KW)	送风量 (m ³ /h)	新风量 (m ³ /h)	盘管送风量 (m ³ /h)	盘管型号	台数
3 层办公室 1	5.58	1680	307.5	1372.5	FP-800(B)	4
3 层办公室 2	4.11	1050	285.0	765	FP-500	4
3 层办公室 3	4.56	1160	320.0	840	FP-500	3
3 层办公室 4	4.41	1080	322.5	757.5	FP-500	4
12 层办公室 1	7.62	2610	307.5	2302.5	FP-1400	4
12 层办公室 2	5.18	1545	285.0	1260	FP-800(B)	4
12 层办公室 3	5.70	1690	320.0	1370	FP-800(B)	3
13 层办公室 1	7.62	2610	307.5	2302.5	FP-1400	4
13 层办公室 2	5.18	1545	285.0	1260	FP-800(A)	4
13 层办公室 3	5.29	1488	324.0	1164	FP-800(A)	5
13 层办公室 4	5.45	1560	322.5	1237.5	FP-800(A)	4
14 层办公室 1	5.58	1680	307.5	1372.5	FP-800(B)	4
14 层办公室 2	4.11	1050	285.0	765	FP-500	4
14 层办公室 3	4.39	1080	320.0	760	FP-500	3
14 层办公室 4	4.35	1060	320	740	FP-500	5
天面办公室	4.78	1456.67	253.33	1203.33	FP-800(A)	9
4 至 11 层选型结果同三层						

第5章 气流组织计算

5.1 气流组织方式

此综合性办公楼为舒适性空调设计,为保证各功能区域人员对舒适性和卫生方面的要求,根据各层的特点采用相应的气流组织送风。一层银行,大堂,二层办公区均采用散流器平送,上送上回的送风方式,三层以上办公室采用风机盘管接风管,散流器平送的送风方式。各工作区域的风速按室内设计参数校核。

5.2 气流组织计算

根据 P. J. 杰克曼的实验结果综合的公式,散流器射流的速度衰减方程为:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{K \cdot A^{\frac{1}{2}}}{x + x_o} \quad (5-1)$$

式中 x —以散流器中心为起点的射流水平距离, m;
 v_x —在 x 处的最大风速, m/s;
 v_o —散流器出口风速, m/s;
 x_o —平送射流原点与散流器中心的距离, 多层锥面散流器取 0.07m;
 A —散流器的有效流通面积, m²;
 K —系数, 多层锥面散流器为 1.4, 盘式散流器为 1.1。
 室内平均风速与房间大小、射流的射程有关,可按下式计算:

$$v_m = \frac{0.381 \cdot r \cdot L}{\left(\frac{L^2}{4} + H^2\right)^{\frac{1}{2}}}$$

式中 L —散流器服务区边长, m;
 H —房间净高, m;
 r —射流射程与边长 L 之比, 因此 rL 即为射程, 射程为散流器中心到风速为 0.5 m/s 处的距离。

以上式子是等温射流的计算公式。当送冷风时，应增加 20%；送热风时减少 20%。

5.2.1 大空间散流器平送气流组织计算

以下用一层银行吊顶空调机组 1 为例计算说明如下：

一层银行总冷负荷 $Q=121.87\text{kw}$ ，总送风量 $G=19143\text{ m}^3/\text{h}$ ，吊顶空调机组 1 承担风量 $10440\text{ m}^3/\text{h}$ 。

(1) 其风管散流器布置如下图所示：

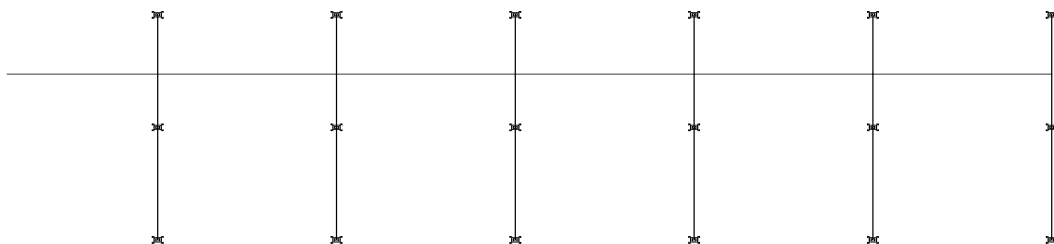


图 5-1 一层银行风管散流器布置

由图 5-1 可知共有散流器 18 个，每个散流器承担 $5\text{m} \times 5\text{m}$ 的送风区域。总风量 $G = 10440\text{ m}^3/\text{h}$ ，即每个散流器的送风量应为： $G = 580.1\text{ m}^3/\text{h}$

(2) 初选散流器

选用北京青云航空仪表有限公司生产的方形四面吹风散流器，按颈部风速为 3m/s 左右选择散流器规格。选用型号为 FK10 的方形散流器，规格尺寸为 240×240 (mm)。

$$\text{则颈部风速: } v = \frac{580.1}{3600 \times 0.24 \times 0.24} = 2.8\text{ m/s}$$

因为散流器实际出口面积约为颈部面积的 90%，即：

$$A = 0.24 \times 0.24 \times 0.9 = 0.052\text{ m}^2。$$

$$\text{则，散流器出风风速为: } v_0 = v / 0.9 = 2.8 / 0.9 = 3.11\text{ m/s}$$

3) 射程的确定

按 P. J. 杰克曼的实验公式可求出射流末端速度为 0.5m/s 的射程，即：

$$x = \frac{K \cdot v_0 \cdot A^{\frac{1}{2}}}{v_x} - x_0 = \frac{1.4 \times 3.11 \times (0.052)^{\frac{1}{2}}}{0.5} - 0.07 = 1.92\text{ m}$$

4) 风速的确定

$$\text{室内平均风速: } V_m = \frac{0.381 \cdot x}{\left(\frac{L^2}{4} + H^2\right)^{\frac{1}{2}}} = \frac{0.381 \times 1.92}{\left(\frac{5^2}{4} + 3.5^2\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.17\text{ m/s}$$

$$\text{修正后平均风速为: } V'_m = 0.17 \times 1.2 = 0.2\text{ m/s} < 0.25\text{ m/s}$$

故假设满足要求。

5.2.2 办公室散流器平送气流组织计算

以下用三层办公室一为例计算说明如下：

(1) 散流器布置情况：

三层办公室一总冷负荷 $Q=22.3\text{kw}$ ，总送风量 $G=6720\text{ m}^3/\text{h}$ 。

该办公室选用四台 FP-800(B) 风机盘管，且每台风机盘管接两个散流器，则该办公室总散流器数为 8 个，每个散流器承担 $4.5\text{m} \times 4.5\text{m}$ 的送风区域。总风量 $G=6720\text{ m}^3/\text{h}$ ，即每个散流器的送风量应为： $G=840\text{m}^3/\text{h}$

(2) 初选散流器

选用北京青云航空仪表有限公司生产的方形四面吹风散流器，按颈部风速为 3m/s 左右选择散流器规格。选用型号为 FK10 的方形散流器，规格尺寸为 $300 \times 300\text{ (mm)}$ 。

$$\text{则颈部风速: } v = \frac{840}{3600 \times 0.3 \times 0.3} = 2.59\text{ m/s}$$

因为散流器实际出口面积约为颈部面积的 90%，即：

$$A = 0.3 \times 0.3 \times 0.9 = 0.081\text{ m}^2。$$

$$\text{则，散流器出风风速为: } v_0 = v / 0.9 = 2.59 / 0.9 = 2.88\text{ m/s}$$

3) 射程的确定

按 P. J. 杰克曼的实验公式可求出射流末端速度为 0.5m/s 的射程，即：

$$x = \frac{K \cdot v_0 \cdot A^{\frac{1}{2}}}{v_x} - x_0 = \frac{1.4 \times 2.88 \times (0.081)^{\frac{1}{2}}}{0.5} - 0.07 = 2.23\text{ m}$$

4) 风速的确定

$$\text{室内平均风速: } V_m = \frac{0.381 \cdot x}{\left(\frac{L^2}{4} + H^2\right)^{\frac{1}{2}}} = \frac{0.381 \times 2.23}{\left(\frac{4.5^2}{4} + 2.8^2\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.2\text{ m/s}$$

$$\text{修正后平均风速为: } V'_m = 0.2 \times 1.2 = 0.24\text{ m/s} < 0.25\text{ m/s}$$

故假设满足要求。

5.3 回风计算

本设计中，对一层银行和二层办公区采用上送上回的送风方式，回风口布置在一侧的上面，采用单层百叶风口，并通过回风管连接至吊顶机组的混合箱。

现以一层银行吊顶空调机组 1 的回风设计为例说明：

该空间的回风量为 $7169\text{ m}^3/\text{h}$ ，拟布置 6 个回风口，则每个回风口的回风量为 $7169/6=1194.8\text{ m}^3/\text{h}$ ，取吸风速度为 4 m/s ，则回风口的面积为：

$$A = \frac{1194.8}{3600 \times 4} = 0.083\text{ m}^2$$

取 $300\text{mm} \times 300\text{mm}$ 规格的风口，则实际吸风速度为：

$$v = \frac{1194.8}{3600 \times 0.09} = 3.69 \text{ m/s}$$

满足要求，其它各层的排风口同样按上方法可得出回风口的尺寸，具体在图纸上表示出来，在此不具体列表。

第6章 风系统水力计算

6.1 风系统水力计算方法

在系统和设备布置、风管材料、各送排风点的位置和风量均已确定的基础上进行，采用假定流速法，其计算和方法如下：

- 1) 绘制通风或空调系统轴测图，对个管段进行编号，标注长度和风量；
- 2) 确定合理的空气流速；
- 3) 根据各风管的风量和选择的流速确定个管段的断面尺寸，计算摩擦阻力和局部阻力；
- 4) 并联管路的阻力平衡；
- 5) 计算系统的总阻力；
- 6) 选择风机。

风机的选取由下列两个参数决定：

$$P_f = K_p \times \Delta P \quad (\text{Pa})$$

$$L_f = K_l \times L \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

式中 P_f —风机的风压 (Pa)；

L_f —风机的风量 (m^3/h)；

K_p —风机附加系数，一般的送排风系统 $K_p=1.15$ ，除尘系统 $K_p=1.20$ ；

K_l —风量附加系数，一般的送排风系统 $K_l=1.1$ ，除尘系统 $K_l=1.15$ ；

ΔP —系统的总阻力(Pa)；

L —系统的总风量 (m^3/h)。

6.2 全空气系统风管水力计算举例

首先选定系统最不利环路作为计算的出发点(一般是某一空调系统中最长管路或者局部构件最多的管路)，以一层银行风系统为例，选出区域中的最不利环路为：1-2-3-4-5-6-7-8，送风系统的管路走向示意简图如下：

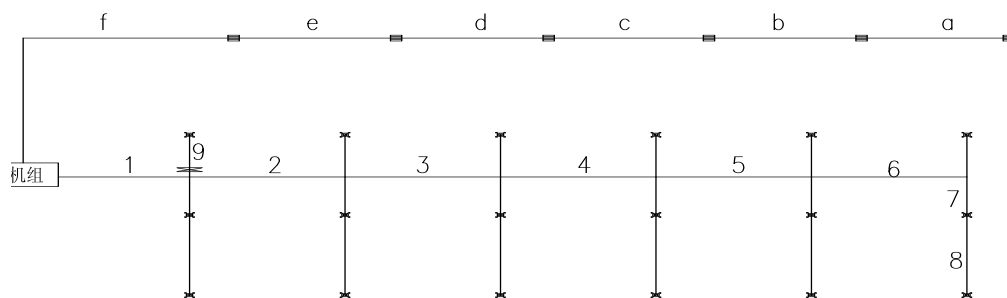


图 6-1 一层银行吊顶 1 管路布置

(1) 划分管段，对应编号，逐段选定管内风速，计算相应的截面面积。然后根据标准规格选定风管的断面尺寸，再计算实际流速。经查表查得流量得当量直径 D ，根据风量和当量直径确定比摩阻 R ，计算沿程阻力。

(2) 确定局部构件尺寸和进行局部阻力计算。根据 GB 规范，计算各个局部构件的局部阻力系数，根据公式： $h_d = \xi v^2 \rho / 2$ 计算出局部阻力。

(3) 对并联支管进行阻力平衡。采用改变送风口的风量调节阀的开启角度，增大阻力，满足平衡要求。

(4) 计算新风机所需要的风量和风压，计算出最不利环路的总阻力，考虑安全因素，增加 15%。设计系统的新风量，考虑可能漏风，增加 10%。

对于管段 1:

流量 $G=10440\text{m}^3/\text{h}$ ，管长 $L=3.1\text{m}$ ，初选流速为 $v=5.75\text{m/s}$ ，根据 G 和 v 查得《实用供热空调设计手册》表 8.2—1，风管断面尺寸 800×630 (mm×mm)。

则实际流速 $v=G/3600ab=10440/(3600 \times 630 \times 800) \times 1000000=5.75\text{m/s}$ 。

动压 $P=0.5 \times 1.2 \times 5.75^2 = 19.84\text{Pa}$ 。

局部阻力系数，查文献[2]可知该管段上的附件的总的局部阻力系数 $\sum \xi = 3.38$

则局部阻力 $\sum P_d = 3.38 \times 19.84 = 67.14\text{Pa}$ 。

单位比摩阻用插值法确定： $R=0.47\text{Pa/m}$

则沿程阻力 $\Delta P_l = 0.47 \times 3.1 = 1.46\text{Pa}$

管道阻力即为风管的压力损失

$\Delta P = \sum P_l + \sum P_d = 67.14 + 1.46 = 68.60\text{Pa}$ 。

其他管段的各个参数的确定方法与管段 1 的方法相同。

一层银行吊顶空调机组 1 管道阻力计算书如下：

表 6-1 一层吊顶 1 风管道水力计算表

编号	风量 (m ³ /h)	风速 (m/s)	Rm(Pa/m)	宽 (mm)	高 (mm)	管长 (m)	ζ	局部损失 Δ Pd(Pa)	沿程损失 Δ Pl(Pa)	总阻力 损失 Δ P(Pa)
1	10440.00	5.75	0.47	800	630	3.10	3.38	67.14	1.46	68.60
2	8701.35	6.09	0.60	630	630	5.00	0.12	2.67	3.00	5.67
3	6961.08	4.87	0.40	630	630	4.50	0.10	1.42	1.80	3.22
4	5220.81	5.80	0.73	500	500	4.50	0.12	2.42	3.29	5.71
5	3480.54	4.83	0.60	500	400	4.00	0.10	1.40	2.40	3.80
6	1740.27	4.83	0.94	400	250	4.55	0.30	4.21	4.28	8.48
7	1160.18	3.22	0.44	400	250	1.86	0.31	1.93	0.82	2.75
8	580.09	3.15	0.68	320	160	4.90	0.0	20.00	3.33	23.33
9	580.09	3.15	0.68	320	160	2.60	7.80	46.35	1.77	68.12
a	1194.83	4.15	0.83	400	200	4.74	0.0	5.00	3.93	8.93
b	2389.67	4.15	0.52	500	320	4.91	0.20	2.07	2.55	4.62
c	3584.50	4.94	0.65	630	320	5.16	0.20	2.93	3.35	6.28
d	4779.33	4.15	0.35	800	400	4.35	0.20	2.07	1.52	3.59
e	5974.17	4.15	0.30	800	500	5.09	0.20	2.07	1.53	3.59
f	7169.00	3.98	0.25	1000	500	6.02	1.64	15.59	0.26	15.84

最不力环路阻力损失为 $\Delta P = 164.43 \text{ Pa}$

最近环路 1-9 $\Delta P = 68.60 + 68.12 = 136.72 \text{ Pa}$

不平衡率 $\Delta X = \Delta P / \Delta P_{\max} = (164.43 - 136.72) / 164.43 = 14.8\% < 15\%$ 满足要求。

6.3 风管水力计算汇总

各层风管水力计算方法与一层吊顶 1 方法一样，则在此不列出具体的计算过程，只列出计算表格。

6.3.1 一层大堂吊顶空调风管水力计算表

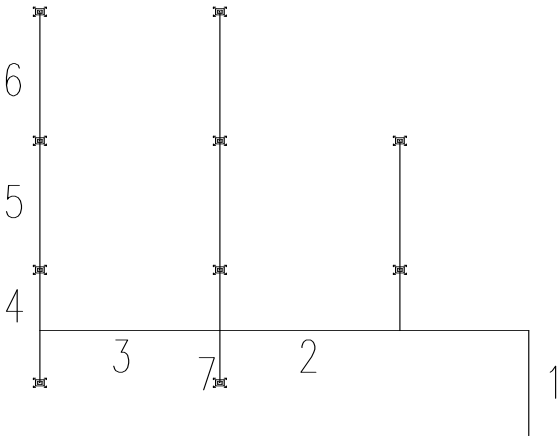


图 6-2 一层大堂吊顶空调管道布置

表 6-2 一层大堂风管管道水力计算表

编号	风量 (m³/h)	风速 (m/s)	Rm (Pa/m)	宽 (mm)	高 (mm)	管长 (m)	局部阻力系数 ζ	局部损失△ Pd (Pa)	沿程损失△ Pl (Pa)	总阻力损失△ P (Pa)
1	6657.00	4.66	0.36	630	630	2.40	3.22	41.94	0.86	42.80
2	5325.60	4.70	0.43	630	500	4.00	0.30	3.97	1.72	5.69
3	2662.80	4.62	0.65	500	320	4.00	0.12	1.54	2.60	4.14
4	1997.10	4.33	0.64	400	320	1.90	0.10	1.13	1.22	2.34
5	1331.40	3.61	0.52	320	320	4.00	0.10	0.78	2.08	2.86
6	665.70	3.70	0.86	250	200	4.55	厂家给	20.00	3.91	23.91
7	665.70	3.70	0.86	250	200	1.86	2.80	22.98	1.60	44.58

最不力环路阻力损失为 $\Delta P = 42.80 + 5.69 + 4.14 + 2.34 + 2.86 + 23.91 = 81.75 \text{ Pa}$

最近环路 1-7 $\Delta P = 42.80 + 44.58 + 5.69 = 93.07 \text{ Pa}$

不平衡率 $\Delta X = \Delta P / \Delta P_{\max} = (93.07 - 81.75) / 93.07 = 12.1\% < 15\%$ 满足要求。

6.3.2 二层办公区吊顶空调 1 风管水力计算表

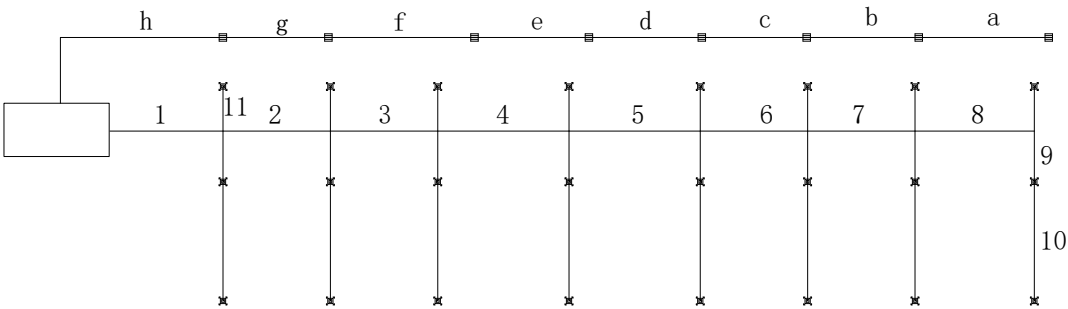


图 6-3 二层办公区吊顶空调 1 管道布置

表 6-3 二层办公区吊顶空调 1 风管管道水力计算表

编号	风量 (m³/h)	风速 (m/s)	Rm (Pa/m)	宽 (mm)	高 (mm)	管长 (m)	ζ	局部损失△ Pd (Pa)	沿程损失△ Pl (Pa)	总阻力损失△ P (Pa)
1	14382.9	4.99	0.27	1000	800	2.46	3.20	47.89	0.66	48.55
2	12585.0	4.37	0.21	1000	800	4.50	0.16	1.83	0.95	2.78
3	10787.1	5.95	0.50	800	630	4.50	0.10	2.12	2.25	4.37
4	8989.3	4.95	0.36	800	630	5.50	0.12	1.77	1.98	3.75
5	7191.4	5.03	0.42	630	630	5.50	0.13	1.98	2.31	4.29
6	5393.6	4.76	0.44	630	500	4.50	0.30	4.07	1.98	6.05
7	3595.7	4.99	0.64	500	400	4.50	0.31	4.64	2.88	7.52
8	1797.9	4.99	1.00	400	250	5.00	0.40	5.99	5.00	10.99

9	1198.6	4.16	0.80	320	250	1.66	0.12	1.25	1.33	2.58
10	599.3	4.16	1.27	250	160	5.00	0.00	20.00	6.35	26.35
11	599.3	4.16	1.27	250	160	2.34	4.94	51.34	2.97	54.31
a	1212.9	3.37	0.52	500	200	5.45	0.00	5.00	2.83	7.83
b	2425.8	3.34	0.31	630	320	4.70	0.00	5.00	1.48	6.48
c	3638.6	4.01	0.37	630	400	4.39	0.00	5.00	1.62	6.62
d	4851.5	4.21	0.36	800	400	4.73	0.00	5.00	1.73	6.73
e	6064.4	4.21	0.31	800	500	4.80	0.00	5.00	1.47	6.47
f	7277.3	4.04	0.26	1000	500	5.37	0.00	5.00	1.38	6.38
g	8490.1	3.74	0.19	1000	630	4.49	0.00	5.00	0.84	5.84
h	9703.0	3.37	0.13	1000	800	1.57	0.00	5.00	0.20	5.20

最不力环路阻力损失为 $\Delta P=147$ Pa

最近环路 1-11 $\Delta P=122.86$ Pa

不平衡率 $\Delta X=\Delta P/\Delta P_{\max}=(147-122.86)/147=13.24\%<15\%$ 满足要求。

6.4 盘管加独立新风系统风管水力计算举例

现以三层为例，对其新风系统进行详细的水力计算，由前面计算可知三层新风机组型号为 GXD5.0，四排管，处理风量为：4620m³/h，水量为 11.2m³/h，阻力损失 10KPa，机组余压为 150Pa。

计算步骤如下：

(1) 绘制新风管道系统图，对各段管段进行编号，水利计算草图见图 6-4。

(2) 根据图 6-4 示，选定最不利环路，本系统最不利环路为：

1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11。

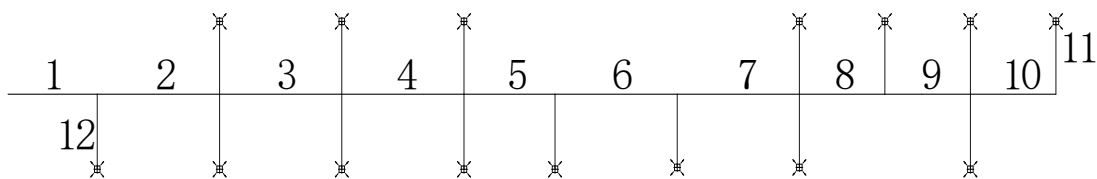


图 6-4 三层新风系统风管布置图

(3) 根据各管段的风量及选定的流速，确定最不利环路上各管段的断面尺寸和单位长度摩擦阻力如下：

1) 管段 1

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_1=4\text{m/s}$ ，则管道断面尺寸应为 $f_1=4620/(4.0\times 3600)$

$=0.32\text{m}^2$ ，取断面尺寸为 $630 \times 500\text{mm}$ ，故实际面积为 0.315m^2 ，实际流速为 $V_1=4.07\text{m/s}$ 。按流速当量直径 $D_v=2 \times 630 \times 500 / (630+500) = 557.5$ 以及 $V_1=4.07\text{m/s}$ 查参考文献[11]得单位长度摩擦阻力 $R_{m1}=0.33\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_f = R_{m1} \times l_1 = 0.33 \times 2.46 = 0.81\text{Pa}$ 。

局部阻力计算：

防火阀：按 0 度全开时四叶阀查参考文献[11]得 $\zeta = 0.83$ 。

分流三通直通管：分流前管段流量为 $4620\text{m}^3/\text{h}$ ，分流后流量为 $4312.5\text{m}^3/\text{h}$ ，取流速为 3.0m/s ，选取管道断面为 $200 \times 160\text{mm}$ ，实际流速 2.67m/s ，由此查取参考文献[11]T 形 90 度矩形分流三通，求出 $L_2/L=0.93$ ， $F_2/F=0.10$ ，插值得 $\zeta = 0.06$

风机出口软接头：出口风管断面为 $630 \times 500\text{mm}$ ，查取参考文献[11]得 $\zeta = 1.41$
管段 1 的局部阻力损失为：

$$\Delta P_{d1} = \rho v^2 / 2 \times \sum \zeta = 1.2 \times 4^2 \times (0.83 + 0.06 + 1.41) / 2 = 22.08\text{Pa}。$$

由此得管段 1 的总阻力损失为 $\Delta P = 22.08 + 0.81 = 22.89\text{Pa}$ 。

2) 管段 2

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_1=4\text{m/s}$ ，则管道断面尺寸应为 $f_1=4312.5/(4.0 \times 3600) = 0.30\text{m}^2$ ，取断面尺寸为 $630 \times 500\text{mm}$ ，故实际面积为 0.315m^2 ，实际流速为 $V_1=3.8\text{m/s}$ 。按流速当量直径 $D_v=2 \times 630 \times 500 / (630+500) = 557.5$ 以及 $V_1=3.8\text{m/s}$ 查参考文献[11]得单位长度摩擦阻力 $R_{m1}=0.29\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_f = R_{m1} \times l_1 = 0.29 \times 4 = 1.16\text{Pa}$ 。

局部阻力计算：

分流四通直通管：可看成两个分流三通管计算局部阻力，分流前管段流量为 $4312.5\text{m}^3/\text{h}$ ，分流后流量为 $3685\text{m}^3/\text{h}$ ，取流速为 4.0m/s ，选取管道断面为 $500 \times 500\text{mm}$ ，实际流速 4.07m/s ，由此查取参考文献[11]90 度矩形分流三通，求出 $L_2/L_1=0.85$ ， $F_2/F=0.79$ ，插值得 $\zeta = 0.06$ 。所以四通直通管的阻力系数为 $\zeta = 0.06 \times 2 = 0.12$

管道 2 的局部阻力为：

$$\Delta P_{d2} = \rho v^2 / 2 \times \sum \zeta = 1.2 \times 3.8^2 \times 0.12 / 2 = 1.19\text{Pa}。$$

管段 2 的总阻力损失为： $\Delta P = 1.19 + 1.16 = 2.35\text{Pa}$ 。

3) 管段 3

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_{3-4}=4.09\text{m/s}$ ，流速当量直径 $D_v=2 \times 500 \times 500 / (500+500) = 500$ ，查取参考文献[11]得单位长度摩擦阻力 $R_{m3}=0.38\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_f = R_{m3} \times l_{2-3} = 0.38 \times 4 = 1.52\text{Pa}$ 。

局部阻力计算：

分流四通直通管：分流前管段流量为 $3685\text{m}^3/\text{h}$ ，分流后流量为 $3057\text{m}^3/\text{h}$ 选取管道断面为 $500\times 400\text{mm}$ ，实际流速 4.25m/s ，由此查取参考文献[11]矩形分流三通，求出 $L_2/L=0.83$ ， $F_2/F=0.8$ ，可得 $\zeta=0.08$ 。

渐缩管： $\zeta=0.12$

$$P_d = \rho v^2 / 2 \times \sum \zeta = 1.2 \times 4.09^2 \times (0.12 + 0.08) / 2 = 2.0\text{Pa}。$$

管段 2 的总阻力损失为： $\Delta P = 1.52 + 2.0 = 3.52\text{Pa}$ 。

4) 管段 4

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_4=4.25\text{m/s}$ ，流速当量直径 $D_v=2\times 500\times 400/(500+400)=444.4$ ，查取参考文献[11]图 5-1 得单位长度摩擦阻力 $R_{m4}=0.47\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_{m4-5}=R_{m4}\times l_{4-5}=0.47\times 4=1.88\text{Pa}$ 。

局部阻力计算：

分流四通直通管：分流前管段流量为 $3057\text{m}^3/\text{h}$ ，分流后流量为 $2430\text{m}^3/\text{h}$ 选取管道断面为 $500\times 320\text{mm}$ ，实际流速 4.22m/s ，由此查取参考文献[11]得 90 度矩形分流三通，求出 $L_2/L_1=0.79$ ， $F_2/F=0.8$ ，插值得 $\zeta=0.12$ 。

$$\Delta P_d = \rho v^2 / 2 \times \sum \zeta = 1.2 \times 4.25^2 \times 0.12 / 2 = 1.3\text{Pa}。$$

管段 4 的总阻力损失为： $\Delta P = 1.3 + 1.88 = 3.18\text{Pa}$ 。

5) 管段 5

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_5=4.22\text{m/s}$ ，流速当量直径 $D_v=2\times 500\times 320/(500+320)=390$ ，查取参考文献[11]单位长度摩擦阻力 $R_{m5}=0.54\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_{m5}=R_{m5}\times l_5=0.54\times 2.98=1.61\text{Pa}$ 。

局部阻力计算：

分流四通直通管：分流前管段流量为 $2430\text{m}^3/\text{h}$ ，分流后流量为 $2145\text{m}^3/\text{h}$ 选取管道断面为 $400\times 400\text{mm}$ ，实际流速 3.72m/s ，由此查取参考文献[11]得 90 度矩形分流三通，求出 $L_2/L=0.8$ ， $F_2/F=1$ ，插值得 $\zeta=0.29$ 。

渐缩管： $\zeta=0.14$

$$\Delta P_d = \rho v^2 / 2 \times \sum \zeta = 1.2 \times 4.22^2 \times (0.14 + 0.29) / 2 = 4.48\text{Pa}。$$

管段 5 的总阻力损失为： $\Delta P = 1.61 + 4.48 = 6.09\text{Pa}$ 。

6) 管段 6

摩擦阻力计算：取管内流速 $V_6=3.72\text{m/s}$ ，流速当量直径 $D_v=2\times 400\times 400/(400+400)=400$ ，查取参考文献[11]得单位长度摩擦阻力 $R_{m6}=0.42\text{Pa/m}$ ，故该管段的摩擦阻力为 $\Delta P_{m6}=R_{m6}\times l_6=0.42\times 4=1.68\text{Pa}$ 。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/376054021052011005>