

## 目录

摘 要.....	1
Abstract.....	2
第一章 概述.....	3
1.1 工程概况.....	3
第二章 负荷计算.....	4
2.1 室内外空气的空调设计参数.....	4
2.1.1 室外计算参数.....	4
2.2 建筑物维护结构.....	5
2.2.1 围护结构的热工性能.....	5
2.3 夏季建筑围护结构的冷负荷.....	5
2.3.1 外墙和屋面逐时传热形成冷负荷的计算方法.....	5
2.3.2 透过玻璃窗的日射得热形成冷负荷的计算方法.....	7
2.4 室内热源散热引起的的冷负荷.....	7
2.4.1 设备散热形成的冷负荷.....	7
2.4.2 人体散热形成的冷负荷.....	9
2.4.3 食物的显热和潜热散热形成的冷负荷.....	10
2.5 新风负荷.....	10
2.5.1 新风量的计算.....	10
2.5.2 新风冷负荷的计算.....	10

2.6 冬季建筑的热负荷.....	11
2.6.1 围护结构的耗热量.....	11
2.7 湿负荷计算.....	12
2.7.1 人体散湿量.....	12
2.7.2 食物散湿量.....	12
<b>第三章 空调方案的确定.....</b>	<b>14</b>
3.1 空调系统的确定.....	14
3.1.1 空调系统分类及各自适用范围.....	14
3.1.2 风机盘管加新风方式的确定.....	14
3.2 空气处理过程设计.....	15
3.2.1 风机盘管加独立新风系统设计.....	15
<b>第四章 风系统设计.....</b>	<b>32</b>
4.1 风管材料和形状.....	32
4.2 风管的布置.....	33
4.3 气流组织设计.....	33
<b>第五章 风管水力计算.....</b>	<b>34</b>
5.1 风道水力计算步骤.....	34
5.2 新风系统的新风管道水力计算.....	35
5.3 新风机组选型.....	41

<b>第六章 水系统的设计</b> .....	<b>42</b>
6.1 水系统方案的确定.....	42
6.1.1 两管制水系统选定.....	42
6.1.2 闭式系统的特点.....	43
6.1.3 同程和异程系统的选择.....	43
6.1.4 水系统方案的确定.....	43
<b>第七章 水管水力计算</b> .....	<b>43</b>
7.1 冷冻水管路设计计算步骤.....	43
7.2 冷冻水供回水水力计算.....	44
7.3 立管水力计算.....	50
7.4 凝结水管的计算.....	51
7.6 循环水泵的选择.....	57
7.6.1 水泵流量的确定.....	57
7.6.2 水泵扬程 $H$ 的确定.....	58
<b>第八章 空调系统的消声与防震</b> .....	<b>59</b>
8.1 消声措施.....	59
8.2 减震措施.....	59
<b>第九章 空调系统的防火排烟设计</b> .....	<b>60</b>
9.1 防排烟的方式.....	60
9.2 通风、防排烟设计.....	60

第十章 空调冷热源的确定.....	61
第十一章 管道保温设计的考虑.....	62
11.1 管道保温的一般原则.....	62
11.2 管道保温层厚度的确定.....	63
总结.....	63
参考文献.....	64
致 谢.....	65
附录 1 酒店总负荷.....	67
附录 2 苏州大学本科生毕业论文（设计）任务书.....	75
附录 3 中期检查表.....	77
附录 4 文献综述.....	78

## 摘 要

此设计说明针对深圳市新时代酒店中央空调系统进行设计计算。

这次酒店中央空调设计的内容主要有：负荷计算；空调系统确定；风系统设计；水系统设计；水力计算；冷热源选择等。

分析比较了多种的空调方式，考虑到酒店的使用功能和要求，最终选择风机盘管加独立新风系为该建筑物的空调系统形式。冷热源采用风冷式热泵，供水系统为异程式；新风系统分层采用吊顶式新风机组送风；标准层采用机械加压防排烟。

在酒店空调设计中，着重考虑空调的舒适性和节能要求。为了满足对室内环境参数的不同需求，加大了对环境参数的控制范围。为达到节能目的，在确保能满足空调需求的前提下，可以通过对精细负荷计算以及提高围护结构材料的隔热性能。

关键词：酒店，风机盘管加新风，风冷式热泵，异程，节能。

## Abstract

This graduation design for central air conditioning system in the new era hotel in shenzhen.

The design content includes: calculate load; determine the air conditioning system; design wind system; the design of water system; hydraulic calculation; choice of cold and hot source etc

Considering the use function of the hotel and requirements, fan coil units with independent fresh air system was finally chosed as conditioning system of the building after serious analysis and compares the various ways of air conditioning. The hot and cold source uses the air-cooled heat pump; water supply system uses different programs; Fresh air system uses ; ceiling type air conditioner ; smoke extraction uses pressurization.

Considering the comfort and energy saving requirements. In order to meet the different demands of indoor environment parameters, I enlarged the scope of control of the environmental parameters. To achieve the purpose of energy saving, on the premise of ensuring satisfaction of the need of air conditioning, calculate load carefully and improve the insulation performance of building envelope.

**Key wods:** hotel, fan coil plus fresh air, air cooled heat pump, direct return system, energy saving

## 第一章 概述

### 1.1 工程概况

本工程为深圳市新时代酒店中央空调设计，酒店共九层，建筑总高度 37.9m，总建筑面积约为 7510.2 m<sup>2</sup>。九层为酒店营业区，部分楼层房间有设备间及储藏室。其中第一、二层均高 4.2m，其余每层均高 3.5m。

这次设计的建筑是酒店型商业建筑，建筑房间主要是客房住宿以及一些功能性的房间。酒店为全天营业，在营业时间内对各房间进行空气调节，部分房间如办公室、监察室等单独进行空气调节。

## 第二章 负荷计算

### 酒店空调开启时间

表 2-1

位置	开关时间	温控调温 (°C)
酒店大堂	6:00—次日 2:00	24
公共洗手间	6:00—24:00	24
公共走道	6:00—22:00	24
客房	全天	24
自助餐厅, 会议室	6:00—22:00	24

## 2.1 室内外空气的空调设计参数

### 2.1.1 室外计算参数

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》<sup>[1]</sup>查得:

深圳的经纬度: 东经, 北纬;

大气压力: 冬季为, 夏季为;

夏季空调室外日平均温度为 33.7°C, 湿球温度为 27.5°C;

夏季室外平均风速为;

冬季室外计算干球温度为 9.2°C, 冬季空气调节室外计算相对湿度为 72%。

室内设计参数详见表 2-2。

表 2-2

房间名称	夏季		冬季		新风量 m <sup>3</sup> / (h · p)
	温度°C	相对湿度%	温度°C	相对湿度%	
酒店大堂	24	60	21	55	10
会议室/接待室	24	60	21	55	30
客房	24	60	21	55	30



## 2.2 建筑物维护结构

### 2.2.1 围护结构的热工性能

外墙：选用砖墙，内外粉刷， $\alpha$ ， $\beta$ ，吸收系数为 0.94；

屋面：保温材料为水泥膨胀珍珠岩， $\alpha$ ， $\beta$ ；

外窗：选用窗户为单层金属窗， $\alpha$ ，窗户的有效面积系数为，玻璃为厚普通玻璃，窗户的遮挡系数，选用浅色的窗帘，遮阳系数。

门：大厅大门选用有金属框的双层玻璃外门， $\alpha$ ， $\beta$ 。

## 2.3 夏季建筑围护结构的冷负荷

### 2.3.1 外墙和屋面逐时传热形成冷负荷的计算方法

#### 2.3.1.1 外墙和屋面逐时传热形成的冷负荷

外墙与屋顶的传热逐时冷负荷可按照下式计算：

$$Q_{c(\tau)} = AK(t_{c(\tau)} - t_R) \quad (\text{式 2-1})$$

式中  $Q_{c(\tau)}$ -----外墙屋顶的逐时冷负荷，W；

$A$ ----- 计算面积， $m^2$ ；

$K$ -----外墙或屋顶的传热换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

$t_R$ -----室内计算温度， $^\circ C$ ；

$t_{c(\tau)}$ -----外墙或屋顶传热逐时冷负荷计算温度， $^\circ C$ ，根据外墙和屋面的不同类型查取。

必须指出：

(1) 对于不同的设计地点，应对  $t_{c(\tau)}$  进行修正，为  $t_{c(\tau)d}$

(2) 外表面放热系数不等于  $18.6 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ，将  $t_{c(\tau)d}$  乘以表 2-3 中修正值。

外表面放热系数修正值  $k_a$

表 2-3

$\alpha$ $0^\circ$	14.2	16.3	18.6	20.9	23.3	25.6	27.9	30.2
$W/(m^2 \cdot ^\circ C)[kal/(h \cdot m^2 \cdot ^\circ C)]$	(12)	(14)	(16)	(18)	(20)	(22)	(24)	(26)
$k_a$	1.06	1.03	1.0	0.98	0.97	0.95	0.94	0.93

注：①外表面放热系数  $\alpha_o$  与室外风速有关，近似地有  $\alpha_o$

(3) 如果内表面放热传热系数变化时，可不加修正。

吸收系数修正  $k_p$  表 2-4

类别 颜色	外墙	屋面
浅色	0.94	0.88
中色	0.97	0.94

外墙和屋顶的冷负荷计算温度公式为：

$$t'_{c(\tau)} = (t_{c(\tau)} + \Delta t_d) k_{\alpha} k_p \quad (\text{式 2-2})$$

则冷负荷计算式应改为：

$$Q_{c(\tau)} = AK(t'_{c(\tau)} - t_R) \quad (\text{式 2-3})$$

### 2.3.1.2 外玻璃窗逐时传热形成的冷负荷

室内外通过温度差传热冷负荷计算公式为：

$$Q_{c(\tau)} = K_w A_w (t_{c(\tau)} - t_R) \quad (\text{式 2-4})$$

式中  $Q_{c(\tau)}$  ----- 外玻璃窗的逐时冷负荷，；  
 $K_w$  ----- 外玻璃窗传热系数，；  
 $A_w$  ----- 窗口面积，；  
 $t_{c(\tau)}$  ----- 窗玻璃的负荷计算温度，。

必须指出：

- (1) 对《暖通空调》<sup>[2]</sup>附录中的  $w$  值要根据窗框等情况的不同加以修正，修正值可从书中附录中查得。
  - (2) 对《暖通空调》附录中的值要进行地点修正，修正值可从附录中查得。
- 因此，式（）相应地变为：

$$Q_{c(\tau)} = c_w K_W A_W (t_{c(\tau)} + \Delta t_d - t_R) \quad (\text{式 2-5})$$

### 2.3.2 透过玻璃窗的日射得热形成冷负荷的计算方法

因为太阳辐射产生的冷负荷计算方法：

1. 如果窗外面没有遮阳的设备：

$$Q_{c(\tau)} = C_a A_W C_s C_i D_{j \cdot \max} C_{LQ} \quad (\text{式 2-6})$$

式中  $A_W$ -----窗口的面积；  
 $C_a$ -----有效的面积系数；  
 $C_s$ -----窗玻璃遮阳系数；  
 $C_i$ -----窗内遮阳设施遮阳系数；  
 $D_{j \cdot \max}$ -----太阳日射辐射的最大值；  
 $C_{LQ}$ -----窗玻璃冷负荷系数。

注：对于北回归线以南地区，可以不用考虑外遮阳设施的作用，直接按(式)计算。

## 2.4 室内热源散热引起的的冷负荷

### 2.4.1 设备散热形成的冷负荷

设备散热形成的冷负荷：

$$Q_{c(\tau)} = Q_s C_{LQ} \quad (\text{式 2-7})$$

式中 -----设备显热形成的冷负荷，W；  
-----设备的实际显热散热量，W；  
 $C_{LQ}$ -----设备显热散热冷负荷系数，如果空调系统不连续运行，则  $C_{LQ}$ 。

#### 2.4.1.1 电热设备散热量

没有保温隔热设施的设备的冷负荷计算方法：

$$Q_s = n_1 n_2 n_3 n_4 N \quad (\text{式 2-8})$$

式中 -----电热设备散热量；  
-----设备利用系数，一般的情况下可取 0.7-0.9；  
-----电动机负荷系数，一般可取 0.5 左右。  
-----同时使用系数，一般取 0.5~0.8；

-----考虑通风带走热量的系数，一般取 0.5；

-----电动设备的安装功率，。

### 2.4.1.2 电动设备散热量的计算方法

1. 电动机和工艺设备等均在空调房间内时的冷负荷计算方法：

$$q_s = 1000n_1aN \quad (\text{式 2-9})$$

2. 只有电动机在空调房间内时的冷负荷计算方法：

$$q_s = 1000 n_1a(1 - \eta)N \quad (\text{式 2-10})$$

3. 只有工艺设备在空调房间内时的冷负荷计算方法：

$$q_s = 1000 n_1a\eta N \quad (\text{式 2-11})$$

式中  $\eta$  -----电动机的效率；

$a$ -----输入功率系数。

其他符号意义同前。

### 电器设备功率

表 2-5

建筑类别	房间类型	电器设备功率（）
宾馆建筑	普通客房	20
	高档客房	13
	会议室，多功能厅	5

### 2.4.1.3 照明散热形成的冷负荷

根据不同类型的照明灯具的和安装方式，房间的逐时冷负荷计算公式分别为：

白炽灯  $Q_{c(t)} = 1000NC_{LQ}$  (式 2-12)

荧光灯  $Q_{c(t)} = 1000n_1 n_2NC_{LQ}$  (式 2-13)

式中  $c_{(t)}$  -----灯具散热换热形成的逐时传热冷负荷，；

$N$ -----照明灯具所需功率，；

$n_1$ -----镇流器消耗功率系数，当明装荧光灯的镇流器装在空调房间时，取  $n_1=1.2$ ；当暗装荧光灯镇流器安装在顶棚内时，可取  $n_1=1.0$ ；

$n_2$ -----灯罩隔热系数，当荧光灯罩上部穿有小孔，可利用自然通风散热于

顶棚内时，取  $n_2=0.6\sim 0.8$ ；

$C_{LQ}$ -----照明散热冷负荷系数，计算时应注意其值为从开灯时刻算起到计算时刻的时间，可由《暖通空调》附录查得；

照明功率密度

表 2-6

建筑类别	房间类别	照明功率密度 ( )
宾馆建筑	普通客房	15
	高档客房	13
	会议室，多功能厅	18

2.4.2 人体散热形成的冷负荷

人体显热散热换热形成的逐时冷负荷  $c_{(t)}$ ，按下式计算：

$$Q_{c(t)}=nq_s\varphi C_{LQ} \quad (\text{式 2-14})$$

式中  $c_{(t)}$  -----人体潜热散热换热形成的逐时冷负荷，；

$n$ -----室内全部人数；

$s$ -----1 名成年男子小时显热散热量，；

$\varphi$ -----群集系数，见表 2-7；

$LQ$ -----人体显热散热换热冷负荷系数，由《暖通空调》附录查得。

不同温度环境条件下每一个成年男子散热量 ( )、散湿量 ( )

表 2-7

体力活动性质		热湿量 ( W ) (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	旅馆	显热	90	85	79	75	70	65	60.5	57	51	45	41
轻	体育馆	潜热	47	51	56	59	64	69	73.3	77	83	89	93
劳	手表装配	全热	137	135	135	134	134	134	134	134	134	134	134
动	电子元件	湿量	69	76	83	89	96	109	109	115	132	132	139

人体潜热散热换热形成的瞬时计算时刻冷负荷，按下式计算：

$$Q_c = nq_1\phi \quad (\text{式 2-15})$$

式中  $Q_c$  -----人体潜热散热形成的冷负荷，；  
 $q_1$ -----不同室温和劳动性质成年男子潜热散热量，；  
 $n, \phi$ -----同式（）。

### 2.4.3 食物的显热和潜热散热形成的冷负荷

对餐厅冷负荷进行计算时，要考虑食物的散热量。食物的显热散热可按每位就餐客人 8.7W 计算。食物散湿量可按每位就餐客人 9W 计算。

则食物由于散热形成的冷负荷，按下式计算：

$$Q_c = 17.7n \quad (\text{式 2-16})$$

式中  $Q_c$  -----人体潜热散热形成的冷负荷，W；  
 $n$  -----同时就餐的人数。

## 2.5 新风负荷

### 2.5.1 新风量的计算

新风量：
$$G = Ln \quad (\text{式 2-17})$$

式中  $G$ -----新风量， $m^3/h$ ；  
 $n$ -----人数；  
 $L$ -----人均新风量， $m^3/h \cdot \text{人}$ 。

实际工程设计过程中，新风量按照总送风量的 10%来设计。

### 2.5.2 新风冷负荷的计算

将新风处理到与室内等焓状态，相对湿度为 90%，由此来确定新风负荷。如下图：

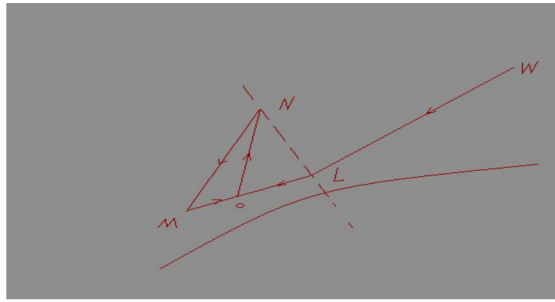


图 2-1 新风处理过程

由公式

$$Q_c = G\rho(h_w - h_L) \quad (\text{式 2-18})$$

式中  $Q_c$ ----- 新风冷负荷,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

$\rho$ ----- 新风密度,  $kg/m^3$ ;

$h_w$ ----- 室外空气的焓值;

$h_L$ ----- 新风处理过后的焓值, 与室内空气的焓值相等。

## 2.6 冬季建筑的热负荷

### 2.6.1 围护结构的耗热量

#### 2.6.1.1 围护结构的基本耗热量

围护结构的基本耗热量按式 (2-19) 计算:

$$Q_j = A_j K_j (t_R - t_{o-w}) a \quad (\text{式 2-19})$$

式中  $Q_j$ ----- 部分维护结构的基本耗热量, ;

$A_j$ ----- 部分围护结构的表面积, ;

$K_j$ ----- 部分围护结构传热系数, ;

$t_R$  ----- 冬季室内计算温度,  $^\circ C$ ;

$t_{o-w}$  ----- 采暖室外计算温度,  $^\circ C$ ;

$a$  ----- 围护结构的温差修正系数, 见表 2-9; 但是, 在已知冷测温

度或用热平衡法能计算出冷侧温度时, 可直接用冷测温度带入, 不再进行  $a$  值修正。

维护结构的温差修正系数

表 2-9

维护结构特征	a
外墙、屋顶、地面以及与室外相通的楼板	1.0
闷顶和与室外空气相通的非采暖地下室上面的楼板等	0.9
与有外门窗的不采暖楼梯间相邻的隔窗	
1-6 层建筑	0.6
7-30 层建筑	0.5
与不采暖房间相邻的隔墙	
不采暖房间有门窗与室外相通	0.7
不采暖房间无门窗与室外相通	0.4
不采暖地下室顶板:	
外墙上有窗	0.75
外墙上无窗	0.4
不采暖半地下室的楼板（在室外地坪以上超过 1.0m）:	
外墙上有窗	0.6
外墙上无窗	0.4

## 2.7 湿负荷计算

### 2.7.1 人体散湿量

人体散湿量可按下式计算：

$$m_w = 0.001 n \varphi g \quad (\text{式 2-20})$$

式中  $m_w$ -----人体散湿量，kg/h；

$n, \varphi$ -----同式（2-14）

$g$ -----成年男子的小时散湿量，g/h，见表 2-7。

### 2.7.2 食物散湿量

餐厅的食物散湿量(kg/h)，按下式计算：



$$m_w = 0.0115n \quad (\text{式 2-21})$$

式中  $m_w$ -----食物散湿量, kg/h;  
 $n$ -----就餐总人数。

负荷计算结果见附录。

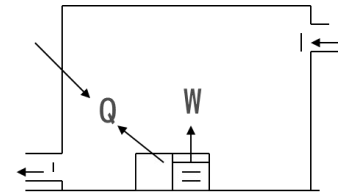
## 第三章 空调方案的确定

### 3.1 空调系统的确定

#### 3.1.1 空调系统分类及各自适用范围

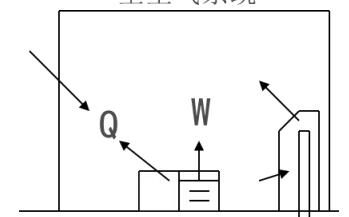
按冷媒种类进行分类

**全空气系统：**集中在空调设备里处理过的空气来承担室内负荷的空调。可设置回风系统。通常这类空调系统会占用较大的建筑空间，但室内的空气品质有保障。



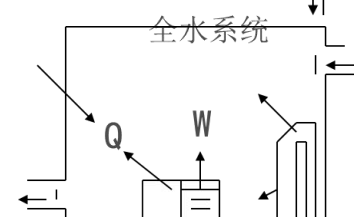
全空气系统

**全水系统：**全部由经过空调设备的水来承担室内负荷。在相同情况下，系统占用的建筑空间较小。由于这种空调系统不能够保证房间内的空气品质问题，所以很少会单独使用



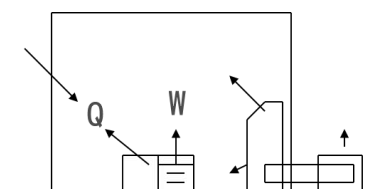
全水系统

**空气水系统：**由处理过的水和空气共同承担室内负荷。解决了全空气系统占用建筑空间多和全水系统不能通风换气的问题。应用于对空调精度要求不高和舒适性空调的场合。



全空气-水系统

**制冷剂系统：**制冷系统的蒸发器直接放在室内吸收室内余热余湿。这种系统的优点在于能量利用率高、占用建筑空间少，布置灵活，可根据不同房间的空调要求自动选择制冷或供热。



制冷剂系统

#### 3.1.2 风机盘管加新风方式的确定

会议室、贵宾接待室、自助餐厅和客房等小空间房间的人员密度大，各空调房间的空调运行时间不统一，并且各房间有各自的负荷要求，所以风机盘管加独立新风系统比较适合。

风机盘管布置在各个空调房间内，对室内回风进行处理；新风由新风机组集中处理后通过新风管道送入室内与回风混合。新风机组每层放置一台，制冷机组放置在地下室设备间或者屋顶。风机盘管加独立新风系统的冷量或热量全部是由水和空

气共同承担，所以属于空气-水系统。其优点如下：

- 1) 布置容易，有较好的节能效果，能单独进行空调调节；
- 2) 各空调房间互不影响；
- 3) 风机盘管可以安装在空调房间内；
- 4) 不需要回风管道，节省建筑空间；
- 5) 节省运行费用；
- 6) 使用寿命长。

## 3.2 空气处理过程设计

### 3.2.1 风机盘管加独立新风系统设计

#### 一、夏季送风状态点和送风量

##### 1) 新风量的确定

确定新风量的依据有下列三个因素：

- ① 释人群本身和活动所产生的污染物，保证人群对空气品质的要求；
- ② 充局部排风量；
- ③ 持空调房间的“正压”要求。

因此新风量公式为：

$$G_w = n \times g_w \quad (\text{式 3-1})$$

式中  $n$  ----- 空调房间内的总人数；

$g_w$ -----新风量标准，即单位时间内每人所需的新风量， $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$ 。

##### 2) 夏季送风状态点和送风量的确定

考虑到卫生和能效，采用新风处理到与室内等焓的方式，新风  $W$  处理到与室内等焓值点  $L$ ，风机盘管将空气处理到理到点  $M$ ，混合到  $O$  点再一并送入房间  $N$ ， $i-d$  图上的处理过程如图 3-1 所示。

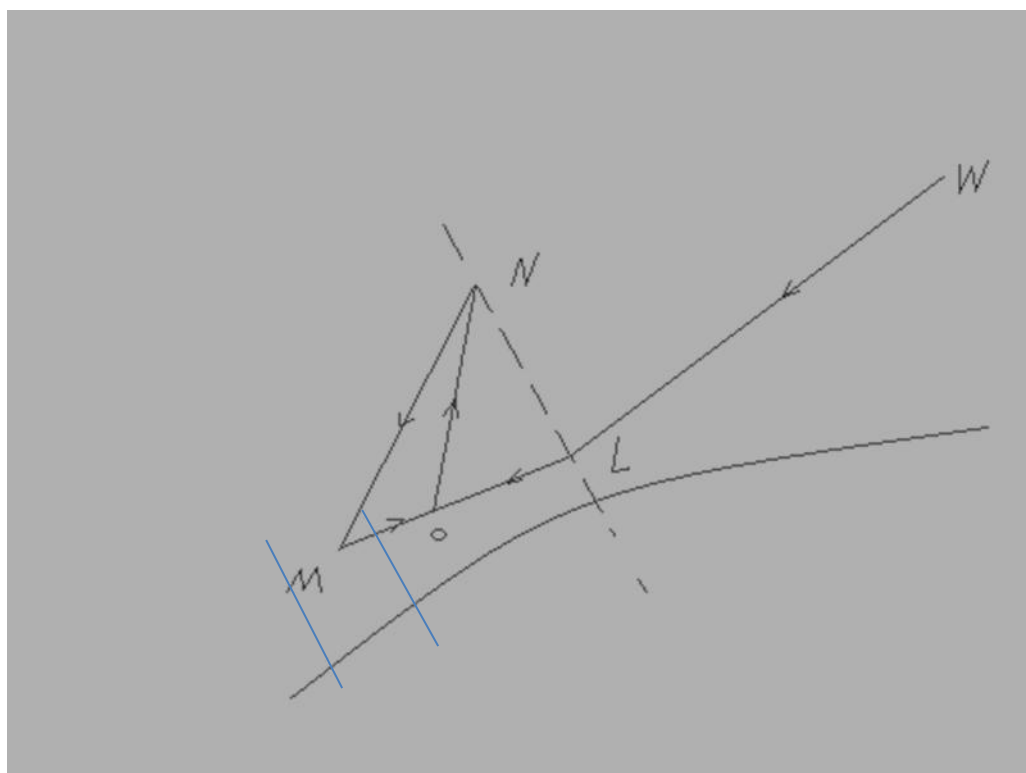


图 3-1 新风与风机盘管送风混合后送入时的空气处理过程

### 各房间风机盘管和新风设计

一楼

#### 贵宾接待室：

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 30 \times 30 = 900 \text{ m}^3/\text{h} = 0.278 \text{ kg/s}$ ;
2. 房间湿负荷： $3.05 \text{ kg/h} = 0.847 \text{ g/s}$ ;
3. 热湿比： $\varepsilon = Q/W = 11818/0.847 = 13953$
4. 送风状态点：

已知室内外参数

查得，由可确定点 L。

在图中，过点作  $\varepsilon$  线与  $\phi = 90\%$  相交，即得送风状态点 O，，送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ ，总风量。

5. 用换气次数校核

换气次数定义为房间通风量<sup>3</sup>和房间体积(³)的比值，即

$$n = G/V \quad (\text{式 3-2})$$

贵宾接待室换气次数，故符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量<sup>3</sup>>总风量的10%（即<sup>3</sup>），贵宾接待室的最小新风量取两者中的较大值，即<sup>3</sup>。

### 7. 新风负荷

$$Q_w = G_w (h_w - h_L) \quad (\text{式 3-4})$$

式中  $G_w$  ----- 新风量，

$h_w, h_L$  ----- 室外新风点以及新风处理后点的焓值，

则贵宾接待室的新风负荷为：

### 8. 风机盘管风量

$$G_F = G - G_w \quad (\text{式 3-4})$$

式中  $G$  ----- 总送风量，；

$G_w$  ----- 新风量，。

则风机盘管风量为<sup>3</sup>

### 9. 风机盘管冷量

连接点及点并延长至点，使 $=/()$ ，则  $MLG_w/G_F=44.24-(53.06-44.24) \times 900/3444=41.94\text{kJ/kg}$

$$h_M = 41.94\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) \quad (\text{式 3-5})$$

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 1.062 \times (53.06 - 41.94) = 11.81\text{kW}$$

### 大堂：

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 30 \times 30 = 900 \text{ m}^3/\text{h} = 0.278 \text{ kg/s}$ ；

2. 房间湿负荷： $3.05 \text{ kg/h} = 0.847 \text{ g/s}$ ；

3. 热湿比： $\epsilon = Q/W = 30252/0.847 = 35717$ ；

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $h_N = 53.06\text{kJ/kg}$ ， $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o = 45.29\text{kJ/kg}$ ， $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q/(h_N - h_o) = 30.25 / (53.06 - 45.29) = 3.89\text{kg/s} = 12616 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

大堂换气次数  $n = 12616 / (106 \times 10) = 11.9 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

## 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量<sup>33)</sup>，则大堂的最小新风量取两者中的较大值，即<sup>3)</sup>。

## 7. 新风负荷

大堂的新风负荷为：

$$Q_w = 0.389 \times (87.83 - 53.06) = 13.53 \text{ kW}$$

## 8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 3.89 - 0.389 = 3.501 \text{ kg/s} = 11716 \text{ m}^3/\text{h}$

## 9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $\frac{G_w}{G_F} = \frac{h_M - h_o}{h_L - h_o}$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) \times \frac{G_w}{G_F} = 45.29 - (53.06 - 45.29) \times 0.389 / 3.89 = 44.51 \text{ kJ/kg}$

$$h_M = 44.51 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 3.501 \times (53.06 - 44.51) = 29.93 \text{ kW}$$

## 北会议室：

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 60 \times 30 = 1800 \text{ m}^3/\text{h} = 0.555 \text{ kg/s}$ ；

2. 房间湿负荷： $m_w = 6.08 \text{ kg/h} = 1.69 \text{ g/s}$ ；

3. 热湿比： $\epsilon = Q/W = 14952 / 1.69 = 8847$ ；

## 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ， $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o = 42.96 \text{ kJ/kg}$ ， $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q / (h_N - h_o) = 14.95 / (53.06 - 42.96) = 1.48 \text{ kg/s} = 4800 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

## 5. 用换气次数校核

北会议室换气次数  $n = 4800 / (65 \times 4.2) = 17.6 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

## 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量，则北会议室的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w = 1800 \text{ m}^3/\text{h} = 0.555 \text{ kg/s}$ 。

## 7. 新风负荷

北会议室的新风负荷为：

$$Q_w = 0.555 \times (87.83 - 53.06) = 19.30 \text{ kW}$$

## 8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=1.48-0.555=0.925 \text{ kg/s}=3000 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $=/(G_w/G_F)$ ，则  $h_M= h_o- (h_L-h_o)$   
 $G_w/G_F=42.96-(53.06-42.96) \times 1800/4800=39.17\text{kJ/kg}$

$$h_M= 39.17\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F (h_N- h_M) =0.925 \times (53.06-39.17) =12.85\text{kW}$$

**商务服务间：**

1. 新风量：  $G_w=n \times g_w =10 \times 30=300 \text{ m}^3/\text{h}=0.0925\text{kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷：  $m_w =1.01\text{kg/h}=0.281\text{g/s}$ ;

3. 热湿比：  $\epsilon=Q/W=2584/0.281=9196$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得，  $t_o=17^\circ\text{C}$ ，  $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ，  $h_w=87.83 \text{ kJ/kg}$ ，  $h_o=43.07\text{kJ/kg}$ ，  
 $h_L=53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=2.58/(53.06-43.07) =0.258\text{kg/s}=837 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

商务服务间换气次数  $n=837/(31.6 \times 4.2)=5.5 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量），商务服务间的最小新风量取两者中的较大值，即  
 $G_w=300 \text{ m}^3/\text{h}=0.0925\text{kg/s}$ 。

7. 新风负荷

商务服务间的新风负荷为：

$$Q_w=0.0925 \times (87.83-53.06)=3.22\text{kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.258-0.0925=0.166 \text{ kg/s}=537 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $=/(G_w/G_F)$ ，则  $h_M= h_o- (h_L-h_o)$   
 $G_w/G_F=43.07-(53.06-43.07) \times 300/837=39.49\text{kJ/kg}$

$$h_M= 39.49\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.166 \times (53.06 - 39.49) = 2.25 \text{ kW}$$

### 服务间：

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 10 \times 30 = 300 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0925 \text{ kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 1.01 \text{ kg/h} = 0.281 \text{ g/s}$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon = Q/W = 2065/0.281 = 7349$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ， $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o = 42.15 \text{ kJ/kg}$ ， $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q/(h_N - h_o) = 2.07 / (53.06 - 42.15) = 0.19 \text{ kg/s} = 616 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

服务间换气次数  $n = 616 / (23.6 \times 4.2) = 6.2 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量)，则服务间的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w = 300 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0925 \text{ kg/s}$ 。

7. 新风负荷

服务间的新风负荷为：

$$Q_w = 0.0925 \times (87.83 - 53.06) = 3.22 \text{ kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 0.19 - 0.0925 = 0.0975 \text{ kg/s} = 316 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $LM = LO / (G_w / G_F)$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) \times G_w / G_F = 42.15 - (53.06 - 42.15) \times 300 / 616 = 36.79 \text{ kJ/kg}$

$$h_M = 36.79 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.0975 \times (53.06 - 36.79) = 1.59 \text{ kW}$$

### 东会议室：

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 30 \times 30 = 900 \text{ m}^3/\text{h} = 0.278 \text{ kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 3.04 \text{ kg/h} = 0.844 \text{ g/s}$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon = Q/W = 11109/0.844 = 13162$ ;



## 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得,  $t_o=17^\circ\text{C}$ ,  $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ,  $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ,  $h_o=44.12\text{kJ/kg}$ ,  $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=11.11/(53.06-44.12)=1.24\text{kg/s}=4022\text{m}^3/\text{h}$ 。

## 5. 用换气次数校核

东会议室换气次数  $n=4022/(108.3*4.2)=8.8>5$ , 所以符合换气次数要求。

## 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量, 则东会议室的最小新风量取两者中的较大值, 即  $G_w=900\text{m}^3/\text{h}=0.278\text{kg/s}$ 。

## 7. 新风负荷

东会议室的新风负荷为:

$$Q_w=0.278 \times (87.83-53.06)=9.67\text{kW}$$

## 8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=1.24-0.278=0.962\text{kg/s}=3122\text{m}^3/\text{h}$

## 9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点, 使  $LM=LO/(G_w/G_F)$ , 则  $h_M=h_o-(h_L-h_o)G_w/G_F=44.12-(53.06-44.12) \times 900/4022=42.12\text{kJ/kg}$

$$h_M=42.12\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F(h_N-h_M)=0.962 \times (53.06-42.12)=10.52\text{kW}$$

**卫生间:**

1. 新风量:  $G_w=n \times g_w=0 \times 30=0$ ;

2. 房间湿负荷:  $m_w=0$ ;

3. 热湿比:  $\varepsilon=Q/W=747/0 \rightarrow \infty$

## 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得,  $t_o=17^\circ\text{C}$ ,  $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ,  $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ,  $h_o=45.84\text{kJ/kg}$ ,  $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=0.747/(53.06-45.84)=0.103\text{kg/s}=334\text{m}^3/\text{h}$ 。

## 5. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.103\text{kg/s}=334\text{m}^3/\text{h}$

6. 风机盘管冷量

$$Q_F=Q=0.747\text{kW}$$

**走廊：**

1. 新风量： $G_w=n \times g_w = 0 \times 30 = 0$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 0$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon=Q/W=11140/0 \rightarrow \infty$

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ， $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ， $h_o=45.84\text{kJ/kg}$ ， $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=11.14/(53.06-45.84)=1.543\text{kg/s}=5004\text{m}^3/\text{h}$ 。

5. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=1.543\text{kg/s}=5004\text{m}^3/\text{h}$

6. 风机盘管冷量

$$Q_F=Q=11.14\text{kW}$$

二楼

**西多功能贵宾房：**

1. 新风量： $G_w=n \times g_w = 30 \times 30 = 900\text{m}^3/\text{h} = 0.278\text{kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 3.04\text{kg/h} = 0.844\text{g/s}$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon=Q/W=11464/0.844=13583$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ， $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ， $h_o=44.19\text{kJ/kg}$ ， $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=11.46/(53.06-44.19)=1.29\text{kg/s}=4184\text{m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

西多功能贵宾房换气次数  $n=4184/(75.1 \times 4.2)=13.2 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量，西多功能贵宾房最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w=900\text{m}^3/\text{h}=0.278\text{kg/s}$ 。

7. 新风负荷

西多功能贵宾房的新风负荷为：

$$Q_w = 0.278 \times (87.83 - 53.06) = 9.67 \text{ kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 1.29 - 0.278 = 1.012 \text{ kg/s} = 3284 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $\frac{G_w}{G_F} = \frac{h_M - h_o}{h_L - h_o}$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) \times \frac{G_w}{G_F} = 44.19 - (53.06 - 44.19) \times 900/4184 = 42.28 \text{ kJ/kg}$

$$h_M = 42.28 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 1.012 \times (53.06 - 42.28) = 10.91 \text{ kW}$$

**自助餐厅：**

1. 新风量：  $G_w = n \times g_w = 150 \times 30 = 4500 \text{ m}^3/\text{h} = 1.388 \text{ kg/s}$ ；

2. 房间湿负荷：  $m_w = 16.81 \text{ kg/h} = 4.669 \text{ g/s}$ ；

3. 热湿比：  $\epsilon = Q/W = 40372/4.669 = 8647$ ；

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得，  $t_o = 17^\circ\text{C}$ ，  $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ，  $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ，  $h_o = 42.58 \text{ kJ/kg}$ ，  $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q/(h_N - h_o) = 40.37 / (53.06 - 42.58) = 3.85 \text{ kg/s} = 12486 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

自助餐厅换气次数  $n = 12486 / (330.4 \times 4.2) = 9.0 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量，则自助餐厅的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w = 4500 \text{ m}^3/\text{h} = 1.388 \text{ kg/s}$ 。

7. 新风负荷

自助餐厅的新风负荷为：

$$Q_w = 1.388 \times (87.83 - 53.06) = 48.26 \text{ kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 3.85 - 1.388 = 2.462 \text{ kg/s} = 7986 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $\frac{G_w}{G_F} = \frac{h_M - h_o}{h_L - h_o}$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) \times \frac{G_w}{G_F}$

$$G_w/G_F=42.58-(53.06-42.58) \times 4500/12486=38.80\text{kJ/kg}$$

$$h_M=38.80\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F(h_N-h_M)=2.462 \times (53.06-38.8)=35.1\text{kW}$$

### 东多功能贵宾房：

1. 新风量： $G_w=n \times g_w=30 \times 30=900 \text{ m}^3/\text{h}=0.278\text{kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w=3.04\text{kg/h}=0.844\text{g/s}$ ;

3. 热湿比： $\epsilon=Q/W=10078/0.844=11941$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ， $h_w=87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o=43.9\text{kJ/kg}$ ， $h_L=53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=10.08/(53.06-43.9)=1.10\text{kg/s}=3568 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

东多功能贵宾房换气次数  $n=3568/(96.1 \times 4.2)=8.84 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量，东多功能贵宾房的最小新风量取两者中较大值，即  $G_w=900 \text{ m}^3/\text{h}=0.278\text{kg/s}$ 。

7. 新风负荷

东多功能贵宾房的新风负荷为：

$$Q_w=0.278 \times (87.83-53.06)=9.67\text{kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=1.10-0.278=0.822 \text{ kg/s}=2668\text{m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $LM=LO/(G_w/G_F)$ ，则  $h_M=h_o-(h_L-h_o) \times (G_w/G_F)$

$$G_w/G_F=43.9-(53.06-43.9) \times 900/3568=41.59\text{kJ/kg}$$

$$h_M=41.59\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F(h_N-h_M)=0.822 \times (53.06-41.59)=9.43\text{kW}$$

三楼至八楼

**普通客房：**

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 2 \times 30 = 60 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0185 \text{ kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 0.2 \text{ kg/h} = 0.056 \text{ g/s}$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon = Q/W = 1452/0.056 = 25929$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ， $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o = 45.07 \text{ kJ/kg}$ ， $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q / (h_N - h_o) = 1.45 / (53.06 - 45.07) = 0.18 \text{ kg/s} = 584 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

普通客房换气次数  $n = 584 / (24.2 \times 3.5) = 6.9 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量)，则普通客房的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w = 60 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0185 \text{ kg/s}$ 。

7. 新风负荷

普通客房的新风负荷为：

$$Q_w = 0.0185 \times (87.83 - 53.06) = 0.64 \text{ kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 0.18 - 0.0185 = 0.162 \text{ kg/s} = 524 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $LM = LO / (G_w / G_F)$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) \times G_w / G_F = 45.07 - (53.06 - 45.07) \times 60 / 584 = 44.25 \text{ kJ/kg}$

$$h_M = 44.25 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.162 \times (53.06 - 44.25) = 1.43 \text{ kW}$$

**走廊：**

1. 新风量： $G_w = n \times g_w = 0 \times 30 = 0$ ;

2. 房间湿负荷： $m_w = 0$ ;

3. 热湿比： $\varepsilon = Q/W = 2996/0 \rightarrow \infty$

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ， $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o = 45.84 \text{ kJ/kg}$ ，

$h_L=53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=3/(53.06-45.84)=0.42\text{kg/s}=1362\text{m}^3/\text{h}$ 。

5. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.42 \text{ kg/s} =1362 \text{ m}^3/\text{h}$

6. 风机盘管冷量

$Q_F=Q=3\text{kW}$

豪华客房：

麻将房：

1. 新风量： $G_w=n\times g_w=7\times 30=210 \text{ m}^3/\text{h}=0.065\text{kg/s}$ ；

2. 房间湿负荷： $m_w=0.71\text{kg/h}=0.197\text{g/s}$ ；

3. 热湿比： $\epsilon=Q/W=1642/0.197=8335$ ；

4. 送风状态点

在  $h-d$  图中查得， $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ， $h_w=87.83 \text{ kJ/kg}$ ， $h_o=42.68\text{kJ/kg}$ ， $h_L=53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=1.64/(53.06-42.68)=0.16\text{kg/s}=519\text{m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

麻将房换气次数  $n=519/(17.3\times 3.5)=8.6>5$ ，所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量，则麻将房的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w=210 \text{ m}^3/\text{h}=0.065\text{kg/s}$ 。

7. 新风负荷

麻将房的新风负荷为：

$$Q_w=0.065\times(87.83-53.06)=2.26\text{kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.16-0.065=0.095 \text{ kg/s} =309 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $LM=LO/(G_w/G_F)$ ，则  $h_M=h_o-(h_L-h_o)G_w/G_F=42.68-(53.06-42.68)\times 210/519=38.48\text{kJ/kg}$

$$h_M=38.48\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.095 \times (53.06 - 38.48) = 1.39 \text{ kW}$$

### 客房:

1. 新风量:  $G_w = n \times g_w = 2 \times 30 = 60 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0185 \text{ kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷:  $m_w = 0.2 \text{ kg/h} = 0.056 \text{ g/s}$ ;

3. 热湿比:  $\epsilon = Q/W = 1516/0.056 = 27071$ ;

4. 送风状态点

在 h-d 图中查得,  $t_o = 17^\circ\text{C}$ ,  $h_N = 53.06 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_w = 87.83 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_o = 45.11 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_L = 53.06 \text{ kJ/kg}$ 。送风温差  $\Delta t = 24 - 17 = 7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G = Q/(h_N - h_o) = 1.52 / (53.06 - 45.11) = 0.19 \text{ kg/s} = 616 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5. 用换气次数校核

客房换气次数  $n = 616 / (17.3 \times 3.5) = 10.2 > 5$ , 所以符合换气次数要求。

6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量), 则客房的最小新风量取两者中的较大值, 即  $G_w = 60 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0185 \text{ kg/s}$ 。

7. 新风负荷

客房的新风负荷为:

$$Q_w = 0.0185 \times (87.83 - 53.06) = 0.64 \text{ kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 0.19 - 0.0185 = 0.172 \text{ kg/s} = 556 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点, 使  $LM = LO / (G_w / G_F)$ , 则  $h_M = h_o - (h_L - h_o) / G_F = 45.11 - (53.06 - 45.11) \times 60 / 616 = 44.34 \text{ kJ/kg}$

$$h_M = 44.34 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.172 \times (53.06 - 44.34) = 1.50 \text{ kW}$$

### 客厅:

1. 新风量:  $G_w = n \times g_w = 10 \times 30 = 300 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0925 \text{ kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷:  $m_w = 1.01 \text{ kg/h} = 0.28 \text{ g/s}$ ;

3. 热湿比:  $\epsilon = Q/W = 2796/0.28 = 9986$ ;

#### 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得,  $t_o=17^\circ\text{C}$ ,  $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ,  $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ,  $h_o=43.39\text{kJ/kg}$ ,  $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=2.8/(53.06-43.39)=0.29\text{kg/s}=941\text{m}^3/\text{h}$ 。

#### 5. 用换气次数校核

客厅换气次数  $n=941/(52.9*3.5)=5.1>5$ , 所以符合换气次数要求。

#### 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量), 则客厅的最小新风量取两者中的较大值, 即  $G_w=300\text{m}^3/\text{h}=0.0925\text{kg/s}$ 。

#### 7. 新风负荷

客厅的新风负荷为:

$$Q_w=0.0925 \times (87.83-53.06)=3.22\text{kW}$$

#### 8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.29-0.0925=0.198\text{kg/s}=642\text{m}^3/\text{h}$

#### 9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点, 使  $LM/LO=(G_w/G_F)$ , 则  $h_M=h_o-(h_L-h_o) \times G_w/G_F=43.39-(53.06-43.39) \times 300/941=40.31\text{kJ/kg}$

$$h_M=40.31\text{kJ/kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F(h_N-h_M)=0.198 \times (53.06-40.31)=2.52\text{kW}$$

#### 主卧室:

1. 新风量:  $G_w=n \times g_w=5 \times 30=150\text{m}^3/\text{h}=0.0463\text{kg/s}$ ;

2. 房间湿负荷:  $m_w=0.51\text{kg/h}=0.14\text{g/s}$ ;

3. 热湿比:  $\epsilon=Q/W=2357/0.14=16836$ ;

#### 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得,  $t_o=17^\circ\text{C}$ ,  $h_N=53.06\text{kJ/kg}$ ,  $h_w=87.83\text{kJ/kg}$ ,  $h_o=44.57\text{kJ/kg}$ ,  $h_L=53.06\text{kJ/kg}$ 。送风温差  $=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o)=2.4/(53.06-44.57)=0.28\text{kg/s}=908\text{m}^3/\text{h}$ 。

#### 5. 用换气次数校核

主卧室换气次数  $n=908/(42.1*3.5)=6.2>5$ , 所以符合换气次数要求。



## 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量），则主卧室的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w=150 \text{ m}^3/\text{h}=0.0463\text{kg}/\text{s}$ 。

## 7. 新风负荷

主卧室的新风负荷为：

$$Q_w=0.0463 \times (87.83-53.06)=1.61\text{kW}$$

## 8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F=0.28-0.0463=0.234\text{kg}/\text{s} =758\text{m}^3/\text{h}$

## 9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $\frac{G_w}{G_F}$ ，则  $h_M= h_o- (h_L-h_o) \frac{G_w}{G_F}$

$$G_w/G_F=44.57-(53.06-44.57) \times 150/908=43.17\text{kJ}/\text{kg}$$

$$h_M=43.17\text{kJ}/\text{kg}$$

则风机盘管冷量

$$Q_F=G_F (h_N- h_M) =0.234 \times (53.06-43.17) =2.31\text{kW}$$

## 按摩房：

1. 新风量：  $G_w=n \times g_w =5 \times 30=150 \text{ m}^3/\text{h}=0.0463\text{kg}/\text{s}$ ；

2. 房间湿负荷：  $m_w =0.51\text{kg}/\text{h}=0.14\text{g}/\text{s}$ ；

3. 热湿比：  $\epsilon=Q/W=1645/0.14=16836$ ；

## 4. 送风状态点

在 h-d 图中查得， $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $h_N=53.06\text{kJ}/\text{kg}$ ， $h_w=87.83 \text{ kJ}/\text{kg}$ ， $h_o=43.84\text{kJ}/\text{kg}$ ， $h_L=53.06 \text{ kJ}/\text{kg}$ 。送风温差  $\Delta t=24-17=7^\circ\text{C}$ 。

总风量  $G=Q/(h_N-h_o) =1.6/ (53.06-43.84) =0.17\text{kg}/\text{s}=551 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

## 5. 用换气次数校核

按摩房换气次数  $n=551/(13.5 \times 3.5)=11.7 > 5$ ，所以符合换气次数要求。

## 6. 新风量的确定

由于满足卫生的新风量），则按摩房的最小新风量取两者中的较大值，即  $G_w=150 \text{ m}^3/\text{h}=0.0463\text{kg}/\text{s}$ 。

## 7. 新风负荷

按摩房的新风负荷为：

$$Q_w=0.0463 \times (87.83-53.06)=1.61\text{kW}$$

8. 风机盘管风量

风机盘管风量为  $G_F = 0.17 - 0.0463 = 0.124 \text{ kg/s} = 401 \text{ m}^3/\text{h}$

9. 风机盘管冷量

连接点 L 及点 O 并延长至 M 点，使  $\frac{G_w}{G_F}$ ，则  $h_M = h_o - (h_L - h_o)$

$$G_w/G_F = 43.84 - (53.06 - 43.84) \times 150/551 = 41.33 \text{ kJ/kg}$$

则风机盘管冷量  $h_M = 41.33 \text{ kJ/kg}$

$$Q_F = G_F (h_N - h_M) = 0.124 \times (53.06 - 41.33) = 1.45 \text{ kW}$$

所有房间计算统计如下：

一层：

表 3-1

房间名称	总风量 G (m <sup>3</sup> /h)	新风量 G <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管风量 G <sub>F</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管冷量 Q <sub>F</sub> (kW)	新风负荷 Q <sub>w</sub> (kW)
贵宾接待室	4346	900	3446	11.81	9.67
大堂	12616	900	11716	29.93	13.53
北会议室	4800	1800	3000	12.85	19.3
商务服务间	837	300	537	2.25	3.22
服务间	616	300	316	1.59	3.22
东会议室	4022	900	3122	10.52	9.67
卫生间	334	0	334	0.75	0
走廊	5004	0	5004	11.14	0

二层至九层：

表 3-2

房间名称	总风量 G (m <sup>3</sup> /h)	新风量 G <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管风量 G <sub>F</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管冷量 Q <sub>F</sub> (kW)	新风负荷 Q <sub>w</sub> (kW)
西多功能贵宾房	4184	900	3284	10.91	9.67

自助餐厅	12486	4500	7986	35.1	48.26
东多功能贵宾房	3568	900	2668	9.43	9.67
普通客房	584	60	524	1.43	0.64
走廊	1362	0	1362	3	0

贵宾房：

表 3-3

房间名称	总风量 G (m <sup>3</sup> /h)	新风量 G <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管风量 G <sub>F</sub> (m <sup>3</sup> /h)	风机盘管冷量 Q <sub>F</sub> (kW)	新风负荷 Q <sub>w</sub> (kW)
麻将房	519	210	309	1.39	2.26
客房	616	60	556	1.5	0.64
客厅	941	300	641	2.52	3.22
主卧室	908	150	758	2.31	1.61
按摩房	551	150	401	1.45	1.61

## 二、风机盘管的选型

根据风机盘管风量以及所承担的冷量对风机盘管进行选型。考虑空调工作过程中各种损耗，对房间的冷负荷乘以 1.2 作为安全系数，确保空调在运行当中满足房间的需要。

此次设计选用南京天加空调设备有限公司生产的卧式暗装风机盘管，表中风量和冷量都是以中速时为标准选取。

表 3-4

房间名称	型号	风量 (m <sup>3</sup> /h)	冷量 (kW)	水阻力 (kPa)	进出水口管径 (mm)	水量 (L/S)	台数
贵宾接待室	TFM3000SB	3565	16.84	45	40	1.71	1
大堂	TFM2000SB	3100	14.68	35	40	1.25	4

北会议室	TFM2000SB	3100	14.68	35	40	1.25	1
商务服务间	TCR400HB	520	4.52	13	20	0.21	1
服务间	TCR400HB	520	4.52	13	20	0.21	1
东会议室	TFM2000SB	3100	14.68	35	40	1.25	1
公共卫生间	TCR300SB	325	2.98	7	20	0.15	1
一楼走廊	TFM1800SB	2495	12.21	25	25	1.01	2
西多功能贵宾房	TFM2000SB	3100	14.68	35	40	1.25	1
自助餐厅	TFM1800SB	2495	12.21	25	25	1.01	4
东多功能贵宾房	TFM2000SB	3100	14.68	35	40	1.25	1
普通客房	TCR400HB	520	4.52	13	20	0.21	1
3-9层走廊	TFM1000HB	1380	6.74	14	25	0.52	1
麻将房	TCR300SB	325	2.98	7	20	0.15	1
客房	TCR400HB	520	4.52	13	20	0.21	1
客厅	TCR600SB	630	5.33	30	20	0.26	1
主卧室	TCR600HB	775	5.82	30	20	0.29	1
按摩房	TCR400HB	520	4.52	13	20	0.21	1

### 三、冬季热负荷的校核

由于深圳地理气候因素，冬季只要确定风机盘管能够满足冬季供热需要。风机盘管所能提供的供热量是远远大于夏季空调所提供的冷量的，而冬季热负荷不大，因此能满足设计需求。

## 第四章 风系统设计

### 4.1 风管材料和形状

本次设计所有的新风管道和风机盘管送风管道均采用矩形风管，其占用空间较小、易于布置。风管材料选镀锌铁皮，因为其易于加工制作并且安装方便，耐压高，使用寿命长，具有一定的机械强度和良好的防火性能，气流阻力较小，现在仍在普

遍使用。

## 4.2 风管的布置

根据房间的结构，布置新风管道、新风机组和风机盘管及其的送风管道，详见图纸。风口出大堂外均采用方形散流器，大堂由于高度较高，所以采用诱导性强的旋流风口，采用顶部送风。

## 4.3 气流组织设计

我国《规范》规定：舒适性空调冬季室内风速，夏季。

以一层北会议室为例：

北会议室为  $6\text{m} \times 9.65\text{m}$  的房间，净高  $3.5\text{m}$ ，风机盘管送风量为。

- (1) 布置散流器。布置 6 个散流器，2 排 3 列。
- (2) 初选散流器。选用方形散流器，考虑噪音影响，本例取风口风速为，选用 型散流器，尺寸，风口有效面积系数为 0.9。则散流器出口风速
- (3) 射流末端速度为  $0.5\text{m/s}$  的射程

(式 4-1)

$x$ -----以散流器的中心为起点时的射流水平最远距离，m；

-----在  $x$  位置的最大风速，；

出口风速， $\text{m/s}$ ；

-----平送射流的原点与散流器中心位置的距离，多层锥面散流器取  $0.07\text{m}$ ；

$A$ -----散流器的有效流通面积；

$K$ -----系数，盘式散流器  $K$  为 1.1。

- (4) 计算室内平均风速。

(式 4-2)

$L$ -----散流器服务区边长，m；

$H$ -----房间净高，m；

$r$ -----射流的射程与边长  $L$  的比值，射程是指从散流器中心到风速为  $0.5\text{m/s}$  位置的直线距离，通常把射程控制在到房间边缘的 75%左右。

$m$

如果送冷风，室内平均风速为  $0.16\text{m/s}$ ，如果送暖风，室内平均风速为  $0.10\text{m/s}$ 。所以设计符合要求。

## 第五章 风管水力计算

### 5.1 风道水力计算步骤

采用假定流速法进行风道水力计算的步骤如下：

- ① 绘制空调系统图，对各段风管进行编号、标注长度和风量。
- ② 确定合理流速。
- ③ 根据各风道的风量和流速，计算各管段的尺寸，选择尺寸符合通风管道统一规格的管道，最后算出风道内的实际流速。

根据《实用供热空调设计手册》<sup>[3]</sup>，确定风管内的空气流速。

表 5-1

位置	推荐值 (m/s)			最大值 (m/s)		
	住宅	公共建筑	工厂	住宅	公共建筑	工厂
风机吸入口	3.5	4.0	5.0	4.5	5.0	7
风机出口	5-8	6.5-10	8-12	8.5	7.5-11	8.5-14
干管	3.5-4.5	5-6.5	6-9	4-6	5.5-8	5.5-11
支管	3	3-4.5	4-5	3.5-5	4-6.5	5-9
从支管上接出的风管	2.5	3-3.5	4	3.25-4	4-6	5-8

④ 根据风量  $L$  或实际流速  $v$  和断面当量直径  $D$  查得比摩阻  $R_m$ 。

⑤ 计算沿程阻力和局部阻力

选择最不利环路进行阻力计算

i. 沿程阻力

公式为：
$$\Delta P_y = R_m l \quad (\text{式 5-1})$$

式中  $l$ ----- 管段长度, m;

$R_m$ ----- 单位长度摩擦阻力, Pa/m。

ii. 局部阻力

公式为：
$$\Delta P_j = \sum \xi \rho v^2 / 2 \quad (\text{式 5-2})$$

镀锌钢管  $90^\circ$  三通旁通局部阻力系数为 0.7,  $90^\circ$  三通直通局部阻力系数为 0.03,  $90^\circ$  弯头局部阻力系数为 0.17, 渐缩管局部阻力系数为 0.07。

⑥ 系统总阻力

公式为：
$$\Delta P = \Delta P_y + \Delta P_j \quad (\text{式 5-3})$$

## 5.2 新风系统的新风管道水力计算

(1) 一层新风管道布置图

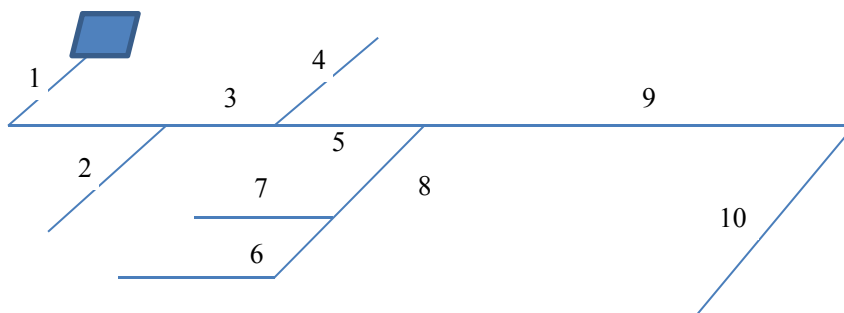


图 5-1 一层风管系统编号图

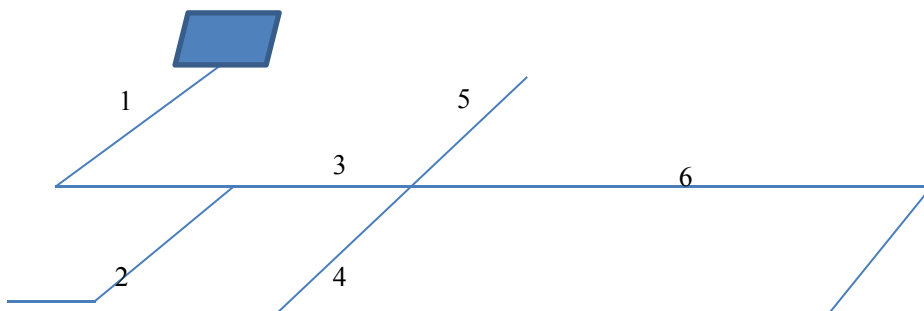
最不利管路为 1-3-5-9-10

一层新风管道计算表：

表 5-2

管段 编号	新风 量 m <sup>3</sup> /h	管段 尺寸 mm×mm	风速 m/s	R <sub>m</sub> Pa/m	管长 m	ΔP <sub>y</sub> Pa	ξ	ΔP <sub>j</sub> Pa	ΔP Pa
1	5400	1000×500	3	0.15	7.1	1.1	0.17	0.85	1.91
2	900	400×250	2.5	0.18	8	1.4	0.7	2.43	3.87
3	4200	1000×500	2.33	0.1	5.7	0.6	0	0.00	0.57
4	1800	630×320	2.48	0.19	4.8	0.9	0.7	2.39	3.30
5	2400	630×400	2.65	0.18	10.6	1.9	0.07	0.27	2.18
6	900	500×320	1.56	0.14	10.2	1.4	0.17	0.23	1.66
7	600	250×250	2.67	0.46	5.8	2.7	0.7	2.76	5.43
8	1500	500×320	2.60	0.37	7	2.6	0.7	2.63	5.22
9	900	400×250	2.50	0.28	14.2	4.0	0.07	0.24	4.22
10	900	400×250	2.50	0.28	9.3	2.6	0.17	0.59	3.19
最不利环路阻力 31.56 Pa									

(2) 二层新风管道布置图





最不利管路为 1-3-6

表 5-3

管段 编号	新风量 m <sup>3</sup> /h	管段 尺寸 mm×mm	风速 m/s	R <sub>m</sub> Pa/m	管长 m	ΔP <sub>y</sub> Pa	ξ	ΔP <sub>j</sub> Pa	ΔP Pa
1	6300	1000×630	2.78	0.096	7.6	0.73	0.17	0.73	1.46
2	900	400×250	2.50	0.18	7.5	1.35	0.87	3.02	4.37
3	5400	1000×630	2.38	0.09	5.6	0.50	0	0.00	0.50
4	2250	630×400	2.48	0.18	12.3	2.21	0.87	2.97	5.18
5	2250	630×400	2.48	0.18	5.8	1.04	0.87	2.97	4.01
6	900	400×250	2.50	0.18	21.4	3.85	0.24	0.83	4.68
最不利环路阻力为 6.64 Pa									

(3) 三~五层新风管道布置图

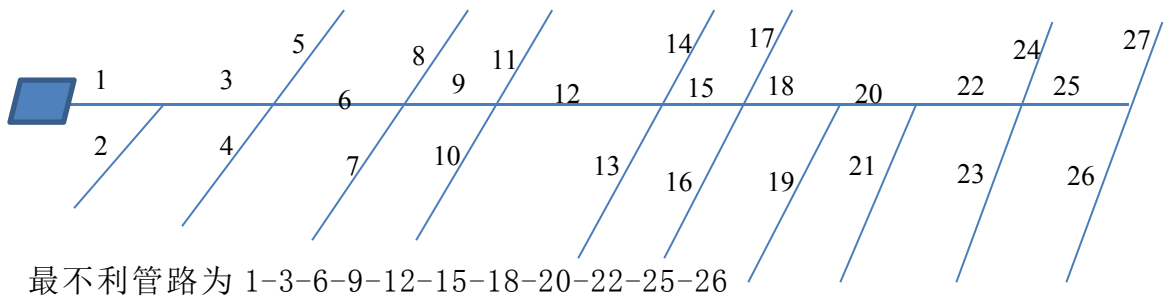
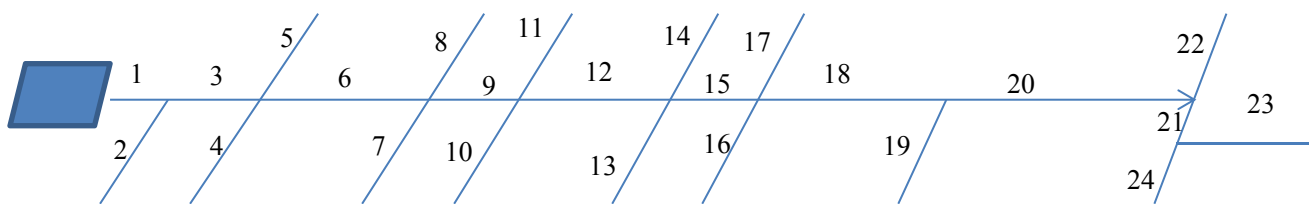


表 5-4

管段 编号	新风量 m <sup>3</sup> /h	管段 尺寸 mm×mm	风速 m/s	R <sub>m</sub> Pa/m	管长 m	ΔP <sub>y</sub> Pa	ξ	ΔP <sub>j</sub> Pa	ΔP Pa
1	1020	500×320	1.77	0.12	1.3	0.16	0	0.00	0.16
2	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
3	960	500×320	1.67	0.11	1.9	0.21	0	0.00	0.21
4	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39

5	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
6	840	400×320	1.82	0.13	5.5	0.72	0	0.00	0.72
7	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
8	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
9	720	400×3200	1.56	0.1	2.1	0.21	0	0.00	0.21
10	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
11	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
12	600	320×320	1.63	0.11	6	0.66	0	0.00	0.66
13	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
14	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
15	480	320×320	1.30	0.08	1.8	0.14	0	0.00	0.14
16	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
17	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
18	360	320×200	1.56	0.16	6.9	1.10	0	0.00	1.10
19	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
20	300	320×200	1.30	0.1	2.2	0.22	0	0.00	0.22
21	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
22	240	200×200	1.67	0.24	6.6	1.58	0	0.00	1.58
23	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
24	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
25	120	200×200	0.83	0.08	2.7	0.22	0	0.00	0.22
26	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
27	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
最不利环路阻力 5.61Pa									

(4) 六~八层新风管道布置图



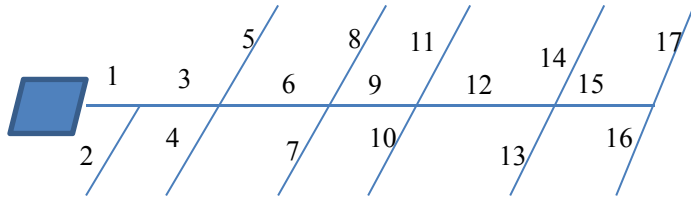
最不利环路为 1-3-6-9-12-15-18-20-21-24

表 5-5

管段 编号	新风 量 $\text{m}^3/\text{h}$	管段 尺寸 $\text{mm}\times\text{mm}$	风速 $\text{m/s}$	$R_m$ $\text{Pa/m}$	管长 $\text{m}$	$\Delta P_y$ $\text{Pa}$	$\xi$	$\Delta P_j$ $\text{Pa}$	$\Delta P$ $\text{Pa}$
1	1590	630×320	2.30	0.12	0.9	0.11	0	0.00	0.11
2	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
3	1530	630×320	2.21	0.15	2.4	0.36	0	0.00	0.36
4	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
5	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
6	1410	500×320	2.45	0.21	5.7	1.20	0.07	0.23	1.43
7	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
8	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
9	1290	500×320	2.24	0.17	1.7	0.29	0	0.00	0.29
10	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
11	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
12	1170	500×320	2.03	0.14	6.4	0.90	0	0.00	0.90
13	60	160×160	0.00	0.06	3.8	0.23	0.7	0.00	0.23
14	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
15	1050	500×320	1.82	0.12	1.8	0.22	0	0.00	0.22
16	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
17	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
18	930	500×320	1.61	0.1	7.1	0.71	0	0.00	0.71
19	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
20	870	500×250	1.93	0.17	6.5	1.11	0.07	0.15	1.25
21	600	500×250	1.33	0.08	2.5	0.20	0.03	0.03	0.23
22	270	500×250	0.60	0.05	10.5	0.53	0.03	0.01	0.53
23	300	500×250	0.67	0.05	4.2	0.21	0.7	0.17	0.38

24	300	500×250	0.67	0.05	7.9	0.40	0.17	0.04	0.44
最不利环路阻力 5.94Pa									

(5) 九层新风管道布置图



最不利环路为 1-3-6-9-12-15-16

表 5-6

管段 编号	新风量 m <sup>3</sup> /h	管段 尺寸 mm×mm	风速 m/s	R <sub>m</sub> Pa/m	管长 m	ΔP <sub>y</sub> Pa	ξ	ΔP <sub>j</sub> Pa	ΔP Pa
1	660	500×200	1.83	0.12	0.86	0.10	0	0.00	0.10
2	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
3	600	500×200	1.67	0.14	1.7	0.24	0	0.00	0.24
4	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
5	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
6	480	500×200	1.33	0.09	6.2	0.56	0	0.00	0.56
7	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
8	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
9	360	500×200	1.00	0.06	1.9	0.11	0	0.00	0.11
10	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
11	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
12	240	500×200	0.67	0.05	6.3	0.32	0	0.00	0.32
13	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
14	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.7	0.16	0.39
15	120	500×200	0.33	0.05	1.7	0.09	0	0.00	0.09
16	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.03	0.01	0.23

17	60	160×160	0.65	0.06	3.8	0.23	0.03	0.01	0.23
最不利环路阻力 1.65Pa									

### 5.3 新风机组选型

根据新风量和新风负荷进行新风机组选型，并且新风机组的出口余压需满足最不利环路的阻力要求。

一层至九层各层的新风量，新风冷负荷以及最不利环路的总阻力统计如下：

表 5-7

层数	新风量 m <sup>3</sup> /h	新风冷负荷 kW	最不利环路阻力 Pa
一层	5100	70.3	31.56
二层	6300	81.12	6.64
三~五层	1020	13.06	5.61
六~八层	1590	19.66	5.94
九层	660	7.04	1.65

每层布置一台吊顶式新风空气处理机组，每层的新风机组型号如下表：

厂家	层数	型号	冷量 kW	热量 kW	送风机 送风量 m <sup>3</sup> /h	水量 m <sup>3</sup> /h	长×宽× 高 mm	机组 出口 余压 Pa
山东蒙 特 尔中央 空 调设备 有 限公司	一层	MDKX50-6	84.16	104.2	5000	1.26	1100 × 1300 × 700	495
	二层	MDKX70-4S	82.1	114.9	7000	14.18	1050 × 1700 × 650	495
	三 ~ 五层	MDKBX10-4	13.4	18.8	1000	2.8	850 × 800 × 480	495
	六 ~	MDKBX15-4	20.14	28.15	1500	3.48	850 ×	495

	八层						950 × 480	
	九层	MDKBX10-4	13.4	18.8	1000	2.8	850 × 800 × 480	495

## 第六章 水系统的设计

### 6.1 水系统方案的确定

#### 6.1.1 两管制水系统选定

两管制的水系统采用同一套供回水管路，冬季供热水、夏季供冷水，实行供热与供冷的转换。其系统简单、一次性投资少，但不能同时供冷水和供热水。由于这次设计对空调要求不是很高，规模不是很大，所以采用两管制。

### 6.1.2 闭式系统的特点

- 1) 水泵扬程只需克服循环阻力，不需要克服竖直压差。
- 2) 循环水不容易受到污染。
- 3) 不需要设置回水池，但要设一个膨胀水箱。膨胀水箱尽量接至靠近入口的回水干管。

### 6.1.3 同程和异程系统的选择

同程式系统供回水干管中的水流方向相同，经过每一管路的长度相等，水量分配调度方便，便于水力平衡，初投资稍高；异程式系统不需设回程管，管道长度较短，管路简单，初投资较低，水力平衡较困难。由于本次设计的系统较简单，规模不是很大，所以采用异程系统。

### 6.1.4 水系统方案的确定

本设计采用两管制、闭式、一次泵变流量系统，各层水管异程布置。为保证负荷变化时系统能有效、可靠节能的运行，设置两台冷冻水泵，其中一台为备用水泵。为防止管网因杂质和结垢而造成水路堵塞影响使用，在冷冻回水口上设 Y 型过滤器。冷冻水管采用焊接钢管，冷凝管采用镀锌钢管。

## 第七章 水管水力计算

### 7.1 冷冻水管路设计计算步骤

设计计算步骤如下：

- 1) 绘制空调系统轴测图，并对各管段进行编号、标注长度和风量。
- 2) 根据各房间的冷负荷，计算各管段的流量

$$\text{公式为：} \quad G = Q / (c\rho\Delta t) \quad (\text{式 7-1})$$

式中  $G$ -----管段流量， $m^3/s$ ；

$Q$ -----房间的冷负荷，kW；

$c$ -----水的比热容，取  $4.19\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ；

$\rho$  -----水的密度，取  $1000\text{kg/m}^3$ ；

$\Delta t$  -----供回水温差， $^{\circ}\text{C}$ ，查  $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$

### 3) 管径的确定

根据假定的流速和确定的流量计算出管径

公式为：
$$d = 10^3 \cdot (4G / \pi v)^{0.5} \quad (\text{式 7-2})$$

再根据给定的管径规格选定管径，由确定的管径计算出管内的实际流速，

公式为：
$$v = 4G / \pi d^2 \quad (\text{式 7-3})$$

建筑物内的给水管道流速一般可按下表选取。但最大不超过  $2\text{m/s}$ 。

表 7-1

公称直径 (mm)	15~20	20~40	50~70	$\geq 80$
水流速度 (m/s)	$\leq 1.0$	$\leq 1.2$	$\leq 1.5$	$\leq 1.8$

### 4) 阻力计算

#### i. 沿程阻力计算

公式为：
$$\Delta P_y = RL \quad (\text{式 7-4})$$

式中  $R$  ----- 单位管长的摩擦阻力， $\text{Pa/m}$ ；

$L$  -----直管段长度， $\text{m}$ 。

#### ii. 局部阻力计算

公式为：
$$\Delta p_j = \sum \xi \rho v^2 / 2 \quad (\text{式 7-5})$$

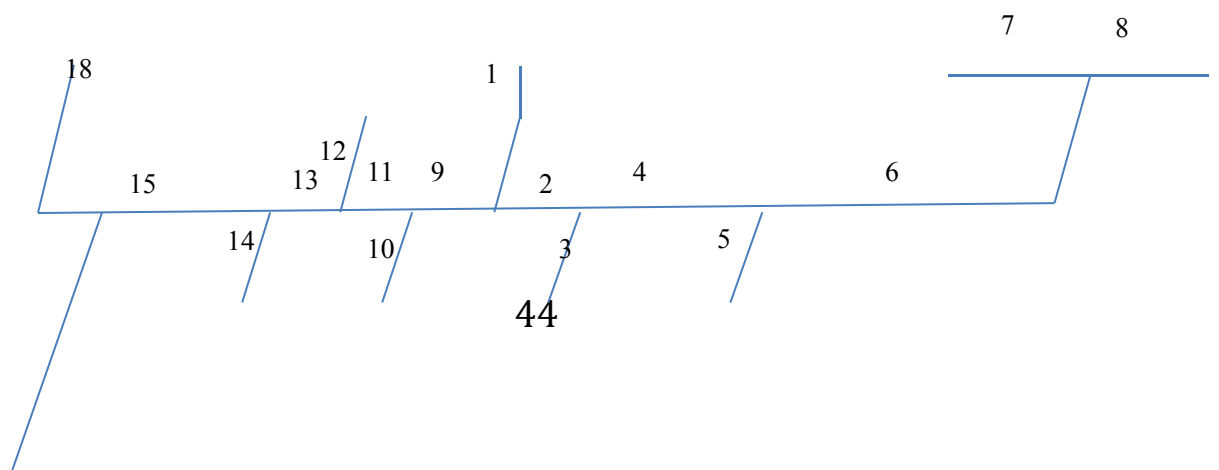
式中  $\xi$  ----- 局部阻力系数，可查《实用供热空调设计手册》

#### iii. 总阻力

公式为：
$$\Delta p = \Delta p_y + \Delta p_j \quad (\text{式 7-6})$$

## 7.2 冷冻水供回水水力计算

### (1) 一层冷冻供水管布置图



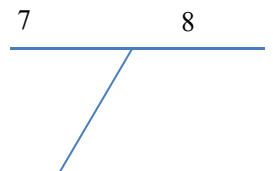


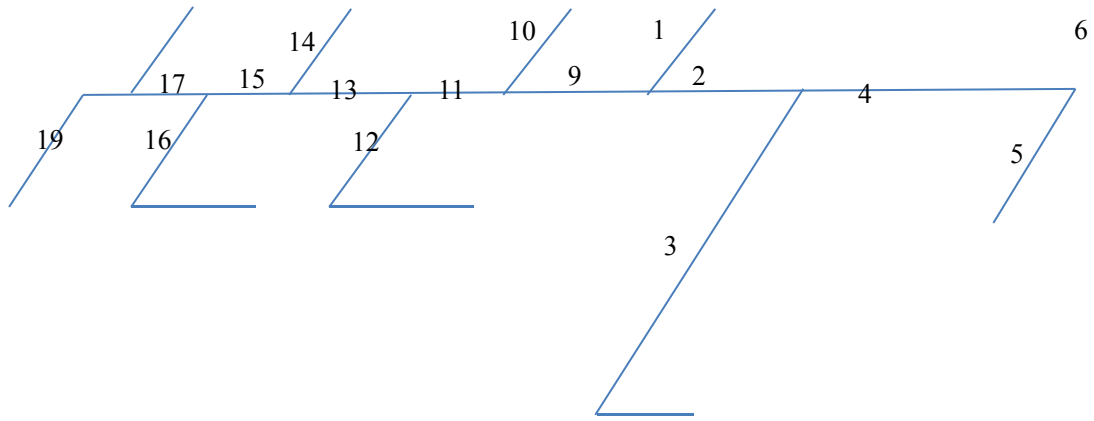
最不利环路为 1-9-11-13-15-17

表 7-2

管段 编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
1	121.96	5.8	DN80	0.7	1.21	421	294.7	0	0	294.7
2	17.59	0.8	DN40	5.1	0.74	314	1601.4	3.6	985.7	2587.1
3	5.57	0.3	DN25	3	0.56	442	1326.0	2.2	345.0	1671.0
4	12.02	0.6	DN40	5.2	0.58	331	1721.2	3.2	538.2	2259.4
5	10.52	0.5	DN40	3	0.4	134	402.0	1.9	152.0	554.0
6	1.5	0.1	DN20	7.2	0.23	386	2779.2	3.2	84.6	2863.8
7	0.75	0.04	DN20	2.1	0.13	111	233.1	0.5	4.2	237.3
8	0.75	0.04	DN20	3.5	0.23	336	1176	3.2	84.64	1260.6
9	104.37	5.0	DN70	1.5	1.42	723	1084.5	2.3	2318.9	3403.4
10	1.59	0.1	DN20	3.2	0.31	208	665.6	3.8	182.6	848.2
11	102.78	4.9	DN70	1.3	1.4	723	939.9	0	0.0	939.9
12	12.58	0.6	DN40	1.5	0.48	184	276.0	4.1	472.3	748.3
13	89.93	4.3	DN70	3	1.25	540	1620.0	0	0.0	1620.0
14	2.25	0.1	DN20	3.3	0.31	208	686.4	4.1	197.0	883.4
15	87.68	4.2	DN70	9.22	1.21	527	4858.9	0	0.0	4858.9
16	5.57	0.3	DN25	1.1	0.56	442	486.2	3.8	595.8	1082.0
17	11.81	0.6	DN40	12.67	0.48	184	2331.3	4.1	472.3	2803.6
18	70.3	3.4	DN70	11.4	0.92	320	3648.0	1.2	507.8	4155.8
最不利环路阻力合计：13921Pa										

(2) 二层冷冻供水管布置图





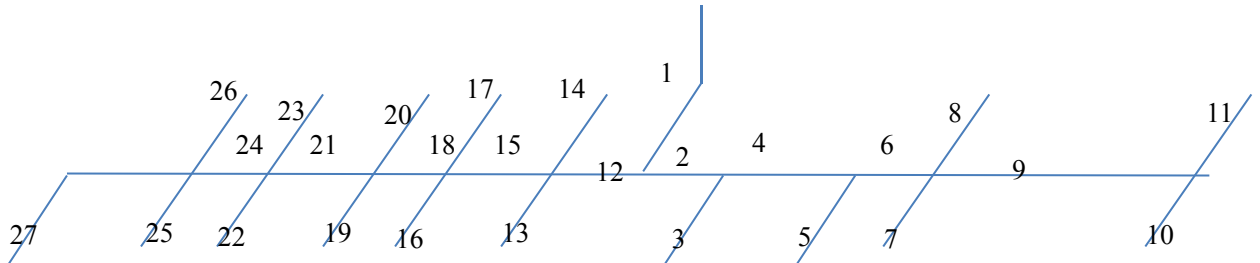
最不利环路为 1-9-11-13-15-17-19

表 7-3

管段 编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
1	168.02	8	DN80	0.7	1.61	748	523.6	0	0.0	523.6
2	40.8	1.9	DN50	2.7	0.89	418	1128.6	2.9	1148.5	2277.1
3	29.9	1.4	DN40	17.5	1.11	884	15470.0	3.2	1971.4	17441.4
4	10.9	0.5	DN40	11.1	0.4	134	1487.4	0.6	48.0	1535.4
5	9.4	0.4	DN40	3.3	0.32	89	293.7	1.3	66.6	360.3
6	1.5	0.1	DN20	1.1	0.31	208	228.8	1.6	76.9	305.7
7	0.75	0.04	DN20	1.8	0.13	111	199.8	0.5	4.2	204.0
8	0.75	0.04	DN20	2	0.13	111	222.0	0.5	4.2	226.2
9	127.22	6.1	DN80	3.9	1.22	430	1677.0	2.3	1711.7	3388.7
10	8.8	0.4	DN25	1.1	0.75	748	822.8	3.8	1068.8	1891.6
11	118.42	5.7	DN80	1.7	1.16	390	663.0	0	0.0	663.0
12	8.8	0.4	DN25	3.8	0.75	748	2842.4	3.8	1068.8	3911.2
13	109.62	5.2	DN80	5.3	1.06	330	1749.0	0	0.0	1749.0
14	8.8	0.4	DN25	1.1	0.75	748	822.8	3.8	1068.8	1891.6
15	100.9	4.8	DN80	2.7	0.96	273	737.1	0	0.0	737.1
16	8.8	0.4	DN25	4.1	0.75	748	3066.8	3.8	1068.8	4135.6
17	92.1	4.4	DN80	3.1	0.9	240	744.0	0	0.0	744.0
18	81.2	3.9	DN70	5.7	1.1	460	2622.0	4.7	2843.5	5465.5

19	10.9	0.5	DN40	5.4	0.4	134	723.6	1.2	96.0	819.6
最不利环路阻力合计：8625Pa										

(3) 三~五层冷冻供水管布置图



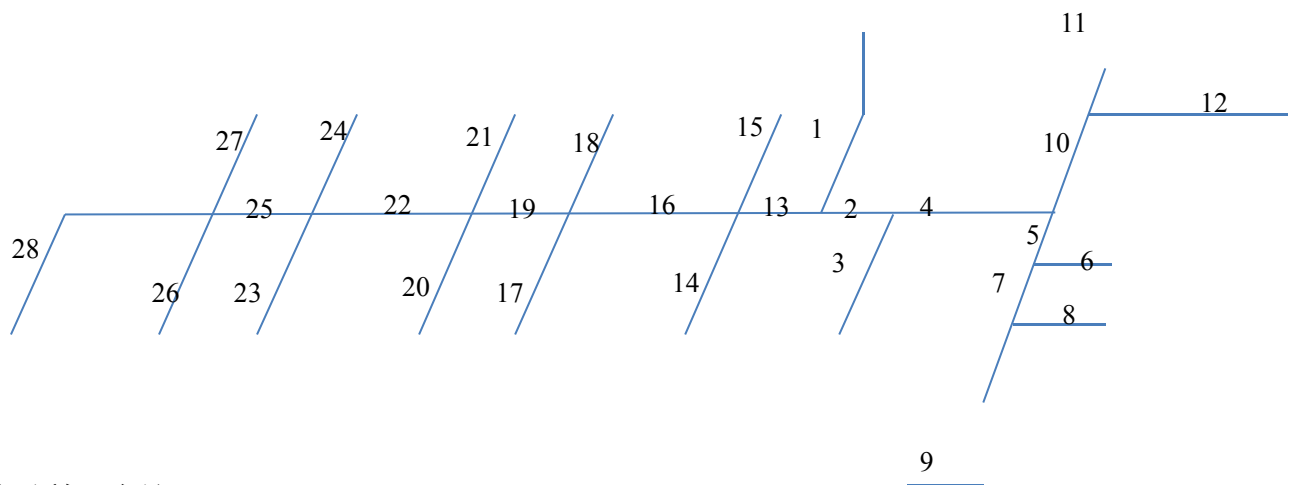
最不利环路是 1-12-15-18-21-24-27

表 7-4

管段 编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
1	37.37	1.8	DN50	3	0.85	378	1134	0	0	1134
2	8.58	0.4	DN25	1	0.75	748	748	2.1	590.6	1338.6
3	1.43	0.1	DN20	5.5	0.31	208	1144	1.3	62.5	1206.5
4	7.15	0.3	DN20	6.1	0.93	1530	9333	0.3	47.04	9380.04
5	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	0.8	38.4	870.4
6	5.72	0.3	DN20	3.1	0.93	1530	1370.2	0	0	1370.2
7	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1	48.1	880.1
8	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1	48.1	692.9
9	2.86	0.1	DN20	6.6	0.31	208	1372.8	0	0	1372.8
10	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	0.5	24	856
11	1.43	0.1	DN20	2.8	0.31	208	582.4	0.5	24	606.4
12	28.79	1.4	DN40	1.1	1.11	884	972.4	2.4	1478.5	2450.9
13	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7
14	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.2	105.7	750.5
15	25.93	1.2	DN40	6.6	0.95	663	4375.8	0	0	4375.8
16	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7

17	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.2	105.7	750.5
18	23.07	1.1	DN40	1.4	0.87	564	789.6	0	0	789.6
19	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7
20	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.2	57.7	702.5
21	20.21	1	DN32	6.6	1.05	957	6316.2	0.5	275.6	6591.8
22	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.5	918.5
23	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.5	731.3
24	17.35	0.8	DN32	1.4	0.84	632	884.8	0	0	884.8
25	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.5	918.5
26	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.5	731.3
27	14.49	0.7	DN32	10.6	0.31	208	2204.8	1	48.1	2252.9
最不利环路阻力合计：18480Pa										

(4) 六~八层冷冻供水管布置图



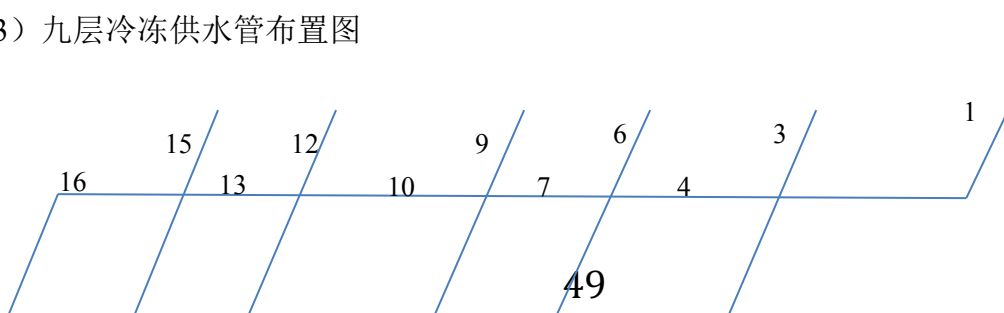
最不利环路是 1-2-4-5-7-9

表 7-5

管段编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
1	45.98	2.2	DN50	3	1.04	549	1647	0	0.0	1647.0
2	10.59	0.5	DN25	1	0.94	1130	1130	2.1	927.8	2057.8
3	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.3	62.5	894.5
4	9.16	0.4	DN25	9.3	0.75	748	6956.4	0	0.0	6956.4

5	6.3	0.3	DN20	1.8	0.93	1530	2754	1	432.5	3186.5
6	2.5	0.1	DN20	1.3	0.31	208	270.4	0.8	38.4	308.8
7	3.8	0.2	DN20	3.4	0.62	727	2471.8	0	0.0	2471.8
8	2.3	0.1	DN20	1	0.31	208	208	0.8	38.4	246.4
9	1.5	0.1	DN20	3.4	0.31	208	707.2	0.8	38.4	745.6
10	2.86	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1	48.1	692.9
11	1.43	0.1	DN20	1.7	0.31	208	353.6	0	0.0	353.6
12	1.5	0.1	DN20	4.5	0.31	208	936	0.8	38.4	974.4
13	35.39	1.7	DN50	1.3	0.8	340	442	1.8	576.0	1018.0
14	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.9	139.3	971.3
15	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.9	139.3	784.1
16	32.53	1.6	DN50	1.3	0.75	304	395.2	0	0.0	395.2
17	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.9	139.3	971.3
18	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.9	139.3	784.1
19	29.67	1.4	DN40	1.3	1.11	884	1149.2	0.6	369.6	1518.8
20	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7
21	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.2	105.7	750.5
22	26.81	1.3	DN40	6.6	1.03	769	5075.4	0	0.0	5075.4
23	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7
24	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.2	105.7	750.5
25	23.95	1.1	DN40	1.4	0.87	564	789.6	0	0.0	789.6
26	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	2.2	105.7	937.7
27	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	2.2	105.7	750.5
28	21.09	1	DN40	10.6	0.8	473	5013.8	0.6	192.0	5205.8
最不利环路阻力合计：17065.1Pa										

(3) 九层冷冻供水管布置图



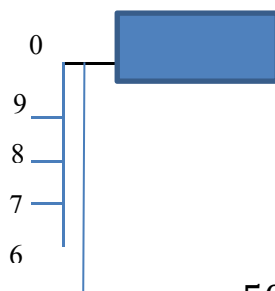
最不利环路为 1-3-5-7-9-11-13-15-17-19-21

表 7-6

管段 编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
1	22.77	1.1	DN40	4.2	0.87	564	2368.8	1	378.45	2747.25
2	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.49	918.49
3	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.49	731.29
4	19.91	1	DN40	6.7	0.8	473	3169.1	0	0	3169.1
5	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.49	918.49
6	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.49	731.29
7	17.05	0.8	DN32	1.3	0.84	632	821.6	0	0	821.6
8	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.49	918.49
9	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.49	731.29
10	14.19	0.7	DN32	6.6	0.74	495	3267	0	0	3267
11	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.8	86.49	918.49
12	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.8	86.49	731.29
13	11.33	0.5	DN32	1.4	0.53	267	373.8	0.3	42.135	415.935
14	1.43	0.1	DN20	4	0.31	208	832	1.3	62.465	894.465
15	1.43	0.1	DN20	3.1	0.31	208	644.8	1.3	62.465	707.265
16	8.47	0.4	DN32	10.6	0.42	179	1897.4	0.8	70.56	1967.96
最不利环路阻力合计：12389Pa										

### 7.3 立管水力计算

供水立管布置图：



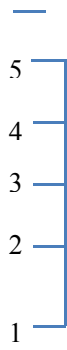


表 7-7

管段 编号	负荷 kW	流量 L/s	管径	管长 m	流速 m/s	R Pa/m	$\Delta P_y$ Pa	$\xi$	$\Delta P_j$ Pa	$\Delta P$ Pa
0-9	160.71	7.7	DN80	3.5	1.6	704	2464	0	0	2464
9-8	137.94	6.6	DN70	3.5	1.8	1220	4270	0	0	4270
8-7	91.96	4.4	DN70	3.5	1.1	550	1925	0	0	1925
7-6	45.98	2.2	DN50	3.5	1.1	549	1921.5	0.9	544.5	2466
0-5	314.28	15	DN100	17.5	1.9	602	10535	0	0	10535
5-4	275.76	13.2	DN100	3.5	1.7	488	1708	0	0	1708
4-3	235.48	11.3	DN100	3.5	1.4	339	1186.5	0	0	1186.5
3-2	195.2	9.3	DN100	3.5	1.2	233	815.5	0	0	815.5
2-1	86.78	4.2	DN70	4.2	1.1	480	2016	0.9	544.5	2560.5

经计算比较，最不利环路在第 3 层，最不利循环路为 1-12-15-18-21-24-27，阻力为 18.5kPa，环路 1-2-4-6-8-9-10 阻力为 16.1kPa，则阻力平衡为  $(18.5-16.1)/18.5=12.6\% < 15\%$ 。

所以系统用异程供水满足要求。

## 7.4 凝结水管的计算

风机盘管机组在运行时会产生冷凝水，在排放凝结水的管路的系统设计中，需要注意：

1. 风机盘管凝结水管沿水流方向，应保持不小于 0.003 的坡度，且不允许有积水部位。

2. 冷凝水管道宜采用聚乙烯塑料管或镀锌钢管，不宜采用焊接钢管。采用聚乙烯塑料管时，一般可以不加防止二次结露的保温层，但采用镀锌钢管时应设置保温层。

3. 冷凝水管的公称直径  $D$  (mm)，一般情况下可以按照机组的冷负荷  $Q$  (KW)，按照下列数据近似选定冷凝水管的公称直径：

$Q \leq 7\text{KW}$ ,	DN=20mm;
$Q=7.1-17.6\text{KW}$ ,	DN=25mm;
$Q=17.7-100\text{KW}$ ,	DN=32mm;
$Q=101-176\text{KW}$ ,	DN=40mm;
$Q=177-598\text{KW}$ ,	DN=50mm;
$Q=599-1055\text{KW}$ ,	DN=80mm;
$Q=1056-1512\text{KW}$ ,	DN=100mm;
$Q=1513-12462\text{KW}$ ,	DN=125mm;
$Q \geq 12462\text{KW}$ ,	DN=150mm。

本设计的凝水管采用镀锌钢管，要设置保温层防止二次结露的保温层；风机盘管的凝水管管径与风机盘管的接管管径一致，均为 DN20。凝结水管就近接到每层凝水总管排放到盥洗室地漏中。

(1) 一层冷凝水管布置图

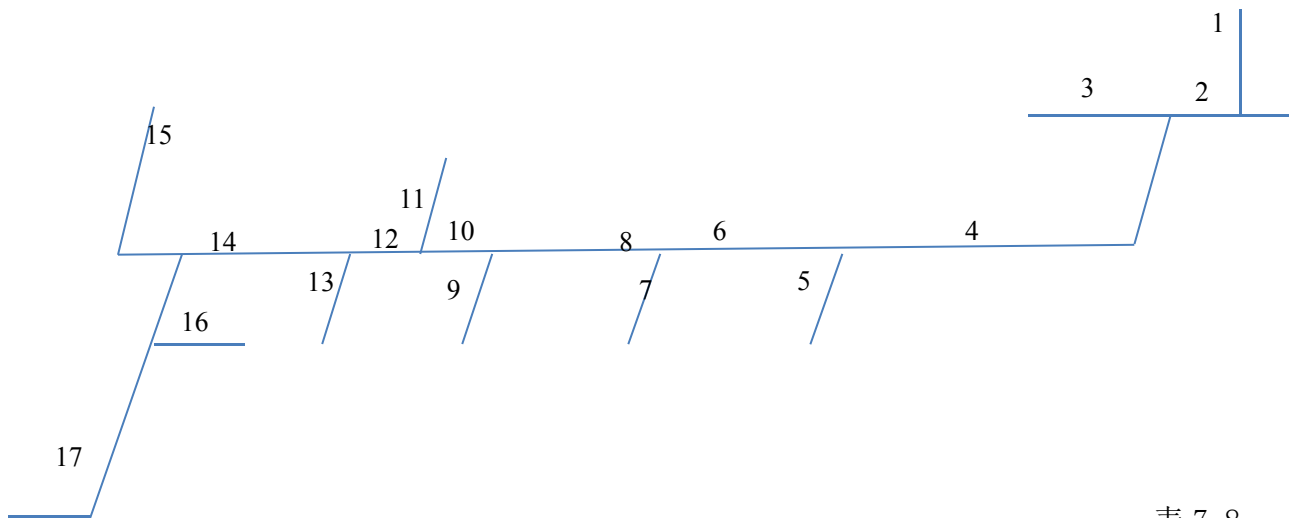


表 7-8

管段编号	负荷 kW	管径
1	121.96	DN40
2	121.21	DN40
3	0.75	DN20



4	120.46	DN40
5	10.52	DN25
6	109.94	DN40
7	5.57	DN20
8	104.37	DN40
9	1.59	DN20
10	102.78	DN40
11	12.85	DN25
12	89.93	DN32
13	2.25	DN20
14	87.68	DN32
15	70.3	DN32
16	5.57	DN20
17	11.81	DN25

(2) 二层冷凝水管布置图

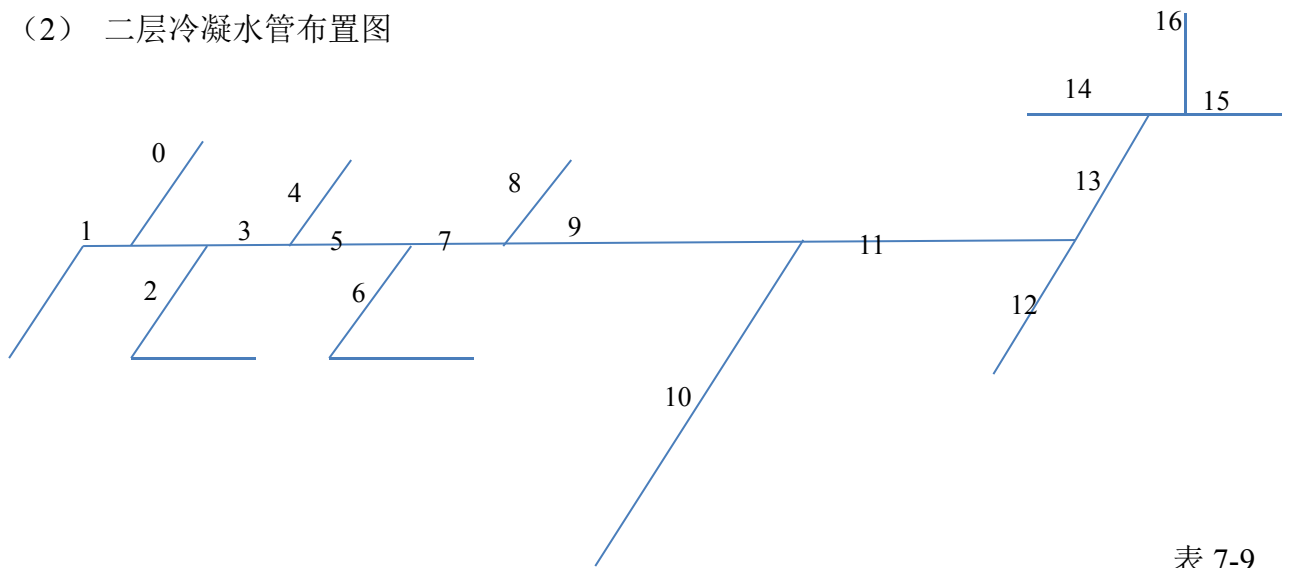


表 7-9

管段编号	负荷 kW	管径
0	81.12	DN32
1	10.91	DN25
2	8.8	DN25
3	100.83	DN40
4	8.8	DN25

5	109.63	DN40
6	8.8	DN25
7	118.43	DN40
8	8.8	DN25
9	127.23	DN40
10	29.93	DN25
11	157.16	DN40
12	9.43	DN25
13	166.59	DN40
14	0.75	DN20
15	0.75	DN20
16	168.09	DN40

(3) 三~五层冷凝水管布置图

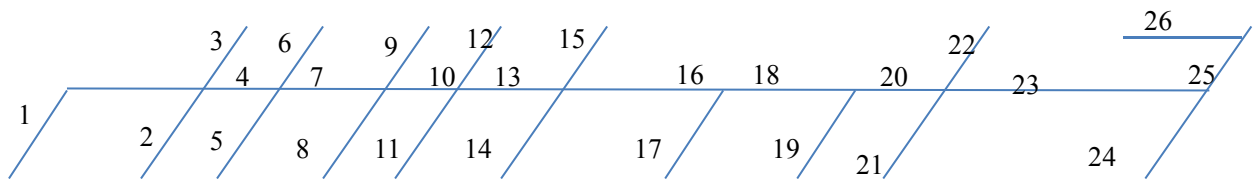


表 7-10

管段编号	负荷 kW	管径
1	14.49	DN25
2	1.43	DN20
3	1.43	DN20
4	17.35	DN25
5	1.43	DN20
6	1.43	DN20
7	20.21	DN32
8	1.43	DN20
9	1.43	DN20
10	23.07	DN32

11	1.43	DN20
12	1.43	DN20
13	25.93	DN32
14	1.43	DN20
15	1.43	DN20
16	28.79	DN32
17	1.43	DN20
18	30.22	DN32
19	1.43	DN20
20	31.65	DN32
21	1.43	DN20
22	1.43	DN20
23	34.51	DN32
24	1.43	DN20
25	35.94	DN32
26	37.37	DN32

(4) 六~八层冷凝水管布置图

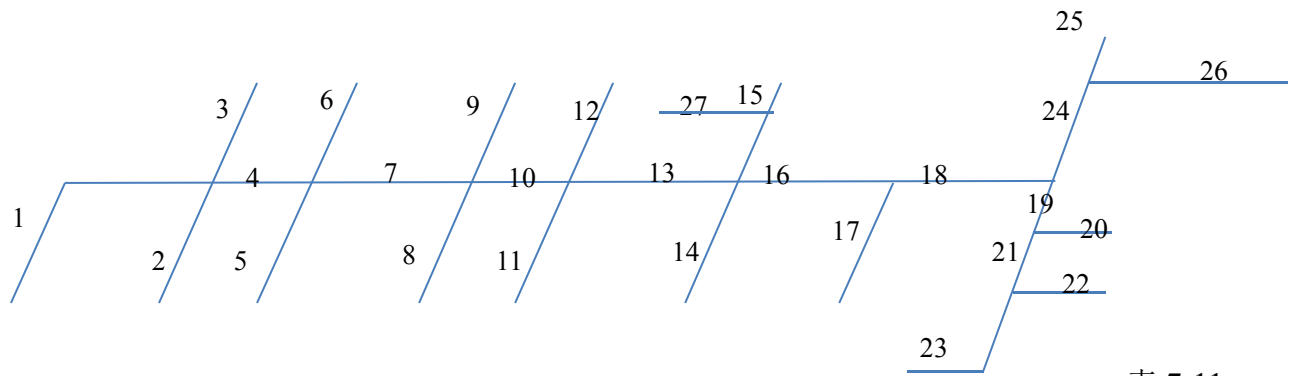


表 7-11

管段编号	负荷 kW	管径
1	21.09	DN32
2	1.43	DN20
3	1.43	DN20
4	23.95	DN32

5	1.43	DN20
6	1.43	DN20
7	26.81	DN32
8	1.43	DN20
9	1.43	DN20
10	29.67	DN32
11	1.43	DN20
12	1.43	DN20
13	32.53	DN32
14	1.43	DN20
15	1.43	DN20
16	10.6	DN25
17	1.43	DN20
18	9.17	DN25
19	6.28	DN20
20	2.52	DN20
21	3.76	DN20
22	2.31	DN20
23	1.45	DN20
24	2.89	DN20
25	1.39	DN20
26	1.5	DN20
27	44.56	DN32

(4) 九层冷凝水管布置图

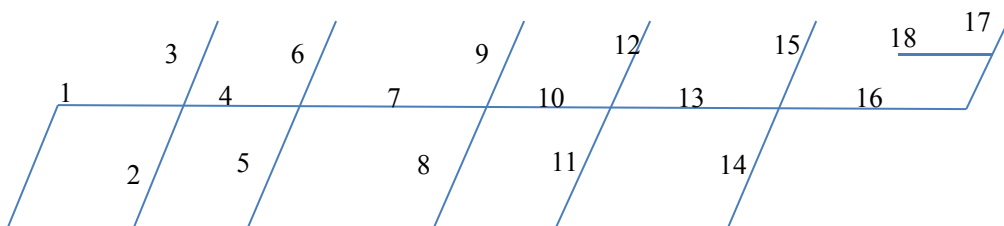


表 7-12

管段编号	负荷 kW	管径
1	8.47	DN25
2	1.43	DN20
3	1.43	DN20
4	11.33	DN25
5	1.43	DN20
6	1.43	DN20
7	14.19	DN25
8	1.43	DN20
9	1.43	DN20
10	17.05	DN25
11	1.43	DN20
12	1.43	DN20
13	19.91	DN32
14	1.43	DN20
15	1.43	DN20
16	22.77	DN32
17	1.43	DN20
18	24.2	DN32

## 7.6 循环水泵的选择

因供水管道和回水管道设计相同，所以供水管道压力损失和回水压力损失近似相等，故冷热源端循环水泵与末端循环水泵取相同型号。

### 7.6.1 水泵流量的确定

供水系统供水流量为  $99\text{m}^3/\text{h}$ 。根据水泵工作时，取流量储备系数为 1.1。则水泵供水流量为  $109\text{m}^3/\text{h}$ 。

### 7.6.2 水泵扬程 H 的确定

水泵扬程 H 按下式计算： $H = \beta \cdot H_{\max}$  (式 7-2)

式中：H-----水泵扬程，m；

$H_{\max}$ -----水泵所承担的最不利环路的水压降，m H<sub>2</sub>O；

$\beta$ -----扬程储备系数取 1.1。

总压降 为供水管网最不利环路的水压降，可以按照以下公式估算水泵的扬程：

$$H_{\max} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad \text{m H}_2\text{O} \quad (\text{式 7-3})$$

式中：  $\Delta P_1$ -----冷水机组蒸发器的水压降，m H<sub>2</sub>O；

$\Delta P_2$ -----最不利环路并联空调末端装置中水压损失最大者的水压降，m H<sub>2</sub>O；

$\Delta P_3$ -----最不利环路水压降及立管水压降，m H<sub>2</sub>O；

则  $H_{\max} = 80 + 60.2 + (18.5 + 31.9) \times 2 = 214 \text{kPa}$

$H = 214 \times 1.1 = 265.1 \text{kPa} = 26.5 \text{m H}_2\text{O}$

根据需要，选择三台长沙中联泵业有限公司的 IN 型卧式单级离心泵，一台备用，泵具体参数如下：

表 7-14

型 号	转 速 r/min	流 量 Q m <sup>3</sup> /h	总扬程 H	配 套 功 率 kW	气 蚀 量 m	吸 液 口 径 mm	出 液 口 径 mm	整 机 重
IH80-65-160	2980	30/50/60	36/32/28.4	11	2.3	80	65	60

## 第八章 空调系统的消声与防震

### 8.1 消声措施

本设计经过计算需对管道等进行消声处理，采用如下措施：

1. 在新风机组的出口安装消声静压箱，并且贴附吸声材料，以达到稳定气流，利用静压箱横截面的突变和箱体内表面的吸声作用对风机产生的噪音进行有效的衰减。
2. 管道系统消声设计的步骤

根据风管内气体的流量，选择合适的流速确定合适的管道截面积。选择流速时兼顾消声器的消声能力。经过消声器的风速不应大于；经过消声弯头的风速不应大于；经过其他类型的消声器的风速不应大于。

本设计空调方式为风机盘管加新风，根据所选的风机盘管的技术参数可以知道，风机盘管的噪声基本满足设计要求，不需要设置消声器，只需在风口与风机连接处设置软连接即可，新风是由各层的单独的新风机组供给，由新风机组的噪声参数知道，需要设置静压箱。

### 8.2 减震措施

1. 在各种设备的吊装，吊脚架上安装弹簧减震装置，机组与风管的连接处采用帆布或柔性短管。
2. 水泵、热泵机组固定在隔振基座上，以增加其稳定性。
3. 在设计和选用隔振器时，应注意的问题：

当设备转速  $n > 1500 \text{r/min}$  时，宜选用橡胶、软木等弹性材料垫块或橡胶隔振器；设备转速  $\leq 1500 \text{r/min}$  时，宜选用弹性隔振器。

使用隔振器时，设备重心不宜太高，否则容易发生摇晃。

支承点数目不应少于 4 个，机器较重或尺寸较大时，可用 6~8 个。

为了减少设备的振动通过管道的传递量，通风机和水泵的进出口宜通过隔振软管与管道连接。

## 第九章 空调系统的防火排烟设计

### 9.1 防排烟的方式

建筑中的防排烟可采用机械加压送风防排烟方式或可开启外窗的自然防排烟方式。防排烟设施应设置在防烟楼梯间及其前室、消防电梯间或合用前室。

防排烟系统中的管道、风口及阀门等必须采用不燃材料制作。排烟管道应采取隔热防火措施或与可燃物保持不小于 150mm 距离。排烟管道的厚度应按国家标准《通风与空调工程施工质量验收规范》GB50243 的有关规定执行。

### 9.2 通风、防排烟设计

根据《建筑设计防火规范》的防火排烟设计的法规，设计如下：

1) 办公室等功能性房间通风设计

不单独设排风系统，通过窗户缝隙渗透排风

2) 大空间的通风设计

设置排风扇，保持室内负压

3) 楼梯间的通风与防排烟设计

采用自然排风排烟

4) 卫生间的通风与防排烟

用排风扇将空气吸入排风井内。

5) 送风管道设计

在送风管道内安置防火阀，防止火灾通过风管蔓延。



## 第十章 空调冷热源的确定

选择冷水机组时，应根据建筑物用途、冷水温度、以及电源、水源和热源等情况，从初投资和运行费用进行技术经济比较确定。选择冷水机组的类型和台数应主要考虑以下几点：

- (1) 选用电力驱动的冷水机组时，当单机制冷量时，宜选用离心式；当时，宜选用离心式或螺杆式；当时，宜选用活塞式。
- (2) 冷水机组一般以选用 2~4 台为宜，中小型规模宜选用 2 台，较大型可选用 3 台，特大型选用 4 台，冷水机组一般不设备用，并与负荷变化情况及运行调节相适应。
- (3) 有合适热源，特别是有余热和废热可以利用，以及电力不足时，宜采用溴化锂吸收式冷水机组。
- (4) 进行技术经济比较后，宜优先采用能量调节自动化程度较高的冷水机组，活塞式机组宜采用多台压缩机自动联控机组，以及变频可调的冷水机组。

考虑空调系统在运行过程中的各种损失，对系统最大负荷增乘以安全系数 1.1，以保证系统能够满足特殊情况下的需求。根据负荷计算，系统最大冷负荷出现在 16:00，为 302kW，新风冷负荷最大为 256.7kW。

则总负荷： $Q = (302 + 256.7) * 1.1 = 614.6\text{kW}$

综合考虑，空调制冷机组选择两台山东蒙特尔中央空调设备有限公司生产的风冷式热泵机组，置于顶层机房。

热泵参数如下：

表 10-1

设备参数	空调制冷机组
型号	MFLRS-100
设备种类	风冷式热泵机组
动力类型	电力式
冷却方式	风冷式
制冷方式	蒸汽压缩式制冷
制冷量	350kW
制热量	363kW
冷冻水流量	57m <sup>3</sup> /h

压缩机类型	全封闭式
尺寸（长×宽×高 mm）:	3900×2080×1980
风机类型	大扇叶低噪声轴流风机
风机台数	15 台
风机转速	960rpm
风机电机功率	13.2kW
整机重量	3800kg
总功率	129kW

## 第十一章 管道保温设计的考虑

### 11.1 管道保温的一般原则

- 1) 送风管、回风管，冷、热水供回水管，制冷剂管道、凝水管、膨胀水箱、储

热(冷)水箱、热交换器、电加热器等的有冷、热损失或有结露可能的设备，材料和部件均需做绝热保温。

- 2) 闭孔性保温材料外表面应设隔气层和保护层。
- 3) 温管道的支架，穿墙或楼板时应防止“冷桥”。
- 4) 温材料应采用不燃和难燃材料。
- 5) 穿越防火墙，变形缝两侧各 2m 范围内的风管和风管型电加热器前后 0.8m 范围内的风管保温材料必须采用不燃材料。

## 11.2 管道保温层厚度的确定

本设计中对供回水管及风管的保温材料均采用带有网格线铝箔贴面的防潮离心玻璃棉。具体如下表所示：

玻璃棉保温材料选用厚度

表 10-1

风管 (mm)	空调水管 (mm)		
	DN < 100	100 ≤ DN < 250	DN ≥ 250
20~25	25	30	35~40

## 总结

经过几个月的努力，在老师的指导下，完成了这份毕业设计，这次设计让我在实际操

作中回顾了一遍大学里所学习的知识，也让我对暖通空调有了进一步的认识。

本次设计是对深圳市新时代酒店进行中央空调设计，由于深圳市在北回归线以南，夏热冬暖，故冷热源系统选用热泵系统。在系统的选择过程中，我也深入研究考虑了各种空调系统的优缺点，这也使得我对于不同空调形式有了一定的了解。

在此次设计过程中，我充分把以前学过的知识运用到实际当中，在设计的过程中，我发现学习的知识和实际的操作中有很多差距，在实际设计中，需要考虑的因素很多，而这往往需要老师的帮助和查阅大量资料才能解决。这让我懂得了在今后的工作当中，还需要不断的学习，积累经验。

由于我的设计经验不足，有些方面设计考虑的还不够全面，还存在一些问题，希望老师能够见谅，也希望老师能够给予指导。

## 参考文献

- 1、民用建筑采暖通风与空气调节设计规范(GB50736-2012)
- 2、陆亚俊、马最良、邹平华编.暖通空调（第二版）.北京：中国工业出版社，2012

- 3、陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册（第二版）. 北京：中国建筑工业出版社. 2008
- 4、电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京：中国建筑工业出版社. 1995
- 5、采暖通风与空气调节制图标准（GB50114-2003）
- 6、潘云钢主编. 高层建筑空调设计手册. 中国建筑工业出版社. 2010
- 7、中国建筑工业出版社编. 工程建设标准规范分类汇编. 中国建筑工业出版社. 2000
- 8、赵荣义主编. 空气调节（第四版）. 中国建筑工业出版社. 2011
- 9、建筑设计防火规范（GB50016-2012）

## 致 谢

感谢我的指导教师吴峰老师，在此次的设计过程中，吴峰老师给了很多的指导，而吴峰老师他那丰富的实际经验也让我学到了很多书本上学不到的东西。在初期的负荷计算上，后来的系统选择上，以及在系统的布置上，吴老师都会在繁忙的工作当中挤出时间来不厌

其烦的耐心指导我，我非常感激！

这次的设计是我第一次把我在大学里的所学应用在实际上，这中间困难重重，但是我都一一解决，这中间有我不懈的努力，但更多的是各位老师和同学对我的帮助。这里我再次向大家表示我衷心的感谢！而我在今后的工作当中时刻不忘老师对我的教导和嘱托，奋斗不息！

## 附录1 酒店总负荷

贵宾接待室各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	411.4	394.6	377.8	361.1	347.6	334.2	324.2	314.1	310.8	310.8	314.1	327.5	344.3	367.8	394.6	418.1
窗传热负荷	838.7	1053	1290	1483	1677	1827	1913	1978	1978	1935	1849	1677	1483	1311	1161	1032
窗日射负荷	747.6	794.3	841.0	887.8	934.5	1308	1868	2336	2523	2850	2336	1121	1074	981.2	934.5	841.0
人员负荷	6458	5304	5058	4911	4788	4690	4592	4543	4494	5623	5819	5942	6040	6114	6188	6237
灯光负荷	1163	1240	1297	1354	1411	1469	1507	1545	1583	744.1	667.8	591.5	534.2	477.0	438.8	381.6
电器负荷	282.4	301.5	312.9	324.4	332.0	339.6	343.4	347.3	351.1	354.9	358.7	362.5	366.3	366.3	370.2	160.3
总计	9902	9088	9178	9323	9492	9969	10550	11064	11241	11818	11346	10022	9844	9618	9487	9070

大堂各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	2591	2464	2365	2258	2186	2127	2118	2147	2204	2282	2392	2521	2650	2770	2890	2989
窗传热负荷	5702	7164	8772	10088	11404	12427	13012	13451	13451	13158	12573	11404	10088	8918	7895	7017
窗日射负荷	6049	7493	7125	5158	4470	4829	5422	5898	6025	6006	5152	3317	3152	2822	2658	2434

苏州大学本科生毕业设计（论文）

人员负荷	4999	4081	3886	3769	3671	3593	3515	3476	3437	4335	4491	4589	4667	4726	4784	4823
灯光负荷	3088	3291	3443	3595	3746	3898	4000	4101	4202	1974	1772	1569	1417	1265	1164	1012
电器负荷	749.4	800.0	830.4	860.8	881.0	901.3	911.4	921.5	931.7	941.8	951.9	962.0	972.2	972.2	982.3	425.3
总计	23179	25294	26423	25729	26360	27778	28980	29996	30251	28700	27334	24363	22948	21476	20375	18703

北会议室各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	385.0	375.9	362.3	325.9	344.1	339.5	335.0	335.0	339.5	344.1	353.2	362.3	375.9	389.5	398.6	412.3
窗传热负荷	374.4	470.4	576.0	662.4	748.8	816.0	854.4	883.2	883.2	864.0	825.6	748.8	662.4	585.6	518.4	460.8
窗日射负荷	389.0	411.5	441.4	471.3	493.8	508.7	508.7	508.7	516.2	516.2	448.9	299.3	276.8	261.8	239.4	224.4
人员负荷	12916	10608	10117	9823	9577	9381	9184	9086	8988	11247	11639	11885	12081	12229	12376	12474
灯光负荷	713.7	760.5	795.6	830.7	865.8	900.9	924.3	947.7	971.1	456.3	409.5	362.7	327.6	292.5	269.1	234.0
电器负荷	173.2	184.9	191.9	198.9	203.6	208.3	210.6	212.9	215.3	217.6	220.0	222.3	224.6	224.6	227.0	98.3
总计	14951	12811	12484	12312	12233	12154	12017	11974	11913	13645	13897	13880	13949	13983	14029	13904

商务服务间各分项逐时冷负荷汇总表



苏州大学本科生毕业设计（论文）

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
人员负荷	2152	1768	1686	1637	1596	1563	1530	1514	1498	1874	1940	1980	2013	2038	2062	2079
灯光负荷	347.0	369.7	386.8	403.8	420.9	438.0	449.4	460.7	472.1	221.8	199.1	176.3	159.3	142.2	130.8	113.8
电器负荷	84.2	89.9	93.3	96.7	99.0	101.2	102.4	103.5	104.7	105.8	106.9	108.1	109.2	109.2	110.3	47.8
总计	2583	2227	2166	2137	2116	2102	2082	2078	2074	2202	2246	2265	2282	2289	2303	2240

服务间各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
人员负荷	1742	1358	1276	1227	1186	1153	1120	1104	1087	1464	1529	1570	1603	1628	1652	1669
灯光负荷	259.1	276.1	288.9	301.6	314.4	327.1	335.6	344.1	352.6	165.7	148.7	131.7	118.9	106.2	97.7	85.0
电器负荷	62.9	67.1	69.7	72.2	73.9	75.6	76.5	77.3	78.2	79.0	79.9	80.7	81.6	81.6	82.4	35.7
总计	2064	1701	1634	1600	1574	1556	1532	1525	1518	1709	1758	1783	1804	1815	1832	1789

东会议室各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	549.4	521.7	503.5	486.2	478.4	477.6	488.9	508.9	531.5	556.6	583.5	610.3	633.7	651.0	664.8	676.1

窗传热负荷	816.7	1026.1	1256.4	1444.9	1633.4	1780.0	1863.7	1926.6	1926.6	1884.7	1800.9	1633.4	1444.9	1277.4	1130.8	1005.2
窗日射负荷	1806	2270.0	2137.8	1480.2	1242.9	1270.8	1330.1	1373.7	1370.1	1285.0	1128.5	819.1	776.2	690.4	647.5	596.8
人员负荷	6458	5304	5058	4911	4788	4690	4592	4543	4494	5623	5819	5942	6040	6114	6188	6237
灯光负荷	1189	1267	1325	1384	1442	1501	1540	1579	1618	760.3	682.3	604.3	545.8	487.4	448.4	389.9
电器负荷	288.5	308.0	319.7	331.4	339.2	347.0	350.9	354.8	358.7	362.6	366.5	370.4	374.3	374.3	378.2	163.7
总计	11108	10697	10601	10038	9925	10066	10166	10286	10298	10472	10381	9980	9815	9595	9457	9068

卫生间各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	124.9	121.9	117.5	105.7	111.6	110.1	108.7	108.7	110.1	111.6	114.6	117.5	121.9	126.4	129.3	133.7
窗传热负荷	93.6	117.6	144.0	165.6	187.2	204.0	213.6	220.8	220.8	216.0	206.4	187.2	165.6	146.4	129.6	115.2
窗日射负荷	97.3	103.0	110.4	117.9	123.5	127.3	127.3	127.3	129.2	129.2	112.3	74.9	69.3	65.5	59.9	56.2
灯光负荷	210.8	224.6	235.0	245.4	255.7	266.1	273.0	279.9	286.8	134.8	121.0	107.1	96.8	86.4	79.5	69.1
总计	526.6	567.1	607.0	634.6	678.1	707.5	722.6	736.7	746.9	591.6	554.2	486.7	453.6	424.7	398.3	374.2

一层走廊各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
Qc (τ)	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140	11140

3~9层走廊各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
Qc (τ)	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996	2996

西多功能贵宾房各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	596.9	569.8	545.2	518.1	496.9	475.8	463.1	455.6	457.5	465.2	481.5	507.9	537.6	571.4	608.6	639.8
窗传热负荷	838.7	1053.7	1290.2	1483.8	1677.3	1827.8	1913.9	1978.4	1978.4	1935.4	1849.3	1677.3	1483.8	1311.7	1161.2	1032.2
窗日射负荷	747.6	794.3	841.0	887.8	934.5	1308.3	1868.9	2336.2	2523.1	2850.1	2336.2	1121.4	1074.6	981.2	934.5	841.0
人员负荷	6458	5304	5058	4911	4788	4690	4592	4543	4494	5623	5819	5942	6040	6114	6188	6237
灯光负荷	824.6	878.7	919.2	959.8	1000	1040	1067	1095	1122	527.2	473.1	419.1	378.5	338.0	310.9	270.4
电器负荷	50.0	53.4	55.4	57.5	58.8	60.2	60.8	61.5	62.2	62.9	63.5	64.2	64.9	64.9	65.6	28.4
总计	9516	8654	8710	8818	8956	9403	9967	10469	10637	11464	11023	9732	9580	9381	9269	9049

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

自助餐厅各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	559.8	546.6	526.8	473.9	500.3	493.7	487.1	487.1	493.7	500.3	513.5	526.8	546.6	566.4	579.6	599.5
窗传热负荷	499.2	627.2	768.0	883.2	998.4	1088.0	1139.2	1177.6	1177.6	1152.0	1100.8	998.4	883.2	780.8	691.2	614.4
窗日射负荷	518.7	548.6	588.5	628.4	658.4	678.3	678.3	678.3	688.3	688.3	598.5	399.0	369.1	349.1	319.2	299.3
人员负荷	34946	29176	27949	27212	26598	26107	25616	25371	25125	30772	31754	32368	32859	33227	33596	33841
灯光负荷	3627	3865	4044	4222	4400	4579	4698	4817	4936	2319	2081	1843	1665	1486	1367	1189
电器负荷	220.0	234.9	243.8	252.8	258.7	264.7	267.6	270.6	273.6	276.5	279.5	282.5	285.5	285.5	288.4	124.9
总计	40372	34999	34120	33673	33415	33211	32887	32802	32695	35709	36328	36418	36609	36696	36842	36669

东多功能贵宾房各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	549.4	521.7	503.5	486.2	478.4	477.6	488.9	508.9	531.5	556.6	583.5	610.3	633.7	651.0	664.8	676.1
窗传热负荷	816.7	1026.1	1256.4	1444.9	1633.4	1780.0	1863.7	1926.6	1926.6	1884.7	1800.9	1633.4	1444.9	1277.4	1130.8	1005.2
窗日射负荷	1750.2	2198.0	2070.5	1435.4	1206.3	1235.4	1295.8	1340.6	1338.2	1257.9	1103.7	797.8	756.1	672.7	631.0	581.4
人员负荷	6458	5304	5058	4911	4788	4690	4592	4543	4494	5623	5819	5942	6040	6114	6188	6237

灯光负荷	1055	1124	1176	1228	1280	1331	1366	1401	1435	674.6	605.4	536.2	484.3	432.5	397.9	346.0
电器负荷	64.0	68.3	70.9	73.5	75.2	77.0	77.8	78.7	79.6	80.4	81.3	82.2	83.0	83.0	83.9	36.3
总计	10693	10242	10136	9579	9462	9592	9685	9799	9805	10077	9994	9602	9443	9231	9096	8882

普通客房各分项逐时冷负荷汇总表

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
外墙负荷	405.2	388.5	376.2	359.9	365.3	369.5	379.4	393.3	408.6	423.9	437.8	451.6	464.0	473.6	479.0	485.8
窗传热负荷	94.8	119.2	145.9	167.8	189.7	206.7	216.4	223.7	223.7	218.9	209.2	189.7	167.8	148.4	131.3	116.7
窗日射负荷	98.6	104.2	111.8	119.4	125.1	128.9	128.9	128.9	130.8	130.8	113.7	75.8	70.1	66.3	60.6	56.9
人员负荷	351.9	290.7	277.7	269.9	263.4	258.2	253.0	250.4	247.8	307.6	318.1	324.6	329.8	333.7	337.6	340.2
灯光负荷	265.7	283.1	296.2	309.3	322.3	335.4	344.1	352.8	361.5	169.9	152.5	135.0	122.0	108.9	100.2	87.1
电器负荷	64.5	68.8	71.4	74.1	75.8	77.5	78.4	79.3	80.2	81.0	81.9	82.8	83.6	83.6	84.5	36.6
总计	1280	1254	1279	1300	1341	1376	1400	1428	1452	1332	1313	1259	1237	1214	1193	1123

豪华客房总负荷

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
总计	9716	9122	9142	9098	9199	9378	9522	9694	9787	9611	9539	9191	9082	8941	8847	8430

深圳新时代酒店空调**总负荷**

时间	8: :00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
总计	288730	276938	278960	278658	283082	288962	293598	298840	<b>302005</b>	295778	292702	281215	277423	273026	269525	259037

新风总负荷为 256.44kW，则系统制冷机组总的冷负荷  $Q=302+256.44=558.44\text{kW}$ 。

## 附录2 苏州大学本科生毕业论文（设计）任务书

学院：城市轨道交通学院

论文（设计）题目：深圳新时代酒店中央空调工程设计		
指导老师：吴峰	职称：	类别：毕业设计
学生：朱成健	学号：1042405008	论文（设计）类型：应用型
专业：环调	班级：10环调	是否隶属科研项目：否
<p>1、论文（设计）的主要任务及目标</p> <p>任务：</p> <p>学生根据所学基础理论和专业知识，结合实际工程，按照工程设计规范、标准、设计图集和有关参考资料，独立完成建筑所要求的工程设计。</p> <p>目标：</p> <p>培养学生综合运用已学的专业知识和技能分析、解决实际问题的能力。通过设计，环调专业学生应掌握工程设计方案优化确定、工程设计、施工图绘制、审图等实际工作的基本能力。为将来从事建筑环境与设备工程专业设计工作和施工、验收调试和有关应用科学的研究及技术开发等工作，奠定可靠的基础。</p>		
<p>2、论文（设计）的主要内容</p> <p>(1) 各功能区域空调负荷计算；</p> <p>(2) 系统方案的确定；</p> <p>(3) 设备选择计算；</p> <p>(4) 气流组织及风系统设计计算</p> <p>(5) 水系统设计及水泵选择；</p> <p>(6) 各系统的消声与抗振设计；</p> <p>(7) 空调机房的设计与布置。</p>		
3、论文（设计）的基本要求		

1. 制图要求：设计图纸需有：图纸目录、设计与施工说明、各层平面布置图、系统流程图，图纸量折合 1# 图纸至少 5-6 张以上；
2. 设计说明书要求：提供全面的计算书，要求内容全面，格式规范；
3. 建筑节能的理念应贯注于整个设计过程。
4. 提倡新的设计理念，鼓励采用本专业的新技术、新工艺和新设备。

#### 4、主要参考文献

- [1] 民用建筑采暖通风与空气调节设计规范 (GB50736-2012)
- [2] 采暖通风与空气调节制图标准 (GB50114-2003)
- [3] 《高层建筑空调设计手册》中国建筑工业出版社，潘云钢主编
- [4] 《空气调节》第四版，2011 年，中国建筑工业出版社，赵荣义主编
- [5] 建筑设计防火规范 (GB50016-2012)
- [6] 《实用供热空调设计手册》，中国建筑工业出版社，陆耀庆主编

#### 5、进度安排（时间大致跨度为：每年 1 月——5 月底）

	设计（论文）各阶段任务	起 止 日 期
1	选题、开题、初步辅导	1 月
2	冷热负荷计算、比较、确定系统方案	2 月
3	空调设备选择	3 月
4	风系统及气流组织设计计算	3 月
5	水系统设计计算	4 月
6	冷热源设计	4 月
7	图纸绘制、毕业设计说明书编写、整理	5 月
8	答辩	5 月

- 注：1、此表一式三份，学院、指导老师、学生各一份。  
 2、类别是指毕业论文或毕业设计，类型指应用型、理论研究型和其他。  
 3、在指导老师的指导下由学生填写



## 附录3 中期检查表

## 苏州大学本科生毕业设计（论文）中期进展情况检查表

学生姓名	朱成健	年级	2010级	专业	建筑环境与设备工程	填表日期	2014-04-23
设计（论文）题目	深圳新时代酒店中央空调工程设计						
已完成的 任务	已全部完成						
	是否符合任务书要求进 度	是					
尚须 完成 的 任务	无尚未完成的任务						
	能否按期完成任	能					
存 在 的 问 题 和 解 决 办 法	存 在 的 问 题	在热泵的设计中，未充分考虑的空调运行的安全性，设置的热泵只有一台，未考虑到热泵出故障的预防准备。					
	拟 采 取 的 办 法	设计选择两台流量较小的热泵，共同负责制冷，在一台出故障的时候，可以暂时先让另外一台工作，避免空调停止运行。					
指导教师意见	签名：						
中期检查专家 组意见	组长签名：						

教学院长意见

签名：

检查日期： 年 月 日

## 附录 4 文献综述

### 1、前言

随着经济的发展，人民生活水平的提高，空调的普及率会进一步提高，建筑能耗也会进一步增大。而能源为经济的发展提供了动力，但是由于各种原因，能源的发展往往滞后于经济的发展。据统计，空调能耗占整个建筑物能耗的 60%~70%，而我国建筑能耗占全社会商品能源消费的 30%，已接近发达国家的标准。近年，中国的国民生产总值的增长率维持在约 10%，但是能源的增长率只有 3%~4%，这样的形势要求我们必须节能。针对不同的国家、地区的能源特点和不同建筑的采暖、通风、空调要求发展相关的节能技术，研究建筑环境，了解暖通空调负荷产生的原因及影响因素，可以更加合理地提出解决问题的方法。

所以，空调是一个能耗大户，在选择空调能源种类时，应从高效节能，环境保护等方面加以考虑。下面几个问题值得探讨：

#### （1）、电力供应问题：

由于电力水冷式冷水机组的能效比较高，在今后相当长的一段时间内，仍将是空调冷源的选择方式之一。特别是离心式冷水机组，其能效比最高。在大型建筑中，选择高效的离心机组，可以节约电耗，降低日常运行费用，无论是设计人员还是业主，都已意识到这一点。但电力空调的大量使用，也给电力供应带来巨大的冲击。使电网的峰谷差进一步拉大。天气越热或天气越冷，空调电耗越大，出现冬夏二个用电高峰。

#### （2）、直接用电加热供暖问题

我国的电力，主要是火电。如果用电能直接加热，就算电锅炉的效率 100%，不计热损失，从一次能源看，从燃料→电能→热能，也只有 40%的效率，远远低于一般油锅炉 85%和煤锅炉 75%的效率。

#### （3）、空调能源的多元化

在大型建筑中,实现空调能源的多元化是比较合理的选择。所谓多元化能源,就是选用二种或二种以上能源作为空调冷热源的能源。较常见的做法是,在一个大型的空调系统中,既采用一部分电力冷水机组,又采用一部分燃气(或燃油)冷热水机组。在夏季采用部分燃气冷热水机组,可以降低高峰用电,减轻电力负荷,减少电网拉闸,让电于民。而这种设计方式会大大增加系统的初期投资成本,很多时候,这种设计方式没有被采用,造成后期的能源消耗浪费。

## 2、我国空调发展状况:

70年代以前,空调主要采用全空气系统,并采用喷水室进行空气的冷却与加湿,冷水系统为开式系统。

70年代,由于高档旅馆的兴建,空调进入客房,从而进入空调采用空气-水系统时代,诱导器、风机盘管的使用,表面式空气冷却器替代喷水室进行空气处理,空调冷水系统走向闭式环路。用户侧为三通阀旁通控制的流量调节,所以,冷水输送为控制水泵台数的阶段式定流量系统。水系统设计也不断有所发展,从单级泵定流量方式发展到双级泵变流量方式等多种型式。

变流量系统最早出现在20世纪60年代,70年代末我国开始尝试与探讨变流量系统,但进展不大。由于世界能源危机,空调节能为众所关注。

80年代,我国发表诸多文章探讨变流量系统,并开始用二通阀取代三通阀,采用控制水泵台数的一级泵和两级泵变流量系统。80年代,由中国建筑科学研究院空气调节研究所首次申请专利,开发了水力平衡阀,并开始应用到实际工程。90年代,变频器开始广泛用于控制水泵转数,空调冷水系统进入变频变流量系统时代。

90年代中期以后,我国对变流量系统的特性、设计和运行调节有较多研究,并取得好的成果,特别是在新风量的保证以及节能运行调节方面,如提出“总风量控制法”替代传统的“定静压控制法”,在应用上取得良好效果。

变制冷剂热泵系统(VRV系统)是日本80年代初开发的新型空调系统,随着我国经济的改革开放不断的深入,国外空调新技术、新产品不断涌入中国市场。VRV热泵空调系统最早于1986年首先用于深圳一些公共建筑空调系统中。90年代中期以后,我国学者对变制冷剂流量系统进行系统研究,取得好的成果,主要是变制冷剂流量系统的模拟分析与控制方式。美的集团继成功开发生产MDV多联机以后,21世纪初,与韩国三星集团合作,开发出采用数码涡旋制冷压缩机的变制冷剂流量系统。

## 3、国内空调发展趋势

从以上内容可以看出，空调的发展主要体现在节能和更高环境参数的控制方面。而针对这个发展趋势，目前的空调设计以及未来的空调发展方向，应该体现出一下特点：

（1）以绿色科技思想来指导科技研究和开发，代替传统的高资源能耗、高污染、非循环利用的生产方式。生产过程更清洁，生产工艺更完善，产品更小巧，能效比更高。为满足这一要求，涡旋式压缩机将会向大型化发展，电磁制冷、电子制冷将会实用化。

设备和材料的回收回用技术得到发展，生产厂家将会为产品提供终身服务，并负责回收和回用，实现生产和使用的良性循环，利用可再生能源的制冷剂将会出现，并得到推广使用。如以酒精为燃料的高效直燃型溴化锂制冷机，以太阳能或风能驱动的空压机和采暖设备走进我们的生活。

（2）低熵模式生活方式，是以最低的物质消耗换取最高的生活质量的一种最优生活方式，与其对应的“个人空调系统”和智能化空调系统将会取代传统意义上的“集中空调系统”。人们对空调的消费观念更新，不会盲目追求空调表面效果——“冷”和“热”，而更关心环境和健康。

建筑设计将会更加关心居住者的健康因素，并更多地利用自然能源采光和通风。建筑多层化发展。超大规模建筑的开发势头得到遏制，超大规模的空调系统也越来越少。空调系统的能量回收技术、空调制造业的回收回用技术得到发展，以大幅度降低非再生物能的绝对消耗，实现低熵的空调生产模式。

（3）利用各种可再生资源，如地源热、地下水、太阳能、自然风、海洋能等自然资源。缓解供电压力，减少污染物的产生。如地源热泵、水源热泵等到。

#### 4、小结

目前我国能源消耗量日益增加，对环境的破坏也日趋严重，近期以来的持续性雾霾和各种自然灾害，引起了人们的广泛关注。作为建筑方面重要组成部分的暖通空调，更应在节能方面做出重要贡献。空调设计者应根据各地的不同地域气候条件和能源优势，设计出适合当地的空调系统；在负荷计算上，应更加严谨和科学合理，避免不需要的浪费，而在目前的空调设计当中，有些设计者会简单的参考冷负荷指标而粗算建筑负荷，很可能造成不必要的浪费；在建筑上，提高建筑围护结构的热工性能，提高围护结构的隔热性能，降低建筑与室外的热交换，降低能量消耗。

通过大学四年的学习，尤其是这段时间做毕业设计上的实际设计操作和对市场的调查了解，我深深发觉空调市场的广阔前景和巨大潜力，这使我对暖通空调专业充满了信心以及对未来事业发展的憧憬。

