

摘 要

本次设计对象是合肥市某九层假日酒店建筑空调系统设计。涉及的主要内容主要包括:负荷计算、新风量的确定、系统的选则、气流组织设计与计算、设备选型、水系统及风系统水力计算、水系统及风系统的工程量统计、工程量概预算、制冷机房与空调机房的布置与设计等等。但不包括该建筑的防排烟系统设计。

结合建筑特点与实际,制定合理的空调设计方案。在符合建筑实际的基础上尽量使系统有更强的操作性和功能性,所以本设计大部分采用风机盘管加独立新风系统,只有一楼大堂设计为全空气系统。人员少或者停留时间不长且不易送新风的小房间则靠自然通风来达到换气的目的。从第一层至第九层均采用吊顶柜式空调机组,风机盘管采用上送上回的送风方式。而新风则在客房采用侧送风形式,从室外引入新风也采用侧送风方式。

第一至九层新风机组置于走廊的最右端,可最大化的减少机组噪音对大厅人员的影响,而第一层大堂的新风机组则置于第一层内的机房里。

制冷机房设于三楼的屋面上,选用三台风冷热泵螺杆式冷水机组,两用一备,共选用了六台水泵来提供动力,四用二备。

关键字: 风机盘管加独立新风系统; 风冷热泵螺杆式冷水机组; 制冷机房; 水泵

Abstract

The design target is a nine-story Holiday Inn Hefei building air conditioning system design. The main contents covered include: load calculation, engineering statistics to determine the selected fresh air system, the air distribution design and calculation, equipment selection, water systems and air system hydraulic calculation, water systems and wind systems, engineering budget, room layout and design of refrigeration and air-conditioning room, pump selection and so on. But it does not include the system design the building of smoke.

Architectural features combined with the actual development of rational design of air conditioning. On the basis of compliance with building the actual system as far as possible on a stronger operational and functional, so the design is mostly independent fan coil plus fresh air system, only the first floor lobby of the design for the whole air system. Fewer personnel or residence time is not long and difficult delivery of fresh air by natural ventilation is little room to achieve the purpose of ventilation. From the first layer to the ninth layer are made of ceiling tank air conditioning units, fan coil using low return on the air supply. The new wind is blowing in your room using the form side, the introduction of fresh air from the outdoor air supply side is also used.

The first to nine new air unit is placed rightmost corridor, the unit can be maximized to reduce the impact of noise on the hall staff, and the first floor lobby of the new air unit is placed in the room in the first layer.

Refrigeration room located on the third floor roof, the choice of three heat pump air-cooled screw chiller, a dual-use equipment, each chiller to provide chilled water pumps powered by two.

Key words: independent fan coil plus fresh air system; heat pump air-cooled screw chiller; refrigeration room; pumps.

目 录

第一章 设计条件.....	1
1.1 工程概况.....	1
1.2 设计总则.....	1
1.3 建筑用料说明.....	1
1.4 建筑设计参数.....	4
1.4.1 室外设计参数.....	4
1.4.2 室内设计参数.....	4
1.5 围护结构设计参数.....	5
1.6 室内其他负荷参数.....	7
1.6.1 室内照明.....	7
1.6.2 室内设备.....	8
1.6.3 室内人员散热.....	9
第二章 空调负荷的计算.....	10
2.1 围护结构冷负荷.....	11
2.1.1 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷.....	11
2.1.2 玻璃门、玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷.....	11
2.1.3 玻璃门、玻璃窗日射得热引起的冷负荷.....	12
2.2 室内冷负荷.....	12
2.2.1 室内人员散热形成的冷负荷.....	12
2.2.2 室内照明设备散热形成的冷负荷.....	13
2.2.3 室内办公及电子设备的散热形成的冷负荷.....	14

2.3 湿负荷计算.....	14
2.4 负荷计算实例.....	16
第三章 空调系统方案的确定.....	21
3.1 空调系统的组成与分类.....	21
3.2 空调系统的分类比较.....	21
3.3 空调系统的确定.....	24
3.3.1 房间使用特点.....	24
3.3.2 空调系统的确定.....	25
第四章 空气处理过程计算.....	26
4.1 风机盘管加独立新风系统.....	26
4.1.1 新风量要求.....	26
4.1.2 新风量的计算举例.....	28
4.1.3 风机盘管风量的计算.....	29
4.1.4 风机盘管的选型.....	30
4.2 房间 101 大堂全空气系统.....	32
4.2.1 全空气系统分类.....	32
4.2.2 全空气系统处理过程.....	33
第五章 气流组织形式.....	35
5.1 气流组织形式的分类及选择.....	35
5.2 新、送、回风口形式和布置.....	35
5.3 新、送、回风口尺寸计算.....	36
5.4 气流组织计算举例.....	38

第六章 空调风系统设计计算.....	39
6.1 风管水力计算.....	39
6.1.1 风管的材料和形式.....	39
6.1.2 风管布置要求.....	39
6.1.3 风管水力计算方法.....	40
6.1.4 风管阻力计算.....	41
6.2 风管水力计算举例.....	41
6.2.1 风机盘管加独立新风系统水力计算.....	41
6.2.2 全空气系统水力计算.....	45
6.3 新风机组与空调机组选型计算.....	47
6.3.1 新风机组选型计算.....	47
6.3.2 空调机组选型计算.....	49
第七章 空调水系统设计计算.....	50
7.1 空调水系统的确定.....	50
7.1.1 空调水系统的设计原则.....	50
7.1.1 空调水系统的分类.....	50
7.1.3 空调水系统的比较.....	51
7.2 冷冻水系统的形式.....	52
7.2.1 冷冻水供水形式.....	52
7.2.2 主机与循环水泵的连接方式.....	53
7.3 空调冷冻水系统计算.....	53
7.3.1 冷冻水系统计算步骤.....	53

7.3.2 冷冻水系统计算公式.....	54
7.3.3 最不利环路水力计算.....	55
7.4 冷凝水系统设计.....	60
7.4.1 冷凝水管布置原则.....	60
7.4.2 冷凝水管径的确定.....	60
第八章 冷水机组选择计算.....	61
8.1 冷水机组的分类.....	61
8.2 空调主机选型计算.....	62
8.3 循环水泵选型.....	63
8.3.1 冷冻水泵计算.....	63
8.3.2 冷冻水泵选型.....	65
第九章 空调系统主要附属设备.....	67
9.1 压差旁通阀的选择.....	67
9.2 冷冻水系统补水.....	67
9.3 冷冻水系统定压.....	68
第十章 空调系统的防腐、保温、消声、减振.....	71
10.1 管道保温及防腐.....	71
10.2 空调系统的消声措施.....	71
10.3 空调系统的减振.....	72
第十一章 建筑设备安装工程预算.....	73
11.1 编制依据.....	73
11.2 项目划分.....	73

11.3 建筑设备安装工程费用的组成.....	73
11.4 建筑设备安装工程费用的计算.....	74
11.4.1 各种费率表.....	74
11.4.2 本假日酒店通风空调施工图概预算.....	77
11.5 通风空调安装工程费用.....	80
附录1 空调房间负荷汇总	
附录2 新风量计算汇总	
附录3 风机盘管选型汇总	
附录4 气流组织计算汇总	
附录5 风管水力计算汇总	
附录6 水管水力计算汇总	
参考文献	
致 谢	

第一章 设计条件

1.1 工程概况

本工程为合肥市某九层假日酒店空调系统的设计，总共用地面积为 22546m²，总建筑面积为 30600m²。其中空调总面积为 8561.89m²，建筑密度为 35%，绿化率为 36.4%。建筑层数为 9 层，建筑总高度为 33.2m，框架为剪力墙结构，建筑等级为二级，建筑耐久年限为 50 年，建筑结构按 7 度抗震来设防。

其中第一层层高为 3.3m，建筑面积为 1685.12m²，空调面积为 1068m²，分为大厅、员工工作间、更衣室、浴室、值班室、服务间、办公室和制冷机房等几大部分；第二层层高为 3.2m，建筑面积：1508.98m²，空调面积为 1191.52m²，分为餐厅，办公空间，标准客房等几大部分；第三层为办公空间和客房，空调面积为 1112.04m²；四层之后只有客房，建筑面积为 1016.75m²，空调面积为 874.44m²；第一、二层设有空调机房，三楼屋面设有空调机组室。

1.2 设计总则

1. 本工程室外场地道路设计标高详见总平面图 ± 0.000 相对应的绝对高程值（吴淞高程系）详见总平标注。各子项应按总平面定位坐标及相关尺寸放线，并经规划验线批准后方可施工。

2. 图中所有尺寸标注以 mm 为单位，标高及总平面定位尺寸以 m 为单位。图中所注地面、楼面、梯平台均为完成面标高，屋面标高为结构板面标高，门顶及窗洞口标高为结构预留洞口标高。

3. 设计中所采用的标准图、通用图，无论采取其局部节点或全部详图，均按该图集及各图纸说明和要求全面配合施工。

4. 所有有关工艺、给排水、强弱电、空调通风、煤气动力等专业的预埋件、预留孔洞，施工时必须与相关专业的图纸密切配合施工。

5. 本说明所规定的各项，在设计中另有说明的应按具体的设计图要求施工。

1.3 建筑用料说明

（一）墙体：

± 0.000 以上外墙为 250 厚剪力墙和 250 厚加气砼砌块墙，内墙为 200 厚剪力墙和 200 厚加气混凝土砌块，砌筑砂浆标号见结施。墙与柱、梁、过梁的连接应符合抗震构造的有关要求，详见结施说明。

在室内地坪标高 ± 0.000 以下 50mm 处做防潮层。做法为 20 厚 1: 2 水泥砂浆（加 3%~5%防水剂）粉刷。

底层室内相邻地坪有高差时，应在高差处墙身的侧面加设防潮层，当墙身的一侧设有花坛或覆土时，相邻的外侧应设防潮层。防潮层的做法为 20mm 厚 1: 2 水泥砂浆（加 3%~5%防水剂）粉刷。

（二）楼地面

室内外回填土必须分层夯实，压实系数不小于 0.90，并按规范控制含水量。不得使用工程垃圾、块状土、过湿土、淤泥、腐植土等。

结构板面与建筑完成面相差 50mm，卫生间、厨房结构板面标高低于同层结构楼面 20mm。

卫生间、浴室等房间设置地漏的地面均要做 0.5%的泛水坡，坡向地漏，具体详见图纸。厨房、卫生间等有防水要求的地面，当房间采用轻质隔墙或加气混凝土隔墙时，墙底部应设置高大于 120 mm，C20 细石混凝土地垄（地梁），宽度同墙厚。厨房、卫生间楼板上加设防水涂膜二度，并沿墙上翻至 150mm 高。墙面粉刷前均对基层处理，涂刷界面剂，并且在不同材料交接处铺钢丝网，宽各 100mm。

通向屋面及室外平台的门洞底标高如低于屋面及室外平台的完成面标高时，应在门洞下设置 C20 混凝土门槛，高度应高出屋面板 400mm。

（三）外墙面：

外墙包括钢筋砼墙体和加气砼墙体，不同材料交接处铺钢丝网，搭接宽各 100。外墙具体做法见下，位置详立面图。

外墙 1：面砖外墙面 a：钢筋砼墙体 15 厚 1: 3 砂浆找平，刷素水泥浆一遍，4~5 厚 1: 1 水泥砂浆加重 20% 107 胶镶贴，8~10 厚面砖，1: 1 水泥砂浆勾缝或水泥浆擦缝。

面砖外墙面 b：加气砼墙体，刷 107 胶素水泥浆一遍（配合比为 107 胶：水=1: 4），15 厚 2: 1: 8 水泥石灰砂浆分两次抹灰，4~5 厚 1: 1 水泥砂浆砂浆加重 20%，107 胶镶贴，8~10 厚面砖 1: 1 水泥砂浆勾缝或水泥浆擦缝。

外墙 2：铝板外墙面：20 厚 1: 1: 4 混合 砂浆底面，外饰铝塑板（外墙构造由专业公司另行设计，色另定）。

（四）屋面：

屋面防水等级为 II 级，两道设防，其中一道为卷材。

平屋面为建筑找坡，坡度为 3%。找坡材料采用保温材料，起点厚度为 50mm。卷材防水屋面的卷材采用的是三元乙丙材料，厚度为 1.2mm，所用粘结剂、嵌缝胶、保护层应该与所选卷材相匹配。另外基层与突出屋面结构的连接处以及基层与夹角处均应该做成圆弧。屋顶天沟、檐沟纵向坡度为 1%，泛水及落水管处均

附加防水卷材一层。上人卷材屋面的块体或细石混凝土面层与防水层之间应设隔离层，隔离层应采用 911 两道或塑料薄膜。

高低跨卷材防水屋面，当高跨为有组织排水时，水落管下应加设钢筋混凝土水簸箕，如高跨为无组织排水时，低跨屋面受冲刷部位应加铺一层整幅卷材，再铺设 300mm~500mm 宽的板材加强保护。

保温层采用膨胀树脂珍珠岩板，厚度 50mm（与找坡层结合考虑，采用 50 起始高度）。

上人屋面构造详见 99J201-W6，不上人屋面构造详见 99J201-W1。

（五）门窗用料：

外门、外窗均采用断热铝合金型材。下料前应到现场复核洞口尺寸，型材的规格、厚度的选用由承制商根据洞口尺寸大小、建筑立面分格及标准图说明中有关要求确定，符合构造要求，并经设计人员认可，门窗玻璃厚度应按《建筑玻璃应用技术规程》的有关规定计算确定。外门、外窗玻璃采用 6+9+6 低辐射中空玻璃。

外门窗与四周墙体连接处应严格按照有关技术规程施工，做到严密防渗。另外铝合金门窗安装时应采用弹性连接，与墙体以及砂浆接触处应该做好表面的防腐处理。常开的防火门应设置自动闭门器并且配置相应的五金零件。

门窗表及窗立面中所示洞口尺寸为结构尺寸，门窗樘与洞口间隙应满足安装固定的实际需要由门窗制作单位确定，同时应考虑墙体饰面层的厚度，当采用块材饰面的时候，应复核门窗净尺寸与洞口尺寸的相互关系，确保配合无误。

卫生间窗玻璃采用磨砂玻璃，其他门窗玻璃除特殊注明外均采用浮法净片玻璃。底层外窗及阳台门，外窗口下缘距屋面或平台小于 2m 的窗均采取防卫措施。低于 900 的窗台加设防护栏杆，且 900 高以下窗玻璃为固定窗并采用安全玻璃窗立面分格及防护栏杆，构造做法见图纸。

1.4 建筑设计参数

1.4.1 室外设计参数

表1-1 室外气象参数（一）

地名	台站位置			室外计算干球温度			夏季室外平均每年不保证 50 小时的湿球温度
	北纬	东经	海拔	夏季通风	夏季空气调节	夏季空气调节日平均温度	
2	3	4	5	6	7	8	9
合肥	31°52'	117°14'	26.8	31.5	35.1	31.7	28.1

表1-2 室外气象参数（二）

建筑地址	安徽省合肥市	气候分区	夏热冬冷地区
夏季设计参数		冬季设计参数	
大气压 (Pa)	100120	大气压 (Pa)	102230
空调室外干球温度 (°C)	35.0	空调室外干球温度 (°C)	-4.2
空调室外湿球温度 (°C)	28.1	空调室外湿球温度 (°C)	-4
空调室外相对湿度 (%)	65	空调室外相对湿度 (%)	76
通风室外干球温度 (°C)	31.4	供暖室外干球温度 (°C)	-1.7
通风室外湿球温度 (°C)	26.5	通风室外干球温度 (°C)	2.6
通风室外相对湿度 (%)	69	最冷月地表平均温度 (°C)	-5.4
室外平均风速 (m/s)	2.9	最多风向平均风速 (m/s)	3.0

1.4.2 室内设计参数

表1-3 室内气象参数（一）

夏季	温度	22~28°C	冬季	温度	18~24°C
	相对湿度	40%~65%		相对湿度	30%~60%
	风速	≤ 0.3m/s		风速	≤ 0.2m/s

表1-4 室内气象参数（二）

房间类型	室内干球温度	相对湿度	最小新风量
	℃	%	m ³ （/h·人）
门厅、大堂、走廊	27±1	60	20
宴会厅、餐厅、多功能厅	26±1	60	15
标准客房	26±1	60	30
办公室、值班室	26±1	60	30
更衣室	25±1	60	10
浴室	25±1	60	10
计算机房、电信机房	25±1	60	10

1.5 围护结构设计参数

（一）外墙

外墙采用 250mm 厚的钢筋混凝土剪力墙，外表面用 20mm 厚的水泥砂浆粉刷，内表面用 20mm 厚普通水泥混合砂浆抹灰。查空气调节附录 2-9 得表 1-5。

表 1-5 外墙的热工指标

夏季传热系数 K (W/(m ² ·K))	冬季传热系数 K (W/(m ² ·K))	衰减系数β	延迟时间ε(h)	类型
2.67	2.08	0.31	8.1	重型

（二）外窗

外窗采用断热铝合金型材，6+9+6mm 低辐射中空玻璃。窗的宽度 1.8m 及高度为 1.6m。查空调设计手册得表 1-6。

表 1-6 外窗的热工指标

夏季传热系数 K (W/(m ² ·K))	冬季传热系数 K (W/(m ² ·K))	衰减系数β	延迟时间ε(h)	类型
4.10	3.49	1	0.5	重型

其中：内遮阳设施：淡色窗帘 Cn=0.5

外遮阳设施：Cs=1.00

窗的有效面积系数 Xg=0.85

地点修正系数：Xd=1.11（S）、Xd=1.05（N）、Xd=1.06（NE、NW）、Xd=1.07（E、W）、Xd=1.09（SE、SW）。

(三) 屋顶

120mm 厚混凝土板加 50mm 厚加膨胀树脂珍珠岩保温层, 1.2mm 的三元乙醇防水卷材。查《空气调节》课本附录 2-9 得表 1-7。

表 1-7 屋顶的热工指标

夏季传热系数 K (W/(m ² ·K))	冬季传热系数 K (W/(m ² ·K))	衰减系数β	延迟时间ε(h)	类型
0.74	1.06	0.46	7.3	重型

(四) 外门

普通房间外门断热铝合金材料。外门玻璃采用 6+9+6mm 低辐射中空玻璃。门的高度为 4.5m, 宽为 4.5m。查《空调设计手册》得表 1-8。

表 1-8 外门的热工指标

夏季传热系数 K (W/(m ² ·K))	冬季传热系数 K (W/(m ² ·K))	衰减系数β	延迟时间ε(h)	类型
4.10	4.65	1	0.5	重型

(五) 内墙

结构: 内墙为 200mm 厚混凝土剪力墙。查《空气调节》课本附录 2-9 得表 1-9。

表 1-9 内墙的热工指标

夏季传热系数 K (W/(m ² ·K))	冬季传热系数 K (W/(m ² ·K))	衰减系数β	延迟时间ε(h)	类型
2.59	2.08	0.45	6.2	重型

1.6 室内其他负荷参数

1.6.1 室内照明

房间的照明功率，可根据建筑的不同和房间的类型来区分，即查《实用供热空调设计手册》第二版(下册)(陆耀庆)，可得到不同房间的照明功率密度指标，然后根据房间面积乘以照明功率密度指标来计算出房间照明功率。照明功率指标可查下表 1-10。

表 1-10 照明功率密度值 (W/m^2)

建筑类型	房间类型	照明功率密度
办公建筑	普通办公室	11
	高档办公室、设计室	18
	会议室	11
	走 廊	5
	其 他	11
旅馆建筑	客 房	15
	餐 厅	13
	会议室、多功能厅	18
	走 廊	5
	门 厅	15
商场建筑	一般商店	12
	高档商店	19

综上可得，各部分照明密度如下：

- (1) 厨房为 $13\text{W}/\text{m}^2$;
- (2) 客房为 $11\text{W}/\text{m}^2$;
- (3) 餐厅为 $13\text{W}/\text{m}^2$;
- (4) 大堂为 $15\text{W}/\text{m}^2$;
- (5) 一二楼办公室、值班室为 $18\text{W}/\text{m}^2$;
- (6) 走廊为 $5\text{W}/\text{m}^2$;

各部分结构开灯时间：

- (1) 客房连续开灯时间：6 小时---从 18：00 到 24：00 连续运行；
- (2) 大堂连续开灯时间：12 小时---从 18：00 到 6：00 连续运行；
- (3) 走廊连续开灯时间：12 小时---从 18：00 到 6：00 连续运行；
- (4) 餐厅连续开灯时间：12 小时---从 9：00 到 21：00 连续运行；
- (5) 办公室连续开灯时间：8 小时---从 8：00 到 12：00 连续运行；再从 14：00 到 18:00 连续运行。
- (6) 值班室连续开灯时间：12 小时---从 18：00 到 6：00 连续运行；

1.6.2 室内设备

房间的设备功率，可根据该建筑的不同和房间的类型，然后查《实用供热空调设计手册》第二版(下册)(陆耀庆)得不同房间的设备功率密度指标，然后根据房间面积乘以设备功率密度指标计算出房间设备功率。设备功率指标可查下表 1-11。

表 1-11 设备功率密度值 (W/m^2)

建筑类别	房间类别	功率密度 W/m^2	建筑类别	房间类别	功率密度 W/m^2
办公建筑	普通办公室	20	宾馆建筑	普通客房	20
	高档办公室	13		高档客房	13
	会议室	5		会议室	5
	走廊	0		走廊	0
	其他	5		其他	5
			商场建筑	一般商店	13
				高档商店	13

综上所述，各部分设备功率密度如下：

- (1) 一楼大堂设备安装功率： $5\text{W}/\text{m}^2$ ；
- (2) 客房设备安装功率： $20\text{W}/\text{m}^2$ ；
- (3) 走廊设备安装功率： $0\text{W}/\text{m}^2$ ；
- (4) 楼办公室设备安装功率： $13\text{W}/\text{m}^2$ ；
- (5) 二楼餐厅安装功率： $5\text{W}/\text{m}^2$ ；

各房间内设备连续工作时间：

- (1) 客房设备连续工作时间：12 小时---从 20：00 到 8：00 连续运行；
- (2) 大堂设备连续工作时间：12 小时---从 8：00 到 18：00 连续运行；
- (3) 餐厅设备连续工作时间：12 小时---从 9：00 到 21：00 连续运行；
- (4) 办公室设备连续工作时间：10 小时---从 08：00 到 18：00 连续运行；
- (5) 值班室设备连续工作时间：14 小时---从 18：00 到 8：00 连续运行；

1.6.3 室内人员散热

当计算人体冷负荷和湿负荷时，需要已知每个制冷区域的人员密度值。然而当设计资料不能完全确定每个空调区域的人员密度时，可以查《实用供热空调设计手册》第二版(下册)（陆耀庆）得到不同建筑房间的人均占有的使用面积，部分见表 1-12，然后根据房间面积算出房间人员密度。

表 1-12 不同类型房间人均占有的使用面积 (m²/人)

建筑类别	房间类别	人均使用面积	建筑类别	房间类别	人均使用面积
办公建筑	普通办公室	4	宾馆建筑	普通客房	15
	高档办公室	8		高档客房	30
				会议室、多功能厅	2.5
				走廊	50
	会议室	2.5		其他	20
	走廊	50	商场建筑	一般商店	3
	其他	20		高档商店	4

综上所述，各部分结构人均占有面积指标如下：

- (1) 餐厅人均面积指标为 2.5m²/人，
- (2) 浴室、更衣室人均面积指标为 20m²/人，
- (3) 走廊人均面积指标为 50m²/人，
- (4) 客房人均面积指标为 15m²/人，
- (5) 大堂人均面积指标为 15m²/人，

(6) 办公室、值班室全设为高档办公室，人均面积指标为 8m²/人，人员显热为 61W 人，潜热为 73W/人。

各房间内设备连续工作时间：

- (1) 客房人员连续工作时间：12 小时---从 20：00 到 8：00 连续运行；
- (2) 大堂人员连续工作时间：12 小时---从 8：00 到 20：00 连续运行；
- (3) 走廊人员连续工作时间：12 小时---从 8：00 到 20：00 连续运行；
- (4) 餐厅人员连续工作时间：12 小时---从 9：00 到 21：00 连续运行；
- (5) 办公室人员连续工作时间：10 小时---从 08：00 到 18：00 连续运行；

第二章 空调负荷的计算

对于室内空气环境要求较高的建筑,全年需保证室内空气温度和湿度均符合设计要求,因此,要根据需要向房间供暖、供冷,对送入房间的空气进行加湿或减湿。在某一时刻为维持室内空气温度,需向房间供应的冷量成为冷负荷,需要房间供应的热量称为热负荷;为维持室内空气湿度,需向房间出去或增加的湿量称为湿负荷。

建筑物的冷负荷由公式(2-1)计算而得

$$LQ = LQ_1 + LQ_2 + LQ_3 \quad (2-1)$$

式中: LQ ——建筑物的冷负荷, kW;

LQ_1 ——经由围护结构由室外传入的热量形成的冷负荷, kW;

LQ_2 ——室内人员、照明设备与设备工作散热所形成的冷负荷, kW;

LQ_3 ——向室内供应新风带入的热量所需的冷负荷, kW;

在冷负荷的组成上,称 LQ_1 与 LQ_2 之和为室内冷负荷,又简称 LQ 为维护结构冷负荷,称 LQ_2 为室内内部冷负荷,称 LQ_3 为新风冷负荷。

建筑物的热负荷由式(2-2)计算而得

$$RQ = RQ_1 - RQ_2 + RQ_3 \quad (2-2)$$

式中: RQ ——建筑物的热负荷, kW;

RQ_1 ——经由围护结构由室内传到室外的热量, kW;

RQ_2 ——室内人员、照明设备和工作设备散发的热量, kW;

RQ_3 ——向室内供应新风带入的冷量所需的热负荷, kW;

建筑物的湿负荷包括室内人体和设备的散湿量,有些房间还包括食物的散湿量,在高层建筑中,主要就是人体和设备的散湿量。建筑物的负荷在不同时刻随室外气象条件、室内人员密度、室内设备工作情况的变化而变化。负荷计算的目的是为了合理的选择空调系统的空气处理设备,从而确定空调系统冷源设备的容量和台数。因此,计算时是以冬夏季状态为参数,计算冬夏季的冷热负荷。

空调冷负荷的计算方法很多，如谐波反应法、Z 传递函数法和冷负荷系数法等。目前，我国经常采用冷负荷系数法和谐波反应法这两种计算方法来计算空调冷负荷。下面就这两种方法做简单的介绍。

1.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上进行手算而建立起来的一种简化的计算方法，通过温度或冷负荷系数直接从各种扰量值来求得各分项逐时冷负荷。当计算某建筑空调房间冷负荷时，则可按条件查出相应的冷负荷温度值与冷负荷系数，用稳定传热公式即可算出经维护结构传入室内的冷负荷和经日射得热形成的冷负荷。

2.谐波反应法：室外空气综合温度呈周期性波动，这就使得维护结构从外表面逐层地跟着波动，这种波幅是由外向内逐渐衰减和延迟的，波动呈现一定的规律，谐波反应法计算冷负荷的过程比较复杂，一般需要用计算机软件来进行计算。

根据自己所掌握的资料加以分析比较得出，在本工程设计中采用冷负荷系数法相对要更简便些，故采用冷负荷系数法来计算冷负荷。

2.1 围护结构冷负荷

维护结构冷负荷包括外墙和屋面传热形成的冷负荷、玻璃瞬时传热形成的冷负荷、玻璃窗和玻璃门日射得热形成的冷负荷。

2.1.1 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷

外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷的计算见公式（2-3）

$$CLQ_{\tau} = KF\Delta t_{\tau-\varepsilon} \quad (2-3)$$

式中： CLQ_{τ} ——外墙或屋面瞬变传热引起的冷负荷，单位是 W；

K ——外墙或屋面的传热系数，单位是 $W/(m^2 \cdot K)$ ；

F ——围护结构计算面积，单位是 m^2 ；

$\Delta t_{\tau-\varepsilon}$ ——作用时刻下，墙体、屋顶的冷负荷计算温差，简称负荷温差。

2.1.2 玻璃门、玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷

窗户瞬变传导得热形成的冷负荷 $CLQ_{c,\tau}$ 计算式可简化为公式（2-4）：

$$CLQ_{c,\tau} = KF\Delta t_{\tau} \quad (2-4)$$

式中： K ——窗户的传热系数，双层中空玻璃 6+9+6 窗取 $4.1 W/(m^2 \cdot K)$ ；

F ——窗口面积，单位是 m^2 ；

Δt_{τ} ——计算时刻的负荷温差，单位是℃。

2.1.3 玻璃门、玻璃窗日射得热引起的冷负荷

玻璃窗日射得热引起的冷负荷计算见公式（2-5）

$$CLQ_{j,\tau} = x_g x_d C_n C_s F J_{j,\tau} \quad (2-5)$$

式中： $CLQ_{j,\tau}$ ——玻璃窗日射得热引起的冷负荷，单位为 W；

x_g ——窗的有效面积系数；本设计为单层钢窗取 0.85；

F ——玻璃窗面积，单位是 m^2 ；

C_s ——玻璃窗的遮挡系数；本设计取 1；

C_n ——玻璃窗遮阳设施的遮阳系数；本设计取 0.5；

x_d ——地点修正系数；本设计为合肥市，则 $X_d = 1.11$ （南向）、 $X_d = 1.05$ （北向）、 $X_d = 1.06$ （东北、西北）、 $X_d = 1.07$ （东、西）、 $X_d = 1.09$ （东南、西南）；

$J_{j,\tau}$ ——计算时刻时，透过单位窗口面积的太阳总辐射热所形成的冷负荷，单位是 W/m^2 。

2.2 室内冷负荷

室内热源包括工艺设备散热、照明散热和人体散热等。

室内热源散出的热量包括显热和潜热两个部分，显热散热中对流热形成瞬时冷负荷，而辐射热部分则先被围护结构等物体表面所吸收，然后再缓慢地逐渐散出，形成冷负荷，潜热散热即作为瞬时冷负荷。

2.2.1 室内人员散热形成的冷负荷

人体散热与性别，年龄，衣着，劳动强度以及周围环境条件等多种因素有关。人体散发的潜热量直接形成瞬时冷负荷，而辐射散发的得热量将会形成滞后的冷负荷。因此，应采用相应的冷负荷系数来进行计算。为了设计计算方便，计算应当以成年男子散热量基础。而对于不同功能的建筑物中的各类人员组成的不同要进行修正，为此，引入群集系数 n' ，表 2-1 列出了一些建筑物中的群集系数，作为参考。

一般在人体散发的热量当中，潜热散热占了 40%，显热中的辐射散热占了 40%，显热中的对流散热占了 20%。其中，对流散热成为了瞬时冷负荷，而辐射散热则首先被室内物体表面所吸收，经过一段时间后，以对流的方式与室内空气换热，从而成为滞后的冷负荷，潜热散热则形成瞬时冷负荷。因此，在设计时，显热散热和潜热散热要分别算。

表 2-1 群集系数 n'

工作场所	n'	工作场所	n'
影剧院	0.89	图书阅览室	0.96
百货商店	0.89	工厂轻劳动	0.90
旅馆	0.93	银行	1.00
体育馆	0.92	工厂重劳动	1.00

1) 人体显热散热形成的冷负荷的计算见公式 (2-6)：

$$LQ_{21} = q_s n_1 n_2 C_{CL} \quad (2-6)$$

式中： q_s ——单个成年男子的人体显热散热量，kW；

n_1 ——室内全部人数；

n_2 ——室内人员群集系数；

C_{CL} ——人体显热散热形成的冷负荷系数。

2) 人体潜热散热形成的冷负荷的计算见公式 (2-7)：

$$LQ_{22} = q_x n_1 n_2 \quad (2-7)$$

式中： q_x ——单个成年男子潜热散热量；

n_1 ——室内全部人数；

n_2 ——室内人员群集系数。

2.2.2 室内照明设备散热形成的冷负荷

照明得热属于稳定得热，一般得热量不随时间的变化而变化，又根据照明灯具的类型与安装方式的不同，照明设备散热形成的冷负荷可按下式 (2-8) 计算：

$$\text{白炽灯} \quad Q = 1000N \quad (2-8)$$

$$Q = 1000 n_1 n_2 N \quad (2-9)$$

式中：N——照明灯具所需功率，W；

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内时，取 $n_1 = 1.2$ ；当暗装荧光灯镇流器装设在顶棚内时，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时（下部为玻璃板），可用自然通风散热于顶棚内时，可取 $n_2 = 0.5 \sim 0.6$ ；而荧光灯罩无通风者，则视顶棚内有通风情况，取 $n_2 = 0.6 \sim 0.8$ ；

其中：T——开灯时刻，h；

$\tau - T$ ——开灯时刻到计算时刻得时间，h；

$X_{\tau - T}$ —— $\tau - T$ 时刻照明散热的冷负荷系数。

2.2.3 室内办公及电子设备的散热形成的冷负荷

室内办公及电子设备的散热形成的冷负荷的计算见公式（2-10）

$$Q_{E\tau} = A q_f J E_{\tau - T} \quad (2-10)$$

式中：A——空调区面积，单位是 m^2 ；

q_f ——电气设备的功率密度，单位是 W/m^2 。

$J E_{\tau - T}$ —— $\tau - T$ 时刻设备散热的冷负荷系数。

2.3 湿负荷计算

计算建筑物的湿负荷时，包含室内人体和设备的散湿量，在高层建筑中，主要是人体的散湿量，人体散湿量的计算方法与人体散热量计算方法处理相同，同样取成年男子的人体散湿量作为计算标准，然后再利用室内人员的群集系数进行湿负荷修正。

（1）人体湿负荷计算见如下公式。

$$W_1 = w n_1 n_2 \quad (2-11)$$

式中：W——人体散湿量，单位是 kg/h ；

w——单个成年男子的人体散湿量，单位是 kg/h ；

n_1 ——室内全部人数；

n_2 ——室内人员的群集系数。

(2) 设备湿负荷，敞开水面散湿形成的湿负荷可按下式计算：

$$W = Fg \quad (2-12)$$

式中： W —— 水面散湿形成的湿负荷， g/h；

F —— 散湿水面的蒸发面积， m^2 ；

g —— 单位水面的蒸发量， $kg/(m^2 \cdot h)$ ；

(3) 食物湿负荷，餐厅的食物散湿量 (g/h)，可按下式计算：

$$W_2 = 0.012 n_1 n_2 w \quad (2-13)$$

式中： W_2 —— 食物散湿量， g/h；

例如该工程为假日酒店，工程图上含有客房，大堂和餐厅以及厨房等，所以除去水面散湿，只有食物散湿以及人体散湿量是存在的。

以二楼餐厅为例，计算过程如下：

(a) 首先查资料得，成年男子散热散湿量为：显热 61W/人，潜热 73W/人，109g/h 每人，已确定餐厅人数为 80 人。

$$\text{即} \quad W_1 = w n_1 n_2 = 109 \times 0.93 \times 80 = 8109.6 \text{ g/h}$$

(b) 食品的散湿量：餐厅食物的散湿量可按每人 10g/h 来考虑。已确定餐厅人数为 80 人。

$$\text{即} \quad W_2 = w n_1 = 10 \times 80 = 800 \text{ g/h}$$

$$\text{则} \quad W = w_1 + w_2 = 8109.6 + 800 = 8909.6 \text{ g/h}$$

2.4 负荷计算实例

1、以房间 101 大堂为例，冷负荷计算如下表格

	第 1 层负荷计算																								
101 大堂	西面内墙冷负荷 (W)																								
	计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
	Δt _{τ-ε}	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	K	2.59																							
	F	107.1																							
	CLQ _τ	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387	1387
	东面内墙冷负荷 (W)																								
	计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
	Δt _{τ-ε}	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	K	2.59																							
	F	71.4																							
	CLQ _τ	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925	925
	北外玻璃幕墙与采光天井墙瞬时传热冷负荷 (W)																								
	计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
	Δt _{τ-ε}	0	0	0	0	0	3.3	3.6	4.3	5.1	6	6.7	7.5	8	8.5	8.8	8.9	8.7	8.3	7.7	7.1	6.5	5.9	5.4	4.9

K	4.1																							
F	104.58																							
CLQ _τ	0	0	0	0	0	1415	1544	1844	2187	2573	2873	3216	3430	3645	3773	3816	3730	3559	3302	3044	2787	2530	2315	2101
北外玻璃幕墙与采光天井墙日射得热冷负荷 (W)																								
计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
J _{τ-e}	0	0	0	0	0	41	48	46	53	63	71	76	76	74	69	63	66	67	30	24	21	17	15	13
x _g x _d C _n C _s	0.45																							
F	104.58																							
CLQ _τ	0	0	0	0	0	1929.5	2258.9	2164.8	2494.2	2964.8	3341.3	3576.6	3576.6	3482.5	3247.2	2964.8	3106.0	3153.1	1411.8	1129.5	988.28	800.04	705.9	611.8
南外玻璃幕墙与采光天井墙瞬时传热冷负荷 (W)																								
计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
△t _{τ-e}	0	0	0	0	0	3.3	3.6	4.3	5.1	6	6.7	7.5	8	8.5	8.8	8.9	8.7	8.3	7.7	7.1	6.5	5.9	5.4	4.9
K	4.1																							
F	90.72																							
CLQ _τ	0	0	0	0	0	1227.4	1339.0	1599.4	1896.9	2231.7	2492.1	2789.6	2975.6	3161.6	3273.2	3310.4	3235.9	3087.2	2864.0	2640.9	2417.7	2194.5	2008.5	1822.6
南外玻璃幕墙与采光天井墙日射得热冷负荷 (W)																								
计算时刻τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
J _{τ-e}	0	0	0	0	0	12	24	37	50	72	94	108	108	96	79	66	53	38	27	23	20	17	15	13
x _g x _d C _n C _s	0.47																							
F	90.72																							
CLQ _τ	0	0	0	0	0	511.66	1023.3	1577.6	2131.9	3069.9	4008.0	4604.9	4604.9	4093.3	3368.4	2814.1	2259.8	1620.3	1151.2	980.68	852.76	724.85	639.57	554.3

东外采光天井墙瞬时传热冷负荷（W）																									
计算时刻 τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00	
$\Delta t_{\tau-e}$	0	0	0	0	0	3.3	3.6	4.3	5.1	6	6.7	7.5	8	8.5	8.8	8.9	8.7	8.3	7.7	7.1	6.5	5.9	5.4	4.9	
K	4.1																								
F	35.7																								
CLQ $_{\tau}$	0	0	0	0	0	483.02	526.93	629.39	746.48	878.22	980.68	1097.8	1170.9	1244.1	1288.1	1302.7	1273.4	1214.9	1127.0	1039.2	951.4	863.58	790.39	717.21	
东外采光天井墙日射得热冷负荷（W）																									
计算时刻 τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00	
J $_{\tau-e}$	0	0	0	0	0	142	245	300	312	273	200	145	134	123	110	96	79	60	46	40	34	30	26	22	
$x_g x_d C_n C_s$	0.45																								
F	35.7																								
CLQ $_{\tau}$	0	0	0	0	0	2281.2	3935.9	4819.5	5012.2	4385.7	3213	2329.4	2152.7	1975.9	1767.1	1542.2	1269.1	963.9	738.99	642.6	546.21	481.95	417.69	353.43	
南外玻璃幕门瞬时传热冷负荷（W）																									
计算时刻 τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00	
$\Delta t_{\tau-e}$	0	0	0	0	0	3.3	3.6	4.3	5.1	6	6.7	7.5	8	8.5	8.8	8.9	8.7	8.3	7.7	7.1	6.5	5.9	5.4	4.9	
K	4.1																								
F	18.9																								
CLQ $_{\tau}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	255.7	279.0	333.2	395.2	464.9	519.2	581.2	619.9	658.7	681.9	689.7	674.2	643.2	596.7	550.2	503.7	457.2	418.4	379.7	
南外玻璃幕门日射得热冷负荷（W）																									
计算时刻 τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00	

J_{t-e}	0	0	0	0	0	12	24	37	50	72	94	108	108	96	79	66	53	38	27	23	20	17	15	13
$x_g x_d C_n C_s$	0.47																							
F	18.9																							
CLQ_t	0	0	0	0	0	106.59	213.19	328.67	444.15	639.57	835.00	959.36	959.36	852.76	701.75	586.27	470.79	337.55	239.84	204.30	177.66	151.01	133.24	115.47
人体冷负荷 (W)																								
计算时刻 t	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
显然负荷系数	0.18	0.15	0.13	0.12	0.1	0.09	0.08	0.07	0.57	0.72	0.76	0.8	0.82	0.85	0.87	0.88	0.9	0.91	0.92	0.93	0.43	0.28	0.24	0.2
显然	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61
潜热	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73	73
群集系数	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93
人数	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
人体总冷负荷	1952.5	1909.9	1881.6	1867.4	1839.1	1824.9	1810.7	1796.5	2505.7	2718.4	2775.1	2831.9	2860.2	2902.8	2931.1	2945.3	2973.7	2987.9	3002.0	3016.2	2307.1	2094.4	2037.6	1980.9
照明冷负荷 (W)																								
计算时刻 t	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
照明负荷系数	0.83	0.85	0.87	0.89	0.9	0.91	0.51	0.34	0.29	0.26	0.23	0.2	0.17	0.15	0.13	0.11	0.1	0.09	0.49	0.66	0.71	0.74	0.77	0.8
照明功率	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546	5546
照明负荷	4603.3	4714.3	4825.2	4936.1	4991.6	5047.1	2828.6	1885.7	1608.4	1442.0	1275.6	1109.3	942.86	831.94	721.01	610.1	554.6	499.16	2717.7	3660.5	3937.8	4104.2	4270.6	4437
设备冷负荷 (W)																								

计算时刻 τ	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	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	24:00
设备负荷系数	0.14	0.12	0.11	0.09	0.03	0.07	0.06	0.05	0.6	0.75	0.8	0.83	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.4	0.25	0.2	0.17
设备功率	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849	1849
设备负荷	258.8	221.8	203.4	166.4	55.46	129.4	110.9	92.4	1109	1386.6	1479	1534.5	1589.9	1626.9	1645.4	1682.4	1700.8	1719.3	1737.8	1756.3	739.5	462.2	369.8	314.3
总计 (W)	11021	11053	11117	11177	11093	19419	20077	21278	24738	26961	27999	28837	29090	28682	27606	26471	25456	23992	23096	22872	20416	19071	18314	17595

综上表格，算得房间最大冷负荷为 29090W，因此，一楼 101 大堂的冷负荷为 29090W。其余负荷计算详见附录 1。

2、101 大堂湿负荷计算

以房间 101 举例，本大堂面积共为 369.75m²，室内为 25 人。本次设计只考虑人体散湿量，设备散湿忽略不计。夏季空调湿负荷计算，查文献[2]得 $n_2=0.93$ ，每个成年男子 $w=109\text{g/h}$ ，则

则 $W=wn_1n_2=109\times 25\times 0.93=2534.25\text{g/h}$ 。

第三章 空调系统方案的确定

3.1 空调系统的组成与分类

空调系统按照不同的分类可以分为多种类型：

1.按空气处理设备的集中程度分类：

(1) 集中式空调系统；(2) 半集中式空调系统；(3) 分散式空调系统

2.按负担室内负荷所用的介质种类分类：

(1) 全空气系统；(2) 全水系统；(3) 空气-水系统；(4) 冷剂系统

3.根据集中式空调系统处理的空气来源分类：

(1) 封闭式系统；(2) 直流式系统；(3) 混合式系统

3.2 空调系统的分类比较

1) 按空气处理设备的设置情况空调系统的分类比较可见下表 3-1

表 3-1 按空气处理设备的集中程度分类比较

比较项目	集中式空调系统	半集中式空调系统	分散式空调系统
系统优点	对空气进行集中处理、分配和输送；设备集中、管理方便。	布置灵活，各房间可进行独立调节室温，房间不住人时可方便的关掉机组，不影响其他房间空调系统的运行，从而节省了空调的运行费用，。	把系统的冷热源、输送设备和空气处理机都集中设置在一个箱体内，形成一个紧凑的空调系统，安装方便，可灵活的布置在空调房间内的各个角落。
系统缺点	集中供应时各空调区域冷热负荷变化不一致，无法进行精确调节满足每个放的舒适性要求；且集中式系统风管尺寸大、占有空间大。	对机组的制作有比较高的要求，否则在建筑物大量使用时会对空调的维修造成极大的困难；当机组没有新风系统没有同时工作时，不能用在全年对室内湿度有较高要求的地方。	空调机组是由蒸发器、压缩冷凝机组和通风机等联合工作的，尽管压缩冷凝机组有较大的容量，如果蒸发器（包括风机）的传热能力（面积、传热系数）不满足要求时，则可能使制冷机所制的冷量不足于满足室内要求。
机房和设备的布置	1、空调机房面积较大； 2、空调与制冷设备可以集中布置在空调机	1、只需要设置新风机房面积，且占地面积较小； 2、有集中放置的中央	1、设备成套放置。既可以放在空调房间也可以安装在空调机房内； 2、所需机房面积小，约占集

	房，维修管理方便； 3、也可以吊装在屋顶上或安设在车间柱间平台上。	空调器，还设有分散在各个空调房间内的末端设备； 3、管线的敷设比较麻烦。	中式系统机房面积的 50%机房； 3、机组的比较布置比较分散，对管道的敷设会比较麻烦。
消声与隔振	可以有效地采取消声和隔振措施	必须采用低噪声风机，才能保证室内要求	机组安装在空气调节区内时，噪声、振动不好处理
风管系统	1、空调送回风管系统复杂，风管较多，布置困难； 2、支风管和风口较多时，不利于风量的均衡调节。	1、不需要布置回风管； 2、当和新风系统联合使用时，新风管尺寸较小。	1、系统小，风管道较短，便于每个风口风量的调节，使风量达到均匀； 2、直接放室内时，可以不接送风管和回风管； 3、余压小。
系统应用	1、全新风系统； 2、一次回风系统； 3、二次回风系统。	1、末端再热式系统； 2、风机盘管机组系统； 3、诱导器系统。	1、单元式空调器系统； 2、窗式空调器系统； 3、分体式空调器系统； 4、半导体式空调器系统。
气流分布	可以对气流进行理想的分布	气流的分布会受到一定制约	气流分布受制约
使用寿命	长	长	短

2) 按负担室内空调负荷所用介质空调系统的分类标胶可见表 3-2

表 3-2 按负担室内空调负荷所用介质分类空调系统比较

	系统特征	系统适用性	系统应用
全空气系统	室内空调负荷全部由处理过的空气承担	(1) 建筑空间大、易于布置风道 (2) 室内温、湿度及洁净度要求严格 (3) 负担大或潜热负荷大的场合	单风道系统 双风道系统 变风量系统 定风量系统 全空气诱导器系统
全水系统	室内空气负荷全部由水来负担	(1) 建筑空间小，不易于布置风道的场合 (2) 不需通风换气的场所	风机盘管系统(无新风) 辐射板系统(无新风)
空气-水系统	室内空调负荷由空气和水共同承担	(1) 室内温、湿度控制要求一般的场所 (2) 层高较低的场所 (3) 冷负荷较小，湿负荷也较小的场所	风机盘管+新风系统 空气-水诱导器系统 辐射板系统+新风系统

冷剂系统	空调房间负荷由制冷剂直接负担	(1) 空调房间布置分散 (2) 要求灵活控制空调使用时间 (3) 无法设置集中式冷、热源	单元式空调机组 房间空调器 多联式空调机组 水源热泵空调系统
------	----------------	---	---

3) 按空调系统处理的空气来源分类的空调系统比较见表 3-3。

表 3-3 按处理的空气来源分类空调系统的比较

	系统特征	系统适用性	系统应用
封闭式系统	处理空气为室内再循环的空气，无新风	无人或很少有人进入的场所	再循环空气系统
直流式系统	处理的空气全部为室外新风，不使用回风	不允许采用回风的场合，如散发有害物的空调房间	全新风系统
循环式系统	处理的空气一部分为室外新风，另一部分为室内回风	既要求满足卫生要求，又要求系统经济上合理的场合	一次回风系统 二次回风系统

4) 诱导器系统和风机盘管+独立新风系统的比较

表 3-4 诱导器系统的特点

优点	(1) 由于集中处理的仅仅是一次风，所以机房面积和风道尺寸较小，节省建筑空间 (2) 当一次风为全新风时，回风不经过风机，因而在防爆与卫生方面都有优越性 (3) 诱导器中无转动设备，使用寿命长
缺点	(1) 二次风过滤效率低，所以对空气净化要求高的地方不宜使用 (2) 过度季节无法增加新风量，不利于节能 (3) 喷嘴处风速高时风机动力消耗大，室内噪声大 (4) 系统初投资高，管路复杂
适用性	(1) 适用于多层、多房间且是同时使用的公共建筑 (2) 适用于空间有限的改建工程、地下工程、船舱和客机以及各房间的空气不允许相互串通的地方 (3) 当室内局部排风量大和房间同时适用性小时，不宜采用诱导器刺痛

表 3-5 风机盘管加新风系统的特点

优点	(1) 布置灵活，可以和集中处理的新风系统联合使用，也可以单独使用 (2) 各空调房间互不干扰，可以独立调节室温并可随时根据需要开、停机组，节省运行费用，灵活性大，节能效率好 (3) 与集中式空调相比，不需回风管道，节省了建筑空间 (4) 机组部件多为装配式，定型化、规格化程度高，便于用户选择与安装 (5) 只需要新风空调机组，房间面积小 (6) 使用季节较长
----	--

	(7)各房间之间不会互相污染
缺点	(1)对机组制作质量要求高，否则维修工作量很大 (2)机组剩余压头小，室内气流分布受限制 (3)分散布置，敷设各种管线较麻烦，维修管理不太方便 (4)无法实现全年多工况节能运行调节 (5)水系统复杂，易漏水 (6)过滤性能差
适用性	(1)适用于旅馆、公寓、医院、办公楼等高层多室的建筑物中 (2)需要增设空调的小面积、多房间的建筑 (3)室温需要进行个别调节的场所

3.3 空调系统的确定

3.3.1 房间使用特点

本建筑属于酒店综合楼，由于空调区域比较复杂，各个房间负荷情况不同，因此应根据空调房间使用特性来选择空调系统。

3-6 酒店建筑房间的使用特性

	房间类型	房 间 特 点
一层	大堂	大堂空调区域较大，开机、关机时间比较集中，送风量也比较大，因此宜采用集中式空调系统
一层	办公室、员工工作间、浴室、更衣室、厨房、点心间、冷菜室等	考虑到每种房间可能使用时间不同，因此宜采用可以单独控制的空调系统。
二层	餐厅、办公室、标准客房	餐厅的冷负荷较大，需要较大的新风量，办公室和标准客房的使用时间也不一样，空调设备需要单独控制。
三层	办公室、标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。
四层	标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。
五层	标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。
六层	标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。
七层	标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。

八层	标准客房	该层房间由 27 个标准客房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。
九层	标准客房、标准套房	该层是由 23 个相同的标准客房和两个标准套房组成，不同客房的空调设备需要单独控制。

3.3.2 空调系统的确定

综合上述各种空气-水系统的特点及结合本建筑的空调使用特点，本次中央空调工程系统设计如表 3-7。

表 3-7 空调系统方案

楼层	房间类型	空调系统确定
一层	大堂	全空气系统（夏季一次回风）
一层	办公室、员工工作间、浴室、更衣室、厨房、点心间、冷菜室等	风机盘管加独立新风系统（新风处理到室内空气焓值，不承担室内负荷）（余同）
二层	标准客房、办公室、餐厅	风机盘管加独立新风系统
三层	标准客房、办公室	风机盘管加独立新风系统
四层	标准客房	风机盘管加独立新风系统
五层	标准客房	风机盘管加独立新风系统
六层	标准客房	风机盘管加独立新风系统
七层	标准客房	风机盘管加独立新风系统
八层	标准客房	风机盘管加独立新风系统
九层	标准客房、标准套房	风机盘管加独立新风系统

第四章 空气处理过程计算

4.1 风机盘管加独立新风系统

4.1.1 新风量要求

一个完善的空调系统，除了满足对室内的温、湿度控制之外，为了满足卫生要求还必须给室内提供足够的新鲜空气。从改善室内空气品质的角度来看，新风量越多越好，但是实际上，送入室内的新风都得通过空气机组的热、湿处理，必将消耗能量，因此新风少些好，但不能无节制的减少新风量。在系统设计时，一般必须确定房间所需的最小新风量，确定新风量的依据有三个因素：

(1) 满足卫生要求：为了保证人们的新风需求，必须向空调房间送入足够的新风；

(2) 补充局部排风量：补充局部排风量和维持室内正压所需的渗透风量 G_{w2} ；由于空调房间不安装排风扇，因此只需要维持一定的室内正压即可，一般情况下室内正压在5~10Pa 即可,本工程按室内外压差为5Pa 来设计。

(3) 不少于系统总风量的10%：通常根据上述两个要求计算出的新风量，取最大值作为系统的最小新风量。如果计算所得的新风量不满足系统送风量的10%时，也按 10%计算，以确保卫生和安全。

新风量的计算公式如下：

1. 系统总风量的 10%的新风量

$$G_{w1} = G_w \times 10\% \quad (4-1)$$

2. 满足卫生要求的新风量

$$G_{w2} = nq_w \quad (4-2)$$

3. 满足室内正压和补充局部排风所需风量

$$G_{w3} = nV \quad (4-3)$$

则新风量为

$$G_w = \max(G_{w1}, G_{w2}, G_{w3}) \quad (4-4)$$

如图 4-1 所示：

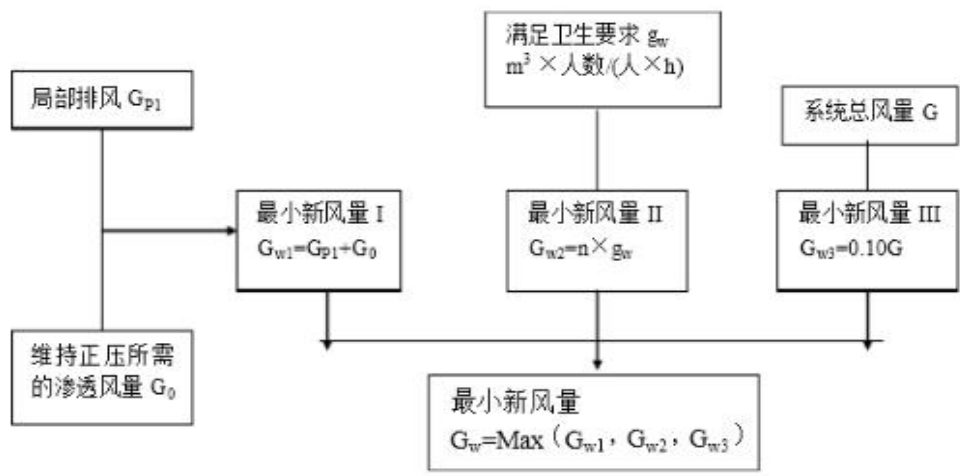


图 4-1 新风量确定示意图框

表 4-1 公共建筑主要空间的设计新风量

建筑类型与房间名称			新风量[m³/(h·p)]
旅游旅馆	客 房	5 星级	50
		4 星级	40
		3 星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5 星级	30
		4 星级	25
		3 星级	20
		2 星级	15
	大堂、四季厅	4~5 星级	10
	商业、服务	4~5 星级	20
		2~3 星级	10
	美容、理发、康乐设施		30
旅店	客 房	1~3 级	30
		4 级	20
文化娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅、K 歌厅		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体 育 馆			20
商场、书店			20
饭馆、餐厅			20
办 公			30
学校	教 室	小 学	11
		初 中	14
		高 中	17

4.1.2 新风量的计算举例

现以房间 102 服务间为例，计算空气处理方式为风机盘管+独立新风时的风量，房间 102 的冷负荷 $Q=1649\text{W}$ ，湿负荷 $W=304.11\text{g/h}$ ；

室内 N 点参数：温度 26°C ，相对湿度 60%，焓值 59.1kJ/kg ；

室外 W 点参数：温度 35.1°C ，相对湿度 56%，焓值 89.1kJ/kg ；

解：（1）热湿比 $\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{1.649}{0.084} \times 1000 = 19520 \text{ (kJ/kg)}$

（2）确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_N=26^\circ\text{C}$ 及 $\varphi_n=60\%$ 确定室内状态点 N， $i_N=59.1\text{kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d=35.1^\circ\text{C}$ 和相对湿度 $\varphi_n=56.9\%$ 确定室外状态点 W， $i_W=89.1\text{kJ/kg}$ 。过 N 点作 $\varepsilon=19520\text{kJ/kg}$ 线与 $\varphi=90\%$ 的曲线相交于 O 点，得 $t_O=17.5^\circ\text{C}$ ， $i_O=48.8\text{kJ/kg}$ 。

（3）根据 i_N 等焓线和新风处理后的及其露点相对湿度 85%，定出 L 点。

$$t_L = 21.8^\circ\text{C}, \quad i_L = 58.9\text{kJ/kg}$$

（4）总送风量：

$$G = \frac{Q}{i_N - i_O} = \frac{1.649}{59.1 - 48.8} \times \frac{3600}{1.20} = 480 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

（5）计算新风量：

为了保证室内人的身体健康问题，需满足卫生要求，必须向空调房间送入足够的新风，通常服务间每人新风量为 $20\text{m}^3/\text{h}$ ；补充局部排风量，当空调房间内有局部排风装置时，为了使房间保持正压，在系统中必须有相应的新风量来补充排风量保证空调房间的正压要求；为防止室外空气无组织侵入，影响室内空调参数，需要在空调房间内保持正压，一般情况空调房间正压取 $5-10\text{Pa}$ ；空调系统的新风量不应小于总风量的 10%，以确保卫生和安全，最小新风量取系统总风量的 10% 与满足室内卫生要求的新风量的大者。即：

1) 系统总风量的 10% 的新风量 G_{W1}

$$G_{W1} = G \times 10\% = 480 \times 10\% = 48 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

2) 满足卫生要求的新风量 G_{W2}

$$G_{W2} = nq_W = 3 \times 20 = 60 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$G_W = \max(G_{W1}, G_{W2}) = \max(48, 60) = 60 \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

各个房间空调新风量的计算详见附表 2。

4.1.3 风机盘管风量的计算

现以房间 102 服务间为例来计算风机盘管的风量，该空调房间室内冷负荷 $Q=1649\text{kW}$ ，湿负荷 $W=304.11\text{g/h}$ ；

室内 N 点参数：温度 26°C ，相对湿度 60%，焓值 59.1kJ/kg ；

室外 W 点参数：温度 35.1°C ，相对湿度 56%，焓值 89.1kJ/kg ；

风机盘管的风机温升为 0.5°C 。

将室内外设计参数标注于焓湿图，见焓湿图 4-2

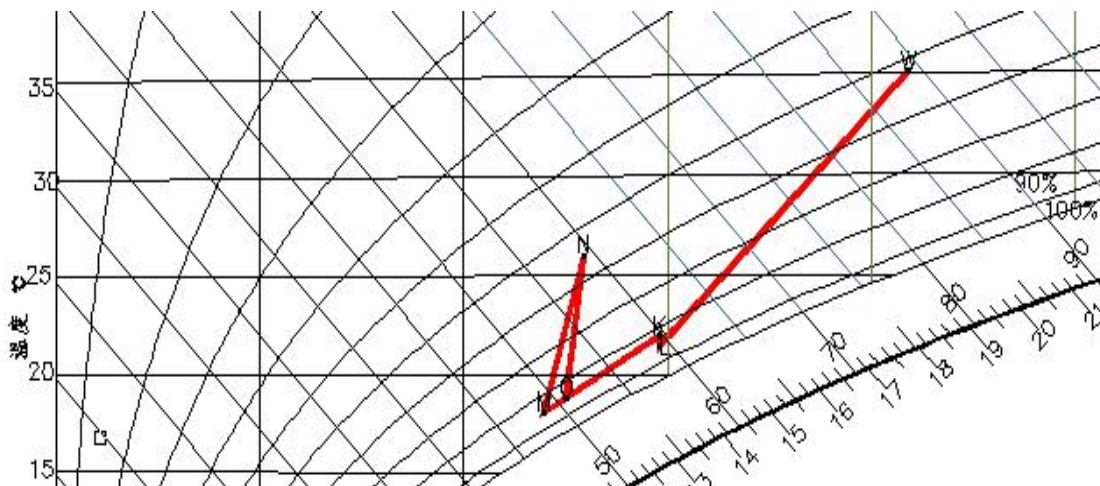


图 4-2 房间 102 服务间风机盘管加独立新风处理过程

解：

$$(1) \text{ 热湿比 } \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{1.649}{0.084} \times 1000 = 19520 \quad (\text{kJ/kg})$$

(2) 确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_N=26^\circ\text{C}$ 及 $\varphi_n=60\%$ 确定室内状态点 N， $i_N=59.1\text{kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d=35.1^\circ\text{C}$ 和相对湿度 $\varphi_n=56.9\%$ 确定室外状态点 W， $i_W=89.1\text{kJ/kg}$ 。过 N 点作 $\varepsilon=19520\text{kJ/kg}$ 线与 $\varphi=90\%$ 的曲线相交于 O 点，得 $t_O=18^\circ\text{C}$ ， $i_O=48.8\text{kJ/kg}$ 。

(3) 根据 i_N 等焓线和新风处理后的及其露点相对湿度 85%，定出 L 点。

$$t_L = 21.8^\circ\text{C}, \quad i_L = 58.9\text{kJ/kg}$$

(4) 总送风量:

$$G = \frac{Q}{i_N - i_O} = \frac{1.649}{59.1 - 48.8} \times \frac{3600}{1.20} = 480 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

(5) 风机盘管风量:

$$G_F = G - G_W = 480 - 60 = 420 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

(6) 风机盘管机组出口空气的焓 i_M :

$$i_M = \frac{Gh_o - G_w h_l}{G_F} = \frac{480 \times 48.8 - 60 \times 58.9}{420} = 47.3 \text{ (kJ/kg)}$$

连接 L, O 两点并延长与 i_M 相交于 M 点, 查的 $t_M = 17.2^\circ\text{C}$ 。

(7) 风机盘管冷负荷:

$$\text{全冷量 } Q_T = G_F(i_N - i_M) = 420 \times 1.2 \div 3600 \times (59.1 - 47.3) = 1.65 \text{ (kW)}$$

$$\text{显冷量 } Q_S = G_F c_p (t_N - t_M) = 420 \times 1.2 \div 3600 \times 1.01 \times (26 - 17.2) = 1.244 \text{ (kW)}$$

(8) 计算新风冷负荷:

$$Q_w = G_w(i_w - i_L) = 60 \times 1.2 \div 3600 \times (89.1 - 59.1) = 0.6 \text{ (kW)}$$

其余房间处理过程详见附表 2。

4.1.4 风机盘管的选型

风机盘管的选择一般根据风盘冷负荷、热负荷、风盘风量来选择, 本次设计中风机盘管是根据风盘的冷量和风量来进行选择的, 室内的新风负荷由新风机组承担。选择风机盘管时, 风机盘管的额定制冷(热)量必须满足公式(4-5)和公式(4-6)

$$Q \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_0 \quad (4-5)$$

$$Q_x \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_{x0} \quad (4-6)$$

式中: β_1 ——风机盘管因积灰而致使盘管的换热损耗附加率, 夏季用风机盘管为 10%, 冬季用风机盘管为 15%, 冬夏两用风机盘管为 20%。

β_2 ——风机盘管间歇使用附加率为 20%。

由于房间数量比较多, 类型也不相同, 冷量各有差异, 下面以房间 102 服务台为例, 对风机盘管的选择计算来进行说明。

风机盘管额定冷量:

$$Q \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_0 = (1 + 10\% + 20\%) \times 1.65 = 2.14 \text{ (kW)}$$

由风机盘管的处理过程计算可得, 风机盘管的额定风量为 328.2m³/h, 考虑到风机积尘、运行效率下降, 乘以 15% 的修正系数, 因此风量为 420×1.15=483m³/h。

根据以上数据: 房间 102 服务间所选的风机盘管为格力设备有限公司生产的吊顶卧式暗藏风机盘管 FP-6.3WA, 台数 1 台。设备的性能参数详见表 4-2。其他房间的风机盘管选型详见附录 3。

表 4-2 格力公司 FP 系列风机盘管性能参数表

卧式暗装 FP-WA 系列风机盘管性能参数表											
型号	企业代号	FP-3.5	FP-5	FP-6.3	FP-8	FP-10	FP-12.5	FP-14	FP-16	FP-20	FP-25
数据	数据										
项目	国标代号	FP-34	FP-51	FP-68	FP-85	FP-102		FP-136	FP-170	FP-204	FP-238
额定风量 m³/h	高	340	510	680	850	1020	1250	1360	1700	2040	2380
	中	260	400	520	680	850	940	1150	1400	1500	1600
	低	180	260	440	460	530	640	680	770	980	1200
冷量 W	高	2000	2800	3500	4500	5300	6600	7400	8500	10600	13300
	中	1800	2400	3200	3450	4800	6100	6400	7500	8100	11800
	低	1400	2000	2500	2800	4300	5200	5400	6300	6800	10500
热量 W	高	3000	4200	5250	6750	7950	9900	11100	12750	15900	19950
	中	2600	3600	4200	5170	7300	9400	10700	11500	14300	18355
	低	2000	3000	3450	4200	6100	8100	8900	9500	11870	15825
标准型噪音 dB(A)		≤37	≤39	≤40	≤45	≤47	≤46	≤48	≤50	≤54	≤55
高静压噪音 dB(A)		≤42	≤43	≤45	≤49	≤51	≤50	≤52	≤54	≤59	≤59
盘管	结构型式	铜管套高效双翻边铝翅片									
	工作压力 MPa	允许最大工作压力 1.6MPa									
	水量 kg/h	350	500	610	780	920	1150	1280	1480	1830	2300
	水压力损失 KPa	20	24	30	44	54	34	38	40	50	50
电机	电源	单相 220V±10V, 50HZ±2.5HZ 交流									
	数量	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
	功率	12	16	20	30	40	25	30	30	50	50
	W	16	20	25	40	50	30	40	40	60	60
配管	水媒进/出管	ZG3/4"内螺纹									
	冷凝水管	ZG 4"直接管									

备注：

1.额定风量是当机外余压为 0Pa 时的值；

2.供冷工况参数：进口空气干球温度 27℃，湿球温度 19.5℃，进水温度 7℃，水温差 5℃；

3.供热工况参数：进口空气干球温度 21℃，进水温度 60℃，热水流量同供冷工况；

4.上述性能参数本公司保留更改产品设计与规格的权利，届时如有更改，恕不另行通知；

5.所有资料如有任何印刷错误，本公司不承担因此产生之后果，有关宣传资料数据仅供参考，具体数据请以产品铭牌为准。

4.2 房间 101 大堂全空气系统

4.2.1 全空气系统分类

房间 101 大堂空调系统采用全空气系统，全空气系统根据新风、回风混合过程的不同，常见的两种形式为：

- (1) 回风和室外新风在喷淋室前混合，叫做一次回风；
- (2) 部分回风与室外新风在喷淋室前混合经喷雾处理后，再跟其余的回风混合，叫做二次回风。见表 4-3。

表 4-3 空气处理过程分类

混合方式	处理过程	特点	适用范围
一次回风		1.回风仅在热湿处理设备前混合一次 2.可利用最大送风温差送风，当送风温差受限时，可利用再热满则送风温度，但是冷量热量相互抵消，浪费能源	1.可利用最大送风温差送风的公共建筑 2.室内散湿量较大的场合
二次回风		1.回风在热湿处理设备前后各混合一次、第二次回风量并不承担室内符合，仅提高送风温度，或增加室内空气循环 2.相比于一次回风方式，可节省再热冷量	1.送风温差受限，而不容许用热源进行再热 2.室内散湿量较大，用再打送风温差送风不满足换气次数要求时 3.高换气次数的洁净车间产房需采用二次回风

综上所述，考虑到室内散湿量较大，因此房间 101 大堂采用全空气一次回风系统。

4.2.2 全空气系统处理过程

例：房间 101 大堂室内冷负荷 $Q=29090\text{W}$ ，湿负荷 $W=2535\text{g/h}$ ；

室内 N 点参数：温度 27°C ，相对湿度 60%，焓值 62.3kJ/kg ；

室外 W 点参数：温度 35.1°C ，相对湿度 56.9%，焓值 89.1kJ/kg ；

送风温差设计为 6°C 。

全空气处理过程见图焓湿图 4-3。

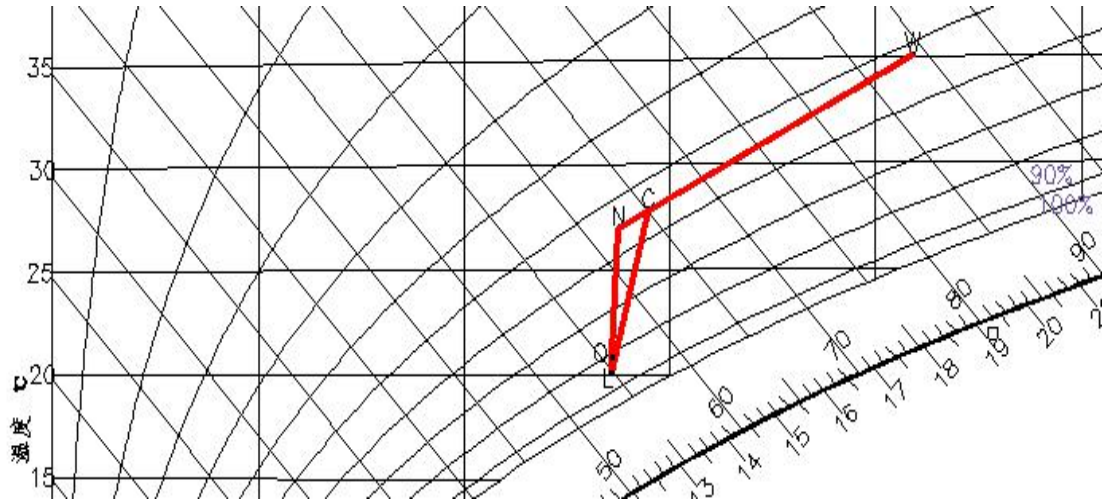


图 4-3 房间 101 大堂全空气一次回风处理过程

W—室外空气参数，N—室内设计参数，C—混合状态点

O—送风状态点， ε —室内热湿比

解：（1）热湿比 $\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{29.1}{2.54} \times 3600 = 41000 \quad (\text{kJ/kg})$

（2）确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_N=27^\circ\text{C}$ 及 $\varphi_N=60\%$ 确定室内状态点 N， $i_N=62.3\text{kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d=35.1^\circ\text{C}$ 和相对湿度 $\varphi_n=56.9\%$ 确定室外状态点 W， $i_W=89.1\text{kJ/kg}$ ；过 N 点作 $\varepsilon=41000\text{kJ/kg}$ 线与送风温差为 6°C ，送风温度为 21°C 的等温线相交于 O 点，得 $t_O=21^\circ\text{C}$ ， $i_O=54.2\text{kJ/kg}$ 。

（3）连接 O、N 点，延长线交于 90% 相对湿度线，得 L 点。

$$t_L=20.1^\circ\text{C}, \quad i_L=53.6\text{kJ/kg}$$

（4）总送风量：

$$G = \frac{Q}{i_N - i_O} = \frac{29.1}{62.3 - 54.2} \times \frac{3600}{1.2} = 10778 \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

(5) 一次回风量:

$$G_1 = G - G_w = 10778 - 1078 = 7900 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

(6) 一次混合状态点 c:

$$i_c = \frac{G_1 i_n + G_w i_w}{G_1 + G_w} = \frac{9700 \times 62.3 + 1078 \times 89.1}{9700 + 1078} = 65 \text{ (kJ/kg)}$$

(7) 系统所需冷量:

$$Q = G (i_c - i_L) = \frac{10778 \times 1.2}{3600} \times (65 - 53.6) = 40.95 \text{ (kW)}$$

(8) 冷量分析:

$$\text{室内冷负荷 } Q_1 = G \times (h_N - h_O) = 10778 \times 1.2 / 3600 \times (62.3 - 54.2) = 29.11 \text{ (kW)}$$

$$\text{新风冷负荷 } Q_2 = G_w \times (h_w - h_N) = 1078 \times 1.2 / 3600 \times (89.1 - 62.3) = 9.63 \text{ (kW)}$$

$$\text{再热负荷 } Q_3 = G \times (h_O - h_L) = 10778 \times 1.2 / 3600 \times (54.2 - 53.6) = 2.16 \text{ (kW)}$$

$$\text{所以, } Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 29.11 + 9.63 + 2.16 = 40.90 \text{ (kW)} \text{ 与前述计算一致。}$$

房间 101 大堂, 空气处理机组的送风量为 10778m³/h, 需要冷量为 40.95kW, 回风量为 9700m³/h, 新风风量为 1078m³/h。

第五章 气流组织形式

5.1 气流组织形式的分类及选择

空间气流布置有多种多样,按照送回风口布置的位置和形式的不同,气流组织形式可以划分为以下五类:(1)上送上回;(2)上送下回;(3)中送上下回;(4)下送上回;(5)中送。但在工程中经常采用的是上送上回,上送下回,中送三种,因此在这仅对此三种方式进行介绍。

(1) 上送上回: 上送上回适用于美观要求较高的场合。是高层民用建筑的空调设计中被广泛采用的一种空调气流组织方式。该方式的送风口通常会采用条形风口或散流器,回风口通常则采用条形风口或百叶式风口。该方式的优点是风管全在吊顶上布置,不会占用建筑面积基本,观赏性强。但是该方式会出现气流短路现象。

(2) 上送下回: 上送下回是由上部空间送入空气再由下部空间排除空气,适用在温湿度和洁净度要求较高的一些场合。该气流组织形式比上送上回更合理,室内空气的参数分布比较均匀,不会出现送、回风的短路问题。但是,因为回风管节在房间的下部,会占用一定的建筑面积。因此,只有在合理布置和条件允许的情况下,才会应用此气流分布的方式。

(3) 中送风: 中送风是高层民用建筑或房间的上下部空间温差较大时常采用的一种送风方式,多属于贴附射流(送风口经常采用条形或百叶式风口)。中送风气流组织较好,人员舒适感好。但要求一个房间内有两个不同高度的吊顶,会造成空间竖向温度分布不均匀,会发生“温度分层”现象。

结论: 该建筑一层层高为 3.3m,二层以上层高为 3.2m,无较明显的高大空间,故气流组织均采用散流器送风,上送下回的方式。

5.2 新、送、回风口形式和布置

风口对气流组织有着关键影响,根据送回风量选择合适的风口,均匀分配,同时避免柱和梁的阻挡,最大可能的减少风量扰动对气流产生的负面效应,才能产生良好的气流组织效果,在本次设计中遵循了以下原则:

1.新风口应尽量靠近风机盘管的送风口,目的让新风与室内回风混合均匀。

2.送风口尺寸放大。变风量末端在调节时产生的风速变化会使人感到不适,这在大风量送风口尤为明显。解决这个问题的最简单方法是加大吊顶风口的尺寸,尽可能减少出风速度,使这种风速的变化带来的影响微乎其微。一般可将

送风口的额定流量加大一档。

所以本次设计风机盘管加独立新风系统采用散流器送风形式，回风口采用双层百叶带滤网，室内新风送风口采用双层百叶，室外新风进出口则采用防雨百叶；房间 101 大堂全空气系统送风口也为散流器形式，回风口为双层活动百叶风口。

5.3 新、送、回风口尺寸计算

（一）计算要求

为了防止各风口噪音，送风口的出风风速宜采用 2~5m/s。风口的尺寸计算与风管道尺寸的计算基本相同，一般当层高在 3~4 米的房间大约取风速在 2~2.5 米每秒。根据经验一般可将使每个风口在 20~25 平方米的面积，其风量大约在 500 立方米左右。

回风口位于房间上部时，吸风速度取 4~5m/s,回风口位于房间下部时，若不靠近人员经常停留的地点，取 3~4m/s，若靠近人员经常停留的地点取 1.5~2m/s，若用于走廊回风时，取 1~1.5m/s。

表 5-1 推荐的风口流速表

应用场所	风速 m/s
播音室	1.5~2.5
戏院	2.5~3.5
住宅、公寓、饭店房间、教室	2.5~3.8
私人办公室	2.5~4.0
一般办公室	5.0~6.0
电影院	5.0
百货店上层	7.5
百货店地下	10.0

（二）计算步骤

对于工作区的流速，我国现采用《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ19-87 规定：舒适性空气调节室内冬季风速不应大于 0.2 m/s；夏季不应大于 0.3 m/s。这就作为我们进行气流组织计算的依据。

散流器气流组织计算，主要依据 P.J.杰克曼对圆形多层锥面和盘式散流器实验结果的综合公式，散流器的速度衰减方程如式（5-1）所示：

$$\frac{v_x}{v_s} = \frac{K \cdot A^{1/2}}{x + x_0} \quad (5-1)$$

式中：x——自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_s ——散流器出口风速，m/s；

x_0 ——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——送风口常数，多层锥面散流器为 1.4，盘式散流器为 1.1。

散流器平送气流组织设计流程：

- (1) 按照房间的尺寸布置散流器，计算每个散流器的送风量。
- (2) 初选散流器

按表选择适当的散流器颈部风速 v_0 ，层高较低或者要求噪声低时，选用低风速；层高较高或者噪声要求不高时，可选用高风速；选定风速后，根据产品样本手册确定散流器规格。

表 5-2 散流器送风最大颈部风速

使用场合	颈部最大风速 (m/s)
播音室	3~3.54
医院门诊室、病房、旅馆客房、接待室、居室、计算机房	4~5
剧场、剧场休息室、教室、音乐厅、食堂、图书馆、游艺厅、办公室	5~6
商店、旅馆、大剧场、饭店	6~7.5

(3) 选定散流器后可计算出实际的颈部风速，散流器实际出口面积约为颈部面积的 85%，因此散流器出口风速为：

$$v_s = \frac{v_0}{0.85} \quad (5-2)$$

(4) 按下式计算射程，即散流器中心道风速为：

$$x = \frac{K v_s A^{1/2}}{v_x} - x_0 \quad (5-3)$$

(5) 按下式计算工作区平均风速：

$$v_m = \frac{0.381x}{(L^2/4 + H^2)^{1/2}} - x_0 \quad (5-4)$$

式中：L——散流器服务边长，m；当两个方向不等时，可取平均值；

H——房间净高，m；

x——射程，m。

当送冷风的时候时，应增加 20%，送热风时减少 20%。若 V_m 满足工作区风速要求，则认为设计合理，若不满足工作区风速要求，则要重新选择布置散流器，重新计算。

5.4 气流组织计算举例

以房间 101 大堂为例，房间长 25.5m，宽 17.5m，总面积为 370m²，层高 4.2m，送风量为 10778m³/h。

(1) 布置散流器 考虑扣除回风口的位置，送风口采用对称布置，共布置 16 个，每个散流器承担 4.8×4.8m 的送风任务。

(2) 初选散流器 本例按 $v_0 = 2.5$ m/s 左右选取风口，选用 300mm×300mm 的方形散流器，颈部面积为 0.9m²，有效面积系数为 0.85，则颈部风速为：

$$v_s = \frac{Q}{3600nA} = \frac{10778}{3600 \times 16 \times 0.0765} = 2.45 \quad (\text{m/s})$$

(3) 按式 5-3 求射流末端速度为 0.5m/s 的射程，即

$$x = \frac{K v_s A^{1/2}}{v_x} - x_0 = \frac{1.4 \times 2.45 \times 0.0756^{1/2}}{0.5} - 0.07 = 1.83 \quad (\text{m})$$

(4) 按式 5-4 计算室内平均速度

$$v_m = \frac{0.381x}{(L^2/4 + H^2)^{1/2}} = \frac{0.381 \times 1.83}{(4.8^2/4 + 4.2^2)^{1/2}} = 0.14 \quad (\text{m/s})$$

房间 101 大堂内，室内平均风速最大风速为 0.14m/s。送冷风时风速增加 20%，风速为 0.14×1.2=0.168m/s，故所选散流器符合要求。

其余房间气流组织计算可详见附表 4。

第六章 空调风系统设计计算

6.1 风管水力计算

6.1.1 风管的材料和形式

(1) 风管的材料

一般空调多用薄钢板，铝合金或镀锌钢板制作风道。在某些体育馆、影剧院也可以用砖或混凝土预制风道。另外也可以用木板，塑料板作为风道材料。在新型空调中，也有用玻璃纤维板或两层金属间加隔热材料预制保温板做成风道，但造价较高。

本设计风管则采用镀锌钢板。

(2) 风管形式

常用的风管有圆形和矩形两种形式。圆形风管的强度大，耗材料小，但加工工艺复杂，占用空间大，与风口的连接较困难，一般多用于排风系统和室外风干管。矩形风管加工简单，易于与建筑结构吻合，占用空间小，与风口及支管的连接也较为方便，因此空调送风和回风管均采用矩形风管。

6.1.2 风管布置要求

(1) 风管系统设计要点

- 1.管道尽量简短，减少分支来节省材料和系统阻力
- 2.风管的布置要考虑与其他管道之间的联系，以免发生矛盾
- 3.风管布置时应有不小于 0.05 的坡度，用来排除管道中凝结的气体，还要在风机的最低点设置水封泄液管
- 4.风系统新风入口的选择应在室外空气洁净的地点，进风口底部距室外地面不宜低于2m 可以避免吸入飞尘。当新风入口与排风口要同时布置时，应把新风口设置主导风向的上风侧，新风口宜低于排风口3m 以上水平距离不宜小于10m。
- 5.风机布置好后，千万不要忘记在适当的位置布置风管阀门。

(2) 减少风系统总阻力的方法

- 1.尽量减少风管系统的摩擦阻力。
- 2.尽量减少风管系统的局部阻力。

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/947054121044010005>